

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ELEKTROHİDROLİK KONTROLLÜ MOBİL HİDROLİK YÖN DENETİM
VALFİ TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Burak YERLİOĞLU

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

ARALIK 2017

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ELEKTROHİDROLİK KONTROLLÜ MOBİL HİDROLİK YÖN DENETİM
VALFİ TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Burak YERLİOĞLU
(503141209)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Vedat Temiz

ARALIK 2017

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503141209 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Burak YERLİOĞLU, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ELEKTROHİDROLİK KONTROLLÜ MOBİL HİDROLİK YÖN DENETİM VALFİ TASARIMI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Cemal BAYKARA**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ümit Özgen ÇOLAK ÇAKIR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **15 Kasım 2017**
Savunma Tarihi : **15 Aralık 2017**





Aileme,



ÖNSÖZ

Tez çalışmamda değerli bilgileri ile bana yol gösteren ve her zaman yanımda olan tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Vedat Temiz'e, Hema Endüstri A.Ş. ARGE Bölümü'ne, özellikle Turgay Kolcuoğlu, Murat Bahtiyar, Gökay Uymaz, Aziz Asrak'a, İTÜ Makina Fakültesi, Konstrüksiyon Anabilim Dalı'nın kıymetli mensuplarına, bu günlere gelmemde en büyük pay sahibi olan ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

Aralık 2017

Burak Yerlioğlu
Makina Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı	10
1.2 Literatür Araştırması	11
1.2.1 Önceki çalışmalar	11
1.2.2 Pazarın mevcut durumu.....	12
2. TASARIM KRİTERLERİ	19
2.1 Sürgü Hareketinin Belirlenmesi	19
2.1.1 Sürgünün hareketi için gerekli pilot basıncının sağlanması.....	19
2.1.2 Pilot basıncının etki ettiği yüzey alanı	20
2.1.3 Merkezleme yay katsayısı ve kuvveti	20
2.1.4 Sürgüye etki eden akış kuvvetleri	20
2.2 İstekler Listesinin Oluşturulması	27
2.3 Temel Fonksiyonun Oluşturulması	29
2.4 Sistemin Giriş ve Çıkış Büyüklükleri.....	30
2.5 Fonksiyon Strüktürü	32
3. ÇÖZÜMLERİN GELİŞTİRİLMESİ.....	33
3.1 Pilot Basıncının Sağlanması.....	33
3.1.1 Basınç düşürücü valfler	33
3.1.2 Minimum basınç valfleri	35
3.1.3 Şarj pompası.....	36
3.2 Pilot Basıncının Yönlendirilmesi	37
3.2.1 Solenoid valfler	37
3.2.2 Oransal solenoid valfler	39
3.3 Çözüm – 1	40
3.4 Çözüm – 2	41
3.5 Çözüm – 3	43
3.6 Çözüm Seçimi	44
4. ÇÖZÜMÜN DETAYLANDIRILMASI	47
4.1 Fonksiyonel Tanım ve Hidrolik Devre.....	47
4.2 Basınç Düşürücü Valf Seçimi	51
4.3 Kontrol Ünitesi Seçimi.....	52
4.4 Servo-Piston Basınç-Alan-Kuvvet Hesabı	53
4.5 Yay Seçimi	55

4.6 Sızdırmazlık Elemanlarının Belirlenmesi.....	59
4.6.1 Dış yağ kaçağı için o-ring sıkıştırma hesabı.....	63
4.7 Malzeme Seçimi	64
4.7.1 Yön denetim valfi gövde ve sürgü malzemesi	65
4.7.2 Servo-piston malzemesi	66
4.7.3 Ara blok malzemesi.....	66
4.7.4 Basınç düşürücü valf bloğu malzemesi	67
5. AMESİM SİMÜLASYON YAZILIMINDA MODELLEME	69
6. PROTOTİPLEME ÇALIŞMALARI	75
6.1 EH Kontrollü Yön Denetim Valfinin Prototiplenmesi	75
6.1.1 Yön denetim valfi dilimi montajı	75
6.1.2 Servo-piston montajı	76
6.1.3 EH kontrol yön denetim valfi dilimi montajı	76
6.1.4 İki dilimli EH kontrol yön denetim valfi montajı.....	77
6.2 EH Kontrollü Yön Denetim Valfi Fonksiyon Testleri	78
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	81
KAYNAKLAR.....	83
ÖZGEÇMİŞ.....	85

