



**SERVO MOTOR TAHRİKLİ HİBRİT ABKANT PRES
SİSTEMİNİN ANALİZİ**

Özkan PEHLİVANOĞLU



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SERVO MOTOR TAHRİKLİ HİBRİT ABKANT PRES SİSTEMİNİN ANALİZİ

Özkan PEHLİVANOĞLU
Orcid No: 0000-0002-1906-0551

Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU
Orcid No: 0000-0002-6115-3110
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

Her Hakkı Saklıdır

Özkan PEHLİVANOĞLU tarafından hazırlanan "Servo Motor Tahrikli Hibrit Abkant Pres Sisteminin Analizi" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU
Orcid No: 0000-0002-6115-3110

Başkan : Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU
Orcid No: 0000-0002-6115-3110



İmza

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Gürsel ŞEFKAT
Orcid No: 0000-0002-5685-0195



İmza

Üye : Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ
Orcid No: 0000-0003-3350-1509



İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü
....../2019



U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

11 /10 /2019

Özkan PEHLİVANOĞLU

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SERVO MOTOR TAHRİKLİ HİBRİT ABKANT PRES SİSTEMİNİN ANALİZİ

Özkan PEHLİVANOĞLU

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU

Günümüzde hidrolik sistemler ve hareket elde edilen kısmı olan hidrolik eyleyiciler endüstri süreçlerinde ve otomasyon uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Kullanım kolaylığından dolayı hidrolik sistemlere; Uçak, otomobil, makine, savunma sanayi, eğlence amaçlı makineler vb. her gün karşılaştığımız yaşamımızın içinde yer alan ve sıklıkla kullanmış olduğumuz bu araçları örnek olarak gösterilebiliriz.

Bu tez çalışması kapsamında hidrolik çift etkili eyleyiciye sahip bir sistemin geleneksel valf ve değişken hızlı pompa denetimli kontrolünün, deneysel ve analitik olarak karşılaştırması gerçekleştirilmiştir. Prototip çalışması için hesaplamalar sonucu bileşenler belirlenmiştir. Prototip için hidrolik sitemlerin yaygın olarak kullanıldığı pres makinelerinden 80 tonluk abkant pres üzerinde öngörülen sistem uygulanmıştır. Geleneksel valf denetimli sistemlerde, sistemdeki debi oransal valf yardımı ile ayarlanırken, değişken hızlı pompa denetimli sistemde ihtiyaç olan debi servo motor yardımıyla pompa hızı değiştirilerek sağlanmaktadır. Bu sayede valflerde meydana gelen kayıpların önlenmesi amaçlanmaktadır. Karşılaştırmanın anlaşılması adına geleneksel valf denetimli sistem ve çözüm olarak sunulan pompa kontrollü sistemin basitleştirilmiş hidrolik şemaları oluşturularak, yük altında sistem dinamik davranışlarını anlamak üzere AUTOMATION STUDIO® ortamında benzetim çalışması gerçekleştirilmiştir. Simülasyondan elde edilen sonuçlar ile prototipten elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçların özellikle C-tipi pres makineleri sektöründe benzer uygulamalarda yol gösterici ve faydalı olabileceği öngörülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik sistemler, pompa denetimi, akışkan güç kontrolü, servo valf denetimi, enerji tasarrufu, abkant pres

2019, IX + 70 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

ANALYSIS OF SERVO MOTOR DRIVE HYBRIT PRESS BRAKE SYSTEM

Özkan PEHLİVANOĞLU

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Elif ERZAN TOPÇU

Nowadays, hydraulic systems and hydraulic actuators are widely used in industrial processes and automation applications. Through practical use of hydraulic systems are seen in many areas. Such as; Aircraft, automobile, machinery, defense industry, entertainment machines.

In this thesis, experimental and analytical comparison of traditional valve and fixed displacement pump controlled of double acting actuators is realized. In the scope of the study, traditional valve controlled systems flow is adjusted with the help of servo valve and the pump controlled system with servo motor is provided by changing the pump speed. In this way, it is aimed to prevent losses in the valves.

In order to understand the comparison, simplified hydraulic diagrams of the traditional valve-controlled system and pump-controlled system, which is offered as a solution, were simulated in Automation Studio® environment to understand system dynamic behavior under the load.

The component were determined as a result of the calculation for the prototype study. For the prototype, the system envisaged on the press brake, which is one of the press machines where hydraulic systems are widely used and applied. The results obtained from the simulation were compared with the results obtained from the prototype.

It is foreseen that the results obtained in this study can be guiding and useful in similar applications especially in c-type press machines sector.

Key words: Hydraulic systems, pump control, fluid power control, servo valve control, energy saving, press brake

2019, ix+ 70 pages.

TEŞEKKÜR

Uludağ Üniversitesi'ndeki yüksek lisans öğrenimim süresince, emeği geçen tüm hocalarıma ayrı ayrı teşekkür ederim. Danışmanlığımı üstlenen ve sabırla bana aktardığı deneyimleri ile mesleğimde ve mühendislik dalında daha da olgunlaşmamı sağlayan değerli hocam sayın Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU' ya ayrıca teşekkürlerimi sunarım.

Tez kapsamındaki prototip ve test çalışmaları sırasında maddi manevi desteklerini esirgemeyen Baykal Makine A.Ş. ve değerli mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Tez çalışması Baykal Makine tarafından yürütülen, TÜBİTAK 1511 Öncelikli Alanlar Araştırma Teknoloji Geliştirme ve Yenilik Projeleri Destekleme Programı kapsamında 1170141 proje numaralı çalışma ile birlikte yürütülmüş olup belirli kısımları tez konusu olarak ele alınmıştır. Tez konusu gibi yenilikçi çalışmaları desteklediği için TÜBİTAK'a ayrıca teşekkür ederim.

Özkan PEHLİVANOĞLU
11 /10 /2019

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	5
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	17
3.1. Abkant Pres Tanımı.....	17
3.2. Geleneksel Hidrolik Sistem Tanımı.....	20
3.3. Pompa Denetimli Hidrolik Sistem Tasarımı	29
3.4. Pompa Denetimli Sistemin Çalışma Aşamaları.....	31
3.5. Pompa Denetimli Sistemin Matematik Modeli.....	36
3.6. Pompa Denetimli Sistemin Benzetim Modeli.....	39
3.7. Pompa Denetimli Sistemin Boyutlandırılması ve Prototip Modelin Hazırlanması...43	43
4. BULGULAR	51
4.1. Benzetim Model Analizi	51
4.2. Prototip Sistem Deneysel Sonuç Analizi	55
4.3. Performans ve Enerji Verimliliği Analizi	58
4.4. Maliyet Analizi.....	63
5. SONUÇ	65
KAYNAKLAR	67
ÖZGEÇMİŞ	71

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
ω	Açısal hız (rev/s)
\dot{I}	Akım (A)
ρ	Akışkan kütle yoğunluğu (kg/m^3)
Q_A	Besleme hattı debisi (lt/dak)
Q_B	Geri dönüş hattı debisi (lt/dak)
E	Gerilim (V)
Q_{ac}	Hidrolik akü debisi (lt/dak)
p_{ac0}	Hidrolik akünün ilk basıncı (bar)
V_{g0}	Hidrolik akü ilk gaz hacmi (m^3)
C_q	Hidrolik akışkan katsayısı
P_{ac}	Hidrolik akünün mevcut basıncı (bar)
A_B	Hidrolik eyleyici alt alanı (m^2)
P_B	Hidrolik eyleyici alt dönüş hat basıncı (bar)
V_B	Hidrolik eyleyici alt hacim (m^3)
C_{ep}	Hidrolik eyleyici dış sızıntı katsayısı [$(\text{m}^3/\text{sn})/(\text{N}/\text{m}^2)$]
V_{0B}	Hidrolik eyleyici geri hareket ilk hacmi (m^3)
C_{ip}	Hidrolik eyleyici iç sızıntı katsayısı [$(\text{m}^3/\text{sn})/(\text{N}/\text{m}^2)$]
V_{0A}	Hidrolik eyleyici ileri hareket ilk hacmi (m^3)
A_A	Hidrolik eyleyici üst alanı (m^2)
P_A	Hidrolik eyleyici üst besleme hat basıncı (bar)
V_A	Hidrolik eyleyici üst hacim (m^3)
X_P	Hidrolik eyleyici yer değiştirmesi (m)
β_e	Hidrolik sıvının bulk modülü (N/m^2)
J	Motor atalet momenti (kg/m^2)
R_i	Motor direnci (Ohm)
U_c	Motor giriş gerilimi (V)
L	Motor indüktansı (H)
K_c	Motor sürekli hızı (d/dak)
K_t	Motor sürekli torku (Nm)

T_e	Motor torku (Nm)
K	Politropik gaz üssü
D_p	Pompa deplasmanı (lt/dak)
K_{elp}	Pompa dış kaçak katsayısı
K_{ilp}	Pompa iç kaçak katsayısı
P_1	Pompa sağ yöne dönmesi sırasındaki basıncı (bar)
P_2	Pompa sol yöne dönmesi sırasındaki basıncı (bar)
M_t	Üst çene ve piston toplam ağırlığı (kg)
Q_{valf}	Valf hacimsel debisi (lt/dak)
A	Valf orifis alanı (m^2)
B_p	Viskoz sönümlenme katsayısı (N/(m/s))
F_p	Yük kuvveti (N)

Kısaltmalar Açıklama

CAD	Computer Aided Design/ Bilgisayar Destekli Tasarım
CNC	Computer Numerical Control/ Bilgisayarlı Nümerik Kontrol
DC	Direct Current/ Doğru Akım
EHA	Elektro Hidrolik Aktuatör
HE	Hidrolik Eyleyici
NDO	Nonlinear Disturbance Observer/ Doğrusal Olmayan Sapma İzleyicisi
PID	Proportional Integral Derivative/ Oransal İntegral Türev
RBFN	Radial Basis Function Neural Network/ Radyal Temel Fonksiyon Bağlantı Ağı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Abkant pres ön görünüm.....	18
Şekil 3.2. Abkant pres hidrolik güç birimi montajı.....	18
Şekil 3.3. Alt ve üst sac büküm kalıp örneği.....	19
Şekil 3.4. Abkant pres sac malzeme büküm örneği	19
Şekil 3.5. Hidrolik sistem ve alt bileşen şeması.....	20
Şekil 3.6. Hidrolik sistem ve alt bileşenlerin CAD görünümü	21
Şekil 3.7. Hidrolik sistemin Abkant pres üzerinde montajı yapılmış CAD görünümü...22	
Şekil 3.8. Abkant pres çalışma aşamaları	23
Şekil 3.9. Abkant pres geleneksel hidrolik devresi	24
Şekil 3.10. Üst çene aşağı yönde hareketini gösteren hidrolik devre.....	24
Şekil 3.11. Üst çene yavaşlamasını gösteren hidrolik devre.....	25
Şekil 3.12. Üst çene presleme işlemini gösteren hidrolik devre	26
Şekil 3.13. Üst çenenin geri yaylanmasını gösteren hidrolik devre.....	27
Şekil 3.14. Üst çenenin geri dönmesini gösteren hidrolik devre.....	27
Şekil 3.15. Sabit basınçlı valflerde enerji verimliliği ve enerji kayıpları(Çalışkan2008)..28	
Şekil 3.16. Öngörülen pompa denetimli hidrolik devre	30
Şekil 3.17. Üst çenenin yukarı pozisyonda bekleme durumunu gösteren hidrolik devre..31	
Şekil 3.18. Üst çenenin serbest düşmesi ve yavaşlamasını gösteren hidrolik devre.....	32
Şekil 3.19. Üst çenenin preslemeye başlamasını ve hidrolik akünün şarj olma durumunu gösteren hidrolik devre	33
Şekil 3.20. Üst çene presleme işlemini gösteren hidrolik devre	33
Şekil 3.21. Üst çenenin geri yaylanmasını gösteren hidrolik devre.....	34
Şekil 3.22. Üst çenenin yukarı yönde hareketini gösteren hidrolik devre	35
Şekil 3.23. Hidrolik eyleyici ve ana yön valfi şematik gösterimi	36
Şekil 3.24. Hidrolik eyleyici benzetim modeli.....	39
Şekil 3.25. Çift yönde dönebilen sabit debili pompa benzetim modeli	39
Şekil 3.26. Servo motor benzetim modeli.....	40
Şekil 3.27. Hidrolik akü benzetim modeli	40
Şekil 3.28. Pompa denetimli sistemin hidrolik devre tasarım modeli	41
Şekil 3.29. Pompa denetimli sistemin kontrol devre tasarım modeli.....	42
Şekil 3.30. Pompa denetimli sistemin çalışma esnasındaki simulasyon modeli.....	42
Şekil 3.31. Rexroth-SFA tip ön dolmuş valf özellikleri	44
Şekil 3.32. Voith IPVP 4-20 pompasının özellikleri	45
Şekil 3.33. Voith NG6-4/3 valf özellikleri	46
Şekil 3.34. Servo motor özellikleri	47
Şekil 3.35. Pompa denetimli sistemde seçilen bileşenlerin abkant preste kullanımı	48
Şekil 3.36. Abkan pres prototip modeli	49
Şekil 4.1. Sistem konum-zaman grafiği	51
Şekil 4.2. Sistem hız-zaman grafiği	51
Şekil 4.3. Sistem basınç-zaman grafiği.....	53
Şekil 4.4. Sistem debi-zaman grafiği	53
Şekil 4.5. Sistem güç-zaman grafiği	54
Şekil 4.6. ESA CNC operatör kullanım ara yüzü	55
Şekil 4.7. ESA CNC parametre giriş ara yüzü.....	55
Şekil 4.8. Prototip konum-zaman basınç ve debi grafiği	56

Şekil 4.9. Prototip konum-zaman hız ve akım grafiği	57
Şekil 4.10. Pompa denetimli ve geleneksel valfli sistemin büküm anı simülasyonu.....	58
Şekil 4.11. Büküm testlerinde yapılan ölçümler	59



ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Prototip çalışması için yapılan kabuller.....	43
Çizelge 3.2. Pompanın teknik özellik tablosu.....	45
Çizelge 4.1. Büküm test verileri.....	60
Çizelge 4.2. Otuz dakika büküm testi ölçüm sonuçları.....	60
Çizelge 4.3. Yüz çevrim büküm testi ölçüm sonuçları	61
Çizelge 4.4. Pompa denetimli sistem maliyet tablosu.....	62
Çizelge 4.5. Geleneksel valfli sistem maliyet tablosu	63



1. GİRİŞ

Hidrolik, genel anlamda basınçlı sıvılar ile gücün üretimi, kontrolü ve iletimi ile ilgili teknolojileri ifade etmek üzere kullanılır. Hidrolik sistemler esas olarak yüksek güç yoğunluğu, enerji depolama kabiliyeti, hassas, yumuşak ve kademesiz hareket kabiliyeti, aşırı yüklerle karşı güvenli, darbesiz, kuvvet ve torku sabit tutma kabiliyeti ve aynı zamanda kapalı ve korunmuş bir sistem olmasından dolayı endüstride yaygın olarak kullanılmaktadır.

İlk hidrolik sistemler 17. yüzyılın ortalarında Pascal sıkıştırılabilir bir sıvının üzerine uygulanan basıncın kabın şekili aynı kalmak koşulu ile tüm sıvı boyunca her yönde eşit şekilde iletilmesini keşfetmesi ve 100 yıl sonra Bernoulli'nin matematiksel olarak açıklamasından sonra, 1850 İngiliz Sanayi Devrimi ile sanayide kullanılmaya başlanmıştır. İlk olarak savunma sanayinde kullanılmıştır (Newman J. 2008).

1920'li yıllarda yağ hidroliği çeşitli makinelerde takımların kontrolü için kullanılmaya başlanmış farklı uygulama alanlarında geliştirilmiştir. 1946 yılında Mercier hidrolik aküyü bulmuştur (Mercier J. 1946). 1956 yılında ise Moog elektrohidrolik servo valfi icat ederek bilinen hidrolik devre elemanları kullanılmaya başlanmıştır (Moog W. C. 1956).

Hidrolik sistemler Akışkan Gücü İletimi genel adı altında anılmaktadırlar. Günümüzde, çoğu mühendislik alanında akışkan gücü iletimi, ağır tip endüstriyel presler, robotlar, ekskavatörler, malzeme taşıma sistemlerinde, inşaat, imalat ve benzeri alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yoğun kullanımın temel sebepleri aşağıdaki gibi özetlenebilir (Megep 2011, Habibi S.2000):

- * Düşük enerji girdisine karşılık yüksek enerji çıktısı elde edilebilir,
- * Bileşen hacimleri, ölçüleri küçüktür ve az yer kaplarlar,
- * Az bağlantı sayısı ve elemanı ile sistem oluşturulabilmesi,
- * Sistemin kumandası ve kullanılması kolaydır,
- * Hareket devam ederken hız artırılıp azaltılabilir,

- * Doğrusal, dairesel ve açısal hareketlerde istenildiği anda hareket ters yöne döndürülebilir. Ters tarafa hareket ettirmek için sistemin durmasına gerek yoktur,
- * Çok değişik hız değerlerini kademesiz olarak elde etmek mümkündür,
- * Sistemde kullanılan bileşenlerin ömürleri uzundur,
- * Çalışma esnasında yağlamaya gerek yoktur,
- * Bakım ve onarım çalışmaları kolaydır,
- * Hareketleri hassas ayarlamak mümkündür ve kontrolü kolaydır.

Bu sistemlerin avantajları olduğu gibi dezavantajları da mevcuttur. Dezavantajları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- * Meydana gelen yüksek basınçtan dolayı sızıntılar meydana gelmektedir. Bunun sonucu verimlilik düşer ve çevre kirlenir,
- * Sistemde kullanılan bileşen sayısı fazla ise arıza bulmak zorlaşır,
- * Montaj esnasındaki dikkatsizlik sonucu sistemde hava kabarcıkları oluşur ve verim düşer,
- * Kullanılan akışkan yanlış seçilirse devredeki bileşenler bozulabilir,

Hidrolik sistemlerde hidrolik eyleyicinin kontrolünde kullanılan valf sistemleri kontrol için delik alanlarının değiştirilmesi esasına göre çalışmaktadırlar. Bu esnada yağın miktarı ve debisi kontrol edilmektedir. Valflerin dinamik davranışlara rağmen alan kısılmalarından dolayı ısı kaybı olarak kayda değer bir enerji harcanmaktadır. Bu sistemlerde ısı yağ tarafından atılmaktadır.

Geçmiş dönemlerde güç elde etme sırasındaki enerji verimliliği günümüzdeki kadar önemli değildi. Günümüzde enerjinin elde edilme zorlukları ve maliyetlerinden dolayı sistemlerin enerji tasarruflu olması ve performans açısından yüksek değerlere ulaşılması beklentilerini gerekli kılmıştır.

Bu nedenle hidrolik sistemlerle ilgili konularındaki mühendislik çalışmalarında enerji verimliliği en dikkat edilen konuların ilk sırasında ele alınmaktadır. Çoğu standart ve ülke

bu konunun öneminden dolayı üretilen ve alınan teçhizatlarda kullanılan hidrolik sistemlerin enerji tasarrufu kriterlerine sahip olmasını zorunlu kılmıştır.

Valf denetimli sistemlerin alternatifi olabilecek çalışmalar, daha çok sistemin gereksiz yere enerji kaybına yol açan faktörlerin ortadan kaldırılması yönündeki çalışmalar şeklinde olduğu gözlenmektedir. Bu çalışmaların ilki valf teknolojilerinde gerçekleşmiş olan iyileştirmeler olmuştur. Fakat ne kadar hassas ve hızlı tepki veren valf çeşitleri geliştirilse de çalışma mantığının aynı kalmasından dolayı kayıplarda oluşan iyileşmeler istenilen düzeyde olmamıştır (Quan ve ark. 2014).

Geleneksel valf denetimli sistemlerde pompa asenkron motor tarafından 1500 d/dak ile döndürülmektedir. Bu işlem sürekli olarak tüm çalışma esansında devam etmektedir. Sistemde bulunan yağ, iletim hatları ve valflerin vasıtasıyla hidrolik eyleyiciye ulaştırılmaktadır. Hidrolik eyleyicinin pozisyonu ve hızı servo oransal valf üzerinde gerçekleşen ayarlamalar sonucunda istenilen pozisyon ve hız elde edilmektedir.

Bu işlem sırasında sistemde bulunan fazladan yağ miktarı basınç emniyet ve diğer basınç ayar valfleri yoluyla hidrolik tanka tahliye edilmektedir. Bu işlem sırasında oluşan ısı, yağ vasıtasıyla kayıp olarak sistemden havaya karışarak kayıp oluşmaktadır.

Bu sebeplerden dolayı sistemin ihtiyacı kadar yağ kullanımı amaçlanarak pompa kontrolü esaslı sistem çözümü ön görülmüştür. Bu sayede gerekli kadar yağ ve enerji gerekli aşamalarda ihtiyaç duyulan miktarda kullanılarak sistemin dinamik ve enerji verimli olması amaçlanmıştır.

Pompa denetimli sistemde basınç altında fazla miktarda yağın tahliyesi olmaması ve ihtiyaç duyulan yağ miktarının kullanılması esas kazanç olmaktadır. Aynı zamanda yağın ısınmasının azalması sayesinde viskozite değerinde değişimler azalmakta ve yağın kullanım ömrü uzamaktadır. İstenilen sonucun enerji verimliliği ve çevre kirliliğinin azalması yönünde çift taraflı fayda sağlanması amaçlanmaktadır.

Bu tez çalışmasında ısı kayıplarının çok düşük seviyede olduğu özelliklere sahip sistemin matematik modeli çıkartılmıştır. Bu matematik modelin ve çözüm olarak sunulan pompa denetimli sistemin AUTOMATION STUDIO/ Hydraulics alt modülünde benzetimi gerçekleştirilmiştir. Yapılan simülasyon ve analiz ile sistemin konumu, hızı, basıncı, tükettiği enerji ve anlık yağ miktarı bilgisi elde edilmiştir.

Yapılan çalışmanın anlaşılır olması için yaygın olarak kullanılan geleneksel yöntemle kıyaslanarak gerçekleşen faydanın anlaşılması amaçlanmıştır.

Elde edilen sonuçlara göre bileşenler seçilerek prototip oluşturulmuş ve gerçek zamanlı testler ile analiz sonuçları ayrıca kıyaslanmıştır.

Kullanım alanındaki çeşitlilikten dolayı yapılan çalışmanın farklı kullanım alanlarında bilgilendirici ve yol gösterici kaynak olabileceği düşünülmektedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Tez kapsamındaki kaynak araştırmasında, tez konusunun yeni bir konu ve kendi alanında özel olmasından dolayı hidrolik sistemlerin tamamını bir bütün olarak inceleyen ve hidrolik sistemlerin kontrol yöntemlerini kapsayan çalışmalar incelenmiştir.

Ayrıca hidrolik sistemleri oluşturan bileşenler ve tez konusunda çözüm olacak sistemde kullanılacak bileşenleri kapsayan çalışmalar da incelenmiştir.

Obut (1999) çalışmasında mevcut sistemlerde iş yapmak için kullanılan gücün elde edilen iş ile eşleşmemesinden dolayı değişken debili pompa uygulamasının nasıl sisteme entegre edileceği ile ilgili çalışmayı gerçekleştirmiştir. Valf denetimli sistemlerde hız ayarı yapmak için kullanılan valfler sebebiyle enerji kayıplarının olduğu anlaşılmıştır. Enerji kaybının sebebi olarak çekilen fazladan güç ve sistemde oluşan ısınmayı gidermek için kullanılan soğutma gücü olarak açıklanmıştır. Sistemde bir kararsızlık olmaması için valflerde Delta-P olarak tanımlanan ön basıncın sağlandıkça sistemin kararlı bir şekilde çalıştığı gözlenmiştir. Çalışmanın sonuçlarından büyük basınç değişimlerinin olduğu ve farklı debilere ihtiyaç duyulan sistemlerde yük duyarlı değişken debili pompa, basınç değişimlerinin sınırlı olduğu ve farklı debilere ihtiyaç duyulan durumlarda ise değişken debili basınca duyarlı pompa önerilmiştir.

Habibi ve ark. (2000) çalışmasında elektro hidrolik eyleyicinin tanımlamasını, alt bileşenlerini ve standart valf sistemlerine göre avantajlarını açıkladıkları EHA tasarlamışlardır. Yapılmış olan EHA' da elektrik motoru, çift yönlü değişken debili pompa, simetrik eyleyici, basınç ve konum sensörleri ve yağ filtresi kullanılmıştır. Kapalı döngü olarak tasarlanan sistem kompakt bir tasarıma sahip olduğu için fazla yer kaplamayan ve 100 kN kuvvet elde edilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu çalışmadaki dezavantaj yatay düzlemde çalışma ve simetrik eyleyicinin kullanılmasıdır. Pompanın yönünü değiştirerek hareket ettirilmek istenen kütlelerin hareket yönü değiştirildiği dinamik çalışmaya sahip EHA tasarlanmıştır.

Gülcü (2002) hidrolik akülerle ilgili çalışmasında, mevcut sistemlerde akü kapasitesinin hesaplanması, kullanım yerleri, hidrolik devrelerde nasıl kullanılması gerektiği ile ilgili detaylı bir çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada hidrolik sistemlerde kullanılan bileşenlerin arızalanması durumunda, sistemin çalışmaya devam etmesi veya akışkan kaybına bağlı oluşan şok darbelerinin önlenmesi için kullanım koşulları belirtilmiştir. Akü için matematiksel denklemler ve hesaplamalar ile hidrolik devre tasarımı detaylı olarak açıklanmıştır.

Shang (2004) yılında enerji verimli hidrolik devrenin performansının artırılmasıyla ilgili tez çalışmasında valf denetimli sistemlere göre verimliliği daha yüksek olan pompa kontrollü bir hidrolik devre kullanmıştır. Çalışma kapsamında doğrusal olmayan PID denetleyici tasarlanarak sistemin kararlı olarak çalışması sağlanmıştır. Bu tezde önerilen çözümde basınca bağlı sızıntıların önlenmesi için bypass modeli önerilmiştir. Bypass modelinde sisteme ilave edilen hız sensörü ve debi algılayıcı valf ile birlikte çalışan hidrolik motor sayesinde, sistemde pompanın dönme hızını aşmasının % 50 oranında azaltılarak akış dalgalanmalarının önlenildiği sonucu elde edilmiştir.

Gao ve ark. (2005) EHA'ların önemli alt bileşenlerinden olan değişken deplasmanlı pompanın deplasman değişimini sağlayan hidrolik uyarı sistemini incelemiştir. Hareket birimi olan DC servo motor tahrikli sistem geliştirilmiş, yapılan çalışmada sistemde debi ve basınç kaybı olmadan kararlı çalışma sağlanmıştır. Pompa iç dinamik çalışmasında dönme plakasına ayar mekanizmasının daha iyi entegre olduğu gözlemlenmiştir.

Haydim (2006) yılında elektro hidrolik servo sistemin dinamik modeli ve kullanılan servo valf, hidrolik eyleyici, pompa ve diğer sistem bileşenlerinin performans karakteristikleri hesaba katılarak bulanık mantık yaklaşımı ile konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bulanık mantık kontrolü ile PID denetleyicili sistem kıyaslanarak sonuçlar değerlendirilmiş ve bulanık mantık yaklaşımında sapmaların daha az olduğu belirlenmiştir.

Kang ve ark. (2008) EHA için doğrusal olmayan kontrol sistemi tasarlayarak oluşabilecek sapmaların önleneyeceği sistem çalışması gerçekleştirmişlerdir. Tasarlanan sistem kapalı döngü mantığıyla değişken deplasmanlı pompa ve hidrolik akünün kullanıldığı devre üzerinde gerçekleştirilmiştir. Çalışma hidrolik eyleyicinin konumuna göre gelen geri beslemeye dayanmaktadır. Tasarlanan denetleyiciler, tek kademe ve basamaklı PID denetleyici yöntemi olarak uygulanmıştır. Tek kademede oluşan salınımlar ancak basamaklı PID ile giderilebilmiştir. Çalışma ile merkezi sisteme bağlı olmayan kompakt ve bağımsız bir sistem tasarlanmıştır.

