

67666

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

HİDROLİK ENJEKSİYON PRESİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Şenol ALTAY

BURSA-1997

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

HİDROLİK ENJEKSİYON PRESİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Şenol ALTAY

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez 14/11/1997 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL
(Danışman)

Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
(Jüri Üyesi)

Doç. Dr. Osman KOPMAZ
(Jüri Üyesi)

ÖZET

Bu çalışma, hidrolik enjeksiyon preslerinin ana elemanları ve sistemin denetimiyle ilgilidir. Çalışmada üç değişik hidrolik pompanın verimlilik karşılaştırılması yapılmıştır. En etkin hidrolik pompa hidrolik akümülator ile beraber seçilmiş ve hidrolik enjeksiyon presi tasarlanmıştır.

Tasarım aşamaları esnasında, ürün kalitesini ve denetim sisteminin hassasiyetini artırmak amacıyla kapama silindiri için bir oransal valf seçilmiştir. Enjeksiyonda en önemli kısım olan enjeksiyon silindirinin denetimi için üç kademeli elektrohidrolik servo valf seçilmişti.

Aynı zamanda tasarlanan sistemin matematik modeli oluşturuldu. Bu modelde, M kütlesinde bir helezonu hareket ettiren ve elektrohidrolik servo valf ile denetlenen silindir ve sistemin MATLAB programı ile çözümü araştırıldı.

ABSTRACT

This study concerns about hydraulic injection presses' main functions and control of these systems. In the study, an effectiveness comparison has been carried out for three different hydraulic pumps. After selection of the most effective hydraulic pump with hydraulic accumulator, then a hydraulic injection press has been designed.

During the design stages, in order to increase product quality and sensitivity of the control system, proportional valve has been used in the press cylinder and servo valve has been used in the injection cylinder.

For the control of the injection cylinder situations that is the most important section in injection processes a three stages electrohydraulic servo valve has been used.

A mathematic model of system also has been established. In this model, with mass(M) of helix has been driven with symmetrical cylinder and solution of these controlled by electrohydraulic servo valves are investigated by MATLAB programing.

İÇİNDEKİLER

BÖLÜM 1.

1. GİRİŞ ve KAYNAK ARAŞTIRMASI	1
---------------------------------------	----------

BÖLÜM 2.

2. HİDROLİK ENJEKSİYON PRESİNİN TANIMI ve TEMEL PRES FONKSİYONLARI	6
2.1 Enjeksiyon Sistemi	6
2.2 Mengene Kavramları	7
2.2.1 Hidromekanik Kapama	8
2.2.2 Manivela veya Mafsal Kapama	8
2.2.3 Doğrudan Hidrolik Kapama	9
2.2.4 Mengene Kapama Tasarımlarının Mukayesesi	10
2.3 Plastikleştirme Birimi	11
2.3.1 Tek Evreli Piston	11
2.3.2 Çift Evreli Piston	12
2.3.3 Sabit Vida ile Çift Evreli Piston	13
2.3.4 İleri Geri Çalışan Vida	14

BÖLÜM 3.

3. HİDROLİK ENJEKSİYON PRESİ DENETİMİ	16
3.1 Hidrolik Enjeksiyon Presinde Süreç Denetim	16
3.1.1 Ergime ve Akış Denetimi	22
3.1.2 Hassas Ayar Sayesinde Üretim Artışı	22
3.2 Hidrolik Enjeksiyon Presinde Süreç Denetim Teknolojisi	23
3.2.1 Eriyik ve Ocağın Sıcaklık Denetimi	23
3.2.2 PID Enjeksiyon Basınç Denetimi	25
3.3 Hidrolik Enjeksiyon Presinde Konum Denetimi	26

3.3.1	Elektrohidrolik Denetim Sistemleri	27
3.3.2	Hidrolik Enjeksiyonda Süreç Denetimi	30
3.3.3	Hidrolik Enjeksiyon Presinin Denetimi	36
3.3.3.1	Açık Döngü Denetim Sistemleri	36
3.3.3.2	Kapalı Döngü Denetim Sistemleri	37
3.3.4	Mikro İşlemcilerin Avantajları	38
3.3.4.1	Açık Döngü ve Kapalı Döngü Denetim Sistemlerinin Karşılaştırılması	39
3.4	Elektronik Denetim Organları	40
3.4.1	Benzeşik (Analog) Denetim Organları	41
3.4.2	Sayısal Denetim Organları	42
3.5	Mikro İşlemci, Mikro Denetleyici ve Mikro Bilgisayarlar	42
3.5.1	Programlanabilir Mantık Denetleyiciler	46
BÖLÜM 4.		
4.	PID DENETİMİ	49
4.1.	PID Denetimin Temel Özellikleri	51
4.1.1	Denetim Organı Seçimine Etki Eden Parametreler	52
4.2	Sayısal Denetim İçin Ayrık PID İfadesi	53
BÖLÜM 5.		
5.	HİDROLİK ENJEKSİYON PRESİNİN HİDROLİK TAHRİK SİSTEMİ ve DEVRE TASARIMI	57
5.1	Hidrolik Enjesiyon Presinin Hidrolik Devre Tasarımı	57
5.1.1	Sabit Debili Tek Pompa Kullanımı	59
5.1.2	Sabit Debili Çift Pompa Kullanımı	68
5.1.3	Akümülatör Sisteminin Kullanımı	70
5.2	Mengene Silindiri	87
5.3	Maça Silindiri	88

5.4	İtici Silindiri	89
5.5	Hidrolik Motor ve Enjeksiyon Silindiri	89

BÖLÜM 6.

6 . ELEKTROHİDROLİK SERVO VALFLE DENETLENEN ENJEKSİYON SİLİNDİR SİSTEMİNİN ÖZELLİKLERİ ve ELEMANLARI

96

6.1	Akışkanın Sıkıştırılabilirliği ve Esneklik Modeli	96
6.2	Elektrohidrolik Servo Valfle Denetlenen Enjeksiyon Silindir Sisteminin Transfer Fonksiyonunun Belirlenmesi	98
6.3	Elektrohidrolik Servo Valfle Denetlenen Enjeksiyon Silindirinin Modeli ve Simülasyonu	103
6.3.1	Sistem Denklemleri	103
6.3.2	Üç Kademeli Elektrohidrolik Servo Valflerin Dinamik Denklemleri	104
6.3.3	Elektrohidrolik Servo Valfle Denetlenen Simetrik Silindirin Durum Denklemleri	106
6.3.4	Matematik Modelin Boyut Analizi	109
6.4	Sistemin Durum Denklemleri MATLAB ve Simulink Çözümleri	111
6.4.1	Elektrohidrolik Servo Valfle Denetlenen Silindirin Diferansiyel Denklemleri Ode Çözümleri	111
6.4.2	Elektrohidrolik Servo Valfle Denetlenen Silindirin Simulink Çözümleri	114

7. SONUÇLAR

120

EK 1. HİDROLİK AKÜMÜLATÖRLER

122

EK 2. HİDROLİK DEVREDEKİ SİMGELERİN İSİMLERİ VE KODLARI

133

EK 3. ÜÇ KADEMELİ ELEKTROHİDROLİK SERVO VALF

135

KAYNAKLAR	138
TEŞEKKÜR	141
ÖZGEÇMİŞ	142



SEMBOLLER

A_1, A_2	$[m^2]$	Silindir Kesit Alanları
D	$[m]$	Silindir Çapı
d	$[m]$	Piston Kolu Çapı
L	$[m]$	Silindirin Maximum Stroku
Q_1, Q_2, Q	$[lt/dak]$	Silindire Giriş ve Çıkış Debileri
n	$[-]$	Adyabatik Durum Değişirme Katsayısı
V_1, V_2, V_3	$[lt]$	Akümülatöre Giriş Çıkış Hacimleri
M	$[kg]$	Kütle
F	$[N]$	Karşı Kuvvet
y	$[m]$	Silindir Pistonunun Konumu
$\dot{y}$	$[m/sn]$	Silindir Pistonunun Hızı
$\ddot{y}$	$[m/sn^2]$	Silindir Pistonunun İvmesi
A	$[m^2]$	Silindir Pistonunu Kesit Alanı
V_h	$[m^3]$	Silindirin Başlangıç Hacmi
β	$[N/m^2]$	Hacimsel Esneklik Modülü
k_1	$[J/mA]$	Servo Yükselteç Kazancı
k_2	$[m^2]$	Statik Valf Kazancı
k_s	$[m^2/s\sqrt{P_a}]$	Konum Transduseri Kazancı
k_f	$[J/m]$	Hız Transduseri Kazancı
W	$[Hz]$	Doğal Frekans
A_s	$[m^2]$	Valf Pistonunun Kesit Alanı
ζ	$[-]$	Sönüm Oranı
b_0, a_0, a_1, a_2	$[-]$	Valf Transfer Fonksiyonu Katsayıları
P_s	$[bar]$	Sistem Basıncı
B	$[Nsn/m]$	Viskoz Sürtünme Katsayısı

u	[m]	Negatif Valf Boşluğu
P_1	[bar]	Pistonun 1. Tarafındaki Basınç
P_2	[bar]	Pistonun 2. Tarafındaki Basınç
x	[m]	Valf Pistonunun Konumu
$\dot{x}$	[m/sn]	Valf Pistonunun Hızı
$\ddot{x}$	[m/sn ²]	Valf Pistonunun İvmesi
I	[mA]	Valf Kumanda Akımı
$z_1, \dots, z_7$	[-]	Durum Değişkenleri
K_0	[N/m]	Hidrolik Katılık
K_a	[-]	İvme geri besleme karsayısı
W_0	[Hz]	Hidrolik sistemin doğal frekansı
K_p	[-]	Orantı kazancı
K_i	[-]	İntegral kazancı
K_s	[-]	Statik kazanç

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.2.1	Mafsal Mengene Kapama	9
Şekil 2.2.2	Doğrudan Hidrolik Kapama	10
Şekil 2.3.1	Tek Evreli Piston Birimi	12
Şekil 3.2.2	Çift Evreli Piston Birimi	13
Şekil 2.3.3	Sabit Vida İle Çift Evreli Piston Birimi	14
Şekil 2.3.4.a	İleri Geri Çalışan Vida Birimi	14
Şekil 2.3.4.b	İleri Geri Çalışan Vida	15
Şekil 3.1.a	Hidrolik Enjeksiyon Presleri İçin Süreç Denetiminin Şeması	16
Şekil 3.1.b	Hidrolik Enjeksiyon Presinin ve Plastik Malzeme Değişkenlerinin Etkileri	18
Şekil 3.1.c	Akış Uzunluğu Gibi Çeşitli Özelliklerde Pres Ayarlarının Etkileri	19
Şekil 3.1.d	Pres Ayarları ve Her Plastiğin, Çekme Gibi Özelliklerine Kalıp Boşluğu Boyutlarının Etkisi	20
Şekil 3.1.e	Enjeksiyon Doldurma Sıcaklığı Değişimi Enjeksiyon Silindir Hızı	21
Şekil 3.1.f	Vida Hızı Değişimi, Vulkanizasyon Zamamı	21
Şekil 3.1.g	Enjeksiyon Zamamı Değişimi, Enjeksiyon Basıncı	21
Şekil 3.1.h	Plastik ve Presin Karşılıklı İlişkisi	21
Şekil 3.3.1	Genel Bir Elektro Hidrolik Denetim Sistemi	27
Şekil 3.3.2.a	Dönme Esnasında Vida Hareketi	30
Şekil 3.3.2.b	Vida Konumunda ve Kalıp Basıncında Enjeksiyon Ergime İndeksinin Etkisi	31
Şekil 3.3.2.c	Vida Konumunda ve Kalıp Basıncının Etkisi	31
Şekil 3.3.2.d	Doldurma Kapamaya Geçiş ve Azami Kalıp Basıncı Noktaları	33
Şekil 3.3.2.e	Koç Konumu Kalıp Basıncı Denetim Noktaları	34

Şekil 3.3.2.f	Koç Konumundaki Kalıp Basıncındaki Artan Viskozite Etkisi	35
Şekil 3.3.2.g	Koç Konumu ve Kalıp Basıncına Uygulanan Basıç Düzeltmesinin Etkisi	35
Şekil 3.4.1	Benzeşik PID Denetim Organı	41
Şekil 4.2	Yamuk Yöntemiyle İntegral ve Fark Yöntemiyle Türev Hesabı	54
Şekil 5.1	Sabit Debili Tek Pompalı Devresi	60
Şekil 5.2.a	Basınc-Zaman Grafiği	66
Şekil 5.2.b	Debi-Zaman Grafiği	67
Şekil 5.3	Sabit Debili Çift Pompalı Devresi	69
Şekil 5.4	Akümülatör Sisteminin Kullanıldığı Devre	71
Şekil 5.5.a	Akümülatöre Giden ve Gelen Yağ Akışı	75
Şekil 5.5.b	Akümülatöre Giren ve Çıkan Yağ Akışı	76
Şekil 5.6	Akümülatördeki Gaz Durumları	76
Şekil 5.7.a	Akümülatöre Giden ve Gelen Akış Miktarı	81
Şekil 5.7.b	Akümülatöre giden ve Gelen Yağ Akışı	82
Şekil 5.7.c	Enerji Analizi	83
Şekil 5.8.a	Hidrolik Enjeksiyon Presindeki Akümülatör Sisteminin Kullanıldığı Sabit Debili Çift Pompa Devresi	92
Şekil 5.8.b	Hidrolik Enjeksiyon Presinin Kapama Birimi Hidrolik Devre	93
Şekil 5.8.c	Hidrolik Enjeksiyon Presi Enjeksiyon Brimi Hidrolik Devresi	94
Şekil 5.8.d	İtici ve Maç Birimi Hidrolik Devre	95
Şekil 6.1	Rijit Kap	97
Şekil 6.2	Servo Valf Silindir Sistemi	98
Şekil 6.3	Kapalı Döngü Valf-Silindir Sistemi	103
Şekil 6.3.a	Elektrohidrolik Servo Valf Pistonunun Konumunun Cevap Eğrisi	114
Şekil 6.3.b	Electrohidrolik Servo Valf Pistonunun Hız Cevap Eğrisi	115

Şekil 6.3.c	Elektrohidrolik Servo Valf Pistonun İvme Cevap Eğrisi	115
Şekil 6.3.d	Elektrohidrolik Servo Valf Denetlenen Simetrik Silindirin Konum Cevap Eğrisi	116
Şekil 6.3.e	Elektrohidrolik Servo Valf Denetlenen Simetrik Silindirin Hız Cevap Eğrisi	116
Şekil 6.3.f	Elektrohidrolik Servo Valf Denetlenen Simetrik Silindirin I.Tarafındaki Basınç Cevap Eğrisi	117
Şekil 6.3.g	Elektrohidrolik Servo Valf Denetlenen Simetrik Silindirin II. Tarafındaki Basınç Cevap Eğrisi	117
Şekil 6.4	Elektrohidrolik Servo Valfle Konum Denetimi Simulink Blok Diyagramı	118



TABLolar DİZİNİ

Tablo 5.1	Hidrolik Enjeksiyon Presinin Teknik Özellikleri	57
Tablo 5.2	Pompa Devre Tasarımlarının karşılaştırılması	85
Tablo 6.1	Sistem Parametreleri	109



BÖLÜM 1

1. GİRİŞ VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

Günümüzde hidrolik sistemlerin tasarımı, analizi ve denetiminde bilgisayar kullanımı ekonomik açıdan büyük yararlar sağlamaktadır. Özellikle sayısal simülasyon teknikleri, elektrohidrolik sistemlerin tasarımı ve geliştirilmesi, proje planlama ve test maliyetlerini büyük ölçüde düşürmektedir.

Sayısal bilgisayar teknolojisindeki büyük gelişmeler simülasyon tekniklerinin gelişmesinde, doğrusal olmayan hesaplamalarda, değişik denetim simülasyonlarında ve bunlardan elde edilen sonuçların işlenip değerlendirilmesinde büyük yararlar sağlanmıştır.

Elektrohidrolik sistemler hızlı cevap, küçük stroklarda hassas denetim imkanı ve küçük hacimlerde büyük güç sağlayabilme gibi özelliklerden dolayı birçok endüstriyel alanda kullanım imkanı bulunmaktadır. Bu sistemlerin önemli uygulama alanlarından biri de hidrolik enjeksiyon presleridir.

Oransal ve servo valflerin kullanımı ile hidrolik enjeksiyon preslerinin tahrik sistemlerinin ve dolayısıyla mamül kalitesi artırılmış olmaktadır.

Hidrolik enjeksiyon preslerinin tasarımı ve bu tasarımda kullanılan hidrolik sistemler üzerine geçmiş yıllarda yapılan çalışmalara ek olarak son yıllarda yeni araştırmalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalardan önde gelen birkaçı aşağıdaki paragraflarda özetlenmiştir.

Gessat'a (1996) göre, giderek artan çevre bilinci nedeniyle hidrolik makina ve tesislerde biyolojik olarak çabuk dönüşümü sağlayan hidrolik yağlar kullanılmakta, bu yeni hidrolik yağlar konvansiyonel keçe malzemelerinin fiziksel ve kimyasal etkilerden dolayı kullanılabilirlikleri sınırlanmaktadır. Bu çalışmada hidrolik piston kolu keçelerinin

fonksiyon özelliklerini önceden tahmin etmenin matematiksel modelinin oluşturulmasının sınırlarını ve imkanını göstermektedir.

Roosen (1996) hidrolik, son yıllarda plastik enjeksiyon preslerinde yüksek güç kullanımının yanı sıra imalat otomatizasyonunda imkan verdiği için işletim sistemleri alanında kendi damgasını vurmuştur. Q + P hidroliğin bu talepleri nasıl karşıladığını ve bu güne kadar elde edilenlerin gelecek için nasıl bir eğilim gösterdiğini anlatmaktadır. Köln '95'teki diğer bir eğilim de servoelektrik motorlu sabit pompalar yönündeydi. Örneğin Battenfeld firması enjeksiyon preslerinin BK-T serilerinde (kapama gücü 2000 kN) ana pompa olarak devir sayısı ayarlı trifaze-asenكرون motorlu iç dişli pompa kullanmakta bu işletim şekli rölanti zamanlarındaki çok düşük enerji sarfiyatının yanı sıra en fazla 65 dB olan bir gürültü seviyesine ulaşarak çok daha sessiz çalışmakta. Bu yapı seviyesindeki helezon dişli aktarma sistemi doğrudan tahrikli bir motor tarafından hareket ettirilmektedir.

Negri Bossi firması da elektrikli servomotorlar tarafından tahrik edilen devir sayısı ayarlı bir sabit pompa kullanıldı. Yeni tanıtımı yapılan NB2 Serisinde (kapama kuvveti 5500-13500 kN) ana pompanın yanı sıra bir de servomotora ilave olarak basınç ve debi ayarlamalı bir ayarlı pompa yerleştirilmekte ve bu sayede yardımcı motorların beslenmesi ama aynı zamanda ana pompanın yüksek dinamik genişlemesini sağlamaktadır. Ana pompa rölantide 60 l/dak ile çalışmakta ve bu da dolayısıyla çok büyük enerji tasarrufu ve iç kayıpların önlenmesini sağlamaktadır. Negri Bossi firması bu yapı serisinde tam elektrikli plastikleştirme şeklini kullanmakta bu sayede hidrolik olarak gerekli güç önemli oranda düşürülmekte ve dolayısıyla yağın termik zorlanması da azalmaktadır.

Kraus-Maffei firması C yapı serisinde (kapama kuvveti 200 ile 2000 kN arasında) modüler olarak kurulan hibrit işletimli iki model tanıtılmaktadır. Plastikleştirme (helezon), kapatma biriminin hızlı sürüş tertibatı ve çekiçi elektrikli münferit motorlar tarafından çalıştırılmaktadır.

Görevleri sınırlandırılmış hidrolik burada enjeksiyon tertibatını, püskürtme hareketlerini, kapama kuvvetinin oluşumunu ve benzeri diğer yan fonksiyonları yerine getirmekte burada da elektrikli bir yöntemin önemli miktarda (%21-30) hidroliğe karşı avantajlı olduğu görülmektedir.

Engel firması da yeni tanıttığı S 900/200 HL enjeksiyon presi ile Hibrit yöntemini takip ederek püskürtme birimi iki servomotorla donatılmıştır. Bunlar helezonun dozajlama, püskürtme sırasında bütün doğrusal hareketleri kumanda etmekte. Kapama birimi ömür boyu dayanıklı tam kapalı bir hidrolik sistem tarafından tahrik edilmektedir. İşletim, servomotorlar tarafından tahrik edilen iki sabit debili pompa tarafından yapılmaktadır. İki sabit debili pompa yöntemi ile çıkarıcının ve çekirdek çekicisinin sürüş hareketine paralel hareketi mümkün kılar. Engel firmasının ifadesine göre enerji sarfiyatı, yeni tanıtılan tam elektrikli makinalardaki ile aynı düzeydedir. Buna ilave olarak, önemi gittikçe artan gürültü seviyesinin azaltılması olarak da < 65 dB olması da büyük bir gelişmedir.

Köln '95'te sergilenen enjeksiyon presleri konusundaki yenilikler hidroliğin elektrik makinalarına sunabileceği çok fazla şeyinin olduğunu gösteriyor. Enjeksiyon preslerinde maliyetin düşük olması sebebiyle hidrolik hala gündemdeki yerini uzun süre koruyacaktır. Hidrolik ve elektromekanik avantajları kendi içinde birleştiren hibrit çözümler pazarda daha büyük pay alma eğiliminde, daha küçük preslerde elektromekanik olan presler şu anda ağır basmaktadır. Hidrolik ise ancak yeni gelişmeler sayesinde bunu çözebilir.

Sanchen'in (1996) makalesinde hidrolik basınç birimlerinde gürültü emisyonunun azaltılmasında yararlı bir araç olarak teorik model analizi tanıtılmıştır. FEM-Simülasyonunun sonuçları ile komple radyal pistonlu bir pompanın öz titreşimlerinin analizi yapılmıştır.

Feigel (1987) servohidrolik mekanizmalarla simetrik ve asimetrik silindirler arasında bir karşılaştırma yaparak sistemin matematik model yöntemi ile dinamik sabitleri bulmuştur.

Tsao ve Tomizuka (1994) makalelerinde "Robust Adaptive" ve "Repetitive" sayısal izleme denetim algoritmalarını geliştirmişler ve bu çalışmanın, doğrusal hareket üreten bir elektrohidrolik servosistem üzerinde uygulamasını gerçekleştirmişlerdir. "Robust Adaptive" denetim organı periyodik olmayan, "Robust Repetitive" denetim organı periyodik sinyaller için, bozuculara ve modellenmemiş dinamik etkilere karşı geliştirilmiştir.

Burton ve arkadaşları (1994) paralel bağlı hidrolik sistemlerin modelleme gerekliliğini incelediler. Sistemlerin paralel simülasyonu işlem hızını arttırmakla birlikte, ayrılmış sistem modelinin sayısal görevleri aynı anda yerine getirme ihtiyacı doğmaktadır. Bu çalışma hidrolik sistemlerde zaman geçikmesine neden olan kavitasyon ve sürtünme problemleriyle, iletim hattındaki kayıplara karşı, bileşik modelleri ayırmak suretiyle sistem performansını artırıcı bir simülasyon yöntemini önermektedir.

Ramachandran ve Dransfield (1993) çok yönlü elektrohidrolik sürücülerde silindirler arasındaki etkileşimi inceleyen bir makale yayınladılar. Bu çalışmada, iki ve üç silindirli elektrohidrolik servosistemlerde kuvvet denetimi simülasyonunu gerçekleştiren grafik bir model geliştirdiler.

Martin ve Burrows (1976) bir elektrohidrolik konum denetim sisteminin simülasyonla ve deneysel olarak, basamak girişe yanıtlarını ve sinüzoidal giriş frekans cevaplarını mukayese etmişlerdir.

Krus ve arkadaşlarının (1994) hızlı boru hattı modellemesi üzerine bir simülasyon çalışmasıdır. Sistemin geniş bir alanda dağıtım yapması durumunda borulardaki dalga üretiminin önem kazandığı varsayımıyla, son üretilen dalganın hızı ve

sürtünmenin oluşturduğu frekansların temel karakteristik teşkil ettiği bir model üretmişlerdir.

Watton (1984) servo valf denetimi asimetrik silindirlerin açık döngü cevabı ve iletim hattı dinamiğinin etkisi üzerine çalışmalar yapmıştır. Asimetrik silindirin her iki yöndeki hareketini incelemiş, dinamik davranışını bulmak için doğrusallaştırılmış frekans cevabı tekniğini kullanmıştır.

Taft ve Twill (1978) üç yollu, negatif boşluklu bir hidrolik servo valfin matematik modelini kurup, valf kuvvetlerinin sistem performansına etkisini incelemişlerdir.

Shearer (1983) elektrohidrolik servo valfle denetlenen konum geri beslemeli bir servo sistemi, belirli bağlantı kanallarındaki türbilanslı akış ve Coulomp tipi kuru sürtünme gibi önemli fiziksel karakteristikleri de dikkate alıp modelleyerek sayısal bilgisayarda simülasyonunu gerçekleştirmiştir.

Schichang ve arkadaşları (1991) simetrik silindire sahip bir elektrohidrolik sistemde hız denetimi için optimal denetim uygulamışlardır. Valf dinamiğini de içine alan beşinci dereceden sistem modelini oluşturarak bilgisayarla simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca, kurulan test sistemini mikro işlemci ile denetleyip, simülasyon sonuçlarına yakın değerler elde edilmiştir. Hız denetimi sırasında oluşan basınç dalgalanmalarının, optimal denetim uygulayarak azaldığını ve basınç genliğinin, basamak giriş cevabında elde edilene göre 1/5 oranında azaldığını göstermiştir.

Fitzsimons ve Palazzolo (1996) asimetrik silindire sahip bir elektrohidrolik sistemde konum denetimi için H_2 -optimal denetim uygulamışlardır. Valf dinamiğini de içine alan doğrusal olmayan denklemlerle sistem modelini oluşturarak bilgisayarla simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir.

BÖLÜM 2

2. HİDROLİK ENJEKSİYON PRESİNİN TANIMI VE TEMEL PRES FONKSİYONLARI

2.1 Enjeksiyon Sistemi

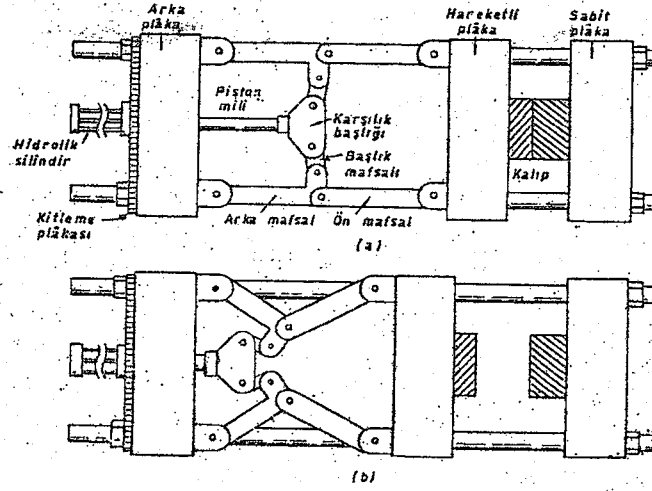
Enjeksiyon sistemi ile kalıplama yumuşak plastikleşmiş malzeme, enjeksiyon presinin lülesinden sonra ana yolluk ve yolluk kanallarından geçip kalıp boşluğuna doğru akar. Bu şekilde bir enjeksiyon ise anizotropik bir doku oluşmasına ve akış yönüne bağlı bir çekmeye neden olur.

Kullanılan malzeme elyaflı dokuya sahip ise elyaflı doku arttıkça bu çekme ve büzülme oranları da büyür. Elyafı dokuya dik yöndeki büzülme oranı, paralel yöndeki büzülmeye göre daha fazladır (Berins 1991).

Hidrolik enjeksiyon presi, toz veya granül halindeki termoplastik malzemelerin eritilip basınç etkisiyle kalıp boşluğuna püskürtülmesi sonucunda plastik mamül imalatını sağlayan prestir.

Plastik enjeksiyon kalıplama presi, uygun elektrik, su ve hava bağlantıları ile yerleştirilmiş olmak zorundadır. Pres malzeme haznesi plastik malzeme ile hem elle kumandalı hem de otomatik olarak malzeme taşıma sistemleriyle doldurulmuş olmalıdır. Kalıp elektrik ve su bağlantıları uygun şekilde yapılmış hareketli ve sabit plakalara uygun şekilde bağlanmış olmak zorundadır. Bütün sistemlerin sabit çalışma için denetlendiği düşünüldüğünde, pres çevrim için hazırdır.

Başlama konumunda, mengene açıktır, elektrik güç sistemi hidrolik sisteme güç sağlıyor, elektrik sıralama sistemi açılır ve enjeksiyon ocağı ısıtıcı bant sistemi de açılarak istenen sıcaklığa gelir.



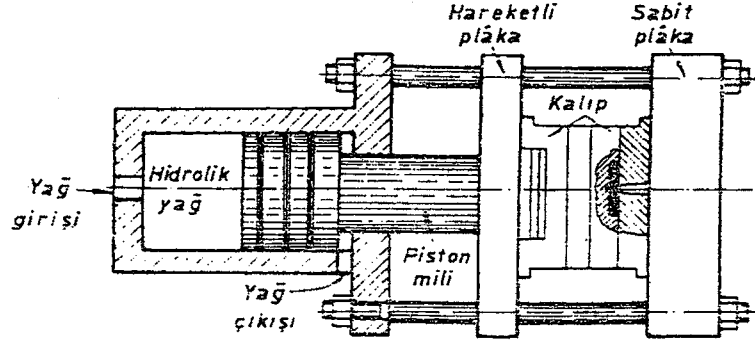
Şekil 2.2.1 Mafsallı Mengene Kapama (Rubin 1987)

2.2.3 Doğrudan Hidrolik Kapama

Bu türde, mengeneği açmak ve kapatmak ve kalıbı plastiğin enjeksiyonu esnasında kapalı tutmak için gerekli kuvvet sağlamak amacı ile basınçlı hidrolik akışkan kullanılır.

Doğrudan hidrolik kapama sisteminin temeli, hidrolik akışkanı, mengene koçunu ileri hareket ettirmek için yükselteç tüpüne yönlendirmektir. Yağ tanktan ana alana ön doldurma sayesinde akarak ana alanı doldurur. Koç ileri hareket ettiğinde, zayıf bir vakum, akışkanın tanktan bu odaya çekilmesiyle ana alanda oluşturulur. Yağın ana silindir alanına dolmasıyla, ilk önce mengene, dolayısıyla sonrada ön doldurma valfi kapatılır.

Mengeneği açmak için, akışkanın ana silindirden tanka dönmesi ile, ön doldurma valfi açıldığında hidrolik akışkan silindirin arka tarafından çekilmeye yönlendirilir. Doğrudan hidrolik kapamanın önemli avantajlarından biri mengene kapama tonajının çok kesin olmasıdır. Şekil 2.2.2' de görüldüğü gibi bu sistemde sıkma kuvveti direkt olarak yapılmakta, kolayca ayarlanabilmekte ve istenilen seviyede tutulabilmektedir. Ayrıca bu sistem kendi kendini yağladığı için sürtünme azdır (Rubin 1987).



Şekil 2.2.2 Doğrudan Hidrolik Kapama (Rubin 1987)

2.2.3 Mengene Kapama Tasarımlarının Mukayesesi

Her bir mengene kapama tasarım kavramının diğerlerine daha üstün olduğunu göstermek için yıllar boyunca bir çok tartışma yapıldı. Gerçekte her bir tasarım önemlidir.

Doğrudan hidrolik mengene tasarımı yıllar boyunca uzun süre güvenilirliğe sahip olmayı, düşük basınç kalıp korumasının mükemmel denetimini, tonajın kesin denetimini sağladı ve yüksek enjeksiyon kuvvetlerinden dolayı mengineenin aşırı tazyikli olmasına müsaade etmedi.

Mafsal mengene son derece hızlı kapama ve açma hareketlerine sahiptir ve tipik olarak maliyeti doğrudan hidrolik mengineeden düşüktür. Sağlanan tonajı tutmak için enerji gereksinimi doğrudan hidrolik mengene için olandan azdır, fakat bu enerji presin toplam enerji kullanımıyla az olarak mukayese edilir. İyi yağlama ile, mafsal yatak burcu ve pimler gayet iyidir, fakat onlar hala çalışmanın bir kaç yılından sonra tekrar işlenmek zorundadırlar. Mafsal tasarım hatta eğer mengene enjeksiyon amacıyla veya kalıp içinde sıcaklığın oluşmasından dolayı aşırı güçlendirilmiş ise, kilitleme tonajından daha yüksek tonaj sağlanacaktır.

Hidromekanik mengene tasarımı doğrudan hidrolik mengene tasarımı avantajlarına sahip olmaya yönelir, oysa mafsal blok hareketi gereksiniminden dolayı oldukça karmaşıktır.

2.3 Plastikleştirme Birimi

Plastikleştirme biriminin gelişimi aşağıdaki sırada olmuştur.

1. Tek evreli piston
2. Çift evreli piston
3. Sabit vida ile çift evreli piston
4. İleri geri çalışan vida

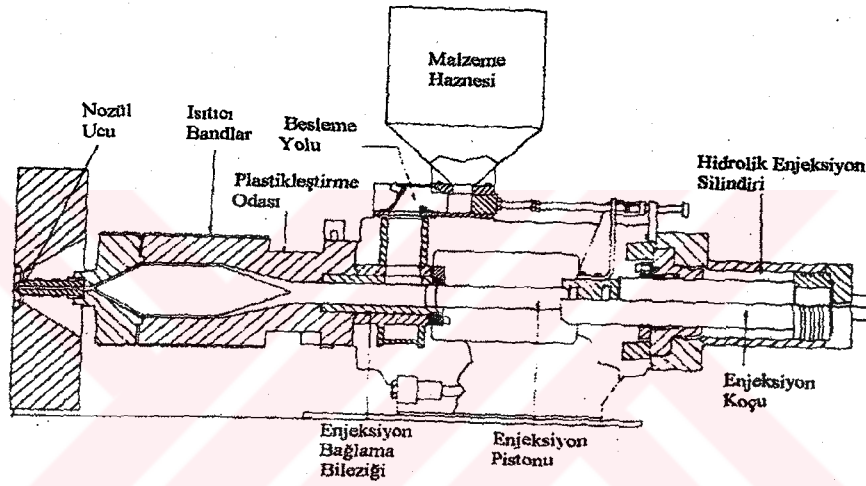
2.3.1 Tek Evreli Piston

İlk tek evreli piston birimleri (Şekil 2.3.1) sıcak yağ ile ısıtılmıştır ve en sonunda elektrikli ısıtıcı bandlarla ısıtılmıştır. Arka alandaki bir torpido bölgesi piston ileri hareket ettiği zaman ince bir bölgenin içine doğru plastik besleme aygıtı sürülmüştür. Aygıtın bu ince bölümü daha sonra plastikleşmenin çoğunun meydana geldiği yerde merkez bölgesine girmiştir. Sonraki tasarımlarda, merkez bölgesi plastikleştirme odasının yatay merkez çizgisine paralel delinmiş bir seri küçük hücrelerden oluşmuştur. Plastikleşme odasının ön bölgesinde torpido çapı düşünülmüştür ve eriyin etkin kesiti merkez bölgesinden çıkıp gelen her erimemiş eriyik en iyi şekilde plastikleştirmek için düşünülmüştür. Ön bölge, eriyik plastikleştirme odasının dışına ve kalıp içine sıkıştırıldığında, her kısımda sabit bir sıcaklık sağlamak için yeteri kadar uzun olmak zorundaydı.

Bu birimlerde karşılaşılan sorunların belli başlıları; merkez bölgesi ve ön uç arasındaki sızıntı, renk değişimi, oda içinden basınç düşümü, çok aşınmış pistonlar, zayıf vuruş denetimi, ısı duyarlı malzeme çalışmasındaki zorluklardı. Tasarımlar iyileştirildiğinde, besleyicinin mekanik kaydırma tipi esasen vuruş boyutu denetimini iyileştiren ağırlık besleyicilerle yer değiştirildi. Basınç anahtarları ve sayaçlar bir sonraki

vuruştan önce besleme açılmasını daha önceden yapmış olmak için, pistonun önceden konumlanmasına musaade etmek için elektrik ve hidrolik devreye ilave edildiler. Bu iki özellik bir biriminde maksimum vurma boyutunu artırmış ve hatta çevrim zamanını düşmüştür.

Bu birimlerde en iyi yapılabilecek imalat plastik duvar kaplaması gibi mermerleştirilmiş dokunmuş malzemeleri işlemekti.



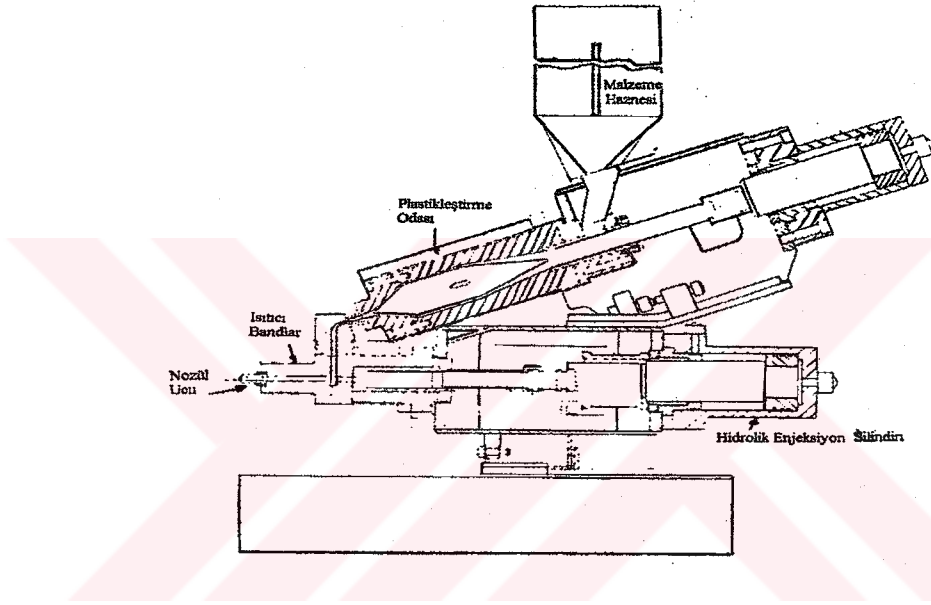
Şekil 2.3.1 Tek Evreli Piston Birimi (Rubin 1987)

2.3.2 Çift Evreli Piston

Çift evreli piston birimlerinin gelişmesiyle, çevrim zamanları düşürüldü, enjeksiyon hızları artırıldı ve mengene tonajı gereksinimleri azaltıldı (Şekil 2.3.2).

İlk çift evreli piston biriminde plastikleştirme ve bir enjeksiyon birimi için bir doldurma konvansiyonel tek pistonlu birim grubuydu. Bunlarda malzeme plastikleştirme odasının içinden doldurulur ve plastikleştirme biriminden alınan eriyik, enjeksiyon vuruş odasının gerisine, enjeksiyon pistonunun ilerletilmesine sebep olarak enjeksiyon pistonunun önüne aşağıya doğru kanalize edilir. Vuruş boyutu eriyin gerekli miktarı enjeksiyon pistonunun önünde olduğu pres biriminden oluşmuştur. Doldurma pres birimi enjeksiyon biriminin üstünde taşındığı zaman enjeksiyon pistonunun konumunu denetim

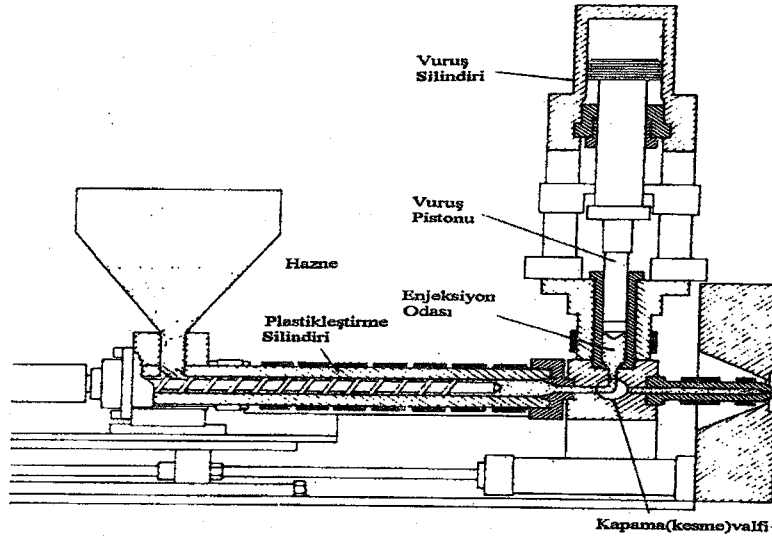
eden, sınır anahtarlar ve ayarlanabilir bir pozitif durdurumun kullanımı ile denetlendi. Bir dönen valf doldurma birimi ile enjeksiyon odası ve enjeksiyon birimi ile nozul ucu arasındaki eriyik kanalı içine yerleştirildi. Bir konumda, valf eriyi doldurma biriminden enjeksiyon vuruş odasının içine yönlendirdi. Eriyik kalıp içerisine iletirilmiş olduğundan, valf enjeksiyon vuruş odasını nozul ucuna irtibatlandırarak ve doldurma birimine geçici kapatarak hareket ettirildi. Bu birimler tek evreli birimlerin üzerinde büyük bir iyileştirmeyi sağladı, fakat onlar yine de renk değişimleri ve ısı duyarlı malzemelerin işlenmesi sırasındaki problemlere sahipti.



