

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEĞİŞKEN HIZLI ALTERNATİF AKIM ELEKTRİK MOTORU İLE
TAHRİK EDİLEN
ELEKTRO-HİDROLİK YÜK ALGILAMALI BİR ABKANT PRESİN
DİNAMİK PERFORMANS ANALİZİ

Ahmet KANDENİZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR

Eş Danışman

Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA

Temmuz, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN HIZLI ALTERNATİF AKIM ELEKTRİK MOTORU
İLE TAHRİK EDİLEN
ELEKTRO-HİDROLİK YÜK ALGILAMALI BİR ABKANT
PRESİN
DİNAMİK PERFORMANS ANALİZİ**

Ahmet KANDENİZ tarafından hazırlanan tez çalışması 10.07.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve Kontrol Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA

Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA, Eş Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Yener TAŞKIN, Üye

İstanbul Üniversitesi

Doç. Dr. Semih SEZER, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR sorumluluğunda tarafımda hazırlanan Değişken Hızlı Alternatif Akım Elektrik Motoru ile Tahrik Edilen Elektro-Hidrolik Yük Algılamalı Bir Abkant Presin Dinamik Performans Analizi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim

Ahmet KANDENİZ

İmza

TEŞEKKÜR

İş yaşıntımda edindiğim pratik uygulama tecrübelerimi akademik bir perspektifte değerlendirme imkânı bulduğum bu çalışmada bir abkant pres uygulamasının farklı kontrol konseptleri ile çalışmasını inceleyerek sistemin dinamik çalışma performanslarını analiz etmeye çalıştım. Bu çalışmanın sanayide yapılacak benzer uygulamalarda kaynak olarak kullanılabileceğini düşünerek üniversite ve sanayi iş birliğine küçük de olsa bir katkısı olmasını temenni ederim.

Bu çalışma boyunca sabır, öneri ve bana olan inancı ile rehberlik eden değerli hocam Sn. Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR'a teşekkür ederim.

Tezimin şekillenme süresince öneri ve birikimleri ile yolumu aydınlatan değerli hocam Sn. Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA'ya teşekkür ederim.

Bu çalışma boyunca deney düzeniğinin kullanılmasına imkân sağlayan Sn. Dr. Öğr. Üyesi Muharrem Erdem BOĞOÇLU'ya teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalarım için gereken ekipmanların sağlanması noktasında desteğini esirgemeyen şirketim Parker Hannifin'e ve imalat proseslerinde desteğini esirgemeyen Hidrok firmasına teşekkürlerimi sunarım.

Yaptığım çalışmaların yazılım ve otomasyon tarafında yardımını esirgemeyen ve değerli vaktini harcayan mesai arkadaşım Ege ATILLA'ya teşekkür ederim. Bu çalışmanın şekillenmesine ilham ve birikimleri ile destek olan mesai arkadaşım Olgun ÇALIŞKAN'a teşekkür ederim.

Eğitim hayatım boyunca hep yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen değerli annem, babam ve kardeşim Meşküriye-Ercan-Kübra KANDENİZ'e ve bu çalışma boyunca değerli vaktini vakfederek yanımda olan ve beni motive eden kıymetli eşim Elif KANDENİZ'e ayrıca teşekkür ederim.

Ahmet KANDENİZ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xii
TABLO LİSTESİ.....	xv
ÖZET	xvi
ABSTRACT	xviii
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	4
1.3 Hipotez	6
2 PRESLER.....	8
2.1 Preslerin Genel Yapıları.....	8
2.1.1 Mekanik Presler.....	8
2.1.2 Hidrolik Presler	10
2.2 Abkant Presler.....	12
2.3 Abkant Presin Alt Sistemleri.....	12
2.3.1 Mekanik Sistemler	13
2.3.2 Hidrolik Sistemler	14
2.3.3 Elektronik Sistemler	21
3 500 kN HİDROLİK ABKANT PRES ÖZELLİKLERİ	23
3.1 Abkant Pres Çevrimi	23
3.2 500 kN Abkant Pres Hidrolik Sistemi.....	25

3.2.1	Hidrolik Devre Şeması.....	26
3.2.2	Hidrolik Silindirler ve Temel Hesaplamalar	28
3.3	Uygulama Çalışması	29
3.3.1	Abkant Pres Özelliklerinin Belirlenmesi.....	29
3.3.2	Abkant Pres Teknik Özellikleri	30
3.3.3	Çevrim Değişkenleri ve İşletme Kabulleri.....	30
4	HİDROLİK TEST DÜZENEGİ VE YÖNTEM	35
4.1	Deney Düzenegi ve Abkant Pres Modeli (Simülasyonu).....	35
4.1.1	Hidrolik Sistem	36
4.1.2	Kontrol Sistemi	44
4.2	Deneysel Çalışma Yöntemi	48
4.2.1	DHMS Metodu ile Yük Algılama.....	50
4.2.2	Deney Metodolojisi ve Parametrelerin Ayarlanması	51
4.2.3	Ölçümlerin Yapılması ve Kaydedilmesi.....	54
5	DENEY SONUÇLARI VE PERFORMANS ANALİZLERİ	57
5.1	Deney Sonuçları.....	57
5.1.1	A Senaryosu (En İnce Sac Presleme Senaryosu).....	57
5.1.2	B Senaryosu (En Sık Preslenen Sac Senaryosu)	65
5.1.3	C Senaryosu (En Kalın Sac Presleme Senaryosu)	72
5.2	Dinamik Performans Analizleri	78
5.2.1	A Senaryosu Analizleri	79
5.2.2	B Senaryosu Analizleri	82
5.2.3	C Senaryosu Analizleri	85
5.2.4	Dinamik Performans Analizlerinin Değerlendirmesi	89
5.3	Enerji Tüketim Analizi ve Verimlilik	90

5.4 DHMS Dinamik Performans İyileştirme Analizi.....	92
5.5 OHVS-DHMS Sistem Dönüşümü Maliyet Analizi	95
6 SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	97
Kaynakça.....	102
Tezden Üretilmiş Yayınlar	104



SİMGE LİSTESİ

A_h	Piston Halka Alanı [cm^2]
A_p	Silindir Piston Alanı [cm^2]
b	Bükülen Sac Boyu [cm]
D	Silindir Piston Çapı [cm]
F	Baskı Kuvveti [N]
F_i	İtme Kuvveti [N]
F_p	Toplam Baskı Kuvveti [N]
h	Bükme Derinliği [cm]
K_d	Türevsel Kontrol Katsayısı [—]
K_i	İntegral Kontrol Katsayısı [—]
K_p	Oransal Kontrol Katsayısı [—]
n	Silindir Adeti [—]
P_1	Pompa ile Oransal Hız Ayar Valfi Arası Basınç Değeri [bar]
P_2	Hız Ayar Valfi ile Basınç Emniyet Valfi Arası Basınç Değeri [bar]
$P_{1İ}$	P1 Hattındaki İdeal Basınç Değeri [bar]
$P_{2İ}$	P2 Hattındaki İdeal Basınç Değeri [bar]
P_{1T}	P1 Hattında Deney Sonucu Alınan Basınç Değeri [bar]
P_{2T}	P2 Hattında Deney Sonucu Alınan Basınç Değeri [bar]
P_p	Silindir Piston Alanına Etkiyen Basınç [bar]
Q	Yağ Debisi [$litre/dakika$]
Q_i	Olması Gereken İdeal Yağ Debisi [$litre/dakika$]
Q_T	Debimetrede Okunan Yapı Debisi [$litre/dakika$]

S1	Serbest Düşme Stroğu [cm]			
S2	Presleme Stroğu [cm]			
S	Presin Stroğu [cm]			
s	Sac Kalınlığı [cm]			
t1	Boşta Bekleme Süresi [saniye]			
t2	Serbest Düşme Süresi [saniye]			
t3	Presleme Süresi [saniye]			
t4	Ütüleme Süresi [saniye]			
t5	Dekompresyon Süresi [saniye]			
t6	Geri Dönüş Süresi [saniye]			
tç	Çevrim Süresi [saniye]			
V	Bükülen	Form	Genişliği	[cm]
V_g	Geri Hız [cm/saniye]			
V_i	İleri Hız [cm/saniye]			

KISALTMA LİSTESİ

AC	Alternatif Akım
AKÜ	Ana Kontrol Ünitesi
cc	Kübik Santimetre
cm	Santimetre
ÇE	Çekilen Enerji
ÇG	Çekilen Güç
DC	Doğru Akım
DHMS	Değişken Hızlı Motor Sistemi
dk	Dakika
HE	Harcanan Enerji
HG	Harcanan Güç
Hz	Hertz
kg	Kilogram
kN	Kilonewton
kW	Kilowatt
l	Litre
MAS	Maksimum Üst Sapma
mm	Milimetre
MÜS	Maksimum Alt Sapma
N	Newton
OHVS	Oransal Hidrolik Valf Sistemi
OAS	Ortalama Alt Sapma
OÜS	Ortalama Üst Sapma
PID	Proportional Integral Derivative (Oransal İntegral Türevsel Kontrol)

PLC	Programmable Logic Control (Programlanabilir Lojik Denetleyici)
PWM	Pulse Width Modulation (Sinyal Genişlik Modölasyonu)
RPM	Revolutions Per Minute (Dakikadaki Devir Sayısı)
sn	Saniye



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2. 1	Bir hidrolik pres çalışma şeması [23]	11
Şekil 2. 2	Abkant pres büküm şeması [23]	12
Şekil 2. 3	Abkant pres üzerindeki alt sistemler [23]	13
Şekil 2. 4	Standart arka dayama [23]	14
Şekil 2. 5	Hidrolik sistem güç döngüsü [25]	16
Şekil 2. 6	Hidrolik rezervuar [23]	17
Şekil 2. 7	Bir abkant presin elektrik panosu [23]	22
Şekil 3. 1	Abkant pres çalışma çevrimi	24
Şekil 3. 2	Abkant pres hidrolik devre şeması	27
Şekil 3. 3	Abkant preslerde baskı kuvvetleri	29
Şekil 3. 4	A senaryosu Q-t grafiği	32
Şekil 3. 5	A senaryosu P-t grafiği	32
Şekil 3. 6	B senaryosu Q-t grafiği	33
Şekil 3. 7	B senaryosu P-t grafiği	33
Şekil 3. 8	C senaryosu Q-t grafiği	34
Şekil 3. 9	C senaryosu P-t grafiği	34
Şekil 4. 1	Deney düzeneğinde abkant pres hidrolik sisteminin modeli	36
Şekil 4. 2	Abkant presi simüle edecek hidrolik deney düzeneği komponentleri	37
Şekil 4. 3	Deneyde kullanılan AC asenkron elektrik motoru ve dişli pompa	38
Şekil 4. 4	Deneyde kullanılan AC asenkron motorunun teknik özellikleri [28]	39
Şekil 4. 5	Deneyde kullanılan dişli pompanın performans eğrisi [29]	40
Şekil 4. 6	Hidrolik manifold	41
Şekil 4. 7	Oransal emniyet valfi performans eğrileri [30]	42
Şekil 4. 8	Oransal hız ayar valfi performans eğrileri [30]	43
Şekil 4. 9	Hidrolik Rezervuar	44
Şekil 4. 10	Kontrol şeması	45
Şekil 4. 11	Ana kontrol ünitesi (AKÜ) [31]	46
Şekil 4. 12	Motor sürücüsü	47

Şekil 4. 13 Debimetre [32]	48
Şekil 4. 14 Basınç sensörü [32]	48
Şekil 4. 15 OHVS metodu kontrol şeması	49
Şekil 4. 16 DHMS metodu kontrol şeması	50
Şekil 4. 17 AKÜ' ye senaryo yüklenmesi	53
Şekil 4. 18 DHMS metodu kontrol blok diyagramı	54
Şekil 4. 19 Deney düzeneği ölçüm ve kayıt ekipmanları	55
Şekil 4. 20 Debi ölçüm ekipmanı [32]	56
Şekil 5. 1 A senaryosu OHVS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği	58
Şekil 5. 2 A senaryosu OHVS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği	60
Şekil 5. 3 A senaryosu OHVS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği	61
Şekil 5. 4 A senaryosu DHMS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği	62
Şekil 5. 5 A senaryosu DHMS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği	64
Şekil 5. 6 A senaryosu DHMS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği	65
Şekil 5. 7 B senaryosu OHVS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği	66
Şekil 5. 8 B senaryosu OHVS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği	67
Şekil 5. 9 B senaryosu OHVS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği	68
Şekil 5. 10 B senaryosu DHMS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği	69
Şekil 5. 11 B senaryosu DHMS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği	71
Şekil 5. 12 B senaryosu DHMS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği	71
Şekil 5. 13 C senaryosu OHVS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği	72
Şekil 5. 14 C senaryosu OHVS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği	74
Şekil 5. 15 C senaryosu OHVS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği	74
Şekil 5. 16 C senaryosu DHMS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği	75
Şekil 5. 17 C senaryosu DHMS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği	77
Şekil 5. 18 C senaryosu DHMS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği	78
Şekil 5. 19 A senaryosu basınç-zaman eğrileri	81
Şekil 5. 20 A senaryosu debi-zaman eğrileri	82
Şekil 5. 21 B senaryosu basınç-zaman eğrileri	84
Şekil 5. 22 B senaryosu debi-zaman eğrileri	85
Şekil 5. 23 C senaryosu basınç-zaman eğrileri	87
Şekil 5. 24 C senaryosu debi-zaman eğrileri	88

Şekil 5. 25 Farklı K_p katsayılarının basınç-zaman grafiğine etkisi	93
Şekil 5. 26 Farklı K_p katsayılarının basınç grafiğinin karakteristiğine etkisi	94
Şekil 5. 27 Farklı K_p katsayılarının debi-zaman grafiğine etkisi	94
Şekil 5. 28 Farklı K_p katsayılarının debi grafiğinin karakteristiğine etkisi	95



TABLO LİSTESİ

Tablo 3. 1 Abkant pres teknik özellikleri	30
Tablo 3. 2 Abkant pres çalışma senaryoları	31
Tablo 4. 1 Motor sürücüsü teknik özellikleri	47
Tablo 5. 1 Dinamik performans analiz tablosu	89
Tablo 5. 2 Enerji tüketim analiz tablosu	91
Tablo 5. 3 OHVS' yi DHMS' ye dönüştürmek için gerekenler	95
Tablo 5. 4 DHMS ile sağlanan enerji tasarrufunun tutarı	96



DEĞİŞKEN HIZLI ALTERNATİF AKIM ELEKTRİK MOTORU İLE TAHRİK EDİLEN ELEKTROK-HİDROLİK YÜL ALGILAMALI BİR ABKANT PRESİN DİNAMİK PERFORMANS ANALİZİ

Ahmet KANDENİZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR

Eş-Danışman: Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA

Yapılan bu çalışmada, iki farklı kontrol sistemi ile debi ve basınç kontrolü yapılan bir hidrolik sistemin her bir kontrol sistemi ile çalışırken sergilediği dinamik performansları incelenmiştir. Bu kontrol sistemlerinden ilki oransal hidrolik valf sistemi (OHVS), diğeri ise elektro-hidrolik yük algılamalı değişken hızlı elektrik motor sistemidir (DHMS). Belirli periyotlarda değişen yük miktarına karşın her iki kontrol sisteminin öngörülen ideal çalışma senaryosuna göre dinamik performansları mukayese edilip hangi kontrol sisteminin ideale daha uygun çalıştığını belirlemek öncelikli olarak amaçlanmıştır.

Bu doğrultuda bir deney düzeneği kurularak, iki farklı kontrol sistemi ile 500 kN bir abkant presin çalışma senaryoları üzerinden deneyler yapılmıştır. Presin basacağı en ince sac için (A senaryosu), presin en sık bastığı sac için (B senaryosu)

ve presin basacağı en kalın sac için (C senaryosu) olan üç farklı senaryo ele alınmıştır. Elde edilen sonuçlar neticesinde OHVS' nin ideal dinamik performansa yakın bir rejimde çalıştığı belirlenmiştir. Ancak A senaryosunda DHMS metodu ile yapılan çalışma ile OHVS metodunda %10 olan sistem verimliliğinin %46' ya, B senaryosunda sistem verimliliğinin %15' den %52' ye ve C senaryosunda %19' dan %56' ya iyileştiği görülmüştür. Ayrıca DHMS' nin farklı çalışma senaryolarına göre %60 ile %70 oranında enerji tasarrufu sağladığı belirlenmiştir. Buradaki asıl amaç enerji verimliliği sağlayan DHMS metodunun uygulamada kullanılabilirliğini saptamaktır. Bu noktada uygulamada OHVS metodu kullanıldığı göz önüne alınarak DHMS sisteminin uygulanabilirliği OHVS metodu üzerinden analiz edilmiş ve DHMS sisteminin dinamik performans çıktıları ile OHVS metodunun dinamik performans çıktıları arasında %1 ile %3 arasında oluşan farklar görülmüştür. Bu sonuçlar dikkate alınarak DHMS'nin dinamik performansının abkant pres sistemi için yeterli olduğu belirlenmiştir.

Son olarak DHMS' nin ideal dinamik performansının ideale daha fazla oranda yakınlaştırılması amacıyla DHMS' nin kontrolünü sağlayan yazılım üzerindeki bazı parametreler değiştirilerek benzer deney sadece DHMS ile tekrarlanmış ve DHMS metodunun dinamik performansında iyileşmeler gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik sistem, dinamik performans analizi, abkant pres, oransal valf ile hız kontrolü, değişken devirli AC motor

THE DYNAMIC PERFORMANCE ANALYSE OF A PRESS BRAKE WITH ELECTRO-HYDRAULIC LOAD SENSE DRIVEN BY VARIABLE SPEED ELECTRIC MOTOR WITH ALTERNATIVE CURRENT

Ahmet KANDENİZ

Department of Machine Engineering

Master of Science Thesis

Advisor: Asist. Prof. Dr. Meral BAYRAKTAR

Co-advisor: Assoc. Prof. Dr. Ali Volkan AKKAYA

In this study, it is aimed to analyze the dynamic performance of a hydraulic system which controls its pressure and flow by two different control systems related to working conditions of each control system separately. The first one of these control systems is the control with a proportional hydraulic valve system (OHVS) and the second one is the control with a variable speed electric motor system (DHMS) with electro-hydraulic load sensing. In order to define which of these systems are more feasible to the ideal conditions, the dynamic performances of these systems are compared with the proposed ideal working scenario by considering variable loads related to particular cycles.

For this purpose, an experimental system is set and the experiments are performed with these two different control systems according to the working scenarios of a 500 kN press brake machine. Three different scenarios were handled in respect to the thickness of the steel sheets. First one is the scenario for

the thinnest steel sheet that the machine will press (Scenario A). The second one is the scenario for the steel sheet that the machine press often (Scenario B). The third one is the scenario for the thickest steel sheet that the machine will press (Scenario C). It is revealed that the dynamic performance of OHVS is more convenient for the ideal dynamic performance. However, it is concluded that the performed study by using DHMS method has improved the efficiency of the system from %10 to %46, %15 to %52 and %19 to %56 for the scenarios A, B, and C, respectively. The main objective of this study to discuss the usability of DHMS method that provides energy saving. For that purpose, the applicability of OHVS is analyzed by considering the usability of OHVS method and it is determined that dynamic performance outputs of DHMS and OHVS are varying across the range of %1 and %3. By considering these results, it is determined that the dynamic performance of DHMS for the regarding press brake is sufficient.

Finally, in order to make the dynamic performance of DHMS closer to the ideal conditions, similar experiments are repeated by changing the control parameters of the software that provides the control of DHMS. It is concluded that the dynamic performance of DHMS is recovered towards the ideal conditions.

Key Words: Hydraulic system, dynamic performance analyze, press brake, speed control via proportional valve, variable speed AC motor

1.1 Literatür Özeti

Hidrolik sistemlerde ihtiyaç olmadığı durumlarda pompayı tahrik etmemenin endüstride enerji verimliliğinin en önemli anahtarı olduğu bu günlerde, birbirinden çok farklı uygulamaların gerektirdiği çeşitli değişken hız teknolojileri geliştirilmektedir. Geliştirilen bu teknolojiler ile enerji verimliliği amaçlanırken sistemlerin dinamik performans limitleri, elde edilmesi planlanan enerji verimliliğinin limitlerini belirlemektedir. Aynı zamanda yüksek güç, yoğunluk, hassas ayar ve dayanıklı performans gibi genellikle hidrolik sistemleriyle ilişkilendirilen yararların da enerji verimliliği sağlanırken korunması beklenir.

Hidrolik sistemlerin verimliliği, sistemin harcadığı enerjinin sisteme giren enerjiye oranı şeklinde ifade edilir. Hidrolik sistemlerin genel olarak toplam sistem verimi %40 bandındadır [1]. Klasik hidrolik sistem disiplininin dışına çıkılarak bu değeri iyileştirmek için yapılan çalışmalar mevcuttur [2], [3]. Yapılan bu çalışmalarda öncelikli olarak hidrolik sistemde enerji kayıplarının ortaya çıktığı noktalar ortaya konmuştur [4]. Ardından değişken hız kontrolü yardımı ile sistemin ihtiyacını algılayıp bu ihtiyaç doğrultusunda debi üretilmiştir. Bu sayede değişken hız kontrolünün enerji verimliliğine olan katkısı ortaya konmuştur. Zamanla enerji tasarrufu sağlayan bu sistemlerin dinamik performanslarının eski sistemlere oranla atıl olduğu anlaşılmıştır.

Hidrolik tahrikli preslerde değişken hız kontrolü özel olarak ele alınmıştır [5], [6]. Bunun nedeni bir pres üzerinde birden fazla senaryonun uygulanabilmesidir. Hidrolik sistem, sistemin maksimum isterlerine göre tasarlanır ancak sistem çalışma ömrünün tamamında maksimum değerlerde çalıştırılmaz. Bu noktada hız kontrolü ile çalışılan sistemler ile preslerin ihtiyacı olmadığı anlarda dahi maksimum kapasitede sistemden enerji çekmesini engelleyerek enerji tasarrufu sağlamak amaçlanmıştır.

Bir hidrolik sistemin dinamik performansı sistemden beklenen debi ve basınç isterlerine sistemin verebildiği reaksiyon hassasiyeti olarak tanımlanabilir. Bu doğrultuda hidrolik sistemden, kimi zaman anlık değişken debi isterlerine aynı oranda bir tepki vermesi kimi zaman ise anlık değişken basınç isterlerine en hızlı şekilde reaksiyon vermesi beklenir. Hidrolik sistemlerde basınç ve debi kontrolü çok farklı metotlar ile yapılabilmektedir.

Hidrolik sistemlerde basınç; prensip olarak üretilen bir büyüklük değil, akışkan gücü ile hareket ettirilmesi planlanan sistemin gösterdiği direnç sonucu oluşan bir büyüklüktür. Buna rağmen basınç her defasında kontrol edilmek istenir. Aksi halde sistem üzerinde istenmeyen yüksek basınç kaynaklı mekanik deformasyonlar ya da kaldırılması gereken bir ağırlığın kaldırılamaması gibi hata modları ortaya çıkabilir. Hidrolik sistemlerde basınç kontrolünün yapılmasının farklı yolları mevcuttur [7]. Sistemde gereğinden fazla basınç oluşmasını engellemek için basınç emniyet valfleri mevcuttur. Bunun yanı sıra sistemde oluşan basınç ihtiyacını bir sensor yardımı ile algılayıp ana hattaki basıncı bu doğrultuda artıran ya da azaltan oransal valfler mevcuttur.

Hidrolik sistemlerde debi, genel olarak hidrolik pompa tarafından sağlanan bir büyüklüktür. Hidrolik pompanın bir elektrik motoru, bir servo motor, bir dizel motor ya da bir benzinli motor gibi güç kaynaklarından aldığı gücü genel olarak hidrolik yağa aktarması ile ortaya çıkan büyüklüktür. Debi kontrolü hidrolik sistemlerde genellikle talep edilen bir durumdur. Debi kontrolünün yapılmasının da oldukça farklı yolları mevcuttur. Bu noktada başı çeken kontrol yöntemi hidrolik valfler ile debi kontrolüdür [8], [9]. Bu kontrol tipi, hidrolik sistemlerde klasik bir hale gelmiştir. Debi kontrolü alanında enerji verimliliği amacıyla farklı kontrol tipleri geliştirilmiştir. Değişken deplasmanlı hidrolik pompalar ile debi kontrolü bu alanda geliştirilen ilk teknolojidir [10]. Bu konseptte geliştirilen ürünler sistemdeki debi ihtiyacını mevcut fark basıncı üzerinden algılayarak gerekli olmayan debinin hidrolik pompa üzerindeki deplasman kontrol organı yardımıyla üretilmesini engeller. Bu kontrol tipinin işlevselliğini Çalışkan konu hakkındaki makalesinde ele almıştır [11]. İlk zamanlar bu pompalar ve sabit deplasmanlı pompalar sabit devirli DC elektrik motorları tarafından

sürülmekteydi. Ancak ilerleyen teknoloji ile bu tip pompalar farklı devirlerde sürülerek elektronik olarak debi kontrolü amaçlandı. Bu noktada yüksek devirlerde (> 700 devir/dakika) yapılan çalışmalarda sistem verimliliğinin genel olarak sistemin dinamik limitlerini sağladığı tespit edildi. Ancak düşük devirlerde (700 devir/dakika $<$) yapılan çalışmalarda dinamik alt limitlerin dahi altında kalınmıştır. Bu doğrultuda elektronik olarak farklı devirlerde sürülebilmeleri için değişken deplasmanlı pompaların emiş portlarında pozitif basınç yaratılarak ilgili işlevsellik bu ürünlere de kazandırılmıştır. Bu doğrultuda yapılan yenilikleri Ding vd. konu ile ilgili hazırladıkları çalışmalarında incelemiştir [12]. İlerleyen süreçte ise bu yöntemdeki verimliliği daha da artırmak ve sistemlerin dinamik performanslarını artırmak adına benzer çalışmalar AC motorlar ile de yapılmıştır [13-15]. Yapılan bu çalışmalarda hidrolik sistemin çalışması esnasında ortaya çıkan basınç farklılıkları basınç sensörleri yardımı ile algılanmıştır. Daha sonra bu değerler motor sürücüsüne aktarılmış ve motorun devri basınç farklarının azalmasına ya da artmasına göre motor sürücüsü tarafından kontrol edilmiştir.

Mevcut farklı tip kontrol sistemlerinin birbirleri ile mukayese edilmesi ve sistem bazlı sahip oldukları avantaj ve dezavantajları ortaya koymak adına çeşitli çalışmalar yapılmıştır [16]. Yapılan bu çalışmalar enerji verimliliği [17], [18], dinamik performans [19], reaksiyon zamanlaması gibi parametreler bakımından mukayese edilmiş ve uygulama bazlı olarak birinin diğerine göre avantajlı olduğu farklı tip uygulamalar tespit edilmiştir. Bu alanda son olarak geliştirilen servo motorlar yardımı ile debi kontrol sistemi ise ilk yatırım maliyetinin göz ardı edilmesi durumunda sistemin enerji verimliliği ve dinamik performans limitleri arasında sağlıklı bir ilişki kurulması noktasında oldukça işlevsel olmuştur [20]. Çalışkan değişken deplasmanlı pompa ile servo motor iş birliğinin avantajlarını göz önüne sermek için ilgili sistemi modellemiş ve deneysel bir çerçevede incelemiştir [21].

Hidrolik sistemlerde debi ve basınç kontrolü literatür çalışmalarından da görüleceği üzere oldukça farklı konseptlerde yapılabilmektedir. Bu kontrol yapısının kurulması esnasındaki öncelik her zaman aynı olmamaktadır. Bazı uygulamalarda enerji verimliliği endeksli kontrol sistemleri gerçekleştirilirken

bazı sistemlerde ise yüksek hız, kısa reaksiyon süresi gibi parametreler öncelikli olabilmektedir. Bir hidrolik sistemin dinamik performansını tanımlarken debi ve basınç büyüklüklerini birbirinden ayırmak zordur. İstenilen hareketin istenilen noktaya istenilen zamanda gerçekleşmesi ve gerçekleşme esnasında kendinden beklenen kuvvetleri sağlaması oldukça önemlidir. Tam olarak bu noktada, literatürdeki bilgi birikimini mümkün olan en derin şekilde kullanmak ve bununla birlikte literatüre pozitif bir katkı sağlayacak özgün bir bakış açısı yakalamak amaçlanmaktadır. Bu çalışmanın literatüre katkıları aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

- 1- Gerçek çalışma senaryosu esas alınarak, bir abkant pres çevrimini temsilen çalıştırılan deney sisteminde OHVS ve DHMS' nin dinamik performansları talep edilen dinamik performans limitine göre farklı yük ve debilerde karşılaştırılmalı olarak incelenmiştir.
- 2- Birbirinden farklı üç senaryo ve iki farklı kontrol sistemi ile yapılan deneyler ile presin farklı çalışma senaryolarında (A, B ve C senaryoları) ele alınan kontrol yöntemlerine (OHVS ve DHMS) göre enerji tüketimleri ve sistem verimlilikleri açısından karşılaştırılması yapılmıştır.
- 3- Enerji verimliliği sağlayan DHMS metodunun dinamik performansını iyileştirmek için seçilen bir senaryo üzerinde Kp kontrol parametresinin sistemin performansına olan etkileri araştırılmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmada, hidrolik güç iletim sistemi içeren bir makine uygulaması için enerji tasarrufu sağlaması amacıyla elektro-hidrolik yük algılamalı DHMS önerilmiş ve geleneksel yaklaşım olan OHVS ile karşılaştırarak, dinamik performansını analiz etmek amaçlanmıştır.

Uygulama olarak hidrolik tahrikli bir abkant pres seçilmiştir. Bunun başlıca sebebi ilgili pres uygulamasının metal işleme sektöründe yoğun bir şekilde kullanılıyor olmasıdır. Endüstriyel tesislerde sac işleme prosesinin yegâne gerekliliği olan abkant preslerin imalatı konusunda ülkemiz imalatçıları bu pazarın önemli bir kısmını oluşturmaktadır [22]. Öte yandan abkant preslerde hem OHVS hem de DHMS sistemlerinin uygulamaları görülmektedir. Burada DHMS kontrol sisteminin

enerji verimliliği noktasındaki performansı tercih nedeni olur iken [17], OHVS sisteminin ise yüksek dinamik performansı tercih nedeni olabilmektedir. Bu çalışma ile abkant pres uygulamaları özelinde benzer tüm uygulamalarda hangi sistemin tercih edileceği konusunda fayda sağlamak amaçlanmaktadır.

Bu çalışmanın amacı, imalat sektöründe yaygın olarak ve genellikle kısmi yüklerde çalıştırılan klasik bir abkant presin, iki farklı kontrol sistemi ile sürülmesi durumunda ortaya çıkan dinamik performans değerlerini mukayese ederek her bir sistemin sahip olduğu avantaj ve dezavantajları araştırmaktır.

Bu doğrultuda, gerçek bir abkant presin ideal çalışma senaryoları baz alınarak, DHMS ve OHVS kontrol metodlarının bu proseslerde çalışma rejimleri belirlenmiş ve dinamik performansları incelenmiş ve mukayese edilmiştir. Akabinde ise çalışmanın devam kısmı deneysel olarak yapılmış ve Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Laboratuvarı'nda bulunan ve üzerinde DHMS sisteminin yer aldığı bir hidrolik güç ünitesine OHVS sistemi entegre edilerek revize edilen hidrolik güç ünitesi deney düzeneği olarak kullanılmıştır.

Her iki sistemin dinamik performans analizi ortak çalışma senaryolarına bağlı olarak her bir kontrol sisteminin kendi rejimi içerisinde farklı basınç ve debi değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Her iki fiziksel büyüklük için de sisteme kalıcı olarak entegre edilen basınç ve debi sensörleri ile ölçümler yapılmış ve doğrulama işlemleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçların tasarım özellikleri ve performans sınırları saptanmış ve hidrolik bir abkant pres çevrimine uyarlanmıştır. Buradaki amaç öne sürülen iki farklı metodun hangisinin bir pres için daha uygun olabileceğini araştırmaktır. Bu noktada kurulan deney düzeneği ile her iki metodun enerji verimliliği, dinamik performansları gözlenmiş ve kayıt altına alınmıştır. Akabinde ise ilgili değerler mukayese edilerek bir pres için uygun olan metod önerilmiştir.

Çalışmanın ilerleyen safhalarında DHMS sistemini kontrol eden PID (Proportional Integral Derivative), (Oransal İntegral Türevsel Kontrol) kapalı çevrim kontrol mekanizmasındaki oransal kontrol katsayısına farklı değerler atanarak sistemin dinamik performansının iyileştirilmesi araştırılmıştır.

DHMS metodunun yaygın olarak uygulandığı sistemlerde değişken motor uygulamasının servo motorlar ile yapıldığı görülmüştür. Ancak servo motorların gerek ilk yatırım maliyetleri gerek ise servis ve yedek parça maliyetleri uygulama alanlarını daraltmaktadır. Bu çalışmada alınan sonuçlar ile AC asenkron motorların bazı uygulamalarda servo motorlar yerine alternatif olabilmesi araştırılmıştır.

Bu çalışmanın devamında mevcut sistem üzerinden gidilerek mevcut çalışmayı dikey olarak derinlemesine ilerletebilme adına gerekli görülen öneriler belirlenerek "gelecek çalışmalar için öneriler" başlığı altında konumlandırılmıştır.

Bu çalışmada mukayese edilen iki kontrol sisteminin analizleri, yapılacak potansiyel araştırma ve geliştirme faaliyetlerinde kullanılabilir kaynaklar arasında yer alması bakımından önem arz etmektedir.

1.3 Hipotez

Dünyadaki artan nüfus ve refah seviyesi, enerji tüketimini yoğun olarak arttırmıştır. Sadece 1950' den bu yana iki kattan daha fazla artan dünya nüfusunun 2050' ye kadar %40 yükselmesi beklenmektedir. Sanayi devriminden sonra artan enerji ihtiyacı ve tüketimi beraberinde birçok yeniliği getirdi. Buna bağlı olarak sürekli olarak artan enerji ihtiyacına yeni çözümler üretmek için birçok yeni mühendislik dalı ve türevleri ortaya çıkmıştır. ARGE, inovasyon çalışmaları farklı bir boyuta ulaşmıştır.

Yapılan bu çalışmalar elbette ki birçok hareket ve kontrol sistemine de uygulanmıştır. Hidrolik sistemlerde ilk zamanlarda basınç ve debi fiziksel büyüklüklerini kontrol etmek oldukça zor olmuştur. Sistemlerin çalışma proseslerinde ihtiyaç fazlası basınç ve debi üretilmiş ve bu durumda ortaya çıkan ihtiyaç fazlası hidrolik enerji ısı enerjisine dönüşerek enerji kaybına yol açmıştır. Bu doğrultuda yapılan araştırma ve geliştirme çalışmalarında değişken deplasmanlı pompalar bulunmuş ve hidrolik sistemlerde kayda değer enerji verimliliği sağlanmasına yol açmıştır. Ancak buradaki dezavantaj, hidrolik sistemlerin dinamik reaksiyon davranışlarında istenmeyen sonuçların elde edilmiş olmasıdır. Bu gibi durumlarda ise eski klasik yöntemler tercih edilmiştir.

İlerleyen zaman ve teknolojinin hızla gelişimine ayak uyduran hidrolik sistemler bu doğrultuda AC asenkron motorlar ile farklı devirlerde çalıştırılarak enerji verimliliğinin artırılması amaçlanmıştır. Ancak AC motorların düşük devirlerdeki verimsiz çalışması kimi zaman sistemlerin isteri olan dinamik performansların yakalanması konusunda problem yaratmıştır.

Günümüzde ise servo motorlar ile sürülen hidrolik sistemler gerek enerji verimliliği gerek ise dinamik performansları nedeni ile ekseriyetle tercih edilmektedir. Ancak ilk yatırım maliyetleri ve servis maliyetleri göz önüne alındığı zaman eski sistemler hali hazırda tercih nedenidir. AC motorların ilk yatırım maliyetlerinin düşük olması ve değişken hızlı olarak tahrik edilerek bazı hidrolik uygulamalar için enerji tasarrufu sağlama potansiyellerinin yüksek olması gibi özellikleri bu çerçevede daha detaylı çalışmaları gerektirmektedir.

Bu çalışmanın çıkış noktası, bir abkant preste değişken hızlı tahrik yönteminin, enerji tasarrufu sağlayabileceği belirli çalışma şartları altında uygulama açısından yeterli dinamik performansı gösterebileceği hipotezine dayanmaktadır. Burada yapılan analizler imal edilecek makinelerin hangi kontrol sistemi ile donatılacağı noktasında yardımcı olacağı için önem arz etmektedir.

Bir presin fonksiyonu, bir veya daha fazla kuvveti veya hareketi, bir iş parçasını kesme veya form verme amacıyla bir takım veya kalıba iletmektir. Presler birçok sanayi sektöründe kullanılmakta olup iki ana başlık altında toplanmaktadır. Bunlardan ilki mekanik presler olup, kullanışlılığı ve kullanma oranı oldukça azdır. Diğeri ise günümüzde pek çok fabrikada şekillendirme ve kesme işlemlerinde kullanılmakta olup yaygın bir kullanım alanına sahip olan hidrolik preslerdir.

2.1 Preslerin Genel Yapıları

Presler konsept olarak şekil verilecek ya da kesilecek malzemeye ilgili prosesi uygulayacak bir iş parçası ile proses boyunca herhangi bir iş kazasının yaşanmasına engel olan ve işlenecek malzemenin arzu edilen kaliteye uygun işlenmesini sağlayan bir sabitleme iş parçasından oluşur. Bunlar ile birlikte bir presin yapısında presleme kuvvetlerini ve hareketlerini sağlayan mekanik ya da hidrolik sistemler de mevcuttur. İlgili mekanik veya hidrolik sistemlerin kontrolü için gerekli olarak ise elektrik ve elektronik sistemler de preslerin bünyesinde bulunmaktadır.

Presler birçok farklı özelliklerine göre kategorize edilmektedir. Bu çalışma nezdinde presler tahrik sistemlerine göre iki ana başlık altında incelenecektir.

1- Mekanik Presler

2- Hidrolik Presler

2.1.1 Mekanik Presler

Mekanik preslerde elektrik enerjisinden mekanik enerjiye aktarılan enerji pres bünyesindeki volanda depolanır ve prosesin belirli bir noktasında depolanan enerjinin bir kısmı harcanarak iş yapılmış olur. Daha sonra harcanan bu enerji, elektrik motoru tarafından volana verilerek volan nominal devrine getirilir. Presin elektrik motoru çalıştırıldığında, volan bir kayış-kasnak mekanizması ile sürekli

dönmeye başlar. Şekillendirme işleminin yapılabilmesi için üst kalıbın ve dolayısıyla bağlı olduğu pres koçunun düşey olarak hareket etmesi gerekir. Bunu sağlamak için çift el kumandası veya bir pedal kumandası ile hareket ettirilen kavramanın volanı kavraması sağlanır. Kavrama hareketi bir mile aktarılarak hareketi iletir ve krank milinin dönmesi sağlanır. Bir vuruştan sonra koç üst ölü noktaya çıktığında durdurulabileceği gibi, istendiğinde pres otomatiğe bağlanarak sürekli olarak da çalıştırılabilir. Presin durması bir fren sistemi ile sağlanır. Genellikle kavrama-fren aynı konstrüksiyon içerisinde bir kombinasyon şeklinde bulunur. Ancak presin ayrı ayrı yerlerine konduğu durumlar da mevcuttur.

Mekanik preslerde gücün koça iletilmesinde çeşitli yöntemler vardır. Mekanik presler kranklı veya eksantrik olabilir. Krank veya eksantrik mil, kayış-kasnak mekanizmasıyla presin elektrik motoru çalıştığında volan tarafından kavrama devreye sokularak tahrik edilebilir. Bunu yanı sıra dişlilerden de yararlanılabilir. Mekanik preslerin hareket mekanizması; kranklı, eksantrik, mafsal kollu veya külbütör kollu da olabilir.

Mekanik presleri değişik tonajlarda ve biçimlerde tasarlayabilmek mümkündür. Ancak en çok kullanılan pres çeşitleri C ve H tipi olanlardır. C tipi presler kalıp çalışma boşluğu tek taraftan açık olan pres çeşitleri olup, pık ya da çelik gövdeli olarak üretilirler.

Genelde hafif tonajlarda kullanılırlar. C tipi presler de kendi aralarında aşağıdaki gibi sınıflandırılırlar:

- 1- Arkası açık eğilebilen C gövde tipi presler
- 2- Sabit C gövde tipi presler
- 3- Alt tablası ayarlanabilen C gövde tipi presler
- 4- Boru presleri

H tipi presler ise kalıp çalışma boşluğu kapalı olan pres tezgâhları olup gövdeleri çeliktir. H Tipi presler yüksek tonajlarda kullanılır. Çalışma sistemi dört biyeli, iki biyeli ve tek biyeli olabilir. Çift biyel kollu presler diğer tiplerine oranla daha az titreşime ve daha dinamik bir yapıya sahiptir. H tipi presler daha yüksek hızlarda kullanılabilir ve kalıp tablanın farklı yerlerine bağlandığından dolayı yük

dengelesizlikleri ortadan kalkar. Bundan dolayı farklı farklı ürünlerin kalıpları bu prese bağlanarak üretimde esneklik sağlanmış olur.

C ve H tiplerinin yanı sıra farklı yapıda mekanik tasarımlara sahip mekanik presler de mevcuttur. Diğer mekanik pres tipleri de aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- 1- Pik gövdeli presler
- 2- Çelik konstrüksiyon gövdeli presler
- 3- Sütun gövdeli presler

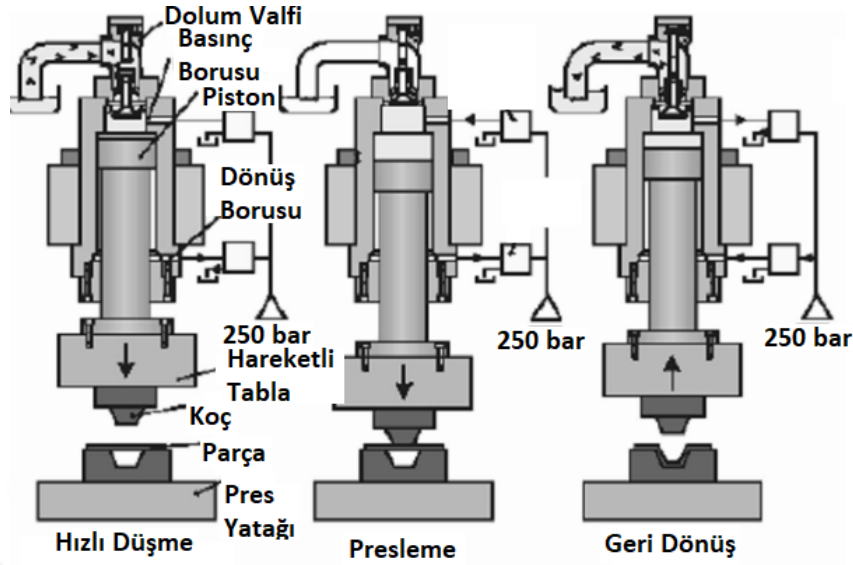
Mekanik presler temel olarak aşağıdaki kısımlardan oluşmaktadır:

- 1- Pres gövdesi
- 2- Elektrik motoru
- 3- Volan dişlisi
- 4- Hareket iletme sistemi
- 5- Kavrama frenleri
- 6- Eksantrik mili (krank mili)
- 7- Koç başlığı
- 8- Tabla

2.1.2 Hidrolik Presler

Hidrolik presler, elektrik enerjisinin önce hidrolik enerjiye ve daha sonra da mekanik enerjiye dönüştürüldüğü sistemlerdir. Burada hidrolik sistem içerisinde dolaşan mineral yağ basınçlandırılır ve daha sonrasında hidrolik silindirler yardımı ile presleme işleminde kullanılır. Hidrolik presler tek etkili, çift etkili ya da gövde yapılarına göre açık gövdeli veya kapalı gövdeli olabilirler. Elektrik motoru ile hidrolik yağ basınçlandıran hidrolik pompalar tahrik edilerek sisteme basınçlı yağ gönderilir. Basınçlandırılan bu yağ hidrolik silindirlerden kuvvet elde edilmesini sağlar. Bu sayede hidrolik silindirler doğrusal hareket ederek prosesin başlangıcında sisteme verilen elektrik enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümünü tamamlar. Hidrolik silindirlerin bu hareketi sayesinde presin gövdesinde hareketli yapı baskı işlemini yapar. Bir hidrolik presin temel olarak çalışma prosesi Şekil 2.1' de gösterilmiştir. Pres koçu başlangıçta hızlı düşme prosesi ile presleme sürecini başlatır. Presin ağırlığı ve yer çekimi etkisi ile sistemdeki mevcut pompa tüm kapasitesi bu proses de kullanılmaz. Hidrolik rezervuardan ihtiyaç duyulan yağ

vakum edilir. Ardından presleme ve geri dönüş prosesleri ile bir çevrim tamamlanmış olur.



Şekil 2. 1 Bir hidrolik pres çalışma şeması [23]

Hidrolik silindirlere gönderilen yağ debisi ve basınç kontrol edilebilir. Bu sayede presin hızı ve tonajı ayarlanabilir. Hidrolik presler bu özelliklerden dolayı derin çekme kalıplarında kullanılır.

Hidrolik preslerde kademeli (el ile) ve pedal konumlu (otomatik) olmak üzere iki farklı çalışma tipi görülür. Kademeli çalışmada, pres elektrik panosunda bulunan aşağı yukarı butonlarına basılarak hareket ettirilir. Pedal konumunda ise presin yapısında bulunan otomatik butonuna basılır. Bu sayede ilgili prese özel programlanmış yazılıma göre pres prosesini tamamlar.

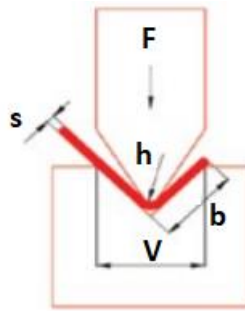
Hidrolik presler doğal yapıları gereği çeşitli avantajlara sahiptir. Hidrolik presler mekanik manuel sistemlerden tam otomatik sistemlere kadar çok hızlı kalıp değiştirme operasyonlarına sahiptir. Bu sayede işletme ve operasyon süreçlerinde zaman tasarrufu sağlayarak ekonomik olarak avantaj sunarlar. Hidrolik presler yapılarındaki güvenlik sensörleri sayesinde tehlikeli durumlara karşı korumalıdır. Yapılarındaki darbe emici sistemler sayesinde kesme ve delme operasyonları çok daha hassas ve yüksek verimlilikle yapılmaktadır. Yapılarındaki kontrol sistemleri yardımı ile kesme veya darbe konumu ayarlanabilir. Opsiyonlu olarak tamamen

otomatik kalıp değiştirme sistemleri de mevcuttur. Yukarıdaki avantajları nedeni ile hidrolik presler mekanik preslere nazaran daha çok tercih edilmektedir.

Hidrolik presler insanoğlunun hayatını kolaylaştırmaktadır. Onlarca insanın bir araya gelerek dahi gerçekleştirmeyeceği prosesler hidrolik presler yardımı ile kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. Yemek pişirilen tencereler, gemi, uçak imalatında kullanılan saclar gibi hayatımızı kolaylaştıran birçok ürünün direkt olarak imalatı ya da imalata hazır yarı mamuller haline getirilmesi hidrolik presler yardımı ile gerçekleştirilmektedir.

2.2 Abkant Presler

Hidrolik pres ailesinin bir ferdi olan abkant presler ağır sanayide kullanılacak olan sa levhaları istenilen forma getirebilmek için bükme işlemi yapan preslerdir. Abkant pres, yapısında bir alt kalıp ve bir st kalıp vasıtası ile alt kalıbın bağlandığı alt blok üzerine hidrolik pistonlar yardımıyla kızaklar üstünde hareket gerçekleştiren, ana gövdeye ilişkili konumda olan st kısımdaki kalıbın bağlı bulunduğu st bloğun belirli bir ağırlık, belirli bir boy ve kalınlığa haiz sacı, çeşitli biçimlerde bükme işlemine tabi tutar (şekil 2.2). Abkant preslerin uyguladığı kuvvet, imal ediliş metotlarına göre hidrolik, pnömatik ve elektrikli servo düzeneklerden sağlanır.



şekil 2. 2 Abkant pres büküm şeması [23]

2.3 Abkant Presin Alt Sistemleri

Temel olarak bir abkant pres birbirine senkron çalışan iki hidrolik silindir, bu silindirlerin piston kollarına bağlı hareketli bir koç, sabit bir gövde, hareketli ve sabit gövdeye bağlı kalıp setleri, hidrolik sistem ve elektronik sistemlerden oluşur. Gerçek bir abkant pres üzerindeki alt sistemler şekil 2.3' de gösterilmiştir.



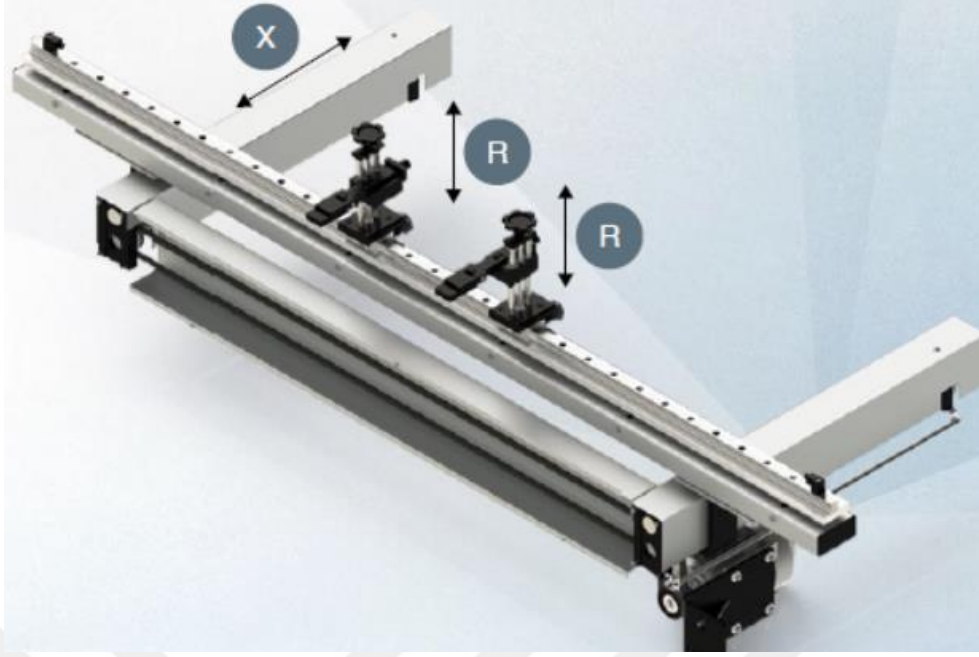
Şekil 2.3 Abkant pres üzerindeki alt sistemler [23]

2.3.1 Mekanik Sistemler

Mekanik sistemler, güç ileten, gücü değiştiren veya biriktiren ve bu şekilde faydalı bir iş yapabilme kabiliyetine sahip olan yapıtlardır. Mekanik sistemler enerji üreten sistemlerden (örneğin motordan) almış olduğu hareketi işin yapıldığı kısma iletirler. Bu esnada hareketin yönünü, şeklini ve özelliklerini değiştirebilirler.

Bir abkant presin temel fonksiyonu, et kalınlığı 0.9 mm ile 25.0 mm arasında değişen sacların bükme sureti ile formlanmasıdır. Bu prosesin uygulanması için öncelikli olarak mekanik bir sistem gereklidir. Temel olarak bir abkant presin mekanik yapısında üst çene, hidrolik silindirler, CNC kontrol ünitesi, pozisyon sensörleri, kalıp boğazı, üst kalıp, alt kalıp, çift el pedal mekanizması ve yardımcı aktüatörler bulunur.

Bir abkant presin bünyesinde kendine özel tasarımı olan birbirinden farklı mekanik sistemler vardır. Bunlardan ilki standart arka dayamadır (Şekil 2.4). Büküm kalitesini etkileyen en önemli faktörlerden biri arka dayamanın dizaynı ve stabilitesidir. Hatasız büküm, hatasız ürün stabil ve hassas bir arka dayama ile mümkündür.



Şekil 2. 4 Standart arka dayama [23]

Abkant presler için bir diğer önemli mekanik yapı ise bükme işlemleri esnasında bükülecek saca göre değişkenlik gösterebilen alt ve üst kalıplardır. Bu kalıplar yardımı ile parçalara arzu edilen büküm formu verilmektedir. Bunun yanı sıra kalıp tutucular da büküm işlemleri sırasında kalıpların sabit kalmasını sağlayarak, proses boyunca hatalı işlem yapılmasına engel olur.

Abkant preslerde bükümün her noktasında hatasız olarak gerçekleşmesini sağlayan manuel bombeleme sistemi mevcuttur. Bombeleme sistemi malzemeden veya diğer etkenlerden kaynaklanan büküm farlarını ilave işlem yapmaya gerek kalmadan ortadan kaldırır.

Abkant preslerin yapısında mevcut bir diğer mekanik sistem de ön sac destek sistemidir. Alt tabla üzerine sabitlenen güçlü destek kolları büküm işlemini kolaylaştırır. Kolay sökülüp takılabilen sistemi ile farklı boyutlardaki parçaların hızlı ve doğru bükülmesine olanak sağlar.

2.3.2 Hidrolik Sistemler

Hidrolik, Fransızca hydraulique “su basıncı ile çalışan mekanizma, fizikte sıvılar mekaniği” sözcüğünden alıntıdır. Fransızca sözcük ise Eski Yunanca “hydraulikón órganon ὕδραυλικόν ὄργανον (su basıncı ile çalışan bir tür müzik makinası)”

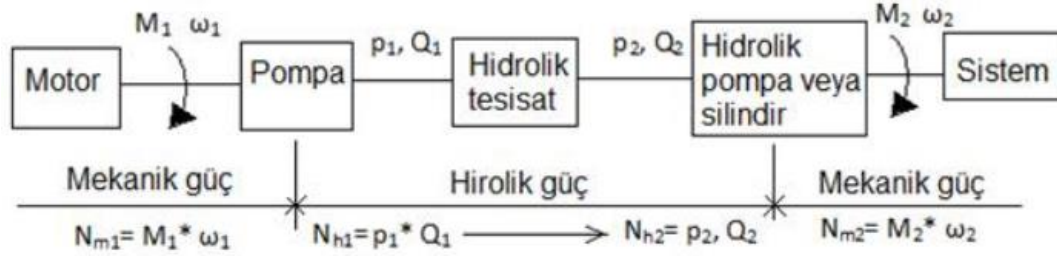
deyiminden bir alıntıdır. Bu sözcük aynı zamanda Eski Yunanca “ hýdōr ὕδωρ (su)” ve “ aulós αὐλός (boru)” sözcüklerinin de bileşiğidir [24]. Her ne kadar kelime kökeni ile basınçlı su ile çalışan mekanizmaları aklımıza getirse de bu çalışma kapsamında Hidrolik kelimesi, yağ basıncı ile çalışan bir mekanizmayı anlatmak için kullanılmıştır.

Günümüzdeki birçok sanayi sektöründe yüksek güç talep eden prosesler bulunmaktadır. Başlıca örnekler olarak ise Demir Çelik Sektörü, Pres Sektörü, Mobil İş Makineleri Sektörü gibi sektörler gösterilebilir. Bu sektörlerdeki yüksek güç gereksinimlerinin karşılanması noktasında, bu gücü üretmesi beklenen sistemlerin kapladıkları hacimlerin de önemli olduğu kabul edilir ise hidrolik sistemlerin alternatifinin olduğunu söylemek pek mümkün değildir. Aynı gücü karşılamak için biri diğerinin alternatifi olarak sunulabilecek hidrolik ve elektrik sistemleri arasında ciddi boyutlarda hacimsel farklılık mevcuttur. Bu konuda yapılmış bir çalışma mevcut olmamak ile birlikte, iki sistem göz önüne alındığında sistemlerin birim hacimleri ve bunun karşılığında ürettikleri birim güçleri kıyaslandığında günümüz sanayi şartlarında elektrik sistemlerin hidrolik sistemlerin karşısında tercih edilmediğini gözlemlemekteyiz.

Bu çalışmada incelenen abkant pres uygulamaları da bu konu için önemli bir örnek teşkil etmektedir. Yaklaşık 100 kW güç isterlerine ulaşabilen bu pres uygulamalarında bu gücü bir elektrik motorundan elde etmek her iki sistemi mukayese ettiğimiz takdirde bir fark teşkil etmeyecektir. Ancak sistem içerisinde bu gücün yönlendirilmesi ve nihayetinde baskı kuvveti uygulayacak bir aktüatöre aktarılması sürecinde hidrolik sistemin hacimsel ve kontrol edilebilirlik açısından avantajlı olduğu gözlenmektedir.

Bu bölüm çalışmanın daha iyi anlaşılabilmesi açısından oldukça önem arz etmektedir. Özellikle deneysel süreçte mukayese edilmiş olan hidrolik sistem dinamik performanslarını anlamak ve sonuçları yorumlamak adına hidrolik sistemin dinamik performansı denince anlaşılması gereken kavramın açıkça tanımlanması gerekmektedir. Bu gerekliliğin bir sonucu olarak ise temelde klasik bir hidrolik sistemin tanımlanması icap etmektedir.

Hidrolik sistem, temel olarak hidrolik pompaya aktarılan mekanik gücün, hidrolik pompa yardımıyla hidrolik güce dönmesi ve bu gücün akışkan yardımıyla hidrolik bir aktüatöre iletilmesi ve bu noktada tekrar mekanik güce dönerek tahrik edilmesi planlanan sisteme aktarılmasını sağlayan sistemin adıdır (Şekil 2.5).



Şekil 2. 5 Hidrolik sistem güç döngüsü [25]

Klasik bir endüstriyel sistemde elektrik motoru tarafından üretilen enerji hidrolik bir pompa yardımıyla akışkana aktarılır. Akabinde akışkan sistemdeki yönlendirici hidrolik valfler yardımıyla hidrolik aktüatöre iletilir ve enerji nihayetinde hidrolik sistem yardımıyla sürülen sisteme aktarılmış olur.

Bir abkant presi oluşturan hidrolik sistem ekipmanları da aşağıdaki gibidir:

- 1- Hidrolik Rezervuar
- 2- Elektrik Motoru
- 3- Hidrolik Pompa
- 4- Hidrolik Valf Grubu
- 5- Hidrolik Silindirler

Hidrolik rezervuarlar, sistemde kullanılacak hidrolik yağın muhafaza edildiği komponenttir. Sistemde mevcut hat hacmi ve hidrolik silindirlerin hacmi dikkate alınarak kapasitesi belirlenir. Hidrolik rezervuarın üzerinde proje mühendisinin tasarımı doğrultusunda elektrik motoru, hidrolik pompa ve hidrolik valf grupları bulunabilir (Şekil 2.6). Ancak rezervuarın konumlandırılacağı yer ve elektrik güç kaynağı farklı lokasyonlarda olabilir. Bu durumda bahsedilen komponentler rezervuarın üzeri yerine sahada uygun yerlere konumlandırılabilir.



Şekil 2. 6 Hidrolik rezervuar [23]

Elektrik motorları hidrolik komponent sayılmazlar. Sistemdeki hidrolik pompaya güç aktaran sistemin yardımcı birer komponentleridir.

Hidrolik pompalar, hidrolik akışkanı arzu edilen debi ve basınç değerlerinde sisteme gönderen devre elemanıdır. Pompalar, mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştürür. Sisteme mekanik güç aktaran elektrik motoru ya da benzeri bir ekipman tarafından tahrik edildiğinde, pompa temelde iki görevi gerçekleştirir. İlk olarak, pompa giriş bölümünde kısmî bir vakum oluşturur. Bu vakum, atmosferik basıncın akışkanı pompaya doğru göndermesini sağlar. İkincil olarak ise pompanın mekanik hareketi, bu akışkanı pompalama boşluklarında hapsederek pompa içinden geçirip hidrolik sisteme basar. Hidrolik pompalar temelde artan hacimde emiş, azalan hacimde de sıkıştırma yaparak hidrolik yağın transferini sağlarlar. Bu çalışmanın asli amacı hidrolik sistemlerin dikine incelenmesi olmadığı için hidrolik pompalar hakkında yüzeysel bilgiler verilmiştir. Detaylı bilgi için Bosch Rexroth firmasının hazırladığı ilgili kitap incelenebilir [26]. Çalışmanın ilerleyen safhalarında görüleceği üzere deney sisteminde sabit deplasmanlı, açık çevrim, dişli bir pompa kullanılmıştır.

Hidrolik sistemlerde pompa ile aktüatör arasındaki enerji iletimi, amaca uygun olarak düzenlenmiş bağlantı ve hatlar ile sağlanmaktadır. Aktüatörlerden beklenen kuvvet, dönme momenti, hız veya devir sayısı ve hareket yönü gibi büyüklüklerin elde edilmesi ve bunların verilen işletme koşullarına uygun olarak korunması için, hatlara enerji kontrol elemanı olarak valfler yerleştirilir. Hidrolik valfler, hidrolik sistemde akışkanın akışını kontrol etmek ve aktüatörlerin hareket yönünü değiştirmek veya başlatmak veya durdurmak için kullanılır.

Hidrolik sistemlerde temel olarak kontrol edilmek istenen iki ana büyüklük vardır; basınç ve debi. Hidrolik valfler, konsept olarak bir hidrolik sistemde basınç ve debi gibi büyüklükleri kontrol ederler. Bu kontroller esnasında gerek fiziksel olarak gerek fonksiyonel olarak birtakım farklılıklar gösterirler.

Bu çalışma kapsamında fonksiyonel olarak farklı birden fazla tip hidrolik valf kullanılmıştır. Değişken yükleri simüle edebilmek için elektrik aktüatörlü basınç emniyet valfi kullanılmıştır. Bunun yanı sıra değişken hız değerlerini yakalayabilmek adına yine elektrik aktüatörlü bir akış kontrol valfi kullanılmıştır.

Hidrolik valfler, bir hidrolik sistemin en temel elemanlarından biridir. Bunun yanı sıra hidrolik sistem üzerindeki toplam enerji kaybının neredeyse tamamına yakını hidrolik valfler üzerindeki geçişler sırasında ortaya çıkmaktadır. Bu durum teknolojik gelişmelerin özellikle hidrolik sistemlerdeki hidrolik valflerin gerekliliğini sorgulamasına ve hidrolik valflere alternatif çözümler üretilmesini neden olmuştur.

Hidrolik sistemlerde debi ile basınç arasında her ne kadar doğrudan bir bağlantı yokmuş gibi görünse de bu iki büyüklük arasında dolaylı olarak bir bağlantı vardır. Basınç, bir hidrolik sistemin çalıştırdığı mekanik sistem üzerindeki ana direnci yenmek için oluşan karşı dirence bağlı bir büyüklüktür. Oysa ki debi, hidrolik sistemin kalbi diyebileceğimiz hidrolik pompa tarafından üretilmektedir. Bu noktada sistemin ihtiyacından fazla üretilen debi, sistemdeki mevcut hidrolik valflerin optimum şartlardaki debi geçirgenlik değerinden büyük ise sistemde istenmeyen basınç kayıpları görülmeye başlar. Bunun dışında özellikle akış kontrol valfleri üzerinden akış kontrolü yapılırken mevcut valf nominal debi geçirgenliğini %80 ve/veya %90 mertebesinde azaltmak durumunda kalabilir. Bu durumda

sistemde kaybedilen enerji en büyük olduğu değerlere ulaşır. Hidrolik sistemler için bu durumu engellemek adına farklı yöntemler geliştirilmiştir. Bunların başında değişken debili pompaların sistemlere dahil edilme süreci yer almaktadır. Akabinde ise değişken devirlerde sürülebilen elektrik motorları ve servo motorlar sistemlerdeki yerini almaya başlamıştır. Her iki çözümün de amacı hidrolik sistemin ihtiyacı olmadığı halde ürettiği debiyi üretmemesini sağlamaktır. İlk etapta avantajlı gibi görülen bu çözümlerin dezavantajları da mevcuttur. Bu çalışmanın amaçlarından biri de benzer bir durumda hidrolik valf ve değişken devirli bir elektrik motoru ile debi kontrolü yapılan bir hidrolik sistemin analizini yapıp her iki sistemin de avantaj ve dezavantajlarını ortaya koyarak sanayideki uygulamalara ışık tutabilmektir.

Bu çalışmanın asli amacı hidrolik sistemlerin dikine incelenmesi olmadığı için hidrolik valfler hakkında da yüzeysel bilgiler verilmiştir. Detaylı bilgi için Bosch Rexroth firmasının hazırladığı ilgili kitap incelenebilir [27].

Hidrolik silindirler hidrolik akışkandan aldığı hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürerek sisteme doğrusal hareket veren devre elemanlarıdır.

Hidrolik silindirlere iletilen basıncın büyüklüğü ve bu basıncın uygulandığı piston alanı hidrolik silindirin uygulayabileceği kuvvetin büyüklüğünü tayin etmektedir. Bunun yanı sıra hidrolik pompanın ürettiği debinin hidrolik silindirin iç hacmini doldurma süresi ise ilgili prosesin tamamlanma süresini tayin etmektedir.

2.3.2.1 Hidrolik Sistemlerde Değişken Hız Kontrol Tipleri

Hidrolik sistemlerin aktüatörlere sağladığı hız büyüklükleri doğrudan hidrolik pompa tarafından üretilen debi ile alakalıdır. Hidrolik sistemlerde aktüatörün hızını kontrol etmek için çoğu zaman hız kontrolü, debi kontrolü, akış kontrolü gibi farklı terimler kullanılmasının temel nedeni budur. Bu çalışmada ilgili kontrol tipi hız kontrolü terimi ile ifade edilmiştir.

Hidrolik bir aktüatörün doğrusal ya da dairesel hızı ilgili aktüatöre gelen debi miktarı ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Genellikle hidrolik sistem tasarım aşamasında, aktüatörün ihtiyaç duyacağı maksimum hız değeri baz alınarak sistem elemanları seçilir. Bu noktada ihtiyaç olduğundan fazla debi üretilmesi gibi bir

sonuç ortaya çıkar. Nitekim sistem her an maksimum ister olan debi miktarında çalışmak durumunda olmaz. Bu tip bir durumda doğal olarak aktüatöre giden debi miktarının azaltılması icap eder. Debi miktarının azaltılmasının birbirinden farklı metotları vardır. Hidrolik sistemlerin sanayide etkin bir biçimde kullanıldığı ilk zamanlarda bu işlem klasik hidrolik valfler yardımı ile yapılmaktaydı. Bu durumda sisteme entegre edilen akış kontrol valfi yardımı ile debi miktarı cebri olarak azaltılmakta ve aktüatörün ihtiyacı olmayan debi sistemin o anki çalışma basıncında kayıp enerjiye dönüşmekteydi. Bu durumda hidrolik enerji mekanik enerjiye dönüşmeden ısı enerjisi olarak sistemde kalıyor ve harici bir soğutma isterini de beraberinde getiriyordu. Klasik akış kontrol valflerinin neden olduğu bir diğer sorun ise anlık değişken hız isterlerine karşın aksiyon alınamamasıydı. İlgili işlem el ile yapılıyor ve sürekli tekrarlanıyordu. Sonraları elektrik ve hidrolik buluşmasının ilk sonucu olan oransal elektrik ve servo elektrik kontrollü akış kontrol valfleri kendine yer buldu. Mevcuttaki ısıya dönüşen enerji kayıplarını tolere edemeyen bu sistemler farklı hız isterlerinde hızlıca aksiyon alabiliyorlardı.

Bu yetersiz gelişmelerin ardından hidrolik sektöründe yeni bir pompa tipi kendine yer buldu. Değişken deplasmanlı pompa teknolojisi ısıya dönüşen kayıp enerjinin tasarrufu noktasında ciddi kazanımlar sağladı. Konsept olarak sistemdeki fark basıncını algılayarak bunu bir çeşit debi üretmeme sinyali olarak kabul eden değişken deplasmanlı pompalar, yapılarındaki emiş ve basınç stroklarını ayarlayabilen bir plaka sayesinde sisteme ihtiyacın fazlası olan debiyi göndermemektedir. Ancak bir zaman sonra anlaşıldığı üzere değişken deplasmanlı pompa ile sürülen sistemler eski klasik sistemler ile aynı cevap sürelerinde çalışmamaktadır. Başlıca nedeni sistemin anlık olarak ihtiyacı olan debi miktarı arttığı zaman, klasik hidrolik valf kontrolü ile hazırda bekleyen debi direkt olarak aktüatöre gönderilirken, değişken deplasmanlı sistemlerde öncelikle sistemin ihtiyacı olan debinin pompa tarafından üretilmesi için bir zaman gerekmektedir. Bu noktada enerji tasarrufu ve sistemlerin cevap verme süresi önceliklerine göre sistemler tasarlanmaya devam etti.

Ancak teknolojik çalışmalar enerji kaybını nlerken sistemlerin cevap verme sürelerinde ise iyileştirme yapmak için sürdü. Bunun bir sonucu olarak ise farklı tipte elektrik motorları hidrolik sistemlerde kullanılmaya başlandı.

2.3.3 Elektronik Sistemler

Elektronik sistemler elektrik kullanarak bilgileri taşıyan, bunun yanında depolamayı ve bilgiyi işlemeyi de sağlayan sistemlerdir. Abkant presin en önemli alt sistemlerinden biri de elektronik sistemlerdir. Abkant preslerde büküm prosesi bükülecek sacın özelliğine göre farklılık gösterebilir. Abkant presin büküm yapacağı her sac kalınlık alternatifine göre bir senaryo belirlenir. Bu senaryo elektronik bir programlama dilinde programlanır.

Yapılan bu program bir bilgisayar yardımı ile sistemi kontrol edecek olan PLC (Programmable Logic Control), (Programlanabilir LojikDenetleyici) nitesine transfer edilir. Buna paralel olarak presin yapısında yer alan sıcaklık sensörleri, basınç sensörleri, pozisyon sensörleri, emniyet sensörleri gibi tüm sensörler de PLC' ye fiziki olarak bağlanır. Preste kullanılacak olan elektrik motoru, hidrolik sistemde yer alan valflerin bobin bağlantıları, yardımcı elektromekanik sistemlerin de elektriksel bağlantıları fiziki olarak PLC' ye bağlanır.

Tüm bu kablolar ve PLC nitesi pres üzerinde konumlandırılan bir elektrik panosu üzerine toplanır (şekil 2.7). Pano üzerinde bu bileşenlerin dışında emniyet röleleri, butonlar görsel ekran gibi komponentler de ihtiyaa göre bulunabilir.

Bu işlemler sonunda yine bir bilgisayar yardımı ile fiziki olarak bağlanan tüm bileşenler, yapılan program içerisinde kendileri için atanan program karakterleri ile eşlenir ve sistemin test süreci başlar. Sistemin tasarımı aşamasında yapılan teorik hesaplarda birtakım yanılmaların olması ihtimaline karşın sistem teorik senaryoya göre çalıştırılır. Genellikle fabrika sahasındaki ortam sıcaklığı, güç kaynağı ile pres arasındaki mesafe, kullanılan kablo malzemeleri gibi parametlerin sebep olacağı kayıplar tasarım aşamasında öngörülemediği için bu noktada teorik olarak belirlenen parametreler üzerinde ayarlamalar yapılır ve sonrasında presin programlanan farklı senaryolarda çalışabilecek vaziyette kurulumu tamamlanır.



Şekil 2. 7 Bir abkant presin elektrik panosu [23]

Abkant presin hemen yanında bir kontrol ünitesi bulunur. Bu kontrol ünitesi sistemdeki ana kontrolü sağlayan PLC ile haberleşir ve operatörün tayin ettiği çalışma modunu PLC' ye iletir.

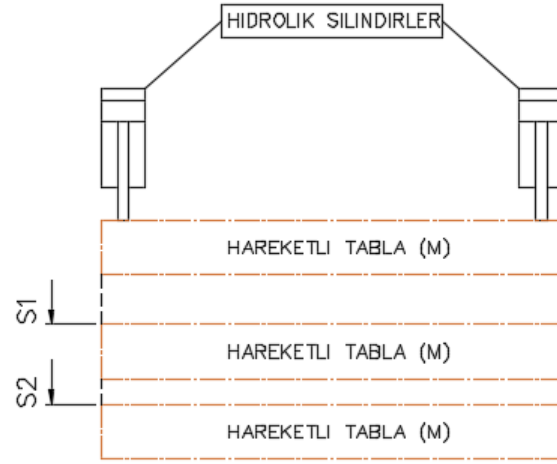
500 kN HİDROLİK ABKANT PRES ÖZELLİKLERİ

Bir abkant pres, kalınlığı 0.9 mm ile 25.0 mm arasında değişen sacları bükme sureti ile formlandırır. Saclardaki bu kalınlık farkı presin uygulaması gereken kuvvet isterlerini belirler ve bu da presler arasında farklılıkların ortaya çıkmasına neden olur. 500 kN kuvvet uygulayabilen abkant presler olduğu gibi 1600 kN kuvvet uygulayabilen presler de mevcuttur. Bu çalışmada 500 kN kuvvet uygulayabilen bir pres ele alınmıştır.

3.1 Abkant Pres Çevrimi

Şekil 3.1’ de görüleceği üzere bir abkant presin prosesi pozisyon-zaman grafiği olarak ifade edilir.

- **Boşta bekleme (t1):** Presin iş parçasının yüklenmesi için bekletildiği süredir.
- **Serbest düşme (t2):** İş parçasının prese yüklenmesine müteakip operatörün sistemin açma butonuna basması ile başlayan süredir. Bu süre zarfında pres tablası kendi ağırlığını etkisi ile serbest düşme hareketi yapar. Bu esnada silindirin piston tarafına hidrolik bir pompa yardımı ile yağ gönderilmez. Dolayısı ile silindirin piston tarafından da yağ çıkışı olmaz. Ancak bu şekilde silindir hareket etmez ya da vuruntulu olarak hareket eder. Bu durumun oluşmasını engellemek adına silindirin piston tarafını doğrudan hidrolik rezervuara açan ve piston tarafında oluşan vakum etkisi ile yağ akışını sağlayan bir hidrolik valften yardım alınır. Bu valf ön dolum valfi olarak da bilinir. Bu süre zarfında presin sahip olduğu ağırlık ve bu ağırlığın oluşturduğu kuvvet etkisi ile enerji tasarrufu yapılır. Öte yandan bu zaman pres için “ölü zaman” olduğu için en kısa sürede tamamlanması gereken bir zamandır ve presin ağırlığı etkisi ile bu proses oldukça kısa bir zamanda tamamlanmaktadır.



	S	BOSTA BEKLEME	SERBEST DÜŞME	PRESLE.	UTULEME	DEKOMP.	GERİ DÖNÜŞ	
SERBEST DÜŞME STROĞU	S1							Sc
PRESLE. STROĞU	S2							
		t1	t2	t3	t4	t5	t6	tc

Şekil 3. 1 Abkant pres çalışma çevrimi

- **Presleme Prosesi (t3):** Pres kalıplarının iş parçasına temasından hemen önce serbest düşme prosesi sona erer ve hidrolik silindirin piston tarafının hidrolik rezervuar ile ilişkisi kesilir. Daha sonra sistemdeki hidrolik pompa devreye girer ve hidrolik silindirin piston tarafı basınçlandırılır ve bu sayede gerekli itme kuvveti elde edilir. Bu şekilde başlayıp iş parçasının bükülmesi boyunca geçen süredir.
- **Ütüleme (t4):** Bükülen parçanın, geri yaylanma etkisi ile bükülen formunun bükümden önceki formuna geri dönmesini engellemek amacıyla basınç altında tutulduğu süredir. Bu proste iş parçası plastik olarak şekil değiştirmesini tamamlar.
- **Dekompresyon (t5):** Büküm prosesi tamamlandıktan sonra pres tablasının üst pozisyona dönmesi gerekir. Baskı yönünün tersine hareket başlamadan önce, silindir piston alanlarındaki yüksek basıncın, sistemde yaratabileceği

şokları ve darbeleri önlemek için kontrollü bir şekilde düşürülmesi gerekir. Bu kontrollü basınç düşüm işlemine adı dekompresyondur. Sistemin basınç seviyesi ve basınç altındaki yağ miktarı optimum dekompresyon süresini tayin eder.

- **Geri Dönüş (t6):** Dekompresyon sonrasında pres tablası ilk konumuna dönmek için harekete başlar ve üst pozisyona geri döner. Bu zaman zarfında geçen süredir. Pres tablasının iş pozisyonu yerine üst pozisyona geri dönmesindeki amacı, iş parçasının yükleme ve boşaltma işlemlerinin kolayca yapılabilmesi için gereken uygun açıklığın sağlanmasıdır.

Presin toplam çevrim süresi her bir fazda geçen sürelerin toplamıdır:

$$t_c = (t_1+t_2+t_3+t_4+t_5+t_6) \quad (3.1)$$

Presin stroğu ise (S) serbest düşme stroğu (S1) ve presleme stroğunun (S2) toplamıdır.

$$S_c = S_1+S_2 \quad (3.2)$$

3.2 500 kN Abkant Pres Hidrolik Sistemi

Hidrolik abkant preslerin ana tahrik sistemleri hidrolik sistemlerdir. Elektrik enerjisi elektrik motoru yardımı ile hidrolik pompaya aktarılır ve burada hidrolik enerjiye dönüşür. Akabinde ise hidrolik enerji, hidrolik silindirlerden sisteme mekanik enerji olarak yansır ve presin asli amacını gerçekleştirmiş olur. Abkant pres için bu denli önemli olan hidrolik sistem presin çevrim, performans ve emniyet gereksinimlerini karşılayacak şekilde tasarlanmalıdır.

Bir abkant prese ait hidrolik sistem, presleme kuvvetini sağlayacak uygun basınç ve silindir piston alanına sahip olmalıdır. Endüstriyel hidrolik uygulamalarında hidrolik bir sistemin çalışabileceği en yüksek basınç sınıfı genel olarak 300 ile 350 bar arasında değişmektedir. Dolayısı ile sistemin geri kalan komponentleri de bu basınç dayanımına uygun tasarlanmaktadır. Örneğin bu basıncı iletecek olan borular en yüksek 350 bar basınca dayanım göstermekte olup 350 bar' ın üzerindeki çalışma basınçları için özel üretim ürünler gereklidir. Bu durumda ise yüksek maliyetler göz önüne çıkabilir. Bu durumda gerekli presleme kuvvetine yakalamak için seçilebilecek en yüksek çalışma basıncı da piyasadaki ürün

çeşitliliği ile sınırlandırılmış olur. Ancak hidrolik silindirlerin tasarımındaki esneklik bu noktada kurtarıcı bir faktördür. Sistemin çalışma basıncını artırılmasından ziyade pres üzerinde uygun yerleşim alanı var ise hidrolik silindirin piston çapı büyütülerek aynı basınçta daha fazla kuvvet elde edilmesi sağlanmış olur.

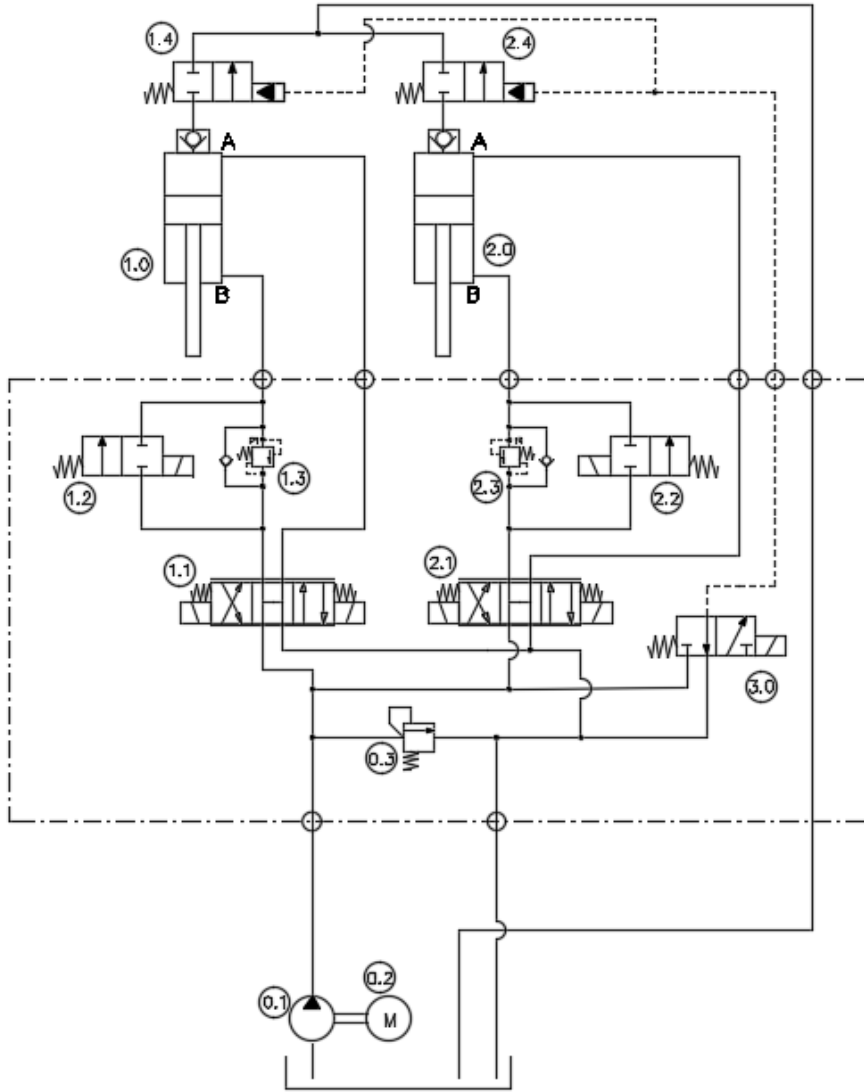
Presi tahrik edecek hidrolik sistemden, presleme kuvvetini sağlayabilir olmasının yanı sıra presin tüm proseslerinde ihtiyaç duyulacak hızları da sağlaması beklenir. Bilhassa sistemdeki maksimum ihtiyaç duyulan hız büyüklüğü sağlanmalıdır. Dolayısı ile hidrolik sistem bu hız büyüklerini sağlayabilecek yağ debisini üretecek hidrolik pompaya sahip olmalıdır.

Presleme kuvvetini üretmek ve gerekli hız değerlerini yakalayabilmek önemlidir ancak yeterli değildir. Bu noktada hidrolik sistem bu iki fiziksel büyüklüğü kontrol edebilecek kabiliyetlere de sahip olmalıdır. Özellikle presleme esnasında gereğinden fazla kuvvet uygulanması preslenen iş parçasını işlevsiz kılabilir. Bu durumları engellemek için kuvvet kontrolü yapılmalıdır. Öte yandan hassas hız ve pozisyon kontrolü de oldukça önemlidir. Sistemin yapısında bulunan presleme tablası iki hidrolik silindir tarafından tahrik edilir ve bu durumda iki silindirin de eş zamanlı hareket etmesi ve birbirine olan paralelliklerinin korunması gerekmektedir. Hassas hız ve pozisyon kontrolünün yapılabilir olması bu noktada oldukça yardımcı olur.

3.2.1 Hidrolik Devre Şeması

Bünyesinde iki adet hidrolik silindir bulunduran abkant preslerin genel olarak hidrolik devre şeması Şekil 3.2' de gösterildiği üzeredir. Burada dikkat çekilecek noktaların başında hidrolik devre şemasında yer alan bileşenlerin abkant presin baskı kuvveti kapasitesine göre değiştiğidir. Örneğin 1000 kN baskı kuvvetinden daha küçük baskı kuvvetine sahip preslerde sabit deplasmanlı dişli veya paletli pompalar (Poz numarası 0.1) tercih edilir. Fizyolojik yapıları gereği bu tip pompalar 250 bar basınç seviyelerine dayanım göstermektedirler ki bu değer 1000 kN' luk bir baskı kuvveti için yeterlidir. Bunu yanı sıra bu pompaların ilk yatırım maliyetleri sistem için ergonomiktir. Pozisyon numarası (1.4) ve (2.4) olan valfler

ön dolum valfleridir. Bu valflerin fonksiyonu serbest düşme esnasında vakum oluşmaması için depoda silindire yüksek debide yağ sağlamak ve geri dönüş esnasında piston alanından çıkan büyük yağ debisinin depoya tahliye edilmesini sağlamaktır.



Şekil 3. 2 Abkant pres hidrolik devre şeması

Pozisyon numarası (1.2) ve (2.2) olan 2/2 solenoid popet valfler ise serbest düşme hareketini başlatmak için kullanılmaktadır. Devre şemasında en önemli fonksiyonu (1.1) ve (2.1) pozisyon numaralarına sahip olan oransal valfler yapmaktadır. Bu ana yön valflerinin yüksek hassasiyetli oransal valfler olmasının sebebi, iş için ihtiyaç duyulan hız kontrolü, pozisyon kontrolü ve paralellik kontrolü fonksiyonlarının yüksek hassasiyetle gerçekleştirilmesidir.

3.2.2 Hidrolik Silindirler ve Temel Hesaplamalar

Çalışmanın bu kısmında özel olarak sisteme ait hidrolik silindirlerden bahsetmek önem arz etmektedir. Yapılan deneylerde hidrolik silindirlerin debi ve basınç değerleri üzerinden performans analizleri yapılacağı için bu noktada hidrolik silindirlerin debilerinin ve basınçlarının nasıl hesaplandığını irdelemek de fayda olacaktır.

Abkant preslerin presleme tablaları genel olarak iki adet hidrolik silindirin senkron hareketi ile sağlanır. Bu noktada hidrolik silindirler, hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye çevirirler. Hidrolik silindirler genel olarak bir silindir gömleği, bir piston, bir piston kolu ve sızdırmazlık elemanlarından oluşur. Hidrolik bir silindir tarif edilirken piston çapı, piston kolu çapı ve strok değerleri belirtilir. Hidrolik silindirlerin itme kuvveti (F_i) piston alanının büyüklüğüne (A_p) ve bu alana etki eden basınç büyüklüğüne (P_p) bağlıdır.

$$F_i = A_p \times P_p [N] \quad (3.3)$$

$$A_p = \frac{D^2 \times \pi}{4} [cm^2] \quad (3.4)$$

Yukarıdaki eşitlikler ve abkant presin baskı prosesinde rol oynayan silindir adetleri göz önüne alındığında toplam baskı kuvveti (F_p) her bir silindirin maksimum itme kuvveti ile silindir adedinin (n) çarpımına eşit olur.

$$F_p = F_i \times n [N] \quad (3.5)$$

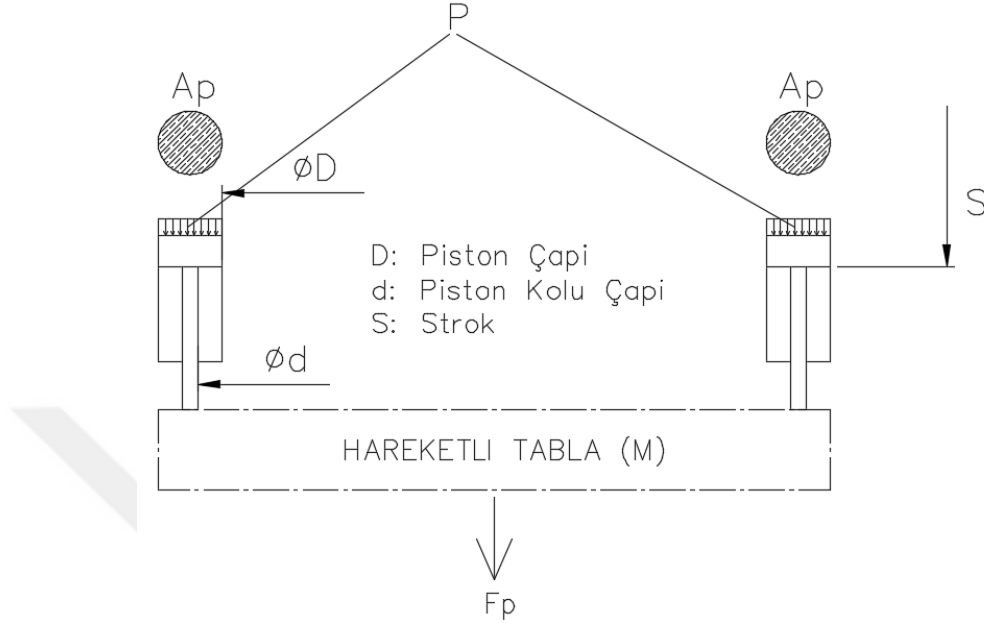
$$A_p = [cm^2]$$

Abkant preslerde Şekil 3.3 'de görüldüğü gibi minimum ve genelde iki adet hidrolik silindir bulunur. Hidrolik silindirlerin doğrusal ilerleme hızı ise ileri yönde piston alanına (A_p) ve bu alana etki eden yağ debisine (Q), geri yönde ise piston mili tarafı alanına (halka alanı) (A_h) ve bu alana etki eden debiye (Q) eşittir. Silindirlerin iki yöndeki doğrusal hızları iki tarafa da aynı Q debisi etki ettiği varsayılırsa eşitlikler (3.6), (3.7) ve (3.8) ile hesaplanır.

$$A_h = A_p - \frac{D^2 \times \pi}{4} [cm^2] \quad (3.6)$$

$$V_i = \frac{Q_p}{A_p} [cm/sn] \quad (3.7)$$

$$V_g = \frac{Q_p}{A_h} [cm/sn] \quad (3.8)$$



Şekil 3.3 Abkant preslerde baskı kuvvetleri

Abkant preslerde minimum iki adet hidrolik silindir olduğu için:

$$V_i = \frac{Q_p}{A_p \times n} [cm/sn] \quad (3.9)$$

$$V_g = \frac{Q_p}{A_h \times n} [cm/sn] \quad (3.10)$$

Bu eşitliklerde V_i ileri (aşağı) yönde hızı [cm/s], V_g geri (yukarı) yönde hızı [cm/s] göstermektedir.

3.3 Uygulama Çalışması

3.3.1 Abkant Pres Özelliklerinin Belirlenmesi

Bu çalışmada gerçek bir abkant presin çevrimi deney düzeneği ile simüle edilmiştir. Buradaki gerçekliliği sağlayabilmek için deney düzeneğindeki hidrolik pompa debisi, elektrik motor gücü gibi büyüklükler ile belirlenen abkant presin teknik özelliklerinin uyumlu olmasına özen gösterilmiştir. Bu amaçla bazı pres

üretici firmaların ürünleri incelenmiş ve yapılan deneysel çalışmaların gerçekçi bir makine çevrimi ile örtüşmesi sağlanmıştır.

3.3.2 Abkant Pres Teknik Özellikleri

Dikkate alınan abkant presin tasarım özellikleri Tablo 3.1’ de verilmiştir. Sistem 500 kN baskı kuvvetine sahip olan iki adet hidrolik silindirden oluşmaktadır.

Tablo 3. 1 Abkant pres teknik özellikleri

Teknik Özellikler	Simge	Değer	Birim
Piston Çapı	$\varnothing D$	125	mm
Piston Kolu Çapı	$\varnothing d$	120	mm
Silindir Sayısı	SS	2	adet
Çalışma Basıncı (%100)	P	200	bar
Presleme Kuvveti (%100)	F	500	kN
Pompa Debisi (%100)	Q	34	litre/dakika
Toplam Strok	S	220	mm
Maksimum Presleme Hızı	Va	2.1	cm/saniye
Dikey Yük Kütlesi	M	1000	kg

Tablo 3.1’ de bulunan büyüklükler sistemin tasarım büyüklüklerini oluşturmaktadır. Ancak sistemin kapasitesi, sistem için tasarım aşamasında belirlenen emniyet katsayısının büyüklüğü ile doğru orantılı olarak tasarım kapasitesinin üzerindedir. Örneğin presleme kuvveti tasarım büyüklüğü olarak belirtilen 500kN değerine sistem 200 bar’ da çalışırken ulaşıyor. Sistemin emniyeti için bırakılan %10’luk bir emniyet payının de kullanılması durumunda sistem yaklaşık olarak 220 bar’ da çalışır ve sistem bu sayede 500 kN’ nun üzerinde büyüklükte bir presleme kuvvetine ulaşabilir. Benzer bir şekilde sistemin tasarlanan maksimum hız büyüklüğüne ulaşması için gereken tasarım debi büyüklüğü 34 litre/dakika’ dır. Presleme kuvveti hesaplanırken (3.3), (3.4) ve (3.5) eşitlikleri kullanılmıştır. Ayrıca pompa debisi hesaplanırken (3.9) ve (3.10) eşitlikleri kullanılmıştır.

3.3.3 Çevrim Değişkenleri ve İşletme Kabulleri

Hidrolik abkant preste dinamik performans analizi yapmak için presin tasarım parametrelerini belirlemenin yanı sıra çevrimsel ve işletme parametrelerinin de belirlenmesi gereklidir. Baskı kuvveti, hız, strok, ütüleme zamanı, doluluk oranı

gibi birçok parametre değişkendir. İşletme şartları sonsuz farklı varyasyonla oluşturulabilir. Bu çalışmada gerçekçi bir yaklaşımda bulunmak için deney sistemindeki basınç ve debi değerleri yani abkant pres çevrimindeki baskı kuvveti ve hız değerleri birbirinden farklı üç senaryo altında incelenmiştir. İlk senaryo presin şekillendirmesi beklenen minimum sac kalınlığına uygun debi ve basınç büyüklüklerinde çalıştığı ve aynı zamanda presin minimum tasarım limitleri de olan A senaryosudur. İkinci senaryo ise presin şekillendirmesi beklenen ve presin çalışma ömründe en sık olarak şekillendireceği sac kalınlığına uygun debi ve basınç büyüklüklerinde çalıştığı B senaryosudur. Üçüncü ve son olan senaryo ise presin şekillendirmesi beklenen maksimum sac kalınlığına uygun debi ve basınç büyüklüklerinde çalıştığı ve aynı zamanda presin maksimum tasarım limitleri de olan C senaryosudur. Bu çalışma kapsamında incelenen abkant presin çalışma senaryoları Tablo 3.2’de görülmektedir.

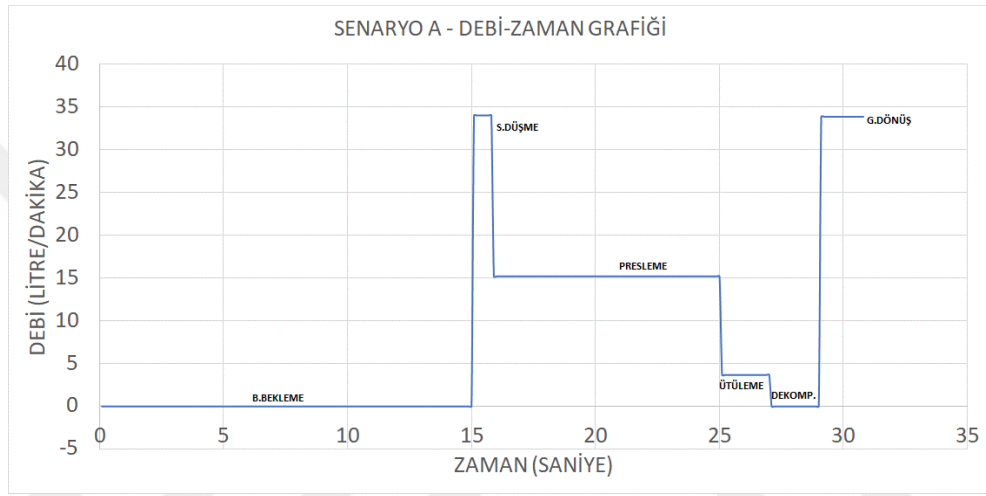
Tablo 3. 2 Abkant pres çalışma senaryoları

Senaryo	Proses Adı	Süre (sn.)	Q(lt/dk.)	Q(lt/dk.) Kabul Edilen	P (bar)
A	Boşta Bekleme	t1	15,00	0,00	0,00
	Serbest Düşme	t2	0,80	220,78	34
	Presleme	t3	9,20	15,20	15,20
	Ütüleme	t4	2,00	3,68	3,68
	Dekompresyon	t5	2,00	0,00	0,00
	Geri Dönüş	t6	1,80	33,85	33,85
B	Boşta Bekleme	t1	15,00	0,00	0,00
	Serbest Düşme	t2	0,80	220,78	34
	Presleme	t3	6,10	22,92	22,92
	Ütüleme	t4	2,00	3,68	3,68
	Dekompresyon	t5	2,00	0,00	0,00
	Geri Dönüş	t6	1,80	33,85	33,85
C	Boşta Bekleme	t1	15,00	0,00	0,00
	Serbest Düşme	t2	0,80	220,78	34
	Presleme	t3	4,60	30,40	30,40
	Ütüleme	t4	2,00	3,68	3,68
	Dekompresyon	t5	2,00	0,00	0,00
	Geri Dönüş	t6	1,80	33,85	33,85

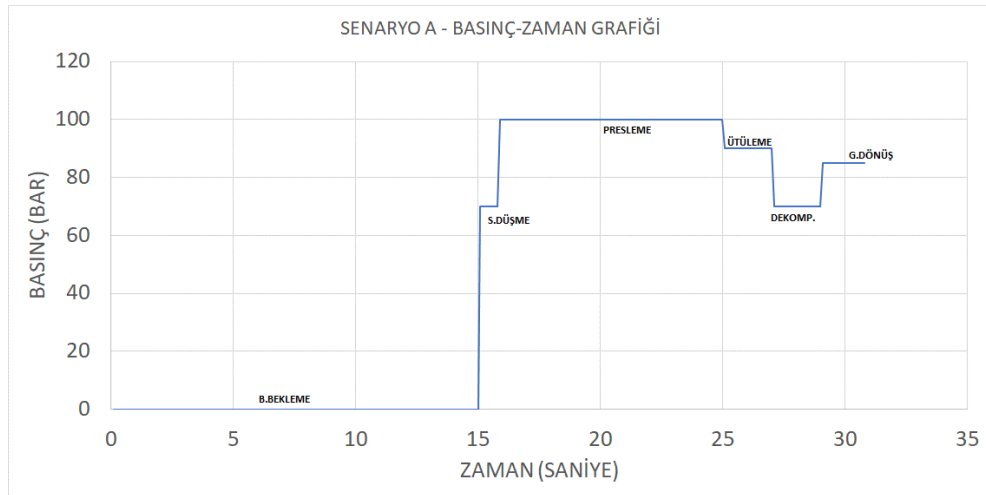
Abkant presin çizelgede verilen senaryolarının dışında farklı senaryolarda çalışması da mümkündür. Deney düzeneğinin kabiliyetleri göz önüne alındığı

zaman özellikle prosesin “Serbest Düşme” kısmında gerçekte gerekli olan debi 220,78 litre/dakika deney düzeneğinde simüle edilememektedir. Bu debinin yerine deney düzeneğinin sağlayabileceği maksimum debi miktarı olan 34 litre/dakika “Serbest Düşme” prosesinin hareketi için kabul edilmiştir.

Bu çalışmada deney düzeneğinde simüle edilecek olan senaryoların her biri için idealize edilmiş debi-zaman ve basınç-zaman grafikleri ile deney sonuçlarından elde edilecek olan grafikler mukayese edilecektir. A senaryosu için ilgili grafikler Şekil 3.4 ve 3.5’ de gösterilmiştir.



Şekil 3. 4 A senaryosu Q-t grafiği

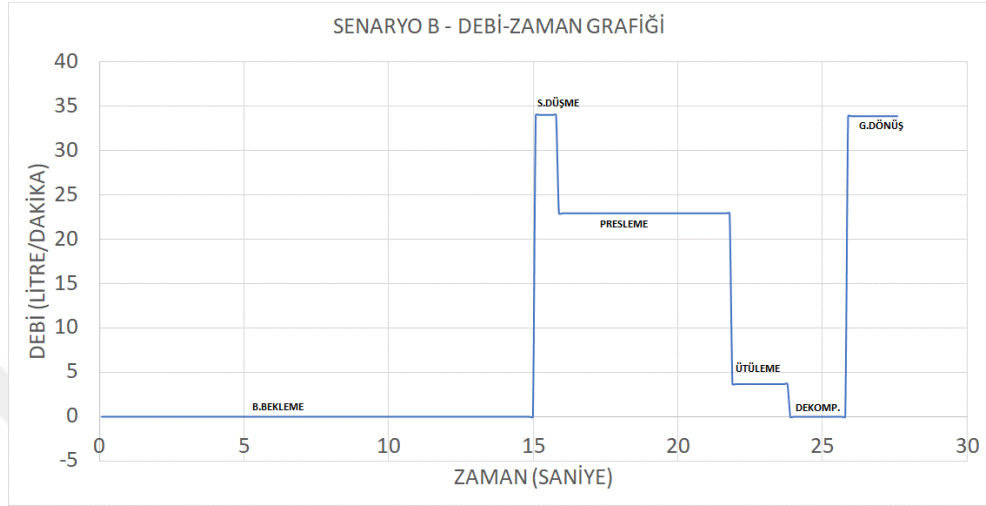


Şekil 3. 5 A senaryosu P-t grafiği

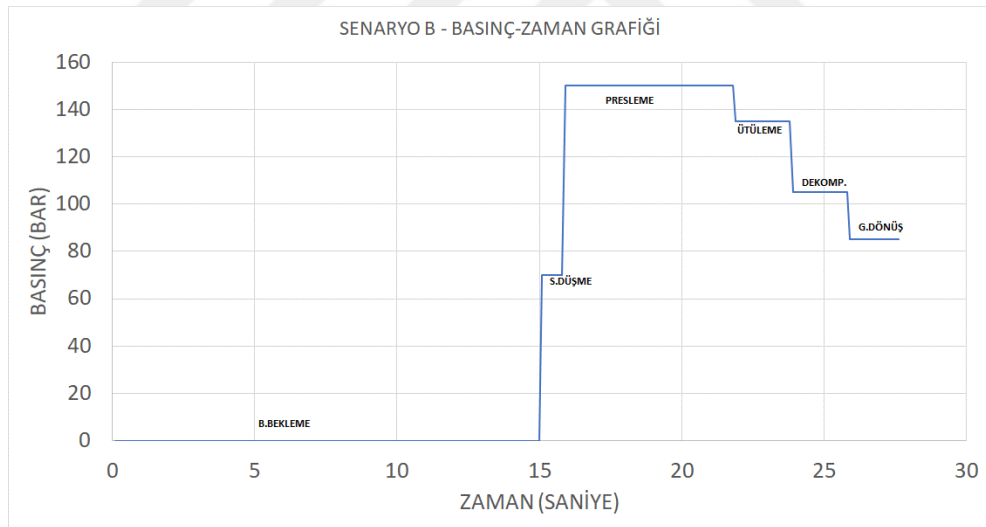
A senaryosu abkant presin çalışma ömründe şekillendirebileceği minimum kalınlıklı sac malzeme için tasarlanan senaryodur. Burada presleme hızı

şekillendirilecek malzemeye zarar verilmemesi adına diğer senaryolara göre daha yavaştır. Yüksek hızlarda oluşabilecek atalet ilgili sacı şekillendirmekten öteye geçerek sacın istenmeyen bir biçimde şekil değiştirmesine neden olabilir.

B senaryosu için ilgili grafikler Şekil 3.6 ve 3.7’ de gösterilmiştir.



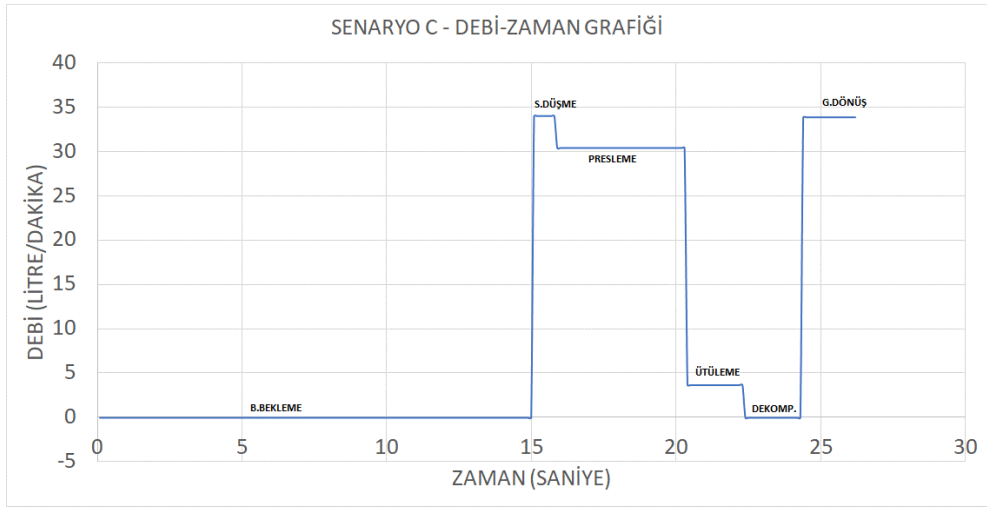
Şekil 3. 6 B senaryosu Q-t grafiği



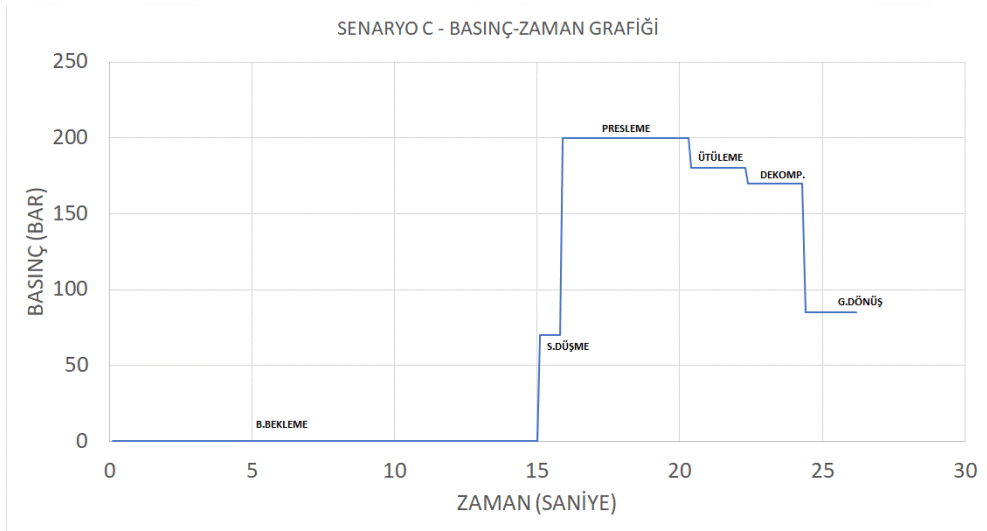
Şekil 3. 7 B senaryosu P-t grafiği

B senaryosu abkant presin çalışma ömründe en sık şekillendireceği sac malzeme için tasarlanan senaryodur.

C senaryosu için ilgili grafikler Şekil 3.8 ve 3.9’ da gösterilmiştir. C senaryosu abkant presin çalışma ömründe şekillendirebileceği maksimum kalınlıklı sac malzeme için tasarlanan senaryodur.



Şekil 3. 8 C senaryosu Q-t grafiği



Şekil 3. 9 C senaryosu P-t grafiği

Bu çalışma kapsamında yapılan deneysel çalışmalarda gerçekte var olan bir 500 kN abkant pres çevrimini simüle edebilmek için hidrolik ve kontrol sistemlerinden oluşan bir deney düzeneği oluşturulmuştur.

4.1 Deney Düzeneği ve Abkant Pres Modeli (Simülasyonu)

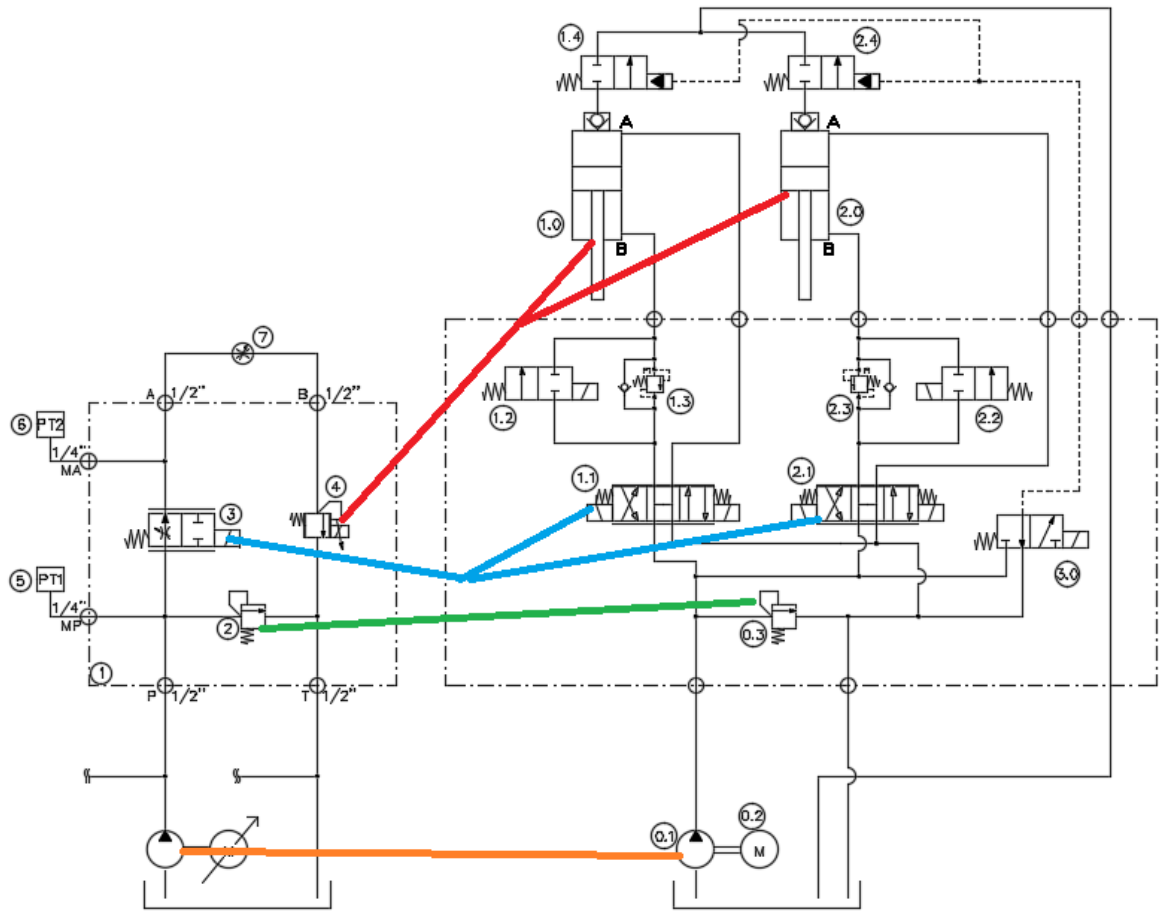
Daha önce Bölüm 2’ de detaylıca bahsedildiği üzere bir abkant pres yapısal olarak bir mekanik sistem ve bu mekanik sistemin hareketini sağlayan bir hidrolik sistem ve bu hidrolik sistemi kontrol eden bir elektrik sisteminden oluşmaktadır.

Bu deney düzeneğinde abkant presin mekanik yapısı simüle edilememiştir ancak preste oluşan farklı yükler hidrolik sisteme entegre edilen özel bir valf yardımı ile simüle edilmiştir. Bunun yanı sıra abkant presin hidrolik ve elektrik sistemleri gerçek sistemdeki kapasitelerinin deney ekipmanlarının kabiliyetleri doğrultusunda küçültülerek simüle edilmiştir.

Çalışmanın amacı deney düzeneği ile abkant pres devresini simüle ederek sistemin dinamik performans değerlerini kıyaslamak olduğu için kullanılan deney düzeneğinin özellikleri ile uygulama için belirlenen abkant presin hidrolik sistem özellikleri benzer seçilmiştir. Deney düzeneği bu devre şemasını simüle edebilmektedir. Deney düzeneğindeki hangi devre elemanı ile abkant pres hidrolik sistemindeki hangi fonksiyonun simüle edildiği Şekil 4.1’ de gösterilmektedir.

Şekil 4.1’ de görüleceği üzere, gerçek bir abkant pres şemasında iki adet hidrolik silindir mevcut olup bu silindirlere giden debi iki adet oransal hız ayar valfi ile kontrol edilmektedir. Hidrolik silindirlere oluşan basınç bir pres çevrimini oluşturan proseslere göre değişkenlik gösterir. Bundan dolayı hidrolik silindirlere simüle etmek için 4 poz numaralı oransal emniyet valfi kullanılmıştır. Bu sayede her bir proseste değişen basınç miktarları manuel bir ayar gerekmeksizin ayarlanabilmiştir. Bu noktada debiyi kontrol etmek için ise 3 poz numaralı oransal

hız ayar valfi kullanılmıştır. Bu sayede her bir proses için gereken debi miktarı manuel bir ayar gerektirmeksizin ayarlanabilmektedir. 5 ve 6 poz numaralı basınç sensörleri yardımı ile hız ayar yapılmadan önceki ve sonraki noktalardaki basınç değerleri okunabilmektedir. 7 poz numaralı debi sensörü ile kısılan debinin istenilen mertebeye ne derece yaklaştığı kontrol edilmiştir. 2 poz numaralı manuel ayarlı basınç emniyet valfi ile ise sistemin genel olarak güvenliği sağlanmıştır. Bu valfin kullanılmaması durumunda herhangi bir nedenle hatta yağın akışının engellenmesi anında, hattın en zayıf parçası deforme olana kadar hatta basınç artar ve bir noktadan sonra hat infilak edebilir.



Şekil 4. 1 Deney düzeneğinde abkant pres hidrolik sisteminin modeli

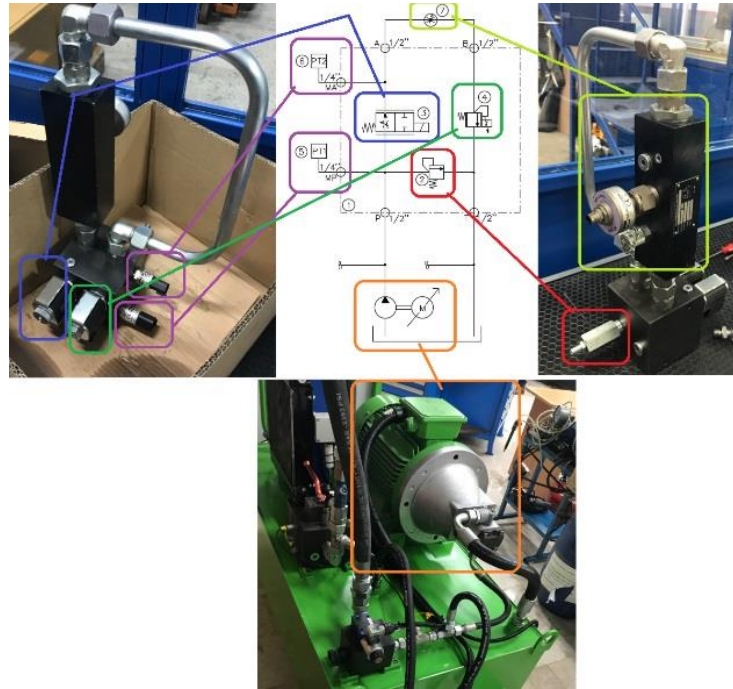
4.1.1 Hidrolik Sistem

Bir abkant presin hidrolik sistemi hakkındaki detaylı bilgiler daha önce Bölüm 3' de açıklanmıştır. Bu kısımda ise 500 kN kapasiteli bir abkant presin hidrolik sistemini simüle etmeye yarayan hidrolik sistem ekipmanları detaylandırılmıştır.

Şekil 4.1’de görüleceği üzere deney düzeneğinde mevcut hidrolik ekipmanlar:

- 1- Hidrolik Manifold
- 2- Basınç Emniyet Valfi
- 3- Oransal Hız Ayar Valfi
- 4- Oransal Basınç Emniyet Valfi
- 5- Basınç Sensörü
- 6- Basınç Sensörü
- 7- Debi Sensörü
- 8- Dıştan Dişli Pompa, 22.5 CC / 210 bar Maksimum Çalışma Basıncı
- 9- AC Asenkron Elektrik Motoru, 15kW / 400 VAC
- 10-Hidrolik Depo, Kaynaklı Tip

Hidrolik sisteme ait devre şemaları oluşturulurken sistemi oluşturan komponentlerin fiziksel özelliklerinden ziyade fonksiyonlarını temsil eden semboller kullanılmaktadır. Bu noktada hidrolik devre şemaları her zaman ilgili komponentlerin fiziksel yapıları hakkında fikir vermemektedir ve bu durum kimi zaman birtakım belirsizlikleri beraberinde getirmektedir. Bu çalışmada uygulanacak hidrolik devre şemasının komponentleri Şekil 4.2’ de hidrolik şemadaki semboller ile eşleştirilmiştir.



Şekil 4. 2 Abkant presi simüle edecek hidrolik deney düzeneği komponentleri

4.1.1.1 AC Asenkron Elektrik Motoru

Hidrolik sistemlerde sistemdeki akışkanı enerjilendirerek prosesi başlatacak bir kuvvet kaynağı olmalıdır. İçten ve dıştan yanmalı motorlar, elektrik motorları gibi birden farklı tip kuvvet kaynağı olan sistemler mevcuttur. Günümüzde mobil sistemlerin neredeyse tamamında içten yanmalı motorlar kuvvet sağlayıcı rolünde karşımıza çıksa da endüstriyel sistemlerde durum farklıdır. Endüstriyel sistemlerin tamamına yakınında elektrik motoru kullanılmaktadır. Elektrik motorları elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürerek dolaylı olarak hidrolik enerjinin ortaya çıkmasını sağlar. Elektrik motorları farklı tip gerilimler altında çalışabilirler. Çalışma gerilimlerine göre alternatif (AC) ve doğru akımla (DC) çalışan iki farklı tip elektrik motoru vardır.

DC motor, düz akım elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren sistemdir. DC motor, motorun içinde yer alan sargılara elektrik akımı uygulandığında, yine aynı yerde bulunan sabit mıknatıslara zıt yönde oluşan manyetik kuvvetin etkisi ile hareket etme prensibine istinaden çalışır.

AC motor ise, stator sargılarından aldığı elektrik enerjisini rotor kısmına vererek dönme hareketi yaparak elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren sistemdir. AC motorların birden fazla çeşidi mevcuttur. Bu çalışmada da tercih edilen AC asenkron motorlar endüstride kullanılan muadilleri içerisinde önemli avantajlara sahiptir. Yapısal avantajlarından dolayı sık sık arıza yapmazken fiyat olarak da ucuzdurlar. Bu çalışmada kullanılan elektrik motoru Gamak marka olup 15 kW kurulu güce ve 400 V besleme gerilimine sahip bir AC asenkron motordur (Şekil 4.3). Bunun yanı sıra bu motor 0,81 güç faktörüne sahiptir. Elektrik motorunun teknik özelliklerinin detayları Şekil 4.4' de gösterilmiştir.



Şekil 4. 3 Deneyde kullanılan AC asenkron elektrik motoru ve dişli pompa

AC asenkron motorlarda, statordaki sargılara uygulanan alternatif akım ile oluşan döner manyetik alan sonucu motorun rotoru döner. Rotorun dönüş devir sayısı döner manyetik alan devir sayısından az olduğu için asenkron (senkron olmayan) motorlar denilir.

ELIT SERISI - İŞLETME DEĞERLERİ

YÜKSEK VERİMLİ MOTORLAR

ALÜMİNYUM GÖVDE

IE2

3 Faz, 400 V, 50 Hz
İşletme Türü : S1 (Sürekli Çalışma)
Koruma Derecesi : IP 55
Yalıtım Sınıfı : F (155°C)
Isı Artış Sınırı : B (80K)

Anma gücü	Tip	Anma gücünde							Kalkışta				Devrilme moment oranı M_K/M_N	Eylemsizlik momenti J	Yaklaşık Ağırlık B3
		Hız	Akım I_N	Moment M_N	Güç katsayısı $\cos \phi$	Verim η %			Akım oranı I_A/I_N		Moment oranı M_A/M_N				
						IEC 60034-2-1:2007			Doğrudan	Y/Δ	Doğrudan	Y/Δ			
						4/4	3/4	1/2							
kW		d/dak	A	Nm										kgm ²	kg
4 Kutuplu, 1500 d/dak															
5.5	AGM2EL 132 S 4	1465	11.2	35.9	0.81	87.9	88.0	87.2	7.0	2.3	2.8	0.9	3.5	0.021	40
7.5	AGM2EL 132 M 4	1465	15.4	48.9	0.79	89.0	89.1	88.1	7.1	2.3	2.7	0.9	3.4	0.026	46.5
11.00	AGM2EL 160 M 4	1465	21.61	71.53	0.82	90.0	90.1	89.3	6.8	2.3	2.4	0.8	3.0	0.0610	90
15.00	AGM2EL 160 L 4	1470	29.42	96.68	0.81	90.6	90.7	89.7	7.4	2.5	2.8	0.9	3.2	0.0820	108
18.50	AGM2EL 180 M 4	1470	34.5	120	0.85	91.3	91.4	90.4	7.7	2.5	3.2	1.0	3.4	0.13	129
22.00	AGM2EL 180 L 4	1470	42.5	143	0.82	91.7	91.7	90.6	8.3	2.7	2.7	1.2	3.8	0.15	140
30.00	AGM2EL 200 L 4	1470	53.52	194.59	0.87	92.5	92.6	92.1	7.8	2.6	2.8	0.9	2.8	0.2270	215

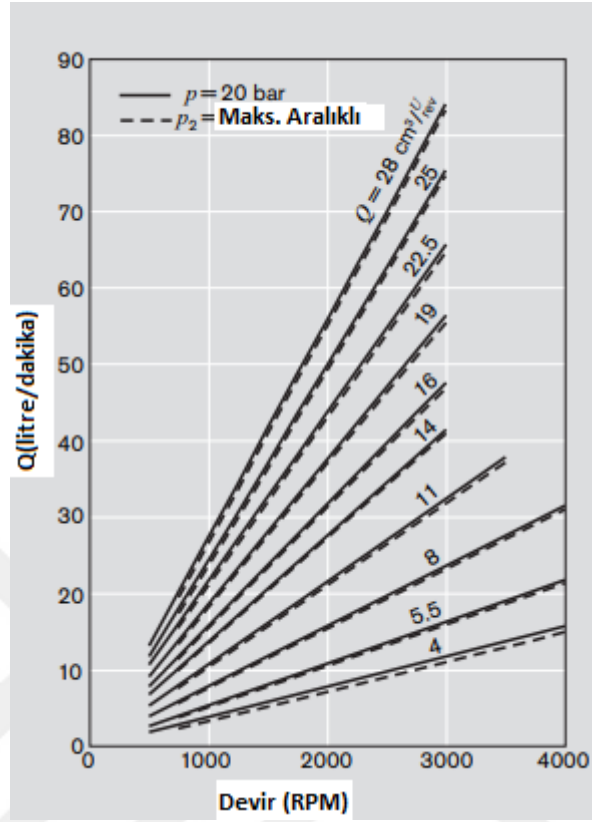
Şekil 4. 4 Deneyde kullanılan AC asenkron motorunun teknik özellikleri [28]

4.1.1.2 Dişli Pompa

Dişli pompalar, içinde hassas olarak en az radyal ve eksenel boşluk oluşturacak şekilde çalışan, bir çift dişli ve bir pompa gövdesinden oluşan hidrolik ürünlerdir. Bir dişli hareket ettirici ile irtibat halindeki tahrik mili sayesinde tahrik edilir. Diğer dişli ise, temas halindeki dişleri sayesinde, tahrik dişlisi tarafından hareket ettirilir. İki dişlinin dişleri birbirinden ayrıldığında, pompa girişinden gelen akışkan, döner dişli boşlukları ile pompa gövde duvarı arasında hapsedilmiş olur.

Bu çalışmada gerek ucuz olması gerek ise simüle edilecek sistemin ihtiyacı olan basınç değerlerini karşılayabilmesi açısından Rexroth marka bir adet dıştan dişli pompa tercih edilmiştir. Kullanılan dişli pompa alüminyum gövdeli bir pompa olup, pompanın deplasmanı 22,5cc' dir (Şekil 4.3). Test işlemleri boyunca pompanın önerilen maksimum sürekli basınç değeri 210 bar' dır ve çalışma hızı aralığı 500-1500 devir/dakika' dır.

Deney sisteminde kullanılan dişli pompanın dönme devrine bağlı olarak sisteme verdiği debiyi gösteren grafik Şekil 4.5' de verilmiştir.



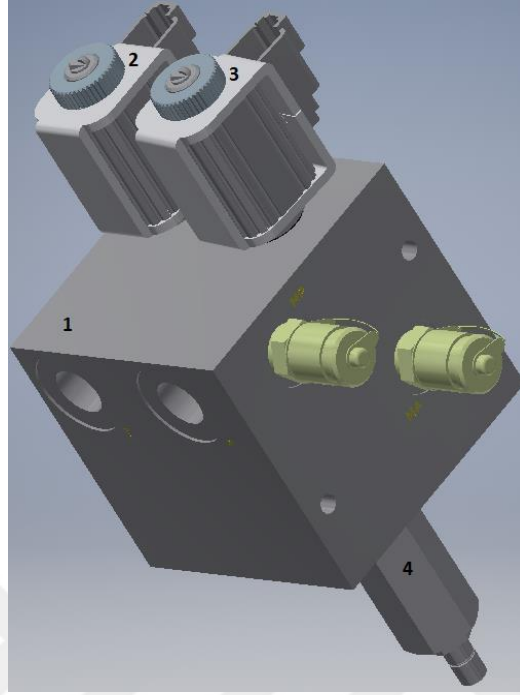
Şekil 4. 5 Deneyde kullanılan dişli pompanın performans eğrisi [29]

4.1.1.3 Hidrolik Manifold ve Oransal Valfler

Hidrolik manifoldlar genellikle döküm malzemeden yapılmış, hidrolik birçok valfin kullanımını sağlayan ürünlerdir. Hidrolik valfler kendilerine gelen akışkanı yönlendirir. Kartuş yapıdaki hidrolik valflere herhangi bir akışkanı gönderebilmek için içerisinde kanallar barındıran yardımcı bileşenler gerekmektedir. Burada açılacak olan kanalların ölçüleri ve et kalınlıkları akışkanın debisine ve basıncına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir.

Açılan bu kanallar kartuş valflerin portları ile eşleştirilir ve akışkan bu kanallar yardımı ile gönderilmek istenen doğrultuda yönlendirilir. Bu çalışmada Şekil 4.6' de görülen hidrolik manifold kullanılmıştır. Kullanılan manifold GGG40 sfero döküm malzemeden imal edilmiştir. Kullanılan hidrolik manifoldun içerisine (2) ve (3) poz numarası ile belirtilen kartuş valfler yerleştirilmiştir. Bu valfler deney

düzenindeki debi ve basınç büyüklüklerini oransal olarak kontrol edebilmek için tercih edilmiştir. Bu noktada iki valfin de fizyolojisi birbirine benzemektedir.

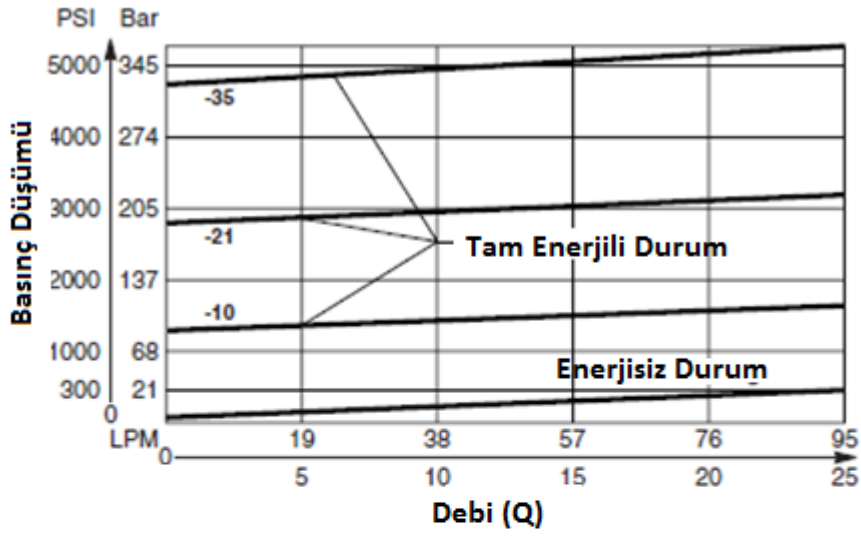


Şekil 4. 6 Hidrolik manifold

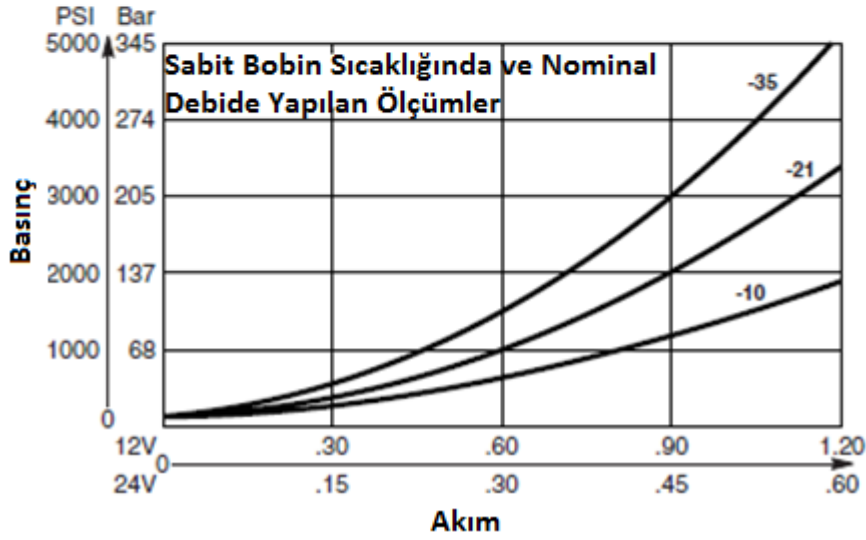
Akışı ve basıncı artırmak ya da azaltmak için her iki valfin de mekanik kısımları bulunmaktadır. Her iki valfin de mekanik kısımlarını kontrol eden elektronik kısımları bulunmaktadır. Sistemden alınan geri bildirimler sistem kontrolcüsünde yorumlanarak daha önce hazırlanan senaryoya uygun olarak sistemin hareket edebilmesi için valflerin elektronik kısımlarına elektriksel sinyaller gönderilerek valflerin nasıl davranacakları belirlenir. Bu sayede sistemin genelini daha önce canlandırılması planlanan senaryoya göre hareket ettirilmesi sağlanmış olur.

Çalışmada kullanılan valfler Parker markadır. Oransal basınç emniyet valfi olarak AP04G2YP serisi valf kullanılmıştır. İlgili valfin çalışma karakteristiğini gösteren grafik Şekil 4.7' de görülmektedir. Valfe verilen akımın büyüklüğü arttıkça valfin set edilen basınç değerinin de arttığı görülmektedir.

Tavsiye Edilen PWM Akım Değerleri



Verilen Akıma Bağlı Basınç Eğrisi

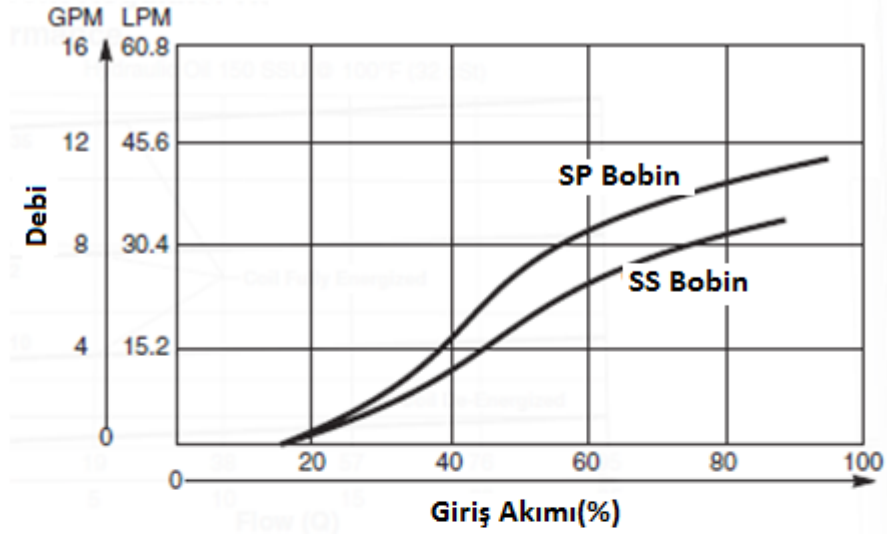


Şekil 4. 7 Oransal emniyet valfi performans eğrileri [30]

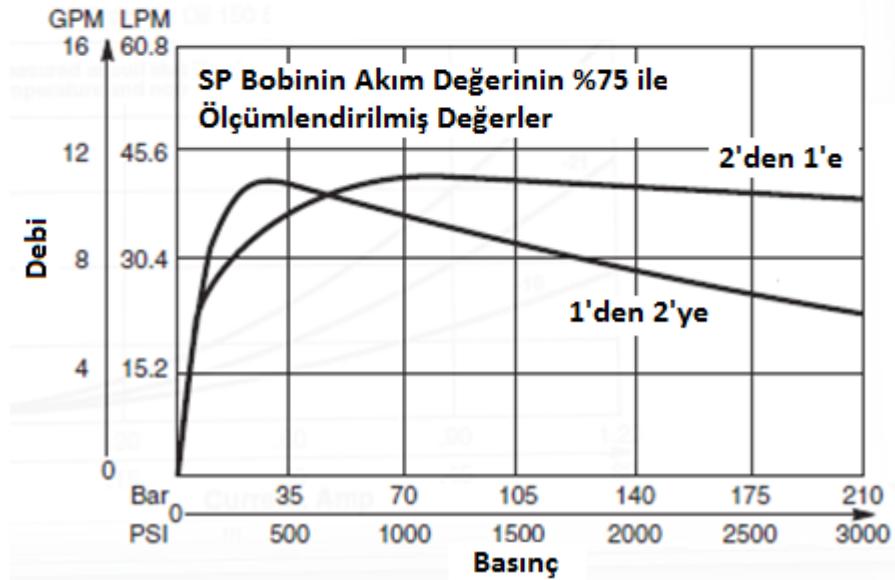
Burada kullanılan valfe bakıldığı zaman sistemin ürettiği 34 litre/dakika debiyi yaklaşık olarak 10 bar basınç farkı ile geçirdiği gözlenmektedir. Bu valften 34 litre/dakika debi geçirmek için harcanması gereken 10 bar ilerleyen süreçte karşımıza enerji kaybı olarak çıkmıştır.

Oransal hız ayar valfi olarak ise HP04C21 serisi valf kullanılmıştır. İlgili valfin çalışma karakteristiğini gösteren grafik Şekil 4.8' de görülmektedir. Valfe verilen akımın büyüklüğü arttıkça valfin geçirdiği debi miktarının da arttığı görülmektedir.

Tavsiye Edilen PWM Akım Değerleri



Debi Regülasyonu



Şekil 4. 8 Oransal hız ayar valfi performans eğrileri [30]

Burada kullanılan oransal hız ayar valfi normalde kapalı bir valftir. Yani valfe elektrik verilmediği takdirde valften bir debi akışı gözlenemez. Öte yandan ilgili valfin 34 litre/dakika maksimum sistemin ürettiği debiyi üretmek için yaklaşık 30 bar'lık bir basınç kaybına ihtiyacı olduğu görülmektedir. Bu durum da ilerleyen süreçte karşımıza enerji kaybı olarak çıkmıştır.

4.1.1.4 Hidrolik Rezervuar

Sistemde kullanılan hidrolik rezervuar Şekil 4.9' da görülmektedir. Kullanılan rezervuar 400 litre kapasiteli bir rezervuar olup kaynaklı tip olarak Hidropar Kocaeli firması tarafından imal edilmiştir. Rezervuar üzerinde Şekil 4.9' da görüleceği üzere, 2 adet bakım kapağı, 1 adet elektrik motoru, 1 adet dişli pompa, 1 adet soğutucu, 1 adet hidrolik filtre, 1 adet seviye göstergesi, eski sisteme ait bir adet hidrolik manifold ve diğer yardımcı ekipmanlar bulunmaktadır. Yapılan bu çalışmada en uzun çevrim süresi 30.8 saniye olduğu için yağ soğutucusu deneyler esnasında kullanılmamıştır.

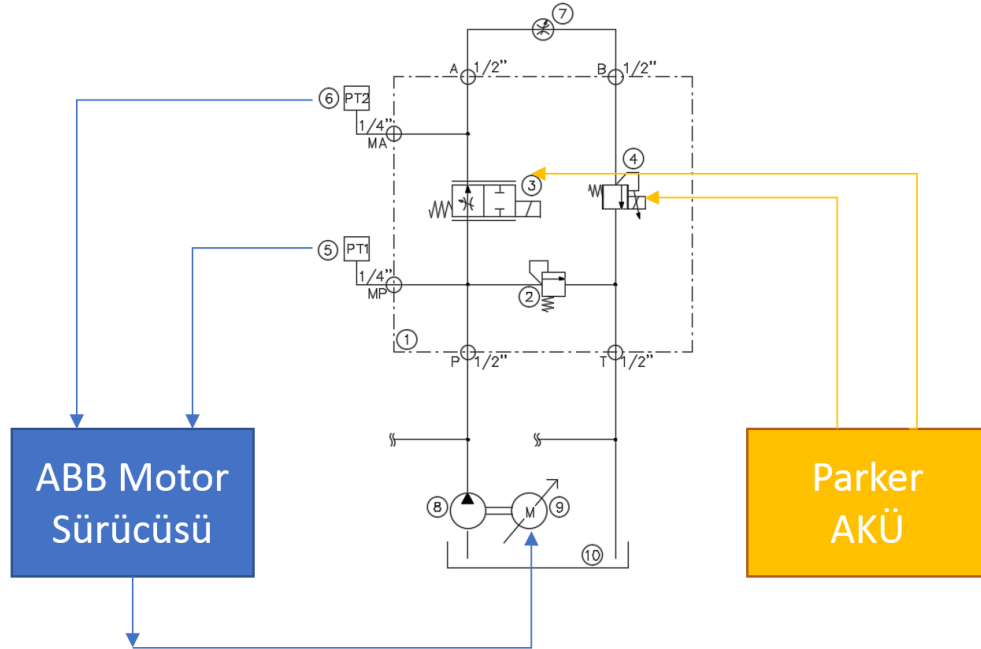


Şekil 4. 9 Hidrolik Rezervuar

4.1.2 Kontrol Sistemi

Bu çalışmada simüle edilen abkant presin bir diğer önemli alt sistemi ise kontrol sistemidir. Kontrol sistemi yardımı ile hidrolik sistemin çalışması esnasında sistemden alınan geri bildirimler yardımı ile sistemin kompleksinin Bölüm 3' de belirlenen senaryolara uygun olarak çalıştırılması amaçlanmıştır.

Kontrol sistemi ana olarak 3 farklı bileşeni kontrol etmek için tasarlanmıştır. Bu noktada sisteme bir adet ana kontrol ünitesi (AKÜ) ve bir adet motor sürücüsü eklenmiştir. AKÜ ile temel olarak oransal valflerin kontrol edilmesi amaçlanmıştır. Bunun yanı sıra motor sürücüsü ile ise sistemde mevcut 15 kW güce sahip olan AC asenkron elektrik motorunun sürülmesi amaçlanmıştır. Bu iki ana sisteme yardımcı olması açısından sisteme iki adet basınç sensörü ilave edilmiştir. DHMS metodu ile yapılan kontrolde sistemin elektronik yük kontrolünün sisteme entegre edilen bu iki basınç sensörünün geri bildirimde bulunduğu basınç değerleri arasındaki farkın sabit kalmasına endeksli olarak yapılması amaçlanmıştır. OHVS metodu ile kontrolde ise bu iki basınç sensöründen alınan bilgiler ile sistemin dinamik olarak davranışının gözlemlenmesi amaçlanmıştır. Bu bileşenlerin dışında sisteme bir adet de debi sensörü ilave edilmiştir. Debi sensörü yardımı ile her bir senaryonun uygulanması aşamasında sisteme ne kadar debi verildiğinin tespit edilmesi amaçlanmıştır. Bunun yanı sıra sistemde harcanan gücünde tespit edilmesi noktasında sistemdeki anlık debi miktarının da ölçülmesi önem arz etmektedir. Sistemin basitçe nasıl kontrol edildiği Şekil 4.10' da görülmektedir.



Şekil 4. 10 Kontrol şeması

Bu çalışmada Parker marka MC41 serisi kontrol ünitesi (Şekil 4.11) AKÜ olarak kullanılmıştır.



Kabiliyetler	MC41
Program Hafızası	0,5 megabayt
Kayıt Tutma Hafızası	2 megabayt
Toplam Giriş Sayısı	18 adet
0-5 Volt Giriş Sayısı	8 adet
0-32 Volt Giriş Sayısı	2 adet
4-20 Miliamper Giriş Sayısı	2 adet
Zamanlama Giriş Sayısı	6 adet
Dijital Giriş Sayısı	6 adet
Toplam Çıkış Sayısı	8 adet
0-2500 Miliamper Çıkış Sayısı	2x2
Dijital Çıkış Sayısı	4 adet
CAN Bağlantı Çıkışı	2 adet

Şekil 4. 11 Ana kontrol ünitesi (AKÜ) [31]

Burada kullanılan kontrol ünitesi çeşitli tiplerde elektriksel sinyal göndererek hidrolik manifold üzerinde bulunan oransal valfleri uyarır. Valflerin kontrol parametrelerine uygun büyüklüklerde akım değerlerini göndererek valflerin farklı oranlarda tahrik edilmesini sağlar. Bu noktada açık çevrim bir kontrol söz konusudur. Bunun yanı sıra sistemde bulunan debimetreden gelen bilgilerin de gözlenmesini sağlar.

Sistemde kullanılan diğer bir kontrol elemanı ise ABB marka motor sürücüsüdür. Bir AC asenkron elektrik motorunun dönüş devri, motora uygulanan gerilimin frekansı ve motorun kutup sayısı ile bağlantılıdır. Motor sürücüsü, asenkron motorun hızını frekansı değiştirmek üzere kademersiz olarak ayarlayan güç elektroniği bileşenlerinin oluşturduğu bir cihaz olup, invertör, frekans konvertörü ve hız kontrol ünitesi gibi isimler ile de bilinmektedir.

Sistemde kullanılan motor sürücüsü Şekil 4.12' deki gibidir.



Şekil 4. 12 Motor sürücüsü

Kullanılan motor sürücüsünün teknik yeterlilikleri Tablo 4.1’ de gösterilmiştir.

Tablo 4. 1 Motor sürücüsü teknik özellikleri

	Birim	Minimum	Maksimum
Giriş voltajı	VAC	380	415
Faz sayısı			3
Frekans	Hz	48	63
Çıkış akımı	A		40
Çıkış gücü	kW	15	22

Yapılan deneyler esnasında oransal hız ayar valfinin kısıtıldığı debiyi tespit etmek adına Parker marka SCFT serisi debi metre kullanılmıştır. Kullanılan debimetrenin resmi Şekil 4.13’ de gösterilmiştir. Kullanılan debimetrenin ölçüm aralığı 0-300 litre/dakikadır. Ölçüm hata oranı %1 ve maksimum çalışma basıncı 300 bar’ dır. Bağlantı portları 1” olan debimetrenin cevap verme süresi 50 milisaniye’ dir. Fiziksel ölçülerinden yüksekliği 6,30 cm, uzunluğu 18,92 cm ve genişliği 17,05 cm’ dir.



Şekil 4. 13 Debimetre [32]

Yapılan deneylerde hız kontrolünün yapıldığı noktanın hemen öncesindeki ve hemen sonrasındaki basınç değerlerini tespit etmek için Parker marka SCP serisi basınç sensörleri kullanılmıştır. Kullanılan sensörün resmi Şekil 4.14’ de gösterilmiştir. Sensörün ölçüm aralığı 0-400 bar’ dır. Hata oranı %1 olan sensörün maksimum çalışma basıncı 800 bar’ dır. Sensörün patlama basıncı ise 1700 bar’ dır.



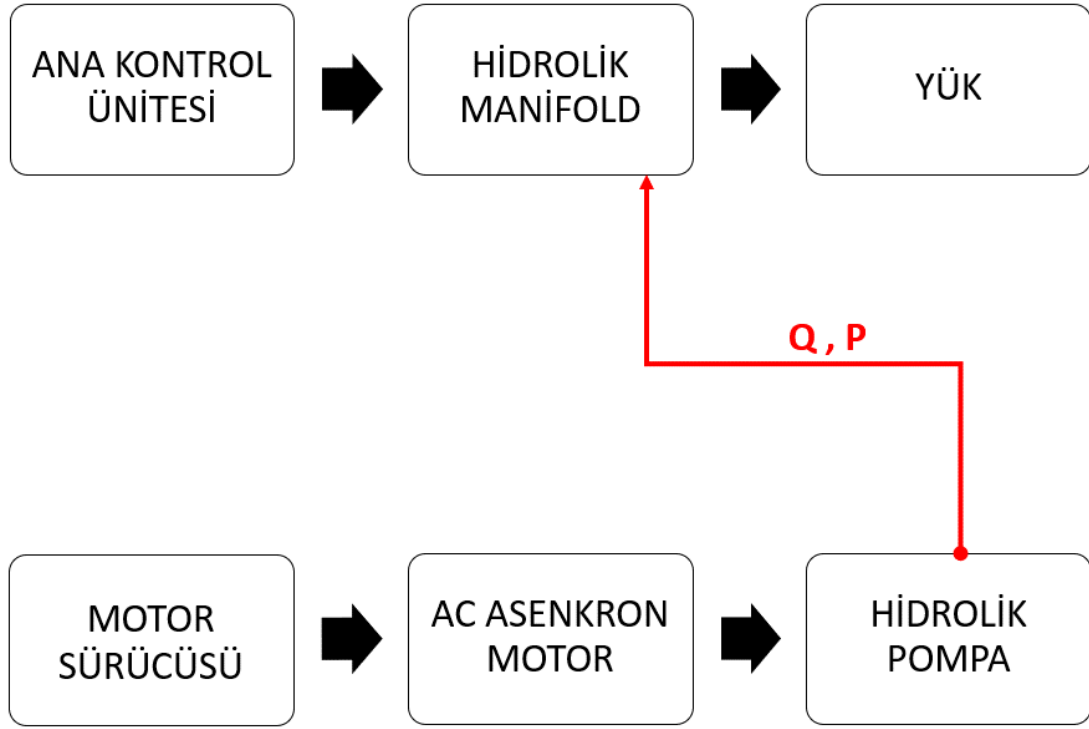
Şekil 4. 14 Basınç sensörü [32]

4.2 Deneysel Çalışma Yöntemi

Deneysel çalışmalarda Tablo 3.2’ de belirtilen çalışma senaryoları hem OHVS hem de DHMS metotları ile çalışılmıştır.

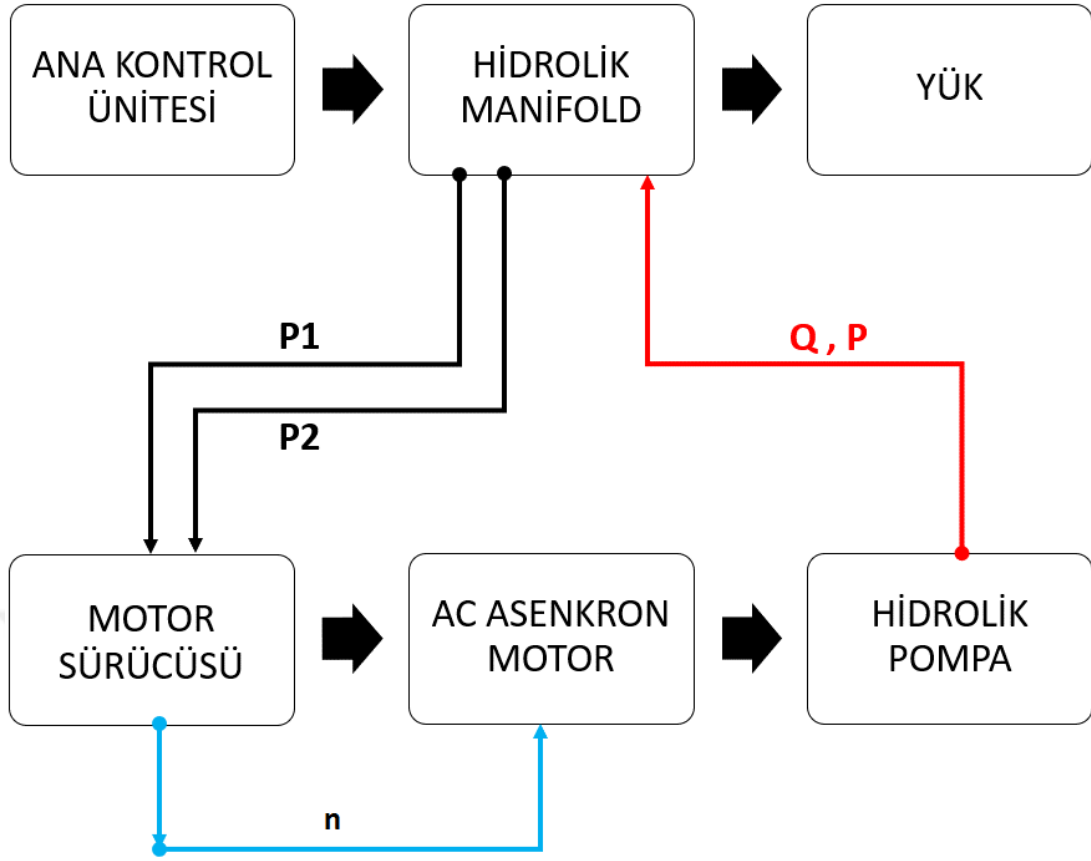
OHVS metodunda tüm senaryolar AKÜ’ ye yüklenmiştir. Motor sürücüsünde ise herhangi bir ayarlama yapılmamıştır. Burada değişken devirli kullanılabilme özelliği olan AC asenkron motor sabit devirli kullanılmıştır. Sistem aynı şekilde elektrik motoruna başlama komutu verilmesi ile çalışmaya başlamıştır. Ardından her bir senaryo kendisi için AKÜ’ ye tanımlanan süre boyunca çalışmıştır.

OHVS metodu ile yapılan deneysel çalışmanın kontrol mekanizması Şekil 4.15’ de gösterilmiştir.



Şekil 4. 15 OHVS metodu kontrol şeması

DHMS metodu ile yapılan çalışmalarda ise öncelikle her bir senaryonun isteri ayrı ayrı programlar halinde AKÜ' ye yüklenmiştir. Paralel olarak ise motor sürücüsüne PID bir kontrol algoritması tanımlanmıştır. PID kontrolde hız ayar valfinin önündeki ve arkasındaki basınç bilgilerini motor sürücüsüne aktararak iki nokta arasındaki basınç farkının sabit bir değerde tutmak amaçlanmıştır. Ardından her bir senaryo özelinde sistem ayrı ayrı çalıştırılmış ve her bir senaryo için deneyler ikişer kez tekrarlanmıştır. Deneye elektrik motoruna başlama komutu verilerek başlanmıştır. Ardından her bir senaryo kendisi için AKÜ' ye tanımlanan süre boyunca çalışmıştır. Bu denemelerde motorun devrine dışarıdan bir müdahale yapılmaksızın, motor devrinin tamamen PID kontrol tarafından kontrol edilmesi sağlanmıştır. DHMS metodu ile yapılan deneysel çalışmanın kontrol mekanizması Şekil 4.16' da gösterilmiştir.



Şekil 4. 16 DHMS metodu kontrol şeması

4.2.1 DHMS Metodu ile Yük Algılama

Hidrolik bir sistemde yük algılamanın temel olarak iki farklı yöntemi vardır. Yük algılaması, ilgili yükü hareket ettiren hidrolik aktüatörü kontrol eden valfin pompa tarafındaki hattan ve yük tarafındaki hattan basınç bilgilerini almaktır. Bu sayede yükün değişken değerlerine karşı hidrolik sistemin adapte edilmesi sağlanır. Bu adaptasyon sistemdeki komponentlere göre değişkenlik gösterebilir. Örneğin sistemde değişken deplasmanlı bir pompa var ise, bu pompa her iki hattaki basınç farkını belirli bir değerde sabit tutmak üzere desplasmanını kısacak ya da artıracaktır.

OHVS metodunda yük algılamaya gerek yoktur. Çünkü bu metot da sistemdeki yükün değişken durumlarına karşı bir adaptasyon söz konusu değildir. Bunun nedeni bu metot ile çalıştırılan sistemlerde sistemin her an maksimum kapasitede çalışmasıdır. Bu durumda yükün minimum olduğu durumda dahi sistemin maksimum kapasitesi üretildiği için sistemde minimumdan maksimuma doğru bir

hareket olsa dahi hali hazırda sistemde mevcut olarak tüm kapasite bulunmaktadır.

Daha önce belirtildiği üzere yük algılamanın temel olarak iki farklı yöntemi vardır. Bunlardan ilki hidrolik pilot hattı ile yük algılama yöntemidir. Bu yöntem ağırlıklı olarak değişken deplasmanlı pompalar ile kurulmuş sistemler için uygulanır. Burada aktüatörü kontrol eden valfin yük ve pompa tarafından alınan hidrolik pilotlar doğrudan hidrolik pompanın üzerinde bulunan hidrolik kontrolcüye gider ve burada yorumlanır. Buradan çıkan sonuca göre pompanın deplasmanı ayarlanır. DHMS metodunda da uygulanan ikinci yük algılama yöntemi ise elektro-hidrolik yük algılamadır. Aktüatörü kontrol eden valfin yük ve pompa taraflarına birer adet her an basınç değerini algılayabilen sensörler entegre edilir ve buradan alınan anlık basınç değerleri AC elektrik motor sürücüsüne gider. Kontrolcü basınç farkını daha önce kendisine tanımlanan bir fark basıncı değerinde tutmak için elektrik motorunun devrini ayarlar. Bu sayede yükün anlık değişen isteleri algılanır ve sistem motor devri ile ayarlamalar yaparak bu değişime adapte olur.

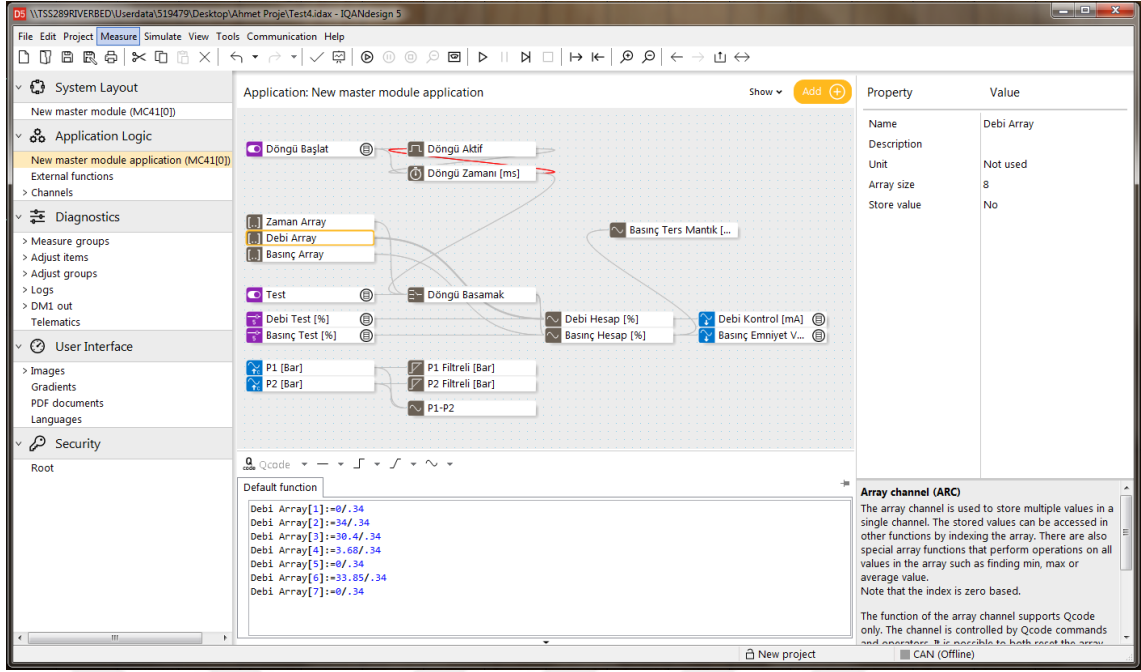
Elektro-hidrolik yük algılama metodunda algılanan basınç değerleri AC elektrik motor sürücüsü yerine bir servo motor sürücü tarafından da yorumlanabilir. Bunun yanı sıra elektronik deplasman kontrolü yapabilen değişken deplasmanlı pompaların kontrolcülerinde de yorumlanabilir.

4.2.2 Deney Metodolojisi ve Parametrelerin Ayarlanması

Tablo 3.2' de mevcut senaryolar AKÜ içerisine programlanmıştır. Burada her bir senaryoya uygun programlama Şekil 4.17' deki gibi yapılmıştır. Herbir senaryo için AKÜ içerisindeki yazılıma birer adet döngü tanımlanmıştır. Kullanılan yazılım Parker IQAN Design 5 isimli bir yazılımdır. Tanımlanan bu döngüler senaryolara endekslidir. Her bir döngünün içerisinde oransal valfleri kontrol eden akım çıkışları bulunmaktadır. Oransal hız ayar valfinin maksimum geçirgenliğini %100 olarak belirlenmiştir. Burada oransal hız ayar valfinin tamamen kapalı olması ise %0 olarak belirlenmiştir. Bu iki aralıkta oransal valfin çalışması kontrol edilmiştir. Örneğin 15,2 litre/dakika debi geçirgenliği sağlanması için yaklaşık olarak %44 sinyal AKÜ üzerinden oransal hız ayar valfine gönderilmiştir. Burada teste

başlamadan önce gereken her bir debi değeri AKÜ üzerinden kalibre edilmiştir. Örneğin teorik olarak %20 sinyal verildiği zaman oransal valfin geçirgenliğinin yaklaşık 6,8 litre/dakika olması beklenir ancak devreye alma esnasında 6,8 litre/dakika debi elde etmek için fazla sinyal verilmesi gerekmiştir. Buna ortam sıcaklığı, yağ sıcaklığı, yağ viskozitesi, oransal valf bobininin karakteristiği, ortamdaki ses miktarı gibi parametreler neden olabilmektedir. Aynı işlemler oransal basınç ayar valfi için de yapılmış olup emniyet valfinin maksimum basınç emniyet değeri %100' e minimum değeri ise %0' a denk gelecek şekilde yapıp daha sonra sistem isterlerine göre kalibre edilmiştir. Bu ayarlamaların ardından AKÜ üzerinden sistem çalıştırılmış ve her bir senaryo süresince oransal valflere AKÜ tarafından gönderilen elektrik sinyalleri ile senaryo gereklilikleri sağlanmıştır. Her bir senaryo iki farklı metot ile denenmiştir. Örneğin A senaryosu hem OHVS hem de DHMS ile gerçekleştirilmiştir.

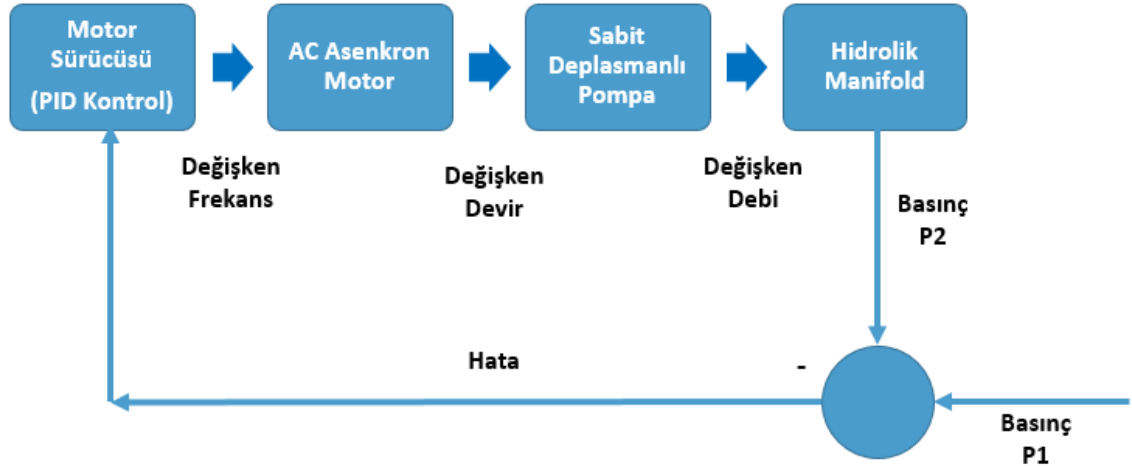
OHVS yöntemi ile yapılan deneylerde, sistemde mevcut elektrik motoru sabit olarak 1500 devir/dakika devirle döndürülmüş olup, elektrik motoruna bağlı çalışan dişli pompanın sisteme her an maksimum kapasitede debi göndermesi sağlanmıştır. Bu durumda ilgili senaryodaki değerlere göre AKÜ tarafından oransal valflere elektrik sinyalleri gönderilerek sistemin ne şekilde davrandığı kayıt altına alınmıştır.



Şekil 4. 17 AKÜ'ye senaryo yüklenmesi

DHMS yöntemi ile yapılan deneylerde ise sistemdeki mevcut elektrik motorunun devrine dışarıdan bir müdahale yapılmamıştır. Sistemde hız ayarının yapıldığı noktanın öncesindeki ve sonrasındaki basınç değerlerini algılayan basınç sensörleri bu bilgileri doğrudan motor sürücüsüne iletmişlerdir. Bu işlemin başlangıcında motor sürücüsünde bu iki sensörün arasındaki basınç farkına göre motor devrini azaltacak ya da artıracak şekilde bir PID tasarım yapılmıştır. Bu noktada elektrik motoru çalışmasına 500 devir/dakika ile başlamıştır. Ancak ilerleyen süreçte senaryo gereği sistemdeki oransal hız ayar valfi AKÜ tarafından gönderilen elektrik sinyal ile sistemdeki mevcut debiyi kısmıştır. Bu durumda ortaya çıkan fark basıncı her durumda belirlenen bir değerde tutmak üzere elektrik motoru devrini azaltmış veya artırmıştır.

DHMS metodunda motor sürücüsüne giden basınç bilgileri arasındaki fark azalmaya başlayınca tasarlanan PID kontrol motor devrini artırma yönünde komut vermiştir. Basınç bilgileri arasındaki fark artmaya başlayınca tasarlanan PID kontrol motor devrini azaltma yönünde komut vermiştir. Burada görüleceği üzere kapalı çevrim bir kontrol yapılmıştır. DHMS metodunda kurgulanan sistemin kontrol blok diyagramı Şekil 4.18' de gösterilmiştir.



Şekil 4. 18 DHMS metodu kontrol blok diyagramı

Hız ayar valfinin önünde ve arkasındaki basınç farkı PID kontrolcü için kritik bir öneme sahiptir. Sabit tutulmaya çalışan basınç farkı değişik değerlerde seçilebilir.

Buradaki fark basıncı miktarını belirlerken temel alınan nokta debiyi kısma işlemini yapan oransal valfin maksimum geçirebildiği debiyi kaç bar'lık bir fark basıncı ile geçirdiğidir. Sistemin fark basıncı en az bahsedilen bu değere eşit veya büyük olmalıdır. Bu çalışma kapsamında ilgili değer 10 bar olarak kabul edilmiştir. Bu değer simüle edilen makina uygulamasında kullanılan ya da kullanılmaya elverişli bir takım oransal valf modellerinin katalogları taranarak [33] ve performans eğrileri incelenerek kabul edilmiştir.

Deney düzeneğinde oransal hız ayar valfi olarak Şekil 4.10' de mevcut şema üzerinde bulunan (3) poz numaralı Parker marka oransal hız ayar valfi kullanılmıştır. Senaryolardaki değişken yükleri simüle etmek için ise yine Parker marka (4) poz numaralı oransal basınç emniyet valfi kullanılmıştır.

4.2.3 Ölçümlerin Yapılması ve Kaydedilmesi

Deney esnasında kullanılan basınç ve debi sensörleri AKÜ'ye direkt olarak elektrik kabloları ile bağlanmıştır. İlgili sensörler sistemden çıktıkları debi ve basınç bilgilerini her an bir sinyal şeklinde AKÜ'ye iletmislerdir. AKÜ ise bir bilgisayara bağlanmıştır. İlgili düzene Şekil 4.19' de gösterilmiştir. Bu bilgisayarda AKÜ ile haberleşip içerisine gelen analog sinyalleri gerekli grafiksel verilere çevirecek

lisanslı bir yazılım mevcuttur. Bu yazılım sayesinde AKÜ' ye gelen her bir senaryoya ait debi-zaman ve basınç-zaman grafikleri elde edilmiştir.



Şekil 4. 19 Deney düzeneği ölçüm ve kayıt ekipmanları

Şekil 4.19' da (1) numara ile gösterilen bilgisayar yardımı ile sistemden gelen basınç değerleri kaydedilmiştir. (2) numara ile gösterilen ekipman yardımı ile sistemden anlık debi bilgisi alınmıştır. Bu ekipman Parker marka bir üründür. İlgili ürün Şekil 4.20' deki gibi sistemde mevcut debi metre ile bağlantılıdır ve yük tarafına giden debi miktarını anlık olarak ölçmektedir. Ölçülen veriler ekipmana entegre edilen bir hafıza kayıt cihazı içerisinde kaydedilmiştir.



Şekil 4. 20 Debi ölçüm ekipmanı [32]

Bu bölümde, Bölüm 3’ de özellikleri ve çalışma senaryoları belirlenen 500 kN’ luk bir abkant presin Bölüm 4’ de anlatılan hidrolik deney düzeneğinde simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

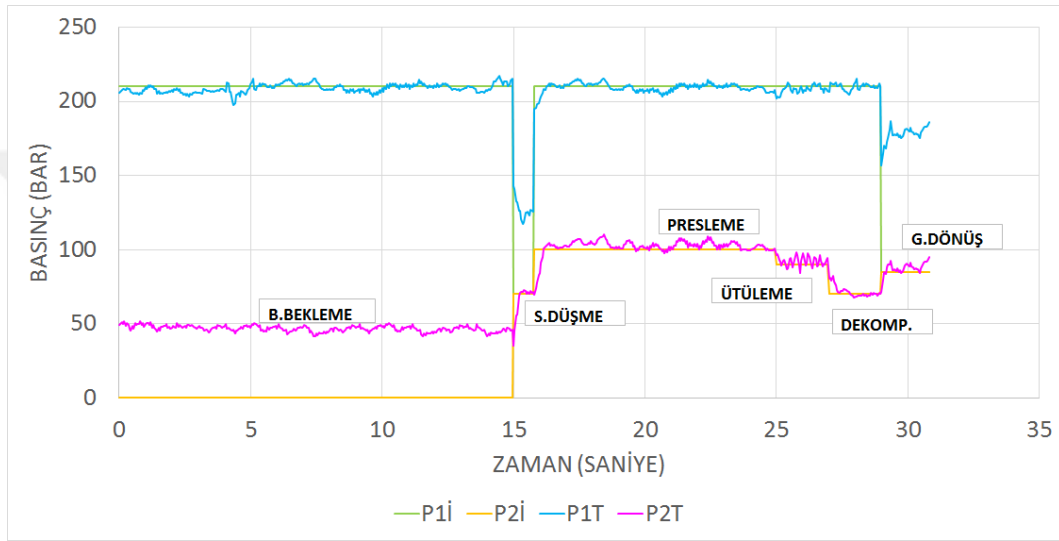
5.1 Deney Sonuçları

5.1.1 A Senaryosu (En İnce Sac Presleme Senaryosu)

A senaryosu 3. bölümde de bahsedildiği üzere en düşük kalınlıklı sacı basmak için uygulanan senaryodur. Malzemenin tabiatı gereği buradaki presleme süreci düşük basınçlarda ve uzun süreli bir proses şeklinde gerçekleşmektedir.

A senaryosu OHVS metodu ile çalıştırılmadan önce AKÜ içerisinde Tablo 3.2’ de verilmiş değerler ile programlanmıştır. A senaryosu 30.8 saniye sürmüştür. A senaryosunun ilk 15 saniyesinde presin boшта bekleme prosesi gerçekleşmiştir. Bu noktada hız ayar valfi tamamen kapalı olacağı için hidrolik pompa ile oransal hız ayar valfi arasındaki basınç (P1) sistemin maksimum görebileceği basınç değeri olan 210 bar’ a yakın değerlerde gözlemlenmiştir. Oransal hız ayar valfi ile yükü simüle eden oransal basınç ayar valfi arasındaki basınç (P2) ise 0 bar’ a yakın bir noktada seyir etmiştir. Teoride bu hatta oluşması gereken P2 basıncı 0 bar olarak öngörülse de uygulamada bu değer 0’ dan farklı bir değer olarak görülmüştür. Bunun nedeni 210 bar basınç altında oransal hız ayar valfinin kaçak karakteristiğince davranıp bir miktar yağ kaçırmasıdır. Şekil 5.1’ de yapılan deney sonucu elde edilen basınç-zaman grafiği görülmektedir. Bu noktada P1 hattındaki basınç 0-15 saniye arasında 210 bar bandında seyretmektedir. 15-15.8 saniyeleri arasında ise oransal hız ayar valfi 34 litre/dakika yağ geçirmek üzere açılmıştır. 15. Saniyede P1 hattındaki basınç aradaki oransal hız ayar valfinin tamamen açılmasından kaynaklı olarak düşme yönünde eğilim göstermiştir. Bu noktada

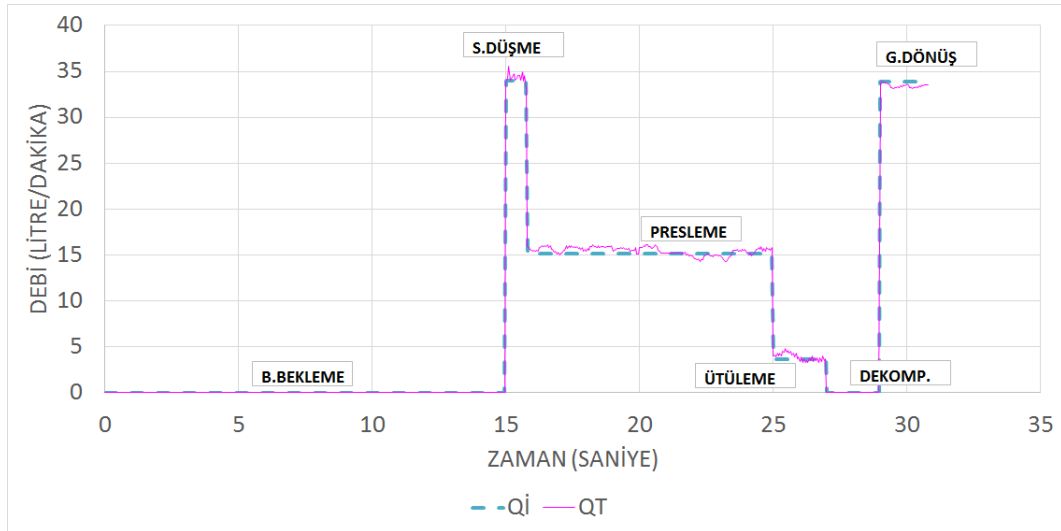
kütle transferinin, yüksek basınçtan düşük basınca doğru gerçekleşmesi yasası anımsanmalıdır. 15. saniyede olması gereken yük miktarı yaklaşık 70 bar' a karşılık gelmektedir. Yani P2 basıncı 15. Saniye itibari ile 70 bar olmalıdır. Bu noktada oransal hız ayar valfinin tamamen açılması ile P1 ve P2 basınçları karşı karşıya gelir. Burada P1 basıncı 210 bar bandından 70 bar bandına gitmek isterken, P2 basıncı da 0 bar bandından 70 bar bandına gitmek ister. Bu yüzden P1 basıncı azalıp artma şeklinde bir hareket sergilerken, P2 basıncı artma şeklinde davranmıştır.



Şekil 5. 1 A senaryosu OHVS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği

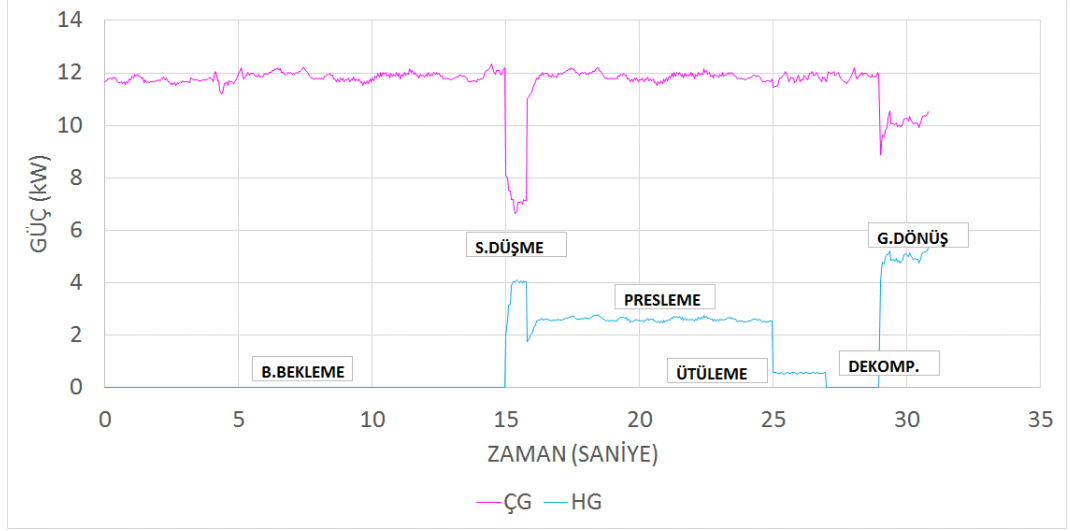
Serbest düşme sonrası yükü simüle eden oransal basınç ayar valfi 15.8. saniye itibari ile presleme için gereken yük değerine karşılık gelen 100 bar' a elektronik olarak set edilmiştir. Bu durumda gereken debi miktarı ise yaklaşık 15.2 litre/dakika' dır. Bundan dolayı da oransal hız ayar valfi yine elektronik olarak valfin geçirdiği debiyi 15,2 litre/dakika' ya kısar. Burada her iki hattaki basıncın da artışı gözlemlenmiştir. P1 hattındaki basınç yükselmesinin nedeni kısılan fazla debinin ilgili hatta yarattığı basınç kayıplarının artmasıdır. P2 hattı ise presleme prosesi için gereken kuvveti sağlamak için elektronik olarak 100 bar' a set edilmiştir. 25. saniyeye kadar sistem bu şekilde çalışmıştır. 25. saniye itibari ile ütüleme prosesi için 15.2 litre/dakika olan debi miktarı 3.68 litre/dakika debi bandına kısılmıştır. Bunun yansıması olarak P1 hattındaki basıncın daha da artması gerekir ancak sistemdeki emniyet valfi sistemdeki herhangi bir noktanın

patlak vermemesi adına 210 bar' a mekanik olarak set edildiği için bu hatta daha fazla basınç gözlemlenememiştir. Dolayısı ile P1 hattındaki basınç dalgalanmasında ütüleme prosesinde büyük bir farklılık gözlemlenmemiştir. P2 basıncı ise ütüleme prosesinde gereken kuvveti sağlayacak basınca tekabül eden 90 bar değerine elektronik olarak set edilmiştir. 27. saniyeye kadar bu proses sürmüştür. Bu noktada dekompresyon prosesi başlamıştır. Bu proseste herhangi bir debiye gerek olmadığı için oransal hız ayar valfi tamamen kapatılmıştır. Dolayısı ile P1 hattındaki basınç dalgalanması değişiklik göstermemiştir. P2 hattındaki basınç değeri ise dekompresyon için gereken basınç değeri olan 70 bar' a elektronik olarak set edilmiştir. 29. saniyeye kadar bu proses sürmüştür. 29. saniye itibari ile pres baskı işlemini tamamlamış ve geri dönüş prosesi başlamıştır. Bu durumda P1 hattında yaklaşık 210 bar bandında mevcut basınç 29. saniye itibari ile oransal valfin yeniden tüm kapasite açılması sonucu P2 hattı ile direkt olarak çarpışmıştır. Bu durumda P1 hattındaki basınç düşme yönünde eğilim göstermiştir. P2 hattındaki basınç değeri ise geri dönüş için gerekli olan 85 bar bandına set edilmiştir. Ancak P2 hattı anlık olarak 34 litre/dakika debinin 210 bar' da beklediği P1 hattı ile oransal hız ayar valfinin tamamen açılması sonucu direkt olarak karşı karşıya kalınca P2 basıncı öngörülen değeri direkt olarak sağlayamamış ve kısa süreli de olsa yükselme yönünde eğilim göstermiştir. Daha sonra ise 90 bar bandında dalgalı bir hareket yaparak prosesi tamamlamıştır. İlgili senaryodaki debi-zaman grafiği de Şekil 5.2' de verilmiştir. Burada mavi kesik çizgiler ile belirlenen senaryo ideal senaryodur. Mor renk ile gösterilen eğri ise deney sonucu elde edilen verileri yansıtmaktadır.



Şekil 5.2 A senaryosu OHVS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği

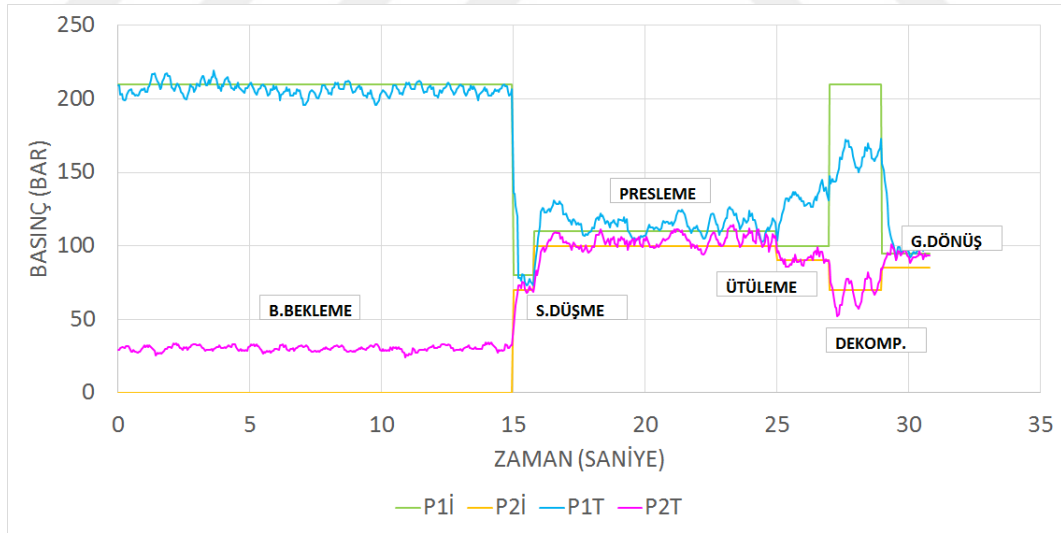
OHVS metodunda sistemin anlık olarak ihtiyacı olan güç ve bunun karşılığında sistemin çektiği güç Şekil 5.3' de gösterilmiştir. Burada sistemin harcadığı güç (HG) mavi renk ile sistemin çektiği güç (ÇG) ise mor renk ile belirtilmiştir. OHVS metodu ile yapılan bu deneyde gözlemlendiği üzere A senaryosunun neredeyse tüm proseslerinde sistemin ihtiyacından fazla sistemden güç çekilmiştir. Boşta bekleme prosesi, abkant preste basılan parçanın çıkarılıp yerine yeni bir parçanın yerleştirilmesi için geçen süredir. Bu sürede sistemin herhangi bir basınç ya da debi isteri olmamasına rağmen elektrik motoru 1500 devir/dakika' da döndüğü için sisteme ihtiyacı olmamasına rağmen yaklaşık olarak 34 litre/dakika debi sağlanmıştır. Üretilen bu debi, sistemin emniyeti için eklenen mekanik olarak 210 bar' a set edilmiş basınç emniyet valfi üzerinden cebren geçerek gerçekte ihtiyaç olmayan bir enerjinin üretilmesine ve harcanmasına neden olmuştur. Serbest düşme, presleme, ütüleme ve geri dönüş proseslerinde ise sistemin her prosese özel basınç ve debi isterleri olmuştur. Ancak her defasında ihtiyaç olandan fazlası sistemden çekilmiştir. Bunun başlıca nedeni OHVS metodu ile çalışan sistemin, çalışmaya başlamasından çalışmasının bitişine dek sistemin ne kadar ihtiyacı olduğundan bağımsız olarak maksimum raddede çekebileceği enerjiyi çekmesidir. OHVS sistemi tasarlanırken belirlenen maksimum sınır koşulları, sistemin çalışma prensibi gereğince her daim tasarlanan maksimum değerde çalışır.



Şekil 5.3 A senaryosu OHVS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği

A senaryosu DHMS metodu ile koşturulmadan önce AKÜ içerisinde Tablo 3.2’ de mevcut değerler programlanmıştır. Bunun yanı sıra motor sürücüsü içerisinde PID kontrol de OHVS metodundan farklı olarak devreye alınmıştır. PID kontrol P1 ve P2 noktaları arasındaki basınç farkını daha önce belirlenen 10 bar’ lık değerde koruyacak biçimde motor devrini kontrol etmiştir. A senaryosu 30.8 saniye sürmüştür. A senaryosunun ilk 15 saniyesinde presin boşa bekleme prosesi gerçekleşmiştir. Bu noktada hız ayar valfi tamamen kapalı olacağı için P1 maksimum görebileceği basınç değeri olan 210 bar’ a yakın değerlerde gözlemlenmiştir. P2 ise 0 bar’ a yakın bir noktada seyir etmiştir. Teoride bu hatta oluşması gereken P2 basıncı 0 bar olarak öngörülse de uygulamada bu değer 0’ dan farklı bir değer olarak karşımıza çıkmıştır. Bunun nedeni 210 bar basınç altında oransal hız ayar valfinin kaçak karakteristiğince davranıp bir miktar yağ kaçırmasıdır. Tam olarak bu noktada PID kontrol sürekli P1 basıncını P2 basıncına yaklaştırmak için minimum devrinde dönmek istemiştir. Ancak buna rağmen hidrolik sistemin doğası gereği P1 hattındaki basınç 210 bar’ ın altına düşürülemediği. Bu esnada pompanın ürettiği debi miktarından bağımsız bir şekilde üretilen herhangi bir miktardaki debi mekanik ayarlanmış emniyet valfinden tahliye olmaya zorlandığı için basınç DHMS metodu olmasına rağmen düşürülemediği. Ancak sistem OHVS metodundaki aynı prosese oranla daha az enerji çekmiştir. Bunun nedeni ise elektrik motorunun devrinin DHMS metodunda daha düşük devirlere düşmesidir. Şekil 5.4’ de yapılan deney sonucu elde edilen

basınç-zaman grafiği görülmektedir. Bu noktada P1 hattındaki basınç 0-15 saniye arasında 210 bar bandında seyretmektedir. 15-15.8 saniyeleri arasında ise oransal hız ayar valfi 34 litre/dakika yağ geçirmek üzere açılmıştır. 15. Saniyede P1 hattındaki basınç aradaki oransal hız ayar valfinin tamamen açılmasından kaynaklı olarak düşme yönünde eğilim göstermiştir. Bu noktada kütle transferinin, yüksek basınçtan düşük basınca doğru gerçekleşmesi yasası anımsanmalıdır. 15. Saniyede olması gereken yük miktarı yaklaşık 70 bar' a tekabül etmektedir. Yani P2 basıncı 15. Saniye itibari ile 70 bar olmalıdır. Bu noktada oransal hız ayar valfinin tamamen açılması ile P1 ve P2 basınçları karşı karşıya gelir. Burada P1 basıncı 210 bar bandından 70 bar bandına gitmek isterken, P2 basıncı da 0 bar bandından 70 bandına gitmek ister. Bu yüzden P1 basıncı azalıp artma şeklinde bir hareket sergilerken, P2 basıncı artma şeklinde davranmıştır. Burada OHVS metodundan farklı olarak P1 basıncının sistemin isteri olan noktaya düşme noktasında istenene daha yakın davrandığı görülmüştür. Bunun nedeni boşta bekleme prosesinde OHVS metodunda hazırda 34 litre/dakika miktarında bir debi beklerken, DHMS metodunda aynı proste yaklaşık 5 ile 6 litre/dakika miktarında bir yağın beklemesidir.



Şekil 5.4 A senaryosu DHMS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği

Serbest düşme sonrası yükü simüle eden oransal basınç ayar valfi 15.8. saniye itibari ile presleme için gereken yük değerine tekabül eden 100 bar' a elektronik olarak set edilmiştir. Bu durumda gereken debi miktarı ise yaklaşık 15.2

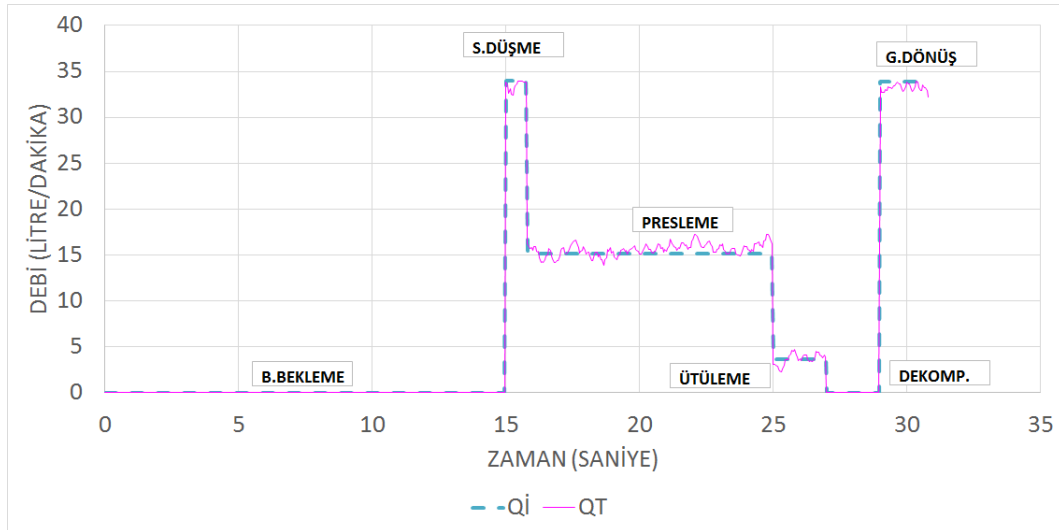
litre/dakika' dır. Bundan dolayı da oransal hız ayar valfi yine elektronik olarak valfin geçirdiği debiyi 15,2 litre/dakika' ya kısar. Burada her iki hattaki basıncından da artışı gözlemlenmiştir. P1 hattındaki basınç yükselmesini nedeni kısılan fazla debinin ilgili hatta yarattığı basınç kayıplarının artmasıdır. P2 hattı ise presleme prosesi için gereken kuvveti sağlamak için elektronik olarak 100 bar' a set edilmiştir. 25. saniyeye dek sistem bu şekilde çalışmıştır. OHVS metodu ile yapılan deneyin benzer prosesinde P1 hattındaki basıncın 210 bar mertebesine yükseldiği gözlenmişti. Ancak DHMS metodu ile yapılan deneyde P1 basıncı PID kontrol yardımı ile P2 basıncına yakın bir mertebede kalmaya zorlanmıştır. Elektrik motorunun devrinin bu farkı korumaya endeksli çalışmasının sonucu olarak P1 hattındaki basınç dalgalı bir biçimde düzensiz olarak seyretmiştir.

25. saniye itibari ile ütüleme prosesi için 15.2 litre/dakika olan debi miktarı 3.68 litre/dakika bandına kısılmıştır. Bunun yansıması olarak P1 hattındaki basınç P2 hattındaki basıncın 10 bar üzerinde bir değere PDI kontrol tarafından konumlandırılmak istenmiştir. Ancak öte yandan bir önceki proste 15.2 litre/dakika olan debi miktarı da 3.68 litre/dakika' ya kısılmıştır ve bunun getirdiği beklenmeyen bir basınç farkı oluşmuştur. Bu proses için ayrılan süre zarfında elektrik motoru her iki değişime de adapte olamamıştır, ancak yine de OHVS metodu ile yapılan deneyin aynı proste P1 basıncı kadar yükselmemiştir. P2 basıncı ise ütüleme prosesinde gereken kuvveti sağlayacak basınca tekabül eden 90 bar değerine elektronik olarak set edilmiştir ve bu değere yakın sonuçlar alınmıştır. 27. saniyeye dek bu proses sürmüştür. Bu noktada dekompresyon prosesi başlamıştır. Bu proste herhangi bir debiye gerek olmadığı için oransal hız ayar valfi tamamen kapatılmıştır. Dolayısı ile P1 hattındaki basınç boşta bekleme prosesindeki rejimde davranmak üzere harekete geçmiştir. Ancak bu proses için ayrılan süre P1 hattındaki basıncın 210 bar mertebesine ulaşmasını engellemiştir. P2 hattındaki basınç değeri ise dekompresyon için gereken basınç değeri olan 70 bar' a elektronik olarak set edilmiştir. Ancak DHMS metodu ile yapılan deneyin bu prosesinde oldukça geniş bir aralıkta basınç dalgalanması gözlenmiştir. Elektrik motoru basınç farkını korumak için devir azaltma ve artırma işlemlerini anlık olarak ve sıkça yapmıştır. Dekompresyon prosesine özel olarak bu

basınç dalgalanması oransal hız ayar valfinin kaçak karakteristiğini de olumsuz etkilemiş ve P2 hattında basınç dalgalanmasına neden olmuştur.

29. saniyeye dek bu proses sürmüştür. 29. saniye itibari ile pres baskı işlemini tamamlamış ve geri dönüş prosesi başlamıştır. Bu durumda P1 hattında yaklaşık 160 bar bandında mevcut basınç 29. saniye itibari ile oransal valfin yeniden tüm kapasite açılması sonucu P2 hattı ile direkt olarak çarpışmıştır. Bu durumda P1 hattındaki basınç düşme yönünde eğilim göstermiştir. P2 hattındaki basınç değeri ise geri dönüş için gerekli olan 85 bar bandına set edilmiştir. Burada OHVS metodu ile yapılan deneyde elde edilen sonuçlar doğrultusunda P1 hattındaki basıncın P2 hattındaki basınca daha yakın seyir ettiği gözlenmiştir. Bunun nedeni bir önceki proste OHVS' nin aksine P1 hattında daha düşük basınçta daha az miktar debi ile bekleyen hidrolik akışkanın olmasıdır. İlgili senaryodaki debi-zaman grafiği de

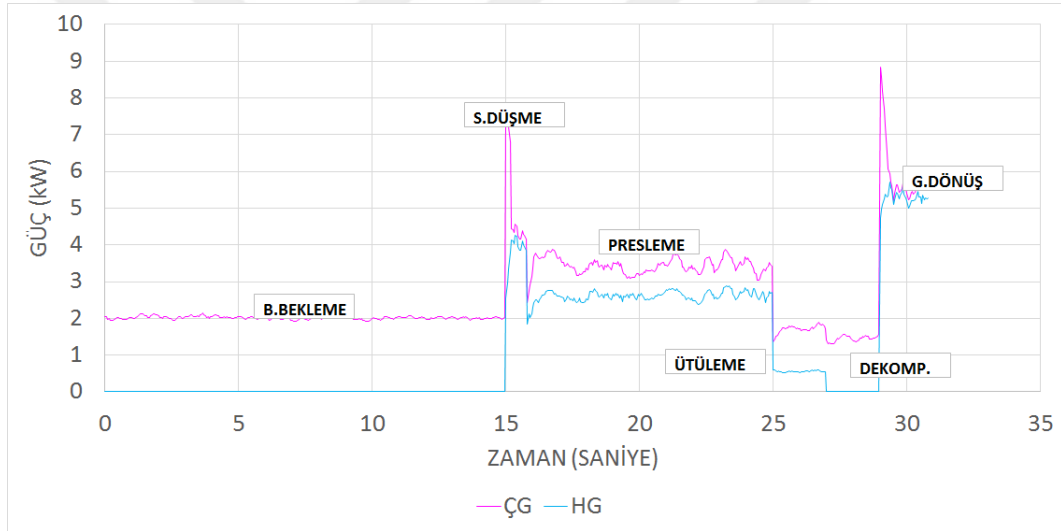
Şekil 5.5' de mevcuttur. Burada mavi kesik çizgiler ile belirlenen senaryo ideal senaryodur. Mor renk ile gösterilen eğri ise deney sonucu elde edilen verileri yansıtmaktadır. OHVS metodu ile alınan sonuçlarda debi dalgalanmalarının daha stabil olduğu gözlenmiştir. DHMS metodunda alınan sonuçlarda bu dalgalanmaların görülmesinin en büyük nedeni elektrik motor devrinin PID kontrol tarafından basınç farkına göre kontrol edilmesidir.



Şekil 5.5 A senaryosu DHMS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği

DHMS metodunda sistemin anlık olarak ihtiyacı olan güç ve bunun karşılığında sistemin çektiği güç Şekil 5.6' da gösterilmiştir. Burada sistemin harcadığı güç (HG)

mavi renk ile sistemin çektiği güç (ÇG) ise mor renk ile belirtilmiştir. DHMS metodu ile yapılan bu deneyde gözlemlendiği üzere A senaryosunun neredeyse tüm proseslerinde sistemin ihtiyacına yakın bir mertebede sistemden güç çekilmiştir. OHVS metodu ile yapılan deneylerde ise neredeyse tüm proseslerde ihtiyaçtan fazla güç çekilmiştir. DHMS metodu ile yapılan deneylerde PID kontrolün elektrik motorunun devrini fark basıncına göre kontrol etmesinin sonucu olarak tüm proseslerde ihtiyaca yakın mertebelerde güç sistemden çekilmiştir. OHVS tasarlanırken belirlenen maksimum sınır koşulları, sistemin çalışma prensibi gereğince her daim tasarlanan maksimum değerde çalışır. Ancak DHMS için aynı şey söylenemez. DHMS metodunun enerji tasarrufu noktasında etkili olduğu nokta bu konuda OHVS metodunun aksine sistemin ihtiyacı kadar olanının sisteme verilmesini sağlamasıdır.



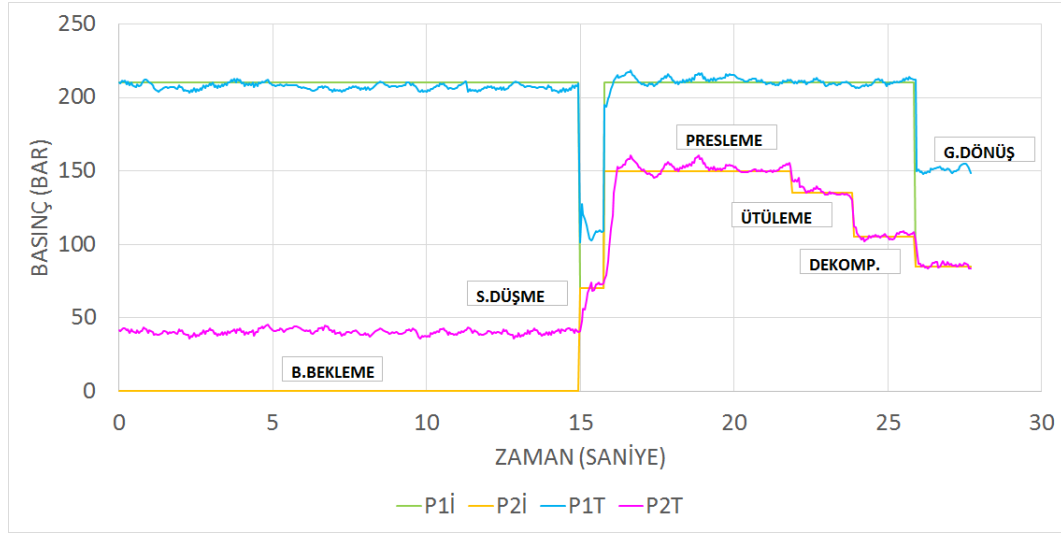
Şekil 5.6 A senaryosu DHMS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği

5.1.2 B Senaryosu (En Sık Preslenen Sac Senaryosu)

B senaryosu 3. bölümde de bahsedildiği üzere en sık preslenen sacı basmak için uygulanan senaryodur.

B senaryosu OHVS metodu ile çalıştırılmadan önce AKÜ içerisinde Tablo 3.2' de verilmiş değerlere göre programlanmıştır. B senaryosu 27.7 saniye sürmüştür. B senaryosunun ilk 15 saniyesinde presin boşa bekleme prosesi gerçekleşmiştir. Bu noktada gerçekleşen reaksiyonlar A senaryosunun aynı prosesinde gerçekleşen

reaksiyonlar ile benzerdir. Şekil 5.7' de yapılan deney sonucu elde edilen basınç-zaman grafiği görülmektedir. 15-15.8 saniyeleri arasında gerçekleşen reaksiyonlar yine A senaryusunun aynı prosesinde gerçekleşen reaksiyonlar ile benzerdir.

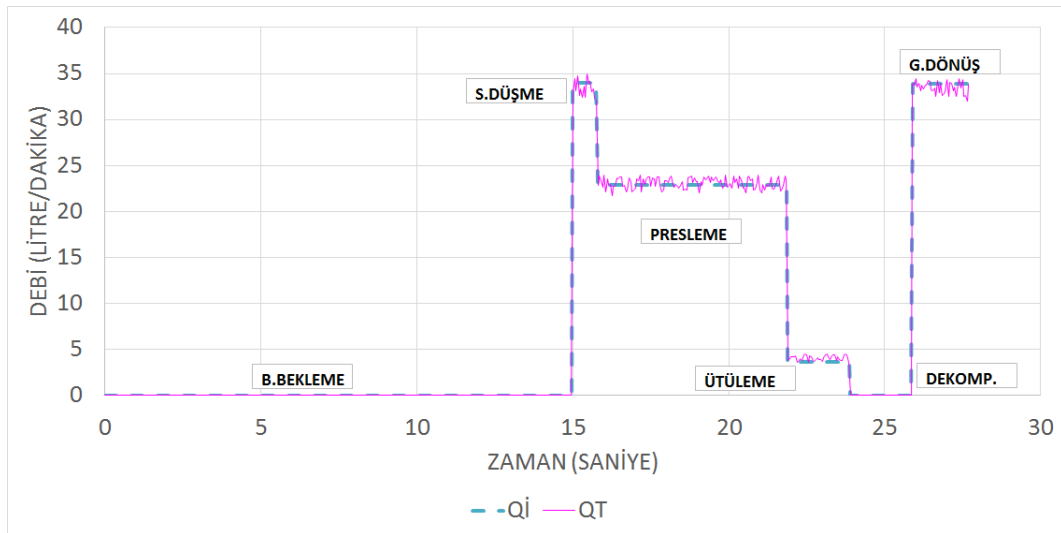


Şekil 5. 7 B senaryosu OHVS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği

Serbest düşme sonrası yükü simüle eden oransal basınç ayar valfi 15.8. saniye itibari ile presleme için gereken yük değerine tekabül eden 150 bar' a elektronik olarak set edilmiştir. Bu durumda gereken debi miktarı ise yaklaşık 22.92 litre/dakika' dır. Bundan dolayı da oransal hız ayar valfi yine elektronik olarak valfin geçirdiği debiyi 22.92 litre/dakika' ya kısar. Burada her iki hattaki basıncından da artışı gözlemlenmiştir. P1 hattındaki basınç yükselmesinin nedeni kısılan fazla debinin ilgili hatta yarattığı basınç kayıplarının artmasıdır. P2 hattı ise presleme prosesi için gereken kuvveti sağlamak için elektronik olarak 150 bar' a set edilmiştir.

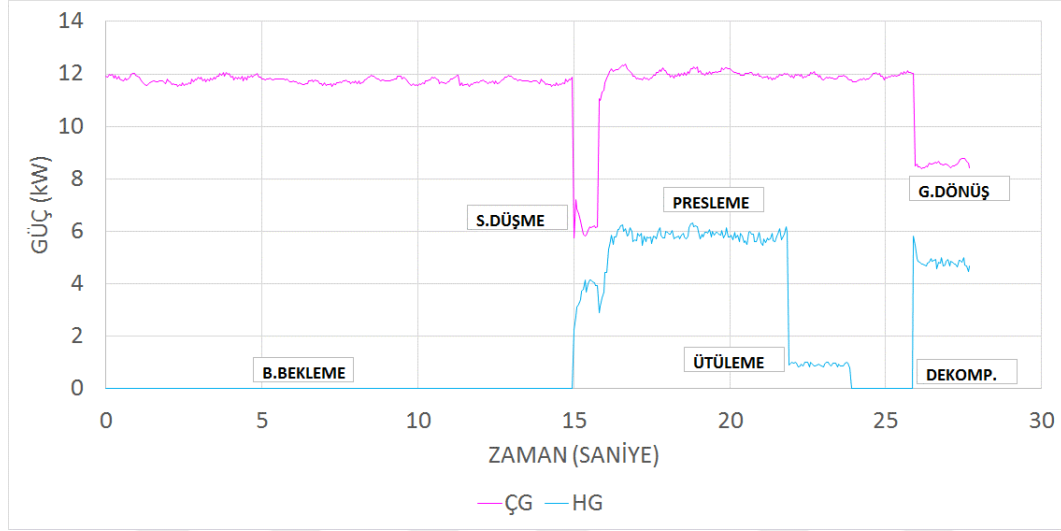
21.9. saniyeye dek sistem bu şekilde çalışmıştır. 21.9. saniye itibari ile ütüleme prosesi için 22.92 litre/dakika olan debi miktarı 3.68 litre/dakika debi bandına kısılmıştır. Bunun yansıması olarak P1 hattındaki basıncın daha da artması gerekir ancak sistemdeki emniyet valfi sistemdeki herhangi bir noktanın patlak vermemesi adına 210 bar' a mekanik olarak set edildiği için bu hatta daha fazla basınç gözlemlenmemiştir. Dolayısı ile P1 hattındaki basınç dalgalanmasında ütüleme prosesinde büyük bir farklılık gözlemlenmemiştir. P2 basıncı ise ütüleme

prosesinde gereken kuvveti sağlayacak basınca tekabül eden 135 bar değerine elektronik olarak set edilmiştir. 23.9. saniyeye kadar bu proses sürmüştür. Bu noktada dekompresyon prosesi başlamıştır. Bu proseste herhangi bir debiye gerek olmadığı için oransal hız ayar valfi tamamen kapatılmıştır. Dolayısı ile P1 hattındaki basınç dalgalanması değişiklik göstermemiştir. P2 hattındaki basınç değeri ise dekompresyon için gereken basınç değeri olan 105 bar' a elektronik olarak set edilmiştir. 25.9. saniyeye kadar bu proses sürmüştür. 25.9. saniye itibari ile pres baskı işlemini tamamlamış ve geri dönüş prosesi başlamıştır. Bu durumda P1 hattında yaklaşık 210 bandında mevcut basınç 25.9. saniye itibari ile oransal valfin yeniden tüm kapasite açılması sonucu P2 hattı ile direkt olarak çarpışmıştır. Bu durumda P1 hattındaki basınç düşme yönünde eğilim göstermiştir. P2 hattındaki basınç değeri ise geri dönüş için gerekli olan 85 bar bandına set edilmiştir. Bu noktada P2 hattı anlık olarak 34 litre/dakika debinin 210 bar' da beklediği P1 hattı ile oransal hız ayar valfinin tamamen açılması sonucu direkt olarak karşı karşıya kalmasına rağmen P2 basıncı öngörülen değere uygun olarak davranmıştır. Daha sonra ise 88 bar bandında dalgalı bir hareket yaparak prosesi tamamlamıştır. İlgili senaryodaki debi-zaman grafiği de Şekil 5.8' de verilmiştir. Burada mavi kesik çizgiler ile belirlenen senaryo ideal senaryodur. Mor renk ile gösterilen eğri ise deney sonucu elde edilen verileri yansıtmaktadır.



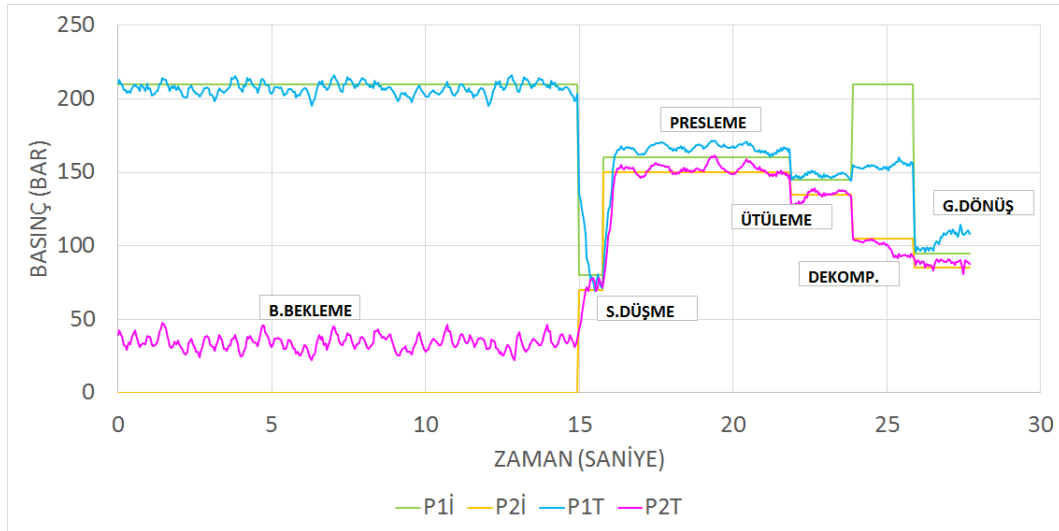
Şekil 5.8 B senaryosu OHVS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği

OHVS metodunda sistemin anlık olarak ihtiyacı olan güç ve bunun karşılığında sistemin çektiği güç Şekil 5.9' de gösterilmiştir. Burada sistemin harcadığı güç (HG) mavi renk ile sistemin çektiği güç (ÇG) ise mor renk ile belirtilmiştir. OHVS metodu ile yapılan bu deneyde gözlemlendiği üzere B senaryosunun neredeyse tüm proseslerinde sistemin ihtiyacından fazla güç sistemden çekilmiştir. Burada elde edilen veriler A senaryosundaki güç-zaman grafiğinde mevcut veriler ile oldukça benzerdir.



Şekil 5.9 B senaryosu OHVS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği

B senaryosu DHMS metodu ile çalıştırılmadan önce AKÜ içerisinde Tablo 3.2' de verilmiş değerler ile programlanmıştır. Bunun yanı sıra motor sürücüsü içerisinde PID kontrol de OHVS metodundan farklı olarak devreye alınmıştır. PID kontrol P1 ve P2 noktaları arasındaki basınç farkını daha önce belirlenen 10 bar' lık değerde koruyacak biçimde motor devrini kontrol etmiştir. B senaryosu 27.7 saniye sürmüştür. B senaryosunun ilk 15 saniyesinde gerçekleşen reaksiyonlar A senaryosunun yanı sıra prosesinde gerçekleşen reaksiyonlar ile benzerdir. Şekil 5.10' de yapılan deney sonucu elde edilen basınç-zaman grafiği görülmektedir. 15-15.8 saniyeleri arasında gerçekleşen reaksiyonlar da A senaryosunun aynı prosesinde gerçekleşen reaksiyonlar ile benzerdir. Burada ilgili zaman aralıklarındaki dalgalanma karakteristiklerinin farklı olduğu görülmektedir. Ortamdaki ses seviyesinin değişkenliği, yağ sıcaklığının ve vizkozitesinin değişimi gibi faktörler bu duruma sebebiyet vermiş olabilir.

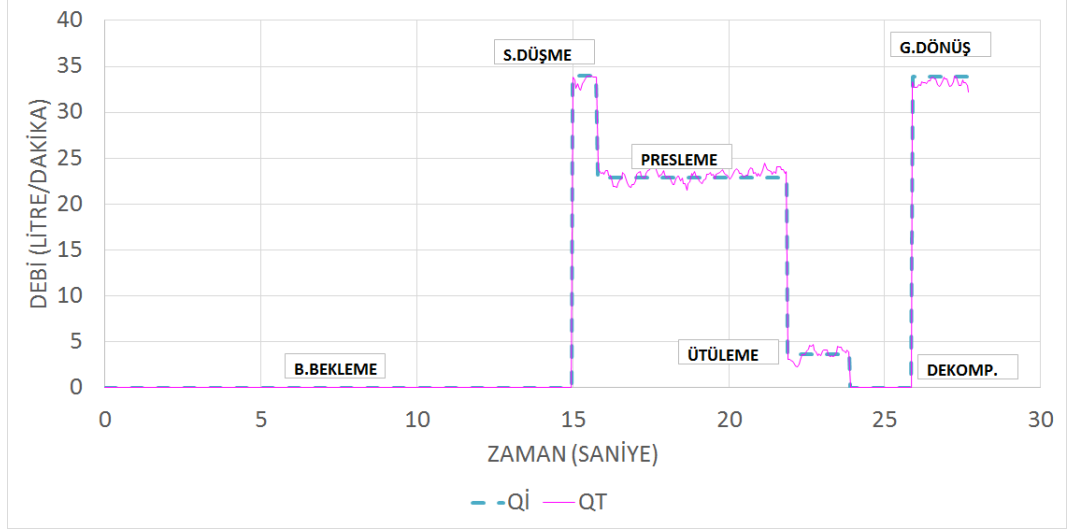


Şekil 5. 10 B senaryosu DHMS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği

Serbest düşme sonrası yükü simüle eden oransal basınç ayar valfi 15.8. saniye itibari ile presleme için gereken yük değerine karşılık gelen 150 bar' a elektronik olarak set edilmiştir. Bu durumda gereken debi miktarı ise yaklaşık 22.92 litre/dakika' dır. Bundan dolayı da oransal hız ayar valfi yine elektronik olarak valfin geçirdiği debiyi 22.92 litre/dakika' ya kısar. Burada her iki hattaki basıncından da artışı gözlemlenmiştir. P1 hattındaki basınç yükselmesini nedeni kısılan fazla debinin ilgili hatta yarattığı basınç kayıplarının artmasıdır. P2 hattı ise presleme prosesi için gereken kuvveti sağlamak için elektronik olarak 150 bar' a set edilmiştir. 21.9. saniyeye kadar sistem bu şekilde çalışmıştır. OHVS metodu ile yapılan deneyin benzer prosesinde P1 hattındaki basıncın 210 bar mertebesine yükseldiği gözlenmiştir. Ancak DHMS metodu ile yapılan deneyde P1 basıncı PID kontrol yardımı ile P2 basıncına yakın bir mertebede kalmaya zorlanmıştır. Elektrik motorunun devrinin bu farkı korumaya endeksli çalışmasının sonucu olarak P1 hattındaki basınç dalgalı bir biçimde düzensiz olarak seyretmiştir.

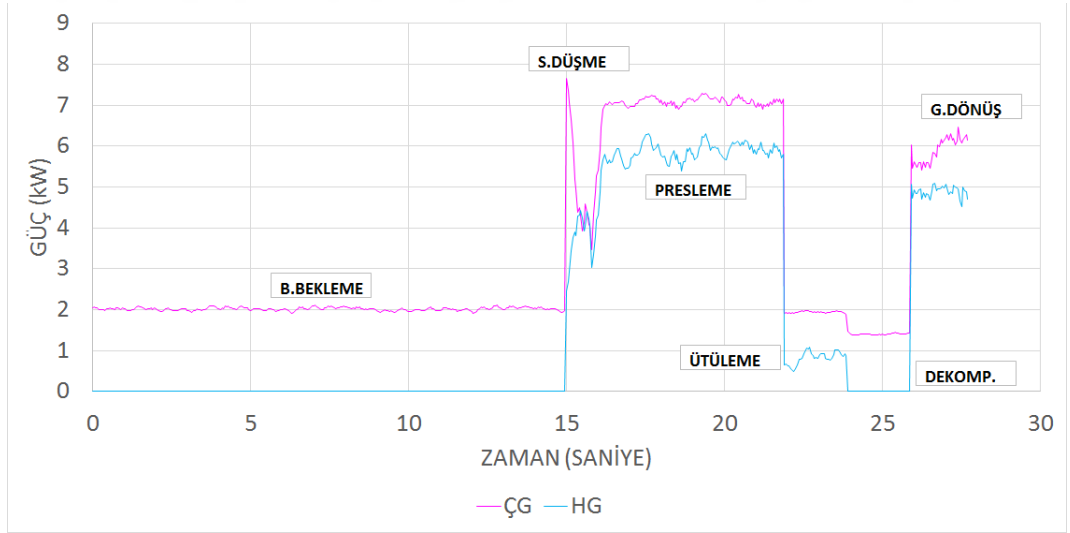
21.9. saniye itibari ile ütüleme prosesi için 22.92 litre/dakika olan debi miktarı 3.68 litre/dakika bandına kısılmıştır. Bunun yansıması olarak P1 hattındaki basınç P2 hattındaki basıncın 10 bar üzerinde bir değere PID kontrol tarafından konumlandırılmak istenmiştir. Ancak öte yandan bir önceki proseste 22.92 litre/dakika olan debi miktarı da 3.68 litre/dakika' ya kısılmıştır ve bunun getirdiği beklenmeyen bir basınç farkı oluşmuştur. Bu proses için ayrılan süre zarfında

elektrik motoru her iki değişime de adapte olamamıştır, ancak yine de OHVS metodu ile yapılan deneyin aynı proseste ki P1 basıncı kadar yükselmemiştir. P2 basıncı ise ütüleme prosesinde gereken kuvveti sağlayacak basınca tekabül eden 135 bar değerine elektronik olarak set edilmiştir ve bu değere yakın sonuçlar alınmıştır. 23.9. saniyeye kadar bu proses sürmüştür. Bu noktada dekompresyon prosesi başlamıştır. Bu proseste gerçekleşen reaksiyonların A senaryosunun aynı prosesinde gerçekleşen reaksiyonlar ile benzer olduğu görülmüştür. 25.9. saniyeye kadar bu proses sürmüştür. 25.9. saniye itibari ile pres baskı işlemini tamamlamış ve geri dönüş prosesi başlamıştır. Bu durumda P1 hattında yaklaşık 160 bar bandında mevcut basınç 25.9. saniye itibari ile oransal valfin yeniden tüm kapasite açılması sonucu P2 hattı ile direkt olarak çarpışmıştır. Bu durumda P1 hattındaki basınç düşme yönünde eğilim göstermiştir. P2 hattındaki basınç değeri ise geri dönüş için gerekli olan 85 bar bandına set edilmiştir. Burada OHVS metodu ile yapılan deneyde elde edilen sonuçlar doğrultusunda P1 hattındaki basıncın P2 hattındaki basınca daha yakın seyir ettiği gözlemlenmiştir. Bunun nedeni bir önceki proseste OHVS' nin aksine P1 hattında daha düşük basınçta daha az miktar debi ile bekleyen hidrolik akışkanın olmasıdır. İlgili senaryodaki debi-zaman grafiği de Şekil 5.11' de verilmiştir. Burada mavi kesik çizgiler ile belirlenen senaryo ideal senaryodur. Mor renk ile gösterilen eğri ise deney sonucu elde edilen verileri yansıtmaktadır. OHVS metodu ile alınan sonuçlarda debi dalgalanmalarının daha stabil olduğu gözlenmiştir. DHMS metodunda alınan sonuçlarda bu dalgalanmaların görölmesinin en büyük nedeni elektrik motor devrinin PID kontrol tarafından basınç farkına göre kontrol edilmesidir.



Şekil 5.11 B senaryosu DHMS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği

DHMS metodunda sistemin anlık olarak ihtiyacı olan güç ve bunun karşılığında sistemin çektiği güç Şekil 5.12' de gösterilmiştir. Burada sistemin harcadığı güç (HG) mavi renk ile sistemin çektiği güç (ÇG) ise mor renk ile belirtilmiştir. DHMS metodu ile yapılan bu deneyde gözlemlendiği üzere B senaryosunda sistemin davranışının A senaryosunun aynı prosesindeki sistemin davranışı ile benzer olduğu görülmüştür.

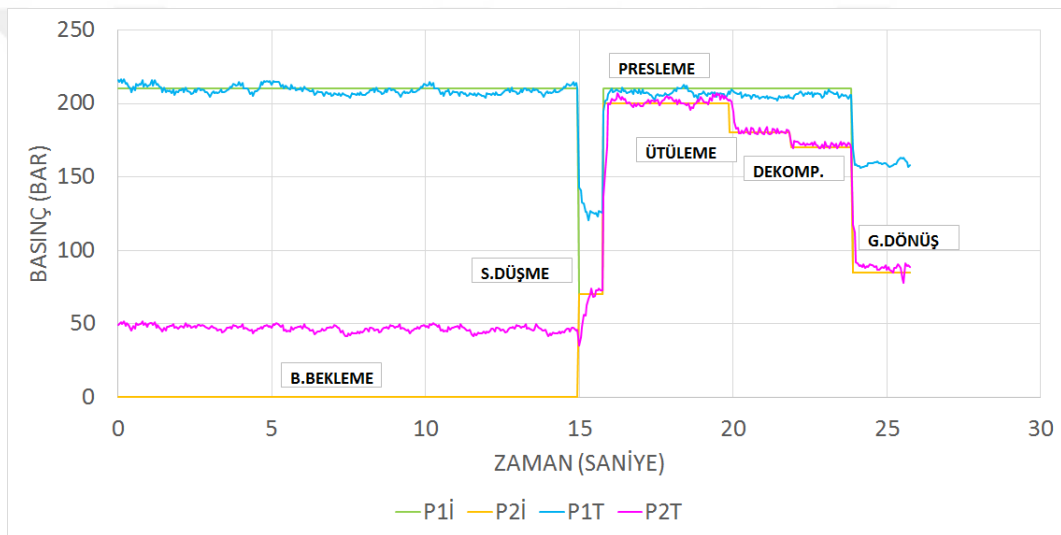


Şekil 5.12 B senaryosu DHMS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği

5.1.3 C Senaryosu (En Kalın Sac Presleme Senaryosu)

C senaryosu 3. bölümde de bahsedildiği üzere en kalın sacı basmak için uygulanan senaryodur. Malzemenin tabiatı gereği buradaki presleme süreci yüksek basınçlarda ve kısa süreli bir proses şeklinde gerçekleşmektedir.

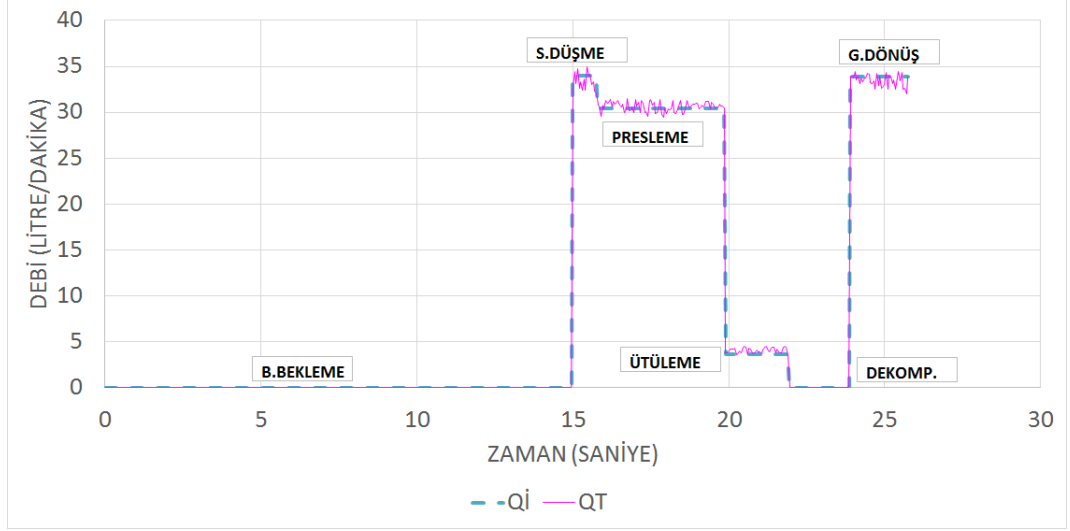
C senaryosu OHVS metodu ile koşturulmadan önce AKÜ içerisinde Tablo 3.2’ de verilmiş değerler ile programlanmıştır. C senaryosu 26.2 saniye sürmüştür. C senaryosunun ilk 15 saniyesinde presin boşta bekleme prosesi gerçekleşmiştir. Şekil 5.13’ de yapılan deney sonucu elde edilen basınç-zaman grafiği görülmektedir. Sistemin 0-15. saniye ve 15-15.8. saniyeler arasında A ve B senaryolarındaki benzer davrandığı gözlemlenmiştir.



Şekil 5. 13 C senaryosu OHVS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği

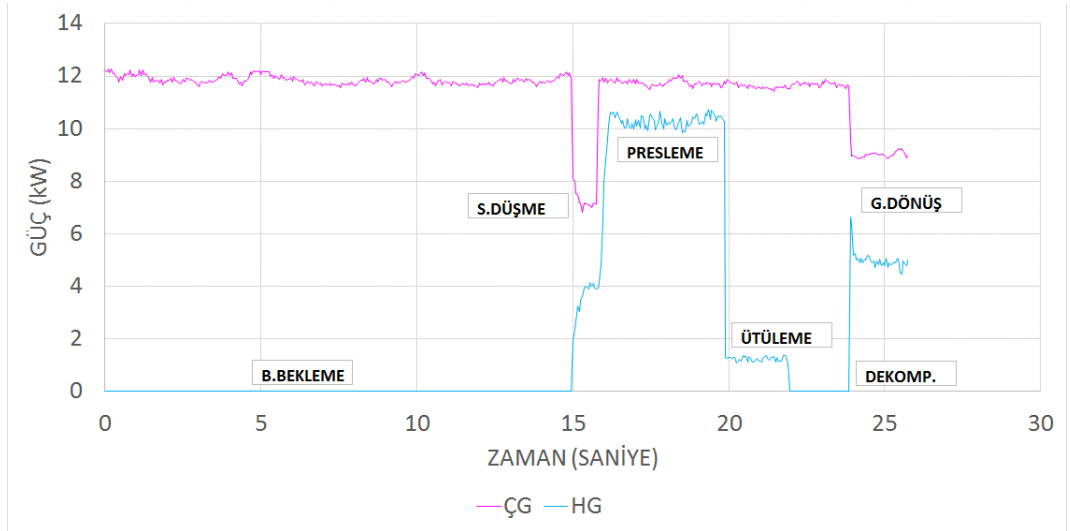
Serbest düşme sonrası yükü simüle eden oransal basınç ayar valfi 15.8. saniye itibari ile presleme için gereken yük değerine tekabül eden 200 bar’ a elektronik olarak set edilmiştir. Bu durumda gereken debi miktarı ise yaklaşık 30.4 litre/dakika’ dır. Bundan dolayı da oransal hız ayar valfi yine elektronik olarak valfin geçirdiği debiyi 30.4 litre/dakika’ ya kısar. Burada her iki hattaki basıncından da artışı gözlemlenmiştir. P1 hattındaki basınç yükselmesinin nedeni kısılan fazla debinin ilgili hatta yarattığı basınç kayıplarının artmasıdır. P2 hattı ise presleme prosesi için gereken kuvveti sağlamak için elektronik olarak 200 bar’ a set edilmiştir. Burada P2 hattındaki basıncın sistemin isteri olan değere A ve B senaryolarındaki duruma göre daha dinamik bir karakteristik ile ulaştığı

gözlemlenmiştir. Bunun başlıca nedeni C senaryosunda debinin 34 litre/dakika' dan 30.4 litre/dakika' ya kısılmasıdır. A ve B senaryolarında kısılan debi miktarları fazla olduğu için sistem anlık olarak dinamik cevap vermekte gecikmiştir. 20.4. saniyeye kadar sistem bu şekilde çalışmıştır. 20.4. saniye itibari ile ütüleme prosesi için 30.4 litre/dakika olan debi miktarı 3.68 litre/dakika debi bandına kısılmıştır. Bunun yansıması olarak P1 hattındaki basıncın daha da artması gerekir ancak sistemdeki emniyet valfi sistemdeki herhangi bir noktanın patlak vermemesi adına 210 bar' a mekanik olarak set edildiği için bu hatta daha fazla basınç gözlemlenmemiştir. Dolayısı ile P1 hattındaki basınç dalgalanmasında ütüleme prosesinde büyük bir farklılık gözlemlenmemiştir. P2 basıncı ise ütüleme prosesinde gereken kuvveti sağlayacak basınca tekabül eden 180 bar değerine elektronik olarak set edilmiştir. 22.4. saniyeye kadar bu proses sürmüştür. Bu noktada dekompresyon prosesi başlamıştır. Bu proseste herhangi bir debiye gerek olmadığı için oransal hız ayar valfi tamamen kapatılmıştır. Dolayısı ile P1 hattındaki basınç dalgalanması değişiklik göstermemiştir. P2 hattındaki basınç değeri ise dekompresyon için gereken basınç değeri olan 170 bar' a elektronik olarak set edilmiştir. 24.4. saniyeye kadar bu proses sürmüştür. 24.4. saniye itibari ile pres baskı işlemini tamamlamış ve geri dönüş prosesi başlamıştır. Bu durumda P1 hattında yaklaşık 210 bandında mevcut basınç 24.4. saniye itibari ile oransal valfin yeniden tüm kapasite açılması sonucu P2 hattı ile direkt olarak çarpışmıştır. Bu durumda P1 hattındaki basınç düşme yönünde eğilim göstermiştir. P2 hattındaki basınç değeri ise geri dönüş için gerekli olan 85 bar bandına set edilmiştir. Ancak P2 hattı anlık olarak 34 litre/dakika debinin 210 bar' da beklediği P1 hattı ile oransal hız ayar valfinin tamamen açılması sonucu direkt olarak karşı karşıya kalınca P2 basıncı öngörülen değeri direkt olarak sağlayamamış ve kısa süreli de olsa yükselme yönünde eğilim göstermiştir. Daha sonra ise 90 bar bandında dalgalı bir hareket yaparak prosesi tamamlamıştır. İlgili senaryodaki debi-zaman grafiği de Şekil 5.14' de mevcuttur. Burada mavi kesik çizgiler ile belirlenen senaryo ideal senaryodur. Mor renk ile gösterilen eğri ise deney sonucu elde edilen verileri yansıtmaktadır. Burada sistem A ve B senaryolarındakine benzer bir karakteristik ile hareket etmiştir.



Şekil 5. 14 C senaryosu OHVS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği

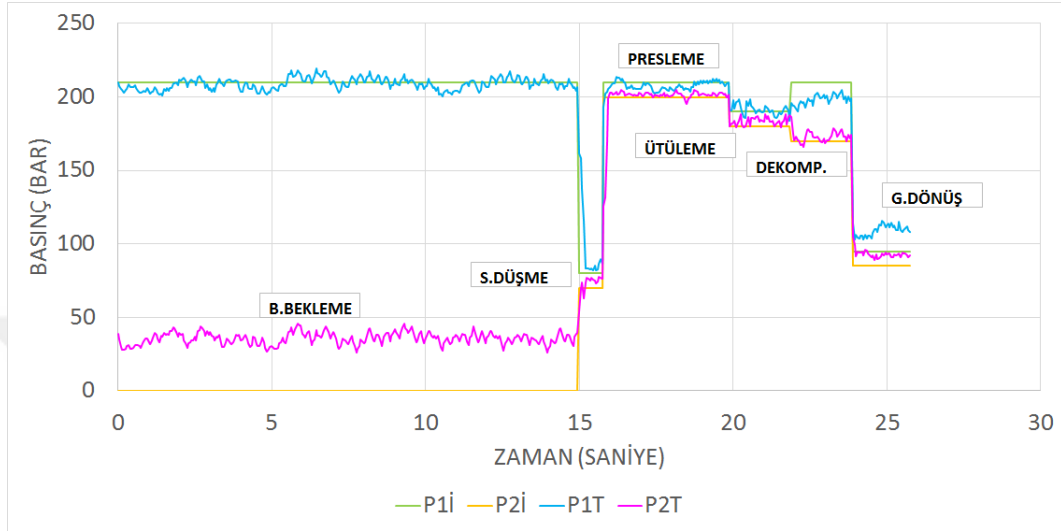
OHVS metodunda sistemin anlık olarak ihtiyacı olan güç ve bunun karşılığında sistemin çektiği güç Şekil 5.15' de gösterilmiştir. Burada sistemin harcadığı güç (HG) mavi renk ile sistemin çektiği güç (ÇG) ise mor renk ile belirtilmiştir. OHVS metodu ile yapılan bu deneyde gözlemlendiği üzere C senaryosunun neredeyse tüm proseslerinde sistem A ve B senaryolarındakine benzer bir karakteristik ile hareket etmiştir.



Şekil 5. 15 C senaryosu OHVS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği

C senaryosu DHMS metodu ile koşturulmadan önce AKÜ içerisinde Tablo 3.2' de mevcut değerler programlanmıştır. Bunun yanı sıra motor sürücüsü içerisinde PID kontrol de OHVS metodundan farklı olarak devreye alınmıştır. PID kontrol P1 ve

P2 noktaları arasındaki basınç farkını daha önce belirlenen 10 bar'lık değerde koruyacak biçimde motor devrini kontrol etmiştir. C senaryosu 26.2 saniye sürmüştür. Sistemin 0-15. saniye ve 15-15.8. saniyeler arasında A ve B senaryolarındaki benzer davrandığı gözlemlenmiştir. Şekil 5.16' de yapılan deney sonucu elde edilen basınç-zaman grafiği görülmektedir.



Şekil 5. 16 C senaryosu DHMS sistemi test sonucu basınç-zaman grafiği

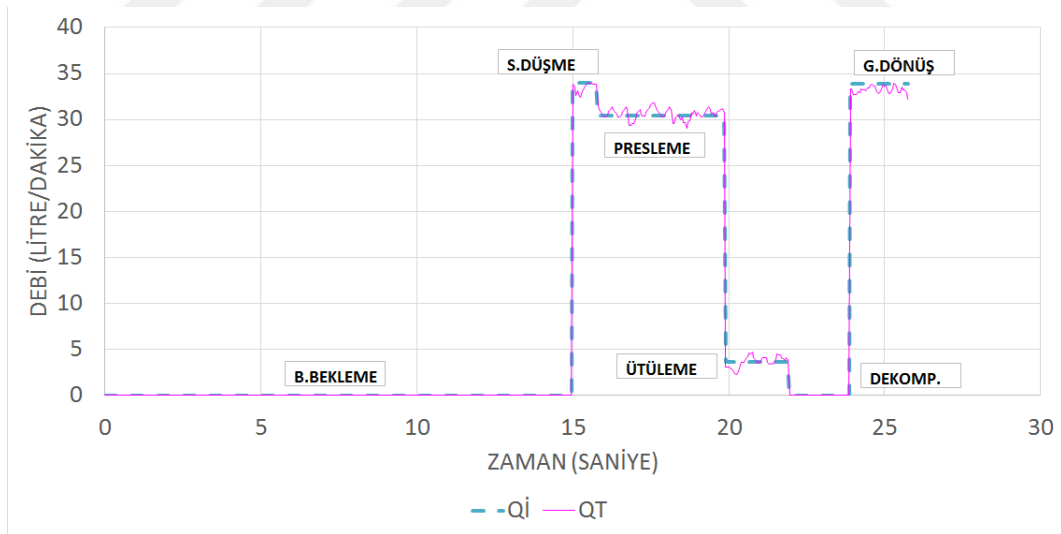
C senaryosunun serbest düşme prosesindeki P1 basıncının P2 basıncına yaklaşma karakteristiği A ve B senaryolarındaki kadar dinamik olmadığı gözlemlenmiştir. Bu durumun iki farklı nedeni olabilir. Bunlardan ilki oransal hız ayar valfinin çalışma karakteristiği gereği ilgili anda diğer iki senaryodan farklı davranmış olma olasılığıdır. İkincisi ise elektrik motorunun devrini ayarlaması esnasında bu senaryoya özgü olarak diğer iki senaryodakinden farklı ve daha yüksek bir basınç değerinden kaynaklı olarak devrini düşürmeye daha yüksek bir devirden başlamış olma olasılığıdır. İlgili proses dikkatle ele alındığı takdirde ilk nedenin olma olasılığı ortadan kalkmıştır. Çünkü, A ve B senaryolarında da aynı oransal valf kullanılmış olup C senaryosundakine benzer P2 basınç eğrisi görülmüştür. Bu durumda ikinci nedenin vuku bulmuş olasılığı yüksektir.

Serbest düşme sonrası yükü simüle eden oransal basınç ayar valfi 15.8. saniye itibari ile presleme için gereken yük değerine tekabül eden 200 bar' a elektronik olarak set edilmiştir. Bu durumda gereken debi miktarı ise yaklaşık 30.4 litre/dakika' dır. Bundan dolayı da oransal hız ayar valfi yine elektronik olarak

valfin geçirdiği debiyi 30.4 litre/dakika' ya kısar. Burada her iki hattaki basıncından da artışı gözlemlenmiştir. P1 hattındaki basınç yükselmesini nedeni kısılan fazla debinin ilgili hatta yarattığı basınç kayıplarının artmasıdır. P2 hattı ise presleme prosesi için gereken kuvveti sağlamak için elektronik olarak 200 bar' a set edilmiştir. 20.4. saniyeye dek sistem bu şekilde çalışmıştır. OHVS metodu ile yapılan deneyin benzer prosesinde P1 hattındaki basıncın 210 bar mertebesine yükseldiği gözlenmiştir. Ancak DHMS metodu ile yapılan deneyde P1 basıncı PID kontrol yardımı ile P2 basıncına yakın bir mertebede kalmaya zorlanmıştır. Elektrik motorunun devrinin bu farkı korumaya endeksli çalışmasının sonucu olarak P1 hattındaki basınç dalgalı bir biçimde düzensiz olarak seyretmiştir.

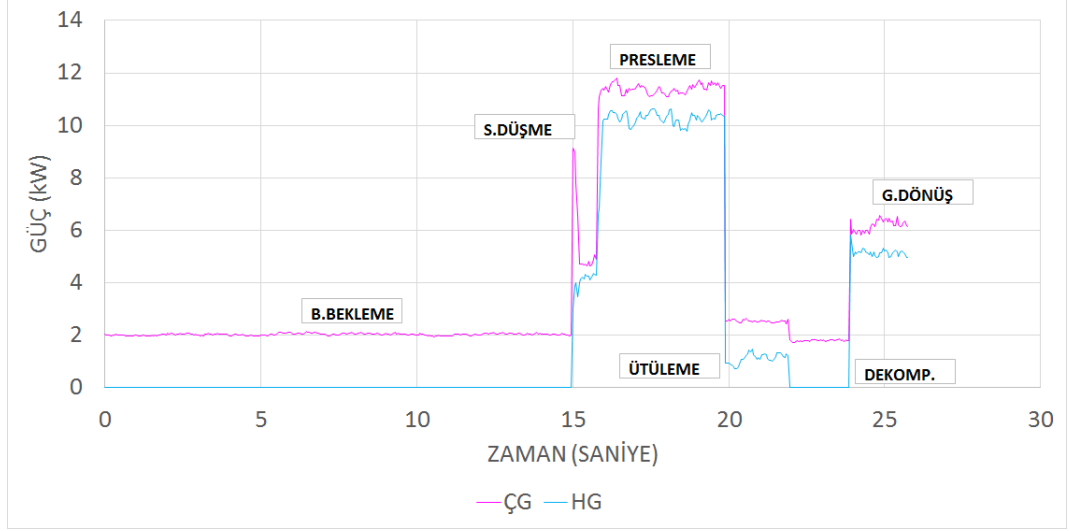
20.4. saniye itibari ile ütüleme prosesi için 30.4 litre/dakika olan debi miktarı 3.68 litre/dakika bandına kısılmıştır. Bunun yansıması olarak P1 hattındaki basınç P2 hattındaki basıncın 10 bar üzerinde bir değere PID kontrol tarafından konumlandırılmak istenmiştir. Ancak öte yandan bir önceki proseste 30.4 litre/dakika olan debi miktarı da 3.68 litre/dakika' ya kısılmıştır ve bunun getirdiği beklenmeyen bir basınç farkı oluşmuştur. Bu proses için ayrılan süre zarfında elektrik motoru her iki değişime de adapte olamamıştır, ancak yine de OHVS metodu ile yapılan deneyin aynı prosesteki P1 basıncı kadar yükselmemiştir. P2 basıncı ise ütüleme prosesinde gereken kuvveti sağlayacak basınca tekabül eden 180 bar değerine elektronik olarak set edilmiştir ve bu değere yakın sonuçlar alınmıştır. 22.4. saniyeye dek bu proses sürmüştür. Bu noktada dekompresyon prosesi başlamıştır. Bu proseste herhangi bir debiye gerek olmadığı için oransal hız ayar valfi tamamen kapatılmıştır. Dolayısı ile P1 hattındaki basınç boşta bekleme prosesindeki rejimde davranmak üzere harekete geçmiştir. Ancak bu proses için ayrılan süre P1 hattındaki basıncın 210 bar mertebesine ulaşmasını engellemiştir. P2 hattındaki basınç değeri ise dekompresyon için gereken basınç değeri olan 170 bar' a elektronik olarak set edilmiştir. Ancak DHMS metodu ile yapılan deneyin bu prosesinde oldukça geniş bir aralıkta basınç dalgalanması gözlenmiştir. Elektrik motoru basınç farkını korumak için devir azaltma ve artırma işlemlerini anlık olarak ve sıkça yapmıştır. Dekompresyon prosesine özel olarak bu basınç dalgalanması oransal hız ayara valfinin kaçak karakteristiğini de olumsuz etkilemiş ve P2 hattında basınç dalgalanmasına neden olmuştur.

24.4. saniyeye dek bu proses sürmüştür. 24.4. saniye itibari ile pres baskı işlemini tamamlamış ve geri dönüş prosesi başlamıştır. Bu durumda P1 hattında yaklaşık 200 bar bandında mevcut basınç 24.4. saniye itibari ile oransal valfin yeniden tüm kapasite açılması sonucu P2 hattı ile direkt olarak çarpışmıştır. Bu durumda P1 hattındaki basınç düşme yönünde eğilim göstermiştir. P2 hattındaki basınç değeri ise geri dönüş için gerekli olan 85 bar bandına set edilmiştir. Burada OHVS metodu ile yapılan deneyde elde edilen sonuçlar doğrultusunda P1 hattındaki basıncın P2 hattındaki basınca daha yakın seyir ettiği gözlenmiştir. Bunun nedeni bir önceki proste OHVS' nin aksine P1 hattında daha düşük basınçta daha az miktar debi ile bekleyen hidrolik akışkanın olmasıdır. İlgili senaryodaki debi-zaman grafiği de Şekil 5.17' de mevcuttur. Burada mavi kesik çizgiler ile belirlenen senaryo ideal senaryodur. Mor renk ile gösterilen eğri ise deney sonucu elde edilen verileri yansıtmaktadır. OHVS metodu ile alınan sonuçlarda debi dalgalanmalarının daha stabil olduğu gözlenmiştir. DHMS metodunda alınan sonuçlarda bu dalgalanmaların görülmesinin en büyük nedeni elektrik motor devrinin PID kontrol tarafından basınç farkına göre kontrol edilmesidir.



Şekil 5. 17 C senaryosu DHMS sistemi test sonucu debi-zaman grafiği

DHMS metodunda sistemin anlık olarak ihtiyacı olan güç ve bunun karşılığında sistemin çektiği güç Şekil 5.18' de gösterilmiştir. DHMS metodu ile yapılan bu deneyde C senaryosunda sistemin davranışının A ve B senaryolarındaki aynı proseslerde sistemlerin davranışı ile benzer olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5. 18 C senaryosu DHMS sistemi test sonucu güç-zaman grafiği

5.2 Dinamik Performans Analizleri

Hidrolik sistemlerin dinamik performansı, sistemdeki basınç ve debi büyüklüklerinin isterlere uygun davranma karakteristiği ile doğru orantılıdır. Bu doğrultuda bazı uygulamalarda her iki büyüklüğünde isterleri karşılaması beklenirken bazı uygulamalarda iki büyüklükten bir tanesi diğerine oranla öncelik taşır. Örneğin bir aracın direksiyon sisteminde kullanılan hidrolik sistemin hızı oldukça önemlidir. Direksiyonun anlık tepkisini algılayıp tekerleklerle bu doğrultuda mümkün olan en kısa zamanda gerekli hareketi sağlayacak debiyi iletmek oldukça önemlidir. Sistemin bu dinamik yapıya sahip olması gerekmektedir. Bu örnekte olduğu gibi bazı uygulamalarda sistemin dinamik performansı doğrudan sistemin ürettiği debiye endekslidir. Bunun yanı sıra bazı uygulamalarda ise basınç değeri sistemin dinamik performansına doğrudan etkiyen faktör olarak karşımıza çıkar. Örneğin pres uygulamalarında pres koçunun istenilen zamanda istenilen noktaya gitmesi beklenir. Ancak asıl beklenen presleme esnasında talep edilen kuvvet değerini stabil olarak preslenen parçaya vermektir. Dolayısı ile pres uygulamaları için sistemin dinamik performansının doğrudan basınç büyüklüğü ile ilgili olduğu söylenebilir. Bunun en büyük nedeni preslenen malzemenin, presleme prosesi boyunca talep ettiği kuvveti stabil ve sürekli olarak talep etmesidir. Aksi durumda parça yeterli işlevsellikte preslenemeyebilir. Bu noktada debinin yetersiz olması ise gün sonunda çıkacak

mamul sayısına etkimektedir. Nitekim Lovrec vd. de yaptıkları analizlerde üzerinde çalıştıkları pres sisteminin dinamik performans analizini sistemin basınç karakteristiği üzerinden yorumlamışlardır [16].

Bu çalışmada yapılan deneylerde elde edilen sonuçların sistemin dinamik performans isterlerine uygunluğu analiz edilmiştir. Buradaki uygulama bir abkant pres olduğu için sistemin dinamik performansı ile ilgili yorumlar ağırlıklı olarak elde edilen basınç-zaman eğrileri üzerinden değerlendirilmiştir. Ancak dinamik performansın bir diğer göstergesi olan debi-zaman grafikleri de kontrol edilmiş ve dinamik performanslar mukayese edilirken kullanılmıştır.

5.2.1 A Senaryosu Analizleri

A senaryosu için hem OHVS hem de DHMS metotları ile yapılan deneylerin basınç-zaman eğrileri Şekil 5.19' da gösterilmiştir. Grafikte P2T-O OHVS metodundan alınan sonuçların, P2T-D ise DHMS metodundan alınan sonuçların eğrisidir. Bunun dışında P2İ ise ideal şartlarda sistemden beklenen performansın eğrisidir.

Şekil 5.19' dan da görüleceği üzere OHVS ve DHMS metotları ile elde edilen eğriler birebir olarak ideal isterler ile örtüşmemektedir. Bu noktada akla gelmesi gereken ilk nokta mevcut pres uygulamasında kullanılan sistemin OHVS olduğudur. Dolayısı ile DHMS ile edilen sonuçların bir abkant presin dinamik performansına uygunluğu, ideal isterler yerine OHVS' nin dinamik performansı ile mukayese edilerek yorumlanmıştır.

Boşta bekleme prosesinde görüleceği üzere OHVS metodu DHMS metoduna oranla daha yüksek basınçta çalışmıştır. Bu durumda preste bir hareket görülmesi beklenmez. Bundan dolayı presin üzerindeki mekanik kilitler aktiftir ve herhangi bir basınçlı yağ sızmasında hidrolik silindirlerin hareket etmesi engellenmiştir. Dolayısı ile bu prosesteki basınç dalgalanmalarının farklı boyutta olması DHMS metodunun dinamik performans olarak uygunsuz olduğunu göstermemektedir. Aksine DHMS metodu ile elde edilen performans sisteme enerji tasarrufu sağlamıştır.

Serbest düşme prosesinde ise her iki metot da birbirine yakın performans göstermiştir. Dolayısı ile bu proses nezdinde de DHMS metodunun uygunsuz olduğu sonucu çıkmamıştır.

Presleme prosesi presin basacağı malzemeye ilk formun verildiği biçimlendirme prosesidir. Bu proseste sistemin isteri olan basıncı vermek oldukça önemlidir. Aksi takdirde malzeme beklenen formu kazanmayabilir. Bunun dışında talep edilen kuvvetin sürekli olması da düzgün bir biçimlendirme için oldukça önemlidir. Bu doğrultuda presleme prosesi için alınan sonuçlar değerlendirildiğinde her iki metot ile elde edilen eğrilerin ideale göre dalgalı ve stabil olmayan sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Ancak burada DHMS ile OHVS' nin eğrileri mukayese edildiği zaman OHVS' de görülen dalgalanmaların uygulamada kabul edilebilir olduğu düşünülürse DHMS' de görülen dalgalanmaların da uygulamada kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır.

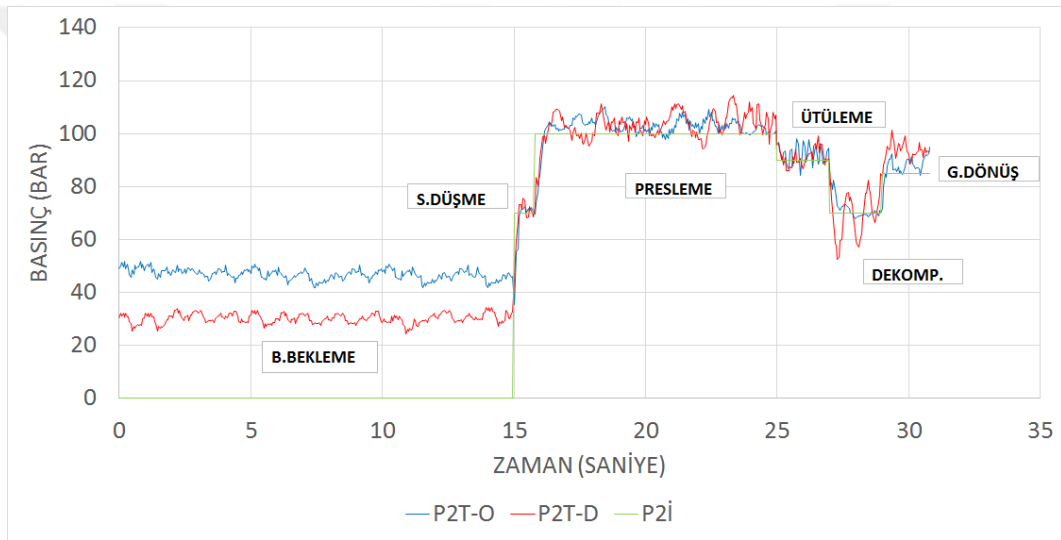
Ütüleme prosesi presin basacağı malzemeye verilen formun kalıcı olarak korunması için koruyucu bir prosestir. Bu proseste sistemin isteri olan basıncı vermek oldukça önemlidir. Aksi takdirde malzeme bir önceki proseste aldığı yeni formu kalıcı hale getiremeden planlanın dışında farklı bir forma sahip olabilir. Bu doğrultuda presleme prosesi için alınan sonuçlar değerlendirildiğinde her iki metot ile elde edilen eğrilerin ideale göre dalgalı ve stabil olmayan sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Ancak burada DHMS ile OHVS' nin eğrileri mukayese edildiği zaman OHVS' de görülen dalgalanmaların uygulamada kabul edilebilir olduğu düşünülürse DHMS' de görülen dalgalanmaların da uygulamada kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır. Bu proses özelinde DHMS daha kararlı bir performans ortaya koymuştur.

Dekompresyon prosesi uygulamada sistem pompasının çalışması ile çalıştırılan bir proses değildir. Burada preslenen yükün yay etkisi ile presin koçuna kuvvet uygulayıp geri itmesi söz konusudur. Dolayısı ile mevcut deney düzeneği ile simüle etmek oldukça zordur. Bu noktada ilgili proses sistemin dinamik performansına doğrudan etkimez. Elde edilen sonuçlara bakıldığında zaman özellikle DHMS metodunda alınan sonuçların ortaya koyduğu eğri karakteristiği dikkat çekmiştir. Bu proses özelinde OHVS metodu ile elde sonuçların ideal sisteme daha uygun

olduğu tespit edilmiştir. Bunun en önemli nedeni DHMS' de kontrol PID kontrolcü ile yapılmıştır ve bu durum da elektrik motorunun dengesiz çalışmasına neden olmuştur.

Geri dönüş prosesi de tıpkı boşta bekleme, serbest düşme ve dekompresyon prosesleri gibi sistemin dinamik performansına doğrudan etkimez. Şekil 5.19' da görüleceği üzere geri dönüş prosesinde DHMS metodu ile elde edilen sonuç ideale daha uygundur.

Sonuç olarak basınç değerleri göz önüne alındığı zaman, DHMS metodunun 500 kN abkant bir presin A senaryosunun basınç eğrisinin davranışı açısından dinamik performans yeterliliğine sahip olduğu anlaşılmıştır.

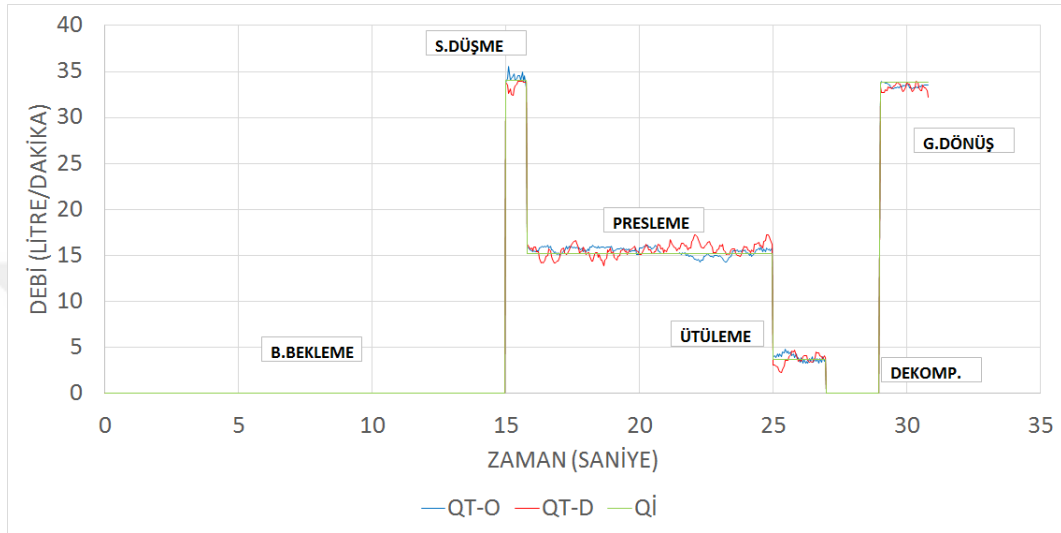


Şekil 5. 19 A senaryosu basınç-zaman eğrileri

A senaryosu için hem OHVS hem de DHMS metodları ile yapılan deneylerin debi-zaman eğrileri Şekil 5.20' de gösterilmiştir. Grafikte QT-O OHVS metodundan alınan sonuçların, QT-D ise DHMS metodundan alınan sonuçların eğrisidir. Bunun dışında Qİ ise ideal şartlarda sistemden beklenen performansın eğrisidir.

Şekil 5.20' den de görüleceği üzere OHVS ve DHMS metodları ile elde edilen eğriler birebir olarak ideal isterler ile örtüşmemektedir. Bu noktada akla gelmesi gereken ilk nokta mevcut pres uygulamasında kullanılan sistemin OHVS olduğudur. Dolayısı ile DHMS ile edilen sonuçların bir abkant presin dinamik performansına uygunluğu, ideal isterler yerine OHVS' nin dinamik performansı ile mukayese

edilerek yorumlanmıştır. Bu noktada her bir proses kendi içerisinde kontrol edildiğın hem OHVS hem de DHMS sistemlerinin ideal çizgiden uzak olduğu görölmüştür. Ancak bu noktada DHMS' nin performansı OHVS' nin performansı ile çok farklı olmadığı gözlemlenmiştir. Dolayısı ile DHMS metodunun 500 kN abkant bir presin A senaryosunun debi eğrileri bakımından dinamik performans yeterliliğine sahip olduğu anlaşılmıştır.



Şekil 5.20 A senaryosu debi-zaman eğrileri

5.2.2 B Senaryosu Analizleri

B senaryosu için hem OHVS hem de DHMS metotları ile yapılan deneylerin basınç-zaman eğrileri Şekil 5.21' de gösterilmiştir. Grafikte P2T-O OHVS metodundan alınan sonuçların, P2T-D ise DHMS metodundan alınan sonuçların eğrisidir. Bunun dışında P2İ ise ideal şartlarda sistemden beklenen performansın eğrisidir.

Şekil 5.21' den da görüleceği üzere OHVS ve DHMS metotları ile elde edilen eğriler birebir olarak ideal isterler ile örtüşmemektedir. Bu noktada akla gelmesi gereken ilk nokta mevcut pres uygulamasında kullanılan sistemin OHVS olduğudur. Dolayısı ile DHMS ile edilen sonuçların bir abkant presin dinamik performansına uygunluğu, ideal isterler yerine OHVS' nin dinamik performansı ile mukayese edilerek yorumlanmıştır.

Boşta bekleme prosesinde görüleceği üzere OHVS metodu DHMS metoduna oranla daha yüksek basınçta çalışmıştır. Bu durumda preste bir hareket görülmesi

beklenmez. Bundan dolayı presin üzerindeki mekanik kilitler aktiftir ve herhangi bir basınçlı yağ sızmasında hidrolik silindirlerin hareket etmesi engellenmiştir. Dolayısı ile bu prosesteki basınç dalgalanmalarının farklı boyutta olması DHMS metodunun dinamik performans olarak uygunsuz olduğunu göstermemektedir. Aksine DHMS metodu ile elde edilen performans sisteme enerji tasarrufu sağlamıştır.

Serbest düşme prosesinde ise her iki metot da birbirine yakın performans göstermiştir. Dolayısı ile bu proses nezdinde de DHMS metodunun uygunsuz olduğu sonucu çıkmamıştır.

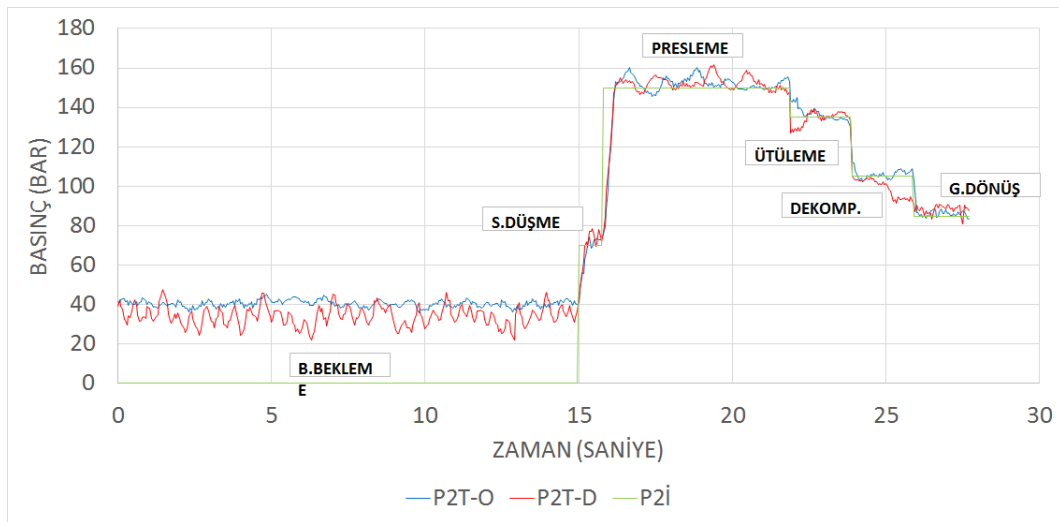
Presleme prosesi presin basacağı malzemeye ilk formun verildiği biçimlendirme prosesidir. Bu proseste sistemin isteri olan basıncı vermek oldukça önemlidir. Aksi takdirde malzeme beklenen formu kazanmayabilir. Bunun dışında talep edilen kuvvetin sürekli olması da düzgün bir biçimlendirme için oldukça önemlidir. Bu doğrultuda presleme prosesi için alınan sonuçlar değerlendirildiğinde her iki metot ile elde edilen eğrilerin ideale göre dalgalı ve stabil olmayan sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Ancak burada DHMS ile OHVS' nin eğrileri mukayese edildiği zaman OHVS' de görülen dalgalanmaların uygulamada kabul edilebilir olduğu düşünülürse DHMS' de görülen dalgalanmaların da uygulamada kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır.

Ütüleme prosesi presin basacağı malzemeye verilen formun kalıcı olarak korunması için koruyucu bir prosestir. Bu proseste sistemin isteri olan basıncı vermek oldukça önemlidir. Aksi takdirde malzeme bir önceki proseste aldığı yeni formu kalıcı hale getiremeden planlanın dışında farklı bir forma sahip olabilir. Bu doğrultuda presleme prosesi için alınan sonuçlar değerlendirildiğinde her iki metot ile elde edilen eğrilerin ideale göre dalgalı ve stabil olmayan sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Ancak burada DHMS ile OHVS' nin eğrileri mukayese edildiği zaman OHVS' de görülen dalgalanmaların uygulamada kabul edilebilir olduğu düşünülürse DHMS' de görülen dalgalanmaların da uygulamada kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır. Bu proses özelinde DHMS daha kararlı bir performans ortaya koymuştur.

Dekompresyon prosesi uygulamada sistem pompasının çalışması ile çalıştırılan bir proses değildir. Burada preslenen yükün yay etkisi ile presin koçuna kuvvet uygulayıp geri itmesi söz konusudur. Dolayısı ile mevcut deney düzeneği ile simüle etmek oldukça zordur. Bu noktada ilgili proses sistemin dinamik performansına doğrudan etkimez. Elde edilen sonuçlara bakıldığı zaman özellikle DHMS metodunda alınan sonuçların ortaya koyduğu eğri karakteristiği dikkat çekmiştir. Bu proses özelinde OHVS metodu ile elde sonuçların ideal sisteme daha uygun olduğu tespit edilmiştir. Bunun en önemli nedeni DHMS’ de kontrol PID kontrolcü ile yapılmıştır ve bu durum da elektrik motorunun dengesiz çalışmasına neden olmuştur.

Geri dönüş prosesi de tıpkı boşta bekleme, serbest düşme ve dekompresyon prosesleri gibi sistemin dinamik performansına doğrudan etkimez. Şekil 5.21’ da görüleceği üzere geri dönüş prosesinde DHMS metodu ile elde edilen sonuç ideale daha uygundur.

Sonuç olarak basınç değerleri göz önüne alındığı zaman DHMS metodunun 500 kN abkant bir presin B senaryosunun basınç eğrileri bakımından dinamik performans yeterliliğine sahip olduğu anlaşılmıştır.

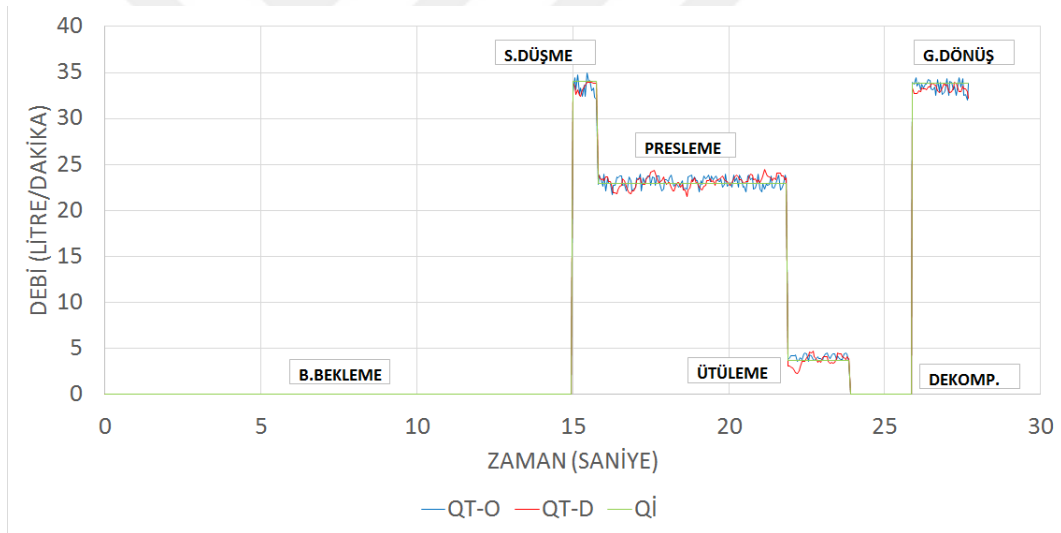


Şekil 5. 21 B senaryosu basınç-zaman eğrileri

B senaryosu için hem OHVS hem de DHMS metotları ile yapılan deneylerin debi-zaman eğrileri Şekil 5.22’ de gösterilmiştir. Grafikte QT-O OHVS metodundan

alınan sonuçların, QT-D ise DHMS metodundan alınan sonuçların eğrisidir. Bunun dışında Qİ ise ideal şartlarda sistemden beklenen performansın eğrisidir.

Şekil 5.22' den de görüleceği üzere OHVS ve DHMS metotları ile elde edilen eğriler birebir olarak ideal isterler ile örtüşmemektedir. Bu noktada akla gelmesi gereken ilk nokta mevcut pres uygulamasında kullanılan sistemin OHVS olduğudur. Dolayısı ile DHMS ile edilen sonuçların bir abkant presin dinamik performansına uygunluğu, ideal isterler yerine OHVS' nin dinamik performansı ile mukayese edilerek yorumlanmıştır. Bu noktada her bir proses kendi içerisinde kontrol edildiğinde hem OHVS hem de DHMS sistemlerinin ideal çizgiden uzak olduğu görülmüştür. Ancak bu noktada DHMS' nin performansı OHVS' nin performansı ile çok farklı olmadığı gözlemlenmiştir. Dolayısı ile DHMS metodunun 500 kN abkant bir presin B senaryosunun debi eğrileri bakımından dinamik performans yeterliliğine sahip olduğu anlaşılmıştır.



Şekil 5. 22 B senaryosu debi-zaman eğrileri

5.2.3 C Senaryosu Analizleri

C senaryosu için hem OHVS hem de DHMS metotları ile yapılan deneylerin basınç-zaman eğrileri Şekil 5.23' de gösterilmiştir. Grafikte P2T-O OHVS metodundan alınan sonuçların, P2T-D ise DHMS metodundan alınan sonuçların eğrisidir. Bunun dışında P2İ ise ideal şartlarda sistemden beklenen performansın eğrisidir. Şekil 5.23' den de görüleceği üzere OHVS ve DHMS metotları ile elde edilen eğriler

birebir olarak ideal isterler ile örtüşmemektedir. Bu noktada akla gelmesi gereken ilk nokta mevcut pres uygulamasında kullanılan sistemin OHVS olduğudur. Dolayısı ile DHMS ile edilen sonuçların bir abkant presin dinamik performansına uygunluğu, ideal isterler yerine OHVS' nin dinamik performansı ile mukayese edilerek yorumlanmıştır.

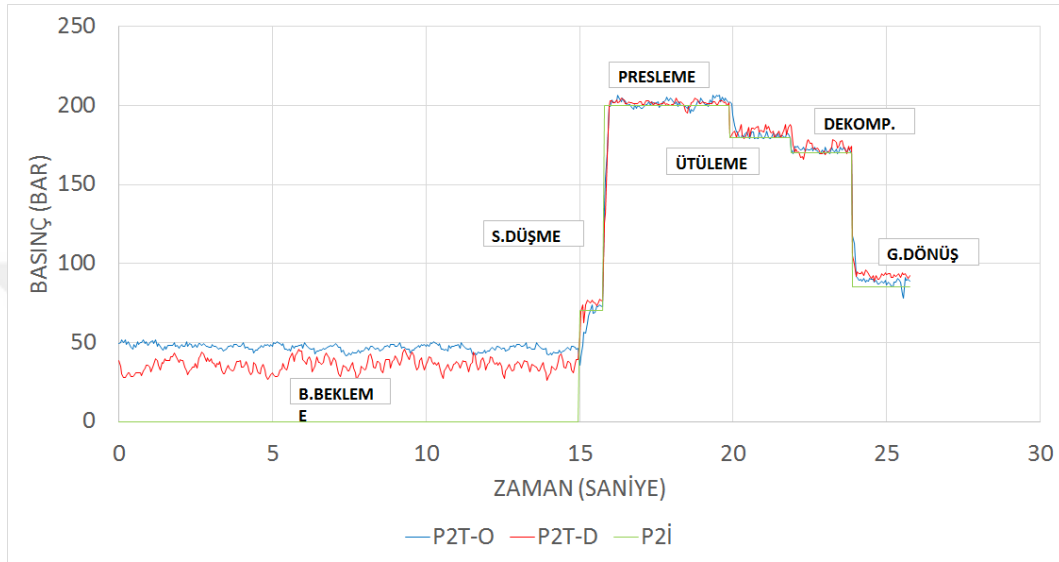
Boşta bekleme prosesinde görüleceği üzere OHVS metodu DHMS metoduna oranla daha yüksek basınçta çalışmıştır. Bu durumda preste bir hareket görülmesi beklenmez. Bundan dolayı presin üzerindeki mekanik kilitler aktiftir ve herhangi bir basınçlı yağ sızmasında hidrolik silindirlerin hareket etmesi engellenmiştir. Dolayısı ile bu proseste basınç dalgalanmalarının farklı boyutta olması DHMS metodunun dinamik performans olarak uygunsuz olduğunu göstermemektedir. Aksine DHMS metodu ile elde edilen performans sisteme enerji tasarrufu sağlamıştır.

Serbest düşme prosesinde ise her iki metot da birbirine yakın performans göstermiştir. Dolayısı ile bu proses nezdinde de DHMS metodunun uygunsuz olduğu sonucu çıkmamıştır.

Presleme prosesi presin basacağı malzemeye ilk formun verildiği biçimlendirme prosesidir. Bu proste sistemin isteri olan basıncı vermek oldukça önemlidir. Aksi takdirde malzeme beklenen formu kazanmayabilir. Bunun dışında talep edilen kuvvetin sürekli olması da düzgün bir biçimlendirme için oldukça önemlidir. Bu doğrultuda presleme prosesi için alınan sonuçlar değerlendirildiğinde her iki metot ile elde edilen eğrilerin ideale göre dalgalı ve stabil olmayan sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Ancak burada DHMS ile OHVS' nin eğrileri mukayese edildiği zaman OHVS' de görülen dalgalanmaların uygulamada kabul edilebilir olduğu düşünülürse DHMS' de görülen dalgalanmaların da uygulamada kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır.

Ütüleme prosesi presin basacağı malzemeye verilen formun kalıcı olarak korunması için koruyucu bir prosestir. Bu proste sistemin isteri olan basıncı vermek oldukça önemlidir. Aksi takdirde malzeme bir önceki proste aldığı yeni formu kalıcı hale getiremeden planının dışında farklı bir forma sahip olabilir. Bu doğrultuda presleme prosesi için alınan sonuçlar değerlendirildiğinde her iki

metot ile elde edilen eğrilerin ideale göre dalgalı ve stabil olmayan sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Ancak burada DHMS ile OHVS' nin eğrileri mukayese edildiği zaman OHVS' de görülen dalgalanmaların uygulamada kabul edilebilir olduğu düşünülürse DHMS' de görülen dalgalanmaların da uygulamada kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır. Bu proses özelinde DHMS daha kararlı bir performans ortaya koymuştur.



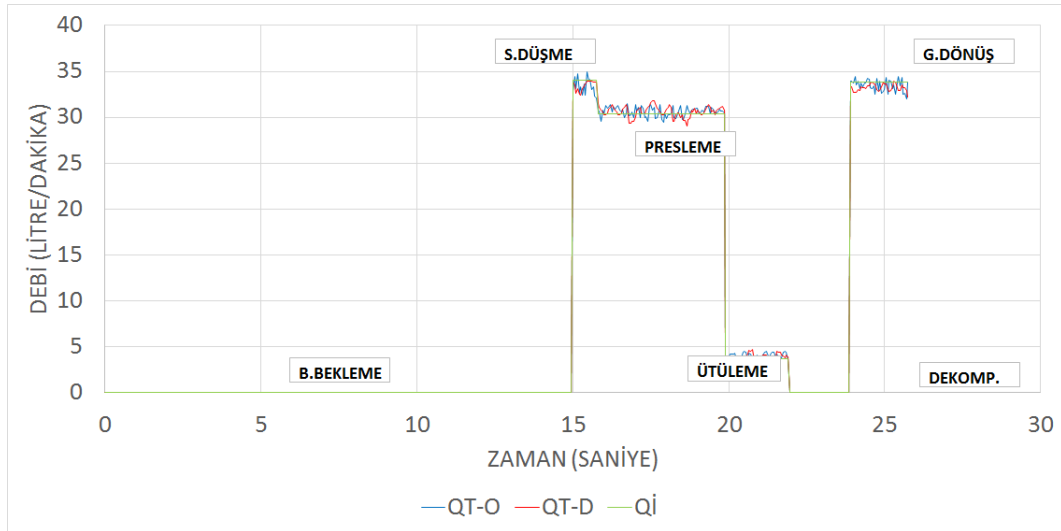
Şekil 5.23 C senaryosu basınç-zaman eğrileri

Dekompozisyon prosesi uygulamada sistem pompasının çalışması ile çalıştırılan bir proses değildir. Burada preslenen yükün yay etkisi ile presin koçuna kuvvet uygulayıp geri itmesi söz konusudur. Dolayısı ile mevcut deney düzeneği ile simüle etmek oldukça zordur. Bu noktada ilgili proses sistemin dinamik performansına doğrudan etkimez. Elde edilen sonuçlara bakıldığı zaman özellikle DHMS metodunda alınan sonuçların ortaya koyduğu eğri karakteristiği dikkat çekmiştir. Bu proses özelinde OHVS metodu ile elde sonuçların ideal sisteme daha uygun olduğu tespit edilmiştir. Bunun en önemli nedeni DHMS' de kontrol PID kontrolcü ile yapılmıştır ve bu durum da elektrik motorunun dengesiz çalışmasına neden olmuştur.

Geri dönüş prosesi de tıpkı boşta bekleme, serbest düşme ve dekompozisyon prosesleri gibi sistemin dinamik performansına doğrudan etkimez. Şekil 5.23' de görüleceği üzere geri dönüş prosesinde DHMS metodu ile elde edilen sonuç ideale

daha uygundur. Sonuç olarak basınç değerleri göz önüne alındığı zaman DHMS metodunun 500 kN abkant bir presin C senaryosunun basınç eğrileri bakımından dinamik performans yeterliliğine sahip olduğu anlaşılmıştır. B senaryosu için hem OHVS hem de DHMS metotları ile yapılan deneylerin debi-zaman eğrileri Şekil 5.24’ de gösterilmiştir. Grafikte QT-O OHVS metodundan alınan sonuçların, QT-D ise DHMS metodundan alınan sonuçların eğrisidir. Bunun dışında Qİ ise ideal şartlarda sistemden beklenen performansın eğrisidir.

Şekil 5.24’ den de görüleceği üzere OHVS ve DHMS metotları ile elde edilen eğriler birebir olarak ideal isterler ile örtüşmemektedir. Bu noktada akla gelmesi gereken ilk nokta mevcut pres uygulamasında kullanılan sistemin OHVS olduğudur. Dolayısı ile DHMS ile edilen sonuçların bir abkant presin dinamik performansına uygunluğu, ideal isterler yerine OHVS’ nin dinamik performansı ile mukayese edilerek yorumlanmıştır. Bu noktada her bir proses kendi içerisinde kontrol edildiğin hem OHVS hem de DHMS sistemlerinin ideal çizgiden uzak olduğu görülmüştür. Ancak bu noktada DHMS’ nin performansı OHVS’ nin performansı ile çok farklı olmadığı gözlemlenmiştir. Dolayısı ile DHMS metodunun 500 kN abkant bir presin B senaryosunun debi eğrileri bakımından dinamik performans yeterliliğine sahip olduğu anlaşılmıştır.



Şekil 5. 24 C senaryosu debi-zaman eğrileri

5.2.4 Dinamik Performans Analizlerinin Değerlendirmesi

Bölüm 3’ de aktarıldığı üzere simüle edilen abkant presin bir çalışma çevriminde altı farklı proses mevcuttur. Önerilen DHMS metodunun dinamik performans açısından uygunluğuna karar verme noktasında başlıca kontrol edilmesi gereken prosesler presleme ve ütüleme prosesleridir. Bunların dışında kalan prosesler ise presin basacağı malzemenin formuna doğrudan etkiyemeyecekleri için DHMS metodunun uygulanabilirliği noktasında kritik önem taşımaz. Buna rağmen DHMS’ nin dinamik performansının sisteme uygulanabilirliğini analiz etmek için mevcut sistemde kullanılan OHVS’ nin dinamik performans sonuçları ile DHMS’ nin dinamik performans sonuçları Tablo 5.1’ de görüldüğü üzere karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar mukayese edildiği zaman gerçek uygulamada kullanılan OHVS’ de görülen basınç ve debi eğrilerinin ideal eğrilere göre sapma yüzdeleri ile DHMS’ de görülen sapmaların yüzdelerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür.

Tablo 5. 1 Dinamik performans analiz tablosu

NO	SENARYO	METOT	MÜS[%]	MAS[%]	OÜS[%]	OAS[%]	BÜYÜKLÜK
1	A	OHVS	18	46	4	5	BASINÇ
		DHMS	24	35	6	6	
2	B	OHVS	21	48	3	5	
		DHMS	12	49	3	6	
3	C	OHVS	38	49	3	5	
		DHMS	23	37	4	5	
4	A	OHVS	30	11	4	2	DEBİ
		DHMS	29	37	6	4	
5	B	OHVS	24	5	5	2	
		DHMS	29	37	5	4	
6	C	OHVS	24	5	5	2	
		DHMS	29	37	5	4	

Değerlendirme prosesinde ortaya çıkan değerlerde ideal değerlere göre artı ve eksi yönde çeşitli sapmalar görülmüştür. Burada her iki sistemi karşılaştırmak için ideal değerlere göre artı yönde olan sapmaların üst limitini görmek için maksimum üst sapma (MÜS) ve eksi yönde olan sapmaların alt limitini görmek için ise maksimum alt sapma (MAS) yüzdeleri belirlenmiştir. Bunun yanı sıra ideale göre artı yönde olan sapmaların ortalama değerini görmek için ortalama üst sapma

(OÜS) ve eksi yönde olan sapmaların ortalama değerini görmek için ortalama alt sapma (OAS) yüzdeleri de belirlenmiştir.

A senaryosuna bakıldığı zaman DHMS ve OHVS' nin basınç sonuçlarının OÜS ve OAS değerlerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. OHVS de görülen basınç sapma değerleri DHMS' dekilere göre %1 ile %2 arasında daha azdır. Benzer şekilde debi sapma eğrilerinde de OHVS %1 ile %2 arasında daha az sapma göstermiştir. Ancak elde edilen sonuçlara bakıldığı zaman DHMS' nin A senaryosu için uygulanabilir bir metot olduğu görülmüştür.

B ve C senaryolarında alınan sonuçlar da A senaryosunda alınan sonuçlar ile benzerdir. Dolayısı ile bu sonuçlara istinaden DHMS' nin farklı senaryolardaki dinamik performanslarının uygulama için kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır.

5.3 Enerji Tüketim Analizi ve Verimlilik

Yapılan deneylerde her bir senaryo için bir çevrim boyunca ortalama ÇG değerleri deneyler esnasında motor sürücüsünün ekranında kayıt altına alınmıştır. Bunun karşılığında ortalama HG değerleri ise sistemde mevcut debimetrenin kayıt aldığı debi büyüklüğü (Q) ile basınç sensörünün kayıt altına aldığı basınç büyüklüğünün (P2) çarpımı ile elde edilmiştir (5.1).

$$HG = \frac{P_2 \times Q}{600} [kW] \quad (5.1)$$

Kaydedilen sonuçlar Tablo 5.2' de gösterilmiştir. İlgili tabloda görüleceği üzere OHVS metodu ile yapılan çalışmalarda sistem verimliliği %10 ile %19 arasında değişmektedir. Bunun karşılığında DHMS metodu ile yapılan çalışmalarda ise sistem verimliliği %46 ile %56 arasında değişmektedir.

OHVS ve DHMS metodunun anlık sistemden çektiği güç değerleri Bölüm 5.2' de mevcuttur. Buradan hatırlanacağı üzere OHVS her proseste sistemin maksimum çekebileceği kadar güç çekmiştir. Ancak DHMS her proseste ihtiyaca yakın bir güç çekmiştir. Bu noktada DHMS metodunun elektro-hidrolik yük algılama özelliği devreye girmiş ve sistemin verimini artırırken enerji tasarrufu da sağlamıştır. Bu özellik sayesinde DHMS yükün çalışma isteri olan basınç bilgisini her an alıp

pompa hattındaki basınç değeri ile mukayese edip aradaki farkı her an 10 bar bandında koruyacak şekilde hareket etmiştir. Ancak OHVS metodunda yükün isteri olan basınç bilgisi alınmasına rağmen işlenmemiş ve motor her an maksimum devrinde dönmüştür.

Tablo 5. 2 Enerji tüketim analiz tablosu

No	Senaryo		Süre(sn)	ÇG(kW)	HG(kW)	ÇE(kWh)	HE(kWh)	Verim
	Metot							
1	A	OHVS	30,80	11,6190	1,2016	0,09941	0,01028	%10
2	A	DHMS	30,80	2,6965	1,2439	0,02307	0,01064	%46
3	B	OHVS	27,70	11,4600	1,7583	0,08818	0,01353	%15
4	B	DHMS	27,70	3,4135	1,7646	0,02626	0,01358	%52
5	C	OHVS	26,20	11,4500	2,1991	0,08333	0,01600	%19
6	C	DHMS	26,20	3,9697	2,2145	0,02889	0,01612	%56

Tüm senaryolar tek tek incelendiği zaman OHVS' de maksimum ortalama HG' nin 2,1991 kW olması durumunda ortalama ÇG' nin 11,45 kW olması C senaryosu özelinde göze çarpmaktadır. Tam olarak bu noktada OHVS metodunun bir diğer dezavantajlı olduğu durum ortaya çıkmaktadır. C senaryosunda presin çalışma senaryosunun sadece %18' inde (Presleme prosesinde) sistemin maksimum güç isterine ihtiyacı vardır. Ancak OHVS metodunda sisteme her an 210 bar' da 34 litre/dakika debi verildiği için sistem her an maksimum raddede güç çeker. DHMS ise ihtiyacı algılayıp bu doğrultuda sadece gerekli zamanda maksimum gücü çeker ve bu sayede bir çevrimde sistemden çektiği ortalama güç sistemin harcadığı ortalama güce oldukça yakın olur. Nitekim aynı senaryoda DHMS sonuçlarına bakıldığı zaman ortalama HG' nin 2,2145 kW iken ortalama ÇG' nin ise 3,9697 kW olması bu durumu ispatlamıştır.

Elde edilen sonuçlara bakıldığı zaman DHMS metodu ile mevcut sistemde %60 ile %70 arasında bir enerji tasarrufu yapıldığı görülmektedir. Bu ölçekte enerji tasarrufu sağlayan bir sistemin uygulama alanının oldukça dar olması açıklanmayı gerektiren bir konudur. Bu çalışma için seçilen abkant presin uyguladığı kuvvet sınıfı (500 kN) itibari ile abkant pres ailesinin alt segment preslerindendir. Bu noktada enerji verimliliği sağlayan uygulamaların ilk yatırım maliyeti klasik çözümün maliyetinden daha fazla olduğu için abkant pres kullanıcıları tarafından tercih edilmemektedir. Bu çalışma, DHMS metodu ile presin bir çevriminden elde

edilen enerji tasarrufunun sağladığı getiri ile sistemin yatırım maliyetini ne kadar zamanda karşılayacağı hakkında fikir verecek olmasından dolayı önem taşımaktadır.

Diğer dikkat edilmesi gereken konu ise DHMS ile alınan sonuçlarda ortalama HG değerlerinin OHVS ile alınan sonuçlara kıyasla daha büyük olmasıdır. Bunun nedeni DHMS ile yapılan deneylerde elektrik motorunun devrinin sürekli artmaya ya da azalmaya çalışmasıdır. Elektrik motoru basınç farkını korumak için devrini artırdığı bir anda, yaptığı hamlenin nasıl bir sonucunun geri bildirimini alana dek geçen sürede devrini artırma rejiminde tutar. Bu durumda geri bildirim aldığı takdirde pozisyonunu korumak ister ancak geçen sürede devri bir miktar daha artmıştır. Bu ve benzeri durumlardan kaynaklanan dalgalanmalar HG' nin artmasına neden olmuştur.

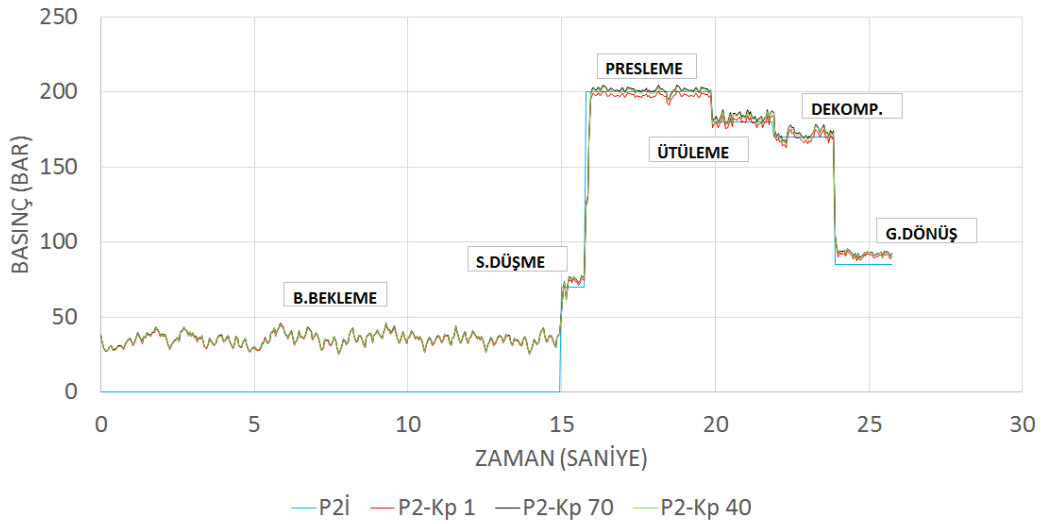
5.4 DHMS Dinamik Performans İyileştirme Analizi

DHMS, OHVS karşısında sisteme enerji tasarrufu sağlarken sistemin verimliliğini de artırmıştır. Bunların yanı sıra sistemin dinamik performans isterlerini karşılamasına rağmen OHVS kadar iyi performans gösterememiştir. Bu doğrultuda DHMS' nin dinamik performansını iyileştirmek için PID kontrol sisteminde birtakım farklıklar denenmiştir.

PID kontrolün temelinde birbirinden farklı üç farklı kontrol yöntemi vardır. Bunlardan ilki oransal kontroldür. Oransal kontrol katsayısına (K_p) ve hata miktarına bağlı olarak denetleyici çıkışını üretir. Oransal kontrol, K_p ' nin ve hatanın doğrudan fonksiyonu olup sistemin dinamik cevabını ve statik doğruluğunu artırır. Bunlardan ikincisi ise integral kontrol katsayısının (K_i) ve hata birikiminin doğrudan fonksiyonu olan integral kontroldür. Dinamik cevaptan ödün vererek statik doğruluğu artırmak için hata miktarına ve K_i ' ye göre denetleyici çıkışını kontrol eder. Bunlardan sonuncusu ise türev kontrol katsayısının (K_d) ve hatanın değişme hızının doğrudan fonksiyonu olan türevsel kontroldür. Dinamik cevabı artırmak ve geliştirmek için K_d ' ye ve hatanın değişme hızına bağlı olarak denetleyici çıkışını kontrol eder.

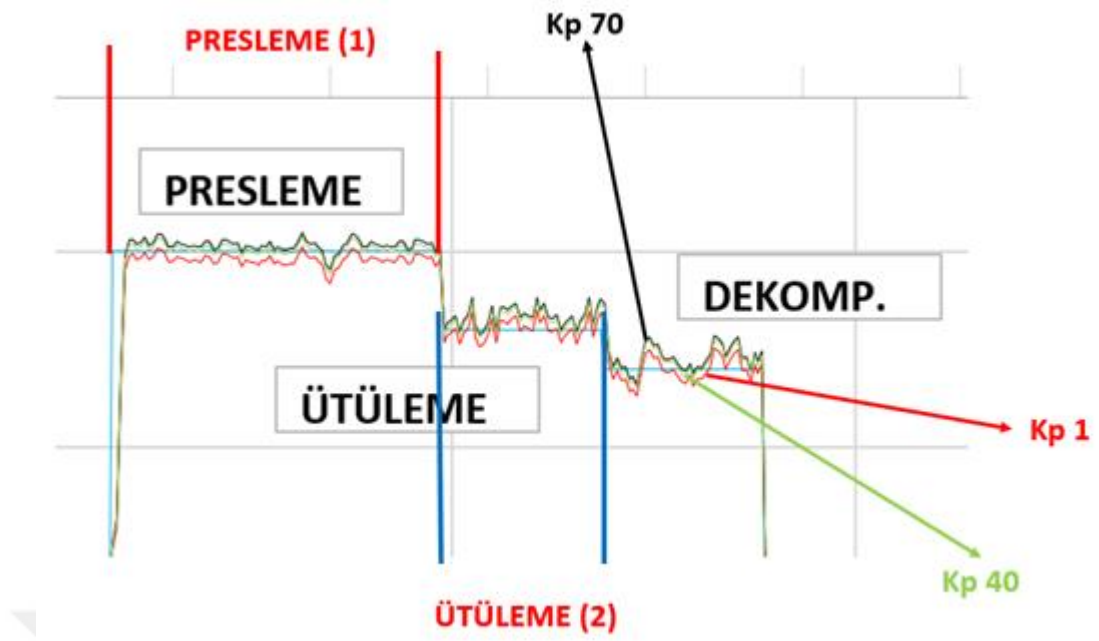
DHMS' nin dinamik performansını iyileştirmek ancak bunu yaparken de statik olarak doğruluğu korumak için üç kontrol katsayısının içerisinde K_p seçilmiştir. Çalışmanın başında sistem kalibre edilirken her bir senaryo için en ideal olan K_p katsayısının 40 olduğuna yapılan denemeler sonucunda ulaşılmış ve tüm deneylerde bu değer baz alınmıştır. Ancak K_p ' nin farklı değerleri için sistemin dinamik performansının nasıl etkileneceği K_p ' ye 1 ve 70 değerlere atanarak C senaryosu ile yeni bir set deney yapılmıştır. Yapılan deneylerde motor sürücüsü üzerinden daha önce kurgulanmış PID kontrolde K_p katsayıları sırasıyla 40, 1 ve 70 alınarak deneyler tekrarlanmıştır.

Yapılan işlemin basınç-zaman grafiğine nasıl yansıdığı Şekil 5.25 ve 5.26' da gösterilmiştir.



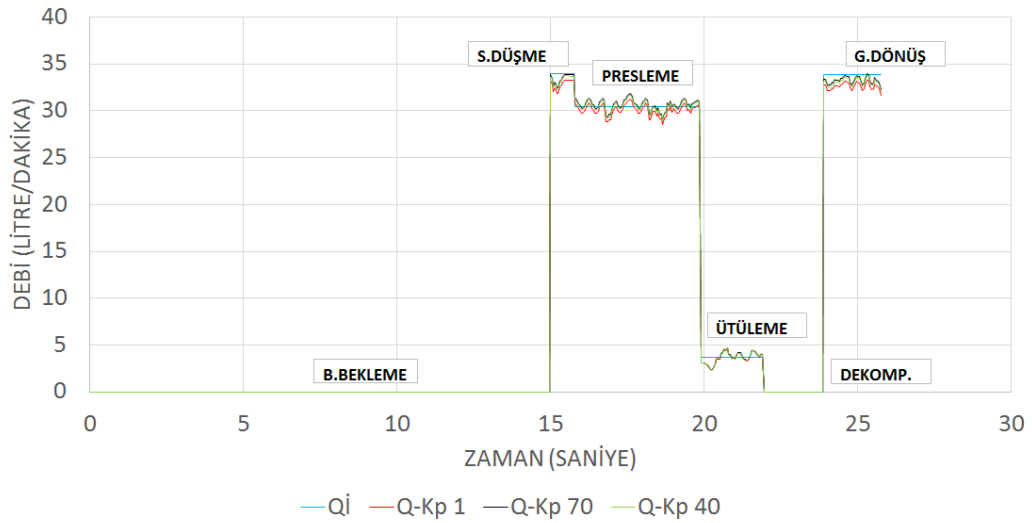
Şekil 5. 25 Farklı K_p katsayılarının basınç-zaman grafiğine etkisi

Şekil 5.25' de farklı K_p katsayılarında sistemin nasıl reaksiyon verdiği görülmektedir. K_p kontrol sayısının değeri 40' dan 1' e düşürdüğü zaman sistemin dinamik performansının ideal performansa yaklaştığı gözlenmiştir. Bu doğrultuda özellikle DHMS' nin uygulanabilirliğinde önemli etkisi olan presleme ve ütüleme proseslerindeki olumlu değişim Şekil 5.26'da görülmektedir.



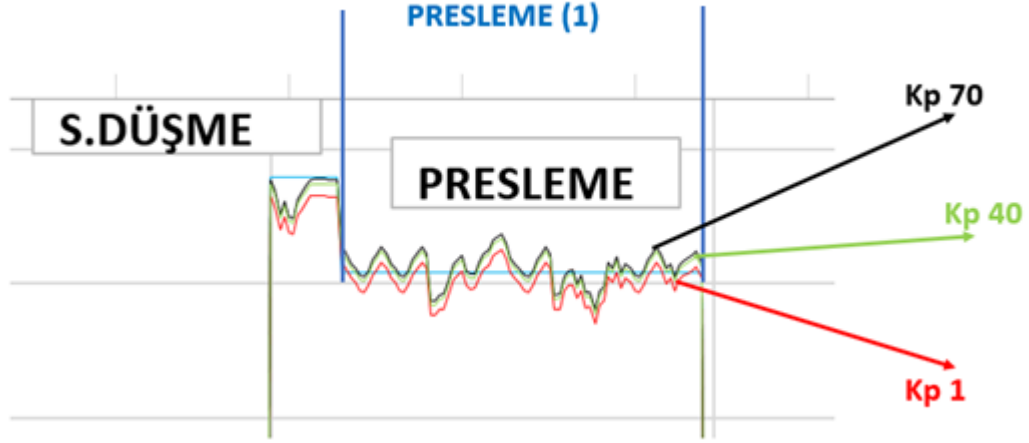
Şekil 5. 26 Farklı Kp katsayılarının basınç grafiğinin karakteristiğine etkisi

Yapılan işlemin debi-zaman grafiğine nasıl yansıdığı Şekil 5.27 ve 5.28’ de gösterilmiştir.



Şekil 5. 27 Farklı Kp katsayılarının debi-zaman grafiğine etkisi

Şekil 5.27’ de farklı Kp katsayılarında sistemin nasıl reaksiyon verdiği görülmektedir. Kp kontrol sayısının değeri 40’ dan 1’ e düşürdüğü zaman sistemin dinamik performansının ideal performansa yaklaştığı gözlenmiştir. Bu doğrultuda özellikle DHMS’ nin uygulanabilirliğinde önemli etkisi olan presleme ve ütüleme proseslerindeki olumlu değişim Şekil 5.28’de görülmektedir.



Şekil 5. 28 Farklı Kp katsayılarının debi grafiğinin karakteristiğine etkisi

Yapılan bu deneyler ile DHMS metodu ile sürülen sistemlerin devreye alınmaları esnasında sahada yapılacak optimizasyon çalışmaları neticesinde dinamik performanslarının ideale yakınlaştırmanın mümkün olduğu anlaşılmıştır. Uygulamadan uygulamaya ya da prosten prosese farklı kontrol katsayıları ile dinamik performansın iyileştirilebileceği görülmüştür. Zira yapılan bu deneyde sistemin dinamik performansının, Kp katsayısının 1'e çekilmesi ile yaklaşık olarak %2 bandında ideale yaklaştığı görülmüştür.

5.5 OHVS-DHMS Sistem Dönüşümü Maliyet Analizi

Elde edilen sonuçlar doğrultusunda DHMS' nin OHVS yerine uygulanabilir olduğu sonucuna varılmıştır. OHVS' nin DHMS' ye dönüştürülmesinin uygulanabilir olması ilgili konunun tez konusu olarak seçilmesinde önemli bir neden olmuştur. Yapılan bu çalışmada kullanılan sistemde OHVS' yi DHMS' ye dönüştürmek için kullanılan ekipmanların, mühendislik hizmetinin ve işçilik hizmetinin maliyetleri Tablo 5.3' de gösterilmiştir.

Tablo 5. 3 OHVS' yi DHMS' ye dönüştürmek için gerekenler

No	Ekipman&Hizmet	Adet	Maliyet	Toplam
1	Motor Sürücüsü	1	5000 TL	11250 TL
2	Basınç Sensörü	2	750 TL	
3	Mühendislik Hizmeti	1	2000 TL	
4	İşçilik Hizmeti	1	2500 TL	
5	Sarf Malzeme	1	1000 TL	

DHMS metodu ile sağlanan enerji tasarrufunun toplam tutarı, yapılacak olan bu yatırımın ne kadar sürede amorti edileceğini gösterecektir. Tablo 5.4' te mevcut veriler hesaplanırken presin haftada altı gün ve günde sekizer saatlik iki vardiyada çalıştığı kabul edilmiştir. Yıl içerisinde toplam presin çalışma süresinin %20' sinde A senaryosunun, %50' sinde B senaryosunun ve %30' unda C senaryosunun çalıştığı kabul edilmiştir. Bunun yanı sıra elektrik birim fiyatı ise 0,403 TL/kWH olarak alınmıştır.

Tablo 5. 4 DHMS ile sağlanan enerji tasarrufunun tutarı

No	Senaryo	Çevrim Başına Tasarruf Edilen Enerji (kWH)	Yıl İçerisinde Toplam Çalışma Süresi (H)	Yıl Boyunca Tasarruf Edilen Toplam Enerji (kWH)	Tasarruf Edilen Enerjinin Toplam Tutarı	Toplam
1	A	0,07634	998,4	8908,58	3590 TL	16200 TL
2	B	0,06192	2496	20086,22	8095 TL	
3	C	0,05444	1497,6	11202,51	4515 TL	

Tablo 5.3 ve Tablo 5.4' de elde veriler ışığında mevcutta OHVS bulunduran bir presin DHMS' ye dönüştürülmesinden kaynaklanacak yatırım maliyeti, sistemin sağlayacağı enerji tasarrufunun getirisi olan tutar göz önüne alındığında yaklaşık 9 aylık bir sürede amorti edilmektedir. Bu süre OHVS' nin DHMS' ye dönüştürülmesinin uygulanabilir olduğunu açıkça ortaya koymaktadır.

6 SONUÇLAR VE ÖNERİLER

“Elektro-Hidrolik Yük Algılamalı Değişken Hızlı Motor Tahriki” (DHMS) metodu, hidrolik sistemlerde debinin kontrol edilebilmesi için pompa deplasman kontrolü ile debi kontrolünün ya da debi kontrol valfleri ile debi kontrolünün yerine kullanılabilen, prensip olarak pompa dönüş devrini kontrol etmeye dayanan, sistem verimliliğini artırmaya ve enerji tasarrufu sağlamaya yönelik bir kontrol yöntemidir.

Bu çalışmada DHMS metodunun birbirinden farklı senaryolarda uygulanarak sistem verimliliğine ve enerji tasarrufuna olan etkisi incelenmiş ve sistemin dinamik performans isterlerine uygunluğu analiz edilmiştir. Burada belirlenen senaryolar var olan 500 kN’ luk bir abkant presin uygulamada olan senaryoları üzerinden alınmıştır. İlgili senaryolar; abkant presin en ince kalınlıklı sacın bükümü esnasında çalıştığı senaryo, en sık bükümü yapılan sacın bükümü esnasında çalıştığı senaryo ve en kalın sacın büküldüğü senaryolardır.

Bu çalışmada abkant presin tercih edilmesinin birbirinden farklı gerekçeleri vardır. Türkiye’de yaklaşık olarak yıllık 5.000 ile 10.000 adet arasında abkant pres üretilmektedir. Üreticiler dünya çapındaki rekabette avantaj sağlamak için imal ettikleri preslerin maliyetlerini azaltmak için çalışmalar yapmaktadır. Bunun yanı sıra kendi satışlarını artırmak için ürünlerine çeşitli ve nadir bulunan özellikler de katma talepleri vardır. Söz konusu bu durum, ortaya atılan yeni bir fikrin uygulanması için uygun zemin hazırlamaktadır.

Bunun yanı sıra günümüz abkant pres imalatçıları büyük oranda OHVS ile pres imalatını sürdürmektedir. DHMS ile yapılan alternatif çalışmalarında genellikle değişken devirli elektrik motoru kapsamında servo motorlar önerilmektedir. Gerek sağladığı enerji tasarrufu ve sistem verimliliği gerek ise sunduğu yüksek dinamik performans ile servo motorlar kuşkusuz DHMS metodunun en başarılı motorlarıdır. Ancak gerek ilk yatırım gerek ise servis ve yedek parça maliyetleri

servo motorların abkant preslerde DHMS metodu kapsamında uygulanıp yaygınlaşmasında önündeki engellerdir. AC asenkron motorlar gerek ilk yatırım gerek ise servis ve yedek parça maliyetlerinde servo motora oranla yaklaşık olarak 5' de 1 oranında ekonomiktir. AC asenkron motorların ekonomik olması değişken hızlı olarak kullanımlarını yaygınlaştırmak için yeterli değildir. Makine imalatçıların dinamik performanslarının yeterli olmama konusundaki çekincelerinden dolayı AC asenkron motor kullanılmış DHMS uygulamalarına rastlamak zordur. Bir yandan maliyet azaltırken bir yandan da enerji tasarrufu ve sistem verimliliğini artırmayı sağlayan alternatif bir AC asenkron motorlu DHMS' nin abkant pres imalatçılarındaki hızlı yayılma ihtimalinin yüksek olması, abkant presin bu çalışma için seçilmesindeki önemli nedenlerden biridir. Aynı zamanda mevcutta OHVS' li abkant pres sayısı oldukça fazladır. Bu durum OHVS' den DHMS' ye dönüştürülme potansiyeli olan çok fazla pres olduğu anlamı da taşımaktadır.

Mevcut uygulamada OHVS ile çalışan 500 kN abkant preste DHMS' nin nasıl sonuçlar vereceğini incelemek adına Yıldız Teknik Üniversitesi Hidromekanik ve Hidrolik Makineler Laboratuvarında 500 kN' luk bir presin hidrolik sistemi deneysel olarak simüle edilmiştir. Laboratuvarda mevcut hidrolik güç ünitesine üzerinde hidrolik oransal valfler ve sensörler bulunan bir adet hidrolik manifold ilave edilmiştir. Bunun yanı sıra oransal valfleri çalıştırmak adına bir adet AKÜ ilave edilmiştir. Mevcutta bulunan hidrolik güç ünitesi üzerinde ise hidrolik dişli pompa, AC asenkron motor vardır. Ayrıca sistemdeki motoru sürebilecek ve DHMS' de uygulanan PID kontrole sahip bir adet motor sürücüsü de sistemde mevcuttur. Son olarak sistemden elde edilecek tüm verileri takip etmek ve kaydetmek için AKÜ' ye uygun bir lisans barındıran bir adet veri toplama bilgisayarı sisteme ilave edilmiştir. Her bir senaryo, deneylere başlamadan önce AKÜ' ye programlanmıştır. Bunun yanı sıra DHMS' de kullanılacak olan PID kontrol algoritması da motor sürücüsüne tanımlanmıştır.

Deneyler DHMS ve OHVS ile ayrı ayrı yapılmıştır. Deneyler esnasında her bir metot ile 3 farklı senaryo çalıştırılmıştır. Çalıştırılan her bir senaryo uygulamadaki mevcut senaryo ile aynıdır. OHVS ile yapılan deneylerde elektrik motoru sabit bir devirde döndürülmüş ve AKÜ tarafından senaryolar uygulanmıştır. DHMS ile

yapılan deneylerde ise elektrik motorunun devri yük ve pompa tarafındaki basınç değerlerine sürücü tarafından PID kontrol ile regüle edilmiştir.

Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- i. Yapılan deneylerde DHMS' nin A senaryosunda sistem verimliliğini %10' dan %46' ya, B senaryosunda %15' den %52' ye ve C senaryosunda %19' dan %56'ya iyileştirdiği tespit edilmiştir. DHMS sistemin yaptığı elektro-hidrolik yük algılama işleminin, sistemin çalışması sırasında yükün değişen isterlerini algılayarak elektrik motor sürücüsüne bu bilgileri aktarması sonucunda elektrik motorunun devri ile yapılan ayarlamaların sistemin verimliliğini artırdığı görülmüştür.
- ii. Yapılan deneylerde DHMS' nin A senaryosunda %76, B senaryosunda %70 ve C senaryosunda %64 oranında sistemden çekilen enerjiyi azaltabildiği görülmüştür.
- iii. DHMS' nin dinamik performansının sisteme uygulanabilirliğini analiz etmek için mevcut sistemde kullanılan OHVS' nin dinamik performans sonuçları ile DHMS' nin dinamik performans sonuçları mukayese edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre DHMS' nin OHVS sonuçlarına göre basınç eğrilerindeki sapma yüzdeleri, A senaryosunda %1, B senaryosunda %2 ve C senaryosunda %1 oranındadır. Debi eğrilerindeki sapma yüzdeleri ise A senaryosunda %2, B senaryosunda %3 ve C senaryosunda %3 oranındadır. Bu sonuçlar neticesinde DHMS' nin farklı senaryolardaki dinamik performanslarının uygulama için kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır.
- iv. Son olarak ise DHMS metodu için kurgulanan PID kontrolün Kp katsayısına farklı değerler verilerek, DHMS' nin dinamik performansının iyileştirilmesi amaçlanmıştır. C senaryosu üzerinden yapılan deneylerde Kp katsayısı 40 olarak seçilmiş ve bu değere göre tüm sonuçlar kaydedilmiştir. Dinamik performans iyileştirme deneyleri ise Kp 1 ve 70 olarak değiştirilerek yapılmıştır. Nitekim Kp katsayısı 1 alınarak yapılan deneylerde sistemin dinamik performansının ideal performansa %2 oranında yaklaştığı tespit edilmiştir. Kp katsayısı 70 alınarak yapılan deneylerde sistemin dinamik

performansının ideal performanstan %1.8 oranında uzaklaştığı tespit edilmiştir. Sonuç olarak Kp değerinin her çevrime ya da prosese göre optimize edilmesi durumunda sistemin dinamik performansının iyileşebileceği ortaya çıkmıştır.

Bu çalışmayı daha da ileriye taşıyabilecek gelecek çalışmalar için öneriler şu şekilde özetlenebilir:

- i. Sistemdeki kontrolcü sayısı iki adetten tek bir adete düşürülerek, sistem tek bir kontrolcü üzerinden sade bir biçimde kontrol edilebilir. Bu durumda sistem tek bir kontrolcü üzerinden sürüleceği için sistemin anlık değişkenlere reaksiyonu daha dinamik olacaktır.
- ii. Farklı komponent (akümülator) ve/veya farklı kontrol algoritmaları kullanılarak, DHMS'nin dinamik performansını iyileştirme çalışmaları gerçekleştirilebilir.
- iii. Deney düzeneğinde kullanılan oransal emniyet ve oransal hız ayar valflerinin daha kabiliyetli versiyonları ile deneyler tekrarlanabilir. Burada kullanılması önerilen oransal valflerin tepki süreleri ve basınç kaybı karakteristikleri mevcutta kullanılanlardan daha iyi olmalıdır. Bu sayede yapılacak simülasyon ile alınacak sonuçlar gerçeği daha doğru yansıtacaktır. Ayrıca, yenilenen oransal hız ayar valfi ile yük basınç değerleri referans basınç değerlerine göre karşılaştırarak oransal hız ayar valfini ayarlayan kontrolcü eklenebilir. Böylece, basınç farkı kontrolü ile birlikte çalıştığında sistemdeki dalgalanmaların daha da azalacağı beklenebilir.
- iv. Deney sisteminde kullanılan pompa sabit deplasmanlı dişli bir pompadır. Pompa deplasman tipinin bu uygulamaya etkilerini araştırmak için aynı test düzeneği değişken deplasmanlı pompalar ile de simüle edilebilir. Bu sayede sabit deplasmanlı bir pompa ile değişken deplasmanlı bir pompanın mevcut sistemi nasıl etkileyeceği ortaya konmuş olacaktır.
- v. Mevcut sisteme üzerinde pozisyon sensörü bulunan bir adet hidrolik silindir ilave edilebilir. Silindirin ucuna ise bir adet abkant pres kalıbı

konarak gerçek bir sacın bükölmesi ile deneyler tekrarlanabilir. Bu sayede DHMS' nin dinamik performansının yeterliliği teyit edilmiş olacaktır.

- vi. Mevcut sisteme üzerinde lineer cetvel olan bir silindir entegre edilebilir. Bunun yanı sıra seçilen oransal hız ayar valfi kendi içerisinde geri bildirim veren bir valf seçilebilir. Bu şekilde kusursuz bir kapalı çevrim yapılarak elde edilebilecek en iyi dinamik performans limitleri belirlenmiş olacaktır. Burada seçilecek oransal valf silindirin üzerindeki lineer cetvelden pozisyon bilgisi alarak kendi pozisyonunu ayarlayacak olup, bu sayede belirtilen zamanda belirtilen konumda olmaz ise kendi sürgü açıklığını ayarlayacak ve ortaya çıkan bu hatayı ortadan kaldıracaktır.
- vii. Sisteme herhangi bir komponent entegre etmeden mevcut motor sürücüsü üzerindeki tüm kontrol katsayıları senaryo özelinde proseslere göre optimize edilebilir. Bu sayede kontrol katsayılarına farklı değerlere verilerek sistemin dinamik performansının iyileştirilebilme limitleri belirlenmiş olacaktır.

- [1] Stelson K., (2011). "Saving the world's energy with fluid power. Proc of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power", Okinawa.
- [2] Parker Hannifin., (2012). "Energy Saving Technologies for Motor-Driven Hydraulics- Variable Speed Drive Solutions", HA473113 Issue.
- [3] Bosch Rexroth AG. (2015). "Sytronix, Variable Speed Pump Drives", R999000332.
- [4] Obut, İ., (2009), "Hidrolik Sistemlerde Enerji Kayıpları ve Yük Duyarlı Sistemlere Geçiş", 1. Ulusal Hidrolik&Pnömatik Kongresi, İZMİR.
- [5] Bostan, B., (2011). Preslerde Değişken Hızlı Pompa (Vsp) Tahrik Sistemleri. VI. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi. İZMİR.
- [6] BOSCH REXROTH., (2010). "Variable-speed Pump Drive Systems (VSP) in Presses, RE 08118.
- [7] Hydraulic Components for Industrials Applications, On/off Valves, Isolator, Directional, Pressure and Flow Valves, Bosch Rexroth Kaynakları-R00112/Part_2.
- [8] Hydraulic Components for Industrials Applications, Proportional, High-Response and Servo-Valves Directional, Pressure and Flow Valves, Bosch Rexroth Kaynakları-R00112/Part_3.
- [9] Hydraulic Components for Industrials Applications, Electronics and Electro-Hydraulic Systems, Bosch Rexroth Kaynakları-R00112/Part_4.
- [10] Grossschmidt, G., Harf, M. (2003). Modelling and Simulation of Hydraulic Load-Sensing Systems Using Object-Oriented Programming Environment. https://www.researchgate.net/publication/228920068_MODELING_AND_SIMULATION_OF_HYDRAULIC_LOAD-SENSING_SYSTEMS_USING_OBJECT-ORIENTED_PROGRAMMING_ENVIRONMENT, 2019
- [11] Çalışkan, H. (2014). Değişken Devirli Pompa ile Servo Hidrolik Konum Kontrolü. http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/cad5d9cbbe0c682_ek.pdf.
- [12] Ding, H., Zhao, J. (2014). A New Method of Improving Low-Speed Performance of Variable Speed Hydraulic Systems: By Leaking Parallel Valve Control. Advances in Mechanical Engineering 2014:1-10.
- [13] Manasek, R. (2000). Simulation of a Electrohydraulic Load-Sensing System with AC Motor and Frequency Changer. Proc. of 1st FPNI-PhD Symp. Hamburg 2000, pp. 311-324.
- [14] Yang, X., Gong, G., Yang, H., Jia, L. ve Zhou, J. (2017). An Investigation in Performance of Variable-Speed-Displacement Pump Controlled Motor System. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, DOI: 10.1109/TMECH.2016.2544440
- [15] Lovrec, D., Kastrevc, M., Ulaga, S. (2008). Electro-Hydraulic Load Sensing with a Speed-Controlled Hydraulic Supply System on Forming-Machines. Int J Adv Manuf Technol (2009) 41:1066–1075

- [16] Lovrec, D., Tic, V. (2017). Dynamic Behaviour of Different Hydraulic Drive Concepts-Comparison and Limits. International Journal of Simulation Modelling 16(3):448-457 DOI: 10.2507/IJSIMM16(3)7.389.
- [17] Çalışkan, O. (2018). Bir Abkant Preste Değişken Hızlı Tahrik Sistemi Uygulaması: Enerji Verimliliği ve Ekonomik Analiz. Yıldız Teknik Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [18] Minav. Ti, Laurila, I.E., Pyrhönen, J. (2012). Analysis of Electro-Hydraulic Lifting System's Energy Efficiency with Direct Electric Drive Pump Control. Automation in Construction Volume 30, March 2013, Pages 144-150.
- [19] Xu, M., Ni, J., Chen, G. (2014). Dynamic Simulation of Variable-Speed Valve-Controlled-Motor Drive Systems with a Power-Assisted Device. Journal of Mechanical Engineering DOI:10.5545/sv-jme.2013.1532.
- [20] Yu, M. (2015). Intelligent Neural Network Control Strategy of Hydraulic System Driven By Servo Motor. INTERNATIONAL JOURNAL ON SMART SENSING AND INTELLIGENT SYSTEMS VOL. 8, NO. 2.
- [21] Çalışkan, H. (2009). Modeling and Experimental Evaluation of Variable Speed Pump and Valve Controlled Hydraulic Servo Drives. Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Ankara.
- [22] Makine Magazin, Türkiye'nin Parlayan Yıldızı Metal İşleme Sektörü (2018). <http://www.makinamagazin.com.tr/haber/turkiyenin-parlayan-yildizi-metal-isleme-sektoru/5001>. (2019)
- [23] Hidrolik Sistemler, <https://www.kisspng.com/free/hydraulic.html>. (2019).
- [24] Etimoloji Türkçe, <https://www.etimolojiturkce.com/kelime/hidrolik>. (2019)
- [25] Boğuşlu, M. E. (2015). Hidrolik Güç İletim Sistemlerinin Tasarımı Yüksek Lisans Dersi. Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [26] Hydraulic Components for Industrials Applications, On/off Valves, Isolator, Directional, Pressure and Flow Valves, Bosch Rexroth Kaynakları-R00112/Part_6.
- [27] Hydraulic Components for Industrials Applications, On/off Valves, Isolator, Directional, Pressure and Flow Valves, Bosch Rexroth Kaynakları-R00112/Part_1.
- [28] Gamak, AGM2E Serisi Genel Asenkron Elektrik Motorlar Kataloğu, (2016). <http://www.gamak.com/uploads/files/catalogue/Gamak-2016-Urun-katalogu-tr.pdf>. (2019).
- [29] Bosch Rexroth AG, External Gear Pumps, RA 10089/08.11 Replaces: RA 10097.
- [30] Parker Hannifin, Proportional Valves Catalogue, HY15-3502-R, June 2017.
- [31] Parker Hannifin, Electronic Controls Catalogue, MSG18-8413-IB/UK, March 2018.
- [32] Parker Hannifin, Senso Control Catalogue, CAT3854 USA, August 2012.
- [33] Eaton Vickers, Proportional Valves, KBFD/TG4V-3 V-VLPO-MC007-E1, April 2009.

İletişim Bilgisi: <https://iseser.com>

Konferans Bildirileri

1. Dynamic Performance Of A Hydraulic System Driven by A Variable Speed AC Electric Motor with Electro-Hydraulic Load Sensing, International Symposium for Environmental Science and Engineering Research 2019, Konya (ISESER 2019)