KISALTMALAR

A.Ş.	: Anonim Şirket
ARGE	: Araştırma Geliştirme
CAD	: Computer Aided Drawing
l/dak	: Litre/Dakika
N	: Newton
mm	: Milimetre
mm²	: Milimetrekare
N/mm²	: Newton/Milimetrekare
g/cm³	: Gram/Santimetreküp
lb/ft³	: Pound-Foot
kV/mm	: Kilovolt/Milimetre
GPa	: Gigapascal
psi	: Pounds Per Inch Square
MPa	: Megapascal
kN-m/kg	: Kilonewton-Metre/Kilogram
µm/m-K	: Mikrometre/Metre-Kelvin
J/kg-K	: Joule/Kilogram-Kelvin
W/m-K	: Watt/Metre-Kelvin
3D	: 3 Dimensional
1D	: 1 Dimensional
LP	: Lumped Parameter
CFD	: Computational Fluid Dynamics
FEA	: Finite Element Analysis
EH	: Elektro Hidrolik
HPCO	: High Pressure Carry Over
HB	: Brinell Hardness
PTFE	: Politetrafloroetilen
GG	: Grey Lamellar Graphite Cast Iron
SAE	: Society of Automotive Engineers
ISO	: International Organization for Standardization



SEMBOLLER

°	: Derece
°C	: Santigrat Derece
°F	: Fahrenheit Derece
L	: Uzunluk
F	: Kuvvet
cos	: Kosinüs
sin	: Sinüs
K	: Kesin İstek
A	: Arzu Tipi İstek
H	: Hedef Gösteren İstek
G _y	: Kayma Modülü
V	: Volt
Al	: Alüminyum
Cu	: Bakır
Mn	: Mangan
Pb	: Kurşun
S	: Kükürt
Si	: Silisyum
Mg	: Magnezyum
Zn	: Çinko
Li	: Lityum



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : İstekler listesi.....	28
Çizelge 2.2 : Temel fonksiyonu elde etme adımları [14].	29
Çizelge 2.3 : Sistemin giriş ve çıkış büyüklükleri.	31
Çizelge 3.1 : Temel hedefler listesi.	44
Çizelge 3.2 : Fayda-değer analizi.	46
Çizelge 4.1 : Hat bağlantıları.	48
Çizelge 4.2 : Kontrol ünitesi özellikleri [19].	53
Çizelge 4.3 : O-ring 1 ve 2' nin ölçüleri.	64
Çizelge 4.4 : O-ring 3 ve 4' ün ölçüleri.	64
Çizelge 4.5 : GG30 lamel grafitli dökme demir malzeme özellikleri [25].	65
Çizelge 4.6 : 6082-T6 Al alaşımı malzeme özellikleri [27].	68
Çizelge 6.1 : EH kontrollü valf dilimi test sonuçları.	79