Şekil 3.2.2 Çift Evreli Piston Birimi (Rubin 1987)

2.3.3 Sabit Vida İle Çift Evreli Piston

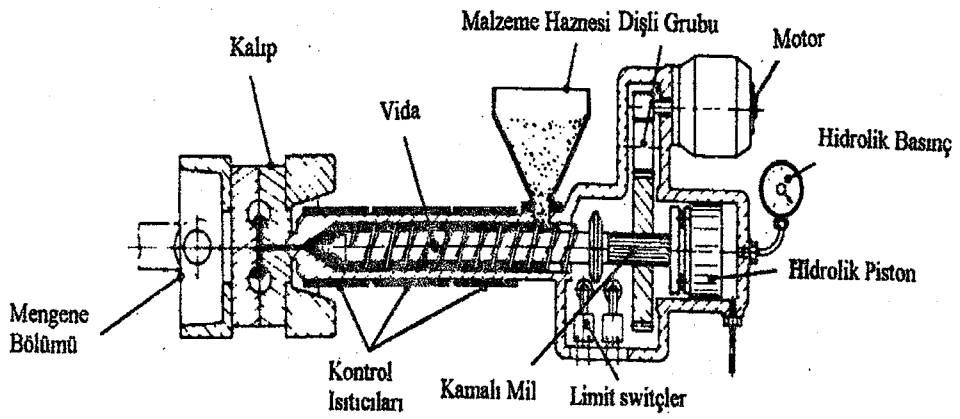
Çift evreli piston birimleri sonradan plastikleştirme birimi için bir sabit vidalı bir çift evreli birim ile yer değiştirdiler (Şekil 2.3.3). Enjeksiyon vuruş birimi piston plastikleştirici ile kullanıldığında esasen aynıydı. Bu birimler malzemenin her tipiyle ve enjeksiyon piston konfigürasyonu tasarım iyileştirmeleriyle ve her bir vuruş için ilk eriyik vuruş odasına girdiğinde, kırma hareketinin sağlanmasıyla çalıştırılabilirlerdi ve renk değişimi problemleri büyük oranda azalırdı.



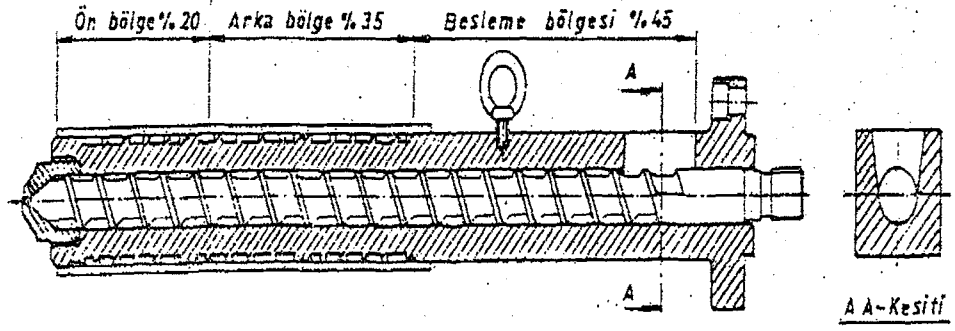
Şekil 2.3.3 Sabit Vida ile Çift Evreli Piston Birimi (Rubin 1987)

2.3.4 İleri Geri Çalışan Vida

Plastiklerdeki en önemli teknolojik ve bilimsel ilerlemelerden biri ileri geri çalışan vidalı enjeksiyon birimleri kavramının gelişmesi ile oluştu (Şekil 2.3.4.a, b). Bu birimler plastik malzemenin yüksek erime hızlarına, vuruş boyutunda dar toleranslara ve plastik eriyin sıcaklığını kontrol etme yeteneğine ve güvenilirliği yerine getirmeye müsaade etti. Ocağın ve vidanın strok/çap oranını düşürerek, bu birimler kauçuk gibi kapsayan termoset malzemeleri işleyebilirler. Uzun strok/çap oranlı birimler (24 :1 den 30:1 e kadar) erimesi zor malzemeler için kullanılır.



Şekil 2.3.4.a İleri Geri Çalışan Vida Birimi (Rubin 1987)



Şekil 2.3.4.b İleri Geri Çahşan Vida (Rubin 1987)

BÖLÜM 3

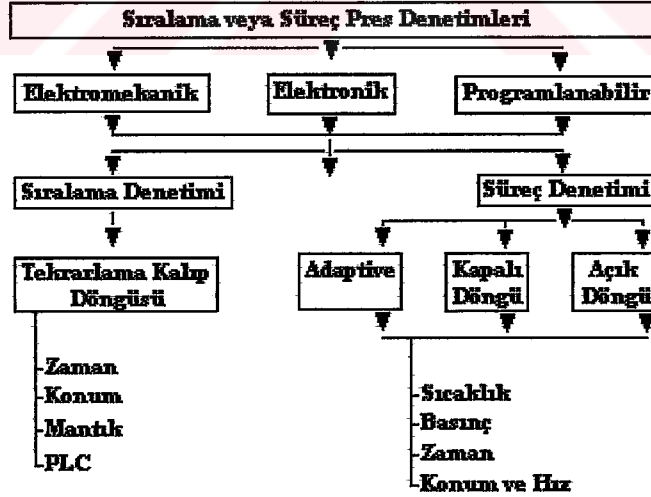
3. HİDROLİK ENJEKSİYON PRESİ DENETİMİ

Hidrolik enjeksiyon presinin denetimi konusu, süreç, basınç, sıcaklık, konum ve hız denetimleri ile birlikte incelenecektir.

3.1 Hidrolik Enjeksiyon Presinde Süreç Denetimi

Hidrolik enjeksiyon kalıplama süreci çok karmaşık hale geldiğinden dolayı, kalıpcılar kendi preslerine uyabilecek çevrim tiplerinde çok büyük doğruluk ve azaltılmış değişimler isterler. Bu değişimler, vidanın çekilmesi sıralamalarında yüksek basınç uygulamalarında mengene kapandıktan sonra enjeksiyon ile birleşmedeki zamanlamada, vida devrinde, erime esnasındaki geri basınçta, vs. değişimlerdir.

Hidrolik enjeksiyon presi süreç ve pres denetim türleri aşağıda Şekil 3.1.a'da gösterilmektedir.



Şekil. 3.1.a Hidrolik Enjeksiyon Presleri İçin Süreç Denetimin Şeması

Pek çok denetim bir açık döngü tipinde denetimdir. Bu tip denetimler sadece bazı işletme sıcaklığını, basıncı, zamanı veya düzenli hareket için bir mekanik veya elektrikli

aygıtı ayarlarlar. Ayarlamalar kaliteli parçalar üretmek için çok uzun süreli uygun olmasalar bile onla kendi ayar noktalarında işletmeye devam edebileceklerdir. Kalıplama esnasındaki problem, açık döngüler ile karşılanmayan gözlenmesi zor olan karmaşıklıkların bir çeşidine maruz kalan toplam süreçtir. Süreç denetim, süreç karmaşıklıklarının etkilerini ortadan kaldırmak için uygun bir pres denetim aygıtı ve bazı süreç parametresi arasındaki çevrimi birleştirir.

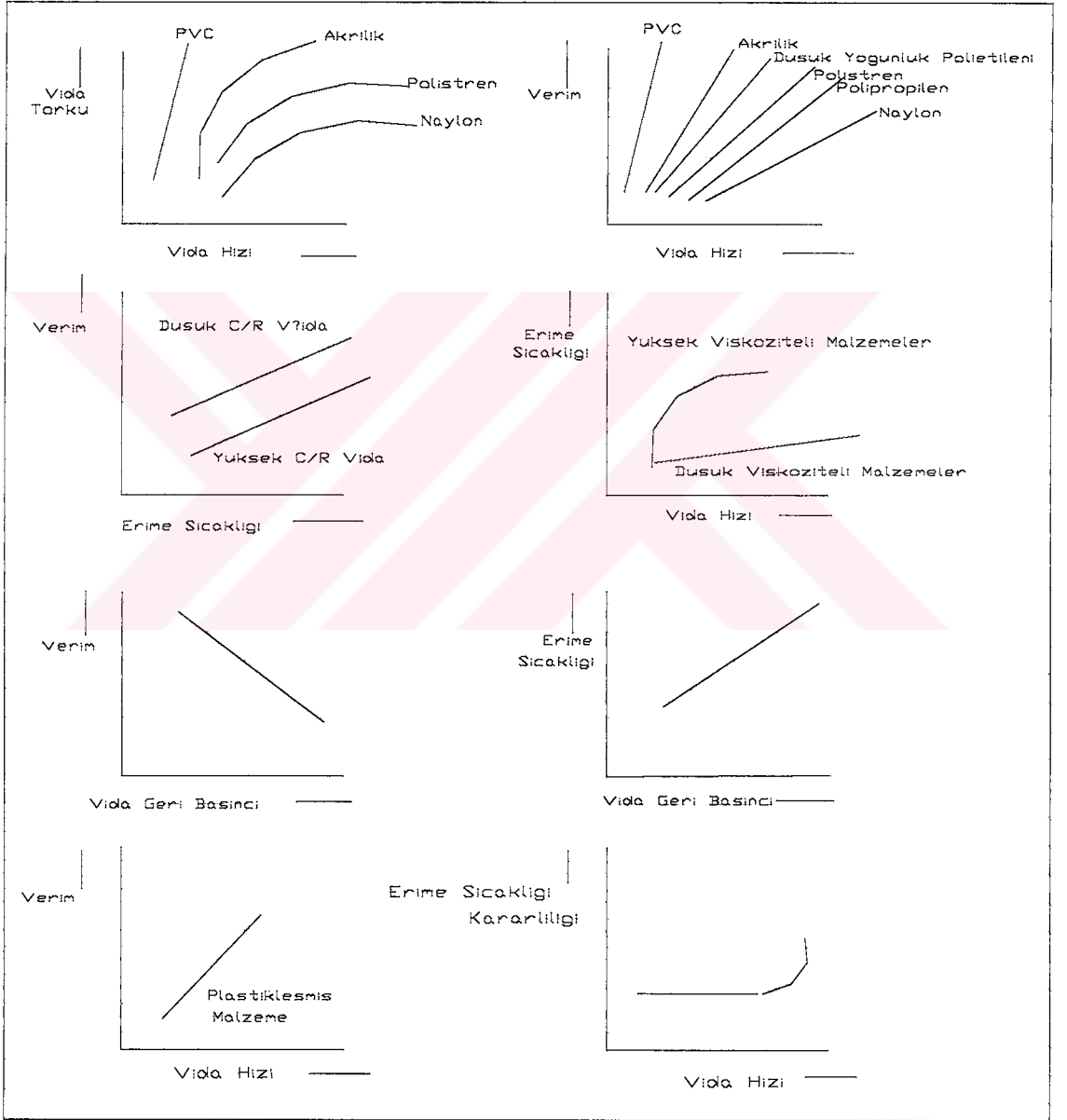
Uygun biçimde kurulmuş ve denetimler ile, pres içindeki plastiklerin performansı en düşük kalıplama maliyetinde performans ihtiyaçlarını karşılayarak, sıfır kusurlu parçaların üretilmesi sınırları içinde denetlenebilir. Sınırlar kalıplanmış parçaları değerlendirilmesi ve test edilmesi temeli üzerinde kurulmuş olmak zorundadır.

Plastik malzeme değişkenleri ve özel enjeksiyon kalıplama preslerinin etkinliklerinin temel analizi grafiklerle gösterilmiştir. (Şekil.3.1.b, Şekil.3.1.c, Şekil.4.1.d). Analiz etmek için diğer önemli durum, çeşitli değişkenlerinin karşılıklı zıtlıklarının etkileridir (Şekil.3.1.e, f, g).

Gerçekte küçük bir gayret ile bütün hidrolik enjeksiyon presleri satılabilir. Ürünler ve kalıbın içine giden faydalı eriyiklerin temin edilmesine muktedirlerdir. Bazı presler, modern süreç denetimleri sayesinde en az maliyette daha az gayretle kaliteli ürünlerin üretimine izin veren çok etkili denetimleri sağlarlar. Bir plastik ve pres performansı arasındaki karşılıklı ilişki şematik olarak özetlenmiştir (Şekil.3.1.h).

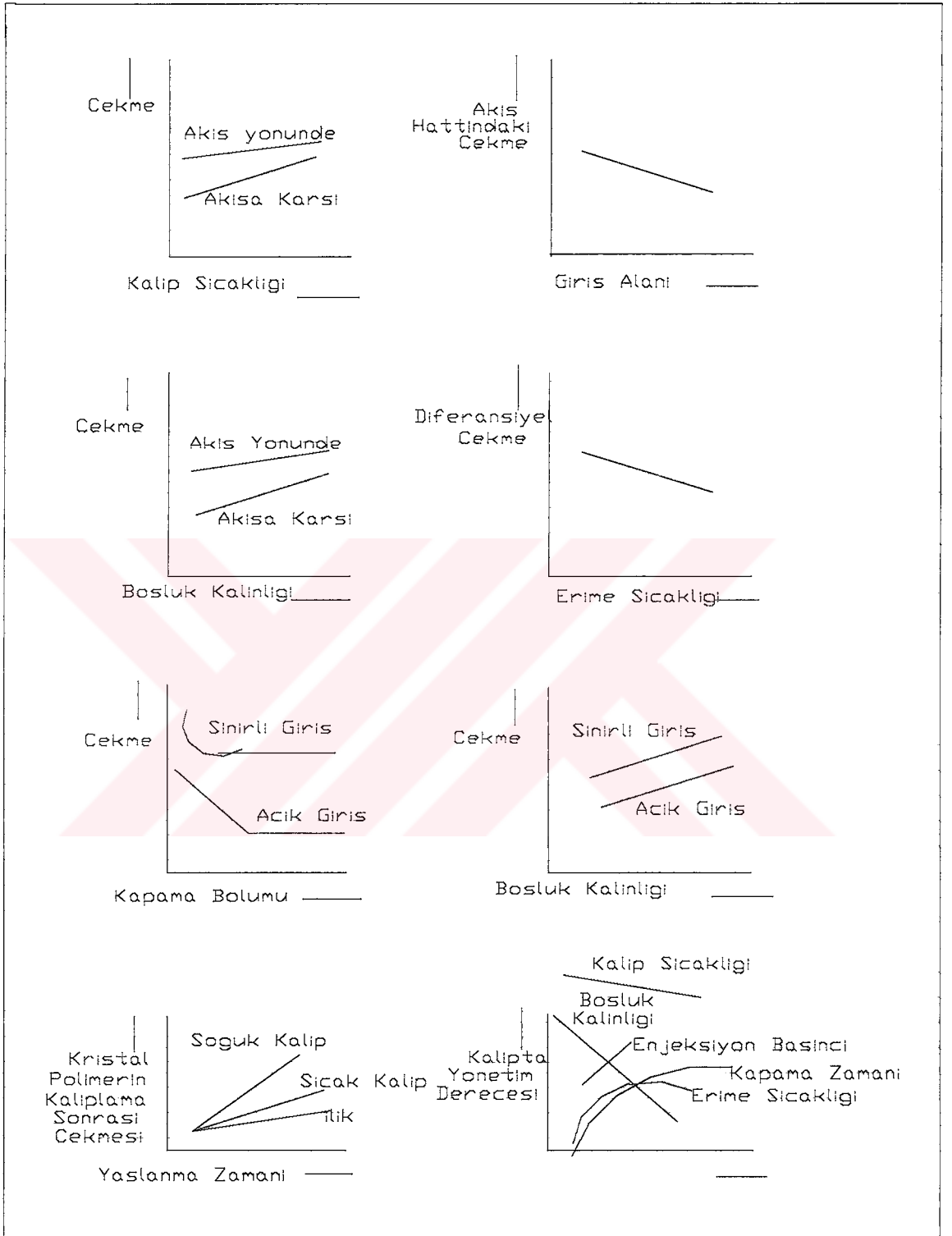
Kalıplama çevrim zamanını düşürmek için ve kaliteli denetimi yapılmış ve faydalı parçalar üretmek için, hidrolik enjeksiyon kalıplama sürecinde çok doğru bir denetime ihtiyaç vardır. Yüksek üretim oranlarında, aşırı ıskarta ve retler her zamankinden daha az istenir hale gelir ve kalıpcılar bu seviyeleri azaltmak için kendi kendilerine uğraşlar bulurlar. Daha fazla otomasyon ile, kalıplama optimizasyonu, ürünleri hidrolik enjeksiyon presinden montaj istasyonlarına doğrudan ileten otomatikleşmiş işlemler ile daha fazla karmaşıktır.

Mikroişlemcilerin gelişimi, ileri geri çalışan vida tasarımının gelişimine paralel olarak devam eder. Vida plastikleştiriciler preslere ilk olarak dalma pistonlar için orjinal olarak tasarlanmış olarak ilave edilir. Fakat ileri geri çalışan vida eğer, özel olarak onu yerleştirmek için tasarlanmış bir pres üzerinde kullanılsaydı, oldukça çok etkili olacağı hemen görülür.



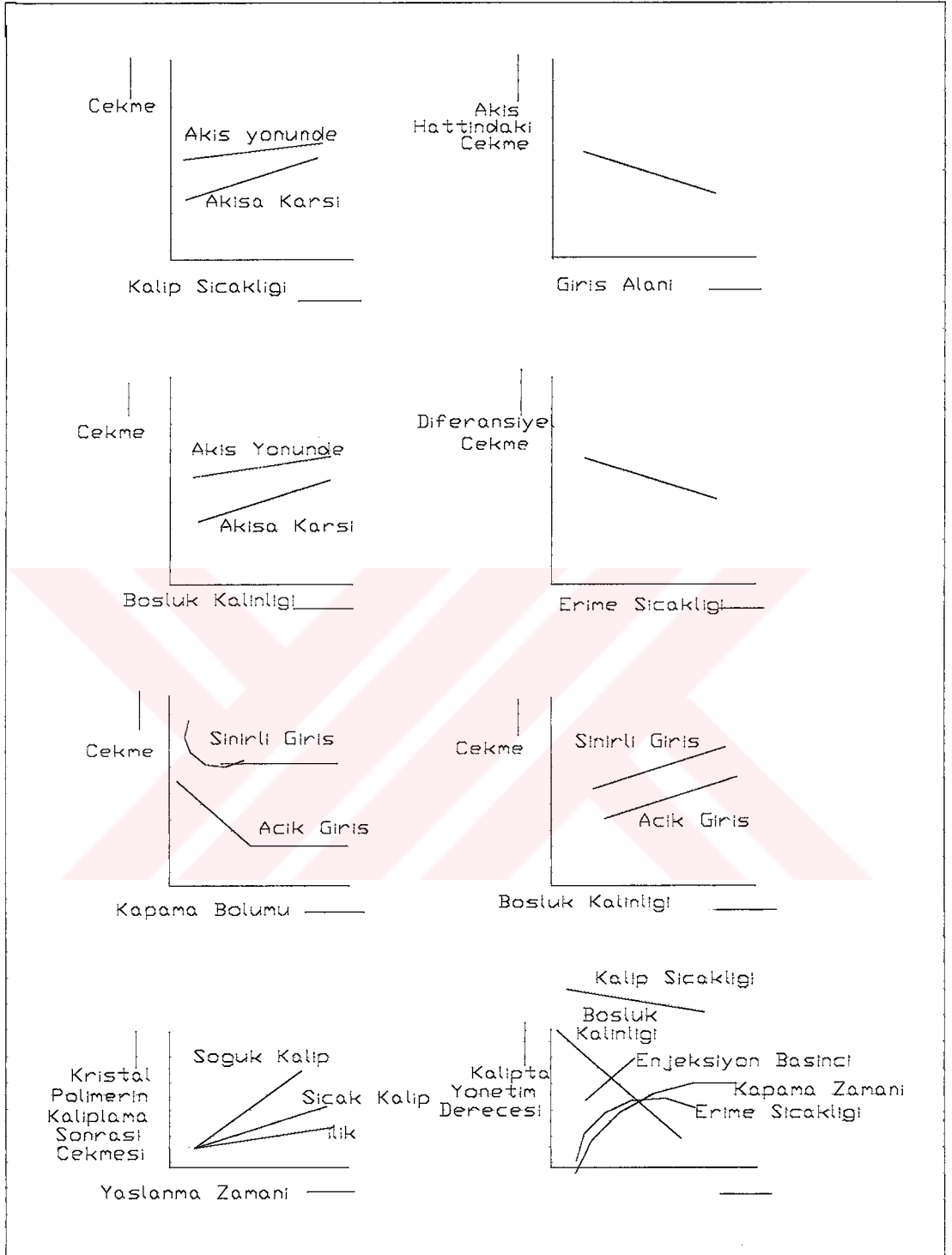
Şekil.3.1.b

Hidrolik Enjeksiyon Presinin Ve Plastik Malzeme Değişkenlerinin Etkileri



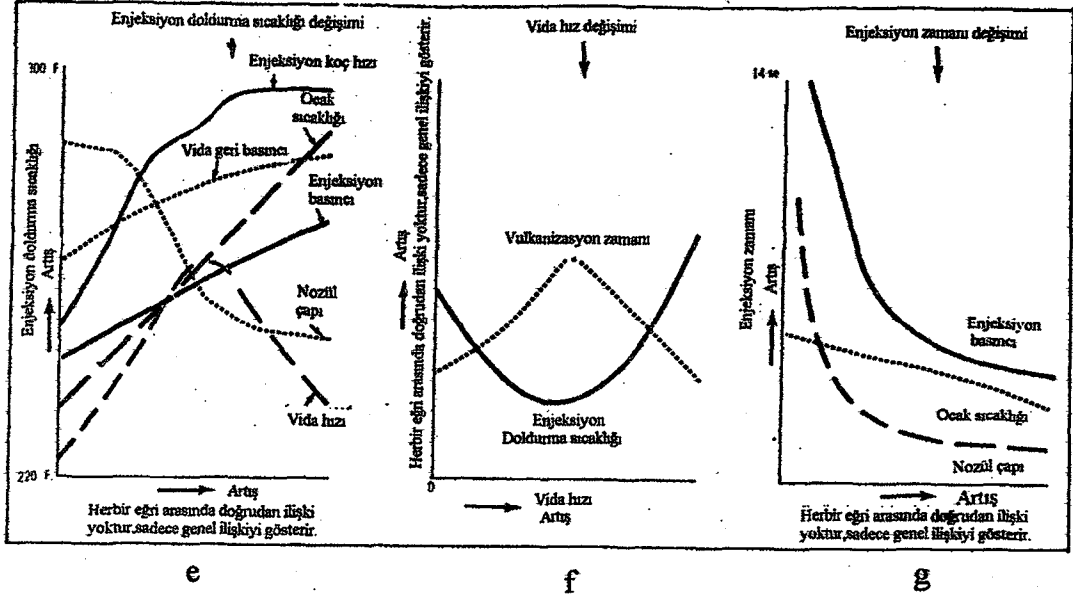
Şekil.3.1.c

Akış Uzunluğu Gibi Çeşitli Özelliklerde Pres Ayarlarının Etkileri



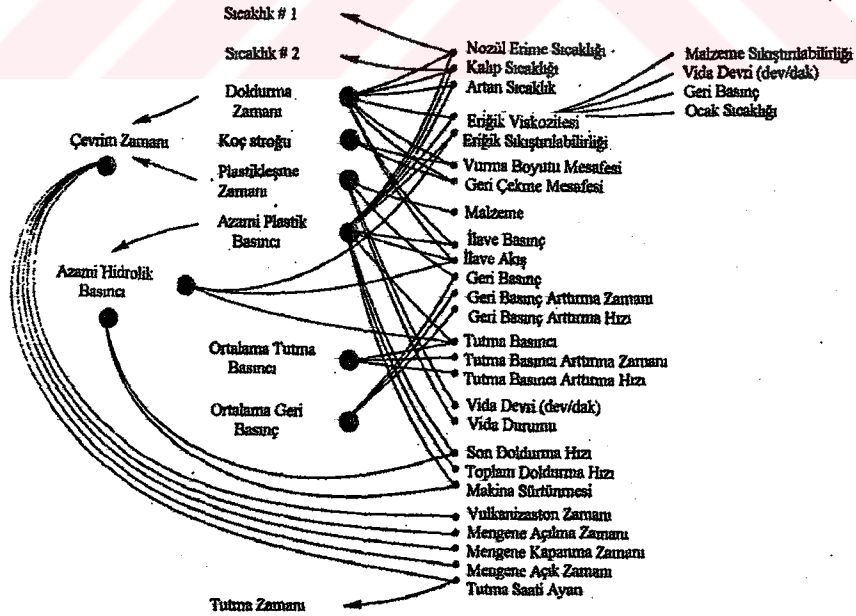
Şekil.3.1.d

Pres Ayarları ve Her Plastik, Çekme Gibi Özelliklerine Kalıp Boşluğu Boyutlarının Etkisi



Şekil.3.1

- e. Enjeksiyon Doldurma Sıcaklığı Değişimi, Enjeksiyon Silindir Hız
 f. Vida Hızı Değişimi, Vulkanizasyon Zamanı
 g. Enjeksiyon Zamanı Değişimi, Enjeksiyon Basıncı



Şekil.3.1. h

Plastik Ve Presin Karşılıklı İlişkisi

Buna benzer olarak, eğer presin kendi mikroişlemcisinin doğruluğuna uyan servo mekanizmalara sahip değilse, sanayilerin yüzdelerini okuyan zamanlayıcılara sahip olmak uygundur. Presler denetim organı kadar iyi olmak zorundadır, yoksa bir mikroişlemciye sahip olmada çok az anlamı vardır.

3.1.1 Ergime ve Akış Denetimi

Ergime mekanizması "Vida Tasarımı" konusunda "Plastikleşme" daha önceki bölümlerde tanımlandı. İleri geri hareket eden vidalı pres vidayı bir piston olarak kullanır. Süreçte o ergime sıcaklığını artırır ve çok işleme enerjisi kullanır. Onun faydası renk karışımını iyileştirmek ve eriyik kalitesini iyileştirmek için plastiğin işlenmesini arttırmaktır. Uygun ısı profili bunları da yapar. Bu yüzden ısı profili elde edilinceye kadar hiç geri basınç kullanılmaması ve sonra yalnızca bu geri basınç gereksiniminin ilave edilmesi göz önünde tutulmalıdır. Kalıbın dolmasını hızı eriğin viskozitesi, giriş yoluğu boyutu, presin kapasitesi, kalıp sıcaklığı gibi birçok faktör tarafından belirlenir.

3.1.2 Hassas Ayar Sayesinde Üretim Artışı

Bilgisayarlı hidrolik enjeksiyon presi pres verimliliğini artırır. O bunu çeşitli yollarla yapar. İlk olarak hem mengenede hemde presin enjeksiyon ucunda mevcut olan bütün ilişkiler hassa ayar için önemlidir. Bir sayısal denetim panelinde, ayar teknisyeni, tüm iş süresince presin fonksiyonları içinde gezinebilir.

Ayrıca, optimum ayarlar yalnız bir kez belli bir kalıp için belirlenmiştir. Bu ayarları iş devam ederken, her zaman denetleyiciye girmek suretiyle kolayca tekrarlanabilirler. Yorucu bir ayar işine bir kalıbın ömrü esnasında yalnızca bir kez ihtiyaç duyulur.

Fakat çevrim zamanı verimliliğin tek belirleyicisi değildir. Hızlı çevrim zamanları yüksek püskürtme hızları tarafından kolayca geçersiz kılınabilir. Presi hassas ayarlamak

için bilgisayarı yeteneği, yüksek kaliteli parça ve düşük püskürme hızı ile sonuçlanan bir kalıp içindir. Parça kalitesi de bilgisayar denetimli süreç denetimi aygıtlarının kullanımı sayesinde yükseltilir.

Mikrobilgisayarlar işletimçiden kat kat faydalıdır. Pres sınırlarında devamlı olarak ayar yapılabilir ve presin daha çok verimli çalışmasını sağlar.

3.2 Hidrolik Enjeksiyon Presinde Süreç Denetim Teknolojisi

Hidrolik enjeksiyon presleri için süreç denetimleri basitten son derece gelişmiş aygıtlara uygulanabilir. Gelişmiş aygıtlar;

1. Sıcaklığın ve basıncın kapalı döngü denetimine sahip olabilirler,
2. Vida enjeksiyon silindir hızı , silindir konumu için kaydedilmiş parametreleri koruyabilirler,
3. Pres operasyonu denetim edilebilirler veya ayarlanabilir,
4. Pressi sürekli olarak çok hassas ayarlayabilirler,
5. Pres operasyonlarında karalılık ve tekrarlanabilirlik sağlayabilirler.

Süreç denetimi ilk olarak önerildiğinde onun çok fazla benimsetilmiş olması problem olabilir, fakat süreç denetimin daha iyi, daha uygun parça üretiminde yardım edeceği, hammadde tasarrufu sağlarken dar toleranslara müsaade edeceği, fazla yüklemenin bertaraf edilmesiyle kalıp aşınmasının azaltılacağı ve hidrolik yardımcı pompa çalıştırıldığında zamanın indirimiyle enerji tasarrufu sağlayacağı süreç denetiminin önemini belirtir.

3.2.1 Ocağın ve Eriyin Sıcaklık Denetimi

Eriyin vizkozitesi ve hızı ve enjeksiyon basıncı kabul edilebilir kalıplanmış bir parçanın üretilip üretilmediğini belirler. Vizkozite pastiklerin sıcaklığının bir

fonksiyonudur ve sıcaklık, vida devrinin, geri basıncın ve dıştan uygulanmış ısının etkilerinin bir sonucudur. Hidrolik enjeksiyon presi denetim uzmanları genellikle ergitme sıcaklığının üçte birinin dış ısıdan alındığı fikrindedirler. Bu nedenle kapalı döngü sıcaklık denetimi önem arz eder.

Birçok mükemmel aygıt bugün güvenilirliğin ve maliyet etkili elektronik sayısal teknolojinin sonucu olarak mevcuttur. Sıcaklık denetimi sonucu, elbette, diğer elemanların niteliğinden ve pres üzerinde uygulanan tesisat uygulamalarından daha iyi değildir. Çok defa zayıf tesisat teknikleri tarafından tamamen geçersiz kılınan gelişmiş bir sıcaklık denetim aygıtının avantaşı olduğuna karar verilir.

Mikroişlemci temelli tasarımlar çeşitli avantaj sağlar. Mikroişlemciler sapma yapmazlar; hem mükemmel biçimde çalışırlar, özel bir işin takip edileceği daha sonraki bir zamanda mükemmel bir şekilde ayar sıcaklıklarının bir dosyasının suretini çıkarmak için işletimciye müsaade ederek, kesinlikle teklarlana bilirler.

Mikroişlemciler PID denetiminin az veya maliyetsiz yerine getirilmesine müsaade ederler. PID'nin üç veya dört derece fazlalıkla süreç değişimlerini azalttığı görülmüştür.

Mikroişlemci teknolojisi nisbeten arızasız benzeşik katı hal tasarımlarından yaklaşık altı defa daha güvenlidir ve milivoltmetre tasarımlarından yaklaşık oniki defa daha güvenilirdir.

Hal zaman oranlı pilot görev çıktıtlı bir denetimci kullanmaktadır. Denetimci çıktısı çevrim zamanı böylece on saniyeye veya daha aza düşebilir, böylece aynı sabit sıcaklık ve ısıtıcı ömrü avantajları yaklaşımı çok değerli tasarımlarla elde edilir.

Mikroişlemciler sıcaklık denetimi için iç komponent olarak kullanıldığı zaman çok fazla avantajlar mevcuttur. Otomatik ayar, son olarak bilgi verilen, önceden takdire değer bir iz kaydı kurmuştu. Onun yaraları üç büyük alana bölünür:

1. Birim, termal davranışı tanıyacak ve onun PID değerlerini ona uygun olarak ayarlayacaktır. Değişken etkili viskozite, ısıtıcı mevcut voltajında, ham madde ergitme indeksinde, ham madde kirlenmesinde, oda çevre sıcaklığında, colorant yüzdesinde, vida indirmede, alıştırma yüzdesinde, hidroskopik karakteristiklerde ve beslenme bölgesi kararsızlığında; vida dakikadaki devir sayısı ve geri basınç değişimlerini kapsar.
2. İşletme ve bakım faaliyetlerindeki tasarruf otomatik olarak ayarlanmış sıcaklık denetimini sonucu olacaktır. Çeşitli işler ve presler için PID değerlerinin dökümantasyonunu yok edilmiş olabilir. Ölçüden farklı olan PID değerleri için kişisel işletimci tercihlerinin önüne geçilir. Bakım personeli muayyen bir bölge için belli bir birimi gözden çıkarmak zorunda değildir; aygıtlar istendiği zaman birbirinin yerine konabilir ve yedekler uygun ayar noktasının seçimi dışında ilgisizce yerleştirilebilir. Yalnızca genel gider masraflarının indirimi sayesinde bir geri ödeme genellikle altı veya sekiz ay içinde tahmin edilebilir.
3. Enerji tasarrufu diğer önemli bir yarardır. Bir müşteri çalışması sırf ısıtıcılar tarafından tüketilen güçte %50 lik bir indirim göstermiştir, çünkü otomatik ayarlama özelliği normal olarak etkisiz olarak ayarlanmış aygıtlarla birleşen ayar noktası etrafındaki zamanı bertaraf eder.

Mikroişlemciler hatta bilgi toplama istasyonlarına sayısal veriler nakletmek için vasıta temin ederler. Özel bir sıcaklık denetim organı ile fonksiyonun dahil edilisinin ekonomik uygunluğunun plastik endüstrisinde kanıtlanmamasına rağmen, özellik mevcut olan bir gidişe sayısal kartın ilavesinin düşük maliyetinden dolayı, çok bölgesel hidrolik enjeksiyon presi denetleyicilerinde önemli bir gerçekten yararlanmak için bir başlangıçtır. İhtiyatlı denetleyicilerde çok yaygın olarak bulunan zayıf kaydedicilere bir sinyal sağlayan bir benzeşik mesaj çıktısıdır.

3.2.2 PID Enjeksiyon Basınç Denetimi

Hidrolik enjeksiyon presinde basınç denetimi PID denetim organı ile gerçekleşir. Basınç sürecine ilişkin matematiksel modelin elde edilmesinde basamak cevabı yöntemi kullanılır. Bu yöntemin seçilmesinin nedenleri;

Bu yöntemle elde edilen basit matematiksel modelin daha sonra sisteme uygulanacak olan denetim yönteminin temelini oluşturan PID denetim organı için yeterli olması,

- Sisteme ait matematik modelin bu yöntem yardımıyla kolaylıkla elde edilmesi,
- Basamak cevabının fiziksel yorumunun basit olmasıdır.

Yukarıdaki sebeplerden dolayı basınç denetiminde PID denetim organı kullanılması daha uygundur.

Hidrolik enjeksiyon kalıplama için şu ana kadar pek çok ticari süreç denetim sistemleri tam olarak PID basınç denetimi sağlamadılar, ekseriya sadece oransal veya belki oransal artı-integral denetimini sağladılar. Bundan başka, bu sistemler ekseriya çok fazla artış ayarında oluştu, yoksa tümünde hassas ayar yoktur. Bundan dolayı, PID basınç denetimi kavramı, üç temel denetim organlarından maksimum yarar sağlamada hassas ayarın rolü olarak belki de pek çok kalıpcı için yabancısıdır.

Ancak o bizim izlenimimizdir ki, bugünün pazarının istediği ve bugünün mikroişlemci temeli denetim sistemlerinin bunu temin etmek için tasarlandığı az çok çevrimden çevrime tekrarlanabilirliği elde etmek için, kalıpcılar PID denetim mantığının değerini anlamalıdır ve bu tür denetimlerin uygun ayarla nasıl muhafaza edileceğini bilmek zorundadırlar. Yeni mikroişlemciler maliyeti düşük ve tam PID denetim oluşturabilirler ve işletimci veya teknisyen için yaklaşık bir ayar yapmanın kolay bir görev olduğu ayarı yaparlar.

3.3 Hidrolik Enjeksiyon Presinde Konum Denetimi

Hidrolik enjeksiyon presinde hidrolik konum denetimi büyük önem kazanır. Konum denetiminin amacı, sistemin istenen konuma kararlı bir şekilde minimum zaman

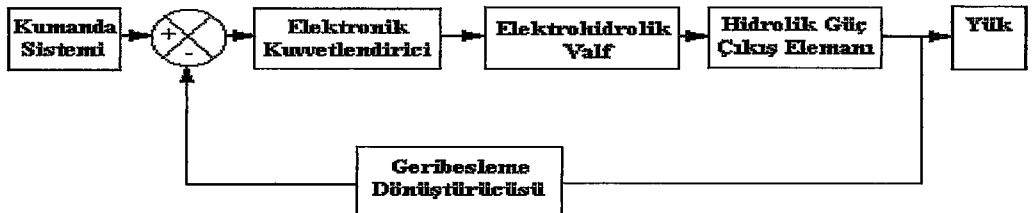
ve enerji harcayarak getirmektir. Bunların gerçekleşmesi sistemin kuruluşuna, ölçme organının hassasiyetine uygulanan denetim tiplerine ve algoritmalarına bağlıdır. Hidrolik konum denetimli sistemleri, büyük güç ve küçük stroklarda denetim uygulayabilme özelliklerinden dolayı enjeksiyon preslerinde mengene silindiri, enjeksiyon silindiri, itici ve maça silindirlerinde kullanılmaktadır.

Konum denetimi, enjeksiyon presinde kapama (mengene) silindiri oransal valfle, enjeksiyon silindiri servovalfla, itici ve maça silindirleri yön valfleriyle gerçekleştirilir. Elektro servovalfla denetlenen enjeksiyon silindirinin dinamik analizi daha sonraki bölümlerde ayrıca ele alınacaktır.

3.3.1 Elektrohidrolik Denetim Sistemleri

Bir denetim sisteminin oluşturulması için pek çok yol bulunmaktadır. Denetim sistemlerinin tasarımı ve elemanlarının seçiminde sistemin amacı, duyarlılığı ve yanıt hızı temel etkenleri oluşturmaktadır. Elektrohidrolik denetim sistemleri konum, hız, ivme, moment ve basınç denetimi gereken yerlerde kullanılan duyarlı ve sağlıklı bir denetim sağlayan sistemlerdir (Yüksel 1995).

Elektrohidrolik denetim sistemlerini işlemsel biçimlerine göre, benzeşik denetim sistemleri ve sayısal denetim sistemleri olarak sınıflandırmak mümkündür. Genel olarak bir elektrohidrolik Şekil 3.3.1'de gösterilmektedir.



Şekil 3.3.1 Genel Bir Elektrohidrolik Denetim Sistemi

Burada herbir denetim biçimi kendi elektrohidrolik valfine ve geribesleme dönüştürgecine sahiptir. Benzeşik denetim sistemlerinde oransal denetim sağlayan servovalf , sayısal denetim sistemlerinde ise aç-kapa biçiminde çalışan solenoidli yön denetim valfleri kullanılır.

Elektrohidrolik denetim sistemlerinin sayısal denetim biçiminde kullanımı için aç-kapa şeklinde çalışan solenoid valflerinin kullanılması büyük avantaj sağlamaktadır. Sayısal denetim sistemlerinde servo valflerin kullanılması durumunda benzeşik-sayısal ve sayısal-benzeşik dönüştürücülere gereksinim duyulmaktadır. Buna karşılık yapısı daha az karışık ucuz ve yanıt hızı yüksek, sayısal biçimde çalışan aç-kapa valflerinin kullanılmasının daha uygun olacağı görülmektedir.

Benzeşik ya da sayısal denetim sistemlerinin en önemli eleman küçük bir elektrik sinyali ile akışkan çıkışının denetlendiği elektrohidrolik valftir. Elektrohidrolik valfler işlem biçimlerine göre servo valfler ve aç-kapa valfler olarak sınıflandırılabilir. Denetim mühendisliği çalışmalarının önemli bir bölümünü, bir amaç için öngörülen sistemin uygulamaya elverişli olup olmadığının araştırılmasını kapsar. Yüksek yanıt hızı ve duyarlılığı yüksek bir denetim istendiği durumlarda servovalf denetim sistemi kullanılır. Elektrohidrolik denetim sistemini kalbi de servovalftir. Servo valf, düşük güçteki bir elektrik sinyalini orantılı olarak büyütülmüş hidrolik akış debisine dönüştüren bir elemandır. Bu elemandan elde edilen çıkış yani debi, güç çıkış elemanları olan hidrolik silindir ve motorlar kullanılır.

Servo valf bir tür iki kademeli oransal denetim valfi olup dört yollu, üç konumludur. Sürgü hareketi ile debi doğrusal bir bağlantı elde etmek için sürgünün dışındaki silindirin üzerine dikdörtgensel yarıklar açılmıştır. Servo valflerin bu işlevlerinin yerine getirebilmesi için elektrikselsinyali akışkan basıncına dönüştüren tork motoru kullanılır. Güç kuvvetlendiricisi olarak da bir veya iki kademeli sürgülü denetim valfi mekanizması kullanılır.

Bu tür valfler tek kademeli veya çift kademeli olarak üretilmektedir. Tek kademeli servo valflerde, sürgü elemanı doğrudan tork motoru tarafından kumanda edilmektedir. Tek kademeli üniteler daha basit cihazlar olmalarına rağmen debileri ve cevap performansları sınırlı ve gerekli elektriksel gücü oldukça yüksektir. Çift kademelerde ise tork motoru ile sürgü elemanı arasında, sürgü harekete geçirecek olan kumanda basıncını oluşturan plaka-lüle denen kısım bulunur. Bu cihazlar ile yüksek debiler, küçük elektriksel sinyaller ile oransal biçimde denetlenebilmektedir. Çok yüksek debiler, değişken debili eksenel pistonlu pompalar kullanılarak da ayarlanabilmektedir. Ancak bunun gerçekleştirilebilmesi için eğim açısının değişimi bir servo denetimli harekete geçirici ile ayarlanmaktadır.

Servo valflerin en önemli uygulama alanlarından biri de kapalı döngü denetim sistemleridir. Bu sistemlerde, geri besleme sinyali başvuru giriş sinyali ile karşılaştırılarak servovalfi denetlemek üzere bir hata sinyali oluşturur.

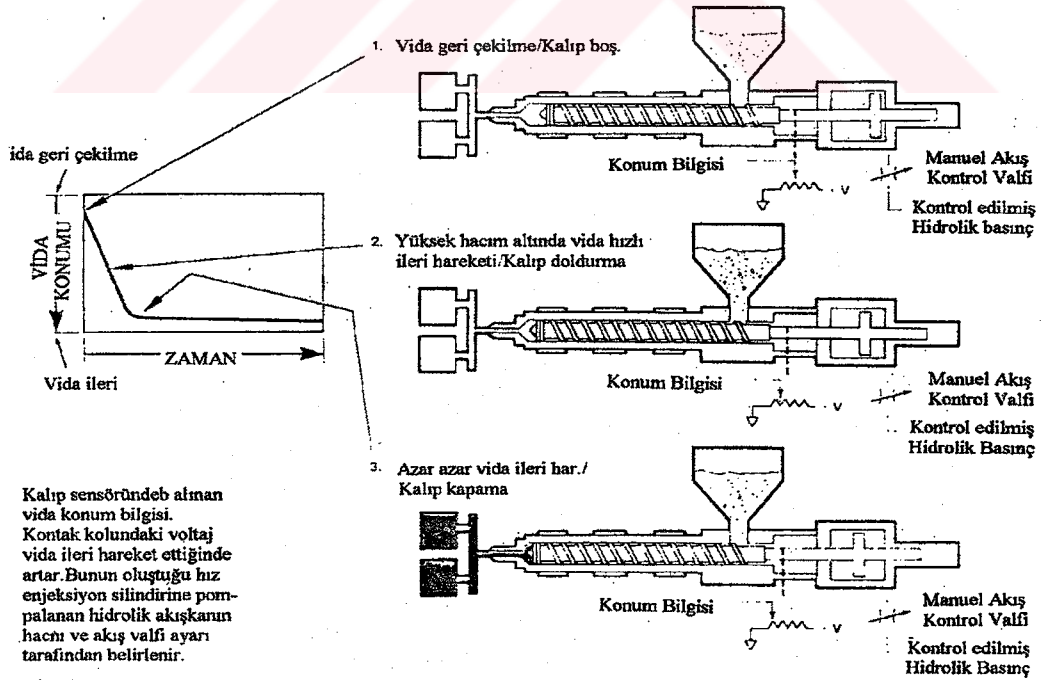
Pek çok durumlarda sürekli orantısal denetim gereksiz olup, aç-kapa biçimi çalışan solenoidli yön denetim valflerinin kullanıldığı ikili denetim yeterlidir. Sürgülü solenoid valfler 1 ya da 2 Hz.'lik yanıt gerektiği durumlarda elverişli şekilde kullanılır. Bu valflerin çalışmasında hata sinyali için bir ölü bölge söz konusudur. Böylece valf belli bir eşik değeri aşıldığında çalışır. Performansın arttırılması istendiği takdirde darbe genişliği modülasyon yöntemi kullanılabilir. Hatanın büyüklüğü düzeltici sinyalin zaman sürecini ve böylece valfin açık kalacağı süreyi belirler. Bu teknik yukarıda açıklanan elektriksel ölü bölge içinde etkili bir denetim gerçekleştirebilmesi amacı ile uygulanır. Bununla beraber, denetim kalitesinin valfin mekanik yanıt hızı ile her zaman sınırlı olduğu unutulmamalıdır.

Son senelerde karmaşık yapılardaki servo valfler yerine maliyet yönünden ucuz, yağdaki pisliklerden daha az etkilenen aç-kapa biçimi çalışan elektromıknatis valfler üzerinde araştırmalar yapılmaktadır. Bunlarda genellikle elektromekaniksel dönüştürücü

olarak solenoidler kullanılmaktadır. Bu tür valflerin sayısal denetim sistemlerinde kullanılabilmesi için dinamik davranışlarının çok iyi bilinmesi gerekmektedir.

3.3.2 Hidrolik Enjeksiyon Presinde Süreç Denetimi

Hidrolik enjeksiyon kalıplama süreç denetimi için olan bu yaklaşım iki kritik kalıplama parametresinin denetimini ve ölçümünü kapsar; bunlar kalıp dolması ve enjeksiyon çevriminin kapanma evresi esnasındaki, koç konumu ve kalıp içi basıncıdır (Şekil 3.3.2.a). dolma ve kapanma evresi esnasında, kalıplama koşullarındaki pek çok değişiklikler kendi kendilerini belli ederler ve bu yüzden, kolayca duyumlanabilirler. Örneğin, malzeme viskozitesindeki bir değişim koç hızındaki bir değişim olarak yansır ve zamana göre kalıp ve kalıp içi basıncının ölçülmesi ile duyumlanabilirler Hidrolik basınç, yağ sıcaklığı eriyik sıcaklığı, vs. gibi kalıplama koşullarındaki diğer değişiklikler. Kendilerini benzer şekilde gösterge ederler ve zamanına göre koç konumunu ve plastik basıncını münitörleyerek duyumlanabilirler. Kalıplama koşullarındaki değişimleri duyumlamak mümkün olduğundan dolayı, bu değişimleri telafi etmek veya düzeltmekte mümkündür.

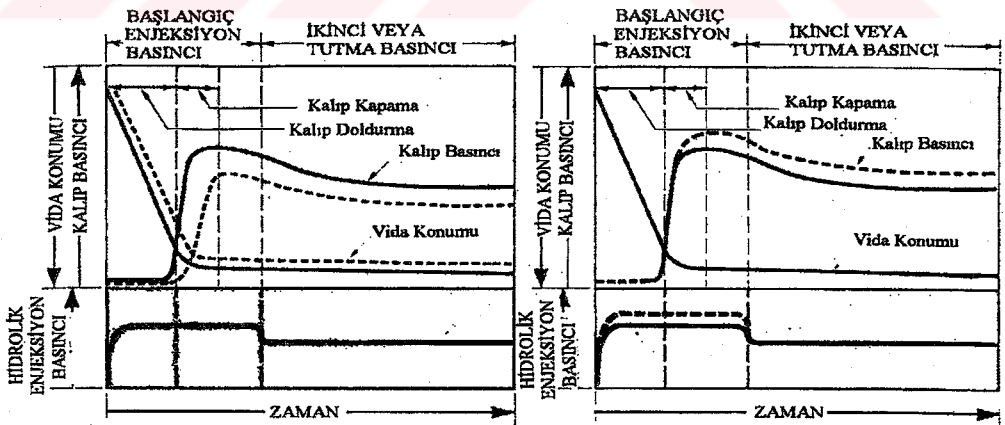


Şekil 3.3.2.a Dönme Esnasında Vida Hareketi (Rosato ve ark. 1986)

Esas enjeksiyon basıncı iki önemli evreye ayrılabilir; kalıp doldurması ve kalıp kapanması Şekil 3.3.2.b’de gösterildiği gibi hafif basınç artırımı kalıp kapanma evresinde meydana gelirken, vida hareketi ilk önce kalıp doldurma evresi esnasında oluşur. Kalıp doldurması ile vida hareketinin birlikteliği ve kalıp kapanma ile kalıp basıncının birlikteliği önemlidir ve hatırlanmalıdır.

Kalıplama sürecini denetlemek için sadece koç konumunun veya sadece kalıp basıncının ölçülmüş değişken olarak kullanımı ve denetim fonksiyonu olarak esas enjeksiyon basıncının ayarlanması teşebbüsü yeterli değildir, çünkü hem kalıp doldurma ve hem de kalıp kapanma aynı enjeksiyon basınç değerine göre meydana gelir.

Malzeme değişimini telafi etmek için ve ortalama enjeksiyon hızını normale getirmek için, esas enjeksiyon basıncı artırılabilir. Esas enjeksiyon basıncının artışı ortalama enjeksiyon hızını arttıracaktır, fakat aynı zamanda malzemeye uygulanmış makaslama gerilimi/ makaslama hızının etkisiyle ile belli viskoziteye düşürülür. Dinamik olarak, bu belli düşük viskozite artmış kalıp basıncı, aşırı kapanma ve baskı ile ağırlaşmış bir parça ile sonuçlanacak olan bir noktaya doğru kapanma evresi etkisini sürdürür. Arttırılmış enjeksiyon basıncının etkileri Şekil 3.3.2.c’de gösterilmektedir.



Şekil 3.3.2.b Vida Konumunda ve Kalıp Basıncında ergime endeksinin etkisi

Şekil 3.3.2.c Vida Konumunda ve kalıp basıncında enjeksiyon basıncının etkisi (Rosato ve ark. 1986)

Kalın çizgiler malzeme değişiminden önceki sinyalleri gösterir. Kesik çizgiler malzeme değişiminden sonraki (Şekil 3.3.2.b) veya düzeltmeden sonraki (Şekil 3.3.2.c) sinyalleri gösterir.

Koç eğrisi ve böylece ortalama enjeksiyon hızı orijinal değerlerine dönerler, fakat kalıp basıncı belli malzeme viskozitesindeki değişim için bir aşırı kapanmış, çok fazla yoğun biçimde kalıplanmış parçanın sonucu olarak yüksek bir değerden aşağı düşer.

Bütün ihtimallerde parça hatta kalıp içine yapışacaktı.

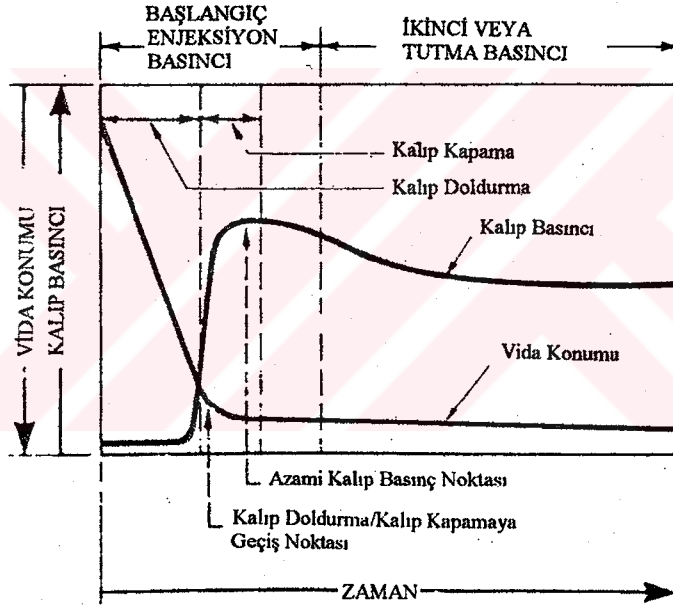
Böylece ortalama enjeksiyon hızının denetiminin malzeme viskozitesindeki bir değişimi uygun biçimde telafi edemeyeceği ve kabul edilebilir bir kalıplanmış parçayı üretemeyeceği görülebilir. Detaya girmeksizin, yalnız ölçüme dayanan bir denetim sisteminin ve azami kalıp basıncı denetimini her ikisi de işi başarılı bir şekilde yapmayacaktır. Düşük ergime indeksli bir malzeme durumunda, azami kalıp basıncı denetimi hafif ve az yoğun kapanmış bir parçayı üretecektir. Diğer bir değişle, sadece koç konumunun denetimi ile başarılmanın tersidir.

Baber Colman kalıplama süreç denetimlerinin denetim felsefesi, enjeksiyon esnasındaki vida koç hareketinin ve kalıp basıncının bağımsız ölçülmesine dayanır. Bu değişkenlerin her ikisinin sapması, ayar sınırlarının ön ayarlarının mukayesesi yapıldığı zaman tolerans dışı değişkenleri sınırlar yakınına geri getirmek için denetim hareketine başlar. Bu diğer değişken üzerinde en az etkiye sahip bir değişkenin düzeltilmesi gibi bir yolla yerine getirilir.

Bağımsız koç konumu ve kalıp basıncı denetimini sağlamak ve bu ikisi arasındaki etkileşimi bertaraf etmek için, enjeksiyon çevriminin kalıp doldurma ve kalıp kapama evreleri ayrılmış olmak zorundadır. Diğer bir değişle, biz kalıp doldurma esnasında kalıp kapanma basıncında bir değişime sebep olunmaksızın ortalama enjeksiyon hızını denetim edebilmek zorundayız.

Denetimi yerine getirmedeki ilk adım kalıp doldurmadan kalıp kapamaya geçiş meydana geldiği andaki noktayı teşhis etmektir. İkinci adım uygun kalıp kapanma basıncına ulaşıldığı andaki noktayı teşhis etmektir. Bu noktalar Şekil 3.3.2'de de koç konumu ve kalıp basıncı eğrilerinde gösterildiği gibi kolayca teşhis edilir. Bu noktaların oluşturulmasının teşhis edilmesi denetim sınırlarının tamamlanmış olması gerektiği idi. Denetimin her bir noktası bir yüksek ve düşük sınıra sahiptir, böylece bir çalışma bandı genişliği sağlanması, küçük değişimlere izin verir ve hatta gerektiği kadar artan veya azalan denetim basınçları için yön denetleyiciyle denetim sağlarlar.

Kalıp doldurma ve kalıp kapanma evrelerini ayırmak ve etkileşimini önlemek için, her bir evre için esas enjeksiyon basıncı değerini denetim etmek zorundayızdır.



Şekil.3.3.2.d Doldurmadan Kapamaya Geçiş ve Azami Kalıp Basıncı Noktaları (Rosato ve ark. 1986)

Bunun yerine getirmek için, esas enjeksiyon basıncını yeni bir ayar noktası değerine transfer etmek için ayarlana bilen kronometrede bir yapı sağlanır. Bu yolla kalıp kapanma ayar noktası değerinden bağımsız olan kalıp doldurma ayar noktası değerine veya tersine denetim hareketi uygulanmış olabilir.

Kalın çizgiler malzeme değişiminden önceki sinyalleri gösterir kesik çizgiler malzeme değişiminden sonraki (Şekil 3.3.2.f) veya düzeltmeden sonraki (Şekil 3.3.2.g) sinyalleri gösterir.

Basınç düzeltmesi kendi süreç değişkenini (ortalama enjeksiyon hızı veya kalıp basıncı) ani bir oldukça büyük adımdan daha küçük artan adımda onun orijinal değerine dönüştüren gibi değişkenlere uygulanmalıdır. Ayarlanabilir artan adımlarda denetim yaklaşımı denetim noktalarının altında ve üstünde çevrim ihtimalini bertaraf etmek ve cevap vermek için makine dinamiği için zamana müsaade eder. Kalıp doldurmasının ve kalıp kapanmasının bağımsız denetimi her bir dilime karşılıklı etkileşim olmaksızın zamanın en az miktarı içinde değerinden bağımsız olarak denetiminde geriye dönmüş olmaya müsaade eder.

3.3.3 Hidrolik Enjeksiyon Presinin Denetimi

Hidrolik enjeksiyon pres denetim sistemleri sistemleri, açık döngü denetim, kapalı döngü denetim olmak üzere ikiye ayrılır.

3.3.3.1 Açık Döngü Denetim Sistemleri

Çıktının denetim hareketi üzerinde hiç etkisinin olmadığı bu sistemler açık döngü denetim sistemleri olarak isimlendirilirler. Diğer bir deyişle, bir açık döngü denetim sisteminde çıktı girdi ile mukayese edilmek için ne ölçülür nede geri beslenir.

Hiçbir açık döngü denetim sisteminde çıktı referans girdi ile mukayese edilemez. Böylece, her referans girdi için burada bir sabitlenmiş koşul tekabül eder ; sonuç olarak, sistemin doğruluğu kalibrasyona bağlıdır. Hataların varlığında, bir açık döngü denetim sistemi istenilen görevi yerine getirmeyecektir. Açık döngü denetim pratikte, sadece eğer girdi ve çıktı arasındaki ilişki biliniyorsa ve eğer ne iç ne de dış hatalar yoksa,

kullanılabilir. Açıkça böyle sistemler geri besleme denetim sistemleri değildir. Dikkat çekicidir ki, bir zaman temelinde çalışan her denetim açık bir dögüdür.

Bir açık dögü, pres sıralama denetim sisteminde, giriş komutları ayarlanır ve bir bilinmeyen pres çıkış denetim vardır.

Bir açık dögü pres denetim sistemi malzeme viskozitesindeki değişimleri telafi edemez. Malzeme viskozitesi değişimleri;

1. Arttırılmış viskozite

- a) Yüksek başlangıç hidrolik basınç profili
- b) Yavaş enjeksiyon hızı
- c) Kalıp malzeme basıncında düşük sonuç

1. Düşük viskozite

- b) Düşük başlangıç hidrolik basınç profili
 - c) Hızlı enjeksiyon hızı
 - d) Kalıp malzeme basıncında yüksek sonuç
- ile sonuçlanır.

Koç enjeksiyon hızı, hidrolik enjeksiyon koç silindirindeki yağın ölçülmesi ile denetlenir. Malzeme viskozitesi kalıbın dolması esnasında hidrolik basınç profilini oluşturur. Hidrolik basınç profili oluşturulan kalıp/pres kararlılığını görüntülemek için değerli bir parametredir.

3.3.3.2 Kapalı Dögü Denetim Sistemleri

Geri besleme denetim sistemleri genellikle kapalı dögü denetim sistemleri olarak bilinir. Pratikte, geri besleme denetim ve kapalı dögü denetim terimleri birbirinin yerine kullanılır. Bir kapalı dögü denetim sisteminde harekete gecen giriş sinyali ve geri besleme sinyali arasındaki fark olan hata sinyali, hatayı azaltacak ve sistemin çıktısını istenen bir değere getirecek şekilde denetime geribildirirler. Kapalı dögü denetim terimi

genellikle sistemin hatasını azaltmak için geri besleme denetim hareketinin kullanımını içerir. Bir kapalı döngü, pres sıralama denetim sisteminde, giriş komutları ayarlanır ve pres çıkış cevabı için düzeltmeler yapılır. Düzeltme aşağıdakilerden herhangi biri olabilir:

1. **Gerçek zaman :** Duyumlanmış bir sapma döngüsü içinde pres elektrohidrolik valfi ve akışkan sistemin cevap verebileceği kadar hızlı düzeltilir.
2. **Ayarlanabilir:** Duyumlanmış bir sapma bir sonraki döngü için ayarlanır. Ayarlama için sistemin yeteneği kalıplama sürecinin ne kadar hassas olduğuna ve sapmayı düzeltmek için denetleyicinin kapasitesine bağlıdır.

Bir kapalı döngü pres denetim sistemi, malzeme viskozitesindeki değişimleri telafi edebilir. Bu kapasite başlangıç kalıp doldurma kararlılığını iyileştirir, fakat kalıp içinde son kalıp kapama basıncını tamamen belirlemez.

Koç konumu kalıbın içine malzeme doldurma hızını oluşturmak için programlanır. Hidrolik basınç kalıbın boşluğunun, yolluğunun denetimi doldurması esnasındaki malzeme viskozitesi değişimlerini telafi eder.

Son kalıp kapama basıncı bir hidrolik kalıp kapama basıncı için koç konumu (hız) profilinden anahtarlanarak denetim edilir.

Kalıplama presesinin denetimi çok iyidir, fakat ürünlerdeki gerçek iyileşme her zaman gerçekleştirilmiş değildir.

3.3.4 Mikroişlemci Avantajları

Mikroişlemci temeli süreç denetimleri onların maliyetleri ucuzladığında çok yaygın olarak kabul edildiler. Halbuki, birkaç yıl önce bu denetimler sadece onların belli (doğru) denetimine ihtiyaç duyan uygulamalar için kullanıldı, şimdi biz hemen hemen her işte onların uygulamasında avantajlar buluruz.

1. **Ayarlama zamanının düşürülmesi:** ayarlama zamanı kaydetme için olan yetenek ile ve kademeli kronometre ayarı,sınır anahtar konumu ve basınç seviyeleri ile çokça azaltılmış olabilir. Sonra bilgiler yeni ayar için makineye ön ayarlama için saniyede denetleyiciye gönderilmiş olabilir.
2. **Kolay İşletimci “hassas ayarı” :** Mikroişlemci girdileri işletimci istasyonunda bulunmuş olabileceğinden dolayı, ayarlar makine etrafında gezinmeksizin yapılabilir.
3. **En düzgün operasyon:** Bu denetim sinyallerinin eğilimi sayesinde başarılıdır. Biz şimdi makine sıcaklığı değiştiğinde, basitçe bu çalışma koşulları altında, zamanın cevaptan daha uzun olduğuna benzer eğimleri ayarlayarak gerekli bir çok yeniden ayarlamayı bertaraf edebiliriz. Sinyal şimdi valf cevabından daha yavaş olduğundan, sinyal her zaman çok birbirine benzer çevrim vererek denetimdedir.
4. **Daha az boş zaman:** Bu sistemlerle mümkün olan makine performansının değişmez mönitörlenmesi düşük basınçlara müsaade eder ve sarsıntının azami sınırını bertaraf eder, o oranda uzayan komponent ömrü elde edilir. Uygun olarak uygulanmış bir sistem bir problem ortaya çıktığında, arızayı gidermek için daha az komponente sahip olacaktır ve bu sistemler arızayı teşhis edici programlarında kapsamış olabilirler.
5. **Girdi enerjisi azaltılması:** devrenin değişen taleplerine cevap vermek için hidrolik sistemi programlayarak, girdi güç ihtiyaçlarını azaltmak için yeterliliğe sahibizdir.

İdeal olarak, biz birkaç komponentten oluşan bir sistem isteriz ve bu komponentleri tamir edilebilir, endüstriyel çevre koşullarına dayanabilen ve genel bakım personeli tarafından tamir edilebilir olmalıdır.

3.3.4.1 Açık Döngü Denetim ve Kapalı Döngü Denetim Sistemlerinin Karşılaştırması

Kapalı döngü denetim sisteminin bir avantajı gerçekten geri beslemenin kullanımının sistem cevap vermesini nispeten dış hatalara ve sistem parametrelerindeki değişimlere duyarsız yapmasıdır. Bu böylece nispeten doğru olmayan ve pahalı olmayan

komponentleri verilen bir projenin doğru denetimini elde etmek için kullanımına olanak verir, halbuki açık döngü durumunda yapılması olanaksızdır.

Kararlılık bakımından, açık döngü denetim sistemi tesis edilmek için daha kolaydır, çünkü sistem kararlılığı çok önemli bir problem değildir. Diğer taraftan, kararlılık kapalı döngü denetim sisteminde önemli bir problemdir ki, devamlılığın kararsızlıklarına veya genliğin değişimine sebep olabilecek doğrunun çok üstündeki hatalara meyledilebilir.

Girdilerin zamandan önce bilindiği ve hataların hiç olmadığı sistemler için açık döngü denetim kullanımının tavsiye edildiği vurgulanmalıdır. Kapalı döngü denetim sistemleri sadece önceden tahmin edilmeyen hatalar ve/veya önceden tahmin edilmeyen değişimler sistem komponentlerinde mevcut olduğunda avantajlara sahiptir. Bir kapalı döngü denetim sisteminde kullanılan komponentlerin sayısı bir açık döngü denetim sistemindeki karşılığından daha fazladır. Böylece kapalı döngü denetim sistemi genellikle maliyet ve güçte daha yüksektir. Bir sistemin gerekli gücünü azaltmak için, açık döngü denetim uygulanabilir olduğu yerde kullanılabilir. Uygun bir açık döngü ve kapalı döngü denetimlerinin bileşimi genellikle az pahalıdır ve sistem performansının tümünde yeterliliği verecektir.

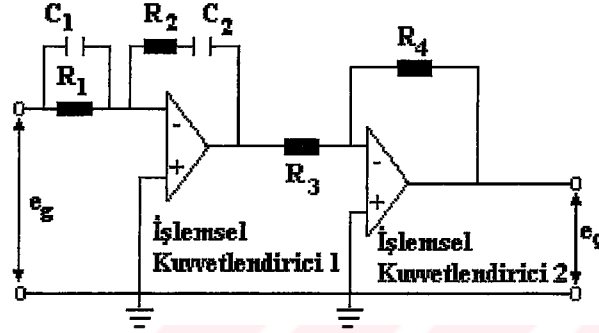
3.4 Elektronik Denetim Organları

Elektronik bir denetim organı çıkışından alınan sinyal, elektronik bir sinyal (sayısal ve benzeşik) olmakla beraber, bu sinyal uygun bir arabirim elemanı ile pnömatik veya diğer türden bir sinyale dönüştürülebilir. Bu da elektronik denetim organlarının geleneksel pnömatik veya diğer valflerle birlikte kullanılmasına olanak sağlar (Yüksel 1995).

Elektronik denetim organları; Benzeşik (analog) denetim organları ve sayısal denetim organları olmak üzere ikiye ayrılır.

3.4.1 Benzeşik (analog) denetim organları

Benzeşik denetim organları işlemsel kuvvetlendiriciler ve bunlara uygun biçimlerde bağlanan direnç ve kapasitans devrelerinden oluşur. Şekil 3.4.1'de işlemsel kuvvetlendiriciler yardımıyla gerçekleştirilen bir PID denetim organı örneği verilmiştir.



Şekil 3.4.1 Benzeşik PID Denetim Organı (Yüksel 1995)

Şekil 3.4.1'deki devrede iki adet ters çeviren işlemsel kuvvetlendirici devresi kullanılmıştır. 1 nolu işlemsel kuvvetlendirici PID denetim etkisini sağlarken 2 nolu işlemsel kuvvetlendirici 1 nolu çıkış işaretini ters çevirmektedir. Böylece devrenin tümüne giren işaret ve çıkışta aynı fazda alınabilir. Devreye ait transfer fonksiyonu aşağıdaki biçimde verilebilir.

$$\frac{E_f(s)}{E_g(s)} = \frac{R_4}{R_3} \frac{R_2}{R_1} \frac{(R_1 C_1 s + 1)(R_2 C_2 s + 1)}{R_2 C_2 s} \quad (3.1)$$

Şekil 3.4.1'deki 1 nolu işlemsel kuvvetlendiricide yer alan kapasitans elemanları kaldırılacak olursa orantı (P) tipi denetim etkisi, benzer şekilde giriş kapasitans elemanı ile geribesleme direnç elemanı kaldırılacak olursa integral (I) tipi denetim etkisi ve giriş direnç elemanı ile geribesleme kapasitans elemanı kaldırılacak olursa türev (D) tipi denetim etkisi sağlanmış olur.

Görüldüğü gibi benzeşik elektronik devrelerle çok kolay bir biçimde çeşitli etkilerde çalışan denetleyici oluşturmak mümkündür. Geçmişte işlemsel

kuvvetlendiricilerle çok karmaşık hesaplama ve denetim yapabilen devreler oluşturulmuştur. Benzeşik (analog) bilgisayar olarak bilinen bu sistemler, uzak geçmişte kullanılan sistemlerden daha kullanışlı fakat bugün kullanılan sistemlerden daha hantaldılar. Ayrıca bunlar sayısal elektronik devreler kadar hassas ve esnek değildir. Bu nedenle, denetim sistemi uygulamalarında günümüzdeki eğilim sayısal devrelerin kullanımı yönündedir.

3.4.2 Sayısal Denetim Organları

İşlevsel olarak sayısal denetim organlarının çalışma mantığı benzeşik denetim organları ile aynıdır. Sayısal denetim organı, geleneksel denetleme organları ile benzer şekilde, ayar noktasını düşürme veya yükseltme ve P, PI, PD ve PID denetim etkilerini sağlamak için tasarlanırlar.

Bilindiği sayısal sistemler "var" veya "yok" ya da "açık" veya "kapalı" biçiminde çalışırlar. Sayısal elektronik alanında mevcut VE, VEYA, DEĞİL, gibi mantık devreleri, TTL, veya CMOS sayısal elektronik kapılar bileşik mantık sistemleri, sıralı mantık sistemleri, A/D ve D/A çeviriciler, kaydediciler ve sayıcılar, zamanlayıcı ve darbe devreleri sayısal denetim devrelerinin kurulmasında kullanılabilecek ayırık elemanlardır. Bunların daha gelişkin biçimleri ise tümleşik mantık devrelerinden ibaret mikroişlemci ve mikrodenetleyicilerdir. Bu alanda ortaya çıkan gelişmeler ve maliyet alanındaki düşüşler günümüzde mikroişlemcilerin tek bir denetim döngüsüne tahsisli olarak kullanılabilmesini olanaklı kılmıştır. Elektronik devre kitaplarından ayırık elektronik elektronik sayısal devreleri hakkında gerekli bilgi sağlanabilir. Burada daha çok mikroişlemci, mikrodenetleyici ve PLC'lerden ve bunların işlevsel çalışmasından söz edilecektir.

3.5 Mikroişlemci, Mikrodenetleyici ve Mikrobilgisayarlar

Mikroişlemciler, mikrodenetleyiciler, PLC (programlanabilir mantık denetleyicileri) ve mikrobilgisayarlar günümüzde pek çok endüstriyel denetim sisteminin

"beyni" haline gelmektedir. Büyük ve küçük ölçekli endüstriyel uygulamalarda ve hata evlerde kullanılan aygıtlarda dahi, denetim organlarında karar verme işlemi mikroişlemcilerle havale edilmiş durumdadır.

Mikroişlemcilerin ilk pazara çıktığı 1971'den bu yana, çeşitli ürünlerin ve endüstriyel sistemlerin içinde yer alan esneklik ve akıllılık alanında devrim yaratmıştır. Bu sistemlere örnek olarak otomatik kameralar, video ve film çekicileri, hesap makineleri, otomatik para çekme makineleri, robotlar, otomobiller, ve CNC takım tezgahları verilebilir. Burada esneklik bir sistemin değişen gereksinimlere veya durumlara uydurmak için kolaylıkla ayarlanabilmesini ifade etmektedir. Bir sistemin akıllılık veya zeka seviyesi bu sistemin denetim fonksiyonları yolu ile belirlenir. Mikroişlemci teknolojisi kullanmak sureti ile hem esneklik ve hem de akıllılık büyük oranda artmıştır.

Mikroişlemci kullanımının avantajlarından yararlanan ürün ve imalat sistem tasarımcıları, daha öncekilere göre, ürünleri daha iyi, daha hızlı ve daha ucuz yaparak potansiyel karları silip süpürmektedirler. Her mikroişlemci tabanlı sistem, bir donanım ve bir de yazılım olmak üzere iki kısımdan oluşur. Donanım elektronik devreleri ve mekaniksel aygıtları kapsar. Yazılım da donanım tarafından işleme tabi tutulan komutları veya sistemin nasıl icra etmesi gerektiğini söyleyen programları ifade eder.

Bir mikroişlemci çoğunlukla sayısal bilgisayar ile ilişkili, mantık devreleri içeren büyük ölçekli bir tümleşik devredir. Mikroişlemciler genellikle bilgisayar sistemlerinde merkezi işlem birimi olarak kullanılır. Bir bilgisayarın işlevi, belli kurallara göre saklanmış komutlar dizisini icra etmektir. Komutlar bilgisayar programı olarak ifade edilir ve program genellikle veri takımı üzerindeki aritmetik ve mantık işlemlerini yerine getirir.

Sayısal bilgisayarlarla ilişkili teknoloji sürekli olarak gelişim göstermekle beraber (anabilgisayar, minibilgisayar, mikrobilgisayar biçiminde) genel düzenleme temel olarak birkaç on yıldır aynı kalmaktadır. Mikroişlemcilerin mimari özellikleri benzer olmakla beraber tamamen aynı değildir. Bu özellikler mikrobilgisayara ait mikroişlemci ailesinin

özellikleri ile ilişkilidir ve bilgisayarın içinde bulunan elemanların tasarım ve düzenlenmesi bir modelden diğer bir modele önemli değişiklikler gösterir.

Bir mikroişlemcinin bilgisayar haline gelebilmesi için diğer aygıtlarla birleştirilmesi gerekir. Bir mikroişlemci temeline dayanan bir bilgisayar sistemi mikrobilgisayar adını alır ve bu sistem, mikroişlemci ve bilgisayar, verilen bir durumda işlevsel kılmak için gerekli ilave elemanlardan oluşur. Olası uygulamaların çeşitliliğinden dolayı, mikrobilgisayarın fiziksel görünüşü büyük oranda değişiklik gösterir. Bu durum, mikroişlemci tabanlı denetleyicileri kişisel bilgisayar (PC), programlanabilir mantık denetleyicisi (PLC), tek yonga mikrobilgisayar (SCM) veya mikrodenetleyici olarak ele aldığımızda daha açık bir biçimde ortaya çıkar.

Mikrobilgisayar sisteminin ana öğeleri mikroişlemci, bellek ve giriş/çıkış (I/O) arabirimidir. Bu üç donanım elemanı birbirine, tümleşik devre biçimindeki üç taşıt ile bağlanmıştır. Adres, veri ve denetim taşıtı adını alan bu taşıtlar, birimler arasında 2 tabanlı sayılar biçimindeki sayısal verileri taşır. Veri taşıtının işlevi, mikroişlemcinin işlem fonksiyonu ile ilişkili veri haberleşmesi, adres taşıtının işlevi, saklanan veriye giriş yapmak için belli bir bellek konumundaki adres haberleşmesi ve denetim taşıtının işlevi de mikroişlemci ve bellek aygıtları ile ilişkili denetim etkileri haberleşmesini sağlamaktır.

Veri taşıtı, bir bilgisayar kelimesini mikroişlemciden veya mikroişlemciye, bellek, veya giriş/çıkış arabirimi arasında taşımak için kullanılır. Günümüzde kişisel bilgisayarlarda (PC) kelime uzunlukları 16 veya 32 bit olmakla beraber, mikrodenetleyicilerin kelime uzunlukları 4 veya 8 bittir. Son zamanlarda 16 bitlik mikrodenetleyicilerde pazara çıkmıştır. Veri taşıtı kelime uzunluğu ne kadar büyük olursa bilgisayar hız ve hesaplama yetkinliği açısından o kadar güçlü olur.

Yukarıda yapısal özellikleri açıklanan mikrobilgisayar tek kart bilgisayarı olarak bilinir ve bir takım donanımların ilavesi ile birlikte kişisel bilgisayar veya denetim sistemlerinde kullanılabilir.

Kişisel bilgisayar ve denetim sistemlerinde kullanılacak ilave donanımların yapısı bazı farklılıklar gösterir. Piyasada çok sayıda mikroişlemci bulunmakla beraber bunların en çok bililenleri, MOS-Technology 6502, Zilog Z80, Sinclair Z81, İntel 80x86/8088 ve Motorola 68000'dir.

Giriş/Çıkış düzenlemesi: Özellikle denetim amacı ile kullanılan mikrobilgisayarların çok değişik farklı aygıtlara bağlanması gerekir. Giriş/çıkış arabirimi, dış dünyadan mikrobilgisayara veri aktarılmasını sağlamak üzere algılayıcı ve dönüştürgeç gibi aygıtların bağlanmasını gerçekleştirir. Giriş/çıkış arabirimi aynı zamandan sistemden bobin, solenoid gibi dış anahtarlama aygıtları için veri gönderilmesini de sağlar. Mikrobilgisayarı dış aygıtlara bağlamanın bir yöntemi, giriş/çıkış arabirimine sistem içinde bir bellek yerleşimi görünümü vermektir. Bu amaçla, en yaygın olarak kullanılan aygıt 6522 çok yönlü arabirim uyarlayıcısı (VIA) dır. Karmaşık ve güçlü bir tümleşik devre olan bu aygıt önemli sayıda arabirim işlevleri sağlar.

Mikroişlemci tabanlı endüstriyel denetleyiciler: Mikroişlemcilerin ilk ortaya çıkışlarından bu yana amaç, bir devre üzerindeki eleman yoğunluğunu artırmak ve bellek ve giriş/çıkış arabirim olanaklarını tek bir aygıt üzerinde toplamak olmuştur. Bunun sonucu olarak da genellikle mikrodenetleyici olarak bilinen, tek bir tümleşik devreden ibaret, tek yonga mikroişlemcileri ortaya çıkmıştır. Bu elemanlar ölçme sistemi donanımı ve endüstriyel denetim sistemleri gibi uygulamalar için gerekli karar verme yetisini sağlar ve sistemlerde doğrudan sayısal denetim uygulamalarında kullanılır. Bu devrelerin maliyetleri, tek kart mikrobilgisayarlardan daha düşük olup tek bir geribesleme döngüsü için kullanılabilirler. Bu durumda bunlara tahsisli denetleyici denir. Bugün artık EPROM belleğine programlar maskelenmiş uzaktan kumandalı televizyon, müzik seti, havalandırma-iklimlendirme aygıtları ve hatta gaz yakıtlı soba ve vantilatörler için mikrodenetleyiciler uygulamaya hazır halde temin edilebilmektedir. Bu durum tasarımcının işini büyük ölçüde basitleştirir. Çünkü mikrodenetleyiciler çıkmadan önce bir mikrobilgisayar sistemi için ayrı ayrı tümleşik devre kullanmak gerekmekteydi.

Tipik bir mikrodnetleyicinin mimarisi geleneksel tek kart bilgisayarının mimarisine benzer ve tek bir tümleşik devre üzerinde merkezi işlem birimi, RAM ve ROM bellek, paralel ve seri baplantı uçları, zamanlayıcılar, donanım kesme hatları, benzeşik-sayısal çeviriciler birimleri içerir. Piyasada pek çok mikrodnetleyici mevcuttur ve bunların bazıları da yukarıdaki özelliklerin tümünü gösterir.

Gerek mikrobilgisayar ve gerekse mikrodnetleyicilerin bir denetim sistemi içinde kullanılabilmesi için özel yazılımlara gereksinim vardır. Bu yazılım programlarının hazırlanması çoğunlukla donanımın hazırlanmasından daha zordur. Özellikle klavyesi, ekranı ve işletim yazılımı olmayan bir mikrodnetleyicinin sistem belleğine program hazırlamak çok güçtür. Düşük maliyetli bir yaklaşım dış EPROM destekleyen bir mikrodnetleyici seçmektir. Özel görevi yerine getirecek yazılım şifresi kişisel bilgisayar üzerinde çalışan uygun bir birleştirici program kullanmak suretiyle geliştirilebilir. Daha sonra elde edilen program EPROM üzerinden uygun bir biçimde aktarılır. Fakat bu yöntem çok fazla zaman kaybettiricidir. Çünkü hata tanıma işlemi EPROM verilerinin sürekli güncelleştirilmesini gerektirecektir.

3.5.1 Programlanabilir Mantık Denetleyiciler (PLC)

Programlanabilir mantık denetleyiciler endüstriyel otomasyon ve denetim sistemleri için geliştirilmiş özel amaçlı bir sayısal denetleyicidir. Bu cihazların ilk kullanım alanı endüstriyel otomasyon sistemleri olmasına karşın günümüzde, bir endüstriyel tesisin hem kumanda devreleri hem de geri beslemeli denetim devrelerini gerçeklemek için kullanılabilir. İlk ticari PLC 1969'da Modicon firması tarafından geliştirilmiştir. O yıllarda röleli kumanda devreleri yerine kullanılmak üzere geliştirilen bu cihaz ile yalnız temel mantık işlemler gerçekleştirilebildiğinden programlanabilir mantık denetleyiciler olarak adlandırılmışlardır. İlk PLC'nin endüstride başarıyla uygulanmasından sonra Allen-Bradley, General Electric, Siemens gibi firmalar orta maliyette yüksek performanslı PLC'ler üretmişler, daha sonra Mitsubishi ve Toshiba gibi firmaların ucuz maliyette yüksek performanslı PLC'ler geliştirmelerinden sonra bu cihazlar endüstriyel otomasyon

devrelerinde yaygın olarak kullanılmaya başlamıştır. Günümüzde üretilen denetleyicilerde temel mantık işlemlere ek olarak aritmetik ve özel matematiksel işlemler yapılabilen ve bu nedenle daha karmaşık kumanda ve denetim işlevleri gerçekleştirilebilmektedir. Bir çok PLC'de denetim devrelerinde yaygın olarak kullanılan PID denetim işlevini yerine getiren hazır program parçaları veya fonksiyonları vardır. Bu denetleyicilerin geribeslemeli denetim devrelerinde de kullanılmaya başlaması, alışlagelmiş PLC adının tartışılmasına neden olmuştur. Bir çok üretici firma bu denetleyicilerin hem mantık temelli kumanda devrelerinde hem de geribeslemeli denetim sistemlerinde kullanılmasını nedeniyle, PLC yerine programlanabilir mantık denetleyiciler adını kullanmayı daha uygun bulmuş ve kişisel bilgisayarlardan ayırmak amacıyla kısaca PLC olarak adlandırmışlardır (Kurtulan 1996).

Küçük boyutlu bir kaç PLC modeli dışında yeni üretilmekte olan tüm PLC modellerinde bir denetim yordamı yazmak için gerekli basit aritmetik işlemler yapılabilir. Bir PLC'nin endüstriyel otomasyon devrelerinde mantık denetleyici veya endüstriyel denetim sistemlerinde, sayısal denetleyici olarak kullanılması, PLC'lerin işlem yeteneğinden çok amaca uygun giriş/çıkış birimlerinin varlığıyla ilgilidir. Eğer PLC'de benzeşik işaretleri sayısal işaretlere dönüştüren, benzeşik sayısal çevirici (ADC) ve sayısal işaretleri benzeşik işaretlere dönüştüren, sayısal benzeşik çevirici (DAC) gibi giriş/çıkış birimleri yoksa veya bu birimleri PLC'ye bağlanamıyorsa, işlem yeteneği ne olursa olsun bu PLC'yi sayısal denetleyici olarak kullanmak olanaksızdır.

PLC'ler sayısal cihazlardır. Benzeşik işaretlerle çalışabilmeleri için benzeşik-sayısal ve sayısal-benzeşik çevirici ara yüzlerine ihtiyaç vardır. Bazı PLC'lerde geribeslemeli denetim uygulamaları için gerekli olan benzeşik-sayısal çevirici (ADC) ve sayısal-benzeşik çevirici (DAC) giriş/çıkış birimleri de bulunur. Ayrıca, PLC'de bazı özel uygulamalar için gerekli olan yüksek hızlı sayısal girişi ve kesme girişleri de bulunabilir.

Endüstride sıralı denetimde PLC 'lerin sağladığı belli başlı üstünlükler şunlardır:

- Oldukça ucuzdur ve sağlam kompakt yapısından dolayı her türlü ortamda rahatlıkla kullanılabilir.
- Çok güvenilir, elektriksel gürültüye karşı hemen hemen bağışıklığı ve servis gereksinimleri düşüktür.
- Veri işleme biçiminden dolayı bellek kullanımı çok ekonomik ve bunun sonucu olarak program icra hızı çok yüksektir.
- Giriş/ıkış aygıtları, PLC ile tümleşik bir ara birim yardımı ile kolaylıkla bağlanabilir ve yalnızca ya 24V DC veya 220V AC dış g kaynağı gereklidir.

PLC'ler mikro bilgisayarlar kadar esnek değildir ve küçük modelleri basit aritmetik işlemleri yerine getiremez. Her ne kadar akıllı giriş/çıkış modülleri ilave edilerek PLC'lerin karar verme yeteneği arttırılırsa bunlar hiçbir zaman bir mikro bilgisayarın yerini alamaz

BÖLÜM 4

4. PID DENETİM

PID denetim (Orantı Artı İntegral Artı Türev Etki ve Denetim Organı) endüstrinin bir çok alanında çok fazla sayıda bulunur ve denetim mühendisliğinin pratikte en çok kullandığı denetimdir. Bu denetim bütün özel amaçlı denetim sistemlerinin değişmez bir parçası olmuştur. Ayrıca teknolojiye meydana gelen havalı sistemlerden elektron tüpleri, transistörler, tümleşik devreler ve mikroişlemciler kadar uzanan, geniş bir alandaki değişimler karşısında ayakta kalmayı başarmıştır. PID denetimin bir çok önemli işlevi vardır; geribesleme üretirler, integral işlemin üzerinde kararlı hal hatasını ortadan kaldırma özelliğine sahiptirler, türev işlemi yardımıyla gelecekteki işaret değişimlerini önceden tahmin edebilirler ve sürücünün doymaya girmesi sorununa çözüm getirebilirler. PID denetim özellikle basit süreç dinamiklerinin bulunduğu ve performans isteklerinin düşük olduğu, bir çok denetim probleminin çözümü için yeterlidir. Bu yüzden bu denetim denetim mühendislerinin önemli elemanları arasında yer alırlar. Mantık, sıralı makinalar, seçiciler ve basit fonksiyon blokları ile birlikte günümüz teknolojisinin önemli bir parçası olan enerji üretimi taşıma ve üretim için otomasyon donanımı oluşturmak amacıyla kullanılır.

Mikroişlemcilerin kullanılmaya başlamasının, diğer endüstriyel elektronik elemanların üzerinde olduğu gibi PID denetim üzerinde de önemli bir etkisi olmuştur ve günümüzde üretilen denetleyicilerin büyük bir çoğunluğu mikroişlemcilere dayanmaktadır. Mikroişlemci temeli sistemler başlangıçta önceki teknolojinin kötü bir dönüşümü şeklinde ortaya çıkmıştır. Bu sistemlerin nasıl çalıştığını anlamak için temel çalışmalar 1970'li yılların başlarında mikrobilgisayarlarda direk sayısal denetim sistemlerinin geliştirilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Birçok geribesleme döngüsü PID denetim yardımıyla veya yapılacak küçük değişikliklerle denetlenebilir. Bu denetleyiciler tek başlarına bir regülatör olarak, bir direkt sayısal denetim paketinin veya sıra düzenli dağılmış süreç denetim sistemlerinin bir parçası olarak değişik şekillerde gerçekleştirilebilir.

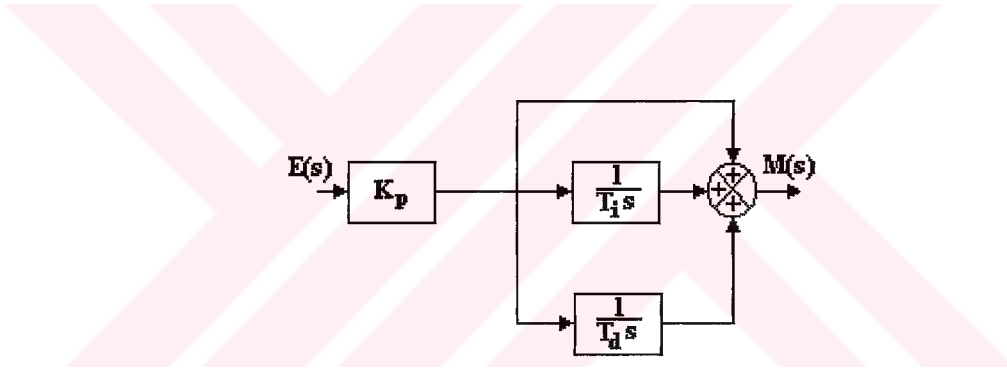
PID denetim Şekil 4.1'de verildiği gibi üç temel denetim etkinin (P, I, D) birleşiminden meydana gelmiştir. PID denetim organının çıkış veya denetim yasası

$$m(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de}{dt} \right) \quad (4.1)$$

şeklinde ifade edilebilir ve buradan transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (4.2)$$

olarak elde edilir (Yüksel 1995).



Şekil 4.1 Orantı Artı İntegral Artı Türev (PID) Denetim

PID denetim; üçtemel denetim etkisinin üstünlüklerini tek bir birim içinde birleştiren bir denetim etkisidir. İntegral etki sistemde ortaya çıkabilecek kalıcı durum hatasını sıfırlarken türev etki yalnızca PI denetim etkisi kullanılması haline göre sistemin aynı bağıl kararlılığı için yanıt hızını artırır. Buna göre PID denetim organı sistemde sıfır kalıcı-durum hatası olan hızlı bir cevap sağlar.

PID denetim organ diğerlerine göre daha karmaşık yapıda olup o oranda pahalıdır. Burada K_p , T_i ve T_d parametrelerinin uygun bir ayarı ile uygun bir denetim sağlayabilir.

4.1. PID Denetimin Temel Özellikleri

(4.2)'deki transfer fonksiyonunu ele alalım.

a) Orantı etki, (P-Denetim): $T_i \rightarrow \infty$ ve $T_d \rightarrow 0$ halinde denetim organı yalnızca orantı etkiyle çalışır. Bunu da orantı kazancı K_p 'nin ayarıyla denetim organının denetim duyarlılığı arttırılabilir. Pratikte genellikle orantı etki orantı bandı (PB) cinsinden ayarlanır.

b) PI tipi denetim: Orantı etkiye integral etkisi ilavesi ile elde edilen PI tipi denetim organı yapısı nispeten basit olup özellikle süreç denetim sistemlerinin %75-90'ı arasında kullanılır. En yaygın kullanım alanları; basınç, seviye ve akış denetim sistemleridir.

İntegral etki denetlenen çıkış büyüklüğünde meydana gelebilecek kalıcı durum hatalarını ortadan kaldırabilir. İntegral etkinin kullanım amacı sistemin değişen talepleri üzerinde yeterli bir denetim etkisi sağlamaktır. Eğer sistemden gelen bir talep yalnız başına P etkisi ile karşılanabiliyorsa I etkinin kullanılması gereksizdir.

c) PD denetim: Kalıcı durum hatasını sıfırlayamamakla beraber bozucu girişten doğan kalıcı durum hatasının fazla önemsenmediği fakat buna karşılık orantı etkiye göre geçici-durum davranışının iyileştirilmesi istenen konum servomekanizmalarında tercih edilir. Türev etki ilavesi kararsız veya kararsızlığa yatkın bir sisteme sönüm ilave ederek sistemi daha kararlı hale getirebilir. Türev etki ilavesinin en önemli sakıncası denetim sinyalleri yanında sistemde ortaya çıkan gürültü sinyallerini de kuvvetlendirmesidir. Bunun sonucu olarak son denetim organı çıkışında salınımlı bir hareket meydana gelebilir.

d) PID denetim: Uzun ölü zaman gecikmelerinde ortaya çıktığı süreç denetim sistemlerinde PI denetimde integral etkinin tamamlayıcısı olarak türev etki kullanılır. Sıcaklık, pH, yoğunluk karışım vb. ölçümlerinde ortaya çıkan ölü zaman gecikmeleri PID

tipi denetim organı kullanılarak telafi edilebilir. Bu denetim organı aynı zamanda üç ifadeleli denetim organı adını alır.

Düşük şiddetli bozucu girişlere maruz bir sistemin PI etki ile denetlenmesi halinde PB orantı bandı ayarının geniş ve türev etki kazancı ayarının düşük tutulması tercih edilir. Bu ayarlar altında, sisteme geniş zaman aralıkları içerisinde büyük şiddetli bozucu girişler etki edecek olursa, PI etki tek başına hata meydana gelen değişimleri izlemeye ve düzeltmeye yeterli olmaz. Bu durumda bir türev etki orantı kazancı ayarının daha yüksek tutulmasına olanak tanıyarak denetim organı tepki süresini hızlandıracaktır. Çok küçük sönüm katsayılarına sahip servomekanizmalarda PI denetim yeterli olmamaktadır. Bu durumda türev etki ilavesi sistemde fazla bir kararsızlık problemleri yaratmadan K_p orantı kazancının yüksek tutulmasını sağlayarak sistemin kararsızlığa yatkınlığı önlenmiş olur. Böylece PID denetim etkisiyle bir taraftan kalıcı-durum hatası sıfırlanırken diğer taraftan da sistemin geçici durum davranışı iyileştirilmiş olur.

4.1.1 Denetim Organı Seçimine Etki Eden Parametreler

Bir sistemde kullanılacak denetim organı ve denetim ayarlarının seçimine etki eden iki önemli parametre vardır. Bunlar sistemin bir basamak girişi karşısında gösterdiği cevap eğrisinden ortaya çıkan zaman gecikmesi veya tüm sistemin zaman sabiti T_s ve ölü zaman gecikmesi T_d 'dür. Eğer ölü zaman gecikmesi T_d sistemin zaman sabiti T_s 'den çok küçük kalıyorsa böyle bir sistem, P, PI veya PID tipi denetim organlarından birisiyle kolaylıkla denetlenebilir. Eğer buna karşılık ölü zaman gecikmesi T_d sistem zaman sabiti yanında önemsenmeyecek kadar küçük değilse böyle bir sistem tek bir denetim organı ile kolaylıkla denetlemez. Bu konuda ileri sürülebilecek genel kurallar aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$\frac{T_s}{T_d} \geq 10$ ise: Sistem tek döngülü bir denetim organıyla denetlenebilir.

$\frac{T_s}{T_d} = 6$ ise: Tek bir denetim döngüsü ile denetlenmesi güçtür.

$\frac{T_s}{T_\delta} \leq 3$ ise: Sistem yalnızca karmaşık denetim döngüleriyle denetlenebilir.

4.2 Sayısal Denetim İçin Ayrık PID İfadesi

(4.1) ifadesini K_p oransal denetim kazancı, K_i integral kazancı ($K_i=1/T_i$) ve T_d türev kazançlı olmak üzere yeniden yazalım:

$$m(t) = K_p \left[e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (4.3)$$

z-tanım bölgesinde PID denetim ifadesini elde etmek amacıyla integral ve türev terimlerini ele alalım:

İntegral terimi: $K_i \int_0^T e(t) dt$

Türev terimi: $T_d \frac{de(t)}{dt}$

İntegral ifadesini yamuk toplamı ve türev teriminide iki değer farkı cinsinden ifade edelim. Şekil 4.2'de integral ve türev hesabı için örnekleme anları ile birlikte hata fonksiyonu gösterilmiştir. İntegral terimi için yamuk alanlarının toplamı alınır,

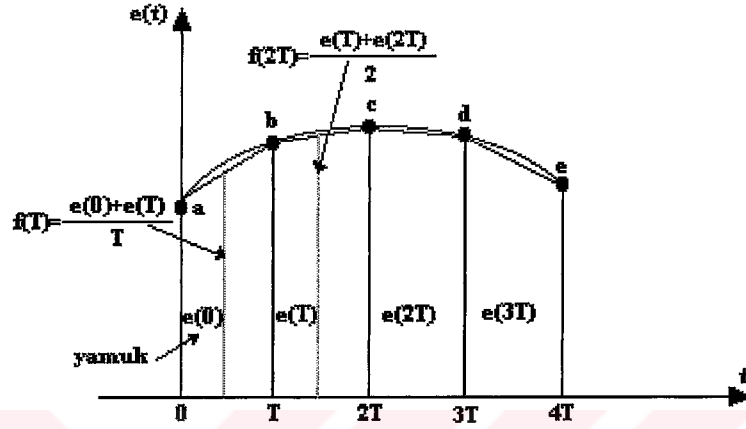
$$K_i \int_0^t e(t) dt = K_i \left[\frac{e(0) + e(T)}{2} T + \frac{e(T) + e(2T)}{2} T + \dots + \frac{e[(k-1)T] + e[kT]}{2} T \right] \quad (4.4)$$

yada genel olarak ,

$$K_i \int_0^t e(t) dt = K_i T \left[\sum_{k=1}^k \frac{e[(k-1)T] + e[kT]}{2} \right] \quad (4.5)$$

yazılabilir. Toplam içinde bulunan ifade için aşağıdaki tanımlamayı yapalım:

$$\frac{e[(k-1)T] + e[kT]}{2} = f(kT) \quad (4.6)$$



Şekil 4.2 Yamuk Yöntemiyle İntegral Ve Fark Yöntemiyle Türev Hesabı (Sarioğlu 1992)

(4.5) ifadesinin z dönüşümünü almak amacıyla, önce (4.6) ifadesinin z dönüşümü alınır aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\frac{z^{-1}E(z) + E(z)}{2} = F(z) \quad (4.7)$$

(4.6) eşitliği toplam altında yazılırsa,

$$\sum_{k=1}^k \frac{e[(k-1)T] + e[kT]}{2} = \sum_{k=1}^k f(kT) \quad (4.8)$$

şeklini alır. (4.8)'in sol tarafı,

$$\sum_{k=0}^k f(kT) - f(0) \quad (4.9)$$

olarak yazılır ve Şekil 4.2'de $f(0)=0$ olduğu göz önüne alınarak z dönüşümü alınır,

$$Z\left\{\sum_{k=0}^k f(kT)\right\} = Z\{f(0) + f(T) + f(2T) + \dots + f[(k-1)T] + f(kT)\} \quad (4.10)$$

olur.

(4.10)'un genel terimleri $f[(kT)$, $f[(k-1)T]$,, $F(T)$, $f(0)$ 'dır. Bu terimlerin toplamından oluşan ifadenin z dönüşümü aşağıdaki şekildedir:

$$z^0 F(z) + z^{-1} F(z) + z^{-2} F(z) + \dots + z^{-(k-1)} F(z) + z^{-k} F(z) \quad (4.11)$$

Aşağıda verilen geometrik dizilerin toplamı ile ilgili ifadeyi kullanalım:

$$\sum_{n=0}^{\infty} q^n = \frac{1}{1-q}, \quad |q| \leq 1 \quad (4.12)$$

Bu durumda (4.10) ifadesinin karşılığı olarak aşağıdaki eşitliği yazabiliriz:

$$Z\left\{\sum_{k=0}^k f(kT)\right\} = \frac{1}{1-z^{-1}} \quad (4.13)$$

$F(z)$ 'in (4.7) ile verilen ifadesini (4.13)'de yerine yazarsak,

$$Z\left\{\sum_{k=1}^k \frac{e[(k-1)T] + e[(kT)]}{2}\right\} = Z\left\{\sum_{k=1}^k f(kT)\right\} = \frac{1}{1-z^{-1}} \frac{z^{-1} + 1}{2} E(z) \quad (4.14)$$

$$Z\left\{\sum_{k=1}^k f(kT)\right\} = \frac{1}{2} \frac{1+z^{-1}}{1-z^{-1}} E(z) \quad (4.15)$$

elde edilir. Türev ifadesi için,

$$K_d \frac{de(t)}{dt} = K_d \frac{e[(kT)] - e[(k-1)T]}{T} \quad (4.16)$$

yazılarak ve z dönüşümü alınarak,

$$Z\left\{\frac{e[(kT)] - e[(k-1)T]}{T}\right\} = \frac{1}{T}[E(z) - z^{-1}E(z)] \quad (4.17)$$

elde edilir. (4.3) ifadesinde $u(t) \rightarrow u(kT)$ ve $e(t) \rightarrow e(kT)$ yazılıp her iki tarafın z dönüşümü alındıktan sonra (4.15) ve (4.17) eşitlikleri yerine yazılırsa,

$$U(z) = K \left[E(z) + K_1 \cdot T \frac{1+z^{-1}}{2(1-z^{-1})} E(z) + \frac{K_d}{T} (1-z^{-1}) E(z) \right] \quad (4.18)$$

sonuç ifadesine ulaşılır.

Bu durumda PID denetleyicinin darbe transfer fonksiyonu olarak aşağıdaki ifade elde edilir:

$$G_{PID}(z) = \frac{U(z)}{E(z)} = K \left[1 + K_1 \cdot T \frac{1+z^{-1}}{2(1-z^{-1})} + \frac{K_d}{T} (1-z^{-1}) \right] \quad (4.19)$$

Bu çalışmada PLC'de uygulanmak amacıyla yazılmış olan PID denetim organında integral ve türev ifadeleri için yukarıda verilmiş olan yamuk alanı ve fark yaklaşımları kullanılabilir.

BÖLÜM 5

5. HİDROLİK ENJEKSİYON PRESİNİN HİDROLİK TAHRİK SİSTEMİ ve DEVRE TASARIMI

5.1 Hidrolik Enjeksiyon Presinin Hidrolik Devre Tasarımı

Bu çalışmada, aşağıdaki tabloda teknik özellikleri verilen ve bir çevrimdeki çalışması anlatılan hidrolik enjeksiyon presinin hidrolik pompa devresi tasarlanarak en verimli hidrolik pompa devresi bulunacak, bu en verimli pompa devresine göre hidrolik devre elemanları seçilip hidrolik enjeksiyon presi tasarlanacaktır.

Tablo 5.1 Hidrolik Enjeksiyon Presinin Teknik Özellikleri

KRİTERLER	ÖNGÖRÜLEN	TESPİT EDİLEN	FARK
Kalıp montaj kalınlığı max.	850 mm.	850 mm.	-
Kalıp montaj kalınlığı min.	294 mm.	294 mm.	-
Kalıp açma storku max.	996 mm.	96 mm.	-
İtici storku max.	100 mm.	100 mm.	-
Enjeksiyon kapasitesi	1850 cm ³	1850 cm ³	-
Makina kolon arası ölçüler	810 x 810 mm.	810 x 810 mm.	-
Pompa basıncı max.	140 bar	150 bar	10
Ünite stoku	480 mm.	480 mm.	-
Vida dönüş hızı max.	100 d/dak	100 d/dak.	-
Kapama gücü max.	600 ton	600 ton	-

Hidrolik enjeksiyon presinin bir çevrimdeki çalışması ;

Hidrolik enjeksiyon kalıplama presindeki hidrolik sisteme, mengeneyi kapatmak ve mengeneyi kilitli tutmak için 600.000 N' luk maksimum kuvvet gereklidir. Bu kuvveti

sağlayan, stroku yatay, çift etkili asimetrik mengene silindirinin strok uzunluğu 400 mm' dir. (Bu strok uzunluğu maksimum kalıp açma mesafesine göre seçilmiştir). Mengene silindiri, strok boyunun 375 mm' lik mesafesini, 35 bar silindir basıncı altında ve 0.05 m/s hızla katetmektedir. Strokun kalan 25 mm' lik mesafesinde silindir basıncı 140 bar 'a yükselir, hız ise 0.02 m/s' ye düşerek mengeneği kapatır ve bu basınçta mengeneği kapalı tutar.

Enjeksiyon silindiri aşağıda belirtilen şartlarda ergimiş plastik malzemeyi kalıbın içerisine püskürtmektedir.

- Strok mesafesi 480 mm olan çift etkili asimetrik silindir.
- 1. Enjeksiyon basıncı ; silindir strokunun 400 mm mesafesi 0.1m/s hızla ve 140 bar'lık silindir basıncında gerçekleşmektedir.
- 2. Enjeksiyon basıncı ; silindir strokunun 80 mm mesafesi 0.09 m/s hızla ve 135 bar'lık silindir basıncında gerçekleşmektedir.

Enjeksiyon operasyonu gerçekleştikten sonra kalıp içerisindeki plastik parçanın soğuması için kalıp 20 saniye kapalı tutuluyor. Aynı zamanda hidrolik motor çalışmaya başlayarak helezona bir tork uygular ve helezonu 100 dev/dak ile döndürmeye başlar. Aynı anda enjeksiyon silindiri geriye doğru hareket ederek mal alma operasyonu tamamlanır.

Mal alma operasyonunun istenilen hacimde gerçekleşebilmesi için enjeksiyon silindirine 10 bar'lık karşı basınç uygulanmaktadır.

Plastik parçanın kalıp içerisinde soğuması tamamlandıktan sonra, mengene silindiri 0.04 m/s hızla ve 100 bar'lık basınçla geriye doğru hareket ederek kalıbı açmaktadır.

Plastik parçayı kalıptan çıkarmak için itici silindir çalışmaya başlar. İtici silindir 100 bar'lık basınç ve 0.025 m/s hızla itici plakasını 0,065 m itmektedir. Plastik parça kalıptan alındıktan sonra itici silindir 0,018 m/s hızla ve 100 bar'lık basınçla itici plakasını geri çekmektedir.

Hidrolik enjeksiyon presinin, üç farklı tasarıma göre en iyi verimi araştırılacaktır.

1. Sabit debili tek pompa kullanımı.
2. Sabit debili çift pompa kullanımı.
3. Akümülatör sisteminin kullanımı.

5.1.1 Sabit Debili Tek Pompa Kullanımı

Şekil 5.1' de gösterilen sabit debili tek pompa devresini ele alalım.

Mengene silindirinin seçimi ve mengene silindirin yaptığı iş aşağıdaki formüllerle elde edilir.

Mengene sistemi (Eşit sıkmalı hidrolik kumandalı mafsallı kolllu kalıp sıkma aygıtı) karşılık başlığı 1:10 oranında ve 6.000.000 N kapasitelidir. Bu sistem için 6.00.000 N' luk hidrolik silindir-piston sistemine ihtiyaç vardır.

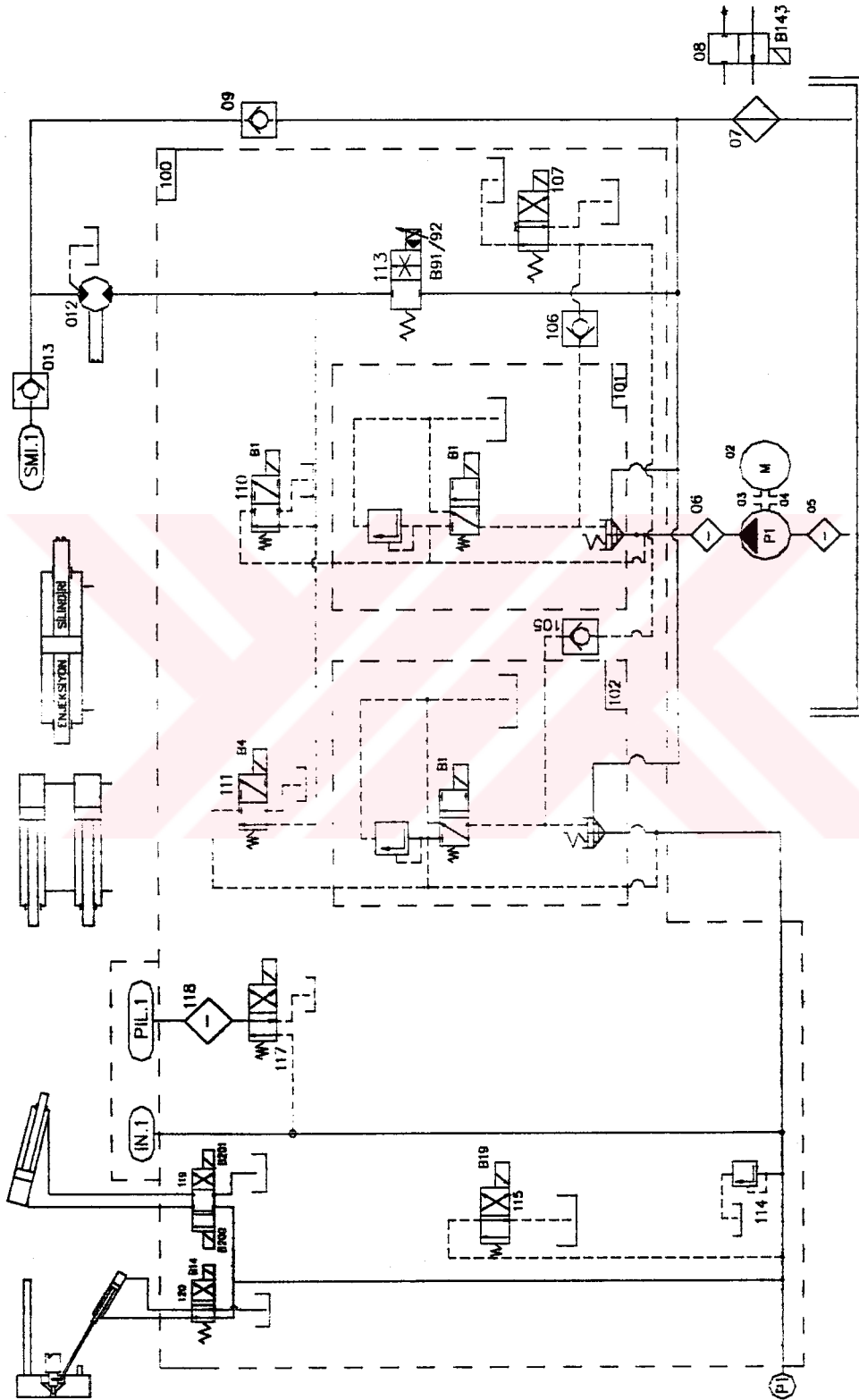
$$\text{Silindir alanı} = \frac{\text{Kuvvet}}{\text{Basınç}} = \frac{600.000}{14.000.000} \left(\frac{N}{N / m^2} \right) = 0.0428 \text{ m}^2$$

$$\text{Silindir çapı} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (0.0428)}{\pi}} = 0.233 \text{ m} \quad \text{bulunur.}$$

Hidrolik silindir kataloğundan;

Piston kolu çapı $d = 0.160 \text{ m}$ olan asimetric silindir seçildi (Anonim 1992a).

Silindirin 0.05 m/s hızla 0.375 m.'lik strok kat etmesi için gerekli;



Şekil 5.1. Sabit debili tek pompa devresi

$$\text{Zaman} = \frac{\text{Yol}}{\text{Hız}} = \frac{0.375}{0.05} = 7.5 \text{ s}$$

$$\text{Debi} = \text{Alan} \times \text{Hız} = 0.0428 \times 0.05 = 0.00214 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = 2.14 \times 10^{-3} \times 60 \times 10^3 \left(\frac{\text{m}^3 / \text{s}}{\text{dk} / \text{lt}} \right) = 128.4 \left(\frac{\text{lt}}{\text{dk}} \right)$$

Silindirin son 0.025 m strokunu 0.02 m/s hızla kat etmesi için gerekli ;

$$\text{Zaman} = \frac{\text{Yol}}{\text{Hız}} = \frac{0.025}{0.02} = 1.25 \text{ s}$$

$$\begin{aligned} \text{Debi} = \text{Alan} \times \text{Hız} &= 0.0428 \times 0.02 = 8.56 \times 10^{-4} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) = 8.56 \times 10^{-4} \times 60 \times 10^3 \left(\frac{\text{m}^3 / \text{s}}{\text{dk} / \text{lt}} \right) \\ &= 51.38 \left(\frac{\text{lt}}{\text{dk}} \right) \end{aligned}$$

Mengene silindirin menegeneyi kapatmaya başladığı andaki gerekli kuvvet ;

$$\text{Kuvvet} = \text{Basınç} \times \text{Alan} = 35 \times 10^5 \times 0.428 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \text{m}^2 \right) = 1.498.000 \text{ N}$$

$$\text{Yapılan İş} = \text{Kuvvet} \times \text{Yol} = 1498000 \times 0.375 = 56175 \text{ Nm}$$

Mengene Silindirin Mengene Kilitlemek (Kalıbı kapatma anındaki) için gerekli kuvvet ;

$$\text{Kuvvet} = \text{Basınç} \times \text{Alan} = 140 \times 10^5 \times 0.0428 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \text{m}^2 \right) = 600.000 \text{ N}$$

$$\text{Yapılan İş} = \text{Kuvvet} \times \text{Yol} = 600.000 \times 0.025 = 15000 \text{ Nm}$$

Mengeneyi açmak için gerekli ;

$$Zaman = \frac{\text{Mengene Silindirinin Stroku}}{\text{Geri Dönüş Hızı}} = \frac{0.40 \left(\frac{m}{m/s} \right)}{0.04} = 10 \text{ s.}$$

$$\text{Debi} = \text{Hız} \times \text{Alan} = 0.04 \times \frac{\pi}{4} \times (0.233^2 - 0.16^2) = 9.013 \times 10^{-4} \left(\frac{m^3}{s} \right) \times 60.000 = 54 \left(\frac{lt}{dk} \right)$$

$$\text{Kuvvet} = \text{Basınç} \times \text{Alan} = 100 \times 10^5 \times 225322.88 \text{ N}$$

$$\text{Yapılan İş} = \text{Kuvvet} \times \text{Yol} = 225322.88 \times 0.4 = 90129.15 \text{ Nm}$$

Enjeksiyon silindiri seçimi ;

$$\text{Enjeksiyon Silindiri Çapı} = D = 0.50 \text{ m}$$

$$\text{Piston Kolu Çapı} = d = 0.25 \text{ m}$$

$$\text{Silindir Stroku} = L = 0.48 \text{ m}$$

Olan çift etkili simetrik silindir kataloglarda olmadığı için tasarlanarak imal edilecektir.

$$\text{Silindir Alanı} = A = \frac{\pi}{4} \times (0.5^2 - 0.25^2) = 0.147 \text{ m}^2$$

1. Enjeksiyon Basınçında Gerekli ;

$$\text{Kuvvet} = \text{Basınç} \times \text{Alan} = 140 \times 10^5 \times 0.147 \left(\frac{N}{m^2} \times m^2 \right) = 2058000 \text{ N}$$

$$\text{Debi} = \text{Hız} \times \text{Alan} = 0.09 \times 0.147 \left(\frac{m^3}{s} \right) \times 60.000 = 795 \left(\frac{lt}{dk} \right)$$

$$\text{Zaman} = \frac{\text{Yol}}{\text{Hız}} = \frac{0.4}{0.1} = 4 \text{ s}$$

$$\text{Yapılan İş} = \text{Kuvvet} \times \text{Yol} = 2058000 \times 0.4 = 823200 \text{ Nm}$$

2.Enjeksiyon basıncında gerekli ;

$$\text{Kuvvet} = \text{Basınç} \times \text{Alan} = 120 \times 10^5 \times 0.147 \left(\frac{N}{m^2} \times m^2 \right) = 2364000 \text{ N}$$

$$\text{Debi} = \text{Hız} \times \text{Alan} = 0.09 \times 0.147 \left(\frac{m^3}{s} \right) \times 60.000 = 795 \left(\frac{lt}{dk} \right)$$

$$\text{Zaman} = \frac{\text{Yol}}{\text{Hız}} = \frac{0.08}{0.1} = 0.8 \text{ s}$$

$$\text{Yapılan İş} = \text{Kuvvet} \times \text{Yol} = 2364000 \times 0.08 = 189120 \text{ Nm}$$

Enjeksiyon silindir pistonunu geri hareket ettirmek için gerekli;

Enjeksiyon silindir pistonunu helezonun ön kısmında oluşan sıvı plastik hacmi geri itmektedir. Fakat mal alma işlemi istenilen hacimde olması için 10 bar'lık karşı basınç uygulanmaktadır.

$$\text{Kuvvet} = \text{Basınç} \times \text{Alan} = 10 \times 10^5 \times 0.147 \left(\frac{N}{m^2} \times m^2 \right) = 147.000 \text{ N}$$

$$\text{Yapılan İş} = \text{Kuvvet} \times \text{Yol} = 147.000 \times 0.48 = 70560 \text{ Nm}$$

Hidrolik Motor Seçimi;

Katoloklardan eksenel pistonlu motor seçildi.

Motorun bir devirde süpürdüğü hacim 300 cm^3 hızı 100 dev/dak motordaki basınç düşüşü ise 140 bar'dır. Hacimsel verimi % 0.9 mekanik verimi ise % 0.95 olan eksenel pistonlu motor seçildi (Anonim 1992a).

Mal alma süresi 20 saniyedir.

Bir dakikada motora giren akışkanın teorik değeri=Motorun bir devirde

$$\text{süpürdüğü hacim} \times \text{Hız} = \frac{300}{1000} \times 100 \left(\frac{lt}{dk} \right) = 30 \left(\frac{lt}{dk} \right)$$

$$\text{Motora giren akışkanın gerçek değeri} = \frac{30}{0.9} = 33.4 \left(\frac{lt}{dk} \right)$$

Teorik tork = Motorun bir devirde süpürdüğü hacim x Basınç

$$= \frac{300 \times 10^{-6} \times 140 \times 10^5}{2\pi} \left(m^3 \times \frac{N}{m^2} \right) = 668.45 \text{ Nm}$$

$$\text{Gerçek Tork} = 0.95 \times 668,45 = 635 \text{ Nm}$$

$$\text{Gerçek Çıkış Güç} = 2\pi \times \left(\frac{100}{60} \right) \times 635 = 6650 \left(\frac{Nm}{s} \right) = 6.65 \text{ kW}$$

İtici silindiri seçimi ve gerekli;

$$\text{Çapı} = D = 0.1 \text{ m}$$

$$\text{Piston Kolu Çapı} = 0.056 \text{ m}$$

Stroku = 0.1 m olan çift etkili asimetrik silindir seçildi (Anonim 1992a).

$$\text{Piston Alanı} = \pi \frac{(0.1)^2}{4} = 0.0078 \text{ m}^2$$

$$\text{Piston kolu tarafındaki alan} = \frac{\pi(0.1^2 - 0.024^2)}{4} = 0.00535 \text{ m}^2$$

İtici plakasını ileri itmek için gerekli ;

$$\text{Kuvvet} = \text{Basınç} \times \text{Alan} = 100 \times 10^5 \times 0.00786 \left(\frac{N}{m^2} \times m^2 \right) = 78600 \text{ N}$$

$$\text{Yapılan İş} = \text{Kuvvet} \times \text{Yol} = 78600 \times 0.1 = 87860 \text{ Nm}$$

$$Zaman = \frac{Yol}{Hız} = \frac{0.1}{0.04} = 2.5 \text{ s}$$

$$Debi = Hız \times Alan = 0.04 \times 0.0078 \left(\frac{m^3}{s} \right) \times 60.000 = 18.72 \left(\frac{lt}{dk} \right)$$

İtici plakasını geriye çekmek için gerekli;

$$Kuvvet = Basınç \times Alan = 100 \times 10^5 \times 0.00535 \left(\frac{N}{m^2} \times m^2 \right) = 53500 \text{ N}$$

$$Yapılan İş = Kuvvet \times Yol = 53500 \times 0.1 = 5350 \text{ Nm}$$

$$Zaman = \frac{Yol}{Hız} = \frac{0.1}{0.04} = 2.5 \text{ s}$$

$$Debi = Hız \times Alan = 0.04 \times 0.00535 \left(\frac{m^3}{s} \right) \times 60.000 = 12.84 \left(\frac{lt}{dk} \right)$$

Yapılan statik hesaplamalara göre enjeksiyon presinin bir çevrimdeki basınç ve debi özellikleri Şekil 5.2.a-b'de gösterilmiştir.

Sabit debili tek pompa devresinde bir çevrimde yapılan toplam iş;

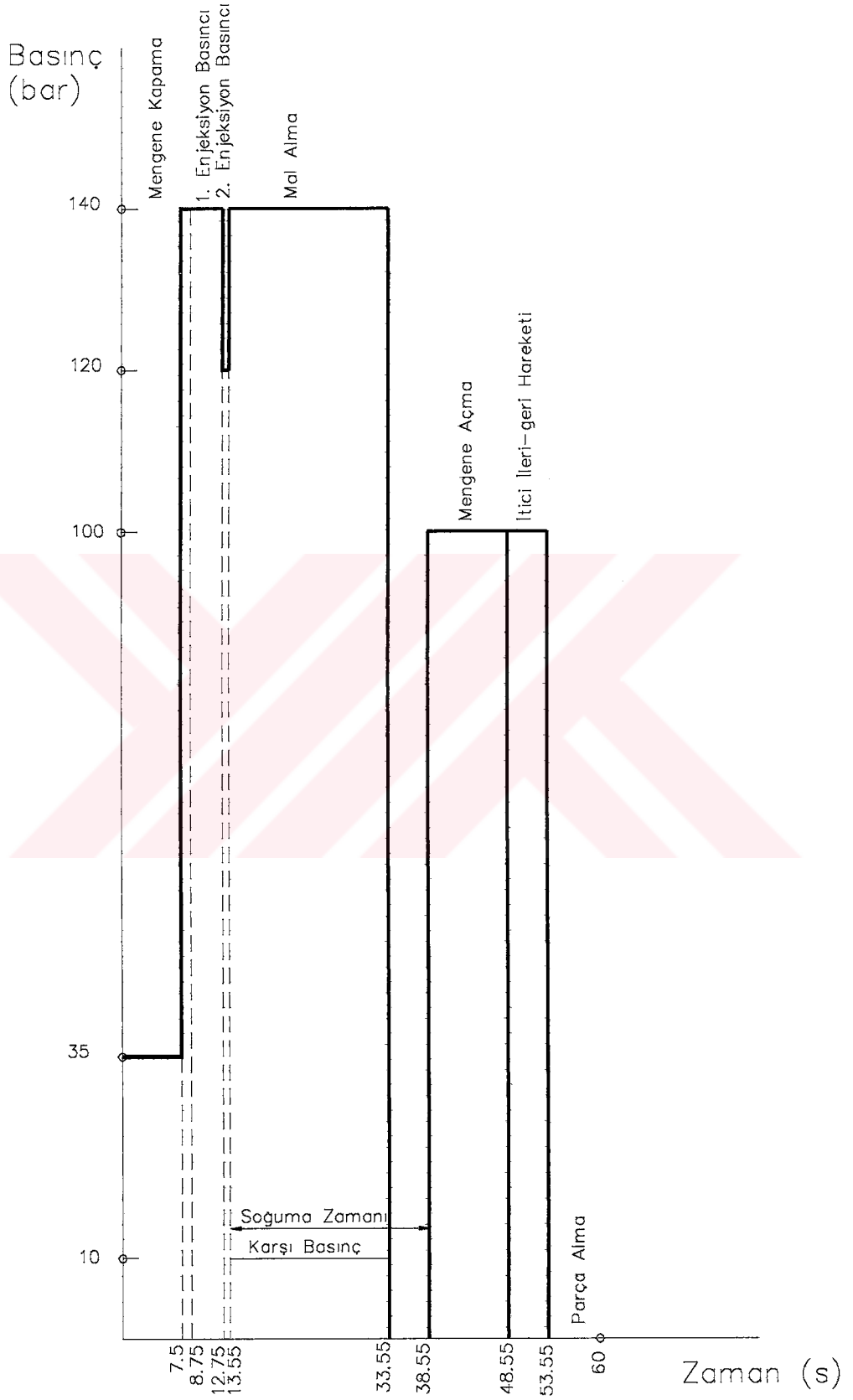
-Teorik pompa iletimi = 795 lt/dak (buna %10 ek tolerans sağlanmalıdır)

Bu yüzden , gerekli pompa iletimi =874.5 lt/dk

En büyük sistem basıncı = 140 bar (Emniyet valfi bu değerin %10 daha fazlasına ayarlanmalıdır.)

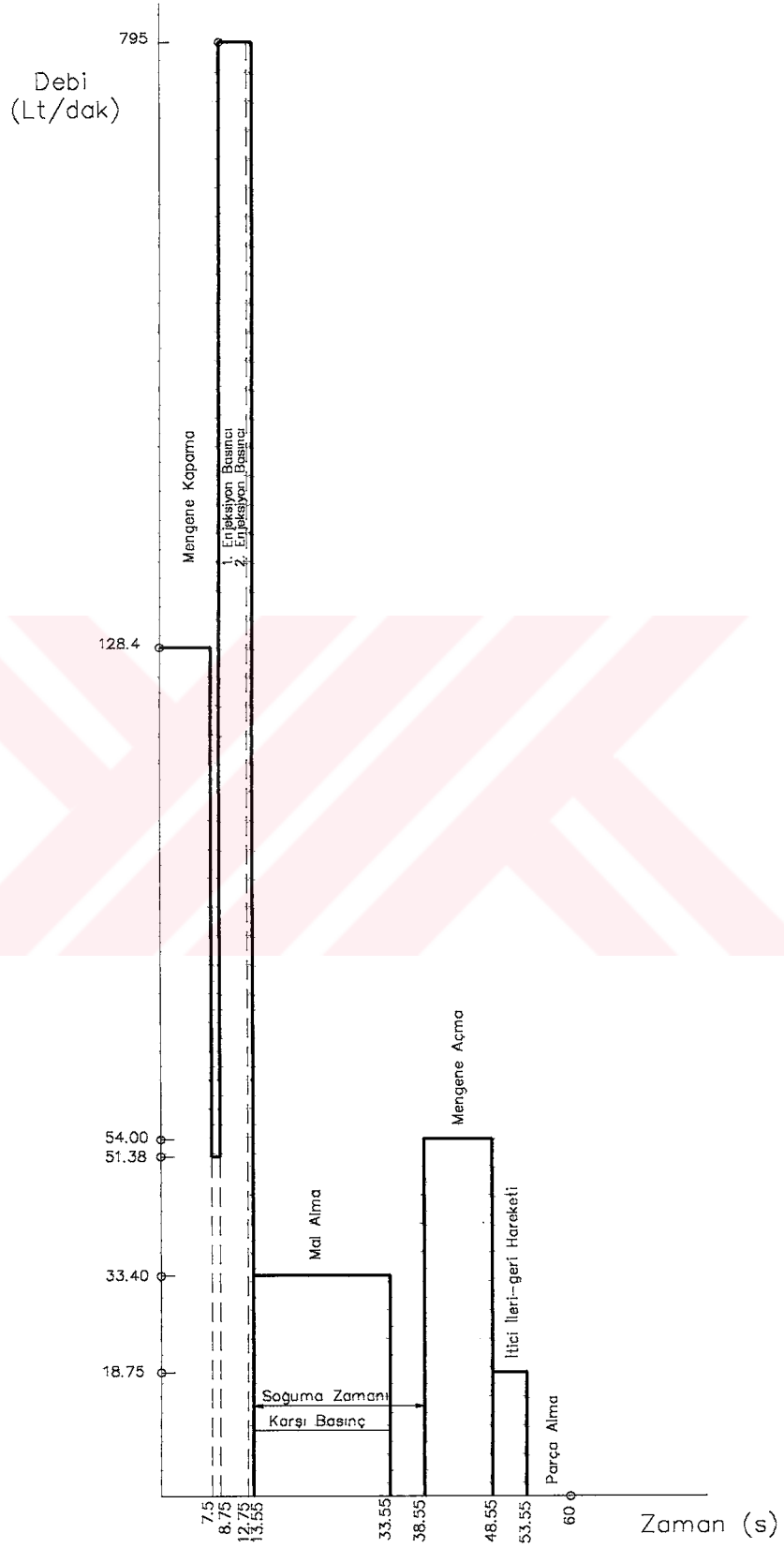
Bu yüzden emniyet valfi 154 bar basınçta devreye girecektir.

Bu basınç ve debi değerleri paletli pompalar için mevcut olan değer aralığındadır.



Şekil 5.2.a

Baskın-Zaman Grafiği



Şekil 5.2.b

Debi-Zaman Grafiği

Bir çevrim esnasında pompaya verilen enerji , aşağıda görüldüğü gibi hesaplanır.

Tek pompalı sistemin çıkış hacmi 154 bar'lık maksimum basınç altında, 874.5 lt/dak olmalıdır.

$$\text{Maksimum teorik giriş gücü} = 154 \times \frac{874.5}{60000} \left(\frac{m^3}{s} \times \frac{N}{m^2} \right) = 224455 \left(\frac{Nm}{s} \right) \times 60 = 13467300 \text{ Nm}$$

$$\text{Bir çevrimde yapılan toplam iş} = 15000 + 5350 + 87860 + 6650 + 668.45 + 189120 + 56175 + 90129.15 + 823200 = 1274152.6 \text{ Nm}$$

$$\text{Sistemin toplam verimi} = \frac{\text{Bir çevrimde yapılan toplam iş}}{\text{Sağlanan Enerji}}$$

$$= \frac{1274152.6}{13467300} = 0.0946 = \% 9.461 \quad \text{Bu sistem verimsizdir}$$

5.1.2 Sabit Debili Çift Pompa Kullanımı

Şekil 5.3'teki devrede gösterildiği gibi iki ayrı pompa kullanılır bu pompalar yüksek debili/düşük basınçlı pompa, düşük debili/yüksek basınçlı pompadan ibarettir.

Yüksek debili/düşük basınçlı pompa; 714/40

Yüksek basınçlı/düşük debili pompa; 140/54

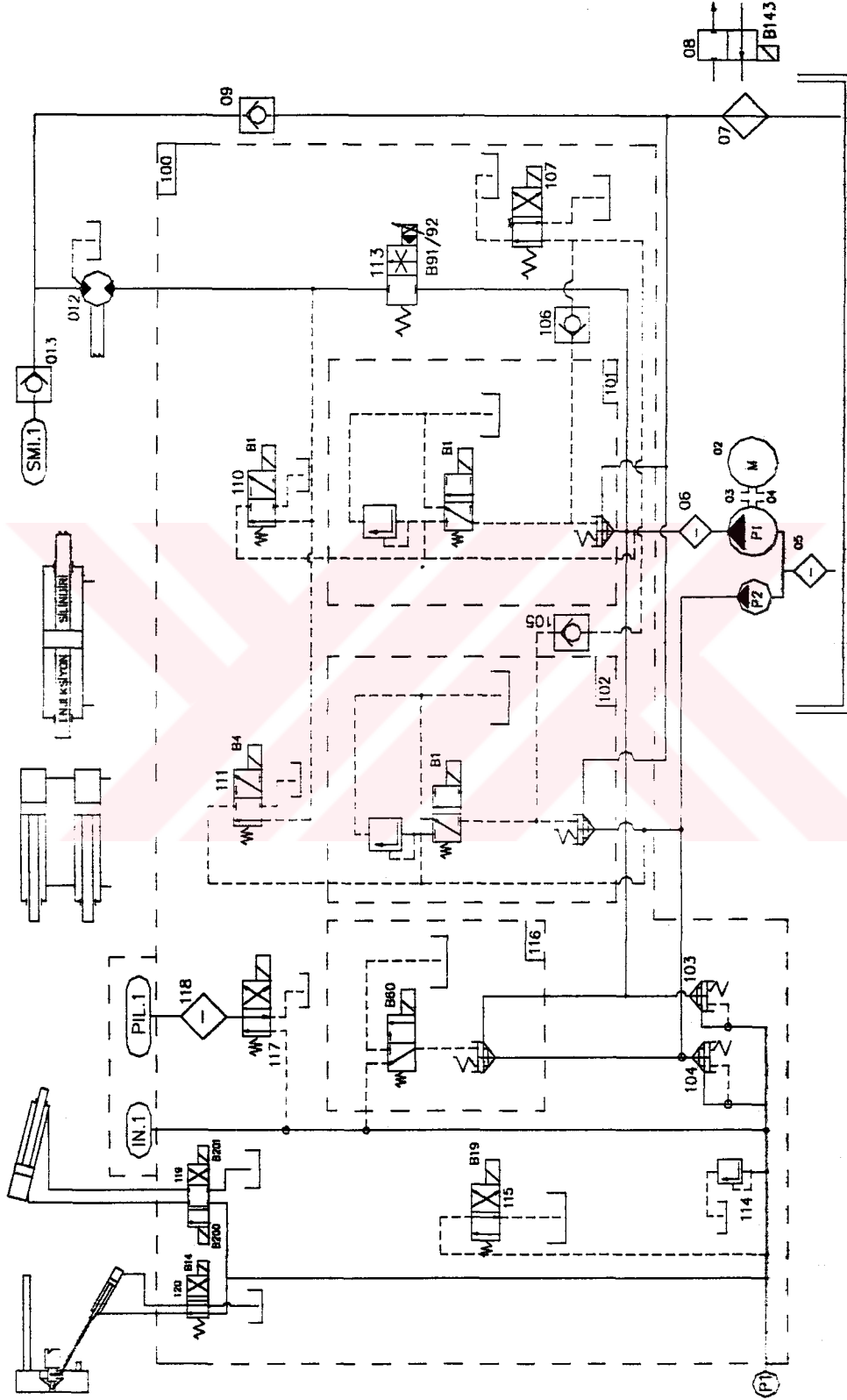
(Bunlara %10 ek toleranslar sağlanırsa)

Yüksek debili/düşük basınçlı pompa; 815.1/44

Yüksek basınçlı/düşük debili pompa; 154/59.4

Şekil 5.2'deki grafiklerden görüldüğü gibi birinci ve ikinci enjeksiyon basınçlarında her iki pompa çıkışı kullanılır.

$$\text{Enjeksiyon anında gerekli çıkış gücü} = 874.5 \times 198 \times \frac{10^5}{60000} \left(\frac{N}{m^2} \times \frac{m^3}{s} \right) = 288585 \left(\frac{Nm}{s} \right)$$



Şekil 5.3. Sabit debili çift pompa devresi

Enjeksiyon anında gerekli teorik enerji girişi GüçxZaman formülü ile bulunmaktadır

$$\text{Enjeksiyon anında gerekli teorik enerji girişi} = 75020 \times 4.8 \left(\frac{Nm}{s} \right) = 1385208 \text{ Nm}$$

Mengene kapanma (kilitlenme)-açma, mal alma ve itici plakalarının ileri-geri işlemleri sırasında yüksek basınçlı/düşük debili pompa kullanılacaktır. Yukarıda belirtilen işlemler sırasında gerekli çıkış gücü ;

$$154 \times 10^5 \times \frac{59.4}{60000} \times 47.7 \left(\frac{N}{m^2} \times \frac{m^3}{s} \right) = 727234.2 \text{ Nm}$$

Mengenenin hızlı kapanması sırasında gerekli çıkış gücü;

$$= 44 \times 10^5 \times \frac{815.2}{60000} \times 47.7 \left(\frac{N}{m^2} \times \frac{m^3}{s} \right) = 448305 \text{ Nm}$$

$$\text{Topla enerji girişi} = 448305 + 727234.2 + 1385208 = 2560747.2 \text{ Nm}$$

$$\text{Sistemin teorik verimi} = \frac{\text{Bir çevrimde yapılan toplam iş}}{\text{Sağlanan Enerji}} = \frac{1274152.6}{2560747.2} = 0.497$$

5.1.3 Akümülatör Sisteminin Kullanımı

Şekil 5.4'te bir akümülatör sisteminin kullanıldığı hidrolik pompa devresi gösterilmektedir. Bu hidrolik devre tasarımına göre;

Bir akümülatör devresinde pompanın sağladığı akışkan sistem gerek duyana kadar akümülatörde basınç altında saklanır. Akümülatör büyüklüğünün hesaplanabilmesi için aşağıdakiler bilinmeli , belirlenmeli ya da varsayılmalıdır :

- (a) En büyük akümülatör akışı
- (b) En büyük çalışma basıncı
- (c) Sistemin en küçük çalışma basıncı

(d) Akümülatör ön yükleme basıncı

En büyük akümülatör akışının hesaplanması için zamana bağlı ortalama pompa akış miktarı ile Şekil 5.2.a-b'deki akış diyagramında gösterildiği gibi sisteme giden akış miktarları bulunmaktadır.

Sisteme giden akış= 7.5 saniye için 128.4 lt/dak + 1.25 saniye için 51.38 lt/dak + 48 saniye için 795 lt/dak + 20 saniye için 33,4 lt/dak + 10 saniye için 54 lt/dak + 5 saniye için 18,75 lt/dak.

$$= \frac{75 \times 128.4 + 1.25 \times 51.38 + 48 \times 795 + 20 \times 33.4 + 10 \times 54 + 5 \times 18.75}{60}$$

$$= 16.05 + 1.07 + 63.6 + 11.4 + 9$$

$$= 101.12 \text{ lt/dak}$$

$$\text{Ortalama devir debisi} = \frac{\text{Birdevideki akış}}{\text{Birdevir zamanı}} = \frac{101.12 \text{ lt / dak.}}{1} = 101.12 \text{ lt/dak} = \frac{101.12}{60} =$$

$$1.685 \text{ lt/s}$$

Akümlatöre giden veya akümülatörden çıkan akış miktarı akış zamanı ile çarpımıdır.

(I) 0 ile 7.5 saniyeler arası akış hızı ,

$$\text{Pompa ikletimi} = 1.685 \text{ lt/s}$$

$$\text{Sistem ihtiyacı} = 128.4 \text{ lt/dak} = 2.14 \text{ lt/s}$$

$$\text{Akümülatörden gelen akış hızı} = 2.14 - 1.685 \text{ lt/s} = 0.455 \text{ lt/s}$$

$$0 \text{ ile } 7.5 \text{ saniyeler arasında akümülatörden gelen akış miktarı} = 0.455 \times 7.5 = 3.4125 \text{ lt.}$$

(II) 7.5 ile 8.75 saniyeler arasında ,

Pompa iletimi = 1.685 lt/s

Devre ihtiyacı = 51.38 lt/dak = 0.856 lt/s

Akümülatöre giden akış hızı = $1.685 - 0.856 = 0.829$ lt/s

7.5 ile 8.75 saniyeler arasında akümülatöre giden akış miktarı = $0.829 \times 1.25 = 1.036$ lt

(III) 8.75 ile 12.75 saniyeler arasında ,

Pompa iletimi = 1.685 lt/s

Devre ihtiyacı = 795 lt/dak = 13.25 lt/s

Akümülatörden gelen akış hızı = $13.25 - 1.685 = 11.565$ lt/s

7.5 ile 12.75 saniyeler arasında akümülatörden gelen akış miktarı = $11.565 \times 4 = 46.26$ lt/s

(IV) 12.75 ile 13.55 saniyeler arasında ,

Pompa iletimi = 1.685 lt/s

Devre ihtiyacı = 795 lt/dak = 13.25 lt/s

Akümülatörden gelen akış hızı = $13.25 - 1.685 = 11.565$ lt/s

12.75 ile 13.55 saniyeler arasında akümülatörden gelen akış miktarı = $11.565 \times 0.8 = 9.252$ lt

(V) 13.55 ile 33.55 saniyeler arasında ,

Pompa iletimi = 1.685 lt/s

Devre ihtiyacı = 33.4 lt/dak = 0.557 lt/s

Akümülatöre giden akış hızı = $0.557 - 1.685 = -1.128$ lt/s

13.55 ile 33.55 saniyeler arasında akümülatöre gelen akış miktarı = $1.128 \times 20 = 22.56$ lt

(VI) 33.55 ile 38.55 saniyeler arasında, pompa iletimi = 1.685 lt/s

Devre ihtiyacı = 0

Akümülatöre giden akış hızı = 1.685 lt/s

33.55 ile 38.55 saniyeler arasında akümülatöre gelen akış miktarı = $1.685 \times 5 = 8.425$ lt

(VII) 38.55 ile 48.55 saniyeler arasında ,

Pompampa ileti =1.685 lt/s

Devre ihtiyacı =54 lt/dak=0.9 lt/s

Akümülatöre gelen akış hızı = $0.9 - 1.685 = -0.785$ lt/s

38.55 ile 48.55 saniyeri arasında akümülatöre gelen akış miktarı = $0.785 \times 10 = 7.85$ lt

(VIII) 48.55 ile 53.55 saniyeleri arasında ,

Pompampa ileti =1.685 lt/s

Devre ihtiyacı =18.75 lt/dak=0.312 lt/s

Akümülatöre giden akış hızı = $1.3725 - 0.312 = 1.3725$ lt/s

-48.55 ile 53.55 saniyeler arasında akümülatöre gelen akış miktarı = $1.3725 \times 5 = 6.8625$ lt

(IX) 53.55 ile 60 saniyeler arasında ,

Pompampa ileti =1.685 lt/s

Devre ihtiyacı = 0

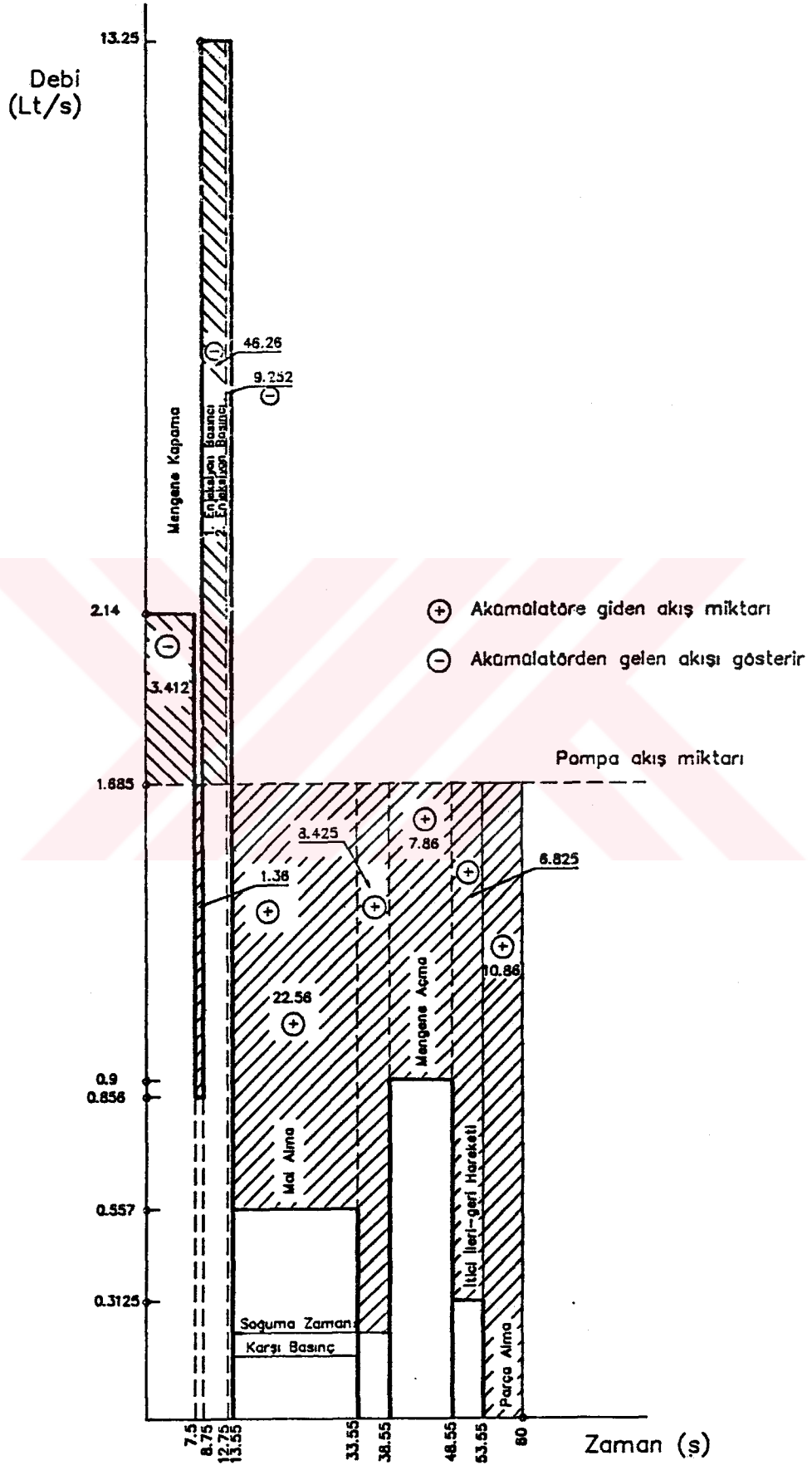
Akümülatöre gelen akış hızı = 1.685lt/s 53.55 ile 60 saniyeler arasında
akümülatöre gelen akış miktarı = $1.685 \times 6.45 = 10.86$ lt

Akümülatörden gelen ve akümülatöre giden yağ akışı Şekil 5.5.a-b'de gösterilmektedir. Akümülatörde depolanacak yağ miktarı (hacmi) Şekil 5.5.b'deki en büyük genliktir. Yani 53.5 lt.'dir.

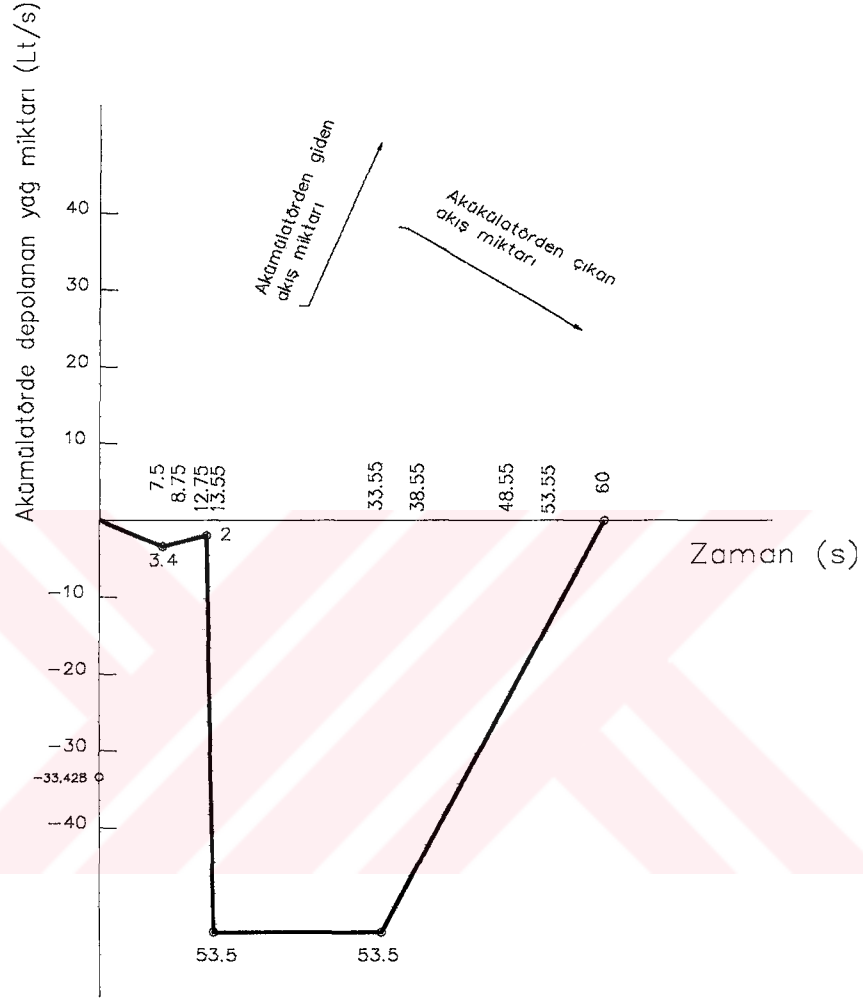
Sistemin en büyük çalışma basıncı , çalışma basıncı en küçük olan elemanın en büyük emniyet çalışma basıncıdır. Bu durumda en büyük çalışma basıncı 154 bar ve fasıllı basıncı bunun üstünde olan paletli bir pompanın olduğunu varsayalım. En küçük sistem basıncı tasarım kriterlerine göre belirlenir.

Örneğin 10 bar'dır. Akümülatörün ön yükleme basıncı genelde en küçük sistem basıncının % 90'ına eşittir. Yani $0.9 \times 10 = 9$ bar'dır.

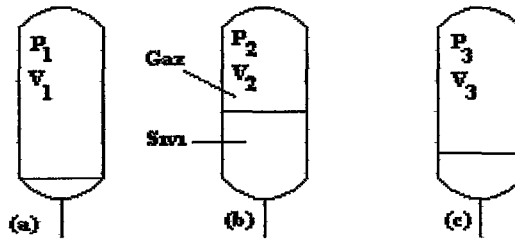
Akümülatörün gerçek büyüklüğünü hesaplamak için akümülatördeki gaz yükünün farklı şartlardaki bir çok durumu incelenecektir. Bunlar Şekil 5.6'da gösterilmektedir.



Şekil 5.5.a Akümülatöre giden ve gelen yağ akışı



Şekil 5.7.b Akümülatöre Giren ve Çıkan Yağ Akışı



Şekil 5.6 Akümülatördeki Gaz Durumları

Tüm gaz hesaplamalarında basınç ve sıcaklık değerleri mutlak birimlerde olmalıdır.

Ön yükleme basıncı	$P_1 = 9$ bar (gösterge basıncı)
Ön yükleme basıncı	$P_1 = 10$ bar (mutlak basıncı)
En büyük sistem basıncı	$P_2 = 154$ bar (gösterge basıncı)
En büyük sistem basıncı	$P_2 = 155$ bar (mutlak basıncı)
En küçük sistem basıncı	$P_3 = 10$ bar (gösterge basıncı)
En küçük sistem basıncı	$P_3 = 11$ bar (mutlak basıncı)

Akümülatörde depolanan en küçük yağ miktarı (hacmi) $V_3 - V_2 = 55.512$ litredir. Yükleme esnasında (a ve b durumları arasında) izotermal (eş sıcaklıkta) sıkıştırma olduğunu varsayalım.

Akümülatöre doldurma süresi ;

$$P_1 \times V_1 = P_2 \times V_2 \text{ 'den}$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{155}{11} = 14.09$$

b ve c durumları arasında izotropik (eş entropide) boşaltım olduğunu varsayalım,

$$P_2 \times V_2^n = P_3 \times V_3^n$$

Burada adyabatik katsayı olup 1.4 alınabilir.

$$\left(\frac{V_3}{V_2} \right)^{1.4} = \left(\frac{155}{11} \right)^{1.4} = 40.59$$

Böylece;

$$V_3 - V_2 = 65.512$$

$$V_1 = 14.09 \times V_2$$

$$V_3 = 40.599 \times V_2$$

$$\text{Buradan } 26.509 \times V_2 = 65.512$$

$$\frac{65.512}{26.509} = 2.471 \text{ lt}$$

$$V_1 = 14.09 \times 2.471 = 34.82 \text{ lt Olur.}$$

En küçük kapasitesi 34.82 lt ve ön yükleme basıncı 11 bar olmalıdır. Akümülatör üreticilerinin verilerine göre 30 veya 40 litrelik nominal kapasite birim seçenekleri vardır. 30 litrelik akümülatör kullanılırsa devir zamanı biraz daha uzun olur. Bu biraz daha büyük dağıtım pompasının kullanılmasıyla telafi edilebilir. 40 litre kapasiteli akümülatör kullanılırsa en büyük çalışma basıncı azaltılabilir ve böylece daha etkin bir sistem elde edilebilir.

En büyük 154 bar basınçta pompa debisi 101.12 lt/dak olmalıdır.

Kataloglardaki (Anonim 1992a) pompa verilerine göre 3PL300 pompanın nominal çıkışı 160 bar, çalışma basıncında ve 1500 dev/dak. hız da 150.9 lt/dak.'lık pompa çıkışını kullanarak sistem ve akümülatör diyagramını yeniden çizeriz (Şekil 5.7.a-b-c).

(I) 0 ile 7.5 saniyeleri arasında akış hızı,

$$\text{pompa iletimi} = 2.515 \text{ lt/s}$$

$$\text{sistem ihtiyacı} = 2.14 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre giden akış hızı} = 2.515 - 2.14 = 0.375 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre gelen akış miktarı} = 0.375 \times 7.5 = 2.815 \text{ lt}$$

(II) 7.5 ile 8.75 saniyeleri arasında akış hızı,

$$\text{pompa iletimi} = 2.515 \text{ lt/s}$$

$$\text{sistem ihtiyacı} = 0.856 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre giden akış hızı} = 2.515 - 0.856 = 1.659 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre gelen akış miktarı} = 1.659 \times 1.25 = 2.0737 \text{ lt}$$

(III) 8.75 ile 12.75 saniyeleri arasında akış hızı,

$$\text{pompa iletimi} = 2.515 \text{ lt/s}$$

$$\text{sistem ihtiyacı} = 13.25 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatörden gelen akış hızı} = 13.25 - 2.515 = 10.735 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatörden gelen akış miktarı} = 10.735 \times 4 = 42.94 \text{ lt}$$

(IV) 12.75 ile 13.55 saniyeler arasında akış hızı,

$$\text{pompa iletimi} = 2.515 \text{ lt/s}$$

$$\text{sistem ihtiyacı} = 13.25 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatörden giden akış hızı} = 13.25 - 2.515 = 10.735 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatörden gelen akış miktarı} = 10.735 \times 0.8 = 8.588 \text{ lt}$$

(V) 13.55 ile 33.55 saniyeleri arasında akış hızı,

$$\text{pompa iletimi} = 2.515 \text{ lt/s}$$

$$\text{sistem ihtiyacı} = 0.557 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre giden akış hızı} = 2.515 - 0.557 = 1.958 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre gelen akış miktarı} = 1.958 \times 20 = 39.16 \text{ lt}$$

(VI) 33.55 ile 38.55 saniyeleri arasında akış hızı,

$$\text{pompa iletimi} = 2.515 \text{ lt/s}$$

$$\text{sistem ihtiyacı} = 0 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre giden akış hızı} = 2.515 - 0 = 2.515 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre gelen akış miktarı} = 2.515 \times 5 = 11.575 \text{ lt}$$

(VII) 38.55 ile 48.55 saniyeleri arasında akış hızı,

$$\text{pompa iletimi} = 2.515 \text{ lt/s}$$

$$\text{sistem ihtiyacı} = 0.9 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre giden akış hızı} = 2.515 - 0.9 = 1.615 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre gelen akış miktarı} = 1.615 \times 10 = 16.15 \text{ lt}$$

(VIII) 48.55 ile 53.55 saniyeleri arasında akış hızı,

$$\text{pompa iletimi} = 2.515 \text{ lt/s}$$

$$\text{sistem ihtiyacı} = 0.315 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre giden akış hızı} = 2.515 - 0.315 = 2.2 \text{ lt/s}$$

$$\text{akümülatöre gelen akış miktarı} = 2.2 \times 5 = 11 \text{ lt}$$

(IX) 53.55 ile 60 saniyeleri arasında akış hızı,

pompa iletimi = 2.515 lt/s

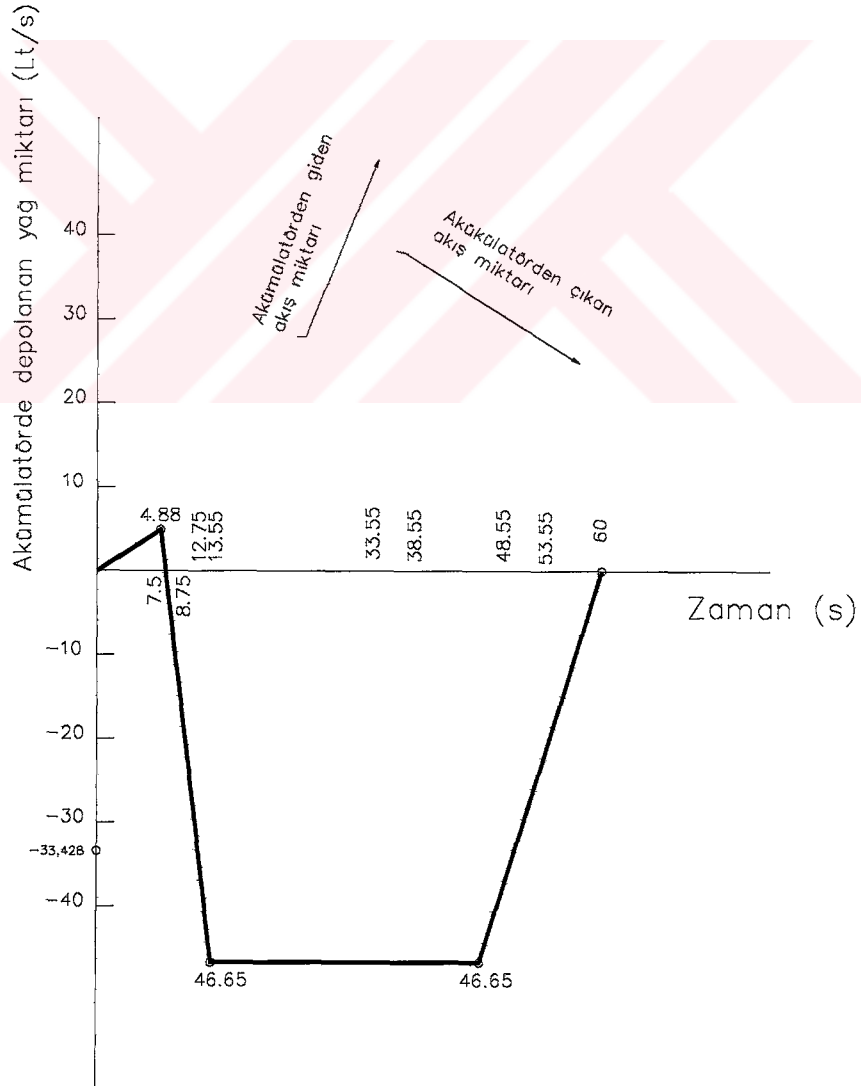
sistem ihtiyacı = 0 lt/s

akümülatöre giden akış hızı = $2.515 - 0 = 2.515$ lt/s

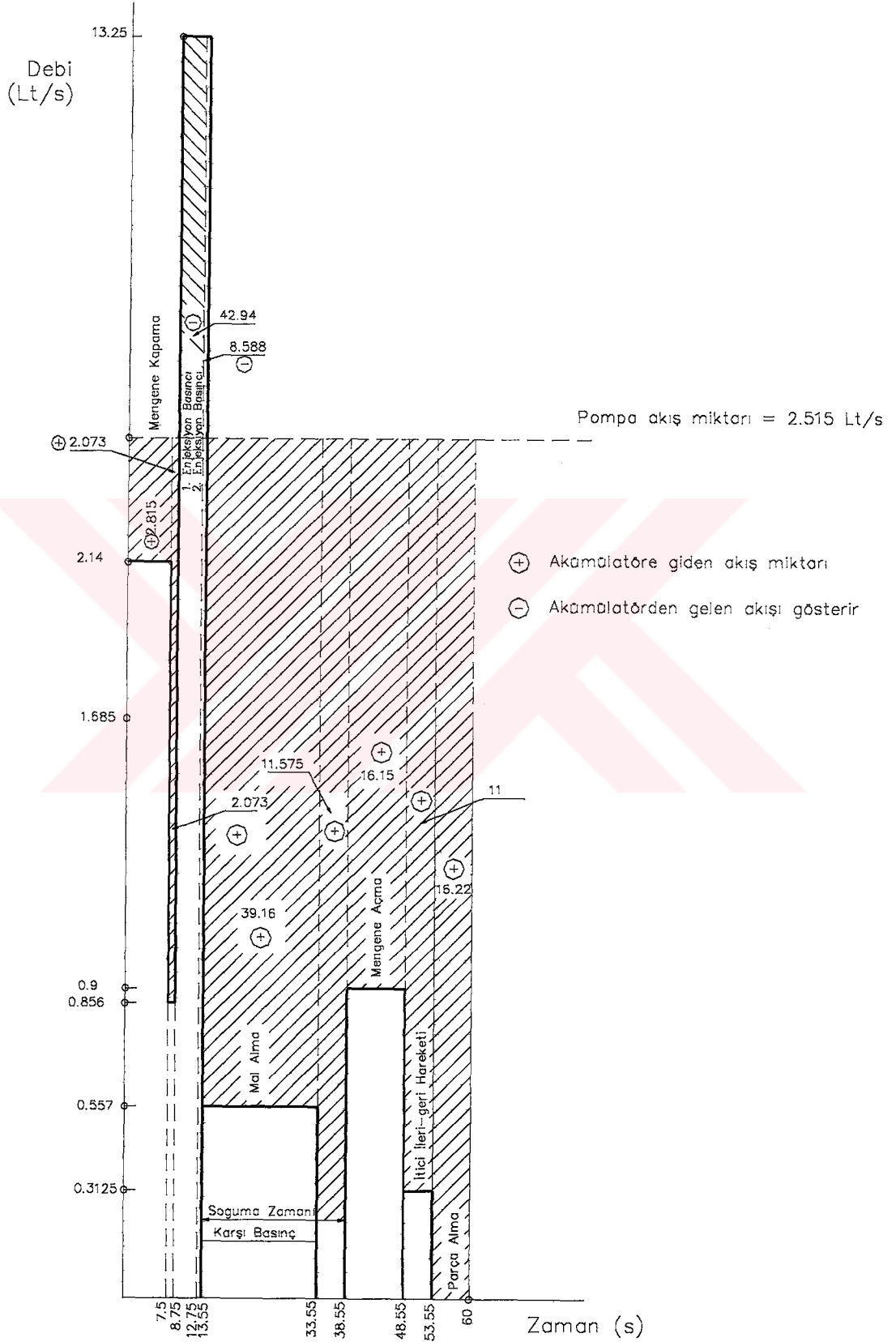
akümülatöre gelen akış miktarı = $2.515 \times 6.45 = 16.222$ lt

Bu değerler kullanılarak, bir devirde akümülatöre giden akışın toplam hacmi = $2.815 + 2.0737 + 39.16 + 11.575 + 16.15 + 11 + 16.222 = 98.9957$ lt.'dir.

Bir devirde akümülatörden gelen akışkanın toplam hacmi = $42.94 + 8.588 = 51.528$ lt.

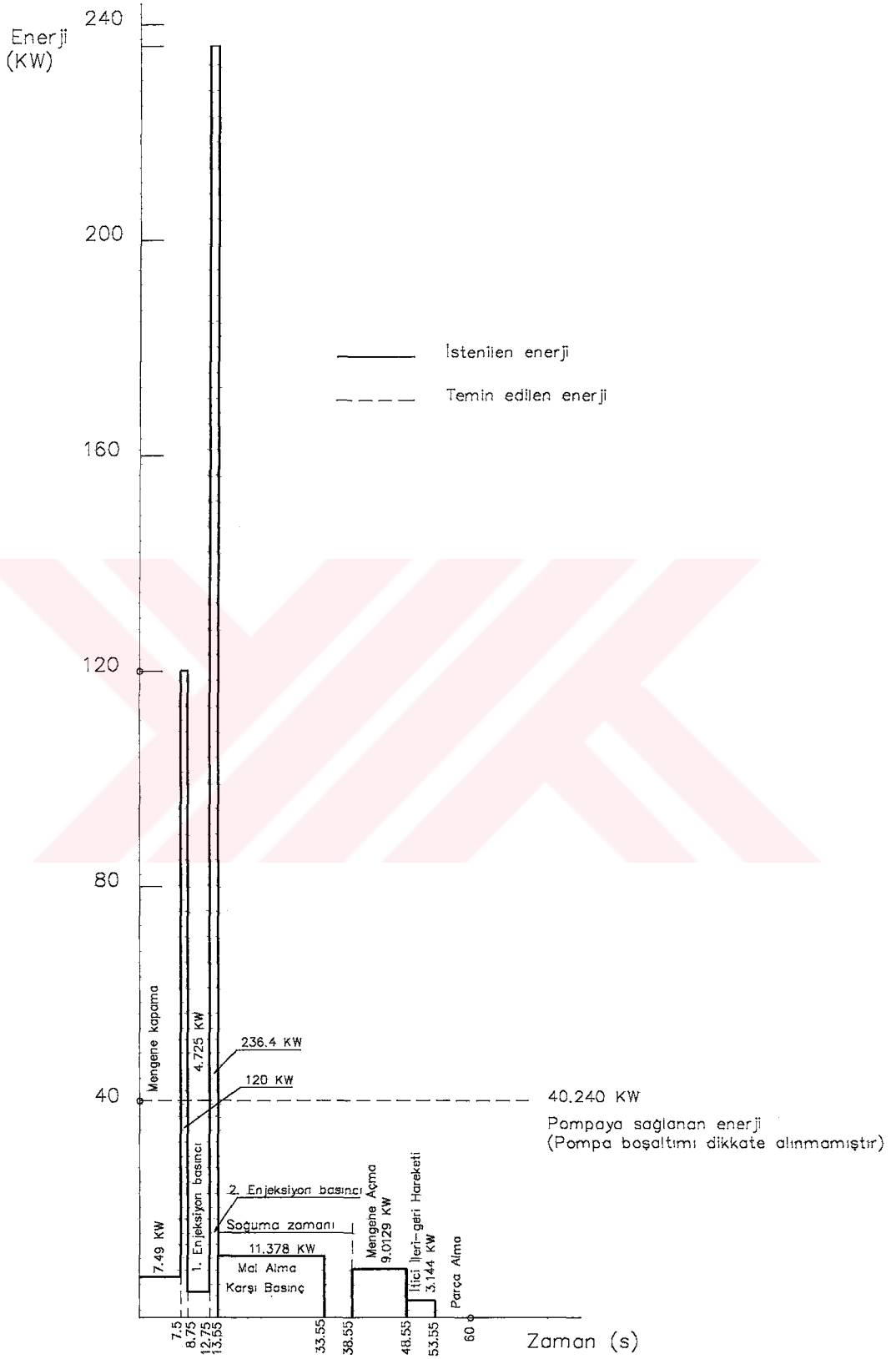


Şekil 5.7.a Akümülatöre Giden ve Gelen Akış Miktarı



Şekil 5.7.b

Akümülatöre Giden ve Gelen Yağ Akışı



Şekil 5.7.c Enerji Analizi

Eğer sistem tüm devir boyunca sisteme akışkan sağlanıyorsa, akümülatöre gelen 47.4677 lt/dev kadar akış vardır. Ancak akümülatör tam olarak yüklendiğinde basınç yükselecek ve pompanın devir başına devir sağlanacaktır. Pompanın bir devirde boşta olduğu süre 47.4677 litrelik akış fazlasının iletimini sağladığı süredir.

$$\text{Bir devirde pompanın boşta olduğu süre} = \frac{47.4677}{2.515} = 18.8738 \text{ s}$$

Akümülatörde depolanan yağın toplam hacmi ;

$$V_3 - V_2 = 94.105 \text{ lt}$$

Kullanılan basınçların aynı olduğunu varsayarsak

$$V_1 = 14.09 \times V_2$$

$$V_3 = 40.599 \times V_2$$

$$26.509 \times V_2 = 94.105$$

$$V_2 = 3.55 \text{ lt}$$

$$V_1 = 14.09 \times V_2 = 50 \text{ lt}$$

Debisi 150.9 lt/dak olan 3PL300 pompası kullanıldığında 60 litre kapasiteli bir akümülatörün kullanılması daha uygun olacaktır. Fakat EPE akümülatör firma kataloğunda 60 litrelik akümülatör olmadığından üç adet 20 litrelik paralel bağlı

akümülatör kullanıldı (Anonim 1996).

En büyük sistem basıncı olan 150 bar basınçta devreye girecek Şekil 5.4'teki devredeki selenoid valf yardımıyla pompanın boşaltılması sağlanır. Selenoid valf elektrik motorunu çalıştırma kontaklarına bağlı olmalıdır. Bunun amacı pompanın yüksüz durumlarda da çalıştırılabilmesidir.

$$\text{Pompaya verilen hidrolik enerji} = 150.9 \times 160 \times \frac{10^5}{60000} = 40240 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}$$

$$\text{Sistemin verimi} = \frac{\text{Sistemde harcanan enerji}}{\text{Sisteme sağlanan enerji}} = \frac{1274152.6}{40240 \times 60} = 0.52$$

Yukarıdaki yapılan hesaplamalara göre üç ayrı durumdaki tasarım verimlerinin karşılaştırılması Tablo 5.2'de gösterilmiştir.

Tablo 5.2 Pompa Devre Tasarımlarının Karşılaştırılması

	Sabit debili tekli pompa devresi	Sabit debili çiftli pompa devresi	Akümlatör sisteminin kullanıldığı devre
Sistem Verimi	0.0946	0.497	0.52
Sistem Verimi (%)	% 9.46	% 49.7	% 52

Pompa çıkışı sistem ihtiyacına tam olarak denk gelmesine rağmen pompanın çalışma basıncı sabittir. Eğer pompa çıkış basıncı tam olarak sistem basıncına denk

gelseydi o zaman hidrolik verim %100 olurdu. Ancak, başıçlara uyması / denk gelmesi için sistem hareketlendirici hızlarını ayarlayan akım kontrol valflerinin saf dışı bırakılması gerekir. Bu bir servo denetim pompası kullanılarak ve eğim plakası ile denetlenen pompa pistonunun, profili sistem ihtiyacına uyacak şekilde kesilen bir profil kamı ile çalıştırılması sonucu gerçekleştirilebilir. Çalışma basıncı yüke bağlı olacaktır. Fakat bu sistem esnek değildir. Çünkü hızdaki en ufak bir değişiklik yeni bir profil kamının yapımını gerektirir. Ancak devamlı olarak veya uzun süre çalışan otomatik makineler için ideal bir çözümdür. Buna alternatif olarak tam olarak sistem ihtiyacına uyacak oransal ve servo valfler sayesinde bir mikroişlemci tarafından denetlenen edilen bir pompa sistemi kullanılarak daha esnek bir tasarım elde edilebilir.

Tablo 5.2'de göre verimi en yüksek olan akümülatör sisteminin kullanıldığı pompa devresi seçilerek hidrolik enjeksiyon presinin hidrolik devre tasarımı şu şekilde yapılır:

Bir hidrolik enjeksiyon presinin en hızlı ve en randımanlı şekilde meydana getirme sorumluluğunu üzerinde taşıyan hidrolik sistem makinenin dinamik yapısını oluşturduğu için tasarımda en fazla özen gösterilmesi gereken grubu oluşturmaktadır.

Bir hidrolik enjeksiyon presinin hidrolik sisteminin tasarlanması ve geliştirilmesini iki yönden düşünmek gerekir. Birincisi tüm hareketleri istenilen hız ve basınç değerlerinde sağlayabilecek geniş ayar imkanlarına sahip ve ısı oluşmasını önlemek amacıyla yağın sıkışmasına fırsat verilmeyecek bir hidrolik sistemin kağıt üzerinde oluşturulması; ikincisi ise bu hidrolik sistemi oluşturacak hidrolik elemanların geçirmek mecburiyetinde oldukları yağ debisi ve basınca göre doğru olarak seçilmesi.

Birinci şartın yerine getirilmesi esasen en zor olanıdır. Çünkü bir hidrolik sistemin oluşturulması, deney standlarında birçok testler neticesinde elde edilen verilerin birleştirilmesinden ve hesap edilmesinden meydana gelir. Ancak bu deneylerin bir hidrolik enjeksiyon presi imalatçısı tarafından yapılması mecburiyeti yoktur. Bu deneyler hidrolik

elemanların imalatçıları tarafından yapılması mecburiyeti yoktur. Bu deneyler hidrolik elemanların imalatçıları tarafından yapılarak, hidrolik enjeksiyon imalatçılarına sunulur. Şekil 5.8.a-b-c-d'de görülen hidrolik sistem şeması izah edildiği şekilde hazırlanarak genel kullanıma sunulan bir plastik enjeksiyon presi hidrolik sistem şemasıdır. Bu şemada görülen altı adet asimetrik silindir ve bir adet simetrik silindir, bir adet hidromotor, bir plastik enjeksiyon presinin bütün hareketlerini yerine getirebilecek şekilde düşünülmüştür. Aşağıda bütün bu hareketler teker teker işletme sırasına göre ele alınarak hidrolik sistemin şeması üzerinde açıklanmıştır.

5.2 Mengene Silindiri

Mengene silindirinin vazifesi iki parçadan oluşan plastik enjeksiyon presinin harekeli olan tarafının mümkün olan kısa sürede, sabit kalıp tarafına doğru itmek ve iki kalıp parçasını birbirine sıkıca bastıracak olan mekanik kilitleme tertibatını devreye sokmak ve enjeksiyon bittikten sonra mekanik kitlemeyi çözerek tekrar kalıpları birbirinden ayırmaktır. Burada hareket ettirilmek istenen toplam kütle kilitleme mekanizmasını oluşturan kollardan, hareketli mengene çenesinden hareketli kalıp parçasından oluştuğu için oldukça büyüktür.

Büyük kütleler ise bilhassa hızlı hareket ettirilmek istendiği zaman meydana gelen atalet kuvvetlerinden, titreşimden ve çarpmalardan dolayı gürültülü çalışırlar. Bu gürültüye birde hidrolik yağın boru hatları içersinde, atalet kuvvetlerini yenmek için meydana getirdiği basınç şokları eklenirse ortaya çıkacak olan problemle sadece pres kullanıcısını rahatsız etmek ile kalmayarak, makinanın normal süresinden önce aşınarak bakıma muhtaç duruma düşmesine sebebiyet verir. Bunu önlemenin tek yolu mengene silindirine önce az hidrolik yağı göndererek harekete başlatmak sonra fazla yağ göndererek hızlandırmak ve daha sonra iki kalıp parçası iyice birbirine yaklaştıktan sonra, yağı azaltırken basıncı yükseltmek. Görülüyor ki bir mengene hareketi esnasında birkaç değişik hidrolik yağ debisine ve basıncına ihtiyaç vardır. Bu debi ve basınç ayarlarını

klasik hidrolik valfler ile elde etmek pratikte uygulanmadığı için günümüzde uygulanan çözüm yolu elektronik oransal valflerdir. Şekil 5.8.a'da görülen şemada 606 ve 601 numaralı valfler bu tip valflerdir. 606 numara ile gösterileni oransal bir yön denetim valfidir. Vazifesi ise ilk hareket anında ve hareketli taraftaki kalıbın sabit taraftaki kalıba değmeden çok kısa bir süre önceden gerekli olan az yağ miktarını, mengineenin açılış ve kapanış hareketleri esnasında, onu kumanda eden elektrik akımına orantılı olarak hidrolik yağını az veya çok geçirme özelliğine sahiptir. Mengene silindirinin kapanış veya açılış yönündeki hızlı hareketi esnasında gerekli olan debi ve basınç değerleri ise 602, 601 numaralı valfler ile sağlanmaktadır. Oransal debi ve basınç denetim valfi olan bu valfler sadece mengene hareketi için değil bütün diğer hareketler için gerekli debi ve basınç değerlerini vermektedir. Bu valflerin diğer özelliklerine ise aşağıda tekrar değinilecektir.

302 ve 305 numaralı valfler ise hidrolik enjeksiyon presini çalıştıracak personelin emniyeti için seçilmiş yön denetim valfleridir. Bu valfler, presin ön ve arka kapılarını açma ve kapamada kullanılır.

İşletme esnasında mengineenin sıkmasıyla kalıpların birbirine yaklaşması iş kazasına sebebiyet verebilecek bir hareket olduğu için personeli kalıptan uzak tutacak olan sürgülü kapak kapatıldığı zaman 305 ve 302 numaralı valfi tahrik eder ve hidrolik plot kumanda basıncı 606 numaralı ana yön kumanda valfine ulaşır. Bu plot kumanda basıncı olmaksızın 606 numaralı valfin mangene silindirini hareket ettirmesi mümkün değildir.

5.3 Maça Silindiri

Bazı hidrolik enjeksiyon kalıplarında yapılacak iş gereği enjeksiyon eksenine dik olarak yerleştirilen maçalar mevcuttur. Bu maça hareketini Şekil 5.8.d'deki hidrolik devrede 304 numaralı paralel bağlı valflerle elde etmek mümkündür. Paralel bağlantıların kullanılmasının sonucunda silindirlerin birbirinden bağımsız olarak çalıştırılmasını mümkün kılar. Ancak plastik enjeksiyon kalıplarının bir çoğunda maça yoktur. 303

numaralı oransal akış kontrol valfi maça silindirlerine farklı debi, basınç ve silindir hızlarını denetlemek için kullanılmıştır.

5.4 İtici Silindiri

Bir hidrolik enjeksiyon parçası, kalıba enjekte edildikten ve mengene açıldıktan sonra mengenenin hareketli tarafında kalır. Ancak kalıp içersine yapışmış vaziyettedir ve mutlaka dışarıya doğru itilmesi gerekir. İtici pimler, hidrolik enjeksiyon kalıbı imalatçısı tarafından kalıp içersine yerleştirilir.

Bilhassa büyük plastik parçaların imalatı esnasında, itici pimlerin itici silindir tarafından çok hızlı veya çok yüksek basınç ile itilmeleri neticesinde pimlerin iş parçasını deldikleri veya kısmen tahrip ettikleri görülmüştür. Bu tahribatı önlemek için itici silindiri tahrik eden hidrolik yağın debisinin ve basıncının her iş parçasına uyum sağlayacak şekilde ayarlanabilir olması gerekir. Bu ayar da 305 numaralı oransal valf ile gerçekleşir.

5.5 Hidrolik Motor ve Enjeksiyon Silindiri

Helezon veya vida olarak adlandırılan parça olup, helezon silindiri içesinde hidrolik motor tarafından döndürülür. Helezon silindiri elektrikli rezistanslar ile ısıtıldığı için silo içersine dökülen granül halindeki plastik hammaddesi ısınarak enjeksiyon kıvamına gelir. ve dönmekte olan helezon tarafından, helezon silindirinin ön tarafına itilir. Mal alma olarak isimlendirilen bu olay, plastik hammaddesinin sıtılmış olarak ve helezon tarafından ön tarafa doğru ısıtıldığı için belli bir basınç altında tutularak enjeksiyon işlemine hazır hale getirilmesidir. Kullanılan her hammeddeye ve kalıba göre helezonun dönüş hızı ve döndürme momentti değişiktir. Hidrolik açısından bu olay bakıldığı zaman hidrolik motorun dönüş hızını veren yağ debisi ve döndürme momenttini meydana getiren yağ basıncı , yapılacak her işe göre ayarlanabilir olmalıdır. İşte bu debi ayarları 113 nolu oransal akış denetim valf ile basınç ayarı ise 101, 102, 116 nolu valf blokları ile

sağlanır. Hidrolik motora yüksek debi düşük basınç gerektiğinde 116 nolu valf grubu devreye girer. Hidrolik motorun mal alma işlemi için yapmak mecburiyetinde olduğu dönüş hareketi 107 nolu yön denetim valfinin sol tarafında görülen paralel konumu üzerinden gerçekleşir.

Enjekte edilmeye hazır duruma getirilmiş olan plastik, enjeksiyon silindirisinin hidrolik yağ basıncı ile ileriye hareket ettirilmesi neticesinde dönmeyen düz olarak ileriye itilen helezon tarafından kalıp içersine basınç altında enjekte edilir. Bu esnada 107 numaralı yön denetim valfi üzerindeki bobinlerin elektriği kesilmiş ve 104, 103 numaralı kovan valfinin üzerindeki pilot kumanda valfinin bobinlerine elektrik verilmiş olmalıdır. Daha sonra 500 numaralı servo bloka gelen yağ 501 nolu servo valf üzerinden debi ve basınç değerleri ayarlanmış olarak enjeksiyon silindirisinin arka tarafına gönderilerek enjeksiyon silindiri ileriye doğru hareket ettirilir. Enjeksiyon silindirisinin farklı hız ve basınçlarda ileri hareketi 502 nolu servo valf ile sağlanır.

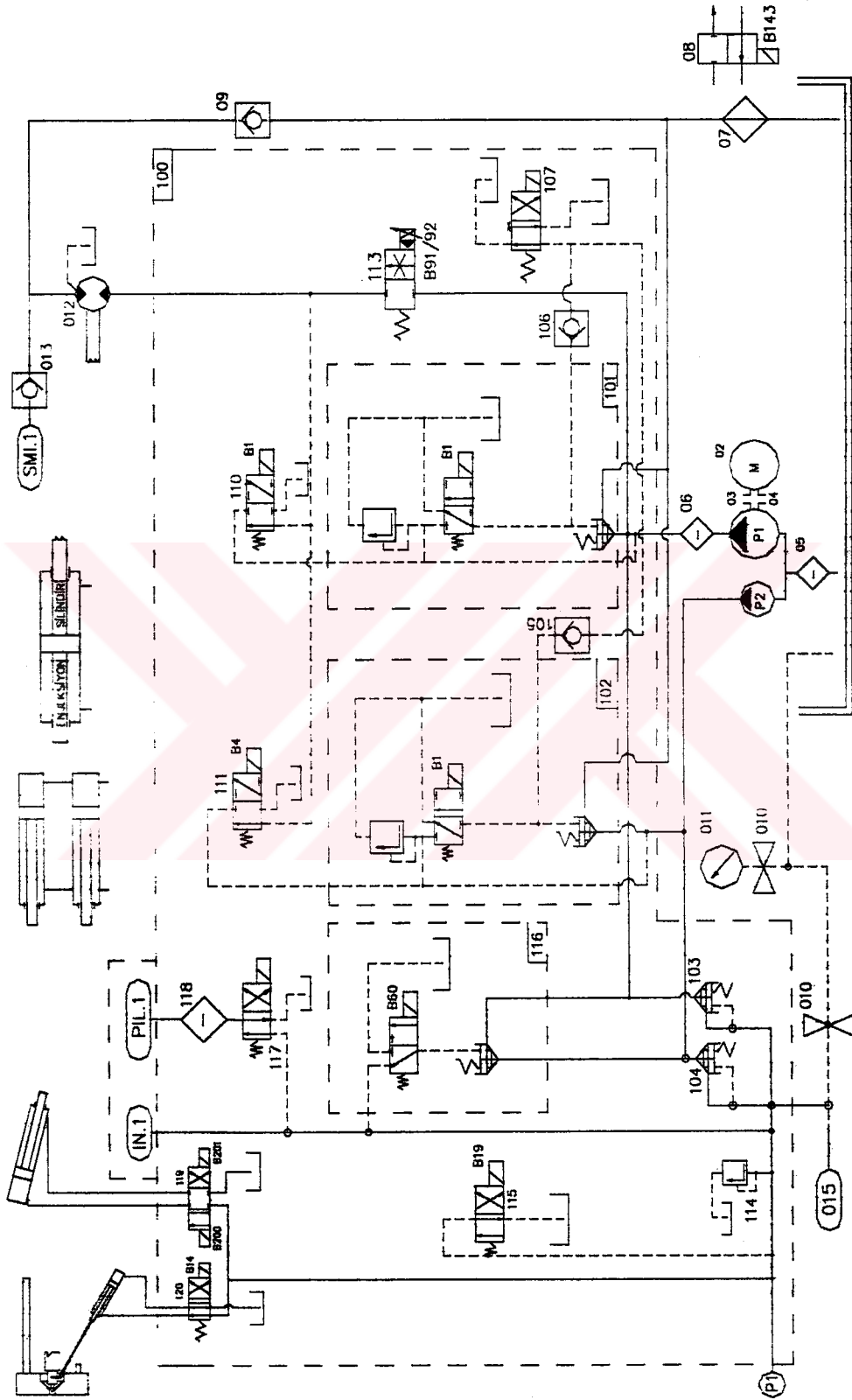
Enjeksiyon silindirisinin ileri hareketinin sağlanabilmesi için silindirin ön tarafındaki yağindirek olarak tanka tahliye edilmesi gerekir. Bu tahliye işlemi 507 ve 504 nolu valfler ile gerçekleşir.

Şu anda pres, kalıp içersine malzemeyi enjekte etmiş ve pompa basıncı enjeksiyon silindirisinin arka tarafında olduğu halde, son şeklini almış olan plastik iş parçasının donmasını beklemektir. Bazı plastik enjeksiyon preslerinde bu bekleyiş esnasında sürtme suyu kalıp içersinde dolaşarak malzemenin daha çabuk soğumasını sağladığı için, bekleme süresini kısaltmak mümkün olur.

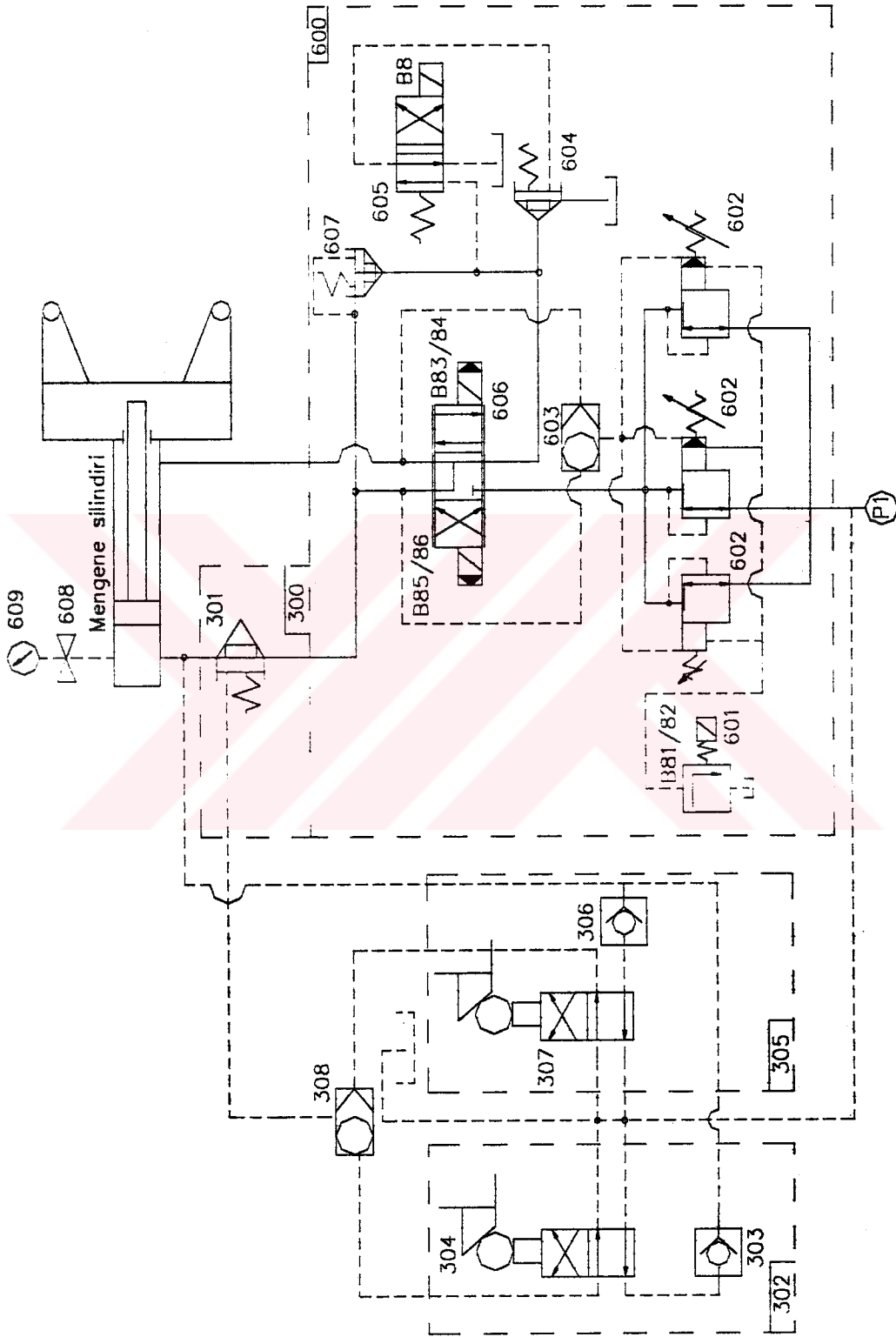
Bekleme süresinin bitimine müteakip, maça silindiri geri çekilerek mengene açılır. Bir sonraki işlem için, ileriye gidmiş ve orada lalmış olan enjeksiyon silindiri 504 numaralı yön kontrol valfinin sağ tarafındaki çapraz konumu üzerinden tekrar geriye alınmaz. Çünkü buna gerek yoktur. Hidrolik motor mal alma işlemi için dönmeye başladığı zaman, helezonun uc kısmında devamlı olarak biriken malzeme, helezonu

dolayısıyla enjeksiyon silindirin pistonunu geriye doğru iter. Bu esnada enjeksiyon silindirin silindirin arka tarafından tahliye edilen yağ 501 numaralı valf üzerinden basınç altında tahliye edilmesinin sebebi, helezonun uç tarafınan alınan malın, basınç altında yoğun bir şekilde bir sonraki enjeksiyon işlemine hazırlanmasını sağlamaktır. Bu basınçın ayarı ise 114 numaralı basınç denetim valfi üzerinden yapılır.

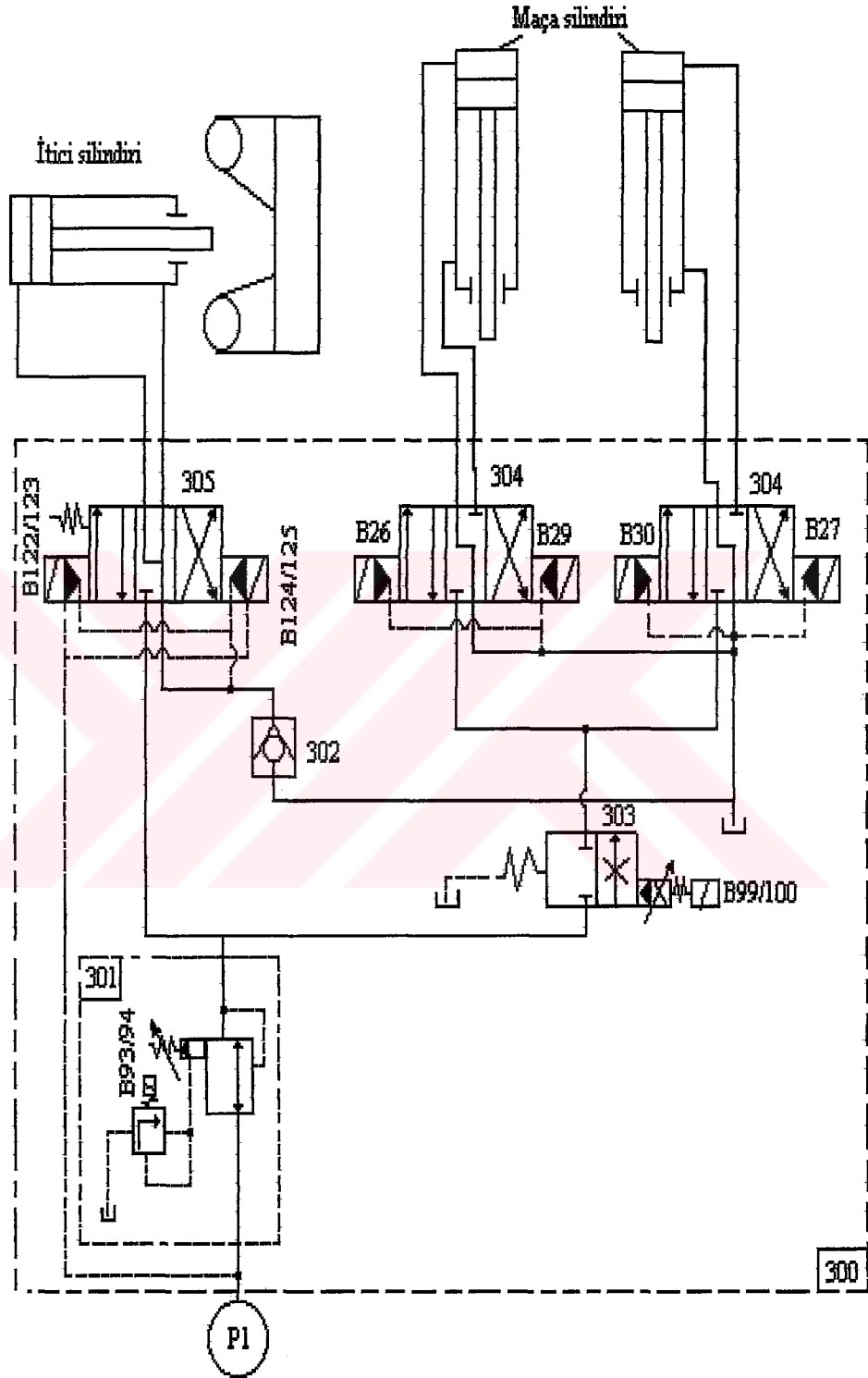




Şekil 5.8 a. Hidrolik enjeksiyon presindeki akümülatör sisteminin kullandığı sabit debili çift pompa devresi



Şekil 5.8 b. Hidrolik enjeksiyon presinin kapama birimi hidrolik devresi



Şekik 5.8 d İtici ve Maç Birimi Hidrolik Devresi

BÖLÜM 6

6. ELEKTROHİDROLİK SERVO VALFLE DENETLENEN ENJEKSİYON SİLİNDİR SİSTEMİNİN ÖZELLİKLERİ VE ELEMANLARI

6.1 Akışkanın Sıkıştırılabilirliği ve Esneklik Modülü

Hidrolik akışkanlar, sıkıştırılabilme özelliğine sahiptir ve bu özellik hidrolik sistemin dinamiğini etkileyen önemli bir faktördür. Akışkanın sıkıştırılabilirliği esneklik modülü (β) ile tanımlanır. Bu terim sıkıştırılabilirliğin tersidir ve değeri arttıkça hidrolik akışkanın rijitliği artar. Hidrolik sistemin doğal frekansı esneklik modülüne bağlı olarak hesaplanır (Watton 1989).

Esneklik modülünün değeri sıcaklık ve basınçla bağlıdır. Basınçla doğru, sıcaklıkla ters orantılıdır. Atmosfer basıncında ve V_0 hacminde bir akışkanı P basıncında V hacminde sıkıştıralım. Aşağıdaki ifadeleri elde ederiz.

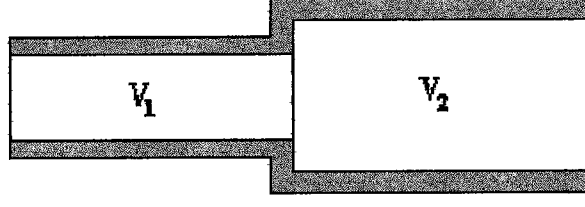
$$\text{izotermal tanjant esneklik modülü } \beta_T = -\left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_T \quad (6.1)$$

$$\text{izantropik tanjant esneklik modülü } \beta_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_s \quad (6.2)$$

T ve s sabit sıcaklık ve entropiyi simgelemektedir. (6.1) ve (6.2) bağıntılarından esneklik modülünün genel ifadesini yazabiliriz (Watton 1989).

$$\beta = -V \frac{\Delta P}{\Delta V} \quad (6.3)$$

Bu bağıntının uygulanması Şekil 6.1'deki rijit kaptan oluşan basit sistemde görülebilir.



Şekil 6.1 Rijit Kap

Toplam hacmi $V_0 = V_1 + V_2$ olarak tanımlarsak toplam hacim değişimi:

$$\Delta V_0 = -\Delta V_1 - \Delta V_2 \quad (6.4)$$

Kabın heriki yanındaki esneklik modülü β_0 olmak üzere β 'ya eşdeğer esneklik modülü olarak ifade ettiğimizde (6.3) denkleminde:

$$\frac{V_0 \Delta P}{\beta} = \frac{V_1 \Delta P}{\beta_0} + \frac{V_2 \Delta P}{\beta_0} \quad (6.5)$$

ve

$$\frac{1}{\beta} = \frac{V_1}{V_0 \beta_0} + \frac{V_2}{V_0 \beta_0} \quad (6.6)$$

elde edilir.

Hidrolik akışkan, V_c hacmindeki bir kapta bulunmaktadır ve bu kap sonsuz rijit değildir. Hacimsel olarak bir sınır değişimi mevcuttur. Bu değişim $\Delta V_c = \lambda \Delta P$ olarak tanımlıyoruz. Yine bu noktadan hareketle kabın esneklik modülü:

$$\beta_c = V_c \frac{\Delta P}{\Delta V_c} \quad (6.7)$$

olmaktadır.

Akışkan ve rijit kabın hacim değişimi ve eşdeğer esneklik modülü:

$$\Delta V = V_0 + \Delta V_c \quad (6.8)$$

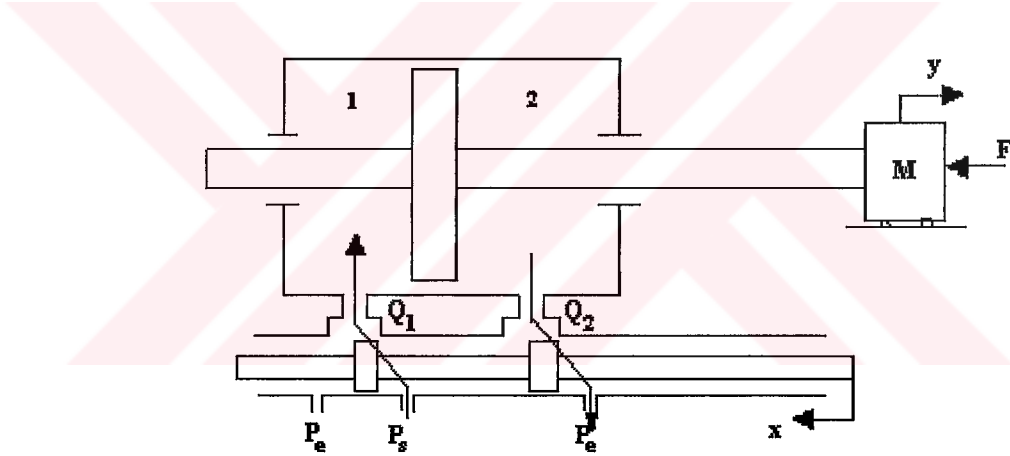
$$\frac{V_0 \Delta P}{\beta} = \frac{V_0 \Delta P}{\beta_0} + \frac{V_0 \Delta P}{\beta_c}$$

ve

$$\frac{1}{\beta} = \frac{1}{\beta_0} + \frac{1}{\beta_c} \quad (6.9)$$

olarak elde edilir.

6.2 Elektrohidrolik Servo valfle Denetlenen Enjeksiyon Silindir Sisteminin Transfer Fonksiyonunun Belirlenmesi



Şekil 6.2 Servo Valf Silindir Sistemi

Şekil 6.2'de görülen M kütlesinde bir helezonu hareket ettiren valf silindir sistemidir. Bir önceki bölümde tanımladığımız esneklik modülü ifadesinden diferansiyel hacim terimini çekersek, $dV = -(V / \beta) dP$ bağıntısını çıkarırız. Bu bağıntının zamana göre türevi, debiye eşdeğerdir (Mc Cloy ve Martin 1980).

$$\frac{dV}{dt} = Q = -\frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} \quad (6.10)$$

Silindirin besleme basıncına bağlı I. tarafındaki debi:

$$\frac{V_1}{\beta_1} \frac{dP_1}{dt} = Q_1 - A \dot{y}$$

ve

$$Q_1 = A \dot{y} + \frac{V_1}{\beta_1} \frac{dP_1}{dt} \quad (6.11)$$

Silindirin tanka bağlı II. tarafındaki debi:

$$\frac{V_2}{\beta_2} \frac{dP_2}{dt} = A \dot{y} - Q_2$$

ve

$$Q_2 = A \dot{y} - \frac{V_2}{\beta_2} \frac{dP_2}{dt} \quad (6.12)$$

$A \dot{y}$ = Piston hareketiyle oluşan debi.

$\frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt}$ = Akışkanın sıkıştırılabilirliğinden meydana gelen debi.

P_1 : Silindirin I. tarafındaki basınç

P_2 : Silindirin II. tarafındaki basınç

A: Silindirin I. tarafındaki kesit alanı

A: Silindirin II. tarafındaki kesit alanı

y: Silindir pistonunu konumu

$\dot{y}$: Silindir pistonunu hızı

B: Viskoz sürtünme katsayısı

F: Karşı kuvvet

Servovalfle denetlenen simetrik silindir sistemine Newton'un II. hareket kanununu uyguladığımızda:

$$(p_1 - p_2)A = M\ddot{y} + B\dot{y} + Ky + F \quad (6.13)$$

Küçük değişimler için $\delta Q_1 = q_1, \delta Q_2 = q_2, \delta P_1 = p_1, \delta P_2 = p_2$ kabullerini yapalım.

Simetrik silindirlerde $V_1 = V_2 = V / 2, \beta_1 = \beta_2 = \beta$ olur.

Ortalama debi ise:

$$q = \frac{q_1 + q_2}{2} = A\dot{y} + \frac{V}{4\beta}(p_1 - p_2)$$

(6.13) denkleminde F , $B\dot{y}$ ve $K\dot{y}$ terimlerini ihmal edersek:

$$p_1 - p_2 = \frac{M}{A}\ddot{y} \quad (6.14)$$

denklemini elde ederiz.

Basitleştirilmiş valf debi denklemleri

$$Q_1 = K_1 x \sqrt{P_s - P_1}$$

$$Q_2 = K_2 x \sqrt{P_2 - P_1}$$

Doğrusallaştırma katsayıları:

$$\frac{\delta Q_1}{\delta x} = \frac{\delta Q_2}{\delta x} = C_x$$

$$\frac{\delta Q_1}{\delta P_1} = \frac{\delta Q_2}{\delta P_2} = C_p$$

Debi denklemlerini küçük değişimler için tekrar yazalım:

$$q_1 = C_x \delta x - C_p \delta P_1 \quad (6.15)$$

$$q_2 = C_x \delta x + C_p \delta P_2 \quad (6.16)$$

(6.15) ve (6.16) bağıntılarından

$$q = C_x \delta x - \frac{C_p}{2} (p_1 - p_2) \quad (6.17)$$

(6.13) ve (6.14) bağıntılarını bu denklemde yerlerine koyup düzenlersek

$$\frac{C_x}{A} \delta x = \frac{VM}{4\beta A^2} \ddot{v} + \frac{C_p M}{2A^2} \dot{v} + v \quad (6.18)$$

elde edilir. Bu denklemdeki C_x / A terimi, sistemin statik kazancı (K_s) olmaktadır (Mc Cloy ve Dmartin 1980). Statik kazancın valf katsayısı (K_1) ve besleme basıncı (P_s) ile doğru orantılı olduğu görülmektedir.

(6.18) bağıntısının her iki yanını ($VM/4\beta A^2$) ye bölelim:

$$\ddot{v} + \frac{2\beta C_p}{V} \dot{v} + \frac{4\beta A^2}{VM} v = \left(\frac{4\beta A^2}{VM} \right) K_s \delta x \quad (6.19)$$

$$K_0 = \frac{4\beta A^2}{V} \quad (6.20)$$

(K_0) terimi hidrolik katılık ya da kütle-yay benzeşimi yapıldığında yay sabiti olarak tanımlanır. Bu bağıntı simetrik silindirler için geçerlidir.

V: Yağ hacmi [$V=A.h$]

A: Piston alanı

L: Piston stroku

h: Pistonun alt ve üst ölü noktalara uzaklığı

(6.18) denkleminde $\left[\frac{C_p M}{2A^2} \right]$ ifadesini şu şekilde yazabiliriz:

$$\frac{C_p M}{2A^2} = \frac{C_x}{A} M \frac{1}{2A \frac{C_x}{C_p}}$$

Buradan

$$K_v = 2A \frac{C_x}{C_p} \quad (6.22)$$

valf katılığı olarak tanımlanır. (6.18) denklemini K_0 ve K_v ye göre tekrar düzenleyelim:

$$\ddot{v} + K_s \frac{K_0}{K_v} \dot{v} + \frac{K_0}{M} v = K_s \frac{K_0}{M} \delta x \quad (6.23)$$

Görüldüğü gibi karşımıza 2. derece bir sistem çıkmaktadır.

Laplace dönüşümünü alıp konum denetleyicisine göre düzenlediğimiz taktirde:

$$\frac{y(s)}{x(s)} = \frac{K_s \frac{K_0}{M}}{s^3 + K_s \frac{K_0}{K_v} s^2 + \frac{K_0}{M} s} \quad (6.24)$$

sistemin transfer fonksiyonunu elde ederiz. Bu transfer fonksiyonunda

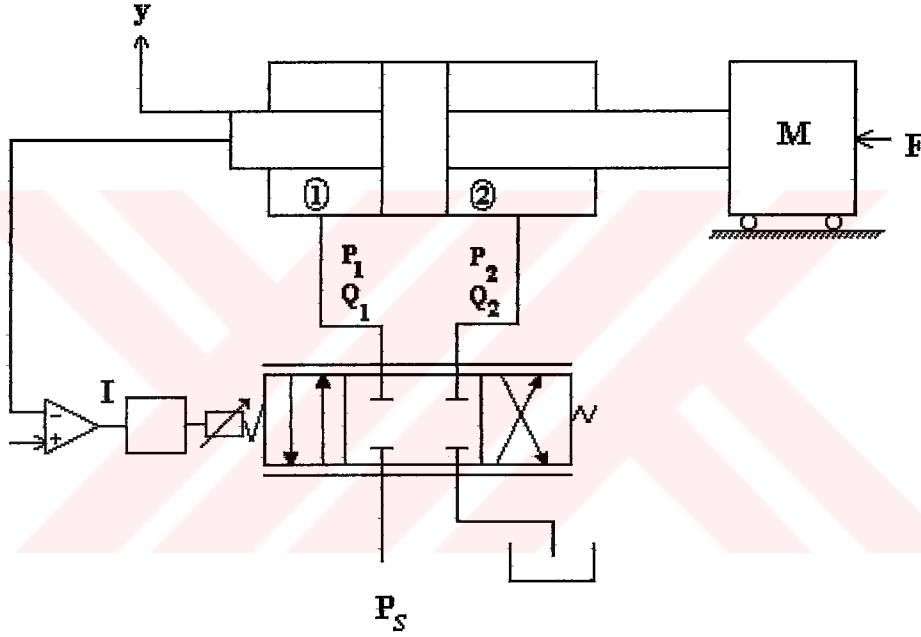
$$2\zeta W_0 = K_s \frac{K_0}{K_v}$$

$$W_0 = \sqrt{\frac{K_0}{M}} = \sqrt{\frac{4\beta A^2}{MV}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.4 \times 10^6 \times (0.147)^2}{720 \times (0.07)}} = 50 \text{ Hz} \quad (6.25)$$

olarak hidrolik sistemin doğal frekansı belirlenmektedir. Doğal frekansın yukarıda tasnımladığımız hidrolik katılık (K_0) ile doğru orantılı olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, esneklik modülü (β) ile de doğru orantılıdır. Böylelikle, sistemin rijitliği arttıkça hız kazanacağı ortaya çıkmaktadır.

6.3 Elektrohidrolik Servo Valfle Denetlenen Enjeksiyon Silindirinin Modeli Ve Simülasyonu

Bu bölümde, M kütleli bir helazonu hareket ettiren hidrolik simetrik silindirin, üç kademeli dörtyollü üç konumlu eltrohidrolik servovalfı denetlendiği tasarlanarak sistem modeli oluşturulmuştur (Şekil 6.2). Bu çalışmanın bütün aşamalarında negatif boşluklu (underlapped) valf kullanılmıştır. Sistemin denklemleri çıkartılırken, pistonun hareketinden ve akışkanın sıkıştırılabilirliğinden meydana gelen debiler dikkate alınmıştır. Sistem denklemleri doğrusal olmayıp, bu sistemden elde edilen denklemler MATLAB ve Simulink bilgisayar programıyla çözülmüştür.



Şekil 6.3 Kapalı Döngü Valf-Silindir Sistemi

6.3.1 Sistem Denklemleri

Newton'un 2. hareket kanununa uygun olarak sisteme etkiyen kuvvetlerin dengesi:

$$M\ddot{y} + B\dot{y} + Ky + F = P_1A - P_2A \quad (6.26)$$

$\ddot{y}$: ivme

$\dot{y}$: hız

y : konum

(6.26) yı düzenlersek:

$$\ddot{y} = (P_1 A - P_2 A - B\dot{y} - Ky - F) / M \quad (6.27)$$

Simetrik silindire giriş ve çıkış debi denklemleri aşağıda yazıldığı gibidir (Watton 1989).

$$Q_1 = A\dot{y} + \left(\frac{Vh + Ay}{\beta}\right)\dot{P}_1 \quad (6.28)$$

$$Q_2 = A\dot{y} - \left(\frac{Vh + A(L - y)}{\beta}\right)\dot{P}_2 \quad (6.29)$$

A: piston kesit alanı

β : hacimsel esneklik modülü

L: silindir stroku

Vh: silindirin başlangıç hacmi

$\left(\frac{Vh + Ay}{\beta}\right)\dot{P}_1$: akışkanın sıkıştırılabilirliğini ifade eden terim

6.3.2 Üç Kademeli Elektrohidrolik Servo valfin Dinamik Denklemleri

Bu çalışmada elektrohidrolik servovalfla beslenen giriş akımıyla valf sürgüsünün konumu arasında yaklaşık olarak tanımlanmış üçüncü mertebeden transfer fonksiyonu kullanılır. Aşağıda elektrohidrolik servovalfin analizinde kullanılabilecek üçüncü mertebeden transfer fonksiyonu verilmiştir (Fitzsimons ve Palazzolo 1996).

$$\frac{x(s)}{I(s)} = \frac{b_0}{s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (6.30)$$

Bu ifadede geçen x valf sürgüsünün konumu, I giriş akımı, b_0, a_0, a_1 ve a_2 ise transfer fonksiyonun katsayıları olup;

$$a_0 = (k_2 W / A_s k_s), \quad a_1 = W^2, \quad a_2 = 2\zeta W, \text{ ve } b_0 = (k_2 W k_1 / A_s k_f)$$

Bu katsayılardaki sistem parametreleri aşağıdaki gibidir:

k_1 : Servo yükselteç kazancı

k_2 : Statik valf kazancı

k_s : Konum transdüsesi kazancı

W : Doğal frekans

ζ : Sönüm oranı

A_s : Valf pistonunu kesit alanı

k_f : Hız transdüseri kazancı

(6.30) numaralı fonksiyonu düzenlersek:

$$\ddot{x} = b_0 I - a_2 \ddot{x} - a_1 \dot{x} - a_0 x \quad (6.31)$$

Valf silindir sisteminin modellenmesinde kullanılan debi denklemleri doğrusal olmayan terimler içerdiğinden, elektrohidrolik sistemi ifade eden diferansiyel denklemler doğrusal değildir. Bu diferansiyel denklemlerin sayısal çözümü için Runge Kutta IV sayısal integrasyon yöntemi uygulanabilir. Elektrohidrolik sistemde kullanılan negatif boşluklu servovalf debileri valf pistonu hareketine karşılık gelen valf denetim akımının fonksiyonu olarak düzenlenmiştir. Akım yönü işaretine bağlı olarak doğrusal olmayan debi denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir (Watton 1989).

$$Q_1 = k_s x(u(x)\sqrt{P_s - P_1} + u(-x)\sqrt{P_1}) \quad (6.32)$$

$$Q = k_s x(u(x)\sqrt{P_2} + u(-x)\sqrt{P_s - P_2}) \quad (6.33)$$

$$u(x) = \begin{cases} 0: & x < 0 \\ 1: & x \geq 0 \end{cases} \quad (6.34)$$

x_s : Valf pistonunun yerdeğişimi

P_s : Sistem basıncı

u : Negatif valf boşluğu

P_1 : Pistonun 1. tarafındaki basınç

P_2 : Pistonun 2. tarafındaki basınç

k_s : Valf akım sabiti

6.3.3 Elektrohidrolik Servo valfle Denetlenen Simetrik Silindirin Durum Denklemleri

Elektrohidrolik servo valfin durum denklemleri, (6.31) numaralı denklemden:

Durum değişkenleri :

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= x \\ z_2 &= \dot{x} \\ z_3 &= \ddot{x} \\ \dot{z}_1 &= z_2 \\ \dot{z}_2 &= z_3 \\ \dot{z}_3 &= b_0 I - a_2 z_3 - a_1 z_2 - a_0 z_1 \end{aligned} \right\} \quad (6.35)$$

z_1 : Valf pistonun konumu

z_2 : Valf pistonunun hızı

z_3 : Valf piston ivmesi

Newton'un 2. hareket kanununa uygun olarak sisteme etkiyen kuvvetlerin dengesi için durum denklemleri (6.27) numaralı denklemden :

Durum değişkenleri:

$$\left. \begin{aligned} z_4 &= y \\ z_5 &= \dot{y} \\ \dot{z}_5 &= \ddot{y} \\ \dot{z}_5 &= (P_1 A - P_2 A - B z_5 - K z_4 - F) / M \end{aligned} \right\} \quad (6.36)$$

z_4 : Silindir pistonunun konumu

z_5 : Silindir pistonunun hızı

$\dot{z}_5$: Silindir pistonunun ivmesi

(6.28) ve (6.29) numaralı denklemlerden basınçları çekerek (6.37) ve (6.38) numaralı durum denklemleri elde edilir.

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{Vh + Ay} (Q_1 - A\dot{y}) \quad (6.37)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{Vh + A(L - y)} (A\dot{y} - Q_2) \quad (6.38)$$

Durum değişkenleri:

$$\left. \begin{aligned} z_6 &= P_1 \\ \dot{z}_6 &= \dot{P}_1 \\ z_7 &= P_2 \\ \dot{z}_7 &= \dot{P}_2 \\ \dot{z}_6 &= \frac{\beta}{Vh + Az_4} (Q_1 - Az_5) \\ \dot{z}_7 &= \frac{\beta}{Vh + A(L - z_4)} (Az_5 - Q_2) \end{aligned} \right\} \quad (6.39)$$

z_6 : Silindirin 1. tarafındaki basınç

z_7 : Silindirin ikinci tarafındaki basınç

Sistemin debi denklemleri (6.32), (6.33) ve (6.34) numaralı denklemlerden:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= k_s x \sqrt{P_s - P_1} \\ Q_2 &= k_s x \sqrt{P_2} \end{aligned} \right\} \quad (6.40)$$

Durum değişkenleri:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= k_s z_1 \sqrt{P_s - z_6} \\ Q_2 &= k_s z_1 \sqrt{z_7} \end{aligned} \right\} \quad (6.41)$$

Durum değişkenlerini belirlediğimiz sistemin, MATLAB' da diferansiyel denklem yöntemiyle çözümünü gerçekleştirebilecek şekilde durum modeli aşağıdaki bağıntılarda elde edilmiştir.

(6.35), (6.36), (6.39), (6.41) numaralı durum değişkeni bağıntılardan sistemin genel durum denklemleri:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= k_s z_1 \sqrt{P_s - z_6} \\ Q_2 &= k_s z_1 \sqrt{z_7} \\ \dot{z}_1 &= z_2 \\ \dot{z}_2 &= z_3 \\ \dot{z}_3 &= b_0 I + a_2 z_3 + a_1 z_2 + a_0 z_1 \\ \dot{z}_4 &= z_5 \\ \dot{z}_5 &= \frac{z_6}{M} A - \frac{z_7}{M} A - \frac{B}{M} z_5 - \frac{K}{M} z_4 - \frac{F}{M} \\ \dot{z}_6 &= \frac{\beta}{Vh + Az_4} (Q_1 - Az_5) \\ \dot{z}_7 &= \frac{\beta}{Vh + A(L - z_4)} (Az_5 - Q_2) \end{aligned} \right\} \quad (6.42)$$

olarak elektrohidrolik sistemin matematik modeli bulunur.

6.3.4 Matematik Modelin Boyut Analizi

Matematik model incelendiğinde, diferansiyel denklemlerdeki durum değişkelerinin katsayılarının farklı büyüklüklerde oldukları görülmektedir. Bu nedenle küçük katsayılı terimlerin etkisini gözleyebilmek amacıyla katsayıları birbirine yaklaştıran boyut ölçeklendirilmesine gidilmiştir. Bu ilk modelde, basınç terimleri (N/m^2), debiler (m^3/s) olarak alınmıştır. Katsayılar arasında farkı görebilmek maksadıyla sabit terimleri denklemlerde yerlerine koyalım. Sayısal değerler Tablo 6.1'de verilmiştir.

Tablo 6.1 Sistem Parametreleri

Parametre	Değeri	Birimi	Parametre	Değeri	Birimi
A	0.147	m^2	P_s	200	bar
B	20000	Nsn / m	k_f	413.7	J/m
M	720	kg	k_w	56.6	J/m
F	6.000.000	N	k_x	6.6043×10^{-3}	$m^2 / (s\sqrt{P_a})$
W	730	Hz	k_1	2.82×10^{-3}	J/mA
Vh	0.00147	m^3	k_2	0.1129	m^2
L	0.480	m	b_0	11968	-
β	14×10^6	N/m^2	a_0	252.53×10^{-6}	-
A_s	3.4324×10^{-5}	m^2	a_1	532900	-
ζ	0.7	-	a_2	584	-

Sistem parametreleri (6.40) numaralı durum denklemlerinde yerine koyarsak durum denklemleri aşağıdaki gibi olur.

$$\left. \begin{aligned}
 \dot{z}_4 &= z_5 \\
 \dot{z}_5 &= \left(\frac{0.147}{720} (z_6 - z_7) - \frac{2000}{720} z_5 - \frac{6000000}{720} \right) \\
 \dot{z}_6 &= \frac{1.4 \times 10^9}{1.47 \times 10^{-3} + 0.147 z_4} (Q_1 - 0.147 z_5) \\
 \dot{z}_7 &= \frac{1.4 \times 10^9}{1.47 \times 10^{-3} + 0.147 (0.480 - z_4)} (0.147 z_5 - Q_2)
 \end{aligned} \right\} \quad (6.43)$$

Görüldüğü gibi bu modelde katsayılar arasında önemli mertebeye farklar oluşmakta basınç değişkenlerinin katsayıları çok küçük kalmaktadır. Ölçeklendirilmiş model için Z_6, Z_7 , ve q_1, q_2 ifadelerini

$$\begin{array}{ll}
 \text{Basınç değişkenleri : } Z_6 = 10^{-5} z_6 & \text{Debiler : } q_1 = 10^3 Q_1 \\
 & Z_7 = 10^{-5} z_7 & q_2 = 10^3 Q_2
 \end{array}$$

şeklinde tanımlayalım.

Bu modelde durum değişkenleri:

$z_6 = P_1, z_7 = P_2$ yerine $Z_6 = P_1, Z_7 = P_2$ olmaktadır. Durum denklemlerinde bu değişikliği yaptığımızda sistem modelinde katsayılar arasındaki mertebe farkları kalkmaktadır.

$$\left. \begin{aligned}
 \dot{z}_4 &= z_5 \\
 \dot{z}_5 &= (20.4(z_6 - z_7) - 2.78 z_5 - 8333.4) \\
 \dot{z}_6 &= \frac{1.4 \times 10^4}{1.47 \times 10^{-3} + 0.147 z_4} (10^{-3} Q_1 - 0.147 z_5) \\
 \dot{z}_7 &= \frac{1.4 \times 10^4}{1.47 \times 10^{-3} + 0.147 (0.480 - z_4)} (0.147 z_5 - Q_2 10^{-3})
 \end{aligned} \right\} \quad (6.44)$$

Bu ölçeklendirmede sistemin mühendislik birimleri(basınçlar bar, debiler litre) kullanılarak modellenmesi ile eş değerdir.

6.4 Sistemin Durum Denklemleri MATLAB ve Simulink Çözümleri

Sistemin durum denklemleri bilgisayar yardımıyla sayısal çözümleri MATLAB genel diferansiyel çözüm metodları olan ode23s ve ode45s ile MATLAB'ın bir uzantısı olan simulink programında çözüm şekilleri verilmiştir.

6.4.1 Elektrohidrolik Servo Valfle Denetlenen Silindirin Diferansiyel Denklemleri Ode Çözümleri

MATLAB'ta diferansiyel denklemlerin sayısal çözümünde kullanılan; ode23s ve ode45s adında iki adet Runge-Kutta fonksiyonu mevcuttur. Ode fonksiyonları genel bir integral alma yöntemi olup bağımsız değişkenleri zaman ve zaman dışında herhangi bir değişken olan doğrusal ve doğrusal olmayan her türlü diferansiyel denklemlerin çözümüne uygulanabilir.

Bunlardan ode23s fonksiyonu ikinci ve üçüncü dereceden Runge-Kutta integrasyon denklemlerini, ode45s fonksiyonu da dördüncü ve beşinci dereceden Runge-Kutta integrasyon denklemleri kullanılır.

Odes fonksiyonunun kullanım şekli;

$[x, t]=ode23s('ydot', tspan, y0);$
biçimindedir.

Giriş argümanlarının açıklaması aşağıda verilmiştir.

Ode23s: 2. ve 3. dereceden doğrusal olarak kapalı ifadeli Runge-Kutta yeni formül çifti.

ymdot: integre edilmesi gereken diferansiyel denklem takımını tanımlayan fonksiyon dosyası, m uzantılı olarak saklanan fonksiyon dosyası ve fonksiyon adı aynı olmalı ve ode fonksiyonları ile sağlandığında ' (tırnak) içinde gösterilebilir. Fonksiyon dosyası function dx=dosya adı (t,x) bildirimi ile başlar ve çözülerek diferansiyel denklem takımı denklemlerin MATLAB formatında yazımı ile devam eder.

tspan: integrasyon için başlama ve bitiş zamanı matris şeklinde yazılır.

y0: bağımsız değişkenin başlangıç ve sınır değerleri bir diferansiyel denklem takımının çözümünde başlangıç koşulları bir satır vektörü biçiminde olur.

Ode fonksiyonları ile edilen çözümlerin sonuçları bir t ve x matrisleri biçiminde daha sonra kullanılmak üzere saklanır. Burada birinci argüman t bir sütun vektörü şeklinde zaman değerlerini ikinci argüman, x, diferansiyel denklemin derecesine bağlı olarak durum değişkenleri matrisini temsil eder. Bu matris durum değişkenleri sayısı kadar sütuna sahiptir (Yüksel 1996).

Sistem sabitleri Tablo 6.1'de verilen değerler olarak alınmıştır. İntegre edilmesi gereken denklem takımını tanımlayan fonksiyon dosyası Senol.m ismi verilen bir dosyaya saklanır. Bu dosya aşağıda verilmiştir.

```
function dz=senol(t,z)
% Elektrohidrolik konum denetim sistemi
% Sabitlerin Tanımlanması
% *****
a0=252.53e6;a1=532900;a2=584;b0=11968;
B=2e3;m=720;ps=150;kx=6.6043e-4;
A1=0.147;i=30e-3;
beta=1.4e9;vh=1.47e-3;la=0.480;
THM=5e-2;
dz=zeros(7,1);
q1=kx*z(1)*(sqrt(ps-z(6)));
q2=kx*z(1)*(sqrt(z(7)));
%
```

```

%
if z(4)>=THM
%    dz(1)=z(2);
%    dz(2)=z(3);
%    dz(3)=b0*i-a2*z(3)-a1*z(2)-a0*z(1);
%    dz(4)=0;
%    dz(5)=0;
%    dz(6)=(1.4e4/(1.47e-3+0.147*z(4)))*(q1*1e-3-0.147*z(5));
%    dz(7)=-(1.4e4/(1.47e-3+0.147*(0.480-z(4))))*(0.147*z(5)-q2*1e-3);
    dz(1)=0;
    dz(2)=0;
    dz(3)=0;
    dz(4)=0;
    dz(5)=0;
    dz(6)=(1.4e4/(1.47e-3+0.147*z(4)))*(q1*1e-3-0.147*z(5));
    dz(7)=-(1.4e4/(1.47e-3+0.147*(0.480-z(4))))*(0.147*z(5)-q2*1e-3);

else
%
dz(1)=z(2);
dz(2)=z(3);
dz(3)=b0*i-a2*z(3)-a1*z(2)-a0*z(1);
dz(4)=z(5);
dz(5)=-2.78*z(5)+20.44*z(6)-20.4*z(7)-8333.4;
dz(6)=(1.4e4/(1.47e-3+0.147*z(4)))*(q1*1e-3-0.147*z(5));
dz(7)=-(1.4e4/(1.47e-3+0.147*(0.480-z(4))))*(0.147*z(5)-q2*1e-3);
%
end

```

Fonksiyon dosyası oluşturulmuş diferansiyel denklem takımının MATLAB'ta difransiyel denklem çözüm metodu kullanılarak çözümü aşağıdaki satırların MATLAB ortamında yazılmasıyla tamamlanmış olup buradan elde edilen sonuçların grafiği de Şekil 6.3.a-b-c-d-e-f-g'de gösterilmiştir.

```

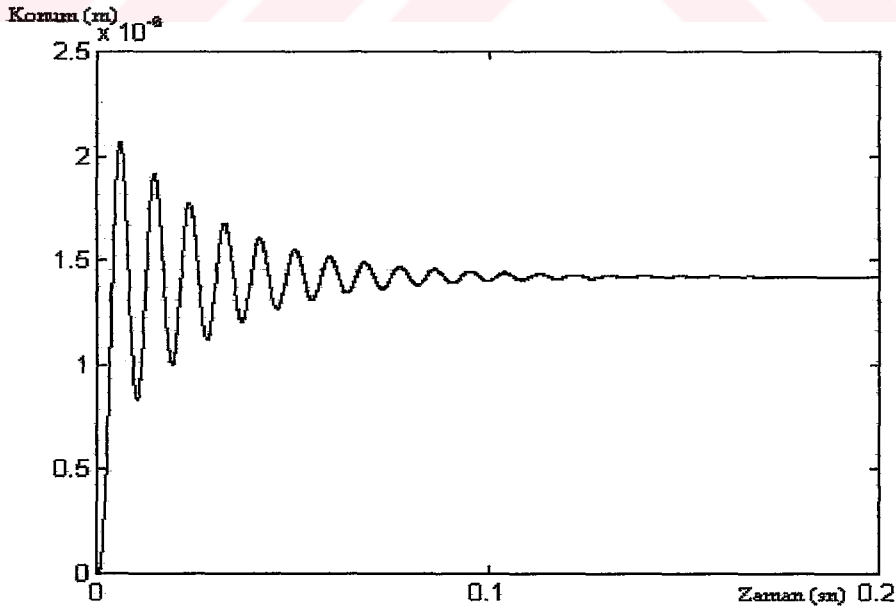
» [t,z]=ode23s('senol',[0.5e-4],[0 0 0 0 0 0]);
» plot(t,z(:,1))

```

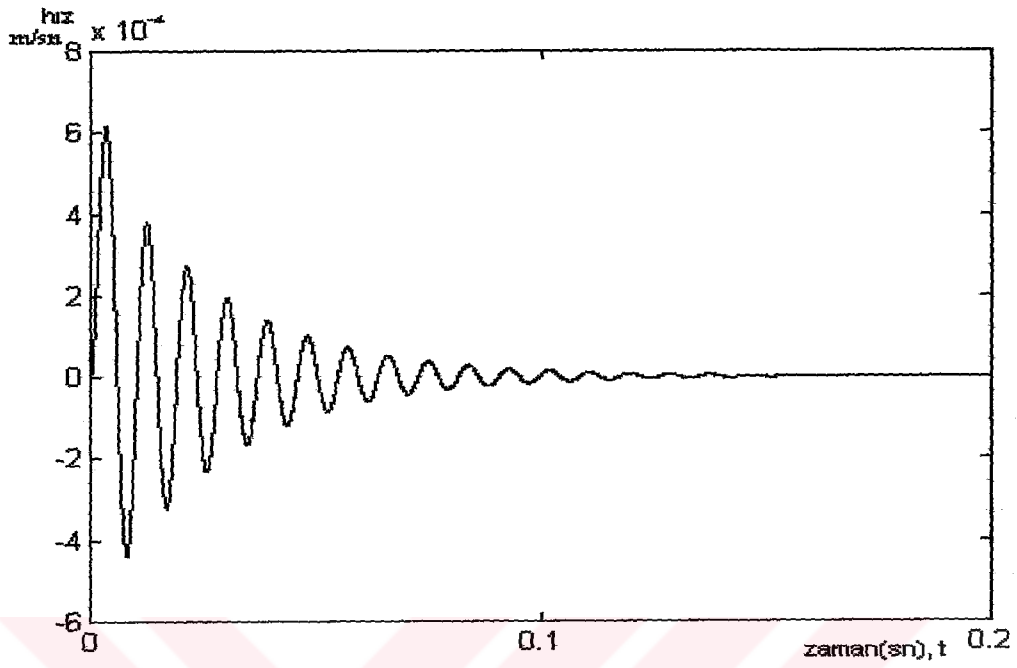
6.4.2 Elektrohidrolik Servo Valfle Denetlenen Silindirin Simulink Çözümleri

Simulink ile bir dinamik sistemin modellenmesi için blok şemalar kullanılır. Bir sistemin modellenmesinde kullanılan blok elemanları blok kütüphanelerinden model oluşturma ortamına sürükleme ya da kopyalama yoluyla taşınır. Çeşitli türdeki blok kütüphaneleri fare ile işaretlemek suretiyle açılabilir ve sistem sabitleri tanımlanır. Modelin kurulacağı çalışma ortamına model için gerekli miktarda taşındıktan sonra bloklar uygun biçimde bağlantı çizgileriyle birbirine bağlanır. Bunun için blok üzerindeki bağlantı noktasına fare ile tıklamak yeterlidir. Bu şekilde oluşan bağlantı çizgileri daha sonra fare ile uzatılarak bağlanması gerekli bloğu ilişkilendirir. Simulink ile diferansiyel denklemleri çözerek modelleri oluşturmak için blok kümelerinden, toplama, çıkarma, çarpma, fonksiyon çarpımı, integral alma, türev alma gibi blok şemaları kullanılmıştır.

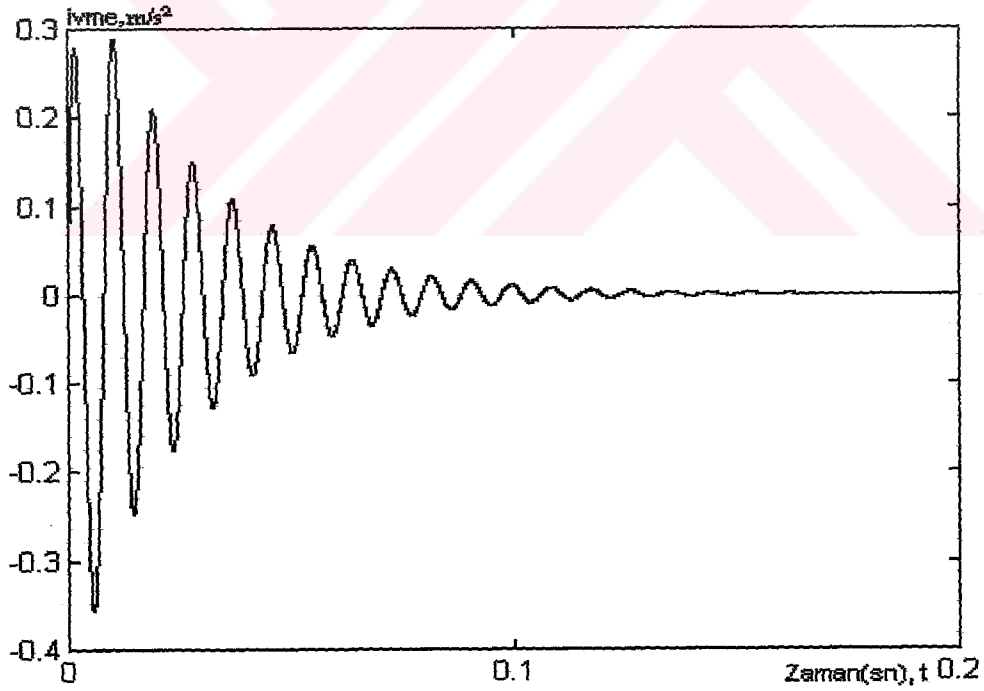
Konum, basınç, debi denklemleri üzerinden simulink çözüm modeli oluşturulmuştur. (6.42) numaralı denklemlerde ivme basınç, konum, debi değerleri yalnız bırakılarak oluşturulan simulink modelleri Şekil 6.4'da gösterilmiştir.



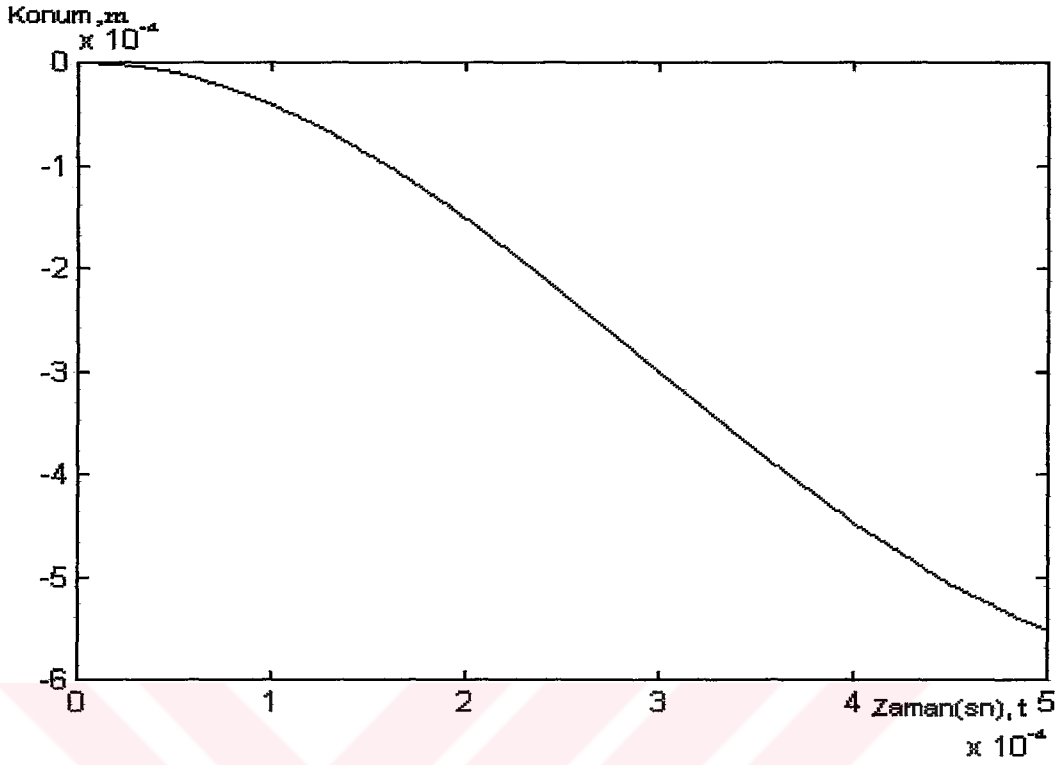
Şekil 6.3.a Elektrohidrolik Servo valf Pistonunun Konumunun Cevap Eğrisi



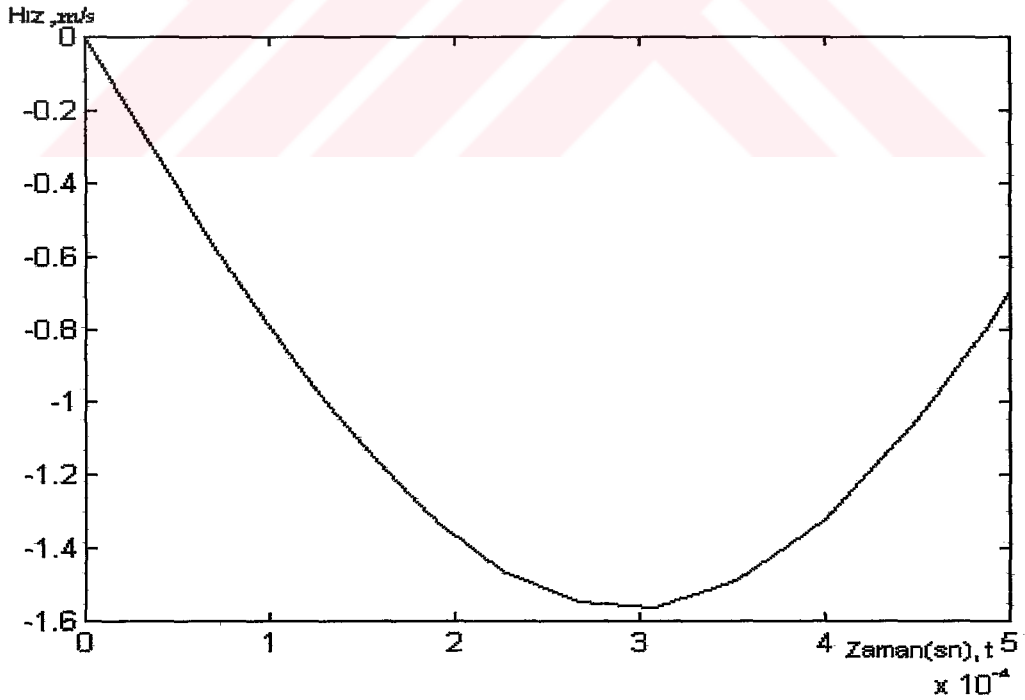
Şekil 6.3.b Elektrohidrolik Servo valf Pistonunun Hız Cevap Eğrisi



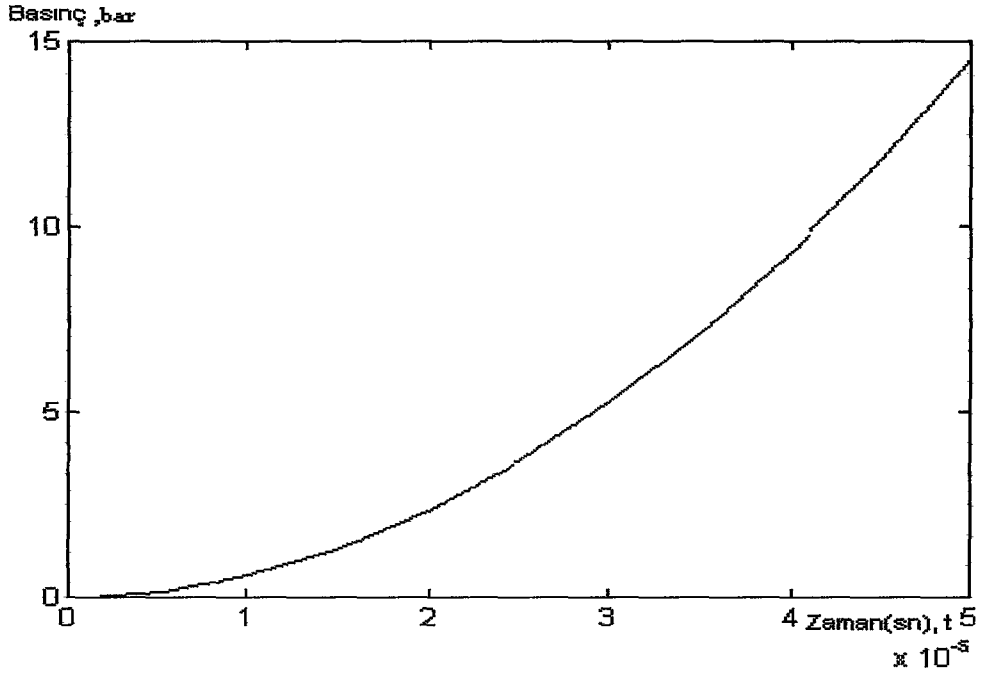
Şekil 6.3.c Elektrohidrolik Servo valf Pistonunun İvme Cevap Eğrisi



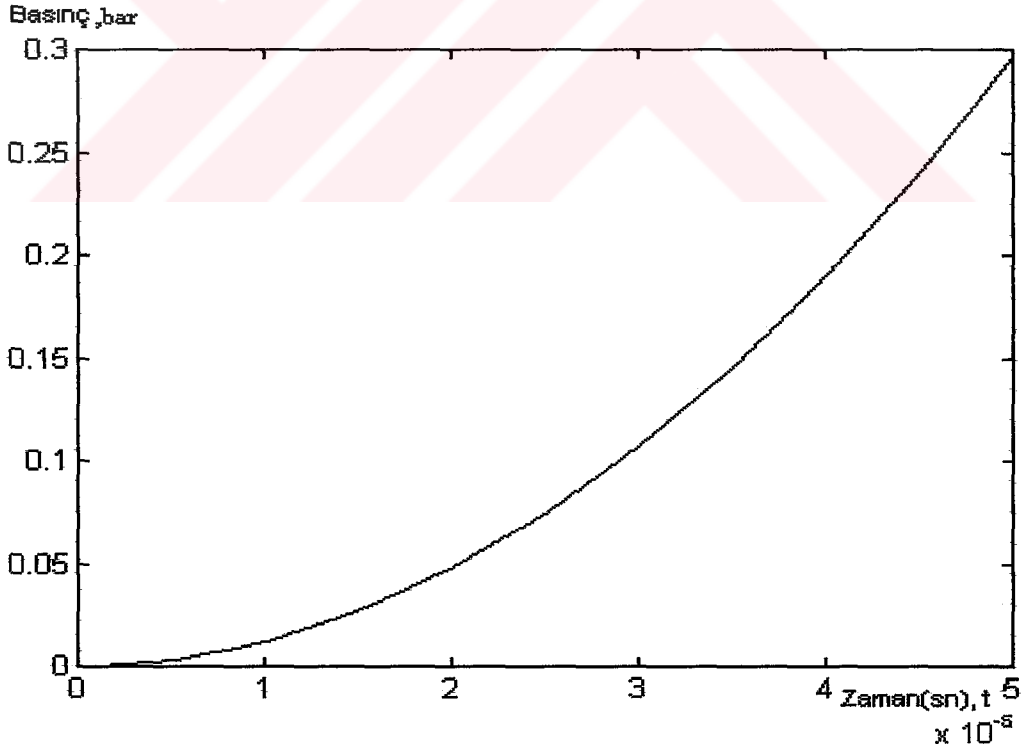
Şekil 6.3.d Elektrohidrolik Servo valfle Denetlenen Simetrik Silindirin Konum Cevap Eğrisi (Doğrusal olmayan dif. denk. çözümü)



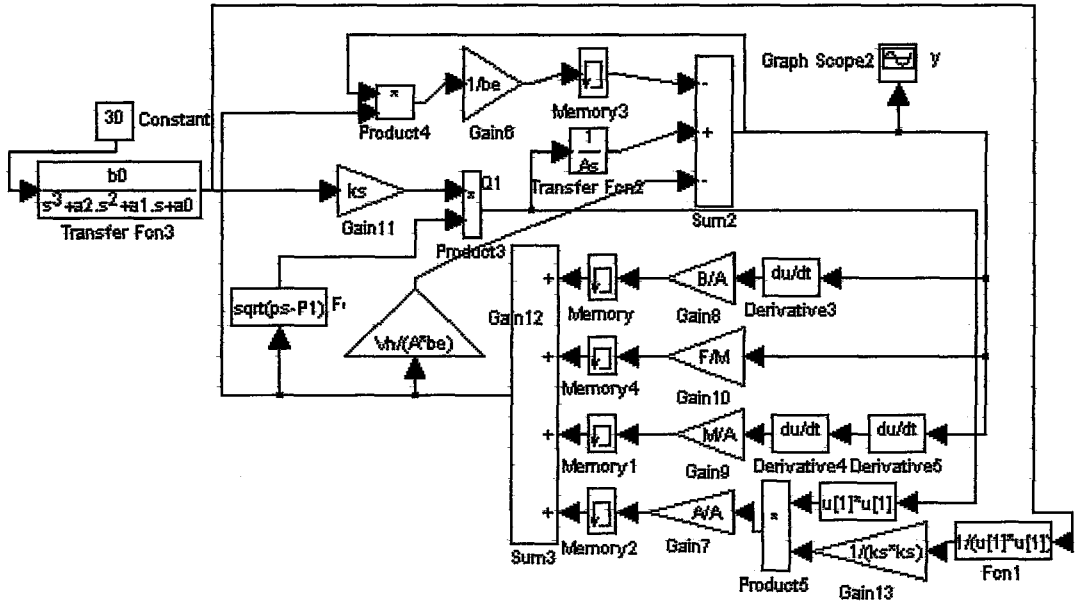
Şekil 6.3.e Elektrohidrolik Servo valfle Denetlenen Simetrik Silindirin Hız Cevap Eğrisi (Doğrusal olmayan dif. denk. çözümü)



Şekil 6.3.f Elektrohidrolik Servo valfle Denetlenen Simetrik Silindirin I. Tarafındaki Basınç Cevap Eğrisi (Doğrusal olmayan dif. denk. çözümü)



Şekil 6.3.g Elektrohidrolik Servo valfle Denetlenen Simetrik Silindirin II. Tarafındaki Basınç Cevap Eğrisi (Doğrusal olmayan dif. denk. çözümü)



$a_0=252.53e-6$; $a_1=532900$; $a_2=584$; $b_0=11968$;
 $B=2e3$; $M=720$; $ps=200$; $ks=6.6043e-4$; $A=0.147$;
 $i=30e-3$; $b_1=1.4e9$; $V_h=1.47e-3$; $la=0.480$; $THM=5e-2$;
 $bc=1.4e9$; $F=60000000$;

Şekil 6.4 Elektrohidrolik Servo valfle Konum Denetimi Simulink Blok Diyagramı

Bu çalışmada valf-silindir sistemi karşı yük altında konumlandırılması ve dinamik davranışının araştırılması için elektrohidrolik bir sistemin matematik modeli kuralarak doğrusal ve doğrusal olmayan diferansiyel denklemler çıkartıldı. Elde edilen durum denklemleri MATLAB'da ode çözümleri gerçekleştirildi.

Sistem modeli gerçeğe yakın olabilmesi için akışkanın sıkıştırabilirliği ve vizkos sürtünme katsayısı etkileri ve karşı kuvvet göz önünde bulundurularak sistem modeli gerçekleştirilmiştir.

Elde edilen matematiksel model MATLAB'da ode çözümleri Şekil-6.3.a-b-c-d-e-f-g'de verilmiştir.

Valf dinamiğinin hesaba katıldığı bu matematiksel modelin MATLAB'da elektrohidrolik sistemin simulink modeli oluşturulmaya çalışıldı. Doğrusal olmayan denklemlerde yer alan parametrelerin bir kısmının tam olarak tesbit edilemediğinden ve yüksek lisans süresi tamamlandığı için sistem simulink modeli gerçekleştirilemedi. Simulink model için çalışmalar devam etmektedir.



7. SONUÇLAR

Bu çalışmada, hidrolik enjeksiyon presi temel pres fonksiyonları ve denetimi konularında genel bilgiler verildi. 600 tonluk bir enjeksiyon presi tasarlanarak hidrolik devre elemanları seçildi.

Bu tasarımda hidrolik devrenin pompa grubu için üç farklı tasarım gerçekleştirildi. Bu tasarımların enerji analizi yapılarak verimi en yüksek olan akümülatör sisteminin kullanıldığı hidrolik pompa devresi seçildi. Akümülatör sisteminin kullanılması maliyeti artırmaktadır. Fakat hidrolik enjeksiyon presleri seri üretim için kullanıldığından kısa zamanda bu maliyeti karşılamaktadır.

Hidrolik devre tasarımında mengene silindirinde oransal valf, enjeksiyon silindirinde üç kademeli elektrohidrolik servovalf kullanılarak hassas denetim ve ürün kalitesi artırılmaya çalışıldı.

Hidrolik enjeksiyon presinin en önemli birimi olan enjeksiyon silindiri konum denetimi için üç kademeli elektrohidrolik servovalf kullanılarak tasarlandı.

Tasarlanan valf-silindir sisteminde konum denetimine göre transfer fonksiyonu elde edildi. Bu transfer fonksiyonuna göre sistemin doğal frekansı hesaplandı. Doğal frekans bağıntısından helezonun kütlesinin artmasıyla sistemin doğal frekansın dolayısıyla enjeksiyon hızının azalacağı anlaşılmıştır.

M kütlesinde bir helezenu hareket ettiren simetrik enjeksiyon silindirinin, üç kademeli dört yollu elektrohidrolik servovalfle denetlendiği tasarlanarak sistemin matematik modeli oluşturulurken valf dinamiğinin de hesaba katarak, pistonun hareketinden ve akışkanın sıkıştırılabildiğinden meydana gelen debiler dikkate alınmış ve silindir sistemi karşı yük altında konumlandırılması hesaba katılmıştır. Sistem denklemleri doğrusal olmayıp, bu sistemden elde edilen denklemler MATLAB'da diferansiyel denklem yöntemiyle çözümü gerçekleştirildi. Elektrohidrolik sistemin konum denetimi için simulink

yöntemiyle çözümü gerçekleştirildi. Elektrohidrolik sistemin konum denetimi için simulink modeli kurulmaya çalışıldı. Doğrusal olmayan denklemlerde yer alan parametrelerin bir kısmının tam olarak tesbit edilemediğinden sistem simulink modeli gerçekleştirilemedi. Simulink model için çalışmalar devam etmektedir.

Hidrolik enjeksiyon presinde süreç, sıcaklık ve kapama biriminin dinamik analizi ve denetiminin araştırılması yararlı olacaktır. Bu konuda çalışmalar ayrıca sürmektedir.



EK 1

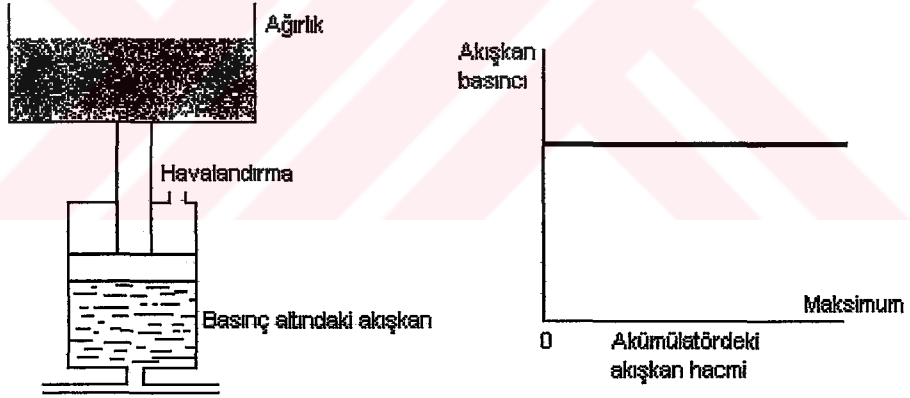
1. HİDROLİK AKÜMÜLATÖRLER

Akümülatör, enerji depolamak için kullanılan bir cihazdır. Hidrolik bir sistemde enerji, basınçlı akışkan halinde depolanır.

1.2 Akümülatör Türleri

Ağırlıklı akümülatörler

Bu tür bir birim Şekil 1.1'de, görülmekte olup, ağır bir yükü veya büyük bir ağırlığı kaldıran, tek etkili bir dikey silindirden oluşur. Çok büyük hacimlerde akışkan depolamak mümkündür. Ancak bu amaç doğrultusundan çok büyük ağırlıkların kullanılması gerekir.



Şekil 1.1 Ölü Yüklü Akümülatörler

Ağırlık oluşturan materyal; hurda metal, tuğla, beton, toprak, vs.'den oluşur. Bu akümülatörlerin sağladığı esas avantaj; tüm diğer akümülatörlerin basınçları, depolanan akışkanın hacmine göre değişirken, bu akümülatörlerin boşaltma basınçlarının sabit olmasıdır. Dezavantajları ise, fiziksel olarak büyük boyutlarda olmaları ve yük ve pistonun yüksek ataletine bağlı yavaş tepkileridir. Silindir, tezgahta özenle işlenmeli ve

piston sızdırmazlık elemanları ile donatılmalıdır. Aksi takdirde pistonla silindir gövdesi aşağıdaki sürtünme, aşınmaya neden olur.

Yaylı akümülatörler

Şekil 1.2'de görüldüğü gibi, yaylı serbest bir piston, silindir içinde hareket etmektedir. Yayın fiziksel özellikleri, piston strokunun ve buna bağlı olarak depolanabilecek akışkan hacmini sınırlar. Akümülatördeki akışkanın hacmi arttıkça, yay sıkıştırılır ve yayın uyguladığı kuvvet artar.



Şekil 1.2 Yaylı Akümülatör

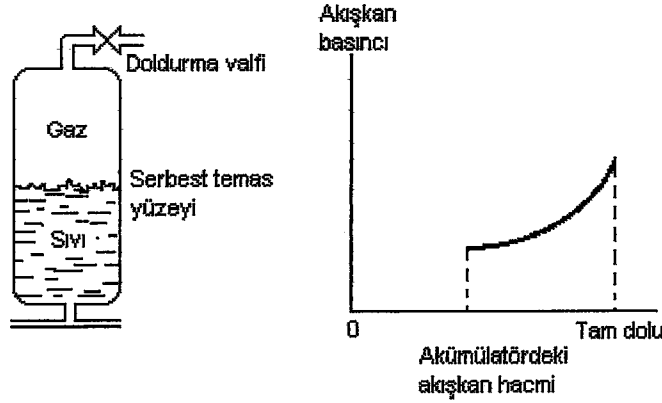
Gazlı akümülatör

Bu tasarımda, depolanan akışkanı basınçlandırmak için genelde azot, bazen de hava almak üzere sıkıştırılmış gaz kullanılır. Bu akümülatörler, gazla akışkan arasındaki arabirimin türüne göre üçe ayrılır. Bir türde doğrudan temas varken diğer iki türde gazla, akışkan arasında ayırıcı olarak bir piston veya bir mebran kullanılmaktadır.

Serbet Temaslı Gazlı Akümülatörler

Bu tür akümülatör, Şekil 1.3'te görüldüğü gibi tabanında akışkan portu ve tavanında gaz yükleme portu olan bir kaptan oluşur. Gazla akışkanı ayıran herhangi bir piston olmadığından, kap dikey konumda olmalıdır, serbest temas yüzeyli akümülatörler az bir işlemeyi gerektirirler ve bu yüzden üretilmeleri, nispeten daha kolaydır. (Gazın, hidrolik

akışkanla doğrudan temas halinde olmasından dolayı, gaz akışkana karışabilir. Karışmanın derecesi, akümületörlerden içeri giren ve dışarı çıkan hidrolik akışkanın hızı kısıtlanarak azaltılabilir ve böylece aşırı bir çalkalanma oluşmaz.



Şekil 1.3 Serbest Temaslı Gazlı Akümülatör

Akümlatör, çalışır durumda iken akışkan tamamen boşaltılmamalıdır; çünkü bu durumda boşalan gaz hidrolik sisteme geçecektir. Akümülatördeki akışkan düzeyini denetlemek ve tam boşalmayı önlemek için, şamandıra kumandalı şalter ve seviye etkileşimli şalterler kullanılabilir.

Bu tasarımın diğer bir özelliği de, çok hızlı tepki zamanına sahip olmasıdır.

Gazlı akümülatörler çok büyük olabilirler ve çoğunlukla gaz yükü olarak hava, akışkan olarak da su veya su esaslı akışkanlarla çalışırlar. Bu akümülatörler su türlerinde valfin kapanması sonucunda oluşan akışkan basınç değişikliklerini emmek için kullanılır. Şekil 1.3'te görülen Akümülatör karakteristik eğrisinin tam şekli, gaz yükünün sıkıştırılma veya genleşme hızına bağlıdır. Yani eğrinin şekli aşağıdaki gaz şartlarına bağlıdır:

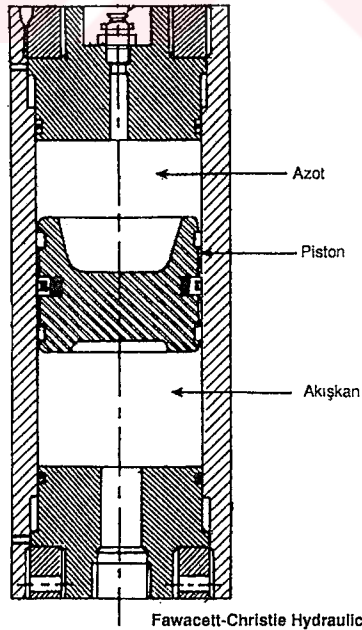
(i) İzotermik (sabit sıcaklık). Bu durum, gazın sıkışma veya genleşmesinin çok yavaş olduğunda görülür. Mutlak basınç P ile hacim V arasındaki bağlantı sabittir, " $PV=\text{Sabit}$ "

(ii) **İzentropik (adiyabatik).** Bu durum, akışkanın içine veya dışına doğru herhangi bir enerji akışı olmadığında görülür. Ggazın uyduğu kanun " $PV^\gamma = \text{Sabit}$ " denklemi ile ifadesini bulur. Burada γ yaklaşık olarak 1,4'tür.

(iii) **Politropik.** Bu durum, izotermikle izentropik arasındaki bir durumdur. Bu tür gaz değişimi " $PV^n = \text{Sabit}$ " ifadesine göre olur ve burada n 1 ile 1,4 arasındaki, politropik katsayı olarak anılan bir değeri ifade eder.

Pistonlu Tip Gazlı Akümülatörler

Bu tip akümülatör, gazla akışkanı ayıran serbest bir pistonun varlığı dışında, serbest temas tipine çok benzerler (Şekil 1.4). Pistonlu tip akümülatörlerin düşeye göre eğilimli şekilde kullanılabilmelerine rağmen, tam dikey kullanıldıkları zaman daha az bir aşama olacaktır. Herhangi bir arıza kademeli olarak ortaya çıkar ve bu arızanın sebebi de piston sızdırmazlık elemanlarının bozulması ve silindir iç duvarının aşınmasıdır. Tepki zamanı, piston ataletine ve sızdırmazlık elemanlarının yapışmasından oluşan etkiyle tabi olarak değişir. Piston ataletinin maksimum boşaltma hızını sınırlamasına rağmen, boşaltma özellikleri serbest temaslı türlerinki aynıdır.

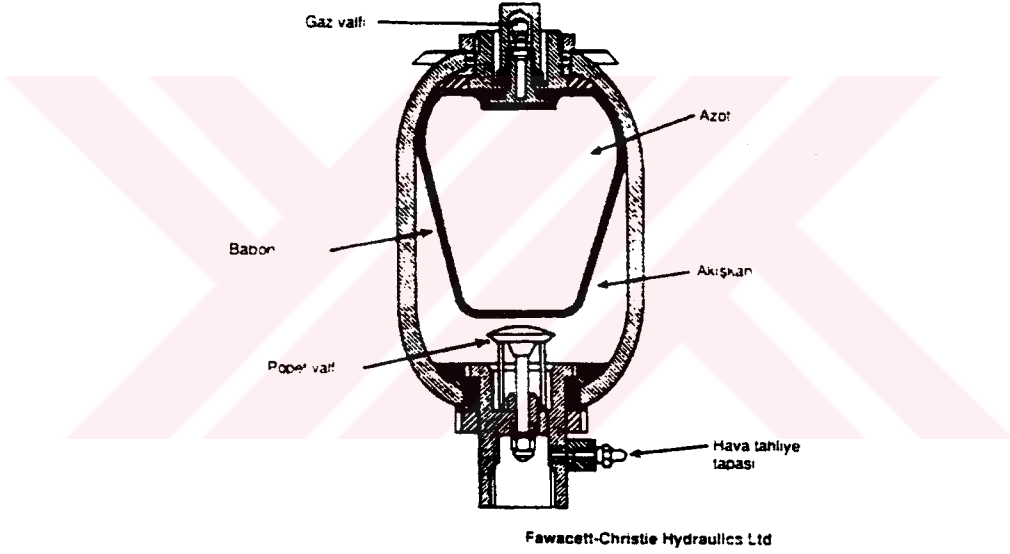


Şekil 1.4

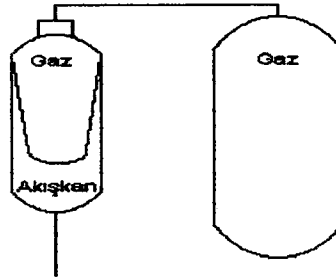
Pistonlu Tip Gazlı Akümülatör

Balonlu Tip, Gazlı Akümülatörler

Burada, gazla akışkanın birbirinden ayrılması, balon veya diyafram biçimindeki esnek bir zarla sağlanır (Şekil 1.4). Eksoz portuna bağlı valf, balonun baskıya veya basınca maruz kalmasını önler. Çabuk tepki hızları, nispeten düşük ataletin sonucudur. Balon tipi gazlı akümülatörler genellikle piston tip olanlardan daha düşük maliyetlidir ve bunlardaki gaz önyükleme işlemi daha uzun sürer. Ani arızalar, balon ya da diyaframın yırtılmasından oluşur. Bu türden bir çok akümülatör tasarımı; kese, akışkan portu boyunca tabana yerleştirilir. Buna rağmen, Şekil 1.4'te gösterilen özel modeldeki üstten erişmeli yapıda, gaz balonu, gaz valfi montajı sökülerek değiştirilebilir.



Şekil 1.4 Balonlu Tip Gazlı Akümülatör



Şekil 1.5 Gaz Yedekleme Tüpünün Kullanılması

Her ne kadar bazı balonlu tip akümülatörler, yan kenarları üzerinde yatay konumda kullanılabilirlerse de, özellikle uzun ve dar yapıda olanların dikey konumda kullanılmaları hususuna dikkat edilmelidir. Ani bir boşalma, popet valfinin, kısmen boşaltılmış bir birimi kapalı halde kilitlemesine yol açar.

Akümülatörün etkin hidrolik akışkan kapasitesini artırmak için, Şekil 1.5'te görüldüğü gibi, bir gaz yedekleme tüpü kullanılır. Burada akümülatör, akışkanı depolamak için kullanılırken, yedekleme tüpü, ilave gaz depolamak için kullanılmaktadır.

1.3 Akümülatör Uygulamaları

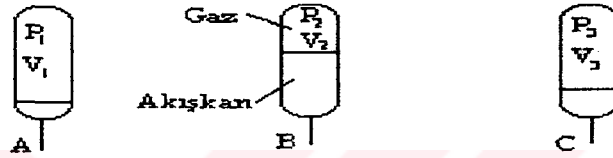
Akümülatörler aşağıdaki amaçlarla kullanılır:

- Akışkan sağlanması.
- Pompa çıkışındaki darbeleri sönmelenmesi.
- Baasınçtaki ani değişimleri sönmelenmesi.
- Yedek veya acil güç kaynağı sağlanması.
- Termik genleşmenin dengelenmesi.
- Sızıntılarının telafi edilmesi.
- Karşı denge sağlanması.
- Araç süspansiyonları (askı donanımları) olarak.

Akışkan Sağlanması

En sık kullanılan uygulamardan biri, kısa zamanda akışkana yüksek bir akış hızı sağlamaktadır. Düşük debi değerine sahip bir pompa, akümülatörü uzun bir sürede yüklemek için kullanılır. Depolanan akışkan, yüksek debi değeri gerektiğinde sisteme boşaltılır. Akümülatörün yüklendiği ve devrenin ihtiyacının olmadığı durumlarda depolanan akışkan tekrar doluncaya kadar, pompa yükü boşaltılır veya pompa devreden çıkartılır.

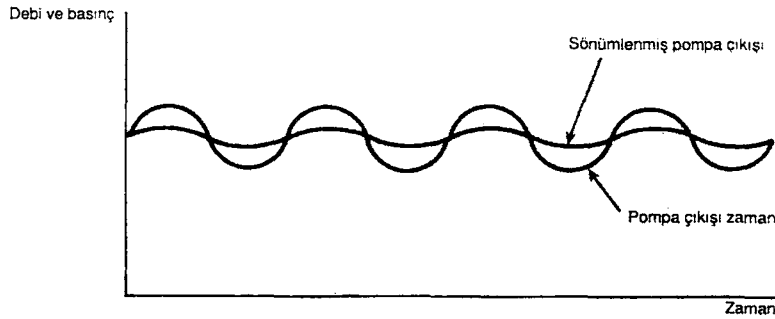
Akümülatörün boyutlandırılması için, gazın hacmi ve basıncındaki değişimler göz önünde bulundurulmalıdır. Yükleme yavaş yavaş olur ve gaz sıkıştırması izotermik olarak alınabilir. Boşaltma hızlı olur ve adyabatik olarak alınabilir. İlk ön yükleme gaz basıncı P_1 , normalde hidrolik sistemin minimum çalışma basıncı P_3 'ün hemen altındadır. Bu durum, akümülatör kesesinin dışarı atılmasına önleyen çek valfin devamlı olarak kapanmasını önlemek içindir, yani $(P_1=0.9P_3)$ 'dür. Maximum sistem basıncı P_2 , akümülatör tamamen yüklediği andaki akışkan basıncıdır. P_2 minimum çalışma basıncının üç katından fazla olmamalıdır, aksi halde balonun yada diyaframın elastomer materyali zarar görebilir. Şekil-1.6 akümülatörün çeşitli gaz yükleme durumlarını göstermektedir.



Şekil 1.6 Akümülatöre gaz yükleme şartları

Pompa çıkışındaki darbelerin sönümlenmesi

Çoğu hidrolik pompaların çıkışı, zamana göre mutlak olarak sabit değildir, çünkü bu çıkış, darbeler ve ani değişikliklere maruzdur. Örneğin, beş silindirli bir pistonlu pompada, her pompa devrinde beş darbe oluşur. Çoğu uygulamalarda bu ani değişimler önemsizdir, çünkü bu değişimler pompanın çıkış ucundaki boru şebekesi sayesinde yumuşatılmaktadır. Bir sistem için kararlı ve sabit çıkış gerektiğinde, elektrohidrolik servo sistemler (örneğin ucuna akümülatör yerleştirilmiş bir pompa) darbe sönümleyici olarak işlev görmelidir. Küçük bir akümülatör, basınç darbesini ihmal edilebilir bir düzeye indirgeyebilir, ancak darbeyi tamamen yok etmesi imkansızdır. (Şekil 1.7)



Şekil 1.7 pompa çıkışındaki darbelerin sönümlenmesi

Ani basınç değışmelerinin sönümlenmesi

Valfin ani olarak kapanması, geçici basınç oluşumlarına ve şok dalgalarına neden olur. Bir su sisteminde budurum, "su çekici" olarak anılır, çünkü genellikle, önemli ölçüde gürültü oluşurumu ile birlikte görülür. Başlangıçta, valfin bitişığindeki akışkan akışı durdurulur ve akışkan sıkıştırılır; bir basınç dalgası da akışkan sabit hale gelinceye kadar akışkan sütunu boyunca geriye doğru gider. Bu dalganın düz borunun uzak ucuna gelmesiyle birlikte, valfe geri dönmek üzere yola çıkan bir dekompresyon dalgası oluşur. Bu dalgalar enerji tüketinceye dek, ileri-geri gidip gelirler. Valfin kapatılması ne kadar ani olursa; basınç değışmesi de o oranda ani ve sert olur.

Valfin ani olarak kapanmasıyla oluşan basınç, aşağıdaki formülde verilmiştir.

$$\Delta P = \rho \ a \ \Delta V$$

Burada " ΔP ", basınç artışı, " ρ " akışkanın özgül ağırlığı, $a = (B/\rho)^{1/2}$, akışkan içindeki ses hızı, " ΔP " hızındaki değışme ve B'de akışkanın kübik elastik modüldür.

Yedek veya acil güç

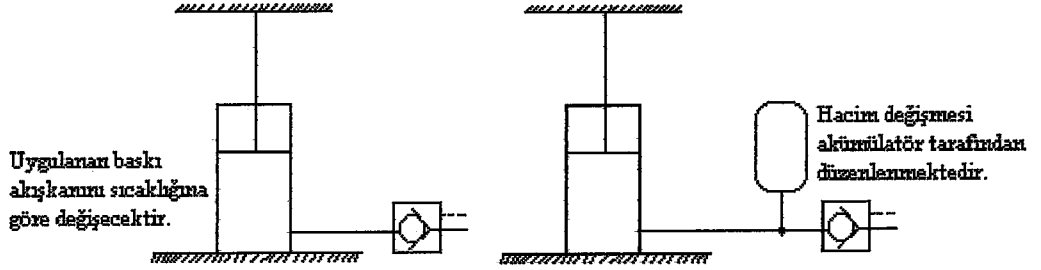
Hidrolik enerji akümülatörde depolanabilir ve pompanın bozulması halinde, hareketlendiriciyi çalıştırmak veya çalışmasını tamamlamak için, akümülatör çekilebilir. Genel kullanım ise, güç kaybının ciddi sonuçlara yol açabileceği uygulamalarda sınırlandırılmıştır. Buna örnek olarak, bir uçağın iniş takımlarına kumanda eden hidrolik dişliyi örnek verebiliriz.

Termik genişlemenin dengelenmesi

Bir akışkanın kütle sıcaklığı değıştiğinde, buna bağlı olarak hacmide değışir. Eğer bu akışkan kapalı bir kapla sınırlandırılmışsa, kap içindeki basınçda artar. Kapalı bir sistemdeki, termik genişlemenin dengelenmesi gerekir. Kapalı sistemin hacmindeki değışme miktarı, akümülatörde depolanması gereken hacmin miktarına eşittir. (Şekil 1.8)

"V" hacimli bir akışkanın sıcaklığı t° C kadar değişmesi sonucunda, hacimde oluşan değişme ΔV , aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\Delta V = V_t K_v$$



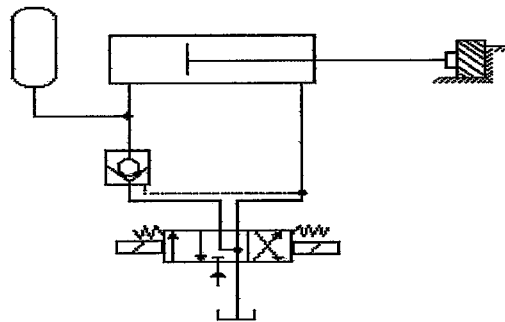
Şekil 1.8 Termik genişlemenin dengelenmesi

Burada K_v , akışkanın hacimsel genişleme katsayısıdır.(sıcaklık 1° C'lik değişme için 0,0007 olarak alınabilir.)

Depolanan hacmi ve kabul edilebilir basınç değişmesinin değerini bilirsek,akümülatör için gerekli hacim kapasitesini bulabiliriz.

Sızıntıları telafisi

Pompa boşaltma valfinin bulunduğu bir sistemde çok küçük bir kaçak olması halinde, basınç düşerek ve boşaltma valfinin kırıdayarak tıkırdamasına neden olacaktır. Bu tıktı, sızıntının telafisi için bir akümülatör kullanılarak önlenebilir.

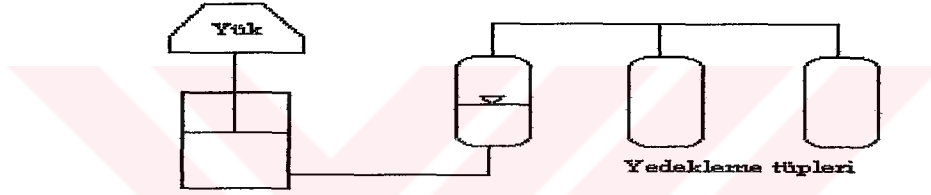


Şekil 1.9 Sızıntıların telafisi

Şekil 1.9'da gösterilen sıkıştırma uygulamasında, akümülatör silindir pistonundaki veya çek valf yatağındaki sızıntıları telafi etmekte ve sıkıştırma kuvvetini sabit bir seviyede tutmayı sağlamaktadır.

Karşı dengeleme

Büyük kütlelerin karşılıklı dengelenmesi, müstakil bir kapalı bir döngüde, hidrolik bir silindir ile bir akümülatör kullanılarak yapılabilir(Şekil 1.10).Depolanan akışkanın hacmi silindir yer değiştirmesinin hacmine ve kabul edilebilir sınırlarına bağlı olacaktır.Karşı dengeleme uygulamalarında, akümülatörün hacmi genelde karşı denge silindirinin toplam yer değiştirmesinin en az iki katı olmalı ve bu akümülatörün yedekleme tüpünün hacmi, akümülatör hacim kapasitesinin yaklaşık olarak beş katı olmalıdır.

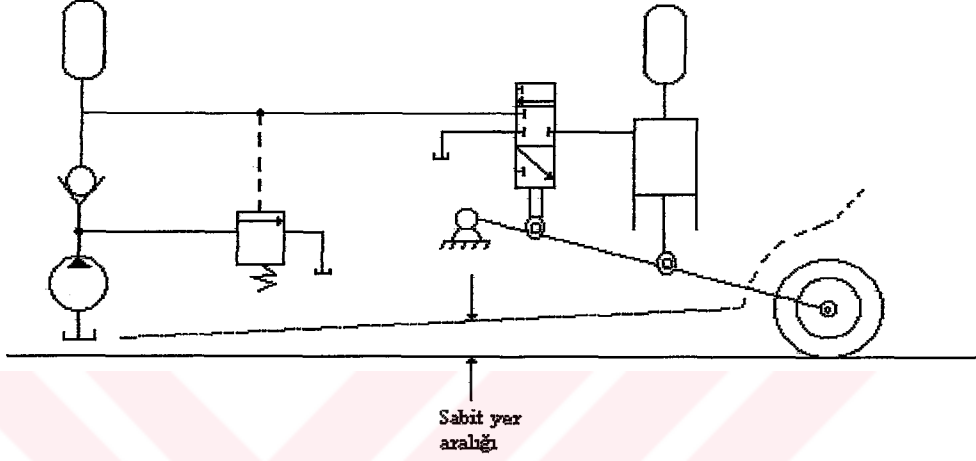


Şekil 1.10 Karşı dengeleme

Taşıt süspansiyonu

Taşıt süspansiyonlarında hidrolik akümülatörlerin kullanılması giderek yaygınlaşmaktadır.Citroen sisteminde(Şekil 1.11), her tekerleğin şoku sönmüleyen hidrolik akümülatörün ayrı bir süspansiyon düzeneği vardır ve şoka karşı tepkinin hızlı olması için, bir ana akümülatör, basıçlı akışkanın basınç düzeyini yükseltmektedir.Sabit seviyenin denetimi, değişken yük ve yol koşulları altında yavpa önleyici ön ve arka çapraz dengeleyicilere bağlı mekanik servo valfler sayesinde gerçekleştirilir.Bu valfler destek silindirlerine giden ve bu silindirlerden gelen akışı düzenleyerek araç seviyesinin sabit bir düzlem üzerinde kalmasını sağlarlar.Örneğin araç sıçradığında şase, tekerleklerin durumuna bağlı olarak yukarıya doğru hareket eder.Bu durumu daha iyi anlayabilmek için şekil 1.11'de görülen sistemdeki tekerleklerin aşağıya doğru düştüğünü varsayalım.Bu durumda seviye düzeltici (servo) valf açılarak, desteklerdeki basıncı tahliye eder ve sonuçta tekerlekler doğru seviyelerine dönüş yapar ve valf kapanır.Tekerleklerin yukarı doğru hareket etmesi halinde , valf açılarak destek

silindirlerine akışkan geçmesine izin verir, bunun sonucunda tekerlekler eski konumlarına doğru hareket eder ve valf kapanır. Benzer şekilde, yükün artması halinde şase alçalır (bu tekerleklerin yüklenmesi olayıyla aynıdır) ve destek silindirlerine bir akış gider ve sonuçta denge sağlanır. İtibari zemin aralık ölçüsü, servo valflere giden bağlantıların uzunluk oranları değiştirildikçe ayarlanabilir.



Şekil 1.11 Taşıt süspansiyon sistemi

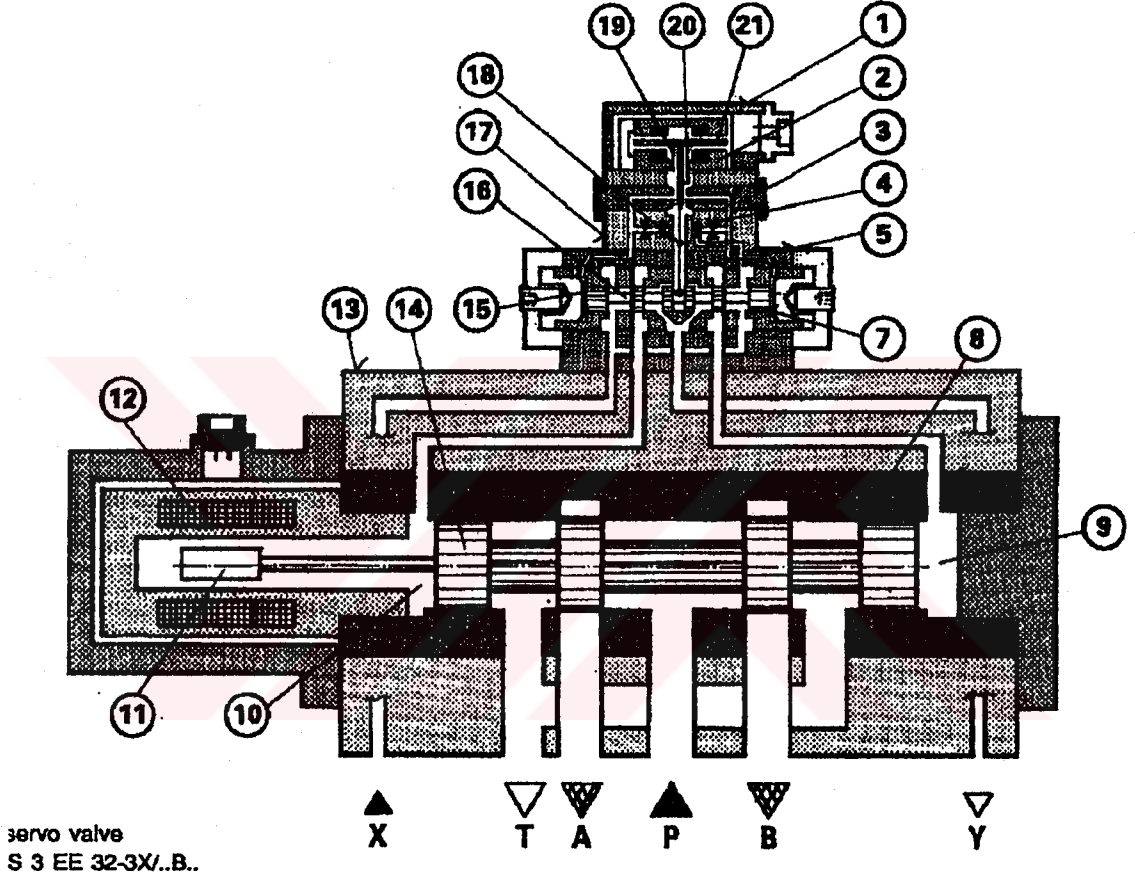
EK.2 HİDROLİK DEVREDEKİ SİMGELERİN İSİMLERİ ve KODLARI

SIRA NO	İSİM	KOD NO
01	POMPA	4.1.71.07.000
02	ELEKTRİK MOTORU	4.2.55.07.001
03	MOTOR VE POMPA KAVRAMASI	4.0.10.10.100
04	CONTA	00.015.000020
05	EMME FİLTRESİ	4.1.24.03.000
06	BASMA FİLTRESİ	4.1.24.06.046
07	SOĞUTUCU	4.1.82.00.002
08	SELENOİD VALF	4.8.12.00.3200
09	ÇEK VALF	4.1.12.04802
10	KAPAMA VALFİ	4.1.80.00.000
11	MOMOMETRE	4.1.56.01.000
12	HİROLİK MOTOR	4.1.61.50.220
13	ÇEK VALF	4.1.12.00.403
15	AKÜMÜLATÖR	4.1.04.00.020
100	POMPA GRUBU	2.63.94.000.010
101	EMNİYET VALFİ	4.1.16.002.504
102	EMNİYET VALFİ	4.1.16.002.504
103	KOVAN VALF	4.1.12.032506
104	KOVAN VALF	4.1.12.032506
105	ÇEK VALF	4.1.12.040800
106	ÇEK VALF	4.1.12.040800
107	YÖN VALFİ	4.1.12.000600
110	YÖN VALFİ	4.1.12.000612
111	YÖN VALFİ	4.1.12.000612
113	ORANSAL AKIŞ DENETİM VALFİ	4.1.65.002501
114	BASINÇ EMNİYET VALFİ	4.1.16.002503
115	YÖN VALFİ	4.1.12.000600
116	ÇEK VALF	4.1.12.031605
117	YÖN VALFİ	4.1.12.000600
118	FİLTRE	4.1.24.06.008
119	SELENOİD VALF	4.1.12.000609
120	SELENOİD VALF	4.1.12.000600
300	VALF BLOKU	2.6435000.010
301	KOVAN VALF	4.1.21.104000
302	VALF BLOKU	2.6214001.040
303	ÇEK VALF	4.1.12.041200
304	MAKARA UYARILI YÖN VALFİ	4.1.12.021001
305	VALF BLOKU	2.6214001.021
306	ÇEK VALF	4.1.12.021001

307	MAKARA UYRILI YÖN VALFİ	4.1.12.41200
308	VEYA VALFİ	4.1.12.041201
600	KAPAMA GRUBU	2.6425000.010
601	ORANSAL BASIÇ EMNİYET VALF	4.1.65.010602
602	BASINÇ DENETİM VALFİ	4.1.16.043210
603	VEYA VALFİ	4.1.12.040801
604	KOVAN VALF	4.1.21.004001
605	SELONOİD VALF	4.1.12.000600
606	ORANSAL YÖN DENETİM VALF	4.1.65.023200
607	KOVAN VALF	4.1.65.023201
608	VALF	4.1.80.00.000
609	MONOMETRE	4.1.56.01.000
500	SERVO VALF BLOKU	9.6145000.013
501	SERVO VALF	4.1.65.045010
502	ÜÇ KADEMELİ SERVO VALF	4.1.65.040611
503	KOVAN VALF	4.1.21.004001
504	SELONOİD VALF	4.1.12.001011
505	ÇEK VALF	4.1.21.001600
506	YÖN VALFİ	4.1.12.001009
507	EMNİYET VALFİ	4.1.63.001001
508	HİDROLİK BASIÇ ARTTIRICI	4.2.64.05.004
509	VALF	4.1.80.00.000
510	MONOMETRE	4.1.56.01.000

EK.3 ÜÇ KADEMELİ ELEKTROHİDROLİK SERVO VALF

Şekil -1 de üç kademeli servo valf görülmektedir. Burada İkinci kademenin görevi üçüncü kademenin ana sürgüsünü denetlemektir. Üçüncü kademenin gerekliliği, standart sürgülü yön valflerde olduğu gibi daha çak yağ geçirerek istenen hareketi daha kısa sürede gerçekleştirebilmektedir.



Şekil -1 Üç Kademeli Elektrohıdrolık Servo valf (Anonim 1992b)

Servo valflerin 4WS EE 32 tipleri DIN 24 340-A 32 Modelinde üç bölümün montajıyla oluşan valf ile elektrikle çalışır. Aslında onların kapalı döngü durumları, güçlerin ve hızların denetiminde kullanılırlar.

Aslında onlar esas olarak şunlardan meydana gelir:

1- Birinci bölüm (1) mıknatıs tork motoru, (2) ve kanatlı jet hidrolik yükselticisi

2- İkinci bölüm (5) üçüncü bölümü denetlemek için akıntı yükseltiçi, (13) yağın ana akıntısını denetlemek için 4 yollu denetim makaralı (14) üçüncü bölümdeki makaraya sabitlenmiş çekirdek, (11) harekete geçiren besleyici transtuker (12)

Servo valfin üçüncü bölümü sadece harici bir elektronik yükseltiçi sayesinde çalıştırılabilir. Bu kapalı döngü denetiminde, makara durumu için komut ve geçek değerler gerektiği gibi karşılaştırılır ve düzeltilir.

Pilot denetimin birinci bölümü elektriksel kanat jet valf ile çalıştırılır. İkinci ve üçüncü bölümler makara süboblardır.

Tork motoru besleyici yayın yardımıyla (18) ikinci bölümdeki pilot makaraya (16) bağlanır. Komuttan gelen makara vaziyetindeki herhangi bir değişiklik tork motorunu beslemek için yükseltilmiş sinyale sebep olur. Bu, kanat tabakalarının denetim jetleriyle uygun bir şekilde dengelenmesine neden olur.

Bunların ağız boşlukları , bu yüzden değiştirilir ve uygun ağızlarla birleştirilir. (4) ve makaraların uçları (7) arasında basınç farkı yaratır ve pilot makarayı dengeler.(15)

Bu hareket pilot makaranın (16) yardımıyla dönen kanat plakasının (20) ve dönüş yayının (18) birkez daha paylaşma pozisyonuna gelmesine ve makaralar arasındaki basıncın sıfırlanmasına kadar devam eder.

(15) Pilot makaranın (3) bu ekilde kurulması denelenmesiyle ,yağ basıncı böylece yağ odalarıyla (9) veya (10)makaralarla temasa geçer.(14)

Sonuç olarak makara(14) işlemler transtukerinin çekirdeğiyle(11) dengelenir.(12) Çekirdeğin bir anlık pozisyonu, harici elektronik denetim kartından geçen işlevsel transtukerinin elektrik bobinlerinde bir akım oluşturur.

Bu voltaj, istenen pozisyonlar daha sonra karşılaştırılan makara pozisyonu ile orantılıdır.

Elde edilen işaret devamlı istenen durumla karşılaştırılır ve makara için doğru durumu vermesi için birinci bölümü yükseltir.

Eğer hiç bir hatalı durum yoksa , birinci bölümdeki işaret sıfırdır. Tork tüp armatör(21) ve kanat tabakayı (20) merkezleştirir ve böylece denetim odaları (7) ve (15) arasındaki basınç farklılığı oluşturmak (9)ve (10) odalara pilot bağlantılar böylece bloke edilir. ve denetim makarası(14) doğru pozisyonda olur.

Denetim kabını göz önüne alarak makaranın (14) durumuna göre bağlanır, sübopların açılışı sübop makarası için komut değeri ile orantılıdır.



KAYNAKLAR

- ANONİM. 1981. Hydraulic-Systems for Plastic Machinery. Mannesmann Rexroth GmbH. RE 00 322/181 postfach 340 D-8770 Lohr a. Main
- ANONİM. 1992a. Hydraulic Equipment Catalogue. Yuken Kogyo Co., Ltd.
- ANONİM. 1992b. GmbH Hydraulic and Electronic Components for Propotional and Servo Systems. Mannesmann Rexroth, RE 29003/7.88 D-8770 Lohr am Main
- ANONİM. 1996. Hydropneumatic Bladder Accumulators. EPE Italiana srl, 20128 Milano-Via Cislighi,40
- BERİNS, L. M. 1991. Plastics Engineering Handbook of The Society of The Plastics Industry. Van Nostrand Reinhold, Newyork
- BURTON, J. D., K. A EDGE, ve C. R. BURROWS 1994. Modeling Requirements for the Parallel Simulation of Hydraulic Sydtems. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 116, pp. 137-144
- ERCAN, Y. 1995. Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi. Gazi Üniversitesi Yayın No.206
- FEİGEL, H.-J. 1987. Dynamische Kenngrößen eines Differentialzylinders. Q+P >>Ölhydraulik und Pneumatik<< 31 Nr. 2
- FİTZSİMONS, P. M. ve J. J. PALAZZOLO 1996. Modeling of a One Degree-of-Freedom Active Hydraulic Mount. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 118, pp. 439- 442
- FİTZSİMONS, P. M. ve J. J. PALAZZOLO 1996. Control of a One-Degree-of-Freedom Active Hydraulic Mount. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 118, pp. 443-448
- GESSAT, T. 1996. Seels für Biofluids - Simulation can reduce development costs. Q+P >>Ölhydraulik und Pneumatik<< 40 Nr. 2
- KRUS, P., K. WEDDFELT ve J.D. PALMBERG 1994. Repetitive Digital Tracking Control and Application to a Hydraulic Servo for Noncicular Machining. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 116, pp. 132 - 135
- KURTULAN, S., 1996. Programlanabilir Lojik Kontrolörler (PLC) ve Uygulamaları. Bileşim Yayıncılık A.Ş.
- MARTİN, D. J. ve C.R. BURROWS 1976. The Dynamic Characteristics of an Electrohydraulic Servovalve. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 18, pp. 395 - 406

Mc CLOY, D. ve H. R MARTIN, Control of Fluid Power, Analysis and Design, Ellis Horwood Limited 1980

Mc MILL, G. 1983. Tuning and Control Loop Performance, Instrument Society of America

Mc CLOYD, MARTIN, H. R. 1980. Control of Fluid Power. Analysis and Design Ellis Horwood Limited

OGATA, Katsuhiko 1990. Modern Control Engineering, Prentice Hall International Inc.

PINCHES J. Michael ve G. J. ASHBY 1988. Power Hydraulics, Prentice Hall, International(UK)Ltd.

ROSATO, V., P. E DOMINICK ve V. D. ROSATO 1986. Injection Molding Handbook, Van Nostran Reinhold, Newyork

RUBIN, I. 1987. Injection Molding Treory and Practic,.Newyork

ROOSEN, J. 1996. Trends in Hydraulics for injection moulding machines - observed on the.K'95. Q+P >>Ölhydraulik und Pneumatik<< 40 Nr. 2

RAMACHANDRAN, DRANSFIELD 1993. Interaction Between the Actuators in Loaded Multi-Channel Electrohydraulic Drives. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 115, pp. 291 - 302

SANCHEN, G. 1996. Design of Noise Reduced Machinestructures: An Example of a Radial Position Pump. Q+P >>Ölhydraulik und Pneumatik<< 40 Nr. 2

SHEARER, J. L. 1983.N. Digital Simulation of a Coulomb Damped Hydraulic Servosystem. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 105, pp. 215 - 221

SHCHANG Z., C. XINGMIN ve C. YUWAN 1991. Optimal Contral of Speed Conversion of a Valve Controlled Cylinder System...Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 112, pp. 691 - 695

SARIOĞLU, K. 1992. Dijital Kontrol Sistemleri. Sistem Yayıncılık San.veTic.A.Ş.

TSAO, TOMIZUKA 1994. Robust Adaptive and Repetitive Digital Tracking Control and Application to a Hydaulic Servo for Noncircular Machining. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 116, pp. 24 - 31

WATTON, J. 1984. The Generalized Responce of Servovalve - Controlled, Single Rod, Linear Actuators and the Influence of Transmission Line Dynamics. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 116, pp. 132 - 135

WATTON, J. 1989. Fluid Power Systems, Modeling, Simulation, Analog and Microcomputer Control. Prentice-Hall International (UK) Ltd.

YÜKSEL, İ. 1995. Otomatik Kontrol Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri. Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa

YÜKSEL, İ. 1996. MATLAB İle Mühendislik Sistemlerinin Analizi ve Çözümü. Uludağ Üniversitesi Basın Yayın İşletmesi (BİLAR)., Bursa



TEŞEKKÜR

Bu çalışmayı yöneterek gerçekleştirilmesinde büyük katkısı ve yardımları olan değerli Öğretim Üyesi Prof.Dr. İbrahim YÜKSEL'e ve yardımları dokunmuş ve adını sayamadığım bütün Öğretim Görevlisi ve Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma en içten teşekkürlerimi sunarım.



ÖZGEÇMİŞ

1968 yılında Balıkesir Merkez Dallımandıra Köyünde doğdu. İlk, orta ve lise tahsilini sırasıyla Dallımandıra İlkokulu, Gökçeyazı İlköğretimokulu, Muharrem Hasbi Lisesi Matematik bölümünde tamaladı.1987 yılında Uludağ Üniversitesi Balıkesir Müh.-Mim. Fakültesi Makine Mühendis'liği bölümüne başlayan lisans eğitimini 1991 yılında tamamladı.1992 yılında BEMSA A.Ş. enjeksiyon departmanında İmalat Mühendisi olarak iş hayatına başladı.1994 yılında Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Ana Bilim Dalında Yüksek lisans eğitime başlamıştır.1995 yılında BEMSA A.Ş. ayrılarak Balıkesir Üniversitesi Edremit Meslek Yüksekokulu Makina Programında Öğretim Görevlisi olarak çalışmaya başladı ve aynı görevine devam etmektedir.