Çalışkan ve ark. (2008) değişken devirli pompa ile servo hidrolik sistemin konum kontrolü çalışmasını gerçekleştirmişlerdir. Yaygın olarak kullanılan valf kontrollü sistemler incelenerek mevcut sistemlerin enerji kayıplarının sebepleri tespit edilmiştir. Valf kontrollü sistemlerde basınç valfinde % 42,3, oransal yön valfinde % 19,2 oranında kayıp olduğu, bunlardan dolayı sisteme verilen gücün en fazla % 38,5'lik kısmının kullanıldığını tespit etmişlerdir. Alternatif olarak pompa kontrollü hidrolik devre önerilerek, sistemin gerek duyduğu enerji miktarı ihtiyaç duyulan zamanlarda sisteme pompa tarafından sağlanarak enerji tasarrufu sağlanması amaçlanmıştır. Sistemde kullanılan pompanın dört mod çalışma özelliğinin olmasından dolayı, pompanın motor modunda çalışma sırasında hidrolik akü yardımıyla sisteme enerji depolanmasını sağladığı görülmüştür. Çalışmada ısı kaybının azaldığı ve valf kontrollü sistemler kadar hassas konum kontrolünün yapılabildiği görülmüştür.

Çelikayar (2008) servo tahrikli pompa kontrol sistemleri ve enerji tasarrufu çalışmasını gerçekleştirmiştir. Ülkelerde tüketilen enerjinin %50 oranında elektrik motorları tarafından tüketilmesinden dolayı bu çalışmayı gerçekleştirmiştir. Çalışmasında servo motor tahrikli sistemin enerji tasarruf miktarını deneysel olarak sonuçlandırmıştır. Tasarlanan sistemde servo motor ve sabit deplasmanlı pistonlu hidrolik pompa kullanmıştır. Tasarlanan sistem plastik enjeksiyon makinesinde uygulanarak deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlara göre 0,025 saniyede sistem istenilen basınca ulaşmakta ve sistemde % 0,3' ün altında basınç değişimi sağlanmaktadır. Mevcut sisteme göre % 25 enerji tasarrufu elde edilmiştir. Ses olarak normal çalışma sırasında 65

desibelin altında değerler elde edilmiştir. Sonuç olarak servo motor tahrikli dinamik, valf kontrollü sistemler kadar hassas ve enerji tasarruflu sistem tasarlanmıştır.

Çalışkan (2009) tez çalışmasında değişken devirli pompa ve valf denetimli sistemlerin modellenmesi ve deneysel değerlendirmesi ile ilgili olarak çalışmıştır. Bu tez çalışmasında hidrolik sistemde yaygın olarak kullanılan valf denetimli sistemlerin modellenmesi ve sabit deplasmanlı pompa kullanılarak tasarlanmıştır. Sistemin alışması hidrolik yağ pompa ile enerjilendirilerek oransal valflerin yardımıyla hidrolik eyleyicinin hareket ettirilmesi sağlanmış ve sistemde % 61,5 enerji kaybı olduğu belirlenmiştir. Enerji kaybının çoğunun sisteme sürekli akış sağlayan pompa ve akışın kontrolünü sağlayan yn valfleri ve basınç valflerinden kaynaklandığı anlaşılmıştır. Değişken deplasmanlı ve dört mod olarak çalışma özelliği olan, pompa-motor-pompa-motor modları arasında geçiş yapabilen Bucher marka pompa kullanılarak sistem modellemesi gerçekleştirilmiştir. Bu sayede sistem konum geri beslemesine göre pompa debisini ayarlayarak ihtiyaç duyulan kadar enerjilendirilmiş yağ sisteme sürülerek ısı kayıpları nlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre önerilen zmde ve deney düzeneğinde, motorun düşük devirlerde pompanın reaksiyonunda oluşan yağın sıkışmasından kaynaklı sızıntılardan dolayı ufak sapmalar olduğu gözlenmiştir. İstenilen konum denetimi iki modelde de benzer olmuştur. Önerilen zmde motor modunda sistemde oluşan enerjilendirilmiş yağ hidrolik ak ile depolanarak sisteme tekrar verilmesiyle kararsızlığın giderildiği anlaşılmıştır.

Çalışkan ve ark. (2011) yılında yaptıkları çalışmada tek milli eyleyicinin valf ve pompa denetiminin teorik olarak karşılaştırmasını gerçekleştirmişlerdir. Düşük frekanslı tahriklerde hidrolik eyleyicinin piston st alanı ve piston milinin olduğu karşıt alanı arasında oluşan basınç değişim oranının, alan farkı oranı ve sızıntılarla ilişkili olduğu grlmştir. Yüksek frekanslı uygulamalarda ise basınç oranının eyleyicinin hacimlerine ve dolaylı olarak konuma bağlı olduğu anlaşılmıştır. Bu alışma ile valf kazançları ve pompa deplasmanı kıyaslandığında, pompa denetimli sistem ile valf denetimli sistemin benzer sonuçlar elde edildiği ve pompa kontrollü sistemlerin yapılabileceği anlaşılmıştır.

Topçu ve ark. (2011) servo valf kumandalı elektro hidrolik bir konum denetim sisteminin karşı yüklü ve yüksüz durumda dinamik etkisinin incelenmesi çalışmasını gerçekleştirmişlerdir. Deney düzeneği eyleyici, konum algılayıcı, servo valf ve karşı yük elemanı yay kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Benzetim MATLAB/ Simulink/ SimHydraulics kullanılarak tasarlanmıştır. Yapılan çalışmada sistemin yüksüz ve karşı yükün olduğu durumda, kazanç değerlerinin artmasıyla sistem cevap hızının arttığı gözlenmiştir. Uygulanan kazanç değerlerinde yüksüz durumda kalıcı durum hatası oluşmamıştır. Yüklü duruma geçildiğinde ise aynı değerleri için kalıcı durum hatası oluşmuştur. İlk olarak kazanç değerleri artırılmış fakat hata değeri azalmamıştır. Besleme basınç değeri yükseltilerek elde edilen daha fazla kuvvet sonucu kalıcı durum hatasının azaldığı gözlemlenmiştir.

Kocabıçak ve ark. (2011) yılında plastik enjeksiyon makinasının hidrolik sisteminde değişken hız denetimli motor kullanımının enerji verimine olan katkısının kuramsal incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın ilk aşamasında sabit debili pompa ile çalışan sistem incelenerek güç-zaman grafiği elde edilmiştir. İkinci aşamada ise yüksek verime sahip pompa ve değişken devirli motor kullanılarak analiz yapılmış, iki sistem karşılaştırılmıştır. İlk sistemde sabit devirde ve sürekli dönerek enerjilenmiş olan hidrolik yağ sürekli sistemde devir daim olmaktadır. İhtiyaç olmaması halinde de hidrolik tanka yönlendirilerek enerji kaybına yol açtığı gözlenmiştir. Önerilen değişken devirli motor sisteminde ise sistemin ihtiyacı kadar yağ miktarı motor devri ve pompa ile ayarlanarak sisteme kullanılmış ve enerji kayıpları önlenmiştir. Sonuçlar değerlendirildiğinde ilk sistemin verimi % 22, önerilen değişken devirli motor pompa uygulamasının verimi % 70 olarak hesaplanmıştır. Bu teorik sonuçlardan pompa debisi motor devri değiştirilerek ayarlanan sistemlerde önemli oranda enerji tasarrufu sağlanabileceği görülmüştür.

Demirkesen (2013) yılında hidrolik sistemlerin abkant presler' deki uygulamasının simülasyonu çalışmasını gerçekleştirmiştir. Abkant pres hidrolik sistemi üzerine yapılmış olan ilk çalışmada hidrolik sistem ve alt birimlerinin benzetim modeli MATLAB/Simscape ve alt kütüphaneleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Abkant presin güç birimi yaygın kullanıma sahip valf denetimli ve paletli pompa kullanılmasıyla tasarlanmıştır. Yapılan teorik çalışmada basınç telafili pompa kullanılması halinde % 28,5

oranında enerji tasarrufu sağlanabileceği görülmüştür. Bu çalışma gelecek zamanda yapılacak geliştirmeler için temel çalışmalardan biri olmuştur.

Samtaş ve Korucu (2013) hidrolik servo sistemlerin kontrol ve modellemesi çalışmasında hidrolik servo valfler detaylı olarak anlatılarak kontrol yöntemleri ve matematiksel modellemelerine değinilmiştir. Hidrolik sistemlerin önemli kısmında kullanılan servo valflerin avantaj ve dezavantajları belirtilmiştir.

Akova ve ark. (2013) yılında elektrohidrolik abkant pres benzetim ve modellemesi çalışmasını gerçekleştirmişlerdir. Alanında yapılan ilk özel çalışma olmuştur. Bu çalışmada MATLAB/Simulink ile birlikte SimHydraulics ve SimMechanics kütüphaneleri kullanılarak hem hidrolik devre hem de mekanik modelleme gerçekleştirilmiştir. Temel çözüm dört mod olarak çalışabilen değişken deplasmanlı pompa üzerine kurgulanmıştır. Sistem konum geri beslemesinden alınan veriye göre pompa devri ayarlanarak konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçlarından hidrolik olarak gerçek zamanlı veriler ile modelleme verilerinin yakın olduğu gözlenmiştir. Sistem oluşan ufak ırsamaların sebebi olarak mekanik sürtünmelerin olduğu anlaşılmıştır.

Quan ve ark. (2014) hidrolik silindirin direkt pompa ile kontrolü ve enerji verimliliği çalışmasını mevcut sistemlerdeki kayıpları dikkate alarak gerçekleştirmişlerdir. Sistemde dört mod olarak çalışabilen değişken deplasmanlı pompa kullanılmıştır. Bu çalışma teorik olarak gerçekleştirilmiş ve değişken deplasmanlı pompada kontrol zorluklarından bahsedilmiştir. Yapılan çalışmada pompanın motor modunda çalışabilmesinden dolayı sistem için enerji geri kazanımına ve enerji tüketimi konusunda olumlu sonuçlar verdiği gözlenmiştir. Pompa kontrollü sistemler için örnek hidrolik devreler önerilmiştir.

Çalışkan ve ark. (2014) tek pompa denetimli asimetric hidroelektrik eyleyici sistemin incelenmesi çalışmasında, tek pompa sistemi için açık konumlu valf önerisinde bulunmuşlardır. Örnek hidrolik şema önerilmiş ve sistemdeki hidrolik eyleyici alan farkının giderilmesi için hidrolik akü önerilmiştir. Akü hidrolik devrede besleme ve dönüş hatlarına bağlanmıştır. Hidrolik eyleyicinin konumunu valfin konumu belirlemektedir.

Valf konumuna göre sistemin kararlı ve basınç ihtiyacının olduğu konumlar belirlenerek, gerçekte pompanın hız ve tork kontrolüyle kararlılığın sağlanabildiği anlaşılmıştır.

Altare ve Vacca (2015) yılında kompakt EHA için yenilikçi bir çözüm sunmuşlardır. Çözüm harici küçük deplasmanlı dişli bir pompa kullanılarak, enerji tüketimi olmadan yük tutmayı sağlayan ve sistem basıncını buna göre ayarlayabilen bir güç kaynağı sistemine dayanmaktadır. Herhangi bir hidrolik enerji depolama alanı ve ekstra elektrik enerjisi kullanmaya gerek kalmayan çözümlerin gelecekteki kullanımına dikkat çekmektedir.

Detiçek ve ark. (2016) yılında yapılan çalışmada lineer olmayan pozisyona sahip elektro hidrolik servo sistem için kontrol tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Sistemde hidrolik yağın sıkışabilirliği ve sızıntılardan kaynaklı aynı zamanda valf orifislerindeki doğrusal olmayan akışların sistemin dinamik çalışmasını olumsuz etkilediği anlaşılmıştır. Sistem denetleyicisi tasarlanırken Lyapunov kararlılık teorisine göre tasarlanmış ve geri bildirimler doğrusallaştırılarak çok küçük sinüzoidal referans girişlerindeki salınımları takip ederek sistemin hızlı bir şekilde sifıra yaklaştığı anlaşılmıştır. Bu çalışma sonucu ile nihai takip doğruluğu olan kontrol cihazı tasarlanabilmiştir.

Samakwong ve Assawinchaichote (2016) servo valf sistemleri için PID denetleyici tasarlarken optimizasyon için genetik algoritma yaklaşımını geliştirmişlerdir. Bu çalışma ile ideal çalışma koşullarına daha hızlı yaklaşıldığı gözlenmiştir. Denetleyicideki bu optimizasyon yönteminin sistem kararlılığını artırdığı bulgusu elde edilmiştir.

Navatha ve ark. (2016) EHA' nın dinamik olarak analizini gerçekleştirmişlerdir. Sistemde çift yönlü dönebilen sabit deplasmanlı pompa kullanılmıştır. Sistem kontrolü için PID kullanılmış ve düzeltmeler için Zeigler-Nichols metodu kullanılmıştır. Kısa aralıklarla verilen düzeltmelerin sistemin kararlılığını artırdığı gözlenmiştir.

Deng (2016) yılında gerçekleştirdiği çalışmasında enerji tasarrufu için hidrolik şema önermiştir. Önerilen şemada tek motora çift taraflı pompa bağlanmıştır. Aynı zamanda sistemde ters yönlü çalışma sağlanarak dönüş hattında hidrolik motor modunda

çalıştırılan pompa ile sisteme, besleme hattında tekrar kullanılacak enerji kazandırılmak amaçlanmıştır. Bu çalışmada AMESIM programında teorik olarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre motor giriş gücünün 100,9 kW' dan 92 kW, motor çıkış torku da 227 Nm' den 14,8 Nm' ye değiştiği gözlenmiştir. Test sonuçlarına göre % 93 enerji verimliliği ve hacimsel olarak % 67 verim artışı elde edilmiştir. Bu değerler teorik olup gerçek prototip çalışması sistemin geleceği için önemlidir.

Karabulut (2016) yılında hidrolik valfsiz kontrol tahrik sistemi tez çalışmasını gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada valf kontrollü sistemlerin verimsiz olmasından dolayı bu tez önerisinde bulunmuştur. Sistem tasarımında değişken deplasmanlı aynı zamanda pompa motor modunda çalışabilen özel pompa kullanılmıştır. Sistemde hacim farkı olmaması için çift etkili simetrik eyleyici kullanılmıştır. Bu eyleyiciler kapalı çevrim sistemlerde oldukça avantajlı olmaktadır. Yapılan çalışmada yaygın kullanıma sahip valf denetimli sistemler ile benzer sonuçlar elde edilmiştir. Önerilen çözüm açık ve kapalı çevrim olarak tekrarlanmış ve dış yük uygulanarak mevcut sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu çözümde sadece geçiş bölgelerinde sistemin ters döngü ve pompanın mod değişiminde yağın yapısından kaynaklı sızıntılar olduğu anlaşılmıştır. Sürtünmelerin de sebep olduğu sapmalar ihmal edilebilecek değerlerde olduğu anlaşılmıştır.

Topçu (2017) yılında elektro hidrolik sistemin bilgisayar tabanlı kontrol ve simülasyon çalışmasını gerçekleştirmiştir. Bu çalışma modelleme, denetleyici tasarımı, simülasyon ve deneysel çalışmalar olmak üzere dört aşamadan oluşmaktadır. Bu çalışmada bilgisayar tabanlı denetleyici seçilerek, öğrenci ve araştırmacıların elektrohidrolik sistemin kontrolünün kolay anlaşılması amaçlanmıştır. Çalışmada sistemin matematik modeli tanımlanarak, MATLAB/Simulink ve Simscape/Simhydraulics alt kütüphaneleri kullanılarak simülasyonu gerçekleştirilmiştir. PID denetleyici tasarımı gerçekleştirilerek, bulanık mantık denetleyicisi yaklaşımı ve Ziegler-Nichols yöntemi ile gerekli kazançlar ayarlanarak simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve incelenmiştir. Ayrıca deneysel çalışmalar sonuçlandırılarak her iki çalışmanın da hem teorik hem de deneysel çalışmadan elde edilen frekans ve zaman eğrileri değerlendirilmiştir. Bu çalışmada kullanılan yöntemler birinci dereceden aşırı yüklenmiş sistemler için en iyi yöntemlerdir. Yüklü ve yüksüz

olarak gerçekleştirilen çalışmada, sistem denetiminde kullanılan yöntemlerin ve yaklaşımların, deneysel ve teorik olarak elde edilen grafikler incelendiğinde sonuçların birbirine yakın olmasından dolayı bu tip endüstriyel sistemler için ileriki çalışmalarda bu yöntemlerin yol gösterici olabileceği anlaşılmıştır.

Li ve ark. (2017) hidrolik pres için çift eyleyicili enerji tasarruflu sistem analizi çalışmasını gerçekleştirmişlerdir. Birçok endüstride kullanılan hidrolik şekillendirme ekipmanlarının enerji tüketimi ve düşük enerji verimliliğinden kaynaklı olumsuzlukları çözümü olarak iki eyleyicili sistem önermişlerdir. Bu çalışmada eyleyicinin birinin dönüş hattı ikinci eyleyicinin besleme hattına senkronize olacak şekilde arada enerji tasarrufu mekanizmalarının kullanıldığı sistem modellemiştir. Çözüm olarak önerilen sistem için detaylı bir şekilde enerji tasarrufu için pres çalışma döngüsü ve bu esnada konumları incelenerek kullanılan bu yöntem belirlenmiştir. Pres çalışmasındaki konumlar koç olarak adlandırılan tablanın yukarı pozisyonda beklemesi, hızlı iniş, presleme işlemi, form verme, hızlı geri dönüş ve yukarıda yeni işlem için pozisyon bekleme olduğu gözlenmiştir. Tüm aşamalarda hidrolik sistem davranışları detaylı incelenmiştir. Çalışmalarda ilk olarak daha fazla yük elde etmek amaçlanarak gelen geri beslemeye göre değişken frekanslı motor kullanılarak hacim kontrollü çalışma önerilmiştir. İkinci olarak kullanılmayan enerjinin depolanabileceği ve sonradan sisteme geri verilmesini öngören yöntem önerilmiştir. Hidrolik akünün kullanıldığı bu çözüm yönteminde hareketin konum kontrolü zorlaşmaktadır. Bu nedenle mevcut çalışmaların adaptif kontrol yaklaşımıyla, basınç kontrolü ve yük değişimini takip yöntemine odaklandıkları görülmüştür. Bu çalışmalarda kullanılan özel motor ve depolama birimi maliyetleri çözümün ticarileşmesinin önündeki en büyük engellerdir. Bu dezavantajlardan dolayı çift eyleyicili enerji verimli sistem önerilmiştir. Dolaylı olarak bir hidrolik sistemi paylaşan iki hidrolik pres önerilmiştir. Sistemin çalışma prensibinde ilk eyleyicinin dönüş hattı ikinci eyleyicinin besleme hattına bağlanmış, alan farklarının giderilmesi için basınca duyarlı pompa ilave edilmiştir. Akış yönlerinin düzenlenmesi için ters yönlü valfler kullanılarak sisteme paylaştırılan sıvı ile dengeli ve kontrollü çalışma elde edilmiştir. Çalışmanın deneysel sonuçları analiz edildiğinde % 20,61 enerji tasarrufu ve % 26,09 proseslerin gerçekleşme zamanındaki iyileşmelerden kaynaklı verimlilik artışı sağlanmıştır.

Liang ve ark. (2017) EHA' nın değişken deplasmanlı pompa modellemesini gerçekleştirmişlerdir. Frekans cevaplarına göre MATLAB ile yapılan simülasyonda PID denetleyici sayesinde sistemin hata vermesi önlenmiş ve % 7 değerinde kontrol iyileşmesi gözlenmiştir. PID sayesinde doğrusal olmayan harekette düzeltme gerçekleşmiştir. Çalışmadaki en önemli tespit sistemdeki enerji sarfiyatı için basınç düşürülmüştür. Bu durumda sistemden elde edilen kuvvet azalmıştır. Pompa modellenli sistemde iç sızıntıların azaltılabileceği anlaşılmıştır.

Fu ve ark. (2018) elektro hidrostatik sistem için konum esaslı empedans kontrollü tasarım ve performans çalışması gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada (Kang ve Ark. 2008) 'de yapılan çalışmasına benzer bir model gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmadaki farklılık sabit deplasmanlı ve çift yönde dönebilen pompa kullanılarak yapılmış olmasıdır. Geri besleme olarak deneysel frekans tepkisi kullanılmıştır. Çevresel etkilere rağmen tüm çevrim boyunca sistemin kararlı olduğu gözlenmiştir. Sonuç olarak 0,08 mm hassasiyette konum kontrolü yapılabilmştir. Bu çalışmada sabit deplasmanlı bir pompanın kullanılmasıyla ekstra değişkenli parametreye ihtiyaç kalmadığı, tam tersine sistemin basit ve kontrolü kolaylaştırdığı gözlenmiştir.

Filo ve ark. (2018) hidrolik eyleyici hareketinde geri dönüş hattından sıvı akışını özel bir valf kanalı ile besleme hattına vererek eyleyicinin hızının artırılmasını gerçekleştirmişlerdir. Çözüm için iki yöntem çalışmışlardır. Daha sonra yöntemin birini seçerek çalışmayı bu yöntem üzerinden gerçekleştirmişlerdir. Vazgeçilen çözüm değişken deplasmanlı pompanın sensörler, dönüştürücüler ve dijital denetleyicili oransal valflerin kullanımına dayanmaktadır. Tercih edilen diğer yöntemde, dijital denetleyici sayesinde kontrol edilen valf konfigürasyonlu çözüm kullanılmasıdır. Bu sistemde kontrol valfinde yük ve basıncı dengeleme özelliğine sahip dorudan orantılı bir akış kontrol sistemi uygulanmıştır. Sistem çalışması esnasında dönüş hattı akışkanı hidrolik tank yerine besleme hattına yönlendirilerek, eyleyicinin hızında iki katına kadar artış elde edilmiştir. Önerilen çözümde verimli pompa vb. ekipman kullanılmadan sistem hızı artırılmıştır. Dolaylı olarak enerji ihtiyacı artmadan bu sağlanabilmiştir.

Li ve ark. (2018) değişken deplasmanlı ve basınç ayarlı pompa ile çift etkili eyleyicinin DC motor enerji tasarrufu çalışmasını gerçekleştirmişlerdir. EHA çalışmasında enerji verimliliğini artırmak ve sistemin güç dengesini sağlayacak çözüm modellenmiştir. Enerji tüketimini azaltmak için doğrudan basınç duyarlı ve değişken deplasmanlı pompa kullanılmıştır. Ayrıca yüksek çalışma dinamiğine sahip DC motor, oransal yön valfi, basınç düşürücü hidrolik tahrikli valf, hidrolik akü ve basınç emniyet valfleri kullanılmıştır. Motorun çıkışındaki yüksek değerdeki tork elde edilmek istenen büyük hidrolik kuvvetin sağlanmasından sonra küçük tork çıkışına dönüştürülmektedir. Bu esnada sistemin dinamik performansının düşmemesi için basınca duyarlı pompa kullanılmıştır. Eyleyicinin çıkış basıncına göre değişken deplasmanlı pompanın açısı ayarlanarak akış düzenlenmektedir. DC motorlar dinamik yapıya sahiptir fakat ilk çalışmada yüksek akım çekerler ve ideal hıza ulaşıncaya düşük akımda yük olmadan çalışırlar. Bu sistemde yük motor ve değişken deplasmanlı pompa üzerinde güçlü bir etkiye sahiptir. Büyük yük değeri pompanın küçük deplasman ve yüksek hızda çalışmasını sağlar. Çalışma koşulları motorun akımını etkili bir şekilde azaltabilir. Bu sayede motorun enerji tüketimi önemli ölçüde azalmaktadır. EHA performansı simülasyon üzerinde teorik olarak gerçekleştirilmiş, prototip ve deneysel çalışma yapılmamıştır.

Lyu ve ark. (2019) yapılan çalışmada basit yapısından ve kolay uygulanabilirliğinden dolayı sık kullanıma sahip valf kontrollü sistemleri incelemişlerdir. Fakat sistemde ihtiyaç fazlası yağ miktarından dolayı enerji kayıpları belirlenmiş ve çözüm olarak bu çalışma önerilmiştir. Direkt pompa kontrollü sistemlerin tepki sürelerinin yavaş olmasından ve kontrolünün değişik parametrelerle zor sağlanabilmesinden dolayı, izlenebilirliği ve kontrolü kolay olan valf sistemi birleştirilerek çözüm önerilmiştir. Değişken deplasmanlı pompa ve valf sistemi kullanılmıştır. Pompa ile oluşan gecikmeler valfler ile telafi edilerek enerji verimli sistem oluşturulmuştur. Bu çalışmada basınç azalması sayesinde enerji tasarruf oranının artışı gözlenmiştir. Sistemde % 35-47 arasında enerji tasarrufu gözlenmiştir. Sistemde yön valfi olarak yüksek hassasiyete sahip Rexroth WREE valfi kullanılmıştır. Hassasiyeti yüksek fakat bu hassasiyeti sağlamak için valf geçiş yollarındaki kısılmalardan dolayı oluşan ısınmaların fazla ve dolayısıyla enerji kaybı oranı yüksek olan bir valftir.

Noskieviç ve ark. (2019) yılında kendinden uyarılı salınımlar kullanarak doğrusal hidrolik eyleyici tanımlama çalışmasını gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada kapalı çevrim sistem modellemesi gerçekleştirilerek, silindirin doğal frekansına göre daha hassas frekansa sahip hidrolik sistem kullanılması halinde daha hassas kontrol ve pozisyon elde edilmiştir. Kontrolün hassasiyetinin anca eyleyicinin kontrolünün hassas olmasıyla mümkün olduğu doğrulanmıştır.

Li M. ve ark. (2019) EHA' nın yüksek hızlı izleme performansı ve enerji tüketimini azaltmak için paralel kontrol tasarımını gerçekleştirmişlerdir. Sistem değişken deplasmanlı pompa ve servo valf kullanılarak fiziksel modeli oluşturulmuştur. Pompada oluşan dengesizlikler ve sistemdeki kaçalardan oluşan dengesizliği telafi etmek için servo valf ve kapalı döngü doğruluğu artırmak için kullanılmıştır. Tekrarlayan işlemlerde yük kuvvetini dengelemede hız ve döngüsündeki parametrelerin telafisi için RBFNN olarak adlandırılan radyal temelli fonksiyon ve sinir ağı NDO lineer olmayan bozukluk izleme filtrelemesi kullanılarak oluşan hatalar düzeltilmiştir. Sistemde başarılı iç döngü ve kayıpların azaltıldığı gözlenmiştir. Bu çalışmada valflerin tek başına sistemdeki kayıpları önleyemediği ve düzeltmeler ile sistemde iyileştirmeler gerektiği anlaşılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Hidrolik eyleyicili bir sistemin tasarımı gerçekleştirilirken yapılan kaynak araştırması sırasında incelenen pek çok çalışmada, değişken deplasmanlı pompaya sahip aynı zamanda hidrolik motor olarak da çalışabilen pompa çeşitlerinin hassas kontrole sahip oransal valflerle desteklendiği ve alan farkı olmayan simetrik hidrolik eyleyici tercih edildiği tespit edilmiştir. Bu bilgilerden faydalanarak bu çalışmada sunulan çözümde çift yönde dönebilen sabit deplasmanlı hidrolik pompa, oransal olmayan yön valfi, asimetrik hidrolik eyleyici, hidrolik akü ve tamamlayıcı valfler kullanılmıştır.

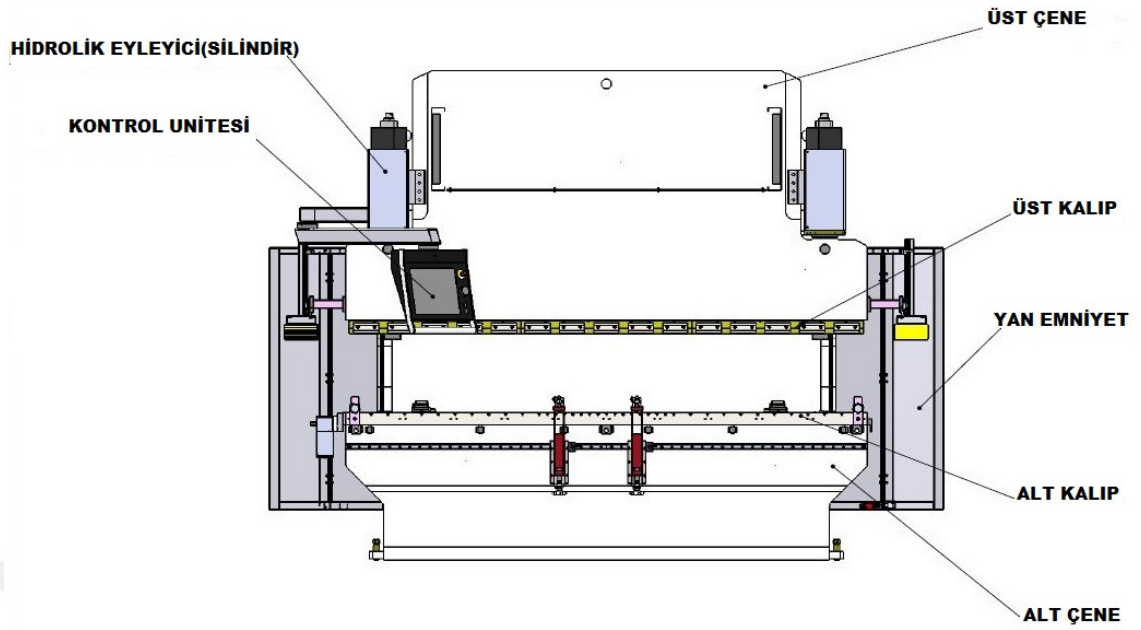
Tez konusu hidrolik eyleyici kullanım alanlarından biri olan abkant pres üzerinde kullanılarak kapsamlı bir çalışma olması amaçlanmıştır. Abkant pres makineleri günlük hayatta ve sanayide kullanılan sac ve kompozit malzemelerin şekillendirme işlemleri için kullanılmaktadır. Bu çalışmanın faydasının anlaşılması için standart üreticilerin sunmuş olduğu geleneksel valfli sistem ile bu sistemin çözümü olarak sunulan değişken hızlı pompa denetimli sistemin tanımlamaları bu kısımda kapsamlı bir şekilde gerçekleştirilmiştir.

Tasarım doğrulama aşamasında sistem ana elemanların kullanıldığı basitleştirilmiş alt sistemler halinde modellenmiş ve AUTOMATION STUDIO programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan sistemin hesaplamaları ve boyutlandırılması sonrasında prototip çalışması yapılarak yük altında testleri gerçekleştirilmiştir.

Bu kısımda elde edilen teorik bulgular ve deneysel olarak elde edilen sonuçların tamamı ‘‘Bulgular ve Sonuçlar’’ kısmında karşılaştırılmıştır.

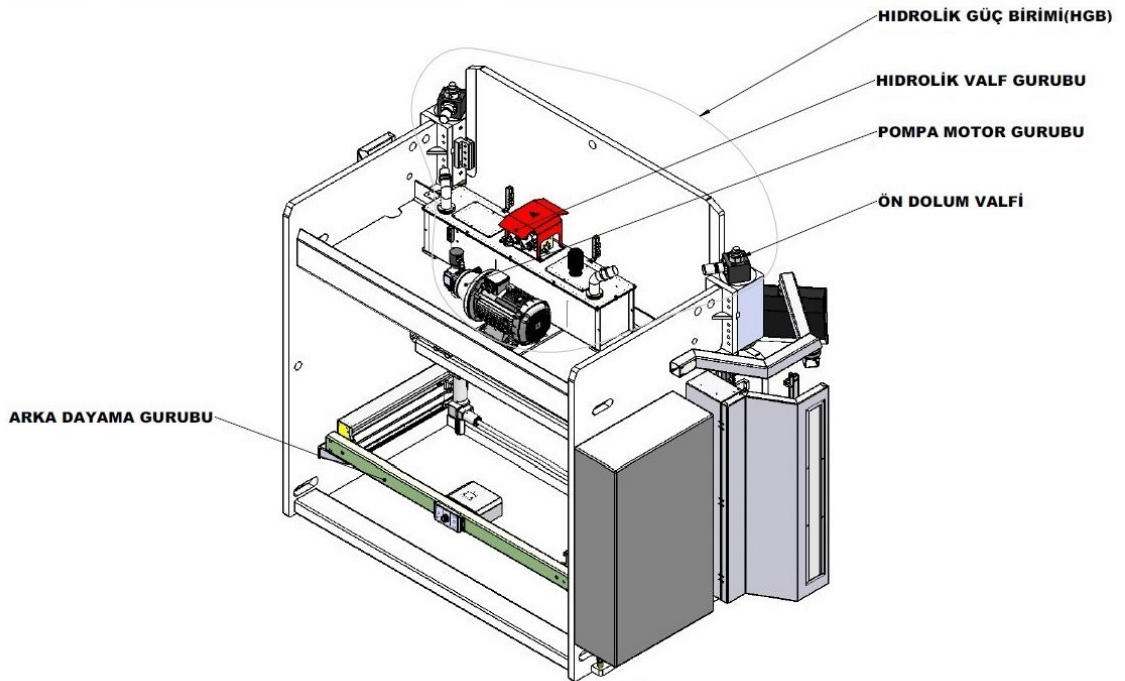
3.1 Abkant Pres Tanımı

Abkant presler sac ve kompozit malzemelerin bükme işlemlerinde kullanılan C-Tipi presler olarak tanımlanan makinelerdir. Şekil 3.1’ de SolidWorks CAD programında tasarlanmış abkant pres ve ana bileşenleri görülmektedir. CNC kontrol ünitesi, hidrolik eyleyici, üst çene, üst kalıp, alt kalıp, alt çene ve yan emniyetler ana bileşenlerdir.



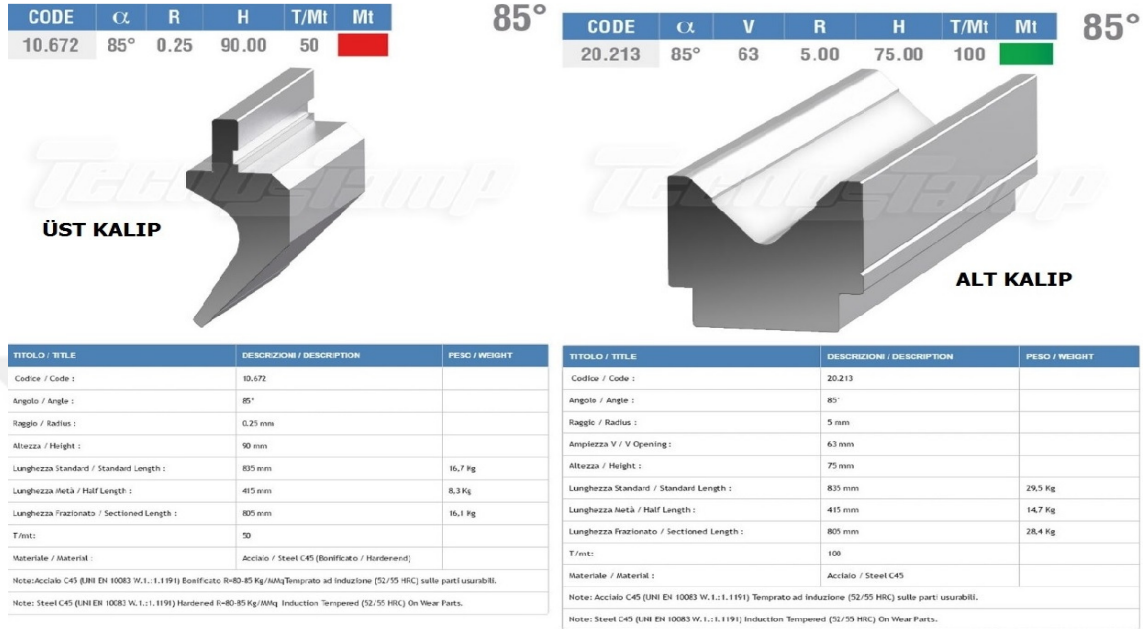
Şekil 3.1. Abkant pres ön görünüm

CNC kontrol ünitesi tarafından hidrolik eyleyicinin hareketi hidrolik güç birimi vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Şekil 3.2’ de hidrolik güç biriminin abkant pres üzerinde montaj yapılmış hali görülmektedir.



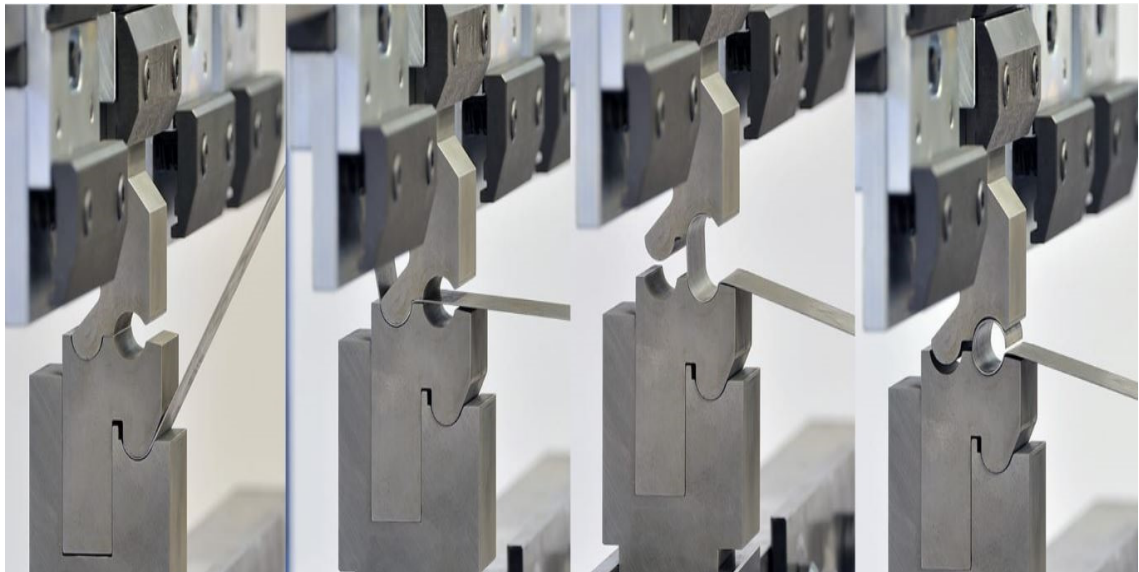
Şekil 3.2 Abkant pres hidrolik güç birimi montajı

Bükme işlemi sırasında istenilen formu elde etmek için malzeme türüne ve elde edilmek istenen şekle göre alt kalıp, üst kalıp kullanılmaktadır. Şekil 3.3’ te bükme işleminde kullanılan örnek alt ve üst kalıp görülmektedir.



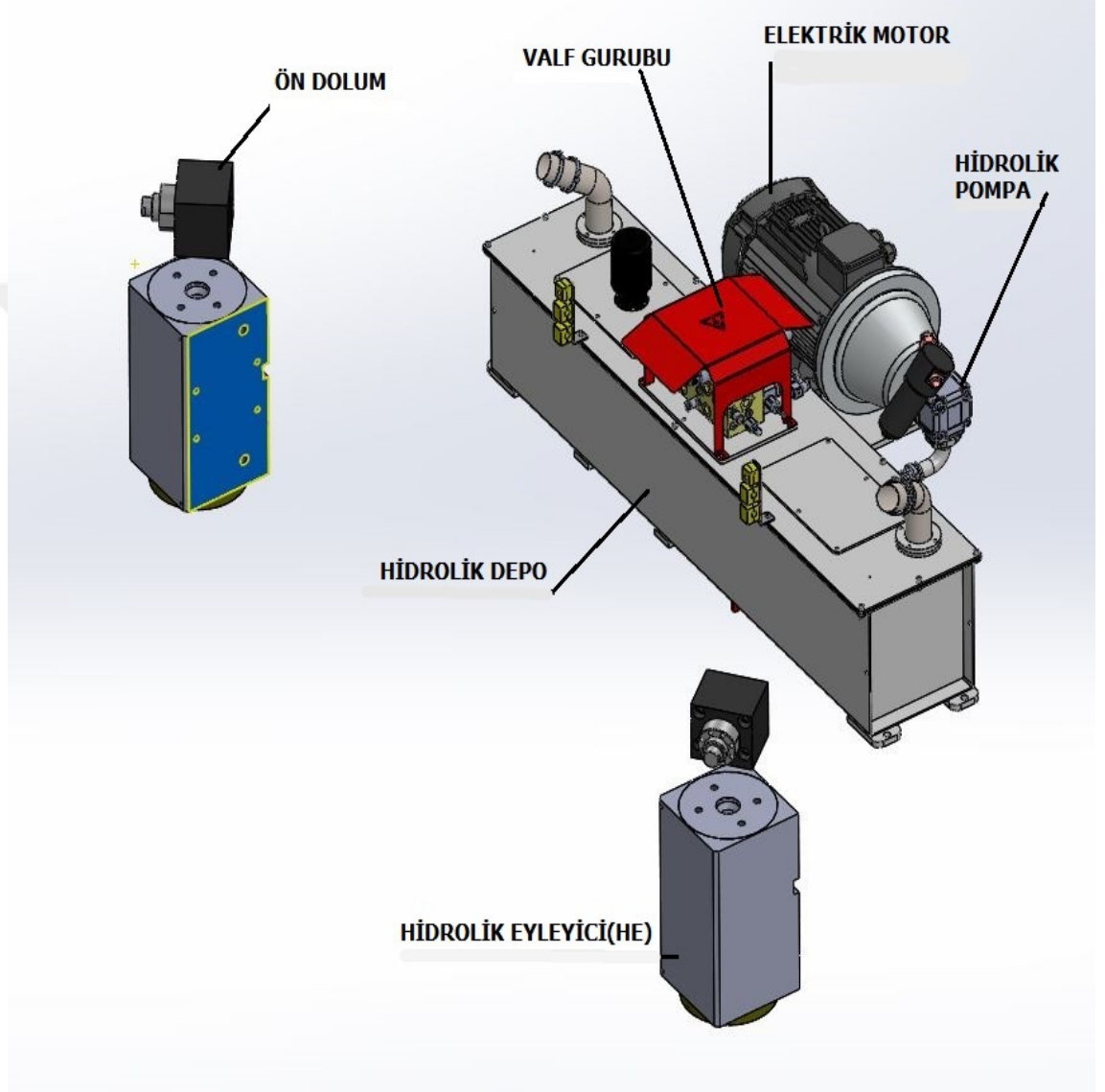
Şekil 3.3. Alt ve üst sac büküm kalıp örneği

Abkant perste yapılan büküm işlemi sırasında sacın şekil değiştirme aşamaları ve büküm sonrası aldığı formlara ait örnekler Şekil 3.4’ te görülebilir.



Şekil 3.4. Abkant pres sac malzeme büküm örnekleri

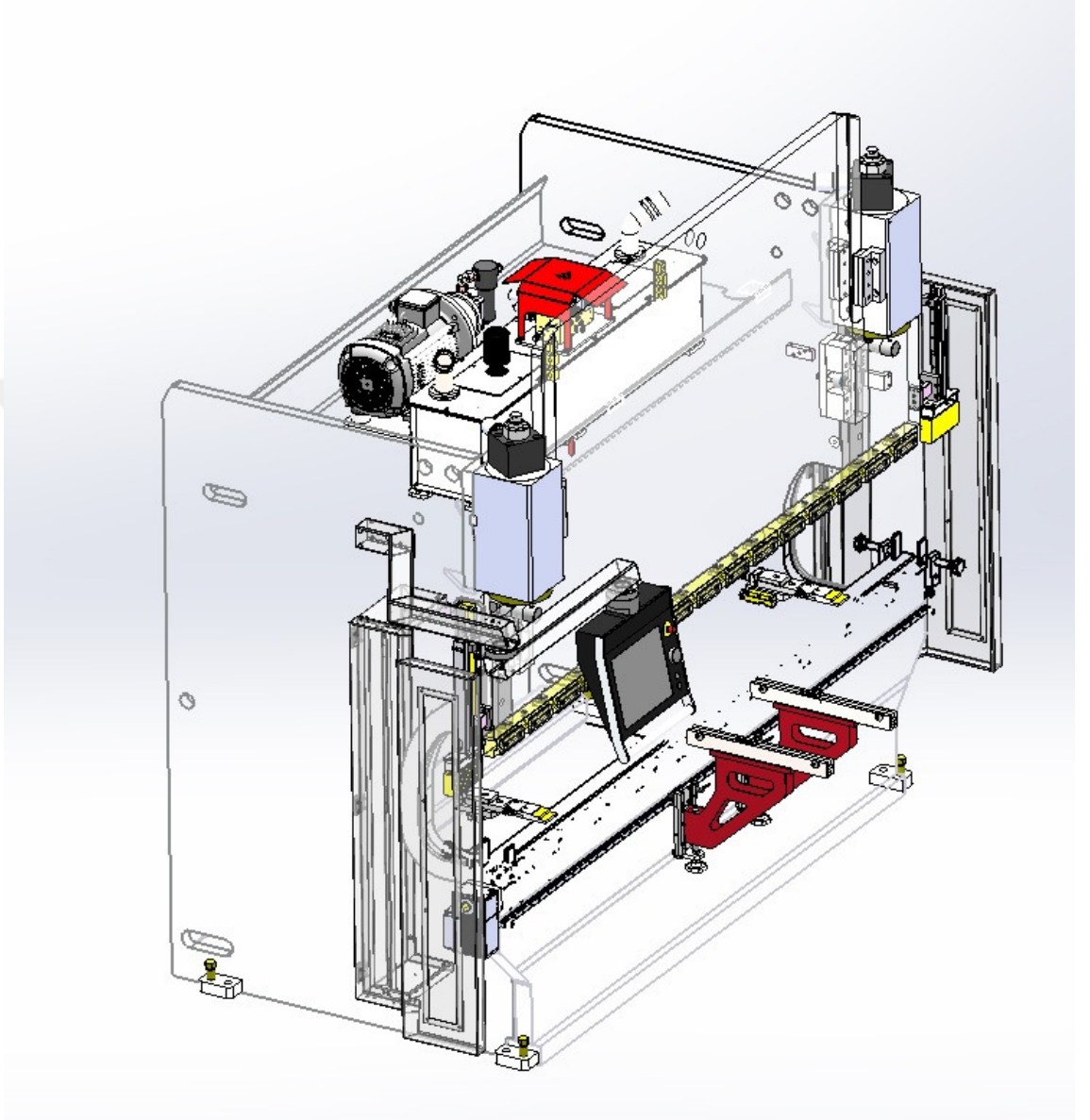
Valf gurubu pompa tarafından sağlanan basınçlı yağın kontrollü olarak hidrolik eyleyicinin besleme hattına ileterek üst çenenin bükme işlemi için hareket etmesini sağlamaktadır. Bu aşamada gerçekleşen kontrol hassasiyet bakımından ve operatör emniyeti açısından oldukça önemlidir.



Şekil 3.6. Hidrolik sistem ve alt bileşenlerin CAD görünümü

CAD programında tasarımı yapılmış olan hidrolik sistem Şekil 3.7' de abkant pres üzerinde montajı yapılmış olarak görülmektedir. Aynı zamanda abkant pres üzerinde bulunan diğer yardımcı alt bileşenler ve yataklamalar gösterilmiştir.

Karışıklığa sebep olamamak için hidrolik borulama hatları ve arka dayama gibi gerçekte var olan bileşenler gösterilmemiştir.

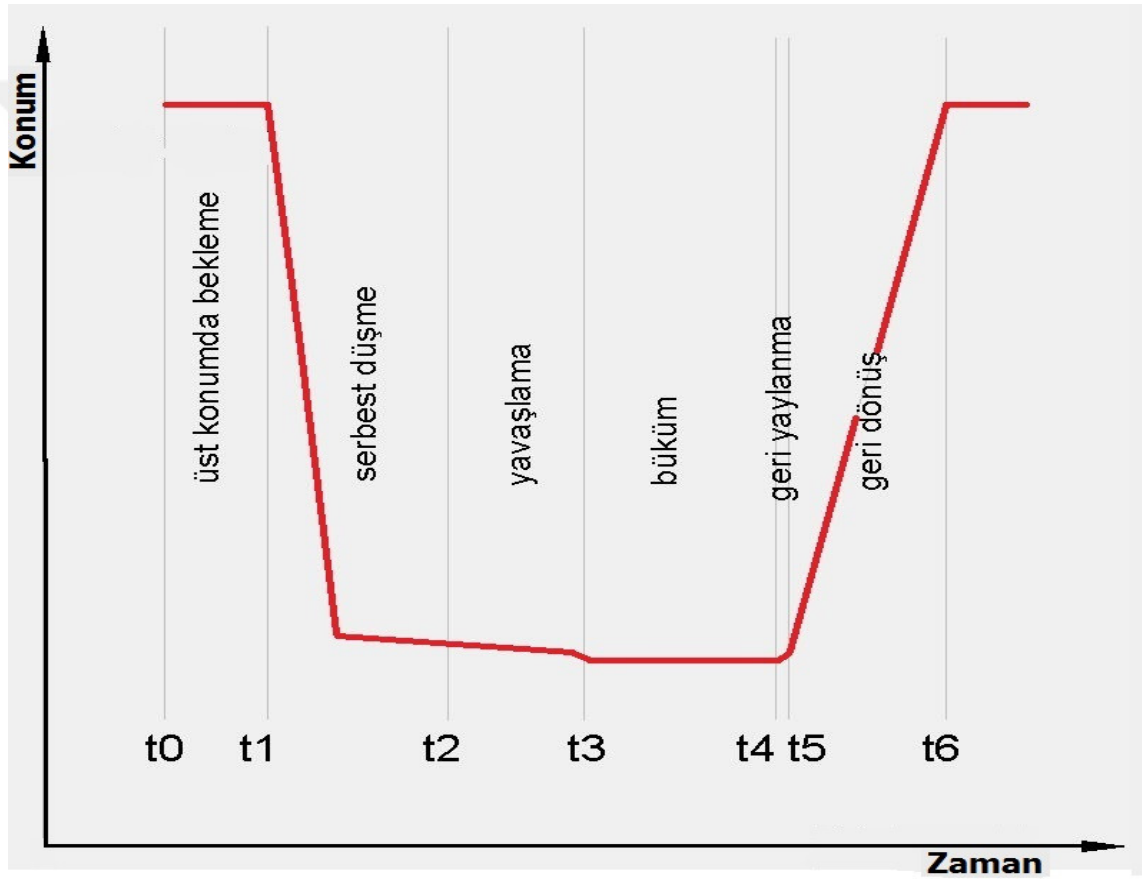


Şekil 3.7. Hidrolik sistemin abkant pres üzerinde montajı yapılmış CAD görünümü

Bu sistemde motor sürekli 1500 d/dak ile dönmekte ve motora kaplin ile bağlı pompa motor dönüş oranında yağı sürekli sisteme sağlamaktadır. Üst çenenin kontrollü hareket etmesi yapılmak istenen büküm işlemleri için gereklidir. Kontrollü hareket sistemi oluşturan valflerin koordineli olarak çalıştırılması ile sağlanmaktadır. Bu işlemler ve sıralaması denetleyici tarafından sağlanmaktadır.

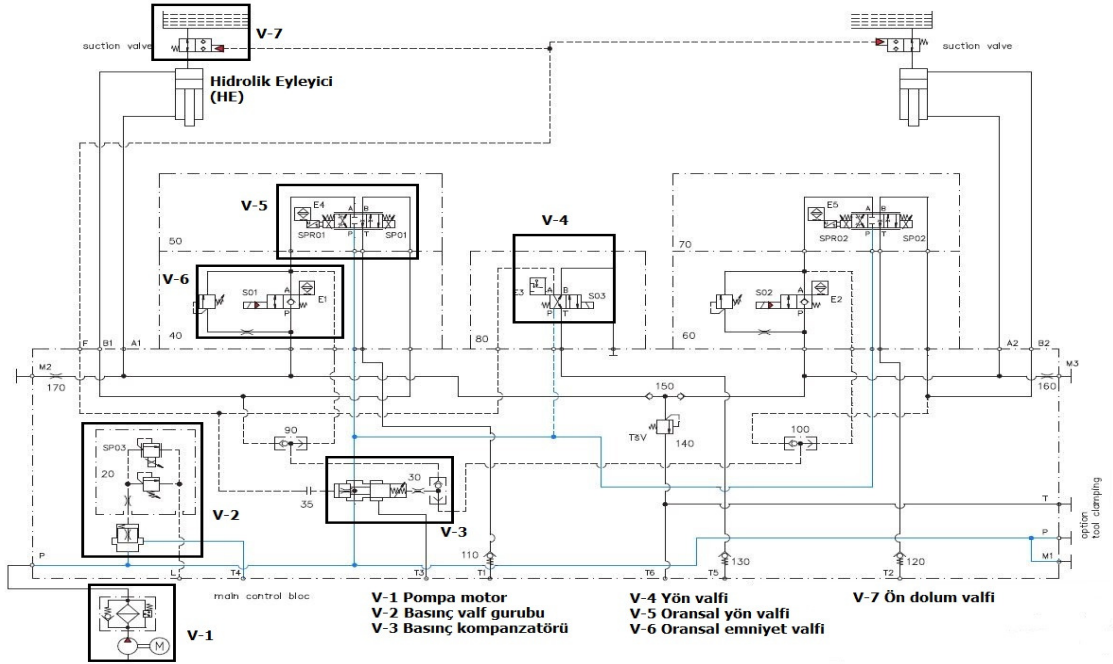
Sistemin teknik olarak çalışması Şekil 3.8’ de görülen 6 aşamadan oluşmaktadır. Bu aşamalar:

1. Üst çenenin işleme hazır halde üst konumda beklemesi(t_0-t_1).
2. Üst çenenin serbest düşmesi(t_1-t_2).
3. Yavaşlama(t_2-t_3).
4. Presleme işleminin gerçekleşmesi(t_3-t_4).
5. Kontrollü geri yaylanma(t_4-t_5).
6. Üst çenenin geri dönmesi(t_5-t_6).



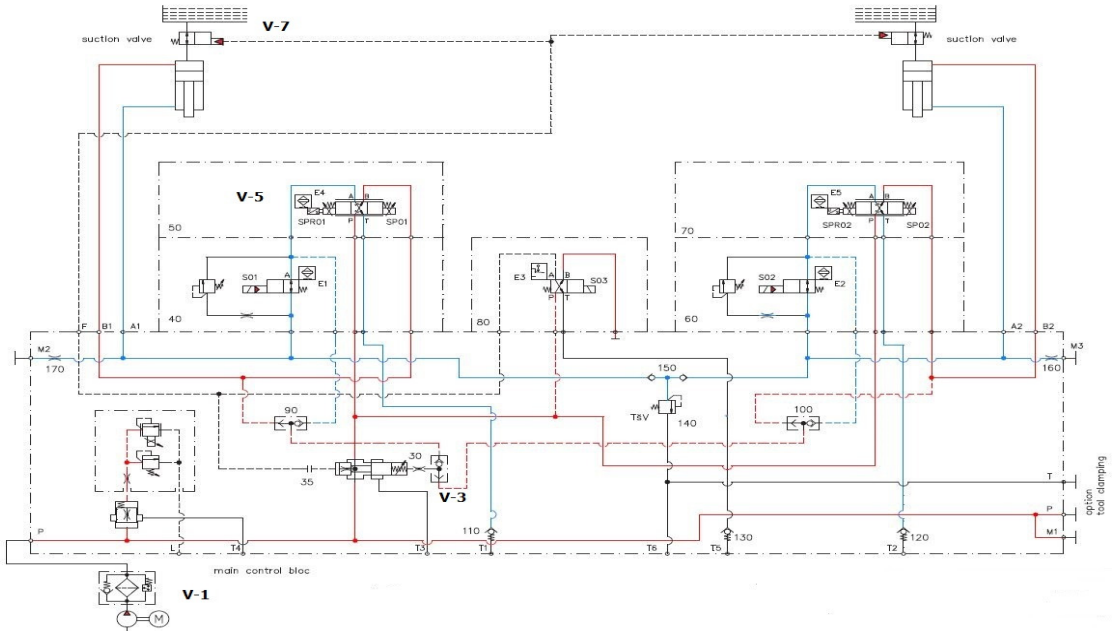
Şekil 3.8. Abkant pres çalışma aşamaları

Şekil 3.9’ da abkant preste yaygın olarak kullanılan hidrolik devre görülmektedir. Hidrolik devre şeması üzerinden çalışma aşamaları ve hangi valflerin hangi aşama da çalıştıkları şekillerle anlatılmıştır. Şekil 3.9’ da üst çenenin t_0-t_1 zaman aralığında üst konumda bekleme durumu görülmektedir. Sistemdeki yağ V-1 ve V-3 üzerinden hidrolik depoya gönderilmektedir.



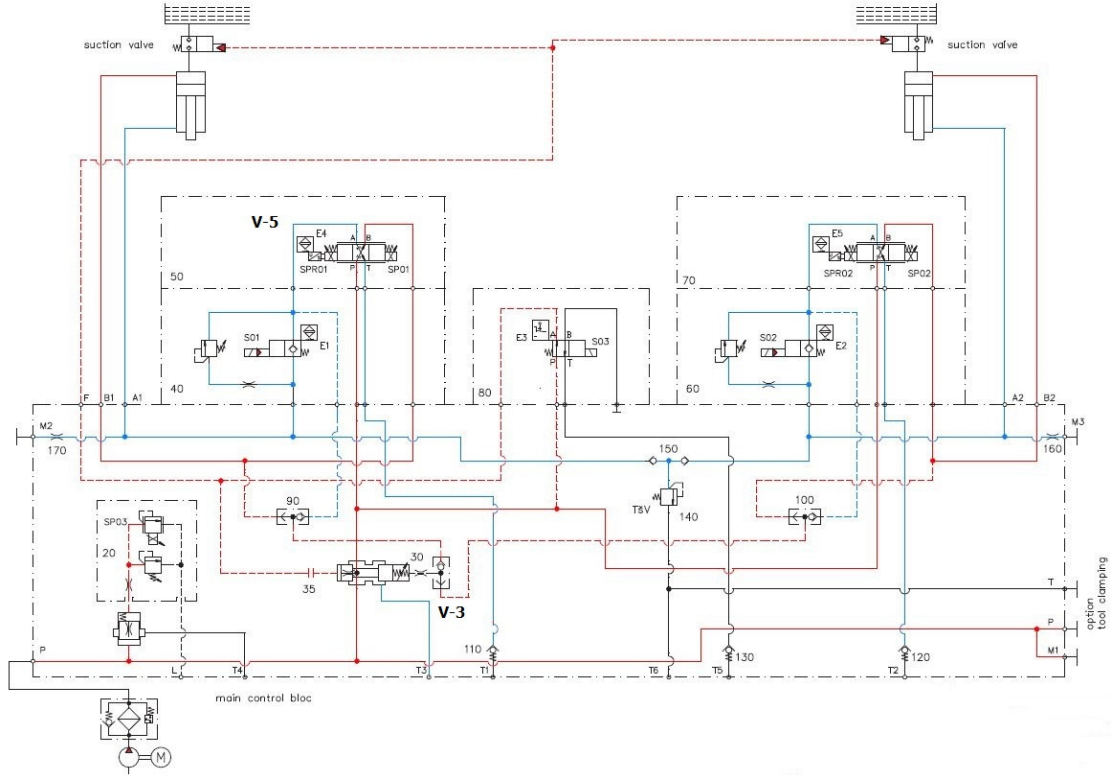
Şekil 3.9. Abkant pres geleneksel hidrolik devresi

Şekil 3.10' da görülen kırmızı hat ile işaretli kısımlar hidrolik eyleyicinin vasıtasıyla üst çenenin aşağıya doğru hareketi sırasında aktif olan bileşenleri göstermektedir. Aşağı yöndeki hareket sırasında aktif olan valf ve yağ geçişinin olduğu bileşenler; V-1,V-3, V-5,V-7.



Şekil 3.10. Üst çene aşağı yönde hareketini gösteren hidrolik devre

Şekil 3.11’ de üst çenenin yavaşlama aşaması görülmektedir. Bu esnada V-3 ve V-5 aktif olan valflerdir. Sistemde oluşan fazla basınç bu bileşenler üzerinden yağ yoluyla hidrolik depoya gönderilmektedir.

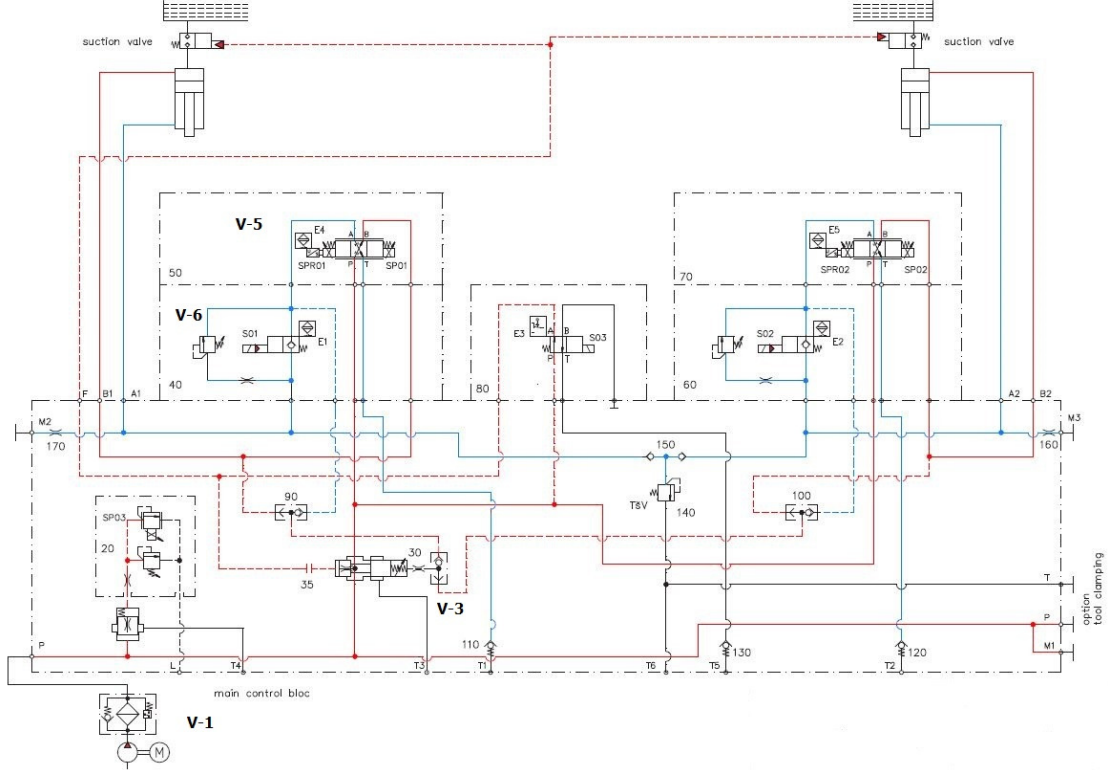


Şekil 3.11. Üst çene yavaşlamasını gösteren hidrolik devre

Şekil 3.12’ de yapılmak istenen presleme işlemi ve aktif olan bileşenler gösterilmiştir. Presleme işlemi sırasında V-1, V-3, V-5, V-6 aktif olan valflerdir. Motor ve pompa tarafından sağlanan yağ akışı, basınç kompanzatorü, basınç oransal ve oransal yön valfi kullanılarak hidrolik eyleyicide gerekli kuvvet elde edilerek presleme işlemi gerçekleştirilmektedir. Bu işlem esnasında sistemde iki kısılma işlemi oluşmakta ve yağın en fazla ısınmasına sebep olan işlem gerçekleşmektedir.

Aynı zamanda motorun ve pompanın maksimum kapasiteyle işlem yaptıkları an büküm işlemi sırasında olmaktadır. Malzeme plastik şekil değiştirmesi için malzeme iç gerilmelerinin üzerinde kuvvet sağlanarak, aynı işlem kalıcı şekil değiştirme işlemi gerçekleşene kadar bekletilerek yüksek basınçlı yağ sürekli hatta bulunmaktadır. Bu

çalışma şekline dolayısıyla pompa yağı tam kapasite ve basınçla basınç emniyet valflerine, basınç filtresi üzerinden sisteme vermeye devam etmektedir.

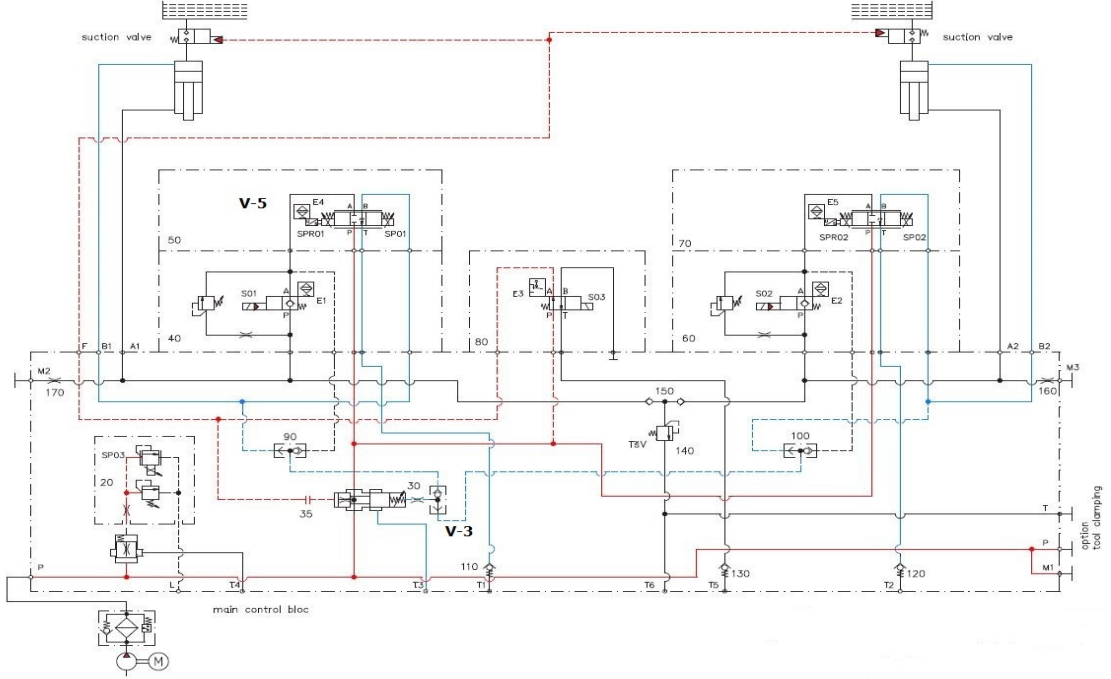


Şekil 3.12. Üst çene presleme işlemini gösteren hidrolik devre

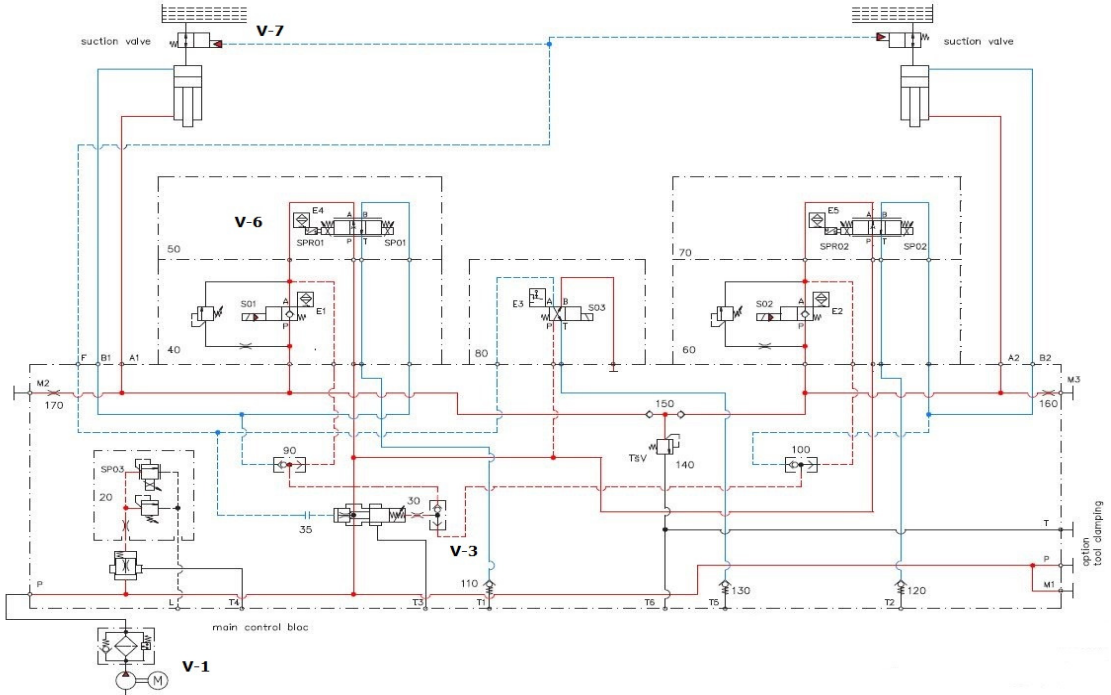
Bu işlem esnasında hidrolik eyleyici 0,5 cm hareket etmekte ve sistemin ihtiyacı olan yağ 0,24 lt' dir. Fakat motorun 1500 d/dak ile dönmesinden dolayı sistemde 34,5 lt yağ bulunmakta ve fazladan 34,26 lt yağ basınç altında hidrolik depoya gönderilmektedir. Bu durum ısı miktarını ve bunun sonucu olarak fazladan boşa harcanan enerjiyi göstermektedir.

Şekil 3.13' te ise üst çenenin geri yaylanması sırasında aktif olan bileşenler görülmektedir. Bu işlem bükme işlemi için önemlidir. Bu esnada büküm işlemi tamamlanmış olan sac kontrollü olarak serbest bırakılarak, devrilme veya oluşan ters kuvvetlerden dolayı kalıbın büküm kanalından çıkarak operatöre zarar vermesi önlenmektedir. Kontrollü geri yaylanma esnasında oransal yön valfi V-5, basınç kompanzatorü V-3 aktiftir.

Son olarak üst çenenin geri dönmesi Şekil 3.14' te görülmektedir. Bu esnada V-1, V-3, V-6, V-7 aktif olan valflerdir.



Şekil 3.13. Üst çenenin geri yaylanmasını gösteren hidrolik devre



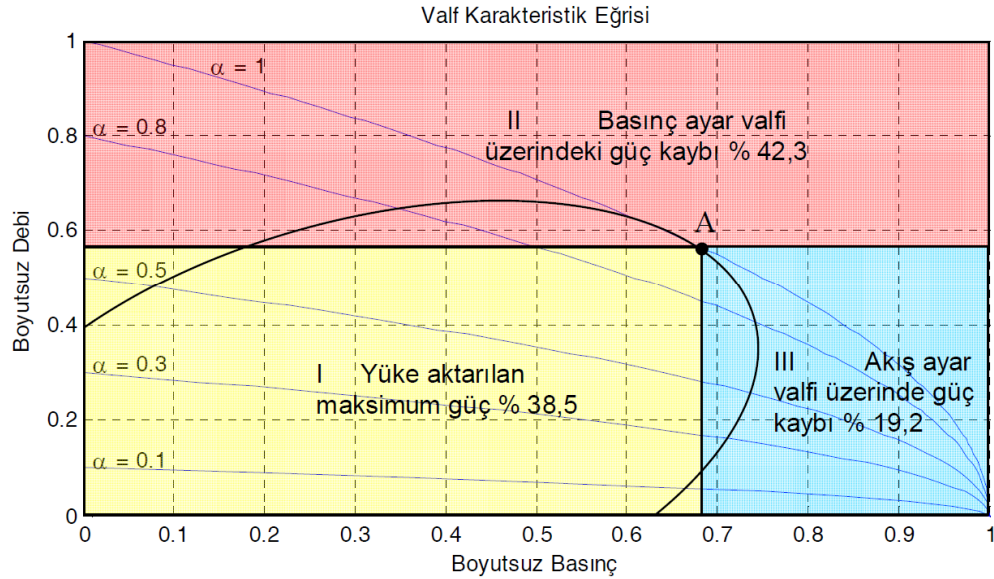
Şekil 3.14. Üst çenenin geri dönmesini gösteren hidrolik devre

Üst çenenin tam çevrim hareketi tamamlamış ve yeni işlem için hazır olarak beklemektedir. Bu sırada yağ yine tanka gönderilmektedir.

Tüm bu çevrim aşamalarında dikkat edileceği gibi sürekli olarak yağ basınç altında ve aynı zamanda oransal valflerdeki valf yollarının alanları kısılarak gerekli konum kontrolü elde edilmektedir. Bu durumda sistemde aşırı miktarda ısı oluşmakta ve aynı zamanda yağ viskozite değeri zamanla değişmektedir. Bu durumda yağın yapısının değişmesinden dolayı kullanım süresi azalmaktadır. Kullanılan yağın miktarının 360 lt 'dir. Yapısı bozulan yağın katalog değerlerine göre ortalama altı aylık sürelerde değiştirilmesi çevre kirliliği için bu durumun ne kadar önemli olduğunu göstermektedir.

Yağın sürekli basınç altında olması ısınma sebebidir. Dolaylı olarak ihtiyaç fazlası kullanılan yağ ve fazladan basınçlı yağın sistemde dolaşımından kaynaklı ısınma enerji kaybı olarak karşımıza çıkmaktadır.

Çalışkan ve ark. (2008) yılındaki değişken debili pompa ile servo hidrolik konum kontrolü çalışmasında ve Çalışkan (2009) yılındaki tez çalışmasında bu kayıpların detaylı sonucunu çıkartmıştır. Kaynak araştırması sırasında bahsi geçen çalışmada çıkan sonuç Şekil 3.15' te görülebilir.



Şekil 3.15. Sabit basınçlı valflerde enerji verimliliği ve enerji kayıpları (Çalışkan 2008)

Yukarda bahsi geçen konular bu alanda yapılacak çalışmaların ne kadar önemli olduğu açıkça belirtmektedir.

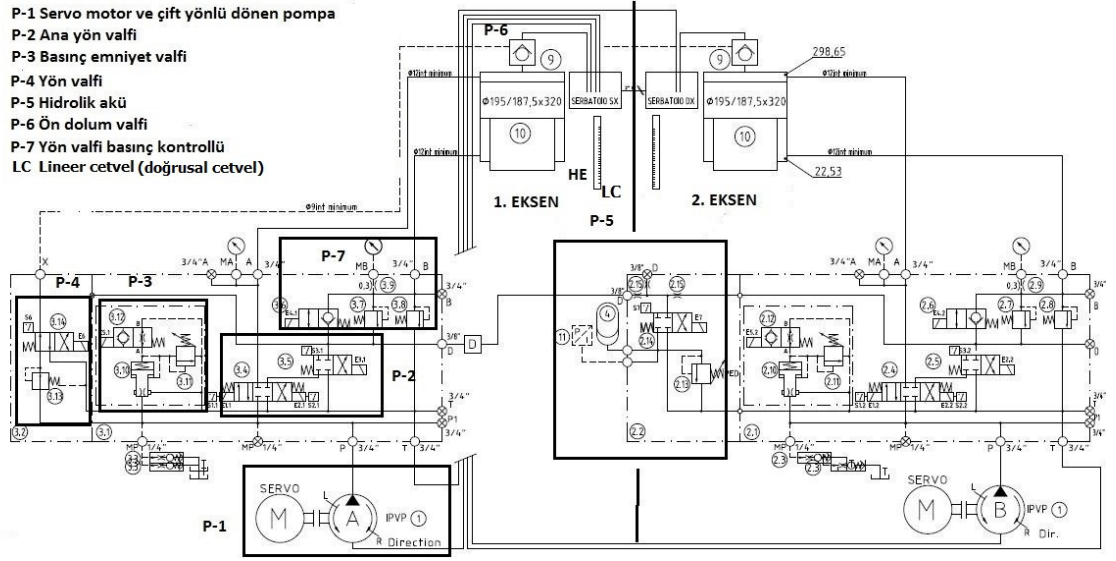
3.3. Pompa Denetimli Hidrolik Sistemin Tasarımı

Bu çalışma ile hidrolik sistemlerde pompa denetimi ile konum kontrolünün gerçekleştirilmesi amaçlanmaktadır. Temel olarak pompa denetimli sistem ile sistemin ihtiyacı kadar yağ basınçlandırılarak enerjilendirilmiş yağ sisteme sağlanmaktadır. Bu işlem sırasında sabit deplasmanlı çift yönde dönebilen yüksek verimli bir pompa ile servo motor kullanılmıştır.

Abkant presler' de büküm işlemi sırasında gerekli olan yağ miktarı çok azdır. Aynı zamanda büküm sonrasında plastik şekil değiştirme sonrasında ihtiyaç duyulan kuvvet azalmaktadır.

Bu bilgilerden yola çıkarak sisteme ihtiyacı kadar basınçlı yağ miktarı, doğrusal cetvel yoluyla pozisyonu bilenen hidrolik eyleyicinin konumuna göre servo motorun devri ayarlanarak sağlanır. Çift yönde dönebilen pompa ile fazladan yağın sistemde dolaşımını engellenerek ısı kayıpları önlenmektedir. Aynı zamanda ihtiyaç duyulan yağ miktarı azalmakta ve yağın kullanım ömrü artmaktadır.

Şekil 3.16' da öngörülen pompa denetimli hidrolik devre görülmektedir. Sistem simetrik iki eksenenden oluşmasından dolayı bundan sonraki anlatım tek eksen üzerinden olacaktır. Geleneksel yöntemden belirgin farklı olan yönü, sistemin birbirinden bağımsız iki ayrı eksenenden oluşmasıdır. Önerilen sistem ayrı hidrolik depolar ve valf guruplarından oluşmaktadır. Bu sayede daha küçük hacimli depo kullanılmaktadır.



Şekil 3.16. Öngörülen pompa denetimli hidrolik devre

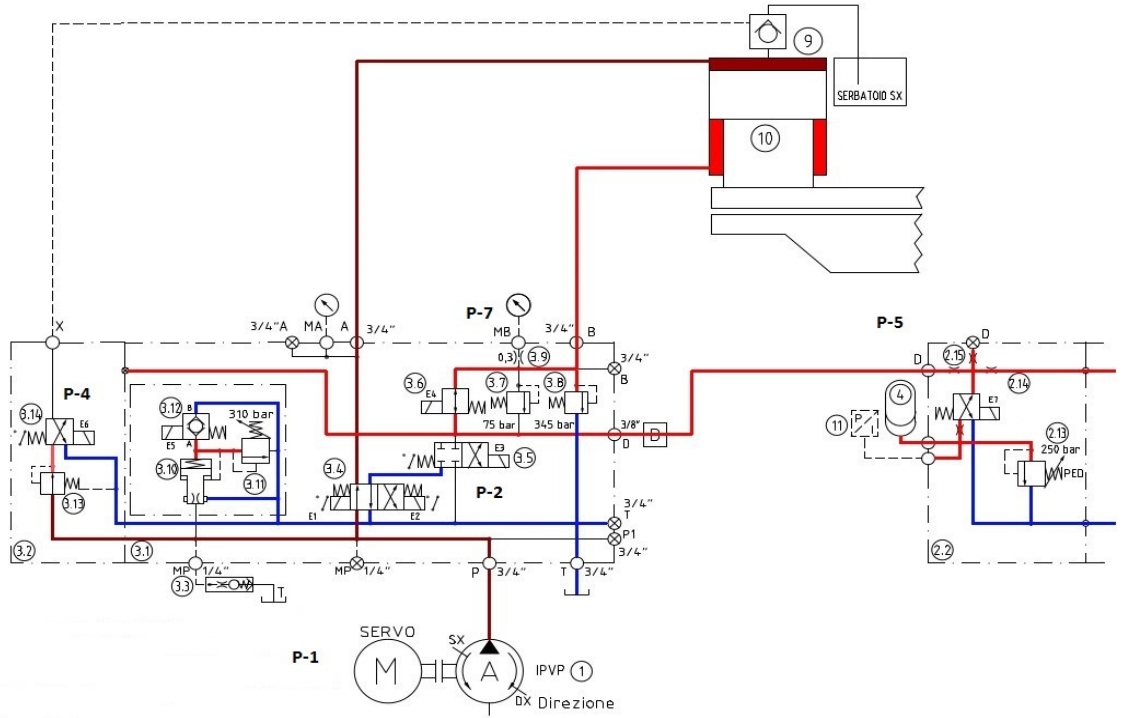
Tasarlanan sistemde P-1 bileşeni servo motor ve çift yönlü sabit deplasmanlı pompadan oluşmaktadır. P-2 ana yön valfi, P-3 basınç emniyet valfleri, P4 yön valfi, P-5 hidrolik akü ve basınç emniyet valfi, P-6 ön dolun valfini temsil etmektedir.

P-2 valfleri aç kapa şeklinde çalışan ve sadece yağa yön veren valflerdir. Sistemdeki yağın miktarı ve basıncın ayarlaması pompa tarafından gerçekleştirilmektedir. P-4 yön ve basınç emniyet valfleri olup öncelikli basınç tahliyesinde kullanılmaktadır. Aşırı basınç durumunda P-3 devreye girmektedir.

P-5 hidrolik akü ve basınç emniyet valfleri ile sistemde üretilen enerjinin aküde biriktirilerek sisteme geri verilmesinde kullanılmaktadır. Aynı zamanda aşırı basınç oluşması veya kapasiteden fazla yağ akışı olması halinde sistemin zarar görmemesi için bu kısımda basınç emniyet valfi kullanılmıştır.

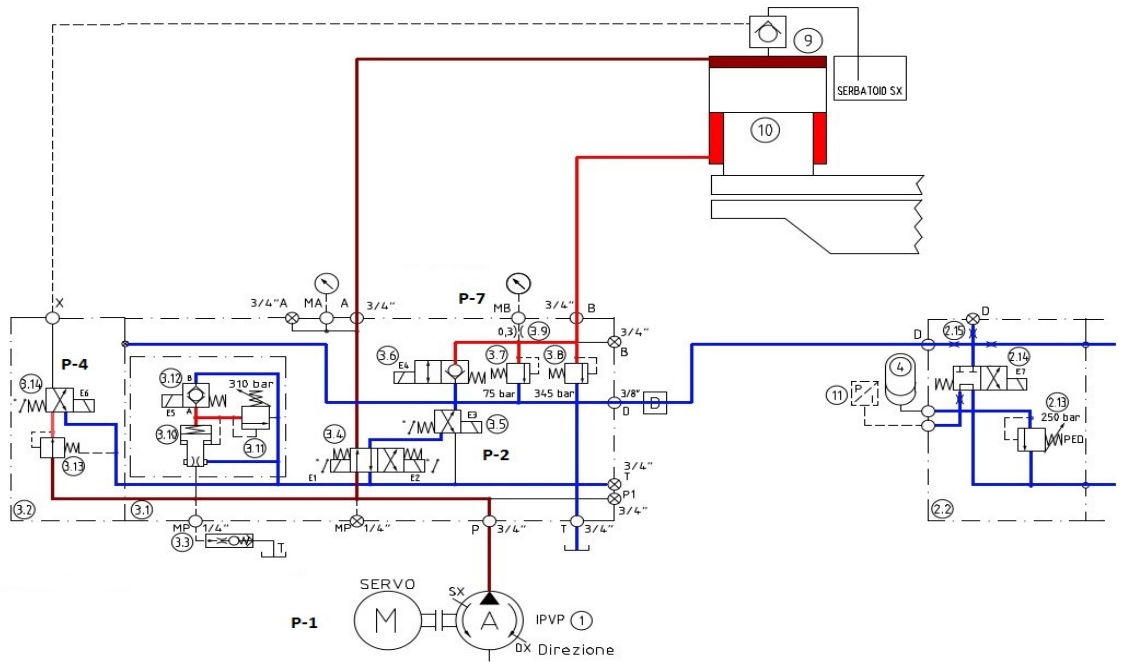
P-6 ön dolun silindirde aşağı hareket esnasında vakum sistemiyle çalışarak depodan yağ emişi gerçekleştirmektedir. Hidrolik eyleyici tasarlanan elektro hidrolik aktuatörün iş yapan kısmını temsil etmektedir.

Doğrusal cetvel konum kontrolü için kullanılmakta ve gelen bilgiye göre hidrolik eyleyici hareket etmektedir.



Şekil 3.19. Üst çenenin preslemeye başlamasını ve hidrolik akünün şarj olma durumunu gösteren hidrolik devre

Şekil 3.20’de ise presleme işlemi görülebilir. Presleme sırasında P-1, P-2, P-4 ve P-7 aktif olan bileşenlerdir.

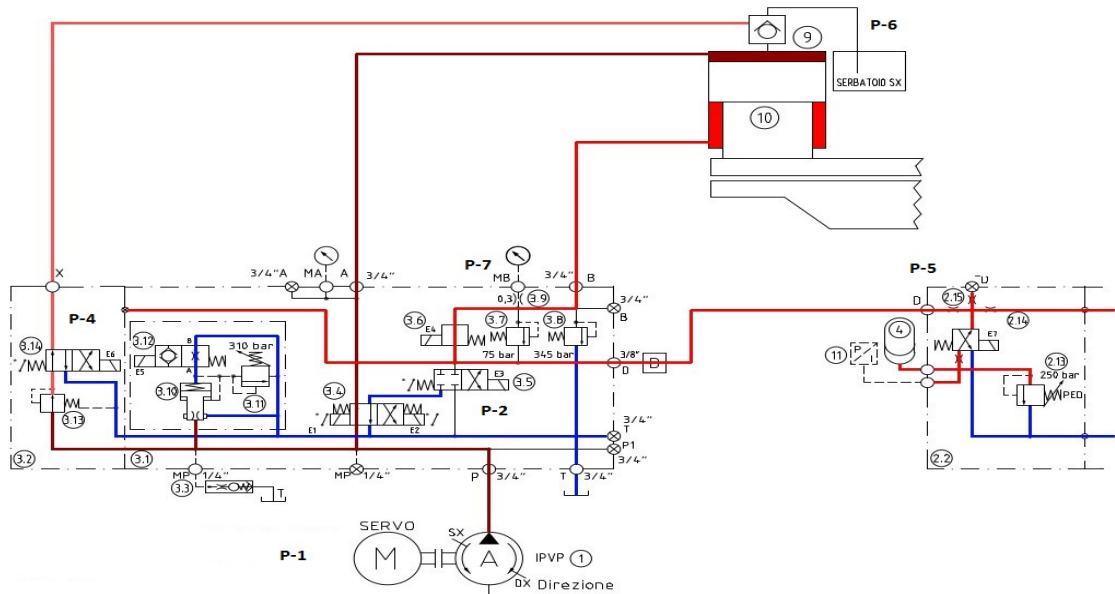


Şekil 3.20. Üst çene presleme işlemini gösteren hidrolik devre

Presleme sırasında pompa sağ yönde dönmeye devam ederek maksimum kuvvet elde edilmektedir. P-2 üzerinden hidrolik eyleyici üst tarafında basınç devam ettirilmektedir. P-7 ve P-4 üzerinden hidrolik eyleyici alt tarafındaki yağ hidrolik depoya gönderilmektedir. Presleme işlemi sırasında P-2 maksimum açıklıkta olup sistemdeki yağın debisi ve basıncı servo motor tarafından döndürülen pompa tarafından kontrollü olarak gerçekleştirilmektedir.

Bu aşamada bükülmek istenen sac malzeme plastik şekil değişimi gerçekleştikten sonra sistemin hıza ve basınçlı yağa ihtiyacının kalmamasından dolayı yağ miktarı devir ile azaltılarak, motorun minimum devirde ve torkta hidrolik eyleyicinin kontrollü olarak bükme işlemini tamamlaması sağlanmaktadır.

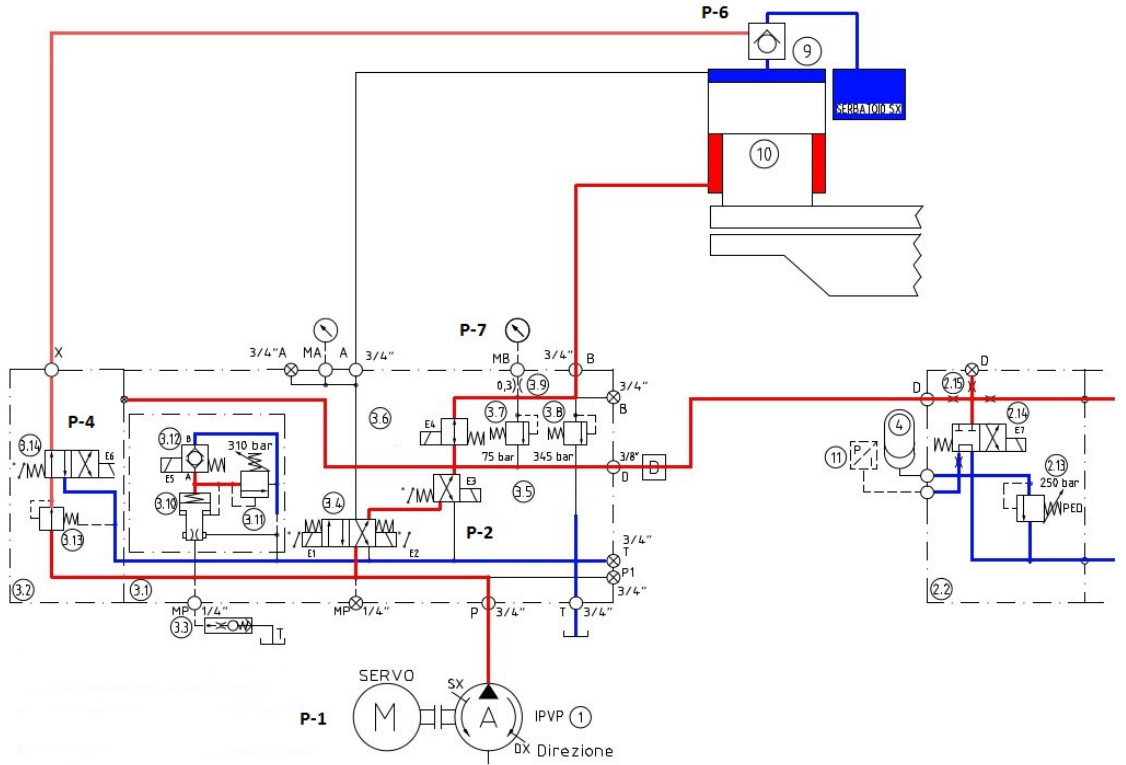
Geleneksel olarak kullanılan hidrolik sistemlerde bu esnada motor 1500 d/dak ile dönmekte, oransal valf ile yağ valf kanallarının kısılmasıyla basınçlandırılmakta ve aynı zamanda fazladan enerjilendirilmiş basınçlı yağ hidrolik depoya gönderilmektedir. Bu işlem tüm süreçte devam ederek ısı yoluyla gereksiz enerji kayıpları oluşmaktadır. Ayrıca yüksek basınç altında çalışan yağın viskozite değeri ve dolaylı olarak kullanım süresi azalmaktadır. Şekil 3.21' de üst çenenin geri yaylanması sırasında aktif olan bileşenler görülebilir.



Şekil 3.21. Üst çenenin geri yaylanmasını gösteren hidrolik devre

Üst çenenin bu işlemi önemlidir. Bu aşamada oluşan ters yönlü tepki kuvvetlerinden dolayı malzemelerin geri yaylanması olarak adlandırılan dekompresyon oluşmaktadır. Malzemenin operatöre zarar vermemesi için malzeme kontrollü olarak serbest bırakılma işlemi bu aşamada gerçekleşir. P-1 sisteme P-2 üzerinden hidrolik eyleyicinin üst tarafına yağ göndermektedir. P-5, P-7 üzerinden ters kuvvet oluşturmakta sistem yay gibi kontrollü çalışmaktadır. Bu işlem sırasında P-6 ve P-4 üzerinden üst alandaki yağ hidrolik depoya gönderilmektedir.

Şekil 3.22' de üst çenenin yukarı yönde geri dönüş hareketi görülebilir. Bu işlem sırasında P-1, P-2, P-4, P-6 ve P-7 aktif olan bileşenlerdir. Motor sağa dönmeye devam etmektedir. P-2 ve P-7 üzerinden hidrolik eyleyici alt tarafına yağ gönderilmektedir. Bu işlem esnasında karşı yük olarak üst çene ağırlığı bulunmaktadır. P-6 ve P-4 üzerinden hidrolik eyleyici üst tarafında bulunan yağ hidrolik tanka gönderilmektedir.



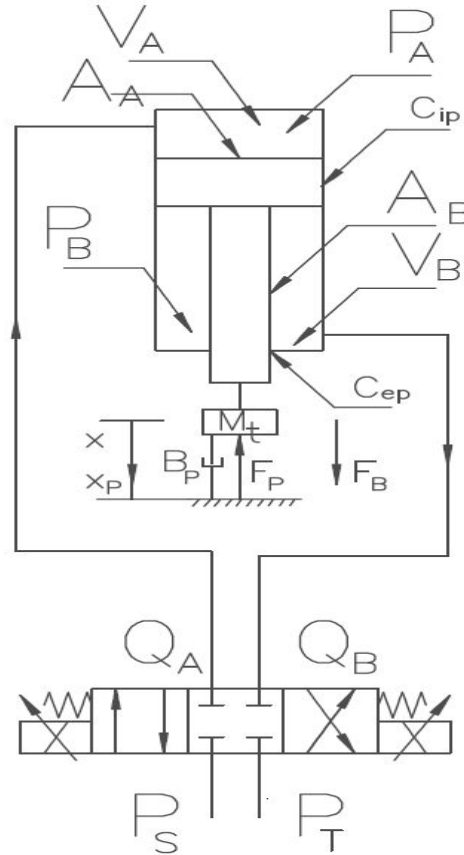
Şekil 3.22. Üst çenenin yukarı yönde hareketini gösteren hidrolik devre

Tüm işlemler sırasında hidrolik eyleyicinin pozisyonu doğrusal cetvel üzerinden alınan verilere göre pompa kontrollü olarak gerçekleştirilmektedir. Bu sayede sisteme ihtiyacı

kadar olan enerji ihtiyaç duyulan zamanlarda verilerek, pompa denetimli hidrolik eyleyicinin hassas kontrollü ve enerji tasarruflu çözüm olması amaçlanmıştır.

3.5. Pompa Denetimli Sistemin Matematik Modeli

Bu bölümde pompa denetimli sistemin ilk olarak valf ve hidrolik eyleyici gurubu incelenerek piston ve mil tarafı için akış süreklilik denklemleri tanımlanmıştır. Abkant preste kullanılan hidrolik eyleyici ve valf birimleri Şekil 3.23' te şematik olarak görülebilir. Tasarlanan sistemde üst çene yukarı aşağı hareket ettiğinden dolayı şema benzer şekilde oluşturulmuştur. Pompa denetimli sistem asimetrik eyleyici kullanılmasından dolayı alan farklarına sahiptir. Bundan dolayı hidrolik eyleyicinin hareketinde farklı debi kullanılır. Hidrolik eyleyiciye mekanik olarak bağlı olan üst çenenin ağırlığı, yerçekimi, tepki kuvvetleri ve sürtünmeler dikkate alınarak yerçekimine dik olarak çalışan sistemin formülleri ve modellemesi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.23. Hidrolik eyleyici ve ana yön valfi şematik gösterimi

Hidrolik eyleyici ilk olarak üst çene ağırlığı ile aşağı yönde hareket eder. Bu esnada ön dolum valfi vasıtasıyla dolum gerçekleşir, presleme işlemi sırasında pompa devreye girerek sisteme gerekli güç sağlanır. Hidrolik eyleyici geri dönüşü sırasında mekanik olarak bağlı olan üst çene ağırlığına ve yerçekimine karşı iş yapar. Bu işlemler sırasında hareket sabit basınç altında gerçekleşir ve ihtiyaç duyulan debi pompa tarafından sağlanır. Hidrolik eyleyici aşağı yönlü hareketi için süreklilik yasası ve hidrolik eyleyici üst-alt alanları için süreklilik denklemleri 3.1 ve 3.2' de verilmiştir (Merrit , H.E. 1967).

$$Q_A - C_{ip}(P_A - P_B) - C_{ep}P_A = \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{\beta_e} \frac{dP_A}{dt} \quad (3.1)$$

$$Q_B - C_{ip}(P_A - P_B) + C_{ep}P_B = \frac{dV_B}{dt} + \frac{V_B}{\beta_e} \frac{dP_B}{dt} \quad (3.2)$$

denklemleri yazılabilir.

Hidrolik eyleyici alt ve üst hacimleri için aşağıdaki denklemler 3.3, 3.4 ve 3.5 yazılabilir.

$$V_A = V_{0A} + A_A X_p \quad (3.3)$$

$$V_B = V_{0B} - A_B X_p \quad (3.4)$$

$$X_p = \frac{V_A - V_{0A}}{A} \quad (3.5)$$

Valf debi denklemi 3.6' da tanımlanmıştır (Watton J. 1989). Valf orifisleri aç kapa mantığıyla çalışmasından dolayı sadece basınçlar, alan ve sıvı özgül ağırlığı formüle dâhil edilmiştir.

$$Q_{Valf} = C_q A \sqrt{\frac{2(P_S - (P_A - P_B))}{\rho}} \quad (3.6)$$

Newton II. Hareket yasasına göre hareket denklemleri ileri ve geri hareket için

$$F_B(t) \pm M_t g = P_A A_A - P_B A_B \pm M_t g = M_t \frac{d^2 x_P(t)}{dt^2} + B_P \frac{dx_P(t)}{dt} + F_P(t) \quad (3.7)$$

olarak elde edilir. Pompa denklemi çıkış debisi için denklem 3.8, çift yönlü olan pompanın giriş debisi için olan denklem ise 3.9'daki gibi yazılabilir.

$$Q_1 = D_p \omega - K_{ilp}(P_1 - P_2) - K_{elp}(P_2 - P_{ac}) \quad (3.8)$$

$$Q_2 = D_p \omega - K_{ilp}(P_1 - P_2) + K_{elp}(P_2 - P_{ac}) \quad (3.9)$$

Motor için 3.10, 3.11, 3.12, 3.13'teki gibi denklemler yazılabilir. K_c motor sürekli hızını, K_t sürekli torkunu, L motor indüktansını, R_i motor direncini, J motor atalet momentini temsil etmektedir.

$$U_c = E + L \frac{di}{dt} + R_i \quad (3.10)$$

$$E = K_c \omega \quad (3.11)$$

$$T_e = K_t i \quad (3.12)$$

$$T_e = J \dot{\omega} + T_f + T_l \quad (3.13)$$

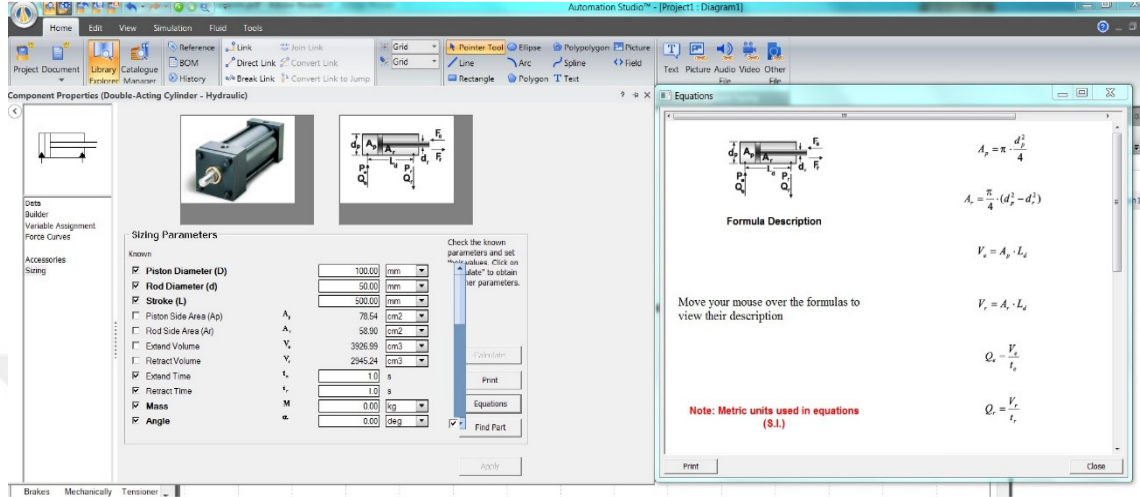
Son olarak sistemdeki hidrolik akünün formülü 3.14'teki gibi yazılabilir. Pompa denetimli sistemde gaz sıkıştırırmalı hidrolik akü kullanılmıştır. Hidrolik akü dinamikleri önemsiz kabul edilir ve sistem matematiksel modeline dâhil edilmezler. Hidrolik devrelerde sabit basınç kaynağı olarak kabul edilirler.

$$p_{ac} = \frac{p_{aco} V_{go}^k}{(V_{go} - \int Q_{ac} dt)^k} \quad (3.14)$$

3.6. Pompa Denetimli Sistemin Benzetim Modeli

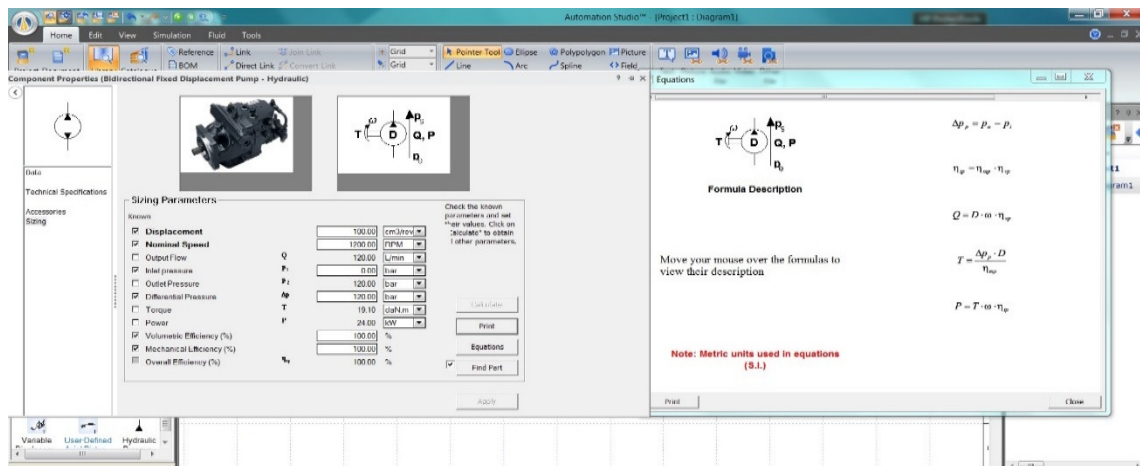
Bu kısımda tasarlanan pompa denetimli sistemin formüllerinin oluşturulmasından sonraki aşamada AUTOMATION STUDIO programı kullanılarak benzetim modeli oluşturulmuştur. Benzetim modeli oluşturulurken ilk olarak bileşenler tasarlanmıştır. Sonrasında bileşenlerin oluşturduğu komple sistem tasarlanmıştır. AUTOMATION STUDIO programının faydalı özelliklerinden biri de kullanılan bileşenlerin özelliklerinin kendi içerisinde ayrıca detaylı olarak tanımlanabilmesidir.

Şekil 3.24’ te hidrolik eyleyicinin benzetim modellemesi görülmektedir. Detay olarak formüllerde belirtilen iç sızıntılar ve sürtünmeler, alanlar, hacimler, giriş çıkış çapları, tepki kuvvetleri ve bağlı olan üst çene ağırlığı dâhil tüm detaylar tasarlanmıştır.



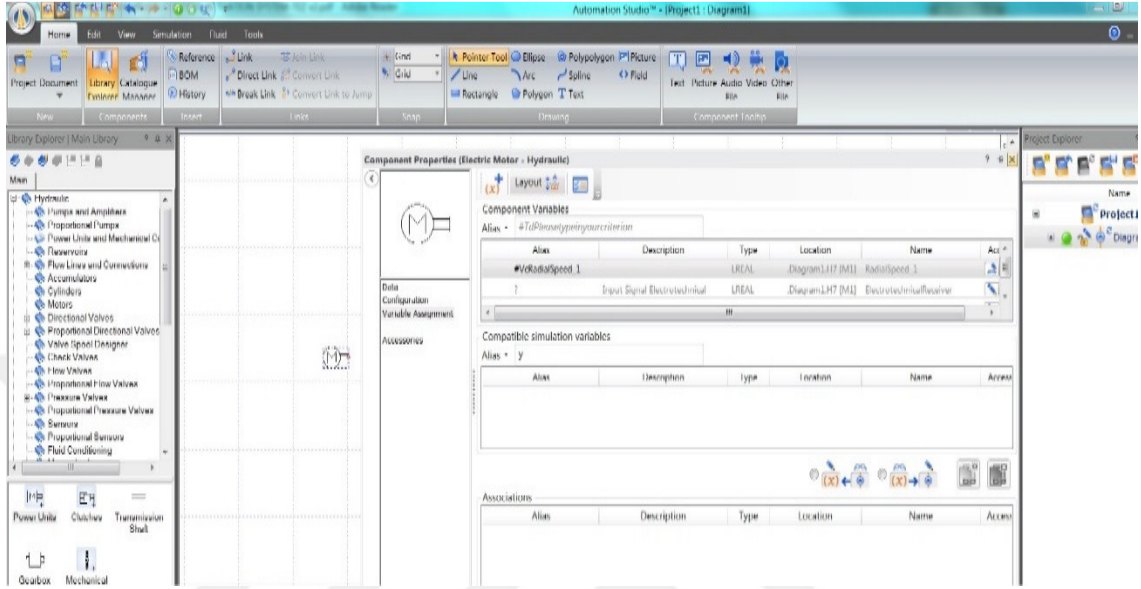
Şekil 3.24. Hidrolik eyleyici benzetim modeli

Sistemdeki en önemli bileşen olan pompanın benzetim modeli Şekil 3.25’ te pompanın AUTOMATION STUDIO programında gerçekleştirilen modellemesi görülmektedir. Pompa tasarımı sırasında iç ve dış sızıntılar, pompa debisi, çaplar, maksimum- minimum devir sayısı ile maksimum –minimum pompa basınçları belirtilerek bileşen tasarlanmıştır.



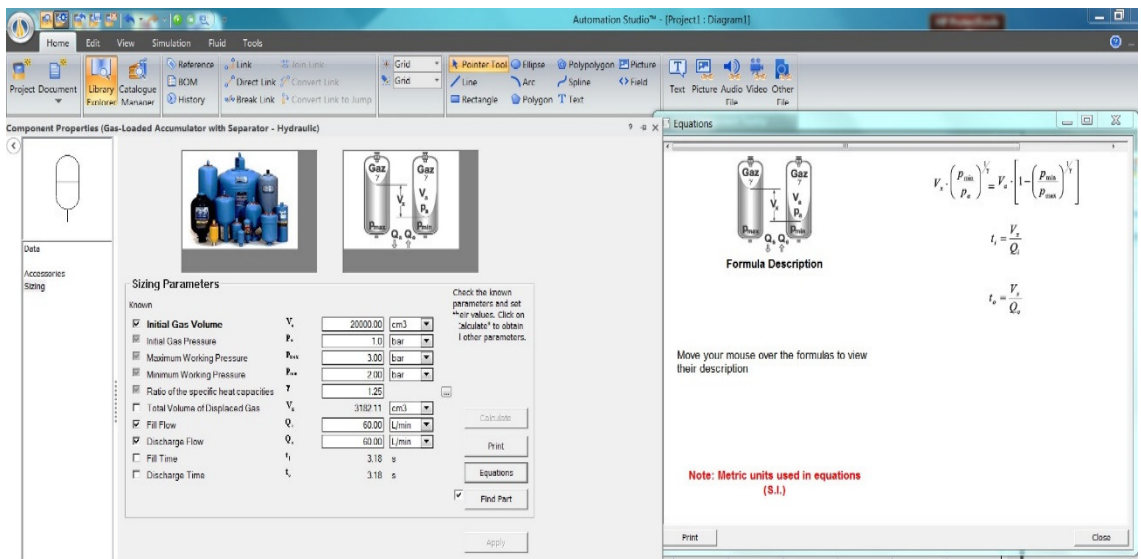
Şekil 3.25. Çift yönde dönebilen sabit debili pompa benzetim modeli

Şekil 3.26’ da pompa denetimli sistemde kullanılan servo motorun benzetim modeli görülebilir. Motor direnci, akımı, torku ile birlikte maksimum-minimum devirleri tanımlanmıştır.



Şekil 3.26. Servo motor benzetim modeli

Son olarak sistemde kullanılan hidrolik akünün Şekil 3.27’ te benzetim modeli görülmektedir. Hidrolik akünün ilk hacmi, gaz hacmi, yağ kapasitesi ve debisi tanımlanmıştır.

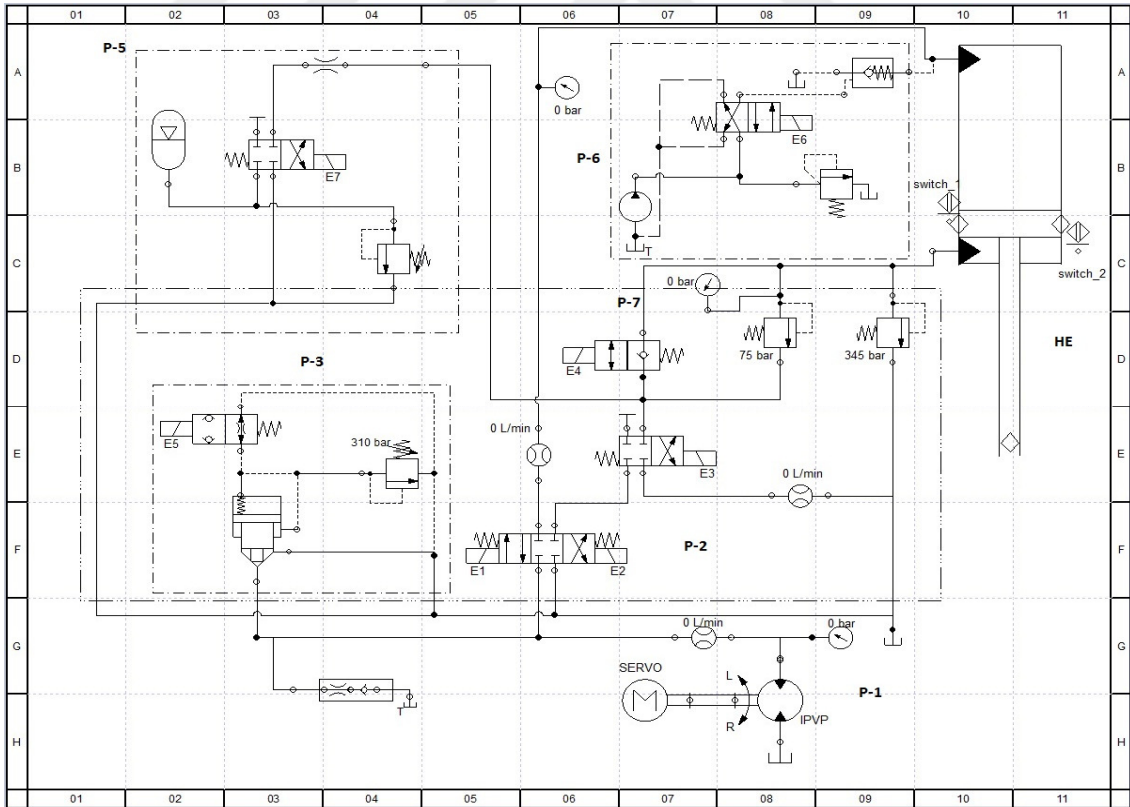


Şekil 3.27. Hidrolik akü benzetim modeli

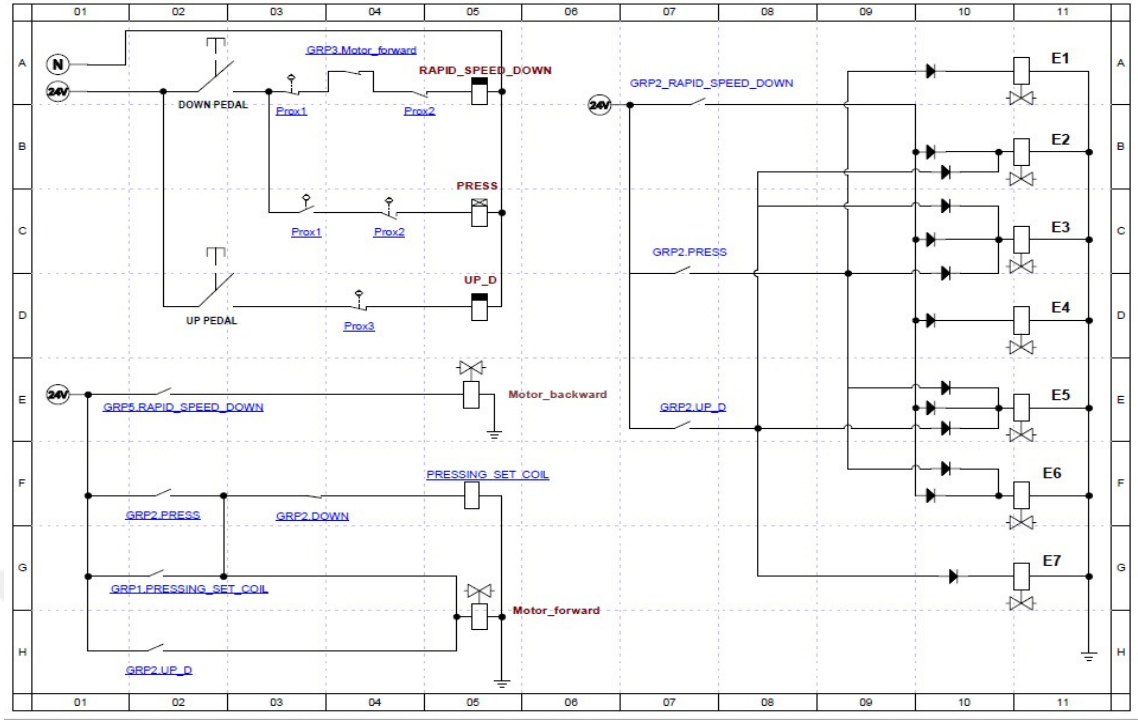
Yapılan bileşen tanımlamaları ile birlikte pompa denetimli sistemin hidrolik devre tasarım modeli oluşturulmuştur. Şekil 3.28’ de gerçekleşen tasarım görülebilir. Şekil 3.16’ da öngörülen bileşenler burada da aynı adla tanımlaması yapılmıştır. Sistemde bulunan valflerin çalışması ve sıralaması için kontrol ve elektrik benzetim modeli de ayrıca tasarlanmıştır. Şekil 3.29’ de kontrol ve elektrik tasarımı görülebilir.

Bu aşamada Automation Studio programı kullanılarak gerçek zamanlı ve çalışma prensibinde anlatılan sistemin çalışmasının simülasyonu gerçekleştirilerek, hidrolik hatlarda ve bileşenlerde olabilecek hataları, aşırı basınçları, yön hataları, yanlış seçilmiş bileşenler görülebilmektedir.

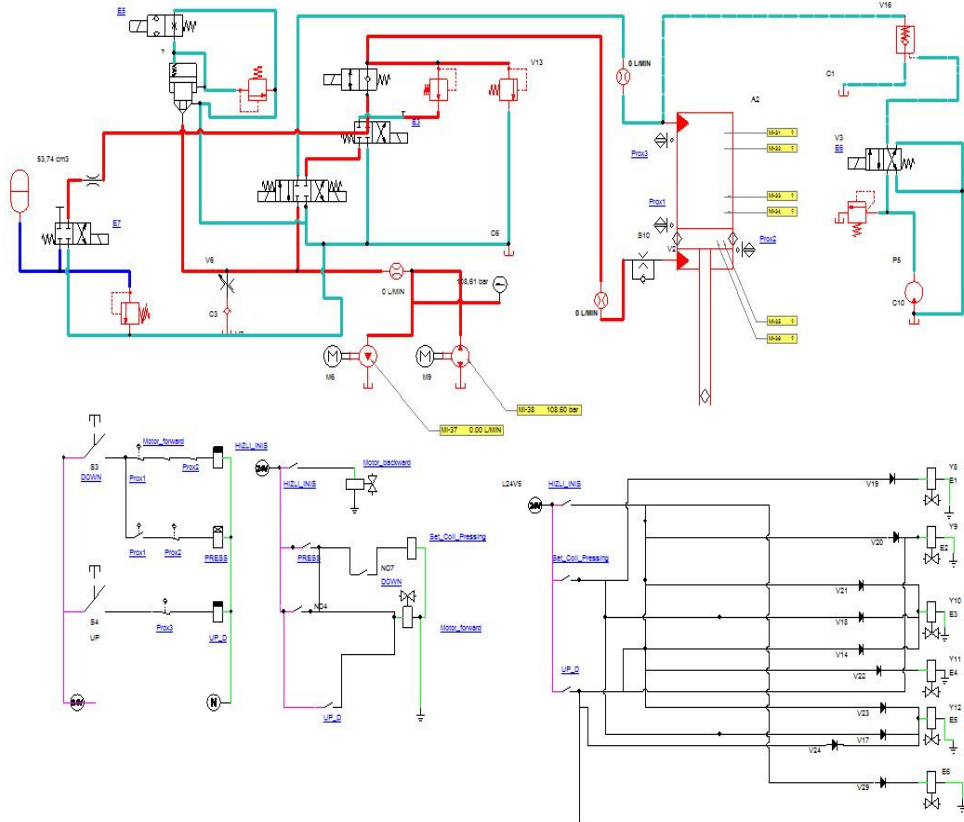
Şekil 3.30’ da pompa denetimli tasarımın Şekil 3.28 ve Şekil 3.29’ da tanımlanan komple sistemin çalışma esansında aktif olan hidrolik hatları ve bileşenleri görülmektedir. Kırmızı hatlar sistemde basınç olan hatları göstermektedir.



Şekil 3.28. Pompa denetimli sistemin hidrolik devre tasarım modeli



Şekil 3.29. Pompa denetimli sistemin kontrol devre tasarım modeli



Şekil 3.30. Pompa denetimli sistemin çalışma esnasındaki simülasyon modeli

3.7. Pompa Denetimli Sistemin Boyutlandırılması ve Prototip Modelinin Hazırlanması

Prototip çalışmasında hedeflenen ve öngörülen değerler ile sistemin emniyetli çalışması için bazı kabuller yapılmıştır. Gerçekleştirilecek abkant pres makinesinin toplamda 160 ton bükme kuvveti sağlaması ve mevcut abkant preslerin 11 cm/sn olan aşağı yönlü hareket hızının artırılarak 15 cm/sn elde edilmesi amaçlanmıştır. Buna dayanarak yapılan kabuller Çizelge 3.1’ de görülmektedir.

Çizelge 3.1. Prototip çalışması için yapılan kabuller

Kabul Değeri Adı	Sembol	Değer	Birim
Hidrolik eyleyici kuvvet değeri	F_{HE}	80	ton
Sistem basıncı	P_{sistem}	270	bar
Hidrolik eyleyici aşağı yönde hareket hızı	$V_{iniş}$	15	cm/sn
Hidrolik eyleyici presleme hızı	V_{pres}	1	cm/sn
Hidrolik eyleyici dönüş hızı	$V_{dön}$	15	cm/sn
Hidrolik eyleyici strok değeri	L_{strok}	50	cm

Buradaki kabullere göre standart hidrolik formülleri kullanılarak gerçekleştirilecek modelin hesaplamaları aşağıdaki gibidir. Hesaplamalar simetrik iki eksen olmasından dolayı tek eksen olarak gerçekleştirilmiştir.

$F_{HE} = P_{sis} * A_{üst}$ formülü kullanılarak sistemin çalışma basıncına ve toplam kuvvetine göre hidrolik eyleyicinin alanı bulunur.

$A_{üst} = 80000/270 = 296.29 \text{ cm}^2$ ve buradan hidrolik silindir mil çapı $d_{sil} = \sqrt{377,43} = 19,42 \text{ cm}$ olarak elde edilir. Kolay keçe bulunması için silindir çapı 19,5 cm

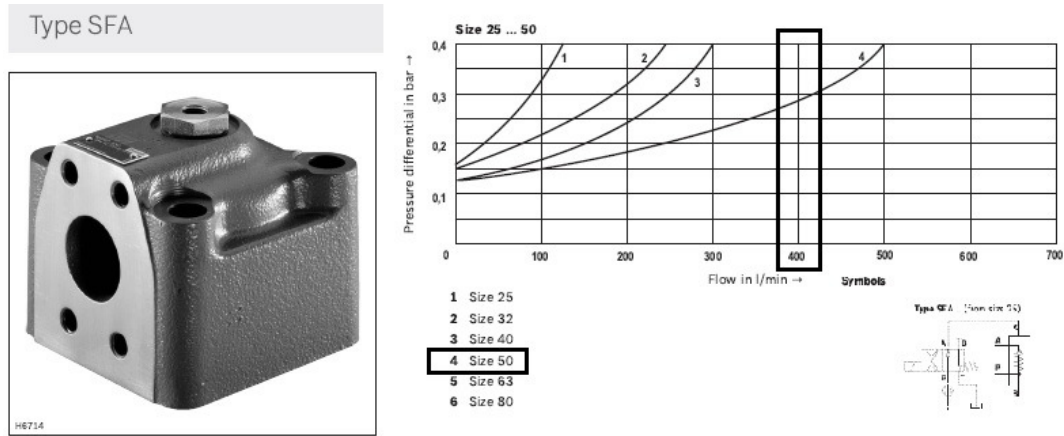
kabul edilir. Bu yeni silindir çapına göre yeni alan $A_{üst} = \pi \frac{(19,5)^2}{4} = 298,65 \text{ cm}^2$ olarak tekrar hesaplanır.

Sistemin titreşim olmadan düzgün çalışması için alan oranı $\frac{A_{üst}}{A_{alt}}=18$ olmalıdır. Buna göre piston mili tarafındaki simit halkası alanı $A_{alt}=16,59 \text{ cm}^2$ olarak elde edilir. Hidrolik piston mili alanı $A_{mili} = A_{üst} - A_{alt}$ eşitliğinden $282,06 \text{ cm}^2$ ve bu değere göre piston mili çapı olarak $18,95 \text{ cm}$ olarak bulunur. Standart keçe seçimi için mil çapı 19 cm seçilir.

$Q_{iniş} = V_{iniş} * A_{üst} * \frac{60}{1000}$ formülü kullanılarak iniş için gerekli debi bulunur.

$Q_{iniş} = 15 * 298,65 * \frac{60}{1000} = 268,7 \frac{\text{lt}}{\text{dak}}$ değeri elde edilir.

Bu durumda sistem için gerekli ön dolum valf kapasitesi belirlenmiş olur. Bu değerden faydalanarak Şekil 3.31’ de detayları görülen maksimum 500 lt/dak geçirme kapasitesi olan Rexroth-SFA-50 ön dolum valfi seçilir.

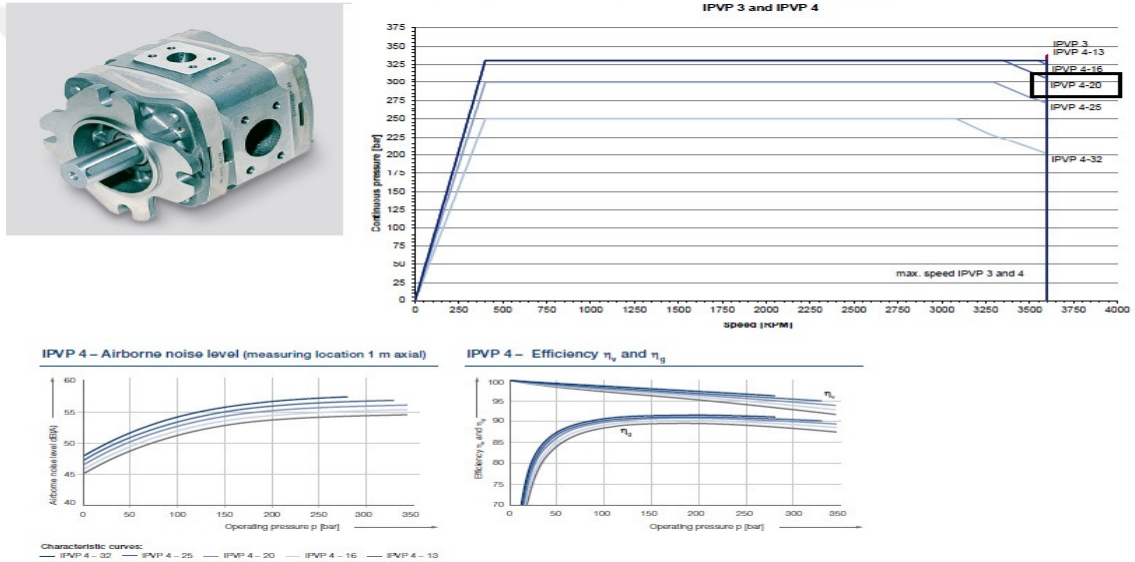


Şekil 3.31. Rexroth –SFA tip ön dolum valf özellikleri

$Q_{pres} = V_{pres} * A_{üst} * \frac{60}{1000}$ formülü kullanılarak sistemde presleme işlemi sırasında gerekli debi bulunur.

$$Q_{pres} = 1 * 298,65 * \frac{60}{1000} = 17,91 \text{ lt/dak elde edilir.}$$

Bu durumda sistemdeki yağ akışı sağlayacak pompanın seçimi için gerekli bilgiyi sağlamış oluruz. Sistem için yüksek verimli ve çift yönde dönebilen Voith marka IPVP-4-20 olan pompa modeli seçilmiştir. Şekil 3.32’ de pompanın basınç altında, devirlere göre debisi, verimliliği ve ses grafikleri görülebilir. Teknik veriler detaylı olarak Çizelge 3.2’ de verilmiştir. Pompanın maksimum debisini karşılayacak ana yön valfi seçimi bu aşamada yapılabilir. Bu durumda 74,5 lt geçirebilecek valf seçilmelidir. Voith NG-6 4/3 valfi bu işlem için uygundur. Şekil 3.33’ de valf özellikleri görülebilir.



Şekil 3.32. Voith IPVP 4-20 pompasının özellikleri

Çizelge 3.2. Pompanın teknik özellik tablosu

Pompa hacmi	20,7	cm ³
Pompa hızı minimum	400	d/dak
Pompa hızı maksimum	3600	d/dak
Pompa 1500 d/dak debisi	31	lt
Pompa 3600d/dak debisi	74,5	lt
Pompa sürekli basıncı	330	bar
Pompa maksimum basıncı	345	bar
Pompa atalet momenti	3,29	kg cm ²

NG 6 ISO 4401 4/3 Directional Control



Technical Data

General

Type of valve	piston valve
Operation	electric
Mounting	4x M5x45 DIN912
Connection of ports	mounting plate
Mounting position	mountable in any position
Ambient temperature	-25 to +50 °C
Mass valve	2.2 kg

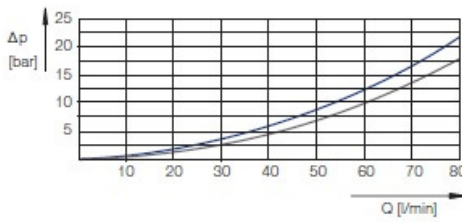
Hydraulic

Operation pressure P,A,B	315 bar
Operation pressure T	160 bar
Hydraulic oil temperature	-10 to +70 °C
Viscosity range	20 to 400 mm ² /s
max. flow	80 l/min

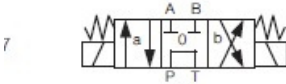
Electric

Voltage (±10%)	24 V DC	230V, 50Hz AC
Switching time on *	40 ms	40 ms
Switching time off **	40 ms	40 ms
Power consumption P20	32 W	
Start up peak P20		39 VA
Duty factor	100%	100%
Protection system		
DIN 40050	IP65	IP65

Characteristic Curve



hydraulic oil 35 mm²/s, 50 °C



Şekil 3.33. Voith NG6-4/3 valf özellikleri

$d = \sqrt{21 \frac{Q}{V_{ya}}}$ formülünden sistemdeki basınç hattının boru çapı hesaplanır. Burada Q pompa debisini V_{ya} yağ akış hızını temsil eder. Sistemimizde V_{ya} 4cm/sn kabul edilir.

$$d = \sqrt{21 \frac{20.3}{4}} = 1,032 \text{ cm bulunur.}$$

$N = \frac{Q \cdot P}{\eta_v \cdot 600}$ formülünden sistemde kullanılacak ana motor gücü hesaplanır. Bu sistemin ana motor gücü hesabıdır. Formülde Q pompa debisini, P sistem basıncını, η_v motor verimini temsil eder.

$$N = \frac{20.3 \cdot 270}{0.95 \cdot 600} = 9,6 \text{ kW bulunur.}$$

Pompa denetimli sistemde servo motor kullanılacağı için bu verileri elde edebilecek motor seçimi yapılır. Şekil 3.34’de sistemde kullanılacak servo motor özellikleri görülebilir.

**MOTORI QUADRO 142 MM
SQUARE 142 MM MOTORS**

Caratteristiche Elettriche Electrical Characteristics	E-142-50-050	E-142-30-100	E-142-50-100	E-142-30-190	E-142-45-190	E-142-30-270	E-142-45-270	E-142-30-350	E-142-40-350	
Coppia di stallo $\Delta T=100\text{ }^\circ\text{C} - T_0$ Stall Torque $\Delta T=100\text{ }^\circ\text{C} - T_0$	Nm	5	10		19		27		35	
Velocità massima - N_{max} Max Velocity - N_{max}	rpm	4800	3000	5000	3000	4500	3000	4000	3000	3900
Corrente nominale - I_N Nominal Current - I_N	Arms	3,3	4,9	7,5	8	10,3	10,3	13,9	13,5	17,2
Coppia nominale - T_N Nominal Torque - T_N	Nm	3,6	7,6		12,3		18		23,4	
Corrente massima - I_{max} Max Current - I_{max}	Arms	14	26	37	50	64	62	84	80	104
Coppia massima - T_{max} Max Torque - T_{max}	Nm	15,4	40	37,7	77	76,2	107,9	106,4	139,2	141,4
Costante tensione - K_t Voltage Constant - K_t	V/Krpm	66	93	62	93	72	106	78	106	82
Costante di coppia - K_t Torque Constant - K_t	Nm/A	1,1	1,54	1,02	1,54	1,19	1,74	1,29	1,74	1,36
Inerzia rotorica - J_R Rotor Inertia - J_R	gm ²	1,2	2,2		4,3		6,5		8,7	
Velocità massima a $T_{max} - N_{max1}$ Max Velocity at $T_{max} - N_{max1}$	rpm	3950	2500	4250	2700	3600	2450	3300	2500	3050
Coppia massima a $N_{max} - T_1$ Max Torque at $N_{max} - T_1$	Nm	3	22,6	13,2	52	3,8	19,3	32,9	27,7	23,4
Peso senza Freno - M Weight without brake - M	Kg	6	11		16		21		26	

Şekil 3.34. Servo motor özellikleri

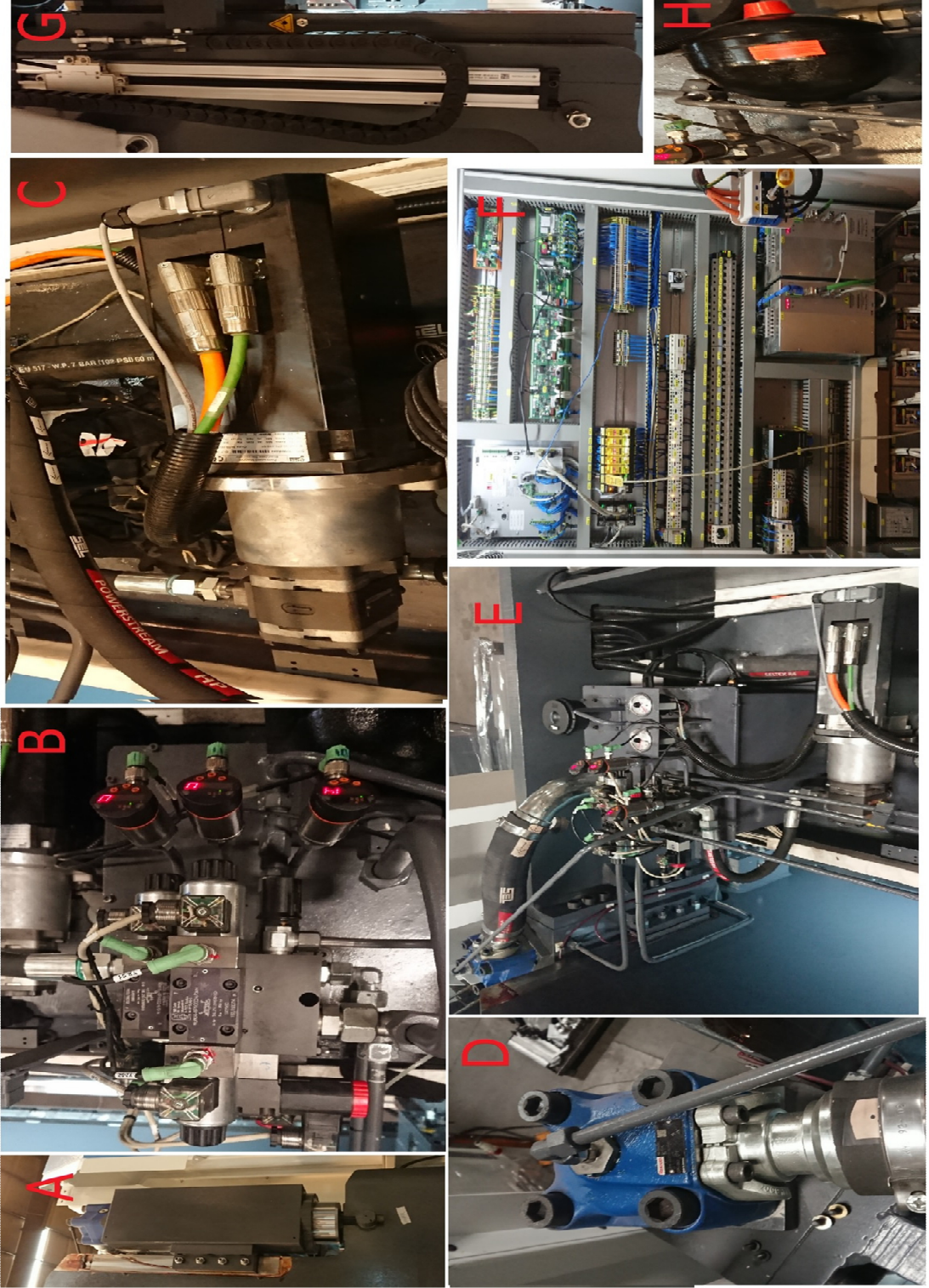
Seçilen motor gücü $P = \frac{T \cdot n}{9550}$ formülü kullanılarak bulunur. Burada T motor sürekli torkunu, n ise motor devrini temsil etmektedir.

$P = \frac{7.6 \cdot 3000}{9550} = 2,38$ kW bulunur. Bu servo motor ile 1000 d/dak’ da 93 Nm tork elde edilebilmektedir. Formüle göre hesaplama yapılırsa $P = \frac{93 \cdot 1000}{9550} = 9,7$ kW bulunur.

Aynı yöntemlerle diğer devre elemanlarının seçimi gerçekleştirilerek prototip çalışması gerçekleştirilir. Şekil 3.35’ te sistemde kullanılan bileşenlerin abkant pres üzerinde kullanımlarını gösteren resimler görülmektedir.

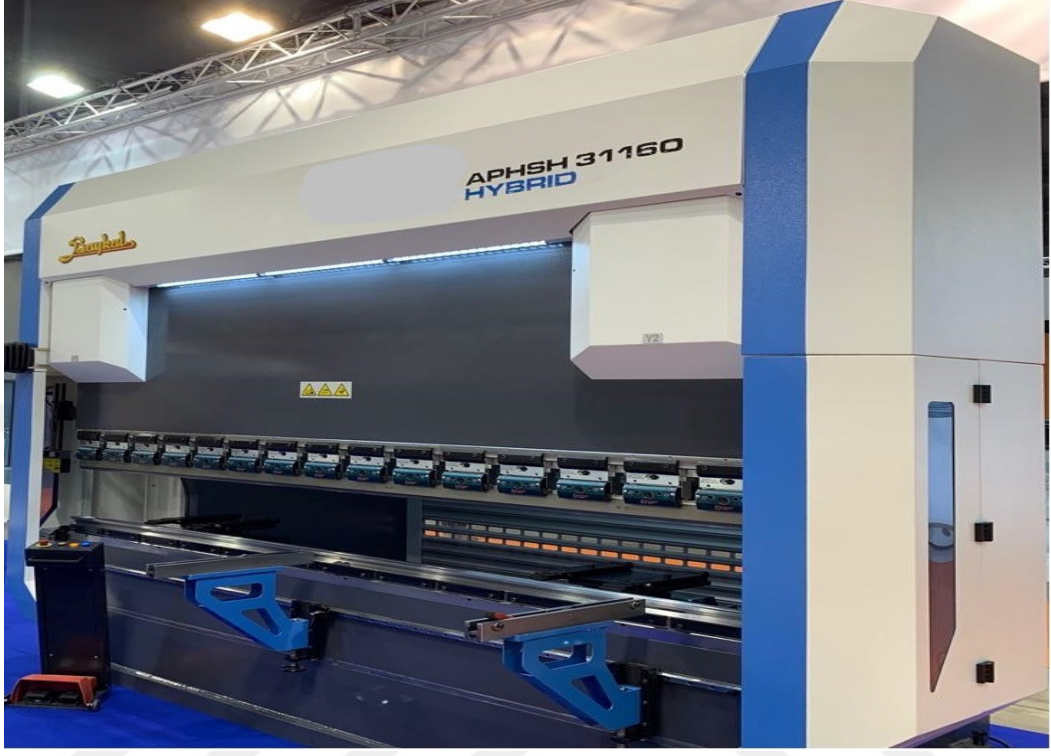
Şekil 3.35’ te A resminde hidrolik eyleyici, B’ de ana yön valfi ve basınç sensörleri, C’ de ise servo motor ve pompa görülmektedir. D’ de ön dolun valfi, E’ de ikinci eksen bileşenlerinden; hidrolik eyleyici, ön dolun servo motor, pompa ve hidrolik depo, F’ de

sistemin elektrik panosu ve bileşenleri, G' de ise pozisyon kontrolü için doğrusal cetvel ve H' de hidrolik akü görülmektedir.



Şekil 3.35. Pompa denetimli sistemde seçilen bileşenlerin abkant perste kullanımı

Şekil 3.36’ da prototip olarak üretilmiş abkant presin tanıtım resmi görülebilir. Burada sac kapatmalar güvenlik standartları gereği makine üzerine olması gerekmektedir.



Şekil 3.36. Abkant pres prototip modeli

Gerçekleştirilmiş olan pompa denetimli prototip modele, standart modellerden farklı ve yeni bir çözüm olduğunu belirtmek, servo motor ile hidrolik sistemin birlikte çalıştığını vurgulamak için prototip model ‘hibrit’ olarak adlandırılmıştır.

4. BULGULAR

Bu kısımda önceki başlıklarda detayları anlatılmış olan pompa denetimli sistem bütün olarak ele alınmıştır. Gerçekleştirilmiş olan simülasyon sonuçları ve deneysel doğrulama çalışmalarının sonuçları analiz edilmiştir. Çalışmanın çıktıları aşağıda belirtilen üç alt başlıkta incelenecektir;

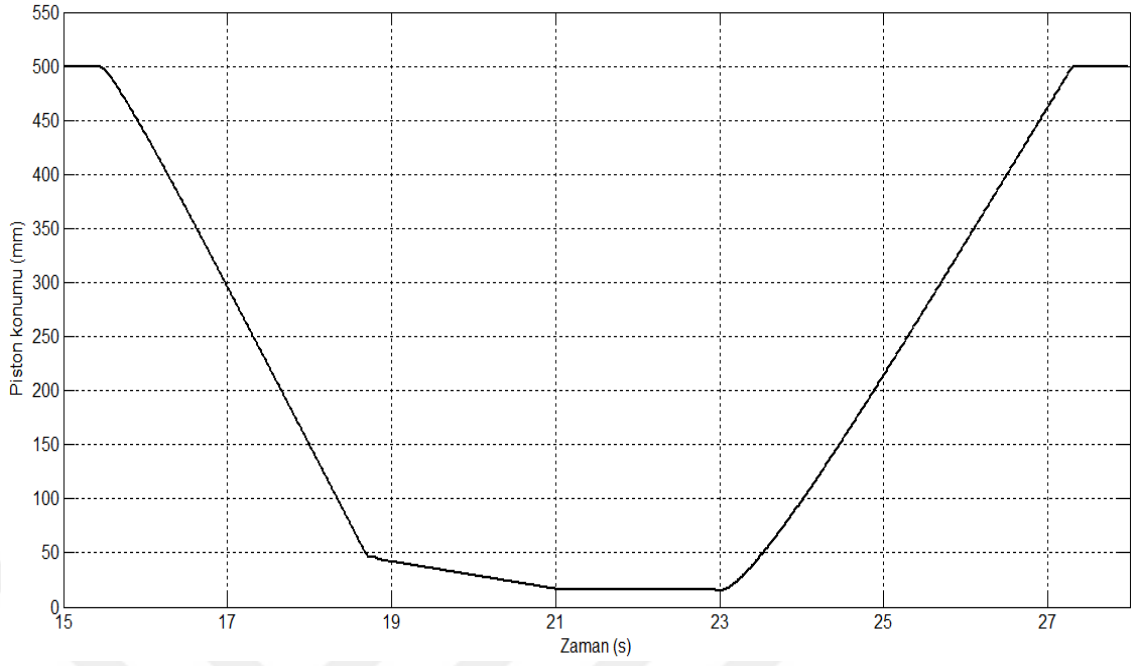
- * Benzetim model analizi
- * Prototip sistem deneysel sonuç analizi
- * Performans ve enerji tasarrufu analizi
- * Maliyet analizi

Benzetim modelinde sistemin konum, hız, debi, basınç ve enerji eğrileri incelenecektir. Ayrıca prototip üzerinde yapılan testlerin sonucunda elde edilen eğriler incelenerek karşılaştırılacaktır. Maliyet analizinde pompa denetimli sistemin olası maliyetleri belirtilenerek geleneksel sistem ile karşılaştırılarak kullanımının uygunluğu değerlendirilecektir. Performans kısmında ise kullanılan geleneksel sistem ile pompa denetimli sistem karşılaştırılacaktır.

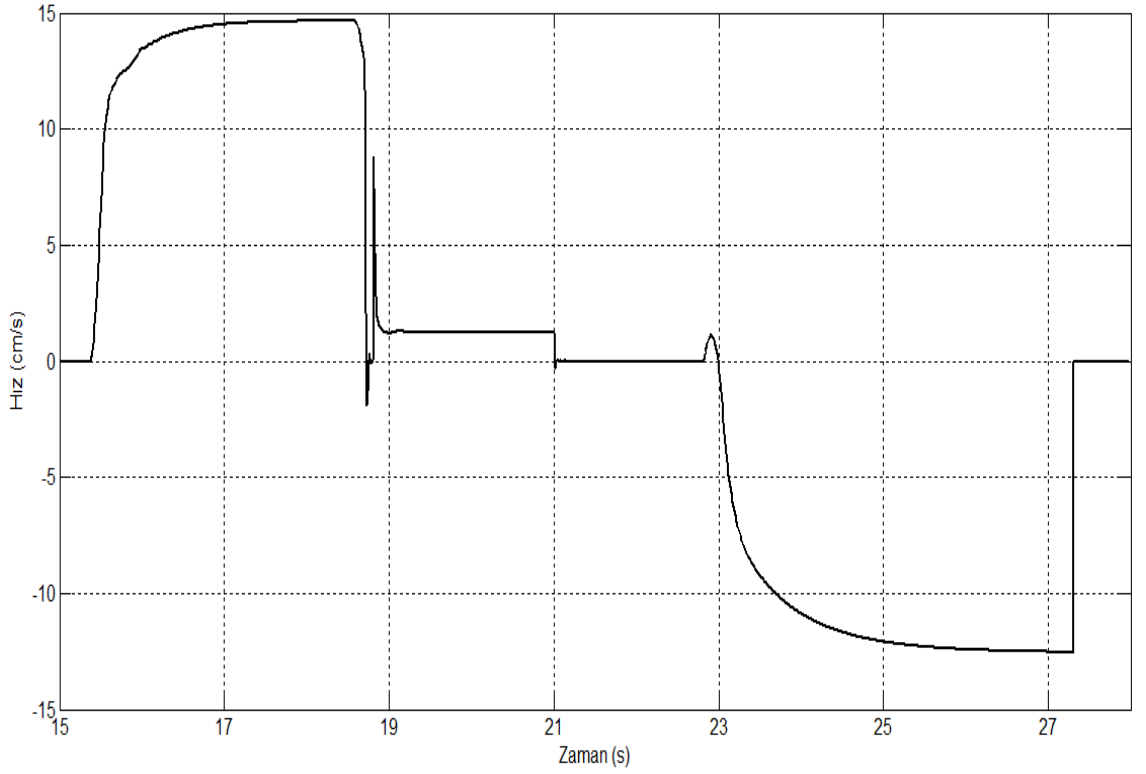
4.1. Benzetim Modeli Analizi

Gerçekleştirilen pompa denetimli sistemin benzetim model sonuçları konum-zaman eğrisini içeren ve Şekil 3.8' de açıklanan çalışma aralıklarında incelenmiştir. Sistemin bir tam çevrimi için gerçek uygulamalardakiyle aynı olması bakımından 10 sn'lik hareket incelenmiştir. Şekil 4.1'de sistemin konum-zamana göre hidrolik eyleyici pozisyon ve Şekil 4.2' de hız-zaman eğrisi görülebilir.

Grafik incelendiğinde Şekil 3.8' de belirtilen abkant presin çalışma aşamalarına göre konum ve hızları görülmektedir. Çıktıda iki farklı birim aynı grafikte olmasından dolayı ölçeklendirme kullanılamamaktadır. Eğriler üzerinden istenilen zamandaki değerler istenilen konuma göre anlık okunabilmektedir.



Şekil 4.1. Sistem konum-zaman grafiği



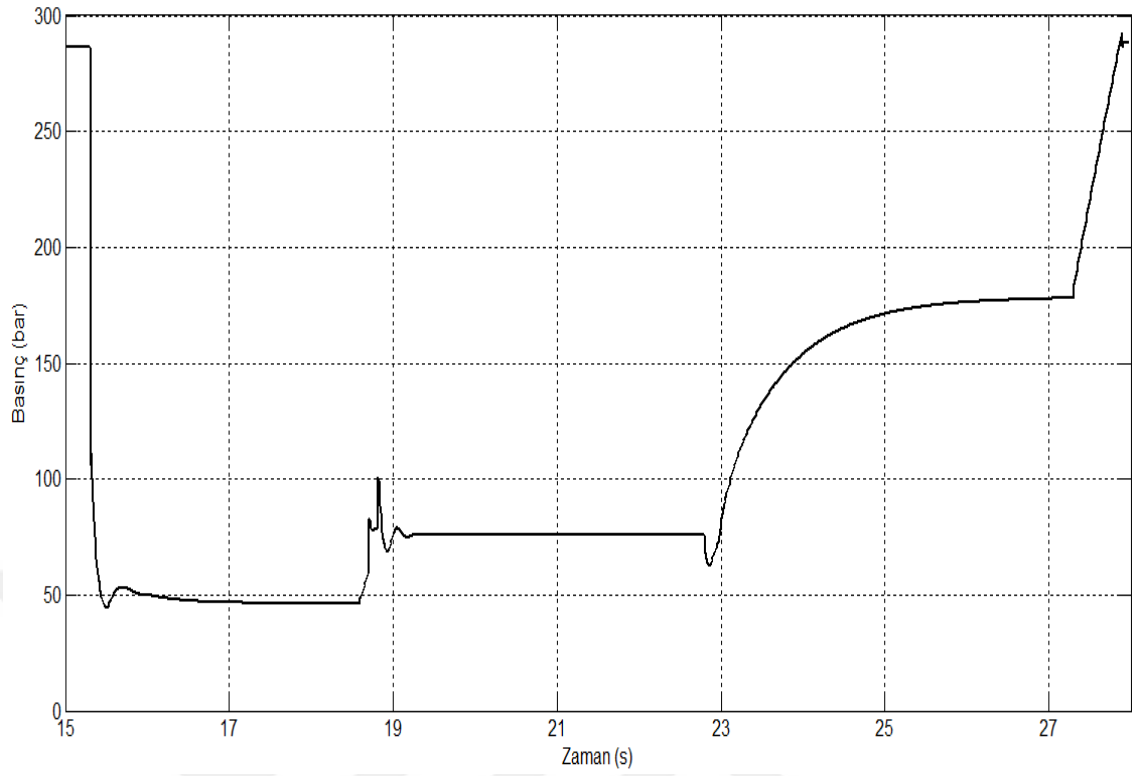
Şekil 4.2. Sistem hız-zaman grafiği

Yapılan benzetimde hidrolik eyleyici 500 mm yol almaktadır. Bu esnada serbest düşme esnasında 14,89 cm/s' lik hıza ulaşmaktadır. Yavaşlama bölgesinde 2,23 cm/s, bükme işlemi esnasında 0,8 cm/s, malzemede şekil değiştirmenin olduğu plastik şekil değiştirme esnasında hidrolik eyleyici hızı 0 cm/s ve geri dönme esnasındaki hızının maksimum 20,41 cm/s olduğu görülmektedir.

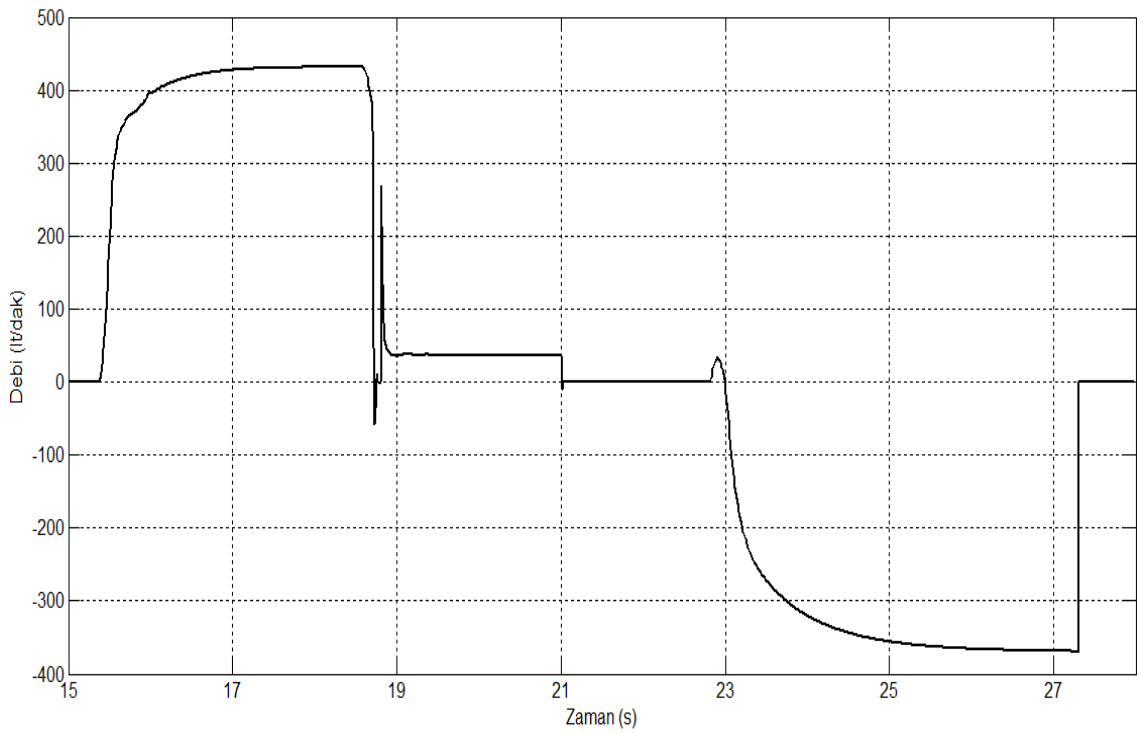
Elde edilen hızların Çizelge 3.1' de verilen değerlere yakın olduğu görülmektedir. Serbest düşmede sırasında 0,11 cm/s kadar sapma olduğu gözlenmektedir. Bükme hızında 0,2 cm/s kadar hedeflenen hızdan sapma görülmektedir. Burada hedeflenen abkant pres makinesinin büküm kapasitesinden kaynaklı olan ince malzemeler için kabul edilen bir durumdur. Tablodaki hız 0,15 cm sac malzeme için yapılan kabuldür. Elde edilen hız maksimum kapasite olan ve prototip olarak hedeflenen abkant presin bükebileceği en kalın 1cm sac malzeme bükümünde elde edilen hızdır. Dönüş hızında 5,41 cm/s kadar daha hızlı olduğu gözlenmektedir. Fakat geri dönüş sırasında fazla olan hızın güvenlik kuralları ve CE normları bakımından bir sakıncası yoktur. Bu durum pompa devri azaltılarak istenildiği şekilde ayarlanabilir.

Şekil 4.3' te sistemin basınç- zaman eğrisi görülebilir. Bu grafik incelendiğinde sistemin bükme işlemi esnasında 287 bar basınca çıktığı görülmektedir. Bunun sebebi malzeme plastik şekil değiştirmesi gerçekleşene kadar gerekli bükme kuvvetinin sağlanması için sisteme basıncın sağlanması gerekmektedir. Aksi halde gerekli bükme işlemi gerçekleşemez. Ortalama sistem basıncının 170 bar olduğu görülmektedir. Şekil 4.4' te debi- zaman eğrisi görülmektedir. Grafik incelendiğinde sistem serbest düşme esnasında toplam debi miktarı 430 lt/dk olarak görülmektedir. Bu miktarda ön dolum ve silindir üst hacmindeki toplam debidir. Pompa üzerinde 47 lt/dak olduğu görülmektedir. İş yapma esnasında 6,64 lt/dak olduğu ve piston tarafında 34,28 lt/dak olduğu görülmektedir.

Aynı zamanda sistemdeki değişimin hıza bağlı olarak simetrik olarak değiştiği görülmektedir. Tez konusu olan ihtiyaca göre pompanın üretmiş olduğu basınç ve debi üretimi sayesinde kontrollü hareket gerçekleştirilmiş olmaktadır.



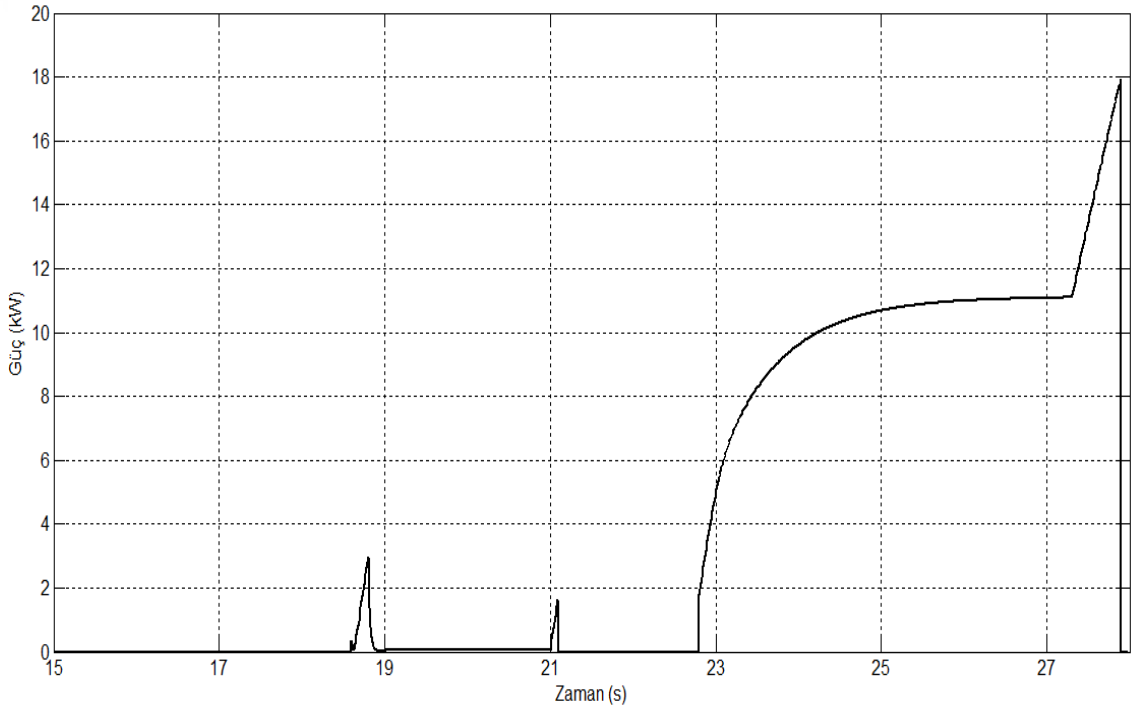
Şekil 4.3. Sistem basınç-zaman grafiği



Şekil 4.4. Sistem debi-zaman grafiği

Şekil 4.5' te ise güç- zaman eğrisi görülebilir. Anlık olarak 18 kW değerler görülse de bunun sebebi motor yön değişimi sırasında oluşan ters kuvvetlerden dolayı anlık akıma bağlı değişimlerdir. Maksimum güç tüketimi 11 kW olarak kısa süreli tüketim olmaktadır. Bükme işlemi sırasında sistemdeki gücün 2,8 kW olduğu görülmektedir. Daha sonra plastik şekil değişiminden sonra ise 1,6 kW ile işlem devam etmiştir.

Burada pompa denetimli sistem ile amaçlanan enerji tasarrufu aşamalarından biri gerçekleştirilmiş olmaktadır. Plastik şekil değişiminden sonra pompa devri motor tarafından ayarlanarak min seviyede enerji tüketimi ile sistem çalıştırılarak istenilen başarı elde edilmiştir.



Şekil 4.5. Sistem güç-zaman grafiği

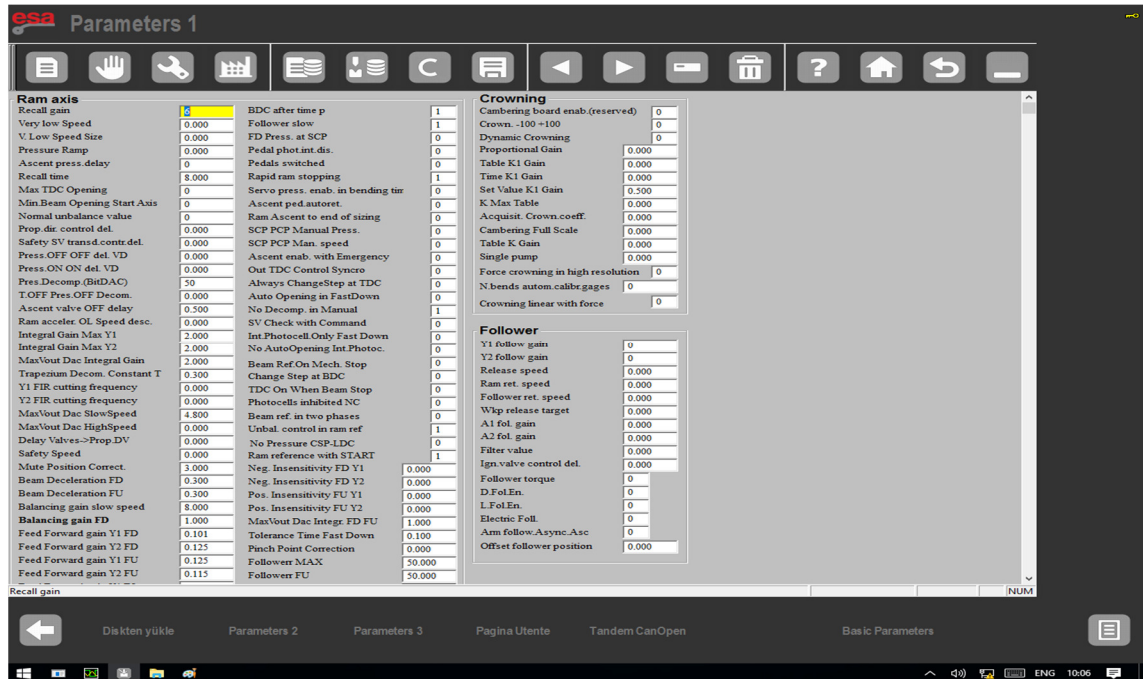
4.2. Prototip Sistem Deneysel Sonuç Analizi

Şekil 4.6' da yapılan prototip abkant pres makinasının ESA CNC denetleyicisi görülmektedir. Denetleyicinin bu ara yüzünde operatör tarafından girilen değerler görülmektedir. Şekil 4.7' de ise yapılacak olan bükme işlemi için detaylı parametre girişlerinin olduğu denetleyici ara yüzü görülebilir. İstenilen sonuçlar elde edilene kadar

bu ara yüzden kazanç değerleri ayarlanarak kodlar kaydedilmekte ve daha sonradan operatör tarafından müdahale edilememektedir.



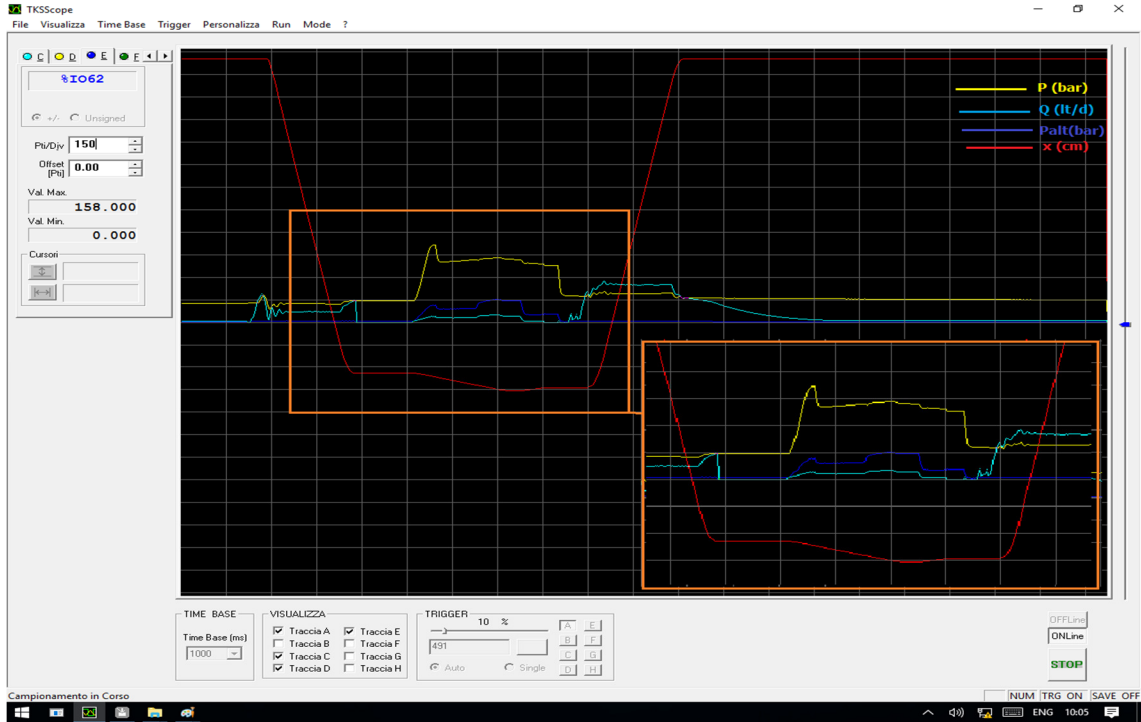
Şekil 4.6. ESA CNC operatör kullanım ara yüzü



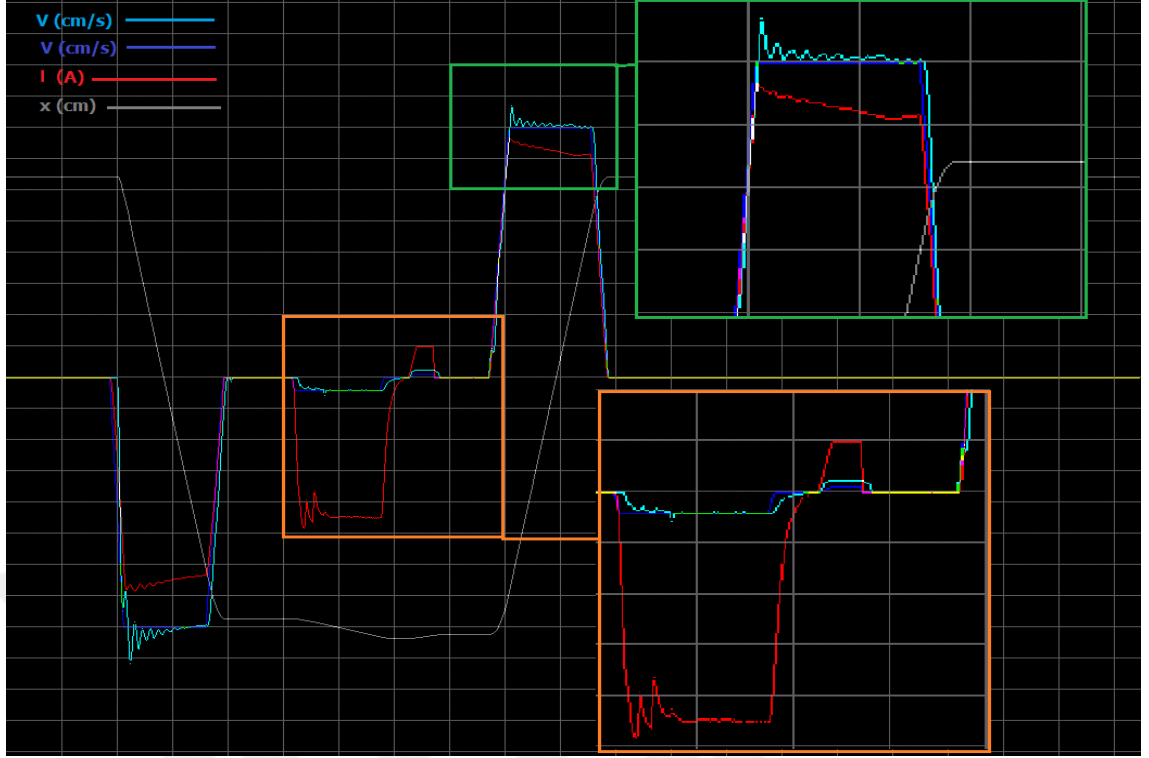
Şekil 4.7. ESA CNC parametre giriş ara yüzü

Yapılan büküm testlerinden sonra elde edilen sonuçlar denetleyici sonuç ve analiz sayfasından alınabilmektedir. Birbirinden farklı birime sahip sonuçlar aynı ekranda gösterdiğinden dolayı değerler eğri üzerinden istenilen zamanda ve konuma göre okunmaktadır. Çıktı grafiğinde sarı renk basıncı, açık mavi renk debiyi, koyu mavi renk hidrolik eyleyici alt basıncını ve kırmızı renk konumu temsil etmektedir. Şekil 4.8' de yapılan bükme sonu elde edilen sonuç grafiği görülebilir. Detaylı olarak istenilen bölgenin üzerine gelinerek istenilen değer öğrenilebilmektedir. Yapılan kontrolde sistem basıncı 285 bar, debinin 24 lt/dak olduğu görülmektedir. Şekil 4.9' de ise sistemin konum zamana bağlı hız ve enerji grafiği görülmektedir. Açık mavi renk elde edilen hızı, koyu mavi renk olması gereken hızı, kırmızı renk akımı ve gri konumu temsil etmektedir. Grafik üzerinden hızların inişte anlık 17,6 cm/s ve sonrasında 15,2 cm/s, bükme sırasında 0,85 cm/s ve geri dönme esnasında 16 cm/s olduğu görülmektedir. Akım maksimum 36 A olarak ölçülmüştür.

Akımın hız ile orantılı olarak değiştiği görülmektedir. Bu durum plastik şekil değiştirme gerçekleştiikten sonra pompa denetimli sistemin, ihtiyaca göre debi ve hızı ayarladığının açıkça göstergesidir.



Şekil 4.8. Prototip konum-zaman basınç ve debi grafiği



Şekil 4.9. Prototip konum-zaman hız ve akım grafiği

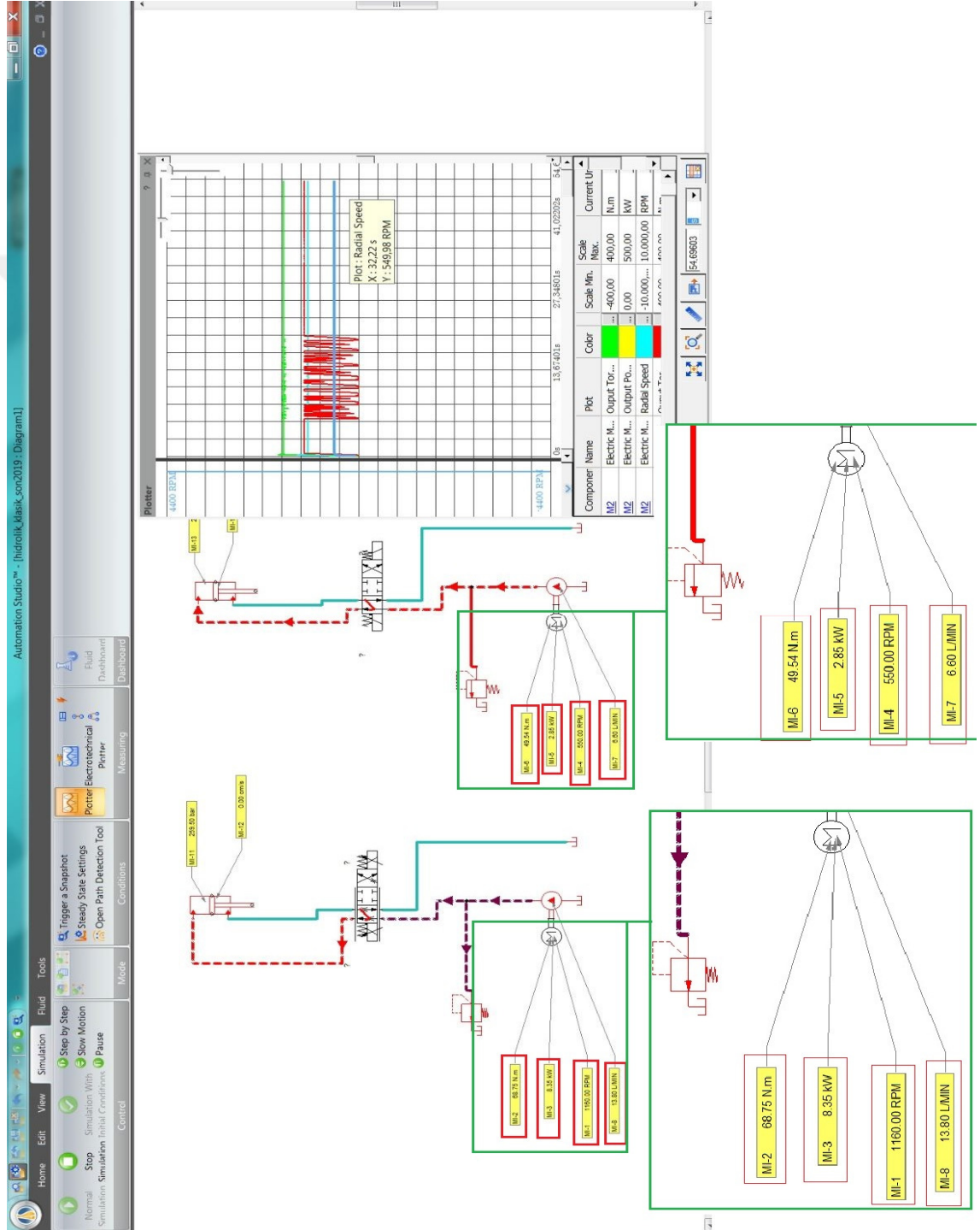
4.3. Performans ve Enerji Verimliliği Analizi

Her iki sistemin performansını debi ve enerji verimliliği olarak değerlendirecek olursak, çalışmalar hem simülasyon hem de gerçek büküm sonuçları olarak karşılaştırılmıştır. Şekil 4.10' da iki sistemin çalışır haldeki simülasyon şeması görülebilir.

Bu karşılaştırma için sistemin en önemli üç bileşeni kullanılmıştır. Sistemde en fazla enerji kaybının yaşandığı oransal valf ile ana yön valfi, yukarıda seçimleri yapılan pompa ve motorlar ile basınç emniyet valfleri modellenmiştir. Sistem en fazla enerji tüketimini bükme işleminde gerçekleştirdiği için tam kapasite büküm uygulanmıştır. Yapılan çalışmada bileşenler üzerine konulan sensörler yardımıyla anlık veriler alınmıştır.

Şekil 4.10' daki şema incelendiğinde iki sistem 295 bar basınçta çalışmaktadır ve pompa denetimli sistemin motor devri 550 d/dak, motor torku 49,54 Nm, pompa debisinin 6,6 lt/dak, motor gücü 2,85 kW olarak görülmektedir. Geleneksel sistemde ise motor devri 1160d/d, motor torku 68,75 Nm, pompa debisi 13,8 lt/dak ve motor gücü 8,35 kW olduğu

görülmektedir. Bu sonuçlardan geleneksel sistemin pompa denetimli sistemden yağ tüketiminin % 47,82 daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durumda ihtiyaç fazlası yağın ne kadar fazla miktarda hidrolik tanka gönderildiği görülmektedir. Bunun sonucunda gereksiz sirkülasyondan dolayı yağın kullanım ömrü azalmaktadır.



Şekil 4.10. Pompa denetimli ve geleneksel valfli sistemin bükme anı simülasyonu

Pompa denetimli sistemde kullanılacak yağın gerekli olanını sisteme sağlama konusunda ayrıca motor devirlerinden de anlaşılmaktadır. Geleneksel sistemde motor % 47,4 daha fazla dönmekte ve dolaylı olarak bir önceki paragrafta bahsedilen gereksiz yağ sirkülasyonu gerçekleşmektedir. Sistemdeki motor torkları birbirine yakındır çünkü gerekli işin yapılabilmesi ve pompanın yeterli basıncı sağlanması için motor torku gereklidir. Motor güçleri ise sistemde kullanılan motorların maksimum basınç anındaki değerleri olup geleneksel sistemin % 34,14 daha fazla olduğu görülür.

Şekil 4.11’ de büküm testleri sırasında yapılan ölçümler görülmektedir. Bu sırada güç ölçer olarak Entes EPR-04S model cihaz kullanılmıştır.



Şekil 4.11. Büküm testlerinde yapılan ölçümler

Çizelge 4.1’ de gerekli ayarlamalar için yapılan test verileri görülmektedir. Burada üst çene 9 cm kadar konum değiştirme gerçekleştirmiştir. Bu sayede bükme işlemi için üst çenenin üst pozisyona giderek zaman kaybı azaltılmakta, esas olarak maksimum enerji tüketiminin olduğu büküm sırasında ölçüm yapabilmektir. Büküm için gerekli parametre ayarları ayrıca verilmiştir. Bu ayarlamalar ile gerçek büküm sonuçları elde edilmek amaçlanmıştır. Bükümü yapılan ve malzemesi St42 olan test parçasının ebatları; 1 cm kalınlık, 20 cm genişlik ve 300 cm boyundadır.

Çizelge 4.1. Büküm test verileri

Program verileri	Büküm açısı(°)	Alt konum(cm)	Düzeltilme	Üst konum(cm)
1 eksen	90	11	4,6	20
2 eksen	90	11	4,6	20
Bombeleme (cm)	5,5	Geri çekilme	0	-
Bombeleme hız(cm/s)	0.45	Direnç	32	-
Büküm genişlik (cm)	20	Üst kalıp	bs-10100	-
Büküm kalınlık(cm)	1	Alt kalıp	bs-21300	-

Çizelge 4.2’ de yapılmış olan prototip testlerinin 30 dakika boyunca 9 cm konum değişimi sırasındaki enerji tüketimi ve buna bağlı enerji verimliliği görülmektedir. W_0 ölçüm cihazının ölçmeye başlaması sırasında ölçülen mevcut değerdir. W_1 ise yapılmış olan testler sonucunda ölçülen değeri belirtmektedir.

Çizelge 4.2. Otuz dakika büküm testi ölçüm sonuçları

30 dakika testi	1. Makine(standart)		2.Makine(pompa denetimli)	
	İnce parça	Kalın parça	İnce parça	Kalın parça
Ölçüm				
W_0	4,85 kWh	6,45 kWh	6,44 kWh	7,25 kWh
W_1	8,22 kWh	8,56 kWh	7,56 kWh	8,35 kWh
$\Delta W (W_1-W_0)$	3,37 kWh	2,11 kWh	1,12 kWh	1,1 kWh
Ortalama	2,74 kWh		1,1 kWh	
Çevrim sayısı	103		108	

Enerji Verimliliği(%)= $((1.\text{mak. enerji sarfiyatı}-2.\text{mak. enerji sarfiyatı})/(1.\text{mak. enerji sarfiyatı}))\cdot 100$

Enerji Verimliliği(%)= $((2,74- 1,1)/(2,74))\cdot 100$

Enerji Verimliliği(%)= 59,8

Enerji verimliliği olarak pompa denetimli sistemin % 59,8 daha verimli olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.3’ te ise yüz çevrim sayısına karşılık aynı koşullarda 9 cm konum değişimindeki tüketimler görülmektedir. Aynı test verileri kullanılmıştır. Burada sistem çalışmasında geleneksel sistemin bir dakika fazla sürdüğü görülmektedir. Sebep olarak pompa denetimli sistem hızlarının biraz daha fazla olmasıdır.

Çizelge 4.3. Yüz çevrim büküm testi ölçüm sonuçları

Çevrim sayısı(100) testi	1. Makine(standart)		2. Makine(pompa denetimli)	
	İnce parça	2. Kalın parça	İnce parça	Kalın parça
W ₀	4,86kWh	6,44kWh	6,44kWh	7,25kWh
W ₁	8,23kWh	8,56kWh	7,76kWh	8,45kWh
ΔW (W ₁ -W ₀)	3,37kWh	2,12kWh	1,32kWh	1,2kWh
Ortalama	2,74 kWh		1,26 kWh	
Test süresi(dak)	31		30	

Enerji Verimliliği(%)=((1.mak. enerji sarfiyatı-2.mak. enerji sarfiyatı)/(1.mak. enerji sarfiyatı))*100

Enerji Verimliliği(%)= ((2,74- 1,26)/(2,74))*100

Enerji Verimliliği(%)= 54,01

Çevrime göre yapılan büküm testlerinde pompa denetimli prototip makinesinin standart makineye göre yaklaşık % 54 verimli olduğu görülmektedir. Düşük değer kabul edilmesi durumunda bu miktarda sarfiyat maliyet konusundaki olumsuzlukların tersine döndürebilecektir.

İki sistemin karşılaştırıldığı Şekil 4.9' da simülasyondan çıkan verim sonucu % 65,8' dir. Fakat bu simulasyonda sadece ana valfler kullanılmıştır. Sistemi oluşturan diğer bileşenlerle birlikte oluşacak kayıplar ve makine üzerinde oluşan mekanik sürtünmeler de ilave edilince buradan gelebilecek kayıplarla birlikte deneysel sonuçlardaki sapma normal olmaktadır.

Geleneksel sistemde kullanılan hidrolik depo kapasitesi yağın aşırı ısınmaması için ve fazladan sirkülasyondan dolayı 135 lt' dir. Pompa denetimli sistemde her bir eksen için hidrolik depo 34 lt' dir. Toplamda iki hidrolik depo hacmi 68 lt' dir. Pompa denetimli sistemde yaklaşık yarısı kadar hidrolik yağ kullanılmaktadır. Bu durumda pompa denetimli sistem çevre kirliliğini önleme açısından da avantajlı bir sistem kabul edilebilir.

4.4. Maliyet Analizi

Hedeflenen pompa denetimli sistemin bileşen bazlı maliyetleri Çizelge 4.4' te görülmektedir. Buradaki maliyetler doğrudan üreticilerden alınan ve devamlı aynı üreticiyle çalışmanın sağladığı indirimli fiyatlardır.

Çizelge 4.4. Pompa denetimli sistem maliyet tablosu

Bileşen adı	Adet	Birim fiyat-€	Maliyet-€
IPVP-20 pompa	2	2 450	4 900
Servo motor ESA-142	2	1 750	3 500
Servo sürücü ESA-143	2	1 100	2 200
Ana valf bloğu	2	550	1 100
Ana yön valf gurubu	2	1 150	2 300
Basınç valf gurubu	2	385	770
Ön dolum Valfleri	2	275	550
Diğer bileşenler	1	420	420
Hidrolik akü	1	350	350
		Toplam	16 090

Çizelge 4.5' te ise geleneksel sistemlerde kullanılan bileşenlerin maliyetleri görülmektedir. Bu tabloda bulunan rakamlar toplu alımlardan dolayı değişik tedarikçilere göre değişmekle birlikte alım adetlerine göre % 20-30 arasında değişen ilave indirim uygulanmaktadır. Pompa denetimli sistemde bu durum olmamasından dolayı indirimler firma bazlı olarak kalmaktadır. Prototip çalışmasında adet söz konusu değildir. Ayrıca kullanılan bileşenler özel ürünler olmasından dolayı maliyet olarak yüksek fiyatları vardır.

İki sistem karşılaştırıldığında 12318 € olmaktadır. Pompa denetimli sistemin seri üretim yapıldığı düşünüldüğünde aynı indirim oranı uygulanması halinde % 20 indirimli halde 12872 €, % 30 indirim uygulanmış haliyle farkın 11263 € olduğu görülmektedir.

Normal durumdaki maliyetler karşılaştırıldığında pompa denetimli sistemin geleneksel sistemden yaklaşık olarak 4,26 kat fazla olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.5. Geleneksel sistem maliyet tablosu

Bileşen adı	Adet	Birim fiyat-€	Maliyet-€
Paletli pompa	1	450	450
Asenkron motor	1	225	225
Esa eksen kartı	1	450	450
Ana valf bloğu	1	550	550
Ana yön valf gurubu	2	650	1 300
Basınç valf gurubu	2	385	770
Ön dolun Valfleri	2	275	550
Diğer bileşenler	1	420	420
		Toplam	4 715
		İndirim %20	3 772

Tüm yapılan indirimlere göre hesaplama yapılırsa dahi aradaki fark 7491 € olmaktadır. Bu durum gerek üretici gerekse müşteriler açısından sorgulanacak maliyetlerdir. Müşteriler ilk yatırım maliyetlerinin fazlalığından dolayı yeni sisteme karşı olumsuz bakabilirler. Üreticiler açısından da dört katından fazla fark olmasından dolayı ek bütçe ihtiyaçlarından dolayı olumsuz yaklaşım olabilir.

Bu olumsuz gibi görünen duruma rağmen, artan enerji maliyetleri ve çevreyle ilgili olumsuz gelişmeler düşünüldüğünde, ülkelerin almış olduğu kararlar gereği ve verilen teşviklerden dolayı yeni sistemler geleneksel sistemlerin yerini alarak özel ürün olmaktan çıkarak seri üretim olan ürünler olacak ve üretim adetlerinin artmasından dolayı maliyetler düşebilecektir. Bu durum üretici ve müşteriler açısından beklentileri karşılayacaktır.

5. SONUÇ

Tez konusu çalışmada çift etkili eyleyicinin pompa denetimi ile konum kontrolü ve analizi incelenmiştir. Temel amaç konum kontrolünün sağlanmasıyla birlikte valf kontrollü geleneksel sistemlerde oluşan enerji kayıplarının önlenmesidir. Bu nedenle geleneksel valf kontrollü sistemlere çözüm olarak oransal valfsiz ve pompa denetimli sistem çalışılmıştır. Sistem matematik modellemesi gerçekleştirilerek AUTOMATION STUDIO programında benzetimi gerçekleştirilmiş ve teorik çalışmayla birlikte prototip üzerinde denemelerden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Geleneksel sistemden farklı olarak valf kısılmalarından oluşan enerji kayıpları önlenmiştir. Benzetim analizlerinden elde edilen teorik sonuçlar da pompa denetimli sistemin geleneksel kontrol yönteminden % 65,8 daha verimli olduğu bulunmuştur. Protoip üzerinde gerçekleştirilen testlerde ise verimlilik zamana bağlı olan ölçümde % 59,8, büküm sayısına göre ise % 54,01 bulunmuştur. Verimlilik ve üretim maliyetleri zamana bağlı olmasından dolayı % 59,8' e göre % 6' lık bir sapma söz konusudur. Fakat sistemin tamamı düşünüldüğünde, yağın sıkışma özelliğinin olması, prototip üzerindeki hidrolik hatların yapısı ve mekanik sürtünmeler düşünüldüğünde bu sapma ihmal edilebilir. Çalışma sonucunun kabul edilebilir derecede yüksek bir verimliliği söz konusudur.

Enerji verimliliğinin yanında pompa denetimli sistemde kullanılan yağ miktarı da yaklaşık % 50 daha azdır ve daha çevreci bir çözüm olarak sunulabilir. Yağ valflerdeki kısılmalara maruz kalmadığı için daha az ısınmakta, dolayısıyla soğutma için fazladan enerji kullanmaya gerek kalmaması ayrıca avantajlı bir durumdur.

Sistemin doğru çalışması için yapılan parametre ayarlamaları pompa denetimli sistemin kontrolünün basit olmasından dolayı, valfli sistemlerdeki doğru parametreler için harcanan zamandan kısa sürmekte ve sistem bu bakımdan da avantajlı olmaktadır.

Maliyet olarak sistemin ilk yatırım maliyetleri yüksek görünmektedir. Fakat işletme ve bakım maliyetleri düşünüldüğünde, enerji verimliliğiyle birlikte maliyetleri kabul

edilebilir seviyede düşünebiliriz. Ayrıca servo teknolojileri ve pompaların günümüzde kolay bulunabilir ve alternatiflerinin olması, sistemin bileşenlerinin kolay tedarik edilmesi pompa denetimli sistemin tercih edilmesini sağlayacaktır.

Bu sonuçlara bağlı olarak çift etkili eyleyicinin pompa denetimi ile hassas kontrolünün yapılabildiği ve hassas bükme işlemlerinde kullanılan abkant preslerde başarılı bir şekilde uygulanabildiği görülmüştür. Bu sonuçları göz önünde bulundurarak ileride hidrolik sistemlerin sağladığı yüksek kuvvetlerin elde edileceği yüksek hacimli sistem tasarımı ve verimliliği üzerinde çalışılabilir.



KAYNAKLAR

- Akova, H. U., Çalışkan, H., Balkan, T., & Platin, E. B. (2013).** Elektro Hidrolik Abkant Pres Tasarımı-I Modelleme ve Benzetim. *Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, TOK2013*, 745–750.
- Altare, G., & Vacca, A. (2015).** A Design Solution for Efficient and Compact Electro-Hydraulic Actuators. *Procedia Engineering*, 106, 8–16.
- Çalışkan, H. (2009).** Modeling and Experimental Evaluation of Variable Speed Pump and Valve Controlled Hydraulic Servo Drives. *Ph.D. Thesis*, The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Middle East Technical University Ankara, Turkey.
- Çalışkan, H., Akova, H. U., Balkan, T., & Platin, B. E. (2014).** Tek Pompa Denetimli Asimetrik Hidrolik Eyleyici Sistemlerin İncelenmesi. *VII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, 465–484.
- Çalışkan, H., Balkan, T., & Platin, B. E. (2011).** Valf ve Pompa Denetimli Tek Milli Hidrolik Eyleyici Sistemlerinin Teorik Karşılaştırması. *Mühendis ve Makina*, 52(620), 40–50.
- Çalışkan, H., Balkan, T., Platin, E. B., & Demirer, S. (2008).** Değişken Devirli Pompa İle Servo Hidrolik Konum Kontrolü. *V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, 359–375.
- Çelikayar, G. (2008).** Servo Motor Tahrikli Pompa Kontrol Sistemleri ve Enerji Tasarrufu. *V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, 151–159.
- Demirkesen, A., & Mühendisi, M. Y. (2013).** Hidrolik Abkant Preslerin Modellenmesi ve Benzetimi. *Figes İleri Mühendislik Ve Ar-Ge Teknolojileri Dergisi, (Şekil 2)*, 24–29. <http://www.figes.com.tr/arge-dergisi-sayi-2/> (Erişim tarihi: 08:01.2019).
- Deng, Y., Wu, Y., & Xu, Y. (2016).** Energy Recovery of Testing Bed for High Speed Hydraulic Pumps. *AUS 2016 - 2016 IEEE/CSAA International Conference on Aircraft Utility Systems*, 1122–1127. <https://doi.org/10.1109/AUS.2016.7748227> (Erişim tarihi: 28.11.2018).
- Detiček, E., & Kastrevc, M. (2016).** Design of Lyapunov Based Nonlinear Position Control of Electrohydraulic Servo Systems. *Strojnicki Vestnik/Journal of Mechanical Engineering*, 62(3), 163–170. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2015.2921> (Erişim tarihi:14.11.2018).
- Filo, G., Lisowski, E., Kwiatkowski, D., & Rajda, J. (2019).** Numerical and Experimental Study of a Novel Valve Using the Return Stream Energy to Adjust the Speed of a Hydraulic Actuator. *Strojnicki Vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, 65, 103–112. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2018.5823> (Erişim tarihi: 26.12.2018).
- Fu, Y., Han, X., Sepehri, N., Zhou, G., Fu, J., Yu, L., & Yang, R. (2018).** Design and Performance Analysis of Position-Based Impedance Control for an Electrohydrostatic

Actuation System. *Chinese Journal of Aeronautics*, 31(3), 584–596. <https://doi.org/10.1016/j.cja> (Erişim tarihi: 15.08.2017).

Gao Bo, Fu Yong-ling, & Pei Zhong-cai. (2005). Research of the Servo Pump's Electrically Driven Variable Displacement Mechanism. *IEEE International Conference Mechatronics and Automation*, 2005, 4(July), 2130–2133. <https://doi.org/10.1109/icma.2005.1626892> (Erişim Tarihi: 17.10.2017).

Gölcü, M. (2002). Endüstriyel Hidrolikte Biriktiriciler ve Kullanım Devreleri. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 8(1),9–17.

Haydim, M. (2006). Elektro Hidrolik Servo Sistemlerde Bulanık Mantık Yaklaşımıyla Konum Kontrolü. *Yüksek Lisans Tezi*, SÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Konya

Habibi, S. (2000). Design of a New High-Performance Electro Hydraulic Actuator. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 5(2), 158–164. <https://doi.org/10.1109/3516.847089> (Erişim Tarihi: 11.02.2019).

Kang, R., Mare, J. C., & Jiao, Z. (2008). Nonlinear Modeling and Control Design of Electro-Hydrostatic Actuator. *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*, 2008(7–3), 665–670. <https://doi.org/10.5739/isfp.2008.665> (Erişim tarihi: 18.03.2019).

Karabulut, M. C. (2016). Design of Hydraulic Valvless Control Actuation System. *Ph.D. Thesis*, The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Middle East Technical University Ankara, Turkey.

Kocacıcak, Z. K., Topçu, E. E., & Yüksel, İ. (2011). Bir Plastik Enjeksiyon Makinesinin Hidrolik Sisteminde Değişken Hız Denetimli Motor Kullanımının Enerji Verimi Açısından Kuramsal İncelemesi. *VI. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, 25–33.

Li, D., Li, Y., Li, Y., Zhang, P., Dong, S., & Yang, L. (2018). Study on PMSM power consumption of dual-variable electro-hydraulic actuator with displacement-pressure regulation pump. *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, AIM, 2018-July*, 1172–1177. <https://doi.org/10.1109/AIM.2018.8452426> (Erişim tarihi: 21.01.2019).

Li, L., Huang, H., Zhao, F., Triebe, M. J., & Liu, Z. (2017). Analysis of a Novel Energy-Efficient System with Double-Actuator for Hydraulic Press. *Mechatronics*, 47, 77–87. <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2017.08.012> (Erişim tarihi: 18.02.2019).

Li, M., Shi, W., Wei, J., Fang, J., Guo, K., & Zhang, Q. (2019). Parallel Velocity Control of an Electro-Hydraulic Actuator With Dual Disturbance Observers. *IEEE Access*, 7, 56631–56641. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2911658> (Erişim tarihi: 19.02.2019).

Liang, L., Le, Z., & Li, J. (2017). Frequency Analysis and PID Controller Design for a Pump-Controlled Electrical Hydraulic System. *2017 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, ICMA 2017*, 1150–1155. <https://doi.org/10.1109/ICMA.2017.8015979> (Erişim tarihi: 27.02.2019).

Lyu, L., Chen, Z., & Yao, B. (2019). Development of Pump and Valves Combined Hydraulic System for Both High Tracking Precision and High Energy Efficiency. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 66(9), 7189–7198. <https://doi.org/10.1109/TIE.2018.2875666> (Erişim tarihi: 13.03.2019).

Megep. (2011). Hidrolik Sistemler. *Elektrik-Elektronik Teknolojisi*. 523EO0049 http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Hidrolik%20Sistemler.pdf (Erişim tarihi: 16.05.2019).

Mercier, J. (1946). Strainer Insert for Hydraulic Accumulators. <https://patentimages.storage.googleapis.com/16/4b/87/4d976dd371930/US2399444.pdf> (Erişim tarihi: 23.03.2019).

Merrit, H. E. (1967). Hydraulic Control systems. *John Wiley & Sons, Inc.*, pp: 75-173.

Moog, W. C. (1956). Electrohydraulic Servo Valve. Retrieved from <https://patentimages.storage.googleapis.com/8c/17/66/a944f328d07b50/US2767689.pdf> (Erişim tarihi: 24.03.2019).

Navatha, A., Bellad, K., Hiremath, S. S., & Karunanidhi, S. (2016). Dynamic Analysis of Electro Hydrostatic Actuation System. *Procedia Technology*, 25(Raerest), 1289–1296. <https://doi.org/10.1016/j.protcy.2016.08.223> (Erişim tarihi: 24.02.2019).

Noskievič, P. (2019). Identification of Linear Hydraulic Actuator using Self-excited Oscillations. *2019 20th International Conference on Research and Education in Mechatronics (REM)*, 5, 1–6.

Obut, İ. (1999). Hidrolik Sistemlerde Enerji Kayıpları ve Yük Duyarlı Sistemlere Geçiş. *I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi*, 17–25.

Quan, Z., Quan, L., & Zhang, J. (2014). Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 35, 336–346. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.04.036> (Erişim tarihi: 06.01.2019).

Samakwong, T., & Assawinchaichote, W. (2016). PID Controller Design for Electro-hydraulic Servo Valve System with Genetic Algorithm. *Procedia Computer Science*, 86(March), 91–94. <https://doi.org/10.1016/j.procs.2016.05.023> (Erişim tarihi: 13.01.2019).

Samtaş, G., & Korucu, S. (2013). Hidrolik Servo Sistemler, Kontrol ve Modellemesi. *Electronic Journal of Vocational Colleges-May*, 68–81.

Shang, T., Submitted, T., & Fulfillment, P. (2004). Improving Performance of an Energy Efficient Hydraulic Circuit. *Ph. D. Thesis*, University of Saskatchewan Saskatoon, Saskatchewan.

Topçu, E. E., Şengirgin, M., & Yüksel, İ. (2011). Servo Valf Kumandalı Elektrohidrolik Bir Konum Denetim Sisteminde Karşı Yükün Etkisinin İncelenmesi. *Mühendis ve Makina*, 59–65.

Topçu, E. E. (2017). PC-Based Control and Simulation of an Electro-Hydraulic System. *Computer Applications in Engineering Education*, (December 2016), 1–13. <https://doi.org/10.1002/cae.21831> (Erişim tarihi: 03.02.2019).

Watton, J. (1989). Fluid Power System. *Prentice Hall International Ltd.*, pp: 34-43.



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Özkan PEHLİVANOĞLU
Doğum Yeri ve Tarihi : Kırcaali- 06.07.1980
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Bursa Cumhuriyet Lisesi -1997
Lisans : Eskişehir Osmangazi Üniversitesi –Mühendislik Mimarlık
Fak.-Makine Mühendisliği -2002

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Ünalsan Mak. San.Ltd. 2004-2006
Baykal Mak.San. A.Ş. 2006---

İletişim (e-posta) : ozkanpehlivanoglu@gmail.com

Yayınları : ---