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Basit çek valf.	1
Şekil 1.2 : İki yöllü elle kontrollü valf.	1
Şekil 1.3 : Üç yöllü hidrolik kontrollü valf.	2
Şekil 1.4 : Dört yöllü hidrolik kontrollü valf.	2
Şekil 1.5 : Valf konumları ve portları.	2
Şekil 1.6 : Üç ve sonsuz konumlu valfler.	3
Şekil 1.7 : Çeşitli valf merkez konfigürasyonları.	4
Şekil 1.8 : Paralel devrede tam basınç sağlayan dilimli valf.	6
Şekil 1.9 : Aktüatör ve kontrol tipleri.	8
Şekil 1.10 : Karmaşık denetimler.	8
Şekil 1.11 : Dört yöllü valfler için denetim tipleri.	8
Şekil 1.12 : Hidrolik kilitlemeli, iki konumlu, dört yöllü valf.	9
Şekil 1.13 : HDS16 valf dilimli hidrolik devresi [10].	13
Şekil 1.14 : Basınç düşürücü valf ve hidrolik devresi [10].	13
Şekil 1.15 : İki tarafa solenoid konumlandırılmış valf dilimi [10].	14
Şekil 1.16 : Tek tarafa solenoid konumlandırılmış valf dilimi [10].	14
Şekil 1.17 : Geri basınç valfli çıkış kapağı [10].	15
Şekil 1.18 : İki dilimli içeriden pilotlu EH yön denetim valfi montajı [11].	15
Şekil 1.19 : Dışarıdan pilotlu EH kontrol yön denetim valfi montajı [11].	16
Şekil 1.20 : Dışarıdan pilotlu EH kontrollü yön denetim valfi devresi [11].	16
Şekil 1.21 : VDP08 EH kontrollü yön denetim valfi montajı [12].	17
Şekil 1.22 : Pilot basıncının içeriden sağlanması [12].	17
Şekil 1.23 : EH kontrol ünitesi [12].	18
Şekil 2.1 : Akışın valf galerisinden geçerken oluşan akış kuvvetleri.	21
Şekil 2.2 : Radyal boşluğun jet açısı üzerindeki etkisi.	22
Şekil 2.3 : Valf kanallarına giren akış.	24
Şekil 2.4 : Basınç düşümü akış kuvveti dengelenmesi kullanan sürgülü valf.	25
Şekil 2.5 : Akış kuvveti dengelenmesi için devirdaim odacıklarını kullanan valf. ...	26
Şekil 2.6 : Dengelenme için negatif kuvvet portları kullanılan sürgülü valf.	26
Şekil 2.7 : Tipik akış kuvveti eğrileri.	27
Şekil 2.8 : Sistemin temel yapısı.	31
Şekil 2.9 : Fonksiyon strüktürü.	32
Şekil 3.1 : Basınç düşürücü valf hidrolik sembolü.	34
Şekil 3.2 : Basınç düşürücü valf modeli.	34
Şekil 3.3 : Minimum basınç valfi modeli ve hidrolik sembolü.	35
Şekil 3.4 : Minimum basınç valfli tip hidrolik kontrol valfi devresi şeması.	36
Şekil 3.5 : Islak pimli solenoidin iç yapısı.	39
Şekil 3.6 : Kontrol ünitesi ve ara blok.	41
Şekil 3.7 : Çözüm – 1 valf dilimi montajı.	41
Şekil 3.8 : Çözüm – 2 valf dilimi montajı.	42

Şekil 3.9 : Kontrol ünitesi ve servo-piston.	42
Şekil 3.10 : Monoblok EH yön denetim valfi.	43
Şekil 3.11 : EH kontrol kesiti.	43
Şekil 4.1 : Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valf dilimi kesiti.	47
Şekil 4.2 : Valf dilimi hidrolik devresi.	48
Şekil 4.3 : Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi montajı.	49
Şekil 4.4 : Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi hidrolik devresi.	50
Şekil 4.5 : Basınç düşürücü valf görünüşü ve ISO sembolü [18].	51
Şekil 4.6 : Kontrol ünitesi.	52
Şekil 4.7 : Servo-piston ölçüleri.	54
Şekil 4.8 : Pilot basıncının etkidiği yüzey alanı.	54
Şekil 4.9 : Sürgüye etki eden sürtünme kuvveti.	56
Şekil 4.10 : Yay ölçüleri.	56
Şekil 4.11 : Gutekunst' tan elde edilen yay değerleri.	57
Şekil 4.12 : Yay karakteristiği.	58
Şekil 4.13 : Goodman diyagramı.	58
Şekil 4.14 : Yay gevşemesi.	59
Şekil 4.15 : O-ring ölçüleri.	60
Şekil 4.16 : Statik eksenel uygulama örneği.	60
Şekil 4.17 : Statik radyal uygulama örneği.	60
Şekil 4.18 : Statik kurtazgı uygulama örneği.	61
Şekil 4.19 : İleri-geri hareket dinamik uygulama örneği.	61
Şekil 4.20 : Hem dönme hem ileri-geri hareket olan uygulama örneği.	62
Şekil 4.21 : Dönen hareket dinamik uygulama örneği.	62
Şekil 4.22 : Elektrohidrolik kontrol tasarımında o-ring uygulaması.	63
Şekil 5.1 : Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi AMESim modeli.	69
Şekil 5.2 : Kontrol ünitesi modeli.	70
Şekil 5.3 : Sürgü ve merkezleme modeli.	71
Şekil 5.4 : Test sistemi modeli.	72
Şekil 5.5 : Giriş sinyal voltajı / Valf sürgü stroğu grafiği.	72
Şekil 5.6 : Strok / Akış alanı grafiği.	73
Şekil 5.7 : Debi / Strok eğrisi.	73
Şekil 6.1 : Yön denetim valfi montajı.	75
Şekil 6.2 : Servo-piston montajı.	76
Şekil 6.3 : EH kontrol yön denetim valfi montajı.	77
Şekil 6.4 : İki dilimli elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi.	77
Şekil 6.5 : Valf test tezgahı.	78
Şekil 6.6 : Fonksiyon testleri.	78
Şekil 6.7 : Giriş debisi / valf sürgü stroğu ölçümü.	80
Şekil 6.8 : Giriş sinyaline bağlı olarak sürgü stroğu değişimi ölçümü.	80

ELEKTROHİDROLİK KONTROLLÜ MOBİL HİDROLİK YÖN DENETİM VALFİ TASARIMI

ÖZET

Mobil hidrolik yön denetim valfleri, traktör, forklift, iş makineleri gibi araçlarda çeşitli ekipmanları hareketlendirmek için kullanılır. Emniyet valfi, içine monte edilmiş çek valf, antişok ve anti-kavitasyon valfi veya karşı-denge valfi gibi diğer yardımcı valfleri içeren mobil hidrolik yön denetim valfleri genelde altı yollu, sürgülü valflerdir. Valflerin yapıları, tek bir gövdeden monoblok şeklinde olabileceği gibi dilimli olarak cıvatalanarak sandviç şeklinde de olabilir. Valflerin hidrolik devreleri kullanım alanına göre; paralel, tandem, seri veya bunların kombinasyonlarından oluşabilir. Bu valfler genellikle açık merkezlidir. Yani sürgüler nötr konumda iken pompa debisi tanka tahliye edilir. Herhangi bir sürgünün tam strok ilerletilmesi ile pompa debisinin tamamını, silindir, hidrolik motor gibi hareketlendiricileri pompa debisi hızında hareket ettirebileceği gibi, kısmen ilerletilmesi ile debi ayarı yapılarak hidrolik silindir ve motorların daha düşük hızlarda hareket ettirilmesi sağlanabilir.

Yön kontrol valflerinin çift etkili sürgü, yüzdürme sürgüsü, hızlandırma sürgüsü ve motor sürgüsü olmak üzere ihtiyaç duyulan fonksiyona göre kullanılan değişik sürgü tipleri vardır. Aynı zamanda kontrol tiplerine göre de direkt uyarılı ve pilot uyarılı olarak iki ana grup altında incelenebilirler. Direkt uyarılı tiplerde elle kontrollü, mekanik kontrollü, hidrolik kontrollü, pnömatik kontrollü ve elektrik kontrollü, pilot uyarılı tiplerde ise elektrohidrolik ve elektropnömatik kontrollü tipleri vardır.

Teknolojik gelişmelere paralel olarak sürgülerin kontrolünün elektrohidrolik bir sistemle yapılması tercih edilmektedir. Elektrohidrolik uyarıya ihtiyaç duyulmasının başlıca sebeplerinden biri özellikle yüksek debili valflerde kullanıldığında sürgüyü merkezleyebilmek için zorunlu olan yüksek yay sabitine sahip yaylara karşı uzun çalışma saatlerinde operatörlerin çabuk yorulmasını engellemektir. Elektrohidrolik uyarı sistemi sayesinde işi operatör değil hidrolik yağ basıncı yaparken, operatör istediği hassasiyetle kontrolü sağlamaktadır.

Tasarıma başlamadan önce, literatür araştırması yapılarak konuyla ilgili yapılan araştırmalar taranmıştır. Elektrohidrolik kontrol sistemlerinin kullanım alanları ve tipleri hakkında ön bilgi oluşturulmuştur. Ardından pazarda bulunan mevcut elektrohidrolik kontrol sistemleri incelenmiş ve kullanılan ürünler ve farklılıkları belirlenmiştir. Literatür araştırması olarak elektrohidrolik kontrol sistemlerinin elemanları olan aç-kapa ve oransal solenoid valfler ve bunların sisteme uygulanabilirliği araştırılmıştır. Sonuçta farklı firmaların ürünleri incelenmiş ve çalışma prensiplerine bakılmıştır. Araştırma sonucunda tasarım için elde edilen bu ön bilgi ile mevcut valflerde ve yeni tasarlanacak yön denetim valflerine elektrohidrolik kontrol seçeneğinin sunulması amaçlanmıştır.

Elektrohidrolik kontrol sistemi için ilk olarak tasarımın temelini oluşturacak tasarım kriterleri belirlenmiştir. Sağlanacak yağ pilot basıncı 15 bar, bu pilot basıncının etki ettiği sürgü çapı 16 mm olarak belirlenmiştir. Oransal olarak hassas kontrolün yapılması amaçlanmıştır. Daha sonra probleme farklı çözümler bulabilmek amacıyla konstrüksiyon sistematigi adımları uygulanmıştır. Konstrüksiyon sistematiginin en önemli adımlarından biri istekler listesinin oluşturulmasıdır. İstekler problemin çözümünü oluşturacak olan teknik yapının niteliksel ve niceliksel özelliklerinin belirtildiği büyüklüklerdir. Bu amaç doğrultusunda, istekler listesi oluşturulmuş ve bu istekler yardımıyla temel fonksiyon elde edilmiştir. Elektrohidrolik kontrol için gerekli giriş ve çıkış büyüklükleri belirlenmiştir. Ayrıca, giriş ve çıkış büyüklükleri arasında meydana gelen fonksiyonlar ve birbirleriyle olan ilişkileri oluşturulmuştur. Fonksiyon yapılarının gösterildiği bu düzene fonksiyon strüktürü denilmektedir. Yapılan çalışmada fonksiyon strüktürü belirlenmiştir. Böylece çözümlerin geliştirilmesi için gerekli bilgiler hazırlanmıştır.

Çözümlerin geliştirilmesi sürecinde her çözüm için ortak isterler belirlenmiştir. Bu duruma göre sürgünün hareketini sağlayacak pilot basıncını yönlendiren solenoid valfleri içeren kontrol ünitesi, valf tedarikçi firmalarının kataloglarından seçilmiştir. Ayrıca çalışma basıncını düşürerek, istenilen pilot basıncını elde etmek için kartriç valf tedarikçilerinden basınç düşürücü valf belirlenmiştir. Basınç düşürücü valfin oluşturduğu pilot basıncı, solenoid valfler ile yönlendirilecek ve bu basıncın etki ettiği yön denetim valfi sürgüleri, oluşan sürtünme kuvvetlerini, akış kuvvetlerini ve yay kuvvetini yenerek istenilen konuma gelecektir. Böylece iş portlarına gerekli olan yağ gönderilecek ve ekipmanların kontrolü sağlanacaktır. Bu amaçla üç adet çözüm oluşturulmuş ve bu kapsamda kontrol üniteleri yön denetim valfine adapte edilmiştir. Oluşturulan birinci çözümde elektronik kontrol ünitesi ve konum algılayan elemana sahip olan ve oransal solenoid valflerden oluşan elektrohidrolik kontrol ünitesi içeriden elde edilen pilot basıncı ile sürgüyü hareket ettirirken, ikinci çözümde pilot basıncı harici olarak sağlanır ve bu basıncın etkideği servo-piston aracılığıyla sürgü hareket ettirilecektir. Üçüncü çözümde ise valf sürgüsünün her iki ucuna yerleştirilecek solenoid valflerin yönlendirdiği içeriden sağlanan pilot basıncı ile sürgünün kontrolü yapılacaktır.

Her bir çözüm için gerekli hidrolik elemanlar seçilmiş ve yön denetim valfine nasıl uygulanacağı belirlenmiştir. Oluşturulan çözümler Creo CAD programında katı olarak modellenmiştir. Ardından belirlenen temel ve alt hedeflere göre çözümler için fayda-değer analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda Çözüm-2 en yüksek puanı aldığı için detaylandırılmak üzere seçilmiştir. Çözüm-2’ de tasarlanan elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfinin hidrolik devresi oluşturulmuş ve çalışma prensibi anlatılmıştır. Tasarım uygun boyutlar ile modellenmiş ve son halini almıştır. Tasarımda kullanılan kontrol ünitesi ve basınç düşürücü valf hakkında bilgi verilmiştir. Servo-pistonun halka alanına etkiyen pilot basıncı ile oluşacak kuvvet hesaplanmış ve buradan yola çıkılarak merkezleme yayı hesaplamaları Gutekunst yay programında yapılmıştır. Ardından sızdırmazlık elemanları hakkında ön bilgi verilmiş ve seçilen o-ringler için sıkıştