

**YILDIZ TEKNİK UNIVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU**

**KONTEYNER GEMİSİNİN A T ELEKTROHİDROLİK
DÜMEN SİSTEMİNİN KONUM KONTROLU**

Gemi İnşaatı ve Gemi Mak. Muh. FEVZİ SENLİ TURK

**FBE Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Anabilim Dalı Gemi İnşaatı Mühendisliği Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yard. Doç. Dr. Fuat ALAR İN

İSTANBUL, 2008

ICINDEKILER

	Sayfa
SIMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	v
SEKİL LİSTESİ	vi
CİZELGE LİSTESİ	vii
ONSOZ	viii
OZET	ix
ABSTRACT	x
1. GİRİŞ	1
1.1 Elektrohıdrolık Sistemler ve Özellikleri.....	1
1.2 Çalışmanın Amacı	2
1.3 Konu ile İlgili Yapılan Çalışmalar	2
2. DUMEN SİSTEMLERİ	7
2.1 Tek Silindırlı Hidrolık Dumen Makineleri.....	7
2.2 İki Silindırlı Hidrolık Dumen Makineleri.....	9
2.3 Elektrohıdrolık Dumen Makineleri	10
3. ELEKTROHİDROLİK SERVO SİSTEMLER	12
3.1 Servo Kontrol	13
3.2 Elektrohıdrolık Servovalfler	14
3.3 Valf Modeli	17
3.3.1 Sıfır Bosluklu Surgulu Valf.....	17
3.3.2 Negatif Bosluklu Valfın Debileri	19
4. HİDROLİK SİSTEMİN MATEMATİK MODELİ	21
4.1 Genelleştirilmiş Akış Denklemi	21
4.2 Genelleştirilmiş Momentum Denklemi	23
4.3 Silindir Modelinin Elde Edilmesi.....	23
4.4 Valf Silindir Sistemi	25
4.5 Elektrohıdrolık Sistemin Matematik Modeli.....	29
4.6 Negatif Bosluklu Servovalfle Kapalı Çevrim Konum Kontrolü İcin Doğrusal Katsayıların Belirlenmesi	31
4.7 Negatif Bosluklu Servovalf İcin Doğrusal Katsayı Sabitleri.....	32
5. DUMEN SİSTEMİ DİZAYNI VE HESAPLAMALARI	33
5.1 Dumen Sisteminin Çalışma Şartları	33
5.2 Ana Dumen Sistemi Elemanlarına Ait Hesaplamalar	33
5.3 Ana Dumen Silindiri Boyut Hesabı.....	33
5.4 Çalışma Basıncını Sağlamak Üzere Seçilen Silindir Çapı ve Silindir Mili Ölçüleri	34
5.5 Silindir Et /Çidar Kalınlığı Hesabı	34

5.6	Ana Dumen Silindiri Strok Hesabı.....	35
5.7	Ana Dumen Silindiri İcin Hidrolik Pompa Secimi.....	35
5.8	Elektrohidrolik Güc Ünitesi Yağ Tankının Secilmesi.....	36
6. NEGATİF BOSLUKLU SERVOVALFİN DOGRUSAL KATSAYI		
SABİTLERİNİN HESAPLANMASI.....		37
6.1	Negatif Bosluklu Servovalf İcin Dogrusal Katsayı Sabitlerinin Değerleri	37
7. ELEKTRO HİDROLİK SİSTEMİN TANILANMASI.....		
7.1 Gemilerde Kullanılan Kontrol Uygulamaları		39
7.2 Simulasyon Çalışmaları.....		41
SONUÇLAR.....		44
KAYNAKLAR.....		45
ÖZGEÇMİŞ		47

SIMGE LİSTESİ

A_1	Pistonun on tarafındaki kesit alanı
A_2	Pistonun arka tarafındaki kesit alanı
a	Kısıtlama alanı
C_1	Silindirin on tarafındaki kapasitans terimi
C_2	Silindirin on tarafındaki kapasitans terimi
C_q	Valf bosalma katsayısı
d_a	Silindir dış çapı
d_i	Silindir iç çapı
d_R	Silindir mili çapı
i_u	Negatif boşluk değeri için kumanda esdeğeri
$k_{1,2,3,4}$	Negatif boşluklu servovalf doğrusal katsayısı
k_f	Servovalf kazanç katsayısı
$K_{p,i,d}$	PID kontrol kazançları
L_M	Yükleme induktansı
M	Yük kutlesi
P_1	Hidrolik motorun 1. tarafındaki basınç
P_2	Hidrolik motorun 2. tarafındaki basınç
P_a	Silindirin 1. tarafındaki basınç
P_b	Silindirin 2. tarafındaki basınç
P_C	Çalışma basıncı
P_e	Tank çıkış basıncı
P_s	Besleme basıncı
Q	Hacimsel debi
R_u	Negatif boşluklu akım esdeğerine bağlı direnç
u	Akım yolu ile valf pistonu arasındaki boşluk
v	Akışkan hızı
w	Alan gradyanı
x	Valf hareket miktarı
x_v	Kanatçık hareket miktarı
β_e	Hacimsel esneklik modülü
δ	Dümen sapması
ρ	Akışkanın yoğunluğu
ψ	Boyutsuz negatif açıklık
ψ_e	Savrulma açısındaki sapma

KISALTMA LISTESİ

CPLD	Complex Programmable Logic Device
DC	Direct Current
DCDT	DC-LVDT (Direct Current - Linear Variable Difference Transformer)
DIVSC	Digital Integral Variable Structure Control
IVSC	Integral Variable Structure Control
MATLAB	Matrix Laboratory
PD	Proportional-Derivative
PI	Proportional-Integral
PID	Proportional-Integrative-Derivative

SEKIL LISTESİ

	Sayfa
Sekil 2.1 Tek dumen mekanizmasının çalışması ve montajına ilişkin gösterim.....	8
Sekil 2.2 Çift dumen mekanizmasının çalışma ve montaj resmi.....	9
Sekil 2.3 İki silindirli hidrolik dumen sisteminde dumenin sancaya basılması.....	10
Sekil 2.4 Elektrohidrolik dumen mekanizmasının sematik gösterimi.....	11
Sekil 2.5 Elektrohidrolik dumen sisteminin diyagramatik seması	12
Sekil 3.1 Elektrohidrolik kontrolün blok diyagramı.....	14
Sekil 3.2 Servovalfin çalışma prensibi	14
Sekil 3.3 Kanatçık/nozul kademesinde kuvvet geri beslemeli servovalf tasarımı	16
Sekil 3.4 Surgu kademesindeki yay ile doğrudan geri dönüş beslemeli servovalf tasarımı.....	16
Sekil 3.5 Sıfır boşluklu surgulu valf.....	18
Sekil 4.1 Genelleştirilmiş sürekli akış denklemi	21
Sekil 4.2 Hidrolik silindirin fiziksel modeli	23
Sekil 4.3 Valf - silindir fiziksel modeli	26
Sekil 4.4 Elektrohidrolik servo sistemin sematik resmi	29
Sekil 7.1 Savrulma ve yalpa dengeleme sistemi blok diyagramı	39
Sekil 7.2 Savrulma hareketi PID kontrol blok diyagramı	41
Sekil 7.3 Dumen açısı değişimi	42
Sekil 7.4 Dumen hızının değişimi	42
Sekil 7.5 Hidrolik silindirin birinci yüzeyindeki basınç değişimi	43
Sekil 7.6 Hidrolik silindirin ikinci yüzeyindeki basınç değişimi	43

CİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Cizelge 7.1 PID kazanlarının performans değişimine etkileri.....	40

ONSOZ

Calısmada servovalf ve hidrolik sistemden olusan elektrohidrolik bir dumen sisteminin konum kontrolu gerceklestirilmeye calıslımdır.

Konu uzerinde calısmamı oneren ve calısmamın her asamasında beni destekleyen danısman hocam Yard. Doc. Dr. Fuat ALARCIN' e tesekkuru borc bilirim.

OZET

Son yıllarda teknolojiye ve kontrolcülerde ortaya çıkan yeni gelişmeler, elektrohidrolik sistemlerin kontrolünü çalışmaların odağı haline getirmiştir. Hidrolik sistemlerin yapısal özellikleri bu sistemleri, farklı tipte gelişmiş kontrol algoritmalarının uygulandığı ideal bir konu haline getirmiştir. Günümüzde otomasyon, hassas kontrol ve seri üretim ihtiyaçlarından dolayı hidrolik sistemler, elektrik ve elektronik kumanda, kontrol ve sensor uygulaması ile birlikte kullanılmaktadır. Endüstriyel uygulamalarda, hidrolik sistemler otomasyona uygundur. Özellikle elektrohidrolik sistemlerde, yüksek hız ve hassasiyetin gerektirdiği havacılıkta, deniz üstü ve deniz altı araçlarının uygulamalarında servovalflerin kullanımı oldukça yaygındır. Servo valflerin en önemli özelliği, elektriksel giriş isareti ile hidrolik akışkan debisi çıkış isareti arasında tam bir doğrusal bağlantı sağlayarak elektrohidrolik sistemin hareketinin kontrolünü sağlamalarıdır.

Bu çalışmada dört yönlü üç konumlu bir servo valf kullanılarak bir gemiye ait elektrohidrolik dumen sisteminin dinamik özelliklerinin simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

Öncelikle elektrohidrolik sistemlerin modellenmesi ve kontrolüne ait önceki yapılmış çalışmalar incelenmiş ve sistemi oluşturan temel elemanların yapıları ve özellikleri anlatılmıştır.

Sonra hidrolik sistem elemanlarının nonlineer akış denklemleri kullanılarak modellemeleri yapılmıştır. Sonuç olarak hidrolik sistemi temsil eden dördüncü dereceden diferansiyel denklemler elde edilmiştir. Matematiksel modeli oluşturulan elektrohidrolik sistemin simülasyonunun gerçekleştirilmesinde MATLAB programının SIMULINK modülü kullanılmıştır.

Çalışmanın sonunda, elektrohidrolik sistemin simülasyonu, SMULINK modülü ile PID (Oransal-Integral-Türev) kontrolcü uygulanarak sistemin kapalı çevrim konum kontrolü gerçekleştirilmiş ve sonuçlar yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Elektrohidrolik sistemler, elektrohidrolik dumen sistemleri, hidrolik silindir, servovalf, PID kontrol.

ABSTRACT

The control of the electrohydraulic systems have become the main focus of the researches with the new advancements occurred recently in the technology and controllers. The structural characteristics of the electrohydraulic systems makes them ideal subjects for the application of different types of the sophisticated control algorithms. Today the automation is applied together with the hydraulic systems, electric and electronic control, and sensor because of the need of sensitive control and mass-production. In the industrial applications, fluid power systems are suitable for automation. Especially in electrohydraulic systems, the servo valves are commonly used in the aviation which needs high speed and precise and fine control, and in the marine and submarine vehicles. The most important role of the servo valves is that they provide with the control of the motion of electrohydraulic systems creating a proportional correlation between the hydraulic fluid flow rate and the electrical input current.

In this thesis, simulation of electrohydraulic rudder system have been carried out using four-way three position proportional valve. In order to compare the performance of hydraulic rudder system in consideration of the vessel's dynamic model, the control of ship's piston position non-adaptive methods of Proportional-Integrative-Derivative (PID). In conclusion of the studies that were conducted up to this point, classical control is recommended due to superior performance that it has demonstrated in uncontrolled system.

Firstly, literature available on the hydraulic system modelling and control done previously is reviewed and the structures of basic components forming the system are described.

Secondly, non-linear flow equations, which are available in the literature, are used to model proportional control valve. As a result, fourth order non-linear differential are derived for the hydraulic systems. SIMULINK module of the MATLAB programme is benefited to perform the simulation of the hydraulic system mathematical model of which is derived.

In conclusion, closed loop position control is achieved applying the simulation of the electrohydraulic system SIMULINK with the PID (Proportional – Integral-Derivative) controllers, and the results have been commented on.

Keywords: Electrohydraulic systems, electrohydraulic rudder system, hydraulic cylinder, PID control, servovalves.

1. GIRIS

1.1 Elektrohidrolik Sistemler ve Ozellikleri

Hidrolik sistemler yuksek performans gerektiren, kucuk hacimlerde yuksek tork, kuvvet ve hassas konum kontrolu ihtiyacı duyulan bircok endustriyel uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Takım tezgahları, savunma sanayi, robot teknolojisi gibi bircok uygulamada yer alan hidrolik silindir sistemlerinde konum kontrolu, hidrolikvalf/motor sistemlerinde ise genelde hız kontrolu onem kazanmaktadır.

Genelde hidrolik sistemlerin manuel kullanımı bazı uygulamalar icin yeterli olmaktadır. Ancak gunumuzde otomasyon, hassas kontrol ve seri uretim ihtiyaclarından oturu hidrolik sistemler, elektrik ve elektronik kumanda, kontrol ve sensor uygulaması ile birlikte kullanılmaktadır. Hidrolik ve elektronigin bu birlikteligi sonucunda beyin ve kas sistemine sahip olan hibrit sistemler gelistirilmistir.

Hibrit sistemlerin uygulama alanlarından biri de gemilerin dumen sistemleridir. Bu sistemler geminin belirlenen rotasında gitmesini ve manevra esnasında istenen hareketleri yapmasını temin etmek icin sancak veya iskeleye donmesini saglarlar. Teknolojinin ilerlemesi ve cesitli ustunluklerinden dolayı elektrohidrolik dumen makinelerinin gemilerde kullanımı yaygınlaşarak artmaktadır.

Elektro hidrolik dumen makineleri ;

- Az bir gucle tahrik edilebilmeleri,
- Dumen dolabının hareketine cok az bir gecikme ile daha hassas cevap vermesi,
- Daha az bir yer isgal etmesi,
- Daha hafif olusu,
- Hidrolik silindirlerin, hidrolik pompaların ve kontrol mekanizmasının kolayca montajının ve sokumunun yapılabilmesi ,

bakımından diger dumen sistemlerine gore daha avantajlıdırlar.

Hidrolik uygulama iceren bu tasarımda,uygulamayı gerceklestirmeden once tasarım asamasında sistem hakkında onceden bilgi sahibi olunması ve dinamik davranışının gozlenmesi icin bilgisayar ortamında benzetim çalışması yapmak hem isi kolaylastırmakta hem de zaman ve maliyet açısından buyuk faydalar saglamaktadır. Ancak model oluşturma çalışması da bilgi birikimini ve tecrubeyi gerektirmektedir. Benzetim yoluyla elde edilen sonuclar degerlendirilip tasarım surecine geri donulerek gerekli duzeltmeler yapılır. Boylece

daha az zaman ve daha az kaynak harcanarak sistemin istenilen performans düzeyine getirilmesi mümkün olmaktadır.

1.2 Çalışmanın Amacı

Benzetim modeli yöntemi kullanılarak hidrolik sistemlerin incelenmesi, bilgisayar teknolojisinin gelişimi ile paralellik göstermektedir. Daha önce yapılan bu çalışmalar, bilgisayarla hidrolik konum kontrolü uygulamasının endüstriye getirdiği zaman ve hassasiyet kazanımı açısından büyük önem taşımaktadır.

Bir hidrolik sistemin tasarımındaki aşamalar; matematik modelleme, dinamik model elde edilmesi ve benzetimdir. Bu şekilde, bilgisayar ortamında sistemin basamak ve frekans tepkisi vb. davranışlarının benzetimi yapılabilmektedir. Böylece benzetim üzerinde yapılan çalışmalarla tasarımın iyileştirilmesi, kontrolcü türünün seçimi ve parametrelerin iyileştirilmesinin bilgisayar ortamında kolaylıkla gerçekleştirilmesi mümkün olmaktadır.

Özellikle son yıllarda mikroislemciler ve mikrodenetçiler alanında ortaya çıkan gelişmeler elektrohidrolik sistemlerin doğrudan sayısal denetimini olanaklı hale getirmiştir. Elektrohidrolik sistemlerde, elektronik denetim ile hidrolik sistem arasındaki temel arayüz elemanı elektrohidrolik bir valftir.

Hidrolik sistemlerin dinamik özelliklerini iyice anlayabilmek için sistemi oluşturan elemanların detaylı modellerinin elde edilmesi gerekir. Hidrolik elemanların birbirleriyle etkileşimi göz önüne alınarak oluşturulan sistem modeli genelde doğrusal olmayan terimler içerir ve bu sistemin çözümü açısından bazı güçlükler çıkarır. Fakat doğrusal olmayan bu ifadeler gerçek sistem karakteristğini yansıttığından sistem çözümünde doğrusal modellere göre daha sağlıklı çözümler verir.

1.3 Konu ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Elektrohidrolik kontrol sistemleri, büyük güç uygulayabilme, hızlı cevap ve yüksek hassasiyet gibi dinamik üstünlükleri nedeniyle bir çok endüstriyel alanda kullanılmaktadırlar. Yapılan çalışmalar sayesinde hidrolik denetim sistemlerinde, performans iyileştirmesi bakımından üç noktalara ulaşılmıştır. Bu sistemlerin içindeki en önemli eleman olan, kullanıcıya giden akışkan debi ve basıncını kontrol eden elektrohidrolik valflerdeki gelişim, bu sistemleri daha hızlı ve daha hassas duruma getirmiştir. Son yıllardaki bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ve maliyetinin düşmesi, dijital denetim olanaklarının yaygınlaşması elektrohidrolik kontrollü sistemlerin uygulama alanını arttırmıştır.

Tepki suresinin önemli olduğu hızlı sistemlerde yuk, bir elektrohidrolik servovalfin surdugu hidrolik silindir ile kontrol edilmektedir. Bu sistemlerin modellenmesi ve kontrolu, mevcut sistemlerin performansının yukseltilmesi ve servovalfler üzerindeki iyilestirmeler ile ilgili son yıllarda yapılan calısmaların bir kısmı tarih sırasına göre asagıda verilmistir.

Tikkanen (1995), bir dizel makine, degisken deplasmanlı bir hidrolik silindir ve degisken deplasmanlı bir hidrolik motordan olusan hidrostatik iletim sisteminin hız kontrolunu bulanık mantıklı kontrolcu ile saglamıs ve PI kontrolcu ile karsılastırmıstır.

Becan vd. (1998), temel hidrolik konum kontrol sisteminin durum-uzay modelini elde etmisler ve bu model uzerinden esneklik modulunun, silindirin her iki tarafındaki hacim degisimlerine baglı varyasyonları dikkate alarak kontrol katsayıları belirlemisler ve esneklik modulu sabit olan modelle karsılastırma yapmışlardır. Bu modelde PD kontrolcu kullanılmış olup, sistem davranışının sonuclarına baglı daha gercekci bir model icin incelenmiş ve yorumlanmıştır.

Zuping vd. (1998), 1970 yılında Almanya'da inşa edilen Yu Cai gemisinin dumen sistemine ait hidrolik servo sistemin dinamik modelini kurup, bond graph modelini olusturmuster. Sistem yağ tankı ve ona ait kontrol valfi ile silindirden olusmaktadır. Zuping vd. kurdukları bu modelin simulasyonunda, farklı parçaların degisik durumlardaki karsılastırmasını yapmıştır. Pompa ve kontrol valfi gibi ana parçaların daha iyi secilmesi gerektiğini ortaya koymus olup, calısmadaki modelin ve metodun, hidrolik servo sisteme sahip dumen sisteminin dinamik analizinde ve sistem dizaynında kullanılabileceğini ifade etmiştir.

Ozcan (1999), sistem tasarımı ve valf seciminde, öncelikle sistemin kontrolünde acık cevrim veya kapalı cevrim olarak yapılması kararının verilmesi gerektiğini belirtmiş, on-off valfler , oransal valfler, bobin konum kontrollu (kapalı cevrim) oransal valfler ve servo valfleri kıyaslamıştır. Kapalı cevrim kontrol edilen sistemlerde yüksek hız ve hassasiyet gerektiğinde ise servovalflerin bazı tiplerinin uygulamalarda tercih nedeni olduğunu ifade etmiştir.

Park vd. (1999), calısmalarında elektrohidrolik fin servo sisteminin konum kontrolünde genetik algoritmayı kullanan bulanık mantıklı bir kontrolör (fuzzy logic controller) tasarlamışlardır. Bulanık mantıklı kontrolör tasarımı kolaylastırmak için karakteristik parametreler bir kromozoma kodlanmıştır. Tasarlanan kontrolörün etkinliğini, PID kontrolcu ile karsılastırarak dogrulamışlardır. Yüksek mertebeden nonlinear sistemler için bulanık mantıklı kontrolörün hızlı ve kesin cevaplar verdığını ortaya koymuşlardır.

Deticek (2000), nonlinear hidrolik sistemin konum kontrolunu gerceklestirmek icin bulanik PD ve kendi kendine ogrenen bulanik mantikli kontrolor (self-learning fuzzy controller) tasarlamistir. Klasik adaptif kontrolorlere gore akilli bulanik kontrolorun daha ustun oldugunu ortaya koymustur.

Balkan ve Arıkan (2001), hidrolik sistemlerin tasariminda basta MATLAB®/SIMULINK® yazilimi olmak uzere ticari paket programlari ve hidrolik modullerin kullanilarak benzetim yapilmasinin kolaylik ve zaman kazandiracagini gosteremislerdir.

Yuksel ve Sengirgin (2001), calismalarinda elektrohidrolik denetim sistemlerinde kullanılan servovalfler, solenoid valfler ve diger alternatif valflerin tarihsel gelisimi ve karakteristiklerini inceleyerek, valfleri cesitli acılardan birbirleri ile karsilastirmislardır. Maliyet ve kirleticilere karsi asırı hassasiyet gibi dezavantajlara karsın, servovalflerin sagladığı yuksek dinamik basarimli, guvenirlilik ve hassasiyette bir geribeslemeli denetim saglayacak valf turunun olmadığı, ancak elektronik devrelerin yardımı ile hızlı oransal valflerin basarımlarının servovalflere cok yaklastığını ifade etmislerdir.

Akkaya vd. (2001), viskoz sonumleme etkilerini ve akiskanın sıkıstırılabilirliğini iceren bir hidrolik guc silindir sisteminin matematiksel modelini olusturarak, MATLAB programlama dilinde sistemin benzetimini yapmışlardır. Sistemin benzetiminde konumu, ac-kapa ve PD algoritmali kapalı cevrim olarak iki ayrı sekilde kontrol ederek karsilastirmislardır.

Mihajlov vd. (2002), elektrohidrolik servo sistemlerinde konum kontrolunu gerceklestirmek icin kayıcı kipli kontrolcu ile bulanik PI kontrolcuyu birlestirerek uygulamislardır. Hidrolik silindirlerin yapısından dolayı olusan surtunmeyi de kapsayan nonlinear ozellikler icin matematiksel model olusturmuşlardır. Kayıcı kipli kontrolcunun performansını arttırmak icin kapalı cevrimde ileri beslemeli bulanik kontrolcu eklemislerdir. Simulasyon sonuclarıyla birlestirilmis kontrolcunun performansının kayıcı kipli kontrolcuden daha ustun oldugunu ortaya koymuslardır.

Yu vd. (2003), fuzzy (bulanik mantikli) kontrol ile tekrarlanan ogrenme kontrolunu (iterative learning control) birlestirmislerdir. Sistem, fuzzy kontrolun guclu robust ozelliginin yanı sıra uygun ogrenme aritmetigi kullanarak fuzzy kontrolun eksikliklerini gidermistir. Uygun bir ogrenen fuzzy kontrolcu tasarlayarak, elektrohidrolik servo guc sistemine uygulamislardır. Simulasyon sonuclarına dayanarak kontrolcunun kendi kendine ogrendigini ve etkin olarak kendi fuzzy kurallarını urettigini ifade etmislerdir. Boylece diger PID kontrol sistemlerine karsi ustunlugunu ortaya koymuslardır.

Zeb (2003), analitik metot kullanarak elektrohidrolik konum kontrollu servo sistemin matematiksel modelini olusturmudur. Yukselticinin ve servovalfin dinamik etkileri ihmal edildiğinde, elektrohidrolik konum kontrollu servo sisteminin transfer fonksiyonun ucuncu merteye bir fonksiyon oldugunu belirtmis ve sistem hassasiyetinin acık dongu kazancına baglı oldugunu, daha büyük acık dongu kazançlarında daha küçük hataların elde edilecegini soylemistir.

Istif ve Kutlu (2004), simulink modeli gelistirilen oransal valf kontrollu hidrolik silindir sisteminin bond graph modelini olusturmuslardır. Dorduncu dereceden verilen nonlineer sistemin, hidrolik sistem dinamikini etkileyen parametreleri degistirerek yapay sinir ağı (YSA) modeline dayanan temel ongorulu kontrol uygulamalar ve konum kontrolunu basarı ile gerçeklestirmislerdir. Bunu da YSA modelinin ogrenme yeteneği ile acıklayarak, parametre degisimleri karsısında YSA model katsayılarını guncelleme mekanizması sayesinde farklı calıma kosullarına da uyum sagladığını gosteremislerdir.

Chuang ve Shiu (2004) elektrohidrolik servo kontrol sistemlerine basarıyla uygulanan analog integral degiskenli yapı kontrolu (IVSC-Analog Integral Variable Structure Control) yerine dijital integral degiskenli yapı kontrolu (DIVSC) uygulamalarıdır. Ancak analog kontrol kurallarının dijital sistemlere uygulanması ongorulemeyen kararsız durumlar yaratacğından, kayan kipli modun ayrıık mevcut kosullarını, IVSC sistemine uyarlamalarıdır. Onerilen kontrol sisteminde CPLD cipler kullanıp, sistemin protipini yaparak elektrohidrolik servo sistemlerin dijital integral degiskenli yapı kontrolunun (DIVSC) uygunabilecegini gosteremislerdir.

Hong vd. (2004), elektro-hidrolik servovalf ve hidrolik silindirden olusan elektro-hidrolik servo sistemin, robust nonlineer kontrolcu kullanarak geri adım yaklasımıyla nonlineer kontrolunu gerçeklestirmistir.

Keles ve Ercan (2004), yaptıkları deneysel calısmada bir elektrohidrolik servovalf, hidrolik guc kaynağı basınc kompensatorlu, degisken deplasmanlı tipte pistonlu bir hidrolik yağ pompası,bunu suren 22 kW'lık bir elektrik motoru, çift etkili ve çift kollu pistonu sahip silindir, DCDT tipi bir konum transduseri, oransal kontrol yapabilen ve oransal kazancı ayarlanabilen DC servo yukseltici, 80486-DX2-66 MHz'lik islemciye sahip, 8 MB RAM'i olan bir PC tipinde bilgisayar ve laboratuarda gelistirdikleri puls genisligi modulatoru ile elektrohidrolik bir servo sisteminin acık ve kapalı cevrim davranıslarını deneysel olarak incelenmis ve puls genisligi modulasyonu tekniginin bilgisayar kontrollu hidrolik sistemlere basarılı bir sekilde uygulanabilecegini gosteremislerdir.

Kokturk vd. (2005), çalışmalarında, bir servovalf ve surucusu kullanarak çift etkili hidrolik bir silindirin kapalı çevrim konum ve hız denetimini gerçekleştirmek için MATLAB® yazılımının Ident® arayuzu kullanarak düzenegin sistem tanılamasını yapmışlardır. Sonra oransal denetleyici kullanarak sistemin konum, PI denetleyici kullanarak da hız denetimini gerçekleştirmişlerdir. Gerçek sistem tepkileri ile matematiksel modelden elde edilen benzetim sonuçları karşılaştırılmıştır. Kalman algoritması kullanarak, sistem tepkisinin daha önce kullanılan yöntemlere göre iyileştigini saptamışlardır.

Akkaya (2006), Matlab programının Simulink modulünde hidrostatik iletim sistemlerindeki acısal hızlarda, Oransal-Integral-Türev kontrolcunun (Proportional- Integrative-Derivative, PID) ve bulanık kontrolcunun performansını incelemiştir. Sistemin kontrolünde esneklik modulunun (bulk modulus) etkisini de hesaba katmıştır. PID kontrolcunun değişen esneklik modülleri karşısında yetersiz kaldığını, buna karşın bulanık kontrolcunun acısal hız kontrolünde daha üstün olduğunu ortaya koymuştur.

Son yıllarda gemi elektrohidrolik dumen sistemlerinin kontrolü için geçmişte uygulanmış ve güvenilirliği ispatlanmış metotlar bulunmasına rağmen gelişen teknolojiye paralel olarak, farklı bulanık mantıklı kontrol yöntemlerinin uygulanmasıyla hidrolik sistemlerdeki hata analizi, arızaların ongorulmesi ve konum ve hız kontrolü konularında daha iyi sonuçlar verdiği, enerji ve zaman tasarrufu sağladığı gözlemlenmiştir.

Literatürde genellikle kontrol edilecek sistemlerin tasarımında, bulanık kontrolcüler ya tek baslarına bir kontrolcü ya da yapay sinir ağları, kayan kipli kontrol, klasik PID ve adaptif kontrol algoritmalarının birçoğu ile birlikte incelenmiştir.

2. DUMEN SİSTEMLERİ

Elektrohidrolik dumen sistemlerinin çalışmasını anlayabilmek için aşağıda hidrolik dumen sistemlerinin yapısı ve işleyisi hakkında kısa bilgi verilmektedir.

2.1 Tek Silindirli Hidrolik Dumen Makineleri

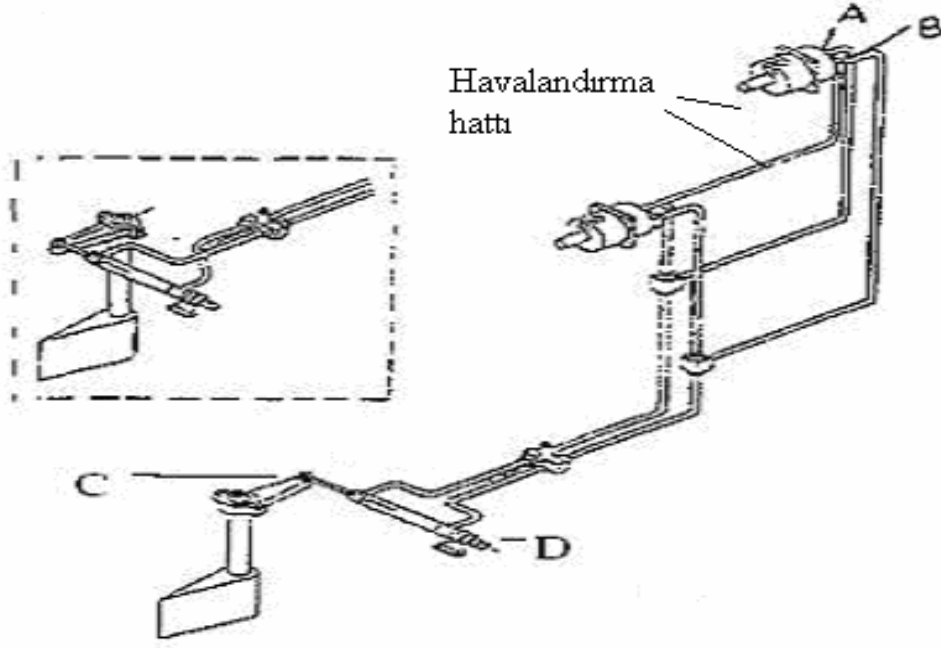
Hidrolik dumen sistemleri dumen dolabı, yönlendirme silindiri, kontrol kolu, dumen yekesi kolu ve gerekli boru devrelerinden oluşur.

Dumen dolabı yağ tankından aldığı yağı bir pompa vasıtasıyla dumen yönlendirme silindirine gönderir. Bu sırada üzerinde bulunan ayarlama vidası yardımıyla bastığı akışkan miktarını ayarlayabilmektedir. Dumen dolabından basılan yağ dumenin hareket yönüne bağlı olarak iki ayrı borudan yönlendirme silindirine gönderilebilmektedir.

Hidrolik akışkanın dumene zarar vermemesi için basılan yağ, dumen silindirlerine gelmeden önce emniyet valfinden geçer. Hangi yöne manevra yapılmak isteniyorsa hidrolik akışkan, yönlendirme silindirinin o tarafına dolmaya baslar. Silindirin diğer tarafından boşalan hidrolik akışkan boru devresiyle dumen dolabında bulunan depolama tankına geri döner. Diğer taraftan piston hidrolik akışkanın dolduğu tarafın zıt yönüne doğru hareket ederken, bir ucu pistonun bir ucu dumen dolabı yekesine bağlı kontrol kolu aracılığıyla, dumen yekesi kolu da hidrolik akışkanın basıldığı yöne hareket eder. Böylece dumen yekesi kolu ile dumen sabit bir şekilde bağlanmış olan dumende aynı yöne hareket eder (Kasaplı, 2007).

Sekil (2.1)'de tek dumene sahip hidrolik bir dumen makinesi yardımıyla geminin nasıl yönlendirildiği gösterilmiştir.

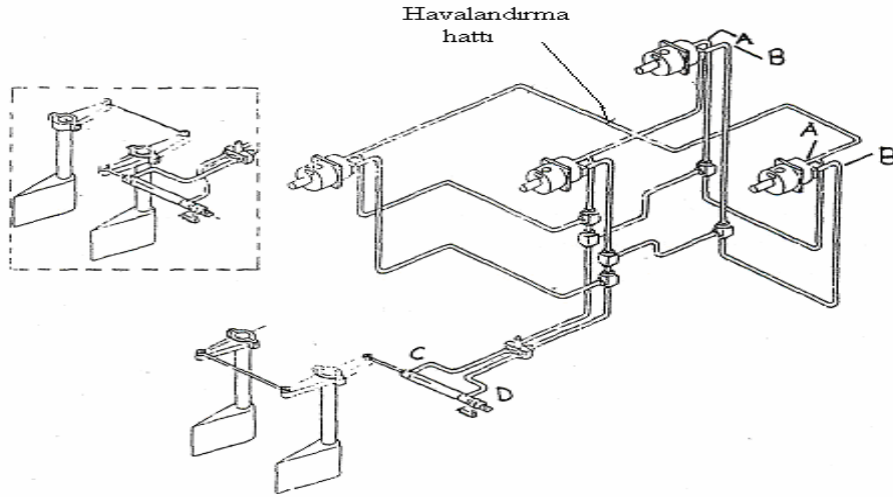
Sekilde A ve B, dumen dolabından çıkan iki ayrı boru devresini, C ve D ise yönlendirme silindirine giriş veya çıkış yapan boru devrelerini göstermektedir.



Sekil 2.1 Tek dumen mekanizmasının çalışması ve montajına ilişkin gösterim (Kasaplı, 2007)

Yukarıda anlatılan sistem tek dumene sahip gemiye ait olmasına rağmen çift dumene sahip gemi ile arasında çok fazla fark bulunmamaktadır. Sadece burada bulunan kontrol kolu, çift yonlu dumen yekesi koluna bağlıdır. Çift yonlu dumen yekesi kolu, ilk dumenin hareketini sağlar. Kontrol kolunun diğer ucunda bulunan ikinci dumeninde, ilk dumenin yönünde hareketi sağlanmış olur.

Sekil (2.2)'de çift dumen mekanizmasının çalışma ve montaj resmi gösterilmiştir (Kasaplı, 2007).



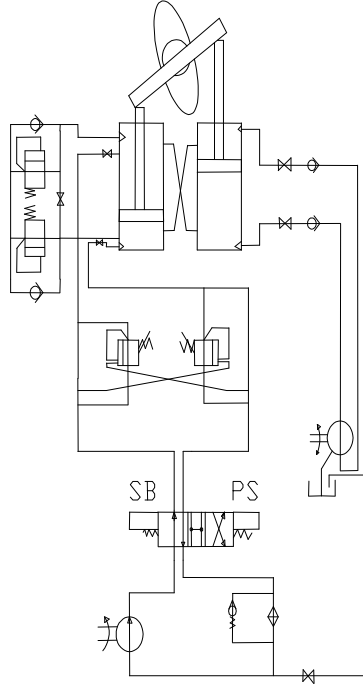
Sekil 2.2 Çift dumen mekanizmasının çalışma ve montaj resmi

2.2 İki Silindirli Hidrolik Dumen Makineleri

Genelde küçük gemilerde kullanılan iki silindirli dumen sistemleri, hidrolik akışkanın bulunduğu besleme tankı, bir pompa, emniyet ve geri dondurmez valf (çek valf), selenoid kumandalı dört yollu valf, iki adet hidrolik silindir ve dumenden oluşmaktadır.

Sekil (2.3)'te verilmiş olan iki silindirli hidrolik dumen sisteminde görüldüğü gibi dumen sancak yönünde konumlanmaktadır. Koprustunden dumen sancaga basıldığında, sol taraftaki selenoid valf uyarılarak, besleme tankından pompa vasıtasıyla basılan yağ sol taraftaki hattı izleyerek çek valften ve basınç valfinden geçerek sol tarafta bulunan hidrolik silindirin üst ve sağ taraftaki silindirin alt tarafına basılır. Böylece piston rodla dumene bağlı olan yekenin hareket ederek sancaga donmesi sağlanır (Er ve Demirel, 2006).

Geminin iskeleye donmesini sağlamak içinde dört yollu valfin sağ tarafı elektrikleterek valfin konumunun değiştirilip hidrolik akışkanın sağ taraftaki hattı izlemesi sağlanır.



Sekil 2.3 İki silindirli hidrolik dumen sisteminde dumenin sancaga basılması

2.3 Elektro-Hidrolik Dumen Makineleri

Elektrohidrolik dumen sistemlerinin, hidrolik dumen sistemlerinden farkı, yönlendirme silindirine gönderilen akışkanın dumen dolabı aracılığıyla değil de joystick kolu aracılığıyla kontrol edilen bir otopilot vasıtasıyla gönderilmesidir.

Bu tür sistemler esas olarak bir elektrik motorunun çalıştırdığı, sabit devirli bir hidrolik pompa (eksenel pompa, değişken stroklu pompa) ile bu pompanın bastığı yağın silindirler içinde hareket ettirdiği ve yekeye bağlı bulunan pistonlardan oluşmaktadır.

Normal kullanım konumunda dumen dairesi veya açık kopru üstünde bulunan elektrikli çift mandallı joysticklerle yekede bulunan selenoid kontrollü elektrohidrolik valflerle gönderilen ikazlarla dumen kontrolü gerçekleştirilmektedir.

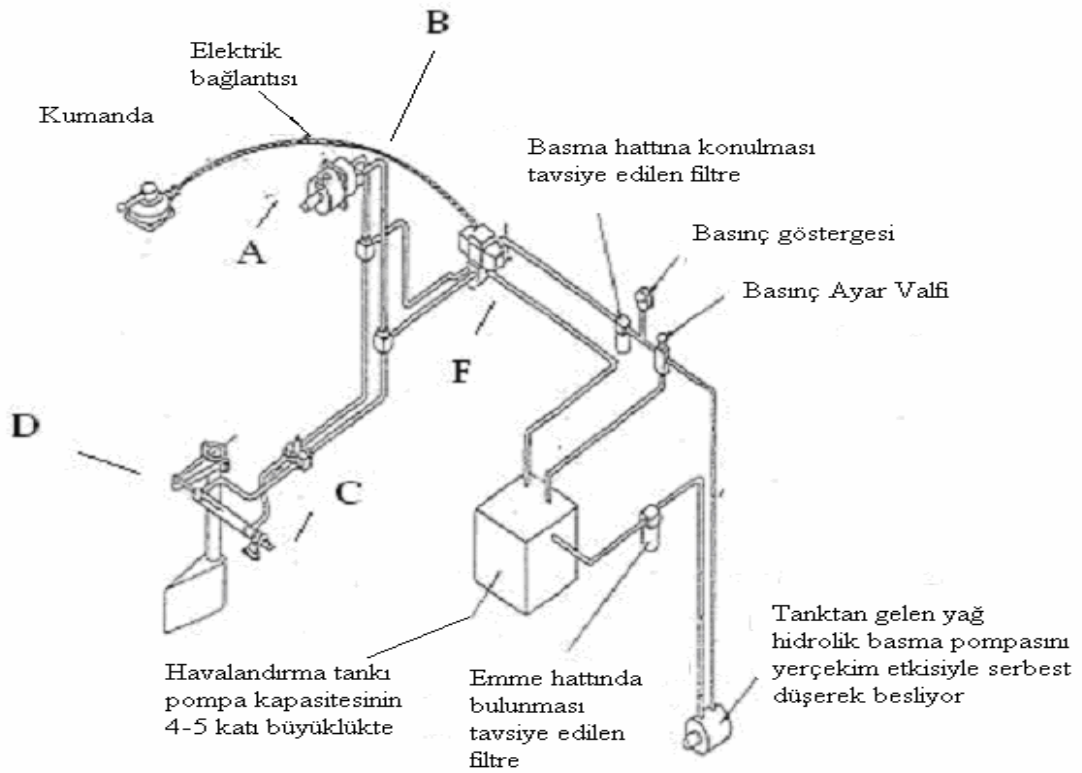
Dumen istenen açıya gelinceye kadar joysticki bir tarafa bastırmakla hareket sağlanmakta, istenen açıya joystick alfa konuma getirilerek ikaz kesilmekte, dumen hareketi durdurulmaktadır.

Ana dumen sisteminde kullanılan basınçlı yağ yeke dairesine monte edilmiş elektro hidrolik güç ünitesinde bulunan elektrik motorları ve hidrolik pompalarla sağlanmaktadır.

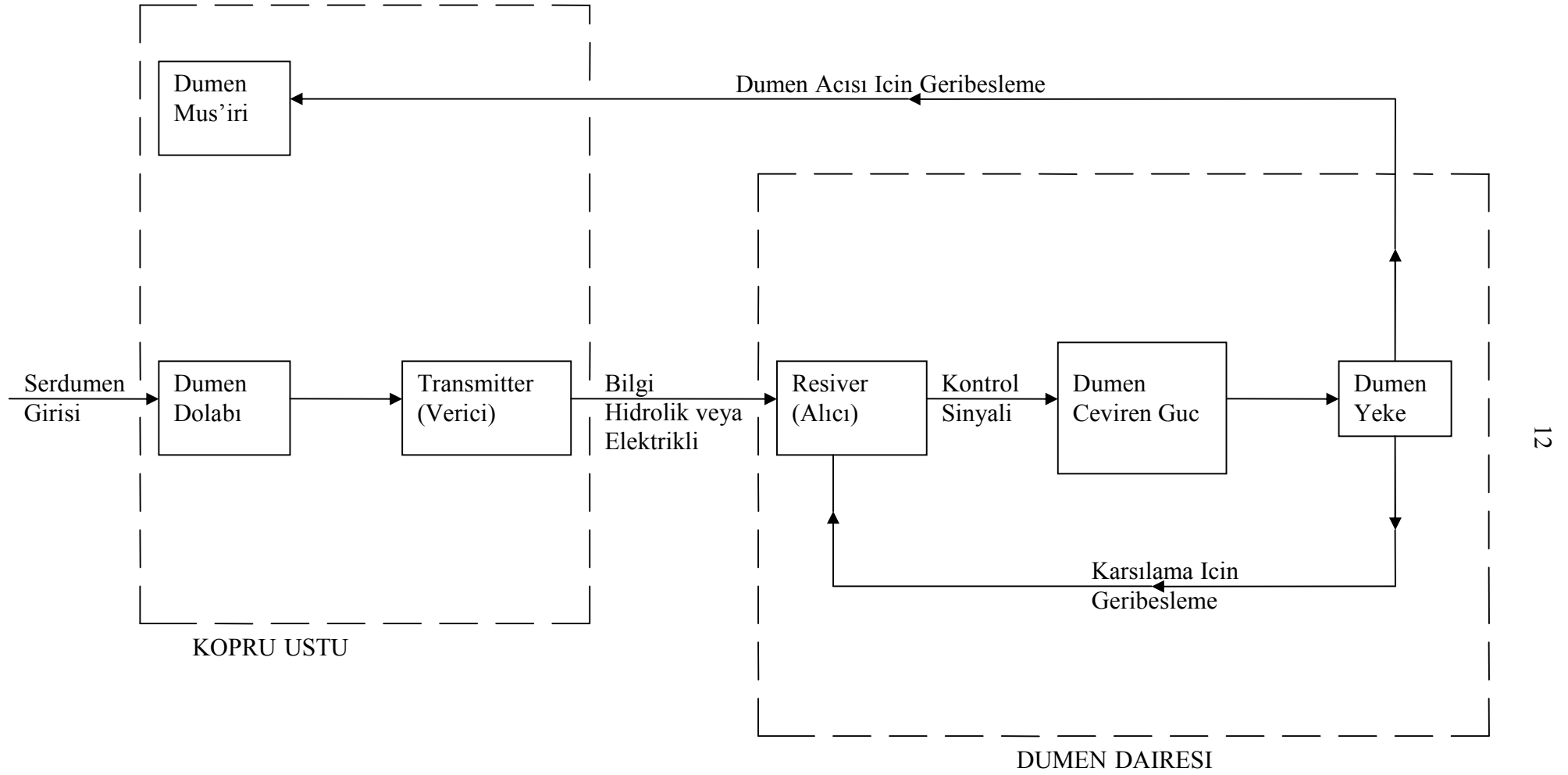
Hidrolik sistemle çalışan dumen makinelerinde yağ devresinin pompası dumen dolabına yerleştirilir. Buna transmitter (verici) ünitesi de denmektedir. Dumen dolabı serdumen

tarafından dondurulduğu zaman piston silindir icindeki yağı sıkıştırır, ve onun bir aktarma (transfer) salterini çalıştırmasına neden olur. Transfer salteri, dumen dairesinde bulunan iki elektrik motorundan birisinin çalışmasını sağlar. Bu motorun saftına bağlı hidrolik bir pompanın sağladığı basınçlı yağ, altı yollu bir valften geçerek telemotor silindirlerine gelir. Böylelikle istenilen dumen hareketi telemotor tarafından sağlanır. Akışkan miktarı ve yönü dumenin kontrolünü sağlar. Dumen istenilen açıya alınca, elektrik motoru salteri tarafından durdurulur.

Ticaret gemilerindeki dumen sistemlerinde en çok kullanılan yöntem, yön değiştirme valfinin konumunun değiştirilerek manevra yapılmasıdır. Bu sistemde genellikle biri yedek olmak üzere iki adet pompa, iki adet yön değiştirme valfi ve bir adet silindir grubu seçme valfi ile dört adet silindir bulunmaktadır. Seyir durumunda tek pompa ile manevra yapılmasına karşın liman giriş ve çıkışlarında genellikle iki pompa aynı anda kullanılmaktadır.



Sekil 2.4 Elektrohidrolik dumen mekanizmasının sematik gösterimi (Kasaplı, 2007)



Sekil 2.5 Elektrohıdlik dumen sisteminin diyagramatik s eması

3. ELEKTROHIDROLİK SERVO SİSTEMLER

Elektrohidrolik servo sistemler, küçük boyutlarda sağladıkları güç oranları , yüksek güç ve torklara uygunluklarından dolayı endüstriyel alanda birçok yerde kullanılırlar. Havacılık endüstrisinde, otostabilizör ve otopilot sistemlerinde, güç ve hız kontrolünün gerektiği yerlerde bu tür sistemler kullanılmaktadır.

Ancak elektrohidrolik servo sistemler yağ kacakları, akım-basınç ilişkileri vb. durumlardan dolayı birçok belirsizlik ve nonlineer özelliklere sahiptirler. Sistem, valf açılma yönünün değişmesinden, sürtünmelerden ve valf boşluğundan kaynaklanan süresiz ve doğrusal olmayan (nonlineer) dinamik etkilerin tesiri altındadır.

Elektrohidrolik servo sistemler kapalı döngü sistemler olup dümen veya pervane kanadının sürücüsünü hareketlendiren sistemlere de uygulanırlar. Pozisyon, hız ve güç gibi değişkenlerin kontrolü yapılır. Bu sistemlerin avantajları şunlardır :

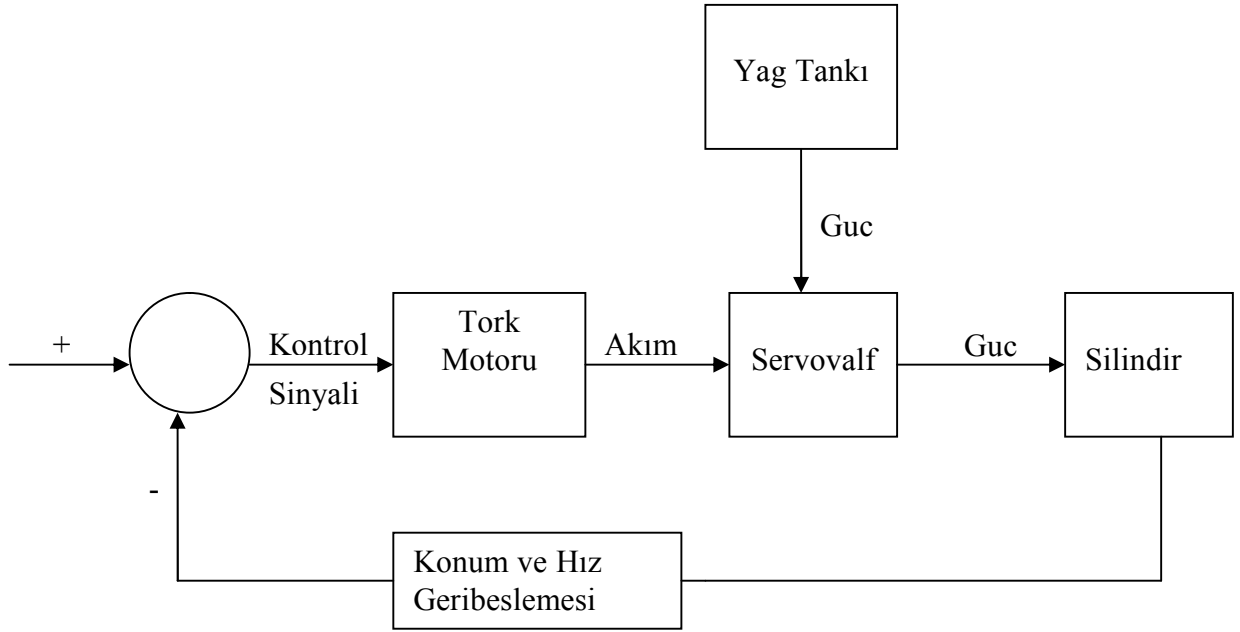
- Kesin ve hassas kontrol sağlarlar.
- Kirliliğe karşı duyarlı sistemlerdir.
- Dinamik performansları yüksektir.
- Hız oranları ayarlanabilir.
- Ağırlık oranına göre yüksek güç üretirler.
- Az yer kaplarlar.
- Yükteki değişimlere karşı cevap zamanları kısadır.

Bu avantajların yanında dezavantajları da bulunmaktadır. Öncelikle maliyetleri çok yüksek olup, imalat işlemleri çok karmaşık olduğu için çok sıkı bir işlem toleransı gerektirirler.

3.1 Servo Kontrol

Modern kontrol sistemlerinde artan talepler, kontrol elemanları arasında daha fazla esneklik gerektirir. Bu da akıllı gücünü hareketlendiricilerle elektrik sinyallerinin birleştirilmesi ile sonuçlanmıştır.

Servo kavramı genellikle küçük bir giriş sinyali ile büyük bir çıkış sinyali elde etme işlemi için kullanılır. Servo kontrol sisteminde, çıkış sinyali giriş sinyalinin bir güç kaynağı ile genleştirilmesi ile elde edilir. Çıkış sinyalinden hareketle bir geri besleme sağlanır (Oztürk, 2007).



Şekil 3.1 Elektrohidrolik kontrolün blok diyagramı

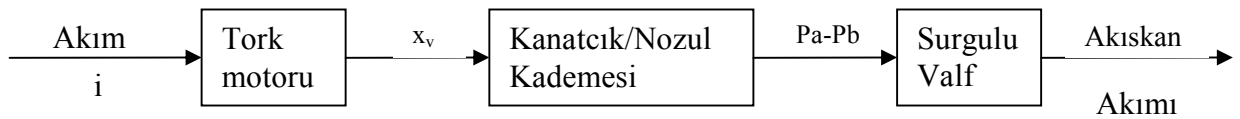
Elektriksel bir değişimin doğu içerisinde hidrolik kontrole dönüşebilmesi için elektrik tork motoru hidrolik servo valfi uyarır. Elektrik tork motoru, elektronik yükselticiden gelen girdileri (input) alır (Ozturk, 2007).

3.2 Elektrohidrolik Servovalfler

Konum ve hız kontrolünün gerektiği hidrolik devrelerde servovalfler kullanılır. Elektrohidrolik servovalfler geri beslemeli kontrol sistemlerinde önemli bir rol oynarlar. Servovalfle kurulan bir sistem genellikle kapalı çevrim çalışan bir sistemdir ve burada valfde kendi içinde kapalı çevrim kontrol edilir. Kapalı döngülü sistemlerde valf, girdi ve çıktı değişkenleri cevaplamak zorundadır. Bu da geri beslemenin prensibidir.

Servovalflerin en önemli özelliği elektriksel giriş isareti ile akışkan debisi çıkış isareti arasında tam bir doğrusal bağıntı olması ve çok küçük giriş sinyaline karşılık çok büyük bir çıkış isareti vermesidir (Ozturk, 2007).

Servovalfin çalışma prensibi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (J.Watton,1989).



Şekil 3.2 Servo valfin çalışma prensibi

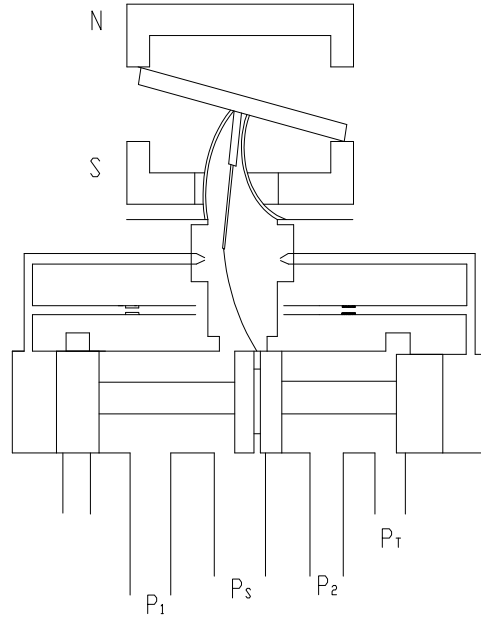
İdeal durumda tork motoruna uygulanan elektrik akımıyla çıkış debisi arasındaki ilişki doğru orantılıdır.

Servovalfler elektrohidrolik sistemlerde, elektronik denetim ile hidrolik sistem arasındaki temel arayüz elemanı olduklarından akış karakteristiklerinin incelenmesi gerekir.

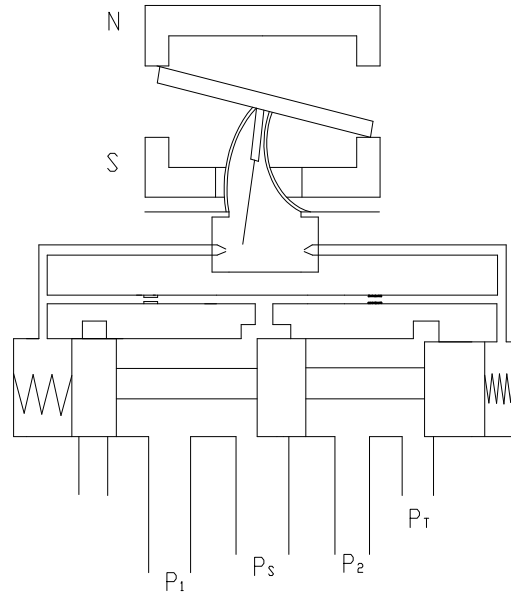
1940'lardan bu yana geliştirilen ve günümüzde en mükemmel gelişme aşamasında bulunan servovalfler oldukça karmaşık sistemler olup, çok hassas denetim gerektiren sistemlerde kullanılmaktadırlar. Bu valflerdeki gelişmeler 1950'li yıllardan sonra hızlanmış olup 70'li yılların sonları ile 80'li yılların başına kadar yüksek hızlı sistemleri kontrol eden bu valfler, gelişen mikroisemciler ve mikrodenetçiler sayesinde de elektro hidrolik sistemlerin kontrolü daha kolay bir hale gelmiştir.

Servovalfler üzerine yapılan ilk çalışmalar daha çok valfin birinci kademesi olan plaka/lüle düzenlemesinin akışkan karakteristikleri üzerine olmuş, sonraki çalışmalarda da plaka/lüle düzenlemesinin matematik modeli kurulup, dinamik davranışı incelenmiştir. Günümüzde de yapılan çalışmalar ise daha çok servovalf kullanan elektrohidrolik sistemlerin modellenmesi ve bu sistemler için gerekli algoritmalarının geliştirilmesi üzerine yoğunlaştırılmıştır.

Kanatçık nozul kademesini kullanan valf tasarımları mevcut olup, incelenen valflerin her ikisinde de kanatçık nozul kademesinde oluşan basınç farkı, bir geri besleme ünitesi vasıtasıyla bes yollu valf surgusunu hareket ettirir. Tork motoru kanatçık hareketini kontrol etmekte ve küçük bir giriş sinyali ile çok yüksek güçteki akışkanın akış kontrolü yapılır. Esnek bir tüpe desteklenen motor kanatçığı manyetik akı devresindeki boşluğa doğru uzatılmıştır. Bu kanatçık aynı zamanda elektromanyetik ve hidrolik kısımlar arasında sızdırmazsızlığı sağlar. Tork motoruna akım uygulandığında elektromanyetik kuvvet oluşur ve oluşan bu kuvvet kanatçığı dondurarak basınç farkı yaratır. Surgu üzerindeki basınç farkından dolayı kuvvet dengesi değişir ve surgu harekete geçer. Şekil (3.3)'te kanatçık ve surgu arasındaki esnek bir geri besleme yayı ile mekanik geri dönüş sağlayan servovalf tasarımı görülmektedir. Şekil (3.4)'deki servovalf ise ana surgu üzerindeki yay ile doğrudan geri dönüş sağlayan tasarıma bir örnektir (Watton, 1989).



Sekil 3.3 Kanatcık/nozul kademesinde kuvvet geri beslemeli servovalf tasarımı



Sekil 3.4 Surgu kademesindeki yay ile dogrudan geri donus beslemeli servovalf tasarımı

Yuksel vd. tarafından bildirildigine gore servovalflerin cok buyuk bir kısmı çift kademeli olup birinci kademeleri cogunlukla çift luleli plaka valf yada jet boru seklindedir. İkinci kademeleri ise cogunlukla surgulu valf bicimindedir. Birinci kademe valflerinin hareketi bir tork motoru ile saglanmaktadır.

Tork motoru bir kalıcı mıknatıs ve bir de elektromıknatıstan meydana gelmiş elektro mekaniksel bir çeviricidir. Sargı uçlarına uygulanan akım sinyali sonucu meydana gelen mıknatıs akısının mıknatıs kuvvetine dönüşmesi ve bu kuvvetinde mekaniksel harekete dönüşmesi sağlanır (Yuksel ve Sengirgin, 2001).

Tork motoru çıkışından elde edilen mekaniksel hareket ya doğrudan bir valfin hareketli elemanını (genellikle surgu elemanı) hareket ettirmek, ya armatür ucunun uzantısı veya ona dikey olarak yerleştirilmiş bir plakayı yada yine elektromıknatısa dikey olarak yerleştirilmiş bir jet borusunu hareket ettirmek için kullanılır.

Sistemin daha kararlı çalışmasını sağlamak için valfin birinci kademesi ile ikinci kademesi arasında bir geribesleme mekanizması yerleştirmek gerekmektedir. Geribesleme mekanizması ya surgu konumunun izlenmesi şeklinde yada servovalfin denetlediği yük basıncını veya yük akısındaki değişimleri düzenleyecek şekilde olabilmektedir.

Konumun doğrudan geribeslenmesi halinde luleler valf surgusu üzerinde yer alır. Bu durumda tork motoru uzantısı olan plaka surgu konumunu bire bir izler ve bu nedenle bu tür geribeslemeye bazen 'hidrolik izleyici' de denmektedir (Yuksel ve Sengirgin, 2001).

Günümüzde plaka ile surgu arasında mekaniksel bir bağlantı olan yaprak yay şeklinde bir geribesleme mekanizması kullanılmaktadır.

3.3 Valf Modeli

Modellemelerde debi denklemlerinden yola çıkılarak, esitlik ani kesit daralmasına bağlı olarak Bernoulli formunda yazılırsa genel valf debi denklemi aşağıdaki gibi elde edilir (Watton, 1989).

$$Q = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (3.1)$$

Q : Hacimsel debi

a : Kısıtlama alanı

ΔP : Basınc farkı

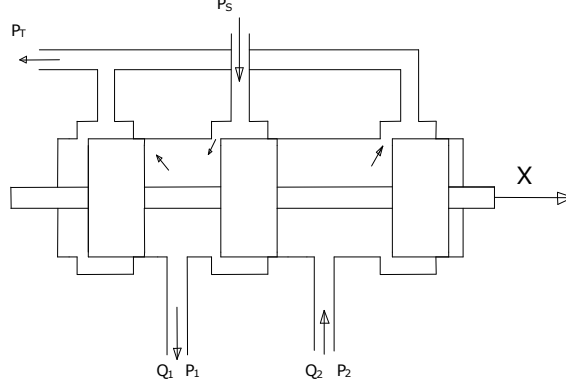
ρ : Akışkanın yoğunluğu

C_q : Bosalma katsayısı

C_q akış kayıplarını ifade eden bir sabit olup kısıt tipine ve akış koşullarına bağlıdır ve deneylerden elde edilir.

3.3.1 Sıfır Bosluklu Surgulu Valf

Asağıdaki şekilde hidrolik sistemlerde akışkan yön ve debi kontrolünde kullanılan dört yollu-uc konumlu valfin kesiti verilmistir (Istif, 2002).



Şekil 3.5 Sıfır boşluklu surgulu valf

Sıfır boşluklu valflerde valf pistonu ve akış yolu (port) genişliği, valf pistonu merkez konumda iken akışkan akımına izin vermeyecek şekilde aynı ölçülerde imal edilmişlerdir. Ancak imalat toleransları nedeniyle çok küçük boşluklar mevcuttur. Bu da sızıntı debilerine neden olmaktadır. Bu tip valf için sızıntı debilerinin ihmal edildiğini varsayarak sürekli akım denklemlerini aşağıdaki şekilde düzenleyebiliriz (Istif, 2002).

$$Q_1 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_1)}{\rho}} \quad (3.2)$$

$$Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_2 - P_e)}{\rho}} \quad (3.3)$$

$Q_1 = Q_2$ ve tank dönüş basıncı $P_t = 0$ olması durumunda :

$$P_1 + P_2 = P_s$$

$$P_1 - P_2 = P_t$$

Olarak tanımlandığında :

$$P_1 = \frac{P_s + P_t}{2} \quad (3.4)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_l}{2} \quad (3.5)$$

elde edilir.

Boylece genelleştirilmiş debi denklemi aşağıdaki gibi bulunur :

$$Q = Q_1 = Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{(P_s - P_l)}{\rho}} \quad (3.6)$$

Yukarıdaki eşitlikte akış yolu geometrisi tanımlanmamıştır. Valf pistonu hareketiyle oluşan akım kesiti değişimi lineer olursa;

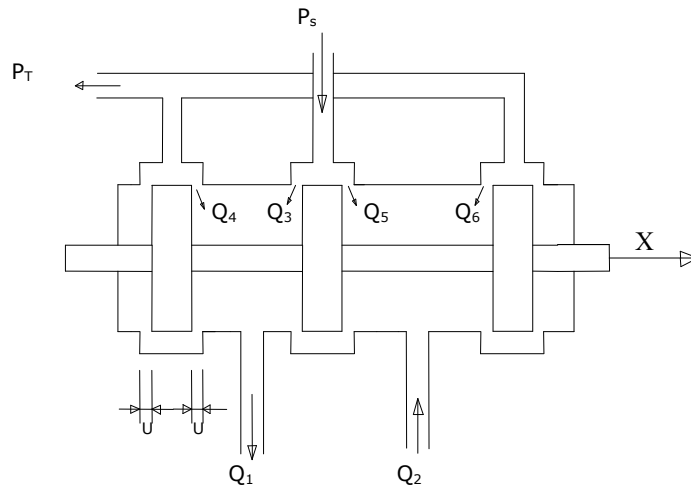
$$a = w \cdot x \quad (3.7)$$

x = Valf hareket miktarı

w = Alan gradyanı

3.3.2 Negatif Bosluklu Valfin Debileri

Şekil (3.6)'da gösterilen negatif boşluklu bir valf örneğinde akış yolu ile piston arasında u boşluğu bulunmaktadır. Bu boşluk nedeniyle valf pistonunun merkez konumunda da sürekli sızıntı debileri vardır. Bu sızıntılar yukarı kayba neden olduğu için sistemin basınç hassasiyetini düşürür. Ancak ani basınç değişimlerine karşı sonumleme etkisi yapmasından dolayı da bir avantaj sağlar.



Şekil 3.6 Negatif boşluklu sargulu valf

Valf pistonunun sola dogru hareketi icin u bosluk degerinden kucuk olmasi durumunda debi denklemleri asagidaki gibi olur (Watton,1989).

$$Q_1 = Q_3 - Q_4 \quad (3.8)$$

$$Q_2 = Q_6 - Q_5 \quad (3.9)$$

$$Q_1 = C_q w(u+x) \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} - C_q w(u-x) \sqrt{\frac{2P_1}{\rho}} \quad (3.10)$$

$$Q_2 = C_q w(u+x) \sqrt{\frac{2P_2}{\rho}} - C_q w(u-x) \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{\rho}} \quad (3.11)$$

C_q : Valf Bosalma Katsayısı

w : Alan Gradyeni

u : Akım yolu ile valf pistonu arasındaki boşluk (m)

P_s : Besleme basıncı (N/m²)

P_1 : Hidrolik motorun 1. tarafındaki basınc (N/m²)

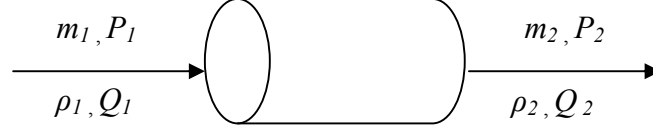
P_2 : Hidrolik motorun 2. tarafındaki basınc (N/m²)

ρ : Akışkanın yoğunluğu (kg/m³)

4. HIDROLİK SİSTEMİN MATEMATİK MODELİ

4.1 Genelleştirilmiş Akış Denklemi

Asağıda gösterilen şekilde akışkanın girişteki kütleli debisi (m_1), çıkıştaki kütleli debisi (m_2) olan akış için süreklilik denklemi yazılırsa denklem (4.1) elde edilir.



Sekil 4.1 Genelleştirilmiş sürekli akış denklemi

$$\rho_1 Q_1 - \rho_2 Q_2 = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad (4.1)$$

Yogunluğun (ρ) akış boyunca sabit kaldığı varsayılırsa, eşitlik aşağıdaki şekilde düzenlenebilir:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (4.2)$$

$$Q_1 - Q_2 = \frac{1}{\rho} \cdot V \frac{d\rho}{dt} + \frac{1}{\rho} \cdot \rho \frac{dV}{dt} \quad (4.3)$$

Hacimsel Elastisite (Bulk Modulus):

N.F Harpur tarafından gerçekleştirilen ilk yaklaşım olarak silindir içerisindeki debi aşağıdaki gibi olur (McCloy ve Martin, 1980).

$$Q_1 = f(x_v, P_s - P_1) \quad (4.4)$$

Silindirin içerisindeki debi, valf hareketinin ve portlarda ki basınç değişiminin bir fonksiyonudur. Silindirin diğer tarafındaki debi:

$$Q_2 = f(x_v, P_2 - P_T) \quad (4.5)$$

P_T : Atmosferik basınç (Normalde 0 kabul edilebilir)

Akışkan için hacimsel esneklik modülü tanımlanırsa ;

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dV}{V} = \frac{dP}{\beta_e} \quad (4.6)$$

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (4.7)$$

Elde edilen denklem, sistem analizinde kullanılacak olan sürekli akım denklemleridir.

Denklemlerde ifade edilen giriş ve çıkış debileri arasındaki fark sürekli rejim teorisinden elde edilmiştir ve aşağıdaki iki bileşenden oluşmaktadır.

- Piston hareketiyle oluşan geometrik hacim değişimi : $\frac{dV}{dt}$
- Akışkanın sıkıştırılabilirliği sonucu hacim değişimi : $\frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dP}{dt}$

Genelleştirilmiş akış denkleminde sınır deformasyon terimi, piston veya silindir hareketi ile gerçekleşen hacim değişimini ifade etmektedir (Akaya, 2001).

Toplam Akış : [Sıkıştırılabilirlikten oluşan akış] + [Piston hareketinden meydana gelen akış]

Ortalama debi:

$$Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{V_1}{\beta_1} \cdot \frac{dP_1}{dt} + A \cdot \frac{dy}{dt} - \frac{V_2}{\beta_2} \cdot \frac{dP_2}{dt} + A \cdot \frac{dy}{dt} \right) \quad (4.8)$$

Merkez konumda silindirin supurulmuş toplam hacmi :

$$V_1 = V_2 = \frac{V}{2}$$

$$Q = \frac{1}{2} \left(\frac{V}{2} \cdot \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{dP_1}{dt} - \frac{V}{2} \cdot \frac{1}{\beta_2} \cdot \frac{dP_2}{dt} + 2 \cdot A \cdot \frac{dy}{dt} \right) \quad (4.9)$$

$$Q = \frac{V}{4\beta} \cdot \frac{d}{dt} (P_1 - P_2) + A \cdot \frac{dy}{dt} \quad (4.10)$$

4.2 Genelleştirilmiş Momentum Denklemi

Newton'un 2. hareket kanunu akışkan hacmine uygulandığında aşağıdaki denklem elde edilir (Istif, 2002).

[Uygulanan kuvvet] – [Toplam direnc kuvvetleri] = [Kutle][İvme]

$$(P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2) - \sum F_i = M \cdot \frac{dv}{dt} \quad (4.1)$$

A_1 : Giristeki akıma dik kesit alanı

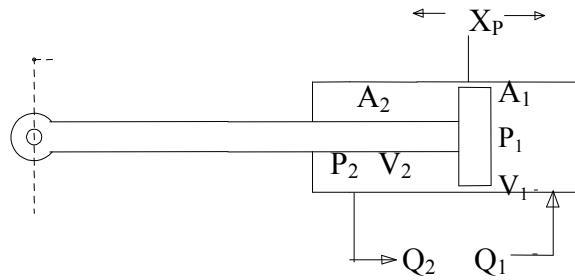
A_2 : Cıkıstaki akıma dik kesit alanı

M : Referans hacmin kutlesi

v : Akışkan hızı

4.3 Silindir Modelinin Elde Edilmesi

Bu çalışmada çift etkili asimetrik hidrolik silindir kullanılmıştır. Asimetrik yapısından dolayı aynı debi değeri için açılma ve kapanma hızları farklı olmaktadır. Aynı sebepten dolayı her iki yönde aynı besleme basıncı için farklı itme kuvvetleri oluşmaktadır. Ayrıca bu tür silindirlerde doğal frekans, pistonun konumuna bağlı olarak strok boyunca asimetrik olarak değişir. Bu da modellemede ve kontrol açısından zorluk yaratır (Istif ve Kutlu, 2004).



Sekil 4.2 Hidrolik silindirin fiziksel modeli

Asimetrik silindire genelleştirilmiş sürekli akım denklemi uygulandığında, sistemin esdeğer elastiklik modulu de göz önünde bulundurularak, silindirin giriş ve çıkışındaki debiler silindirin her iki tarafa hareketi için aşağıdaki denklemler yazılabilir (Istif, 2002).

Silindirin açılması sırasında :

$$Q_1 - 0 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.12)$$

$$0 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.13)$$

Silindirin kapanması sırasında :

$$Q_2 - 0 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.14)$$

$$0 - Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.15)$$

Denklemleri düzenlediğimizde :

Silindirin açılması sırasında :

$$Q_1 = A_1 \cdot v + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.16)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot v - \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.17)$$

Silindirin kapanması sırasında :

$$Q_2 = A_2 \cdot v + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.18)$$

$$Q_1 = A_1 \cdot v - \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.19)$$

Her iki durum içinde giriş ve çıkış debileri akım yonu işaretine bağlı olarak aşağıdaki şekilde kullanılabilir :

$$Q_1 = A_1 \cdot v + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.20)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot v - \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.21)$$

Dinamik acıdan V_1 ve V_2 hacimleri piston hareketi ile degismektedir. Pistonun hareketi sırasında olusan hacim degisimi baslangic hacmine gorede cok kucuk bir degere sahip oldugundan ihmal edilebilir (Watton,1989). ($A_1 \cdot y \ll V_1$ veya $A_2 \cdot y \ll V_2$)

Boylece V_1 ve V_2 hacimlerinin sabit alınmasıyla, silindirin her iki tarafı icin iki adet kapasitans terimi yazılabilir.

$$C_1 = \frac{V_1}{\beta_e} \quad (4.22)$$

$$C_2 = \frac{V_2}{\beta_e} \quad (4.23)$$

Genelleştirilmiş momentum denklemi goz onunde bulundurularak asimetrik silindir icin:

$$P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 = F_L + M \cdot \frac{dV}{dt} \quad (4.24)$$

Denklem duzenlendiginde :

$$P_1 \cdot y - P_2 = P_L + \frac{M}{A_1 \cdot A_2} \cdot \frac{d(vA_2)}{dt} \quad (4.25)$$

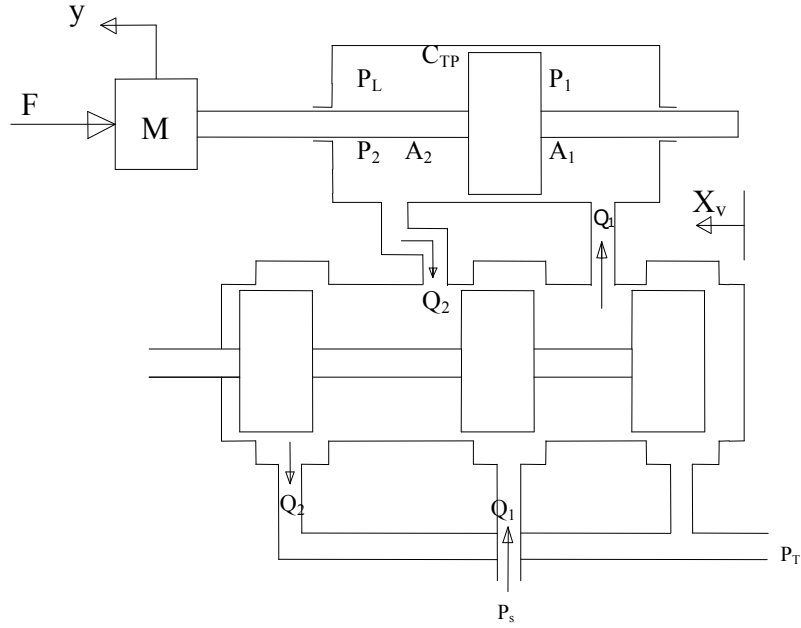
$$y = \frac{A_1}{A_2} \quad , \quad P_L = \frac{F_L}{A_2} \quad , \quad L_m = \frac{M}{A_1 \cdot A_2}$$

L_m : Yukleme induktansı

F_L : Direnc kuvvetleri

4.4 Valf Silindir Sistemi

Hidrolik devre tasarımımda gerekli olan filtre, basınc, emniyet valfi ve akumulator gibi bazı elemanlar modellemede dikkate alınmamıştır. Boylece modellenecek sistemin devre seması ve blok diyagramı basit olarak çift etkili asimetrik hidrolik silindir ile servo valfin bağlantısı seklinde verilmistir.



Skil 4.3 Valf - silindir fiziksel modeli

Valf silindir bağlantısında valften çıkan akışkan silindirin bağlı bulunduğu tarafına dolmakta, silindirin sıkışan tarafındaki akışkan ise valfin donus yolu üzerinden tahliye olmaktadır. Böylece valf debileri silindir giriş ve çıkış debilerine eşitlendiğinde:

M kutlesini süren hidrolik servo sistemin dinamik davranış denklemi aşağıdaki gibi ifade edilmiştir (Istif ve Kutlu, 2004).

$$M \cdot \ddot{y} + \beta \cdot \dot{y} + F = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 \quad (4.26)$$

$$Q_1 = k_f (i_u + u) \cdot \sqrt{P_s - P_1} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_1} = A_1 \cdot v + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.27)$$

$$Q_2 = k_f (i_u + u) \cdot \sqrt{P_2} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_s - P_2} = A_2 \cdot v + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.28)$$

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} = v \quad (4.29)$$

$$\ddot{y} = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (4.30)$$

Her iki tarafını M kutlesine boldugumuzde :

$$\ddot{y} + \frac{\beta}{M} \cdot \dot{y} + \frac{F}{M} = \frac{A_1}{M_1} \cdot P_1 - \frac{A_2}{M} \cdot P_2 \quad (4.31)$$

$$\ddot{y} = -\frac{\beta}{M} \cdot \dot{y} + \frac{A_1}{M_1} \cdot P_1 - \frac{A_2}{M} \cdot P_2 - \frac{F}{M} \quad (4.32)$$

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{\beta}{M} \cdot v + \frac{A_1}{M_1} \cdot P_1 - \frac{A_2}{M} \cdot P_2 - \frac{F}{M} \quad (4.33)$$

Akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alındığında hacimsel esneklik modulu (bulk modulus):

$$\frac{1}{\beta} \cdot dP = -\frac{dV}{V} \quad (4.34)$$

Buradan hareketle hacimsel değişimler için :

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{V}{\beta} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (4.35)$$

Silindirin 1. tarafındaki akış için süreklilik denkleminde:

$$\frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} = Q_1 - A_1 \cdot \dot{y} \quad (4.36)$$

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_1} (Q_1 - A_1 \cdot v) \quad (4.37)$$

Silindirin 1. tarafındaki kapasitans terimi eklendiğinde :

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{1}{C_1} (Q_1 - A_1 \cdot v) \quad (4.38)$$

$$C_1 = \frac{V_1}{\beta} \quad (1. \text{ tarafın kapasitansı}) \quad (4.39)$$

Istif ve Kutlu (2004) tarafından yapılan modellemede ;

Silindirin 1. tarafındaki ilk hacim : V_{10}

Silindirin 1. tarafındaki ilk konum : Y_{10}

ve $Y = Y_0 + y$ (Toplam yer değiştirme) ifadeye eklediğimizde :

$$\frac{dP_1}{dt} = -\frac{\beta}{A_1 \cdot Y} (Q_1 - A_1 \cdot \dot{y}) \quad (4.40)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = -\frac{\beta}{A_1 \cdot Y} (Q_1 - A_1 \cdot v) \quad (4.41)$$

v : Piston hızı

Y : Toplam yer degistirme

Silindirin 2. tarafındaki akıs için süreklilik denkleminde :

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{\beta}{V_2} (Q_2 - A_2 \cdot \dot{y}) \quad (4.42)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{1}{C_2} (Q_2 - A_2 \cdot v) \quad (4.43)$$

Silindirin 2. tarafındaki ilk hacim : V_{20}

Silindirin 2. tarafındaki konum : Y_{20}

$$V_2 = V_{20} - A_2 \cdot y = A_2 \cdot \left(\frac{V_{20}}{A_2} - y \right) \quad (4.44)$$

Silindirin toplam stroku L ile gösterilirse :

$$L - Y = Y_{20} - y \quad (4.45)$$

$$V_2 = A_2 \cdot (Y_{20} - y) \quad (4.46)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{dP_2}{dt} = -\frac{\beta}{A_2(L - Y)} \cdot (Q_2 - A_2 \cdot \dot{y}) \quad (4.47)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{A_2(L - Y)} \cdot (A_2 \cdot \dot{y} - Q_2) \quad (4.48)$$

Burada :

y : Piston konumu

v : Piston hızı

P_1 : Silindirin 1. tarafındaki basınç

P_2 : Silindirin 2. tarafındaki basınç

Durum degiskenleri :

$$X_1 = y \quad X_2 = \frac{dy}{dt} = v \quad X_3 = P_1 \quad X_4 = P_2$$

Sistemin genel durum denklemleri asagıdaki sekilde yazılabilir ;

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

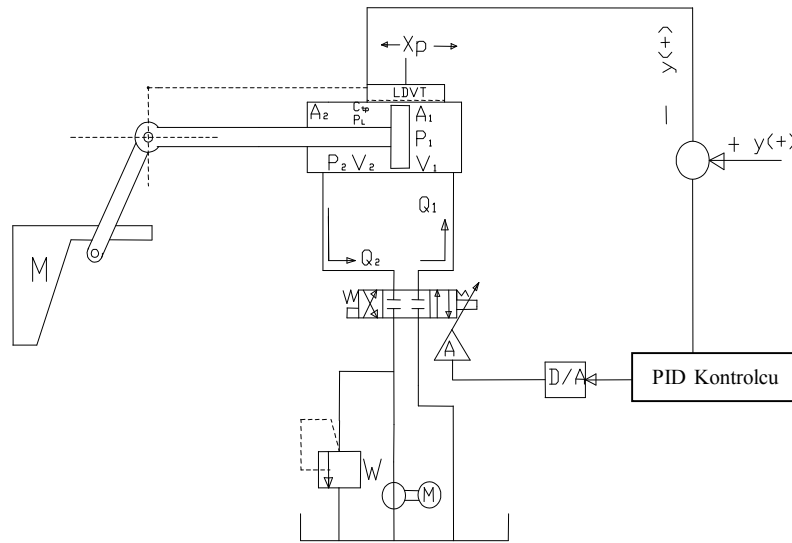
$$\dot{X}_2 = (X_3 \cdot A_1 - X_4 \cdot A_2 - \beta_v \cdot X_2 - F) / M$$

$$\dot{X}_3 = \frac{\beta}{A_1 \cdot X_1} (Q_1 - A_1 \cdot X_2) = \frac{1}{C_1} [Q_1(X_3, u) - A_1 \cdot X_2]$$

$$\dot{X}_4 = -\frac{\beta}{A_2(L - X_1)} (Q_2 - A_2 \cdot X_2) = -\frac{1}{C_2} [Q_2(X_4, u) - A_2 \cdot X_2] \quad (4.49)$$

4.5 Elektrohidrolik Sistemin Matematik Modeli

Valf silindir sisteminin modellenmesinde kullanılan debi denklemleri dogrusal olmayan terimler icerdiginden, elektrohidrolik sistemi ifade eden diferansiyel denklemler dogrusal degildir. Bu diferansiyel denklemlerin sayısal cozumu icin dorduncu dereceden Runge Kutta sayısal integrasyon yontemi kullanılabilir (Istif, 2002).



Sekil 4.4 Elektrohidrolik servo sistemin sematik resmi

Sıfır bosluklu valfin orta konumunda ($\varepsilon = 0$) olarak (M) yukunun hareketi incelendiğinde, (valf kapandıktan sonra) sistem salınımlı davranmaktadır. Ayrıca, başlangıç durumu belirsizdir (Kutlu, 1998).

Negatif bosluklu valflerde, orta konumda güç silindiri ile besleme portu ve tank arasında sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debileri, (ψ) boyutsuz negatif acıklığına, (P_1), (P_2), (P_s), (P_t), basınçlarına ve valf debi katsayılarına bağlıdır. Burada (Q_1) ve (Q_2) debi denklemleri negatif bosluklu valf içinde elde edilmelidir. Bu çalışmada (ψ) değeri 0.01, yani maksimum acıklığın %1' i olarak hesaplara katılmıştır (Akkaya, 2001).

Bu modelde debi denklemleri (ε)' nun işaretine bağlı olarak yazılmıştır. Valf debi katsayıları sıfır bosluklu valf modelinde olduğu gibi alınmıştır (Akkaya, 2001).

a) $\varepsilon \geq \psi$ için debi denklemleri (P_s silindirin 1. tarafında, P_t silindirin 2. tarafına bağlı):

$$Q_1 = k_1(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_t) \sqrt{(P_s - P_t) \cdot \text{sign}(P_s - P_t)} \quad (4.50)$$

$$Q_2 = k_2(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \quad (4.51)$$

b) $-\psi < \varepsilon < \psi$ için debi denklemleri (Silindirin her iki tarafı kapalı, sadece sızıntı debileri var):

$$Q_1 = k_1(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} + k_4(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4.52)$$

$$Q_2 = k_2(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} + k_3(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (4.53)$$

c) $\varepsilon \leq -\psi$ için debi denklemleri (P_t silindirin 1. tarafında, P_s 2. tarafında bağlı):

$$Q_1 = k_4(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4.54)$$

$$Q_2 = k_3(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (4.55)$$

yukarıdaki denklemlerde ($\psi = 0$) koyulduğunda sıfır bosluklu valf modelindeki debi denklemleri elde edilir. Bu bakımdan yukarıdaki denklemler daha genel olup sıfır bosluklu valf içinde kullanılabilir.

4.6 Negatif Bosluklu Servovalfle Kapalı Çevrim Konum Kontrolü İçin Doğrusal

Katsayıların Belirlenmesi

Acık dongulu sistemlerdeki katsayılar, akış denklemleri farklı olduğu için kapalı dongulu negatif boşluklu servovalf ile konum kontrolünde kullanılamaz (Watton,1989).

Denklem (3.56)'da negatif boşluklu valf için yazılan ve valf pistonu hareketinin fonksiyonu olan debi denklemleri, bu defa valfe giriş akımı hesaba katılarak simetrik negatif boşluklu servo valfin girişinin fonksiyonu olarak genelleştirilirse, aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$Q_1 = k_f(i_u + i)\sqrt{P_s - P_1} - k_f(i_u - i)\sqrt{P_1} \quad (4.56)$$

$$Q_2 = k_f(i_u + i)\sqrt{P_2} - k_f(i_u - i)\sqrt{P_s - P_2} \quad (4.57)$$

Burada ' i_u ' negatif valf boşluğunu ifade eden gerilim esdegerini ve ' i ' valf pistonu hareket miktarı yerine servovalfe uygulanan giriş sinyalini yani kumanda sinyalini göstermektedir.

(4.56) ve (4.57)'de verilen bağıntılar acık dongulu sistemdekine benzer şekilde doğrusal olarak düzenlenirse ;

$$\delta Q_1 = k_1 K_i \delta_i - \frac{\delta P_1}{k_3 R_u} \quad (4.58)$$

$$\delta Q_2 = k_2 K_i \delta_i + \frac{\delta P_2}{k_4 R_u} \quad (4.59)$$

bağıntıları elde edilir. Bu durumda k_1 , k_2 , k_3 , k_4 negatif boşluklu servovalfin doğrusallaştırılmış katsayı sabitleridir. K_i akış kazancını ve R_u negatif boşluklu akım esdegerine bağlı direnci gösterir (Watton,1989).

$$K_i = k_f \sqrt{P_s} \quad (4.60)$$

$$R_u = \frac{2\sqrt{P_s}}{k_f \cdot i_u} \quad (4.61)$$

(3.56) ve (3.57)'de verilen eşitlikler için $Q_1 = Q_2 = 0$ olması durumunda ;

$$P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 = F \quad (4.62)$$

olmak üzere, F silindire uygulanan esdeger yuku göstermektedir.

(4.56), (4.57) ve (4.62) çözümlendiğinde ortaya boyutsuz terimler çıkar.

$$\bar{P}_1 = \frac{P_1}{P_s} = \frac{1 + \bar{F}}{(1 + \gamma)} \quad (4.63)$$

$$\bar{P}_2 = \frac{P_2}{P_s} = \frac{\gamma - \bar{F}}{(1 + \gamma)} \quad (4.64)$$

Burada γ alanların birbirine oranını ifade eder.

$$\gamma = \frac{A_1}{A_2} \quad (4.65)$$

$$\bar{F} = \frac{F}{P_s \cdot A_2} \quad (4.66)$$

sonuc olarak akım ve pozisyonadaki duzenli durum hatası asagıdaki gibi elde edilir.

$$\bar{i} = \frac{i}{i_u} = \frac{\sqrt{1 + \bar{F}} - \sqrt{\gamma - \bar{F}}}{\sqrt{1 + \bar{F}} + \sqrt{\gamma - \bar{F}}} \quad (4.67)$$

$$\bar{F} = \frac{\gamma - 1}{2} \quad (4.68)$$

4.7 Negatif Bosluklu Servovalf Icin Dogrusal Katsayı Sabitleri

Valfin hem acılıp hem kapanması sırasındaki dogrusallastırılmış katsayı sabitleri asagıdaki gibi yazılabilir (Watton,1989).

$$k_1 = \frac{\sqrt{1 + \bar{F}} + \sqrt{\gamma - \bar{F}}}{\sqrt{1 + \gamma}} \quad (4.69)$$

$$k_3 = \left[\frac{\sqrt{1 + \bar{F}} + \sqrt{\gamma - \bar{F}}}{2} \right] \sqrt{\frac{(\gamma - \bar{F})(1 + \bar{F})}{(1 + \gamma)^3}} \quad (4.70)$$

$$k_2 = k_1 \quad (4.71)$$

$$k_4 = k_3 \quad (4.72)$$

Kapalı cevrimli sistemlerde dinamik performans goz onune alındığında, dogrusallastırılmış katsayı sabitlerinin onemi buyuktur.

5. DUMEN SİSTEMİ DİZAYNI VE HESAPLAMALARI

Her gemi yeterli derecede manevrayı sağlayacak dumen donanımına sahip olmalıdır. Dumen donanımı, dumen yelpazesi ve makinesinden itibaren dumen konsoluna kadar olan ve geminin manevrası için gereken tüm elemanları içerir. Dumen makinesi Türk Loydu Makine Kuralları Bölüm 14'e uygun olmalıdır.

5.1 Dumen Sisteminin Çalışma Şartları

- a. Deniz seviyesi atmosfer basıncında ;
 - Hava sıcaklığı : 0 / +45⁰ C
 - Nisbi nem oranı : % 85
 - Deniz suyu sıcaklığı : 0 / +35⁰ C
- b. Teknik Özellikleri ;
 - Ana dumen sistemi dizaynına esas dumen momenti :
2 × 5.500 kgm = 11.000 kgm (Toplam)

5.2 Ana Dumen Sistemi Elemanlarına Ait Hesaplamalar

- Ana dumen silindiri çalışma basıncı : 185 kg/cm²
- Ana dumen silindirinin yekeye bağlandığı noktadan dumen rodu eksenine olan mesafe (Ana dumen silindiri moment kolu) : $r_{AD} = 40cm$
- Toplam Dumen Momenti : 2 × 5.500 kgm = 11.000 kgm (Toplam)

5.3 Ana Dumen Silindiri Boyut Hesabı

Maksimum dumen momenti $M_{Mak} = F_S \cdot r_{AD}$ (Nm)

F_S = Silindir Kuvveti

$$F_S = \frac{M_{Max}}{r_{AD}} = \frac{11000daNm}{0.40m} = 27500daN = 275000N$$

$$F_S = \frac{M_{Max}}{r_{AD}} = \frac{11000daNm}{0.40m} = 27500daN = 275000N$$

P_C = Çalışma Basıncı = 18,5 N/ mm² olarak seçilmiştir.

5.4 Çalışma Basıncını Sağlamak Üzere Seçilen Silindir Capı ve Silindir Mili Ölçüleri

d_i = Silindir iç çapı = 160 mm

d_R = Silindir mili çapı = 80 mm

$$P_C = \frac{275000N}{\frac{\Pi}{4} \cdot (d_i^2 - d_R^2)}$$

$$= \frac{275000}{\frac{\Pi}{4} \cdot (160^2 - 80^2)} = \frac{275000}{\frac{\Pi}{4} \cdot (25600 - 6400)} \quad (5.2)$$

$$P_C = \frac{275000N}{15079.64mm^2} = 18.24N/mm^2 < 18.5N/mm^2$$

olarak seçilen ölçüler uygundur.

5.5 Silindir Et /Cidar Kalınlığı Hesabı

$\frac{d_a}{d_i} = 1.7$ durumunda (DIN 2413' e göre)

$$(4.3) \frac{\sigma_{AK}}{S} = \frac{(r_a^2 + r_i^2) \cdot P_C}{(r_a^2 - r_i^2) \cdot 100} = \frac{daN}{mm^2} \quad (5.3)$$

d_a = Boru / Silindir dış çapı (mm)

d_i = Boru / Silindir iç çapı (mm)

$P_C = P_{em} =$ Emniyetli olarak 185 daN/cm² yerine 200 daN/cm² kabul edilmiştir.

Kuvvet nakline önemli şekilde katkısı bulunan dumen donanımına ait yapısal elemanlar, Türk Loydu kural kitabının kısım 2' deki malzeme kuralları'na uygun olarak, çelikten veya dökme çelikten üretilmelidir.

St 52 için $\sigma_{AK} = 35daN/mm^2$ olarak belirlenmiştir.

S (Emniyet katsayısı) 1.7 - 2 aralığında olmak üzere, problemde S=2 olarak seçilmiştir.

$$\frac{35}{2} = \frac{(r_a^2 + r_i^2) \cdot 200}{(r_a^2 - r_i^2) \cdot 100}$$

$$1750r_a^2 - 1750r_i^2 = 200r_a^2 + 200r_i^2$$

$$r_a^2 = \frac{1950}{1550} \cdot r_i^2$$

$$r_a = 89.73 \text{ mm} = 90 \text{ mm} \text{ (Kabul)}$$

$$d_a = 180 \text{ mm} , d_i = 160 \text{ mm}$$

5.6 Ana Dumen Silindiri Strok Hesabı

$$S_a = \frac{\Pi \cdot 400 \cdot 70}{180} = 488.9 \text{ mm} \quad (5.4)$$

$S_a = 500 \text{ mm}$ olarak secilmistir.

5.7 Ana Dumen silindiri Icin Hidrolik Pompa Secimi

r_p = Dumen silindiri piston yarıcapı (cm)

$r_p = 7 \text{ cm}$ olarak kabul edilmistir.

$$A = \text{Ana dumen silindiri piston faydalı alanı} : \Pi \cdot r_p^2 (\text{cm}^2) = 3,14 \cdot 7^2 = 153,86 \text{ cm}^2$$

S = Alabandan alabandaya strok : 50 cm

Geminin ana dumen makinesi, sakin suya tam olarak dalmıs vaziyetteki dumeni, Turk Loydu , Tekne Yapım Kuralları, Bolum 14' e uygun olarak dizayn edilen gemi hızında, 35° iskeleden 35° sancaga veya tersine dondurebilecek sekilde yapılmıs olmalıdır. Boylece, dumenin 35° iskeleden 30° sancaga veya tersine dondurulmesinde gecen sure, 28 saniyeyi asmamalıdır.

$$V = 50 \text{ cm strok icin silindir hacmi} : 153,86 \cdot 50 = 7693 \text{ cm}^3$$

Q = Dumen tahriki icin pompa debisi = 24 lt / dak secilmistir.

$$60 \text{ sn}^{\text{de}} \quad 24000 \text{ cm}^3$$

$$t \quad \underline{\quad 7693 \text{ cm}^3 \quad}$$

$$t = \frac{60 \cdot 7693}{24000} = 19.24 \text{ sn}$$

Secilen pompa debisinin yeterli oldugu saptanmıstır.

Hidrolik pompayı tahrik eden elektrik motoru ise ; 7,5 kW/ 380 V 50 Hz, 1500 d/ dak ozellikle secilmistir.

5.8 Elektrohidrolik Guc Unitesi Yag Tankının Secilmesi

Hidrolik sistemlerde ;

$$\text{Yag Tankı Hacı} = 5 \cdot \text{Hidrolik Pompa Debisi (lt / dak)} \quad (5.5)$$

$$\text{Pompa Debisi} = 24 \cdot 5 = 120 \text{ lt}$$

$V_{\text{Tank}} = 130 \text{ lt}$ olarak secilmistir.

6. NEGATIF BOSLUKLU SERVOVALFIN DOGRUSAL KATSAYI SABITLERİNİN HESAPLANMASI

Secmis oldugumuz hidrolik silindir-piston sistemi degerlerini (4.65), (4.66), (4.679), (4.69), (4.70), ve (4.71) bagıntılarında kullanarak negatif bosluklu servovalfin dogrusallaştirılmıs katsayı sabitlerini bulabiliriz.

$$y = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\frac{\Pi \cdot d_1^2}{4}}{\frac{\Pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

$$y = \frac{160^2}{80^2} = 4$$

olarak hesaplanır.

$$\bar{F} = \frac{F}{P_s \cdot A_2}$$

F : Silindir kuvveti = 275000 N

$P_s = P_c$: Çalışma basıncı N/ mm²

$P_c = 18,24$ N/ mm² olarak secilmistir.

$$A_2 = \frac{\Pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 80^2}{4} = 5024 \text{ mm}^2$$

$$\bar{F} = \frac{275000N}{18,24 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) \cdot 5024(\text{mm}^2)} \cong 3$$

6.1 Negatif Bosluklu Servovalf İcin Dogrusal Katsayı Sabitlerinin Degerleri

$$k_1 = \frac{\sqrt{1 + \bar{F}} + \sqrt{\gamma - \bar{F}}}{\sqrt{1 + \gamma}}$$

$$k_1 = \frac{\sqrt{1 + 3} + \sqrt{4 - 3}}{\sqrt{1 + 4}} = \frac{2 + 1}{2,2360} = 1,3416$$

$$k_2 = k_1$$

$$k_2 = 1,3416$$

$$k_3 = \left[\frac{\sqrt{1+\bar{F}} + \sqrt{\gamma - \bar{F}}}{2} \right] \sqrt{\frac{(\gamma - \bar{F})(1 + \bar{F})}{(1 + \gamma)^3}}$$

$$k_3 = \left[\frac{\sqrt{1+3} + \sqrt{4-3}}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{(4-3)(1+3)}{(1+4)^3}} = \frac{3}{2} \cdot \sqrt{\frac{4}{125}} = 0,2683$$

$$k_4 = k_3$$

$$k_4 = 0,2683$$

7. ELEKTRO HIDROLİK SİSTEMİN TANILANMASI

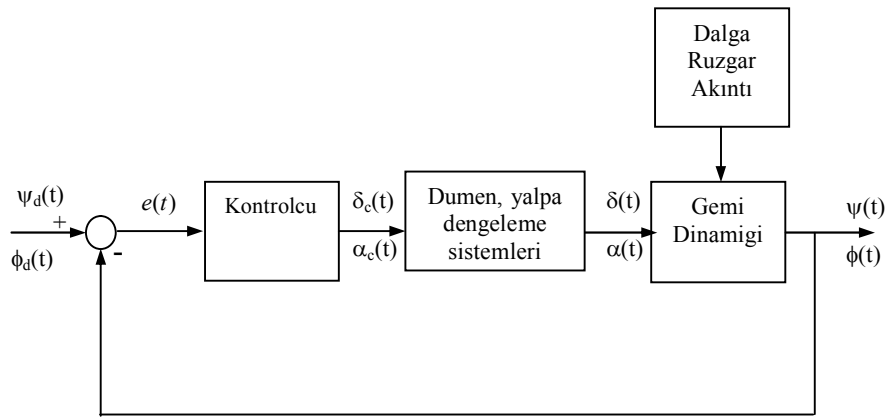
7.1 Gemilerde Kullanılan Kontrol Uygulamaları

Seyir karakteristiginin iyileştirilmesi için birçok kontrol metodu önerilmesine karşın gemi hareket kontrolünde yaygın olarak Oransal-Integral-Türev (PID) etkili kontrolcüler kullanılmaktadır. PID kontrol metodu, kontrol teorisinin ortaya çıkışından bu yana en çok kullanılan kontrol uygulamalarının başında gelmiştir. Gemi kontrol uygulamalarında klasik PID tipi kontrol parametreleri aşağıdaki gibidir (Alarcin, 2005).

$$\delta = K_p \psi_e + K_d \dot{\psi}_e + K_i \int \psi_e dt \quad (7.1)$$

Bu formdaki kontrol sistemleri klasik PID kontrol sistemi olarak adlandırılır. Burada, δ dumen sapması, ψ_e savrulma açısından hata, K_p, K_d ve K_i PID kontrol kazançlarıdır. Bu ifadedeki integral terimi dumen cevabını yavaşlatabildiğini ve bu durumun ortadan kaldırılması için ivmeleme teriminin kontrol eşitliklerine ilave edilebileceği gösterilmiştir. Bununla birlikte, lineer gemi hareket analizinde istenilen kararlı davranış şeklinin elde edilmesi için gemi dinamiğine (boyut, hız) ve dış şartlara (deniz, rüzgar ve akıntılar) bağlı olarak uygun kontrol kazanç değerlerinin seçilmesi gerekmektedir. Kontrol parametrelerinin ayarlanmasına ilişkin birçok değişik yöntem önerilmiştir (Alarcin, 2005).

Gemi hareket kontrol otopilotu, en basit halde Şekil (7.1)'deki blok diyagramı ile gösterilir. Gemilerde kullanılan kontrol sistemlerinin kullanım amacı, savrulma ve yalpa acılarının, dumen ve yalpa dengeleme sistemleri ile istenilen şekilde davranmasını sağlamaktır (Alarcin, 2005).



Şekil 7.1 Savrulma ve yalpa dengeleme sistemi blok diyagramı

Bircok arastirmada cok sayida degisik cozum yolları önerilmesine karsın, cogu uygulamalarda kontrol sistemi PID kontrol esasına dayanmaktadır. Bu yaygın kullanımın bazı sebepleri su sekilde sıralanabilir.

- 1) PID kontrol sistemi dayanıklı ve tasarımı basittir.
- 2) PID ile sistem cevabına ait parametreler arasında belirgin bir iliski mevcuttur.
- 3) Son yıllarda parametrelerin ayarlanmasına iliskin bircok degisik yontem önerilmiştir.

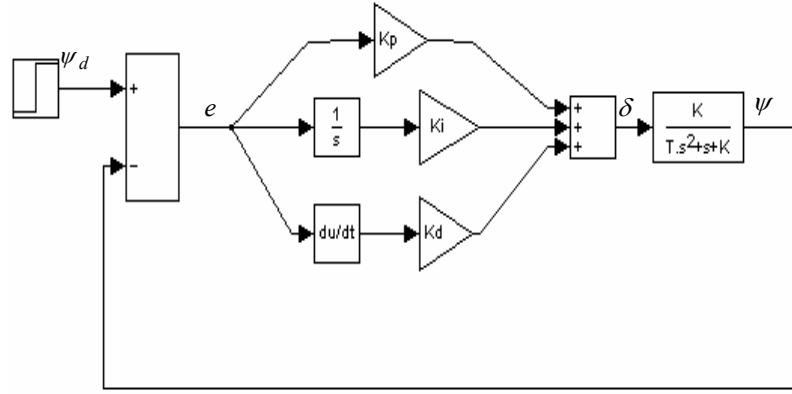
PID kontrolcu tasarımının temel hedefi K_p , K_d ve K_i kontrol katsayılarının hesaplanması ve verilen kapalı dongu sisteminin performans kosullarını saglayacak sekilde ayarlanmasıdır. PID kontrol edici tasarımında izlenecek temel basamaklar:

1. Sistemin transfer fonksiyonu elde edilmesi.
2. Sisteme yukselme zamanını iyilestirmek icin oransal kontrolcu eklenmesi.
3. Sistemde ani tepkinin iyilestirilmesi icin turevsel kontrolcunun sisteme eklenmesi.
4. Kararlı durum hatasını yok etmek icin integral kontrolcunun sisteme eklenmesi.
5. Butun K_p , K_d ve K_i katsayılarının istenilen genel tepkiyi verene kadar ayarlanması.

Cizelge 7.1 PID kazancılarının performans degisimine etkileri (Alarcin, 2005).

Kontrolcu	Yukselme	Sistem ani tepkisi	Oturma zamanı	Durum hatası
K_p	Azalı	Artar	Az degisir	Azalı
K_i	Azalı	Artar	Artar	Yok eder
K_d	Az degisir	Azalı	Azalı	Az degisir

Bu kısımda cok fazla ayrıntıya girmeksizin konteyner gemisi savrulma hareketinin klasik PID turu kontrolcu ile kontrolu, Sekil (7.2)'deki blok diyagramı esas alınarak yapılmıştır (Alarcin, 2005).



Sekil 7.2 Savrulma hareketi PID kontrol blok diyagramı

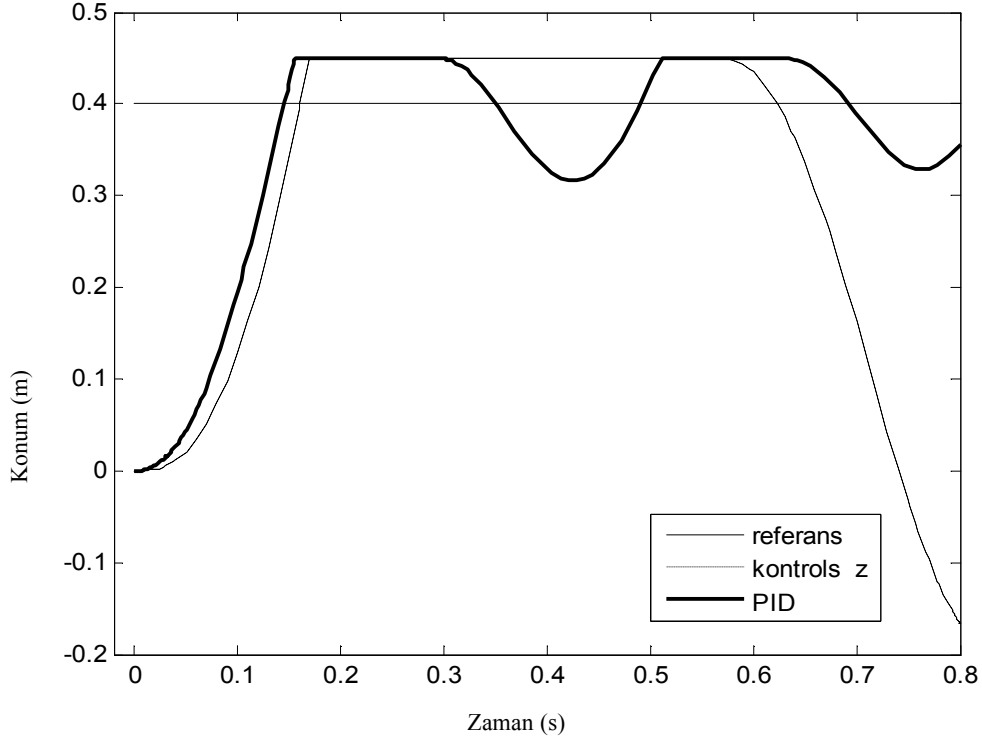
PID kontrollu dumen dinamiği,

$$\delta = K_p e + K_d \dot{e} + K_i \int_0^t e dt \quad (7.2)$$

şeklinde ifade edilir. Bu standart PID gösteriminde, ' $\delta(t)$ ' dumen kontrol sinyali, ' $e = (\psi_d - \psi)$ ' hata miktarı, ' K_p ' orantı katsayısı, ' K_d ' turev katsayısı, ' K_i ' integral katsayısıdır. $K_p > 0$, $K_d > 0$ ve $K_i > 0$ kontrolcu katsayısı pozitif olmalıdır (Alarcin,2005).

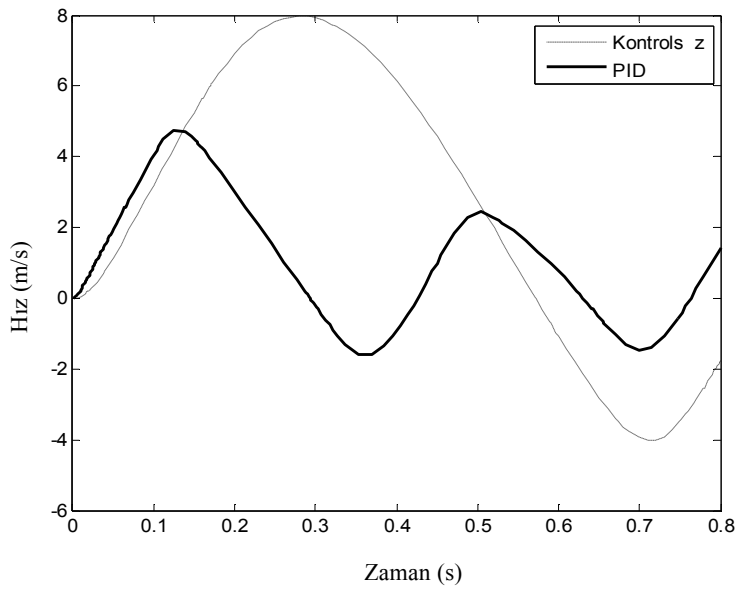
7.2 Simulasyon çalışmaları

Simulasyon çalışmalarında numerik yöntemler ile elektrohidrolik dumen sisteminin konum değişimi klasik kontrol metodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Dumenin davranışının incelenmesi sırasında zaman düzlemi dikkate alınmıştır. Simulasyon sonuçları Sekil (6.3) ve Sekil (6.4)'de verilmiştir.



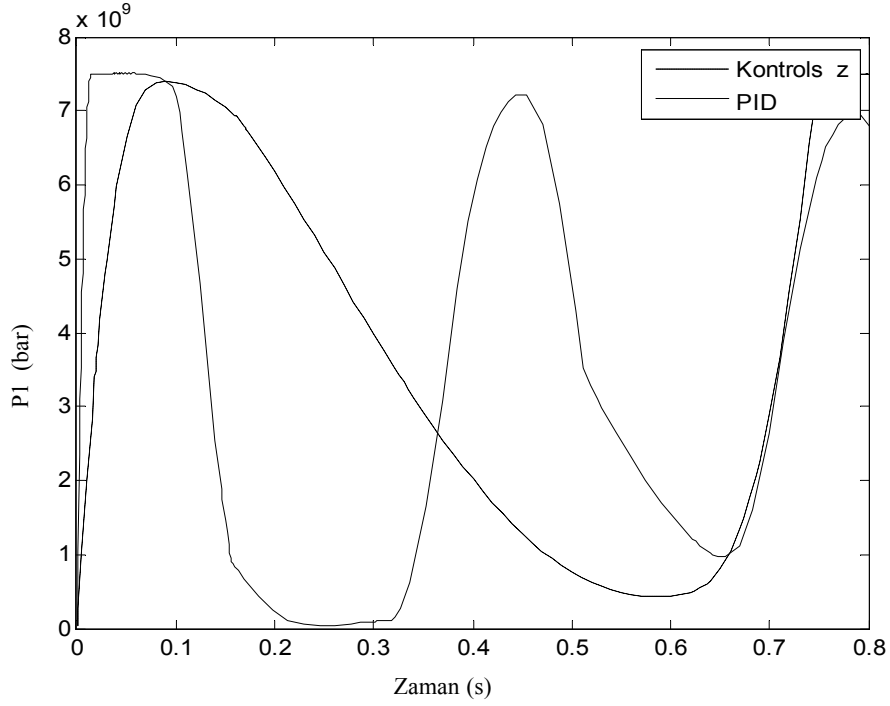
Sekil 7.3 Dumen acısı değisimi

Sekil (6.3)'te gosterilmis olan hidrolik sistemde referans değerde konumlanması istenen dumen hidrolik silindirin piston hareketi değeri olculerek hata değeri duzeltmesi yapılmıştır. Hidrolik dumen modeli uzerinde yapılan simulasyonlar sonucunda konum zaman değisiminde yerlesme suresi PID kontrolcu ile daha kararlı hale getirilmistir. Konteyner gemisi hidrolik dumen silindirin pistonu PID kontrolle yapılan simulasyon sonuclarından da goruldugu gibi 0.6 saniyede referansa yerlesmektedir.

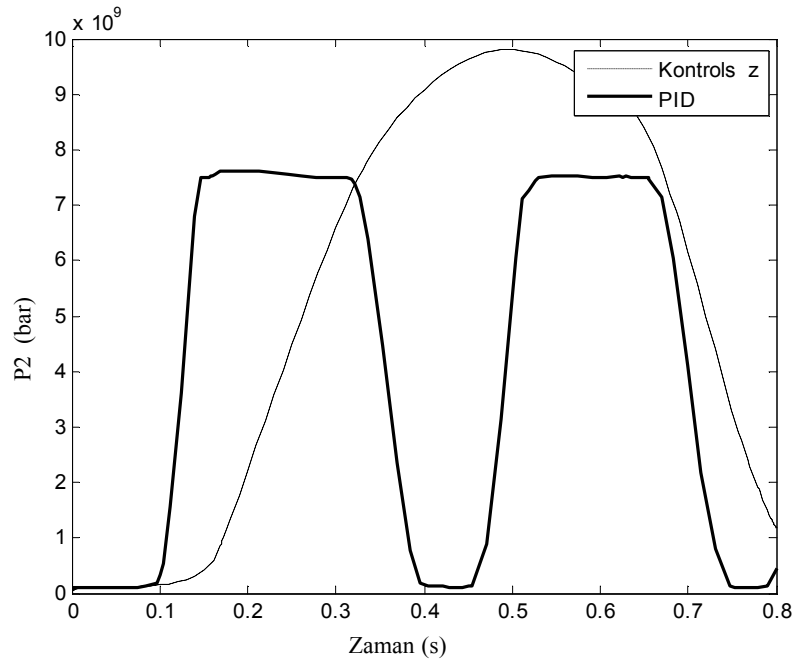


Sekil 7.4 Dumen hızının değisimi

Dumen acısı hız degisimi Sekil (6.4)'de gorulmektedir. Dumen yekesi 4 m/s hızla 0.5 derecelik hata ile dengelenmistir.



Sekil 7.5 Hidrolik silindirin birinci yuzeyindeki basınc degisimi



Sekil 7.6 Hidrolik silindirin ikinci yuzeyindeki basınc degisimi

Sekil (7.5) ve Sekil (7.6)'da hidrolik silindirin dumen hareketi sırasında iki farklı yuzeyindeki basınc degisimi gosterilmektedir.

SONUCLAR

Bu calısmada dort yollu uc konumlu oransal valf ve hidrolik silindirden olusan elektrohidrolik bir dumen sisteminin MATLAB Simulink modulu kullanılarak dinamik davranısu incelenmistir. Elektrohidrolik dumen silindir pistonunun hata degerini azaltmak icin PID kontrolcu kazanc degerleri surekli titresim metodu ile bulunmustur. Uygulamalar sonucunda PID kontrolcunun etkisi yerlesme zamanı ve hata degisimini azalması bakımından kontrolsuz durumdan daha iyi sonuc verdiği gorulmektedir.

Referans degere gore piston konumlandırılmada % 1 hata ile yaklasık olarak 0.8 saniyede sabitlendiği gorulmustur.

KAYNAKLAR

Akkaya, A. V., (2006), ‘‘Effect of Bulk Modulus On Performance of a Hydrostatic Transmission Control System’’, Sadhana Vol. 31, Part 5, October 2006, India, 543–556.

Akkaya, A. V., Boguclu, M. ve Ozturk, R., (2002), ‘‘Bir Hidrolik Sistemin Dinamik Davranislarinin Benzetimi’’, Yıldız Teknik Universitesi, Makine Muhendisligi Bolumu, Besiktas, Istanbul.

Akkaya, A.V., (2001), Bir Hidrolik Sistemin Dinamik Ozelliklerinin Simulasyonu, Yuksek Lisans Tezi, YTU Fen Bilimleri Enstitusu.

Alarcin, F., (2005), Gemi Hareketlerinin Dinamik Analizi ve Adaptif Yaklaşımlarla Kontrolu, Doktora Tezi, YTU Fen Bilimleri Enstitusu.

Becan, M. R., Kuzucu, A. ve Kutlu, K., (1998), ‘‘Hidrolik Konum Kontrol Sistemlerinin Gercege Yakın Benzetimi’’, Tr. J. of Engineering and Environmental Sciences, 125-130, Istanbul, Turkiye.

Chuang, C.W. and Shiu, L.C, (2004), ‘‘CPLD based DIVSC of Hydraulic Position Control Systems’’, Computers and Electrical Engineering, 521-541.

Cleg, A.C, (2000), ‘‘Self-tuning Position and Force Control of a Hydraulic Manipulator’’, PhD Thesis, Heriot-Watt University, Department of Computing and Electrical Engineering.

Deticek, E., (2000), ‘‘A Fuzzy Self-Learning Position Control of Hydraulic Drive’’, Cybernetics and Systems, 31:8, 821 – 836.

Er, I.D. ve Demirel, K., (2006), ‘‘Gemi Muhendisleri icin Hidrolik-Pnomatik Uygulamaları’’, Akademi Denizcilik, Istanbul.

Hong, Y., Zheng-jin, F. and Xu-yong, W., (2004), ‘‘Nonlinear Control for a Class of a Hydraulic Servo System, Journal of Zhejiang University Science,5(11): 1413-1417.

Istif, I. ve Kutlu, K., (2004), ‘‘Oransal Valf Kontrollu Hidrolik Silindir Sisteminin Konum Kontrolu,’’, ITU Dergisi / d Muhendislik, Cilt:3, Sayı:2-3-4-5, 77-86.

Istif, I., (2002), Oransal Valf ve Hidrolik Silindirden Oluan Bir Sistemin Tanılanması ve Konum Kontrolu, Doktora Tezi, YTU Fen Bilimleri Enstitusu.

Jedrzykiewicz, Z., Pluta, J. ve Stojek, J., (1998), ‘‘Application of the MATLAB- Simulink Package in the Simulation tests on Hydrostatic Systems’’, January ,13, 1998, Department of Process Control, University of Mining and Metallurgy, Cracow, PL.

Kasaplı, F., (2007), Gemi Dumen Kontrol Sistemlerinin Incelenmesi, Yuksek Lisans Tezi, Marmara Universitesi Fen Bilimleri Enstitusu.

Keles, O. ve Ercan, Y., (2004), ‘‘Puls Genisligi Modulasyonlu Elektrohidrolik Bir Servo Sisteminin Deneysel Incelenmesi’’, Gazi Univ. Muh. Mim. Fak. Der., Cilt 19, No 1, 107-117.

Kokturk, O., Sarı, I. ve Balkan, T., (2005), ‘‘Hidrolik Bir Servovalf-Silindir Sisteminin Gercek Zamanlı Denetimi’’, IV. Ulusal Hidrolik Pnomatik Kongresi, 1- 4 Aralık 2005, Izmir.
McCloy, D. And Martin, H.R., (1980), ‘‘ Control of Fluid Power:Analysis and Design’’, Ellis Horwood, England, Second Edition.

Mihajlov, M., Nikolic, V. and Antic, D., (2002), ‘‘Position control of an Elektro-hydraulic Servo System Using Sliding Mode Control Enhanced by Fuzzy PI Controller’’, Facta Universitatis, Mechanical Engineering , 1217-1230.

Ozcan, F., (1999), ‘‘Valf Secim Kriterleri’’, I. Ulusal Hidrolik Pnomatik Kongresi, Kasım 1999, Izmir.

Ozturk, R., (2007)‘‘ Hidrolik- Pnomatik’’, YTU, Istanbul, MK. MKM-07.001

Park, Y.J., Lee, S.Y. and Cho, H.S., (1999), ‘‘A Genetic Algorithm-Baesd fuzzy Control of an Elektro-Hydraulic Fin Position Servo System’’, IEEE International Fuzzy systems Conference Proceedings, August 22-25, 1999, Seoul, Korea.

Tikkanen, S., Huhtala, K. and Vilenius, M., (1995), ‘‘Fuzzy Controllers in Hydrostatic Transmission’’, IEE Savov Place, London.

Turk Loydu., (2007), ‘‘Turk Loydu Kural Kitabı, Bolum 14’’, Istanbul.

Watton, J., (1989), ‘‘ Fluid Power Systems. Modeling, Simmulation, Analog and Microcomputer Control, Prentince Hall Internation (UK) Ltd.

Yu, S.J., Duan, S.L. and Wu, J.H., (2003), ‘‘Study of Fuzzy Learning Control for Electry-Hydraulic Servo Control Systems’’, Proceeding of the second International Conference on Machine Learning and Cybernetics, 2-5 November, 2003.

Yuksel, I. ve Sengirgin, M., ‘‘Elektrohidrolik Valflerin Gelisimi ve Karakteristiklerinin Incelenmesi’’, II. Ulusal Hidrolik Pnomatik Kongresi, 8-11 Kasım 2001, Izmir.

Zeb, J., (2003), ‘‘Mathematical Modeling of a Position Control Elektrohydraulic Servo-System’’, 2nd International Bhurban Conference on Applied Sciences and Technology’’, June 16-21 2003, Bhurban, Pakistan.

Zhang, R., (2002), Multivariable Robust Control for Nonlinear Systems with an Application to an Electro Hydraulic Powertrian, PhD Thesis, Mechanical Engineering, University of Illionis, Urbana.

Zuping, G., Kun, D., Hongbiao, L. and Peilin, C., (1998), ‘‘Dynamic Simulation of the Hydraulic Servo System For Aeg Steering Gear’’, Proceedings of the 3rd Nationwide Chinese Youth Symposium on Mechanical Engineering, 11:135-138.

OZGECMIS

Dogum tarihi 06.02.1982

Dogum yeri Manisa

Lise 1996-1999 Salihli Super Lisesi

Lisans 2000-2001 Yıldız Universitesi Makine Fak.
Gemi Insaatı ve Mak. Muhendisligi Bolumu

Yuksek Lisans 2006-2008 Yıldız Teknik Universitesi Fen Bilimleri Enstitusu
Gemi Insaatı ve Mak. Muh. Anabilim Dalı

Calıstığı kurumlar

2005-2006 Tuzla Shipyard

2006-Devam ediyor ZKU, Alaplı MYO Gemi Insaatı ve Gemi Mak.
Programı, Ogr. Gor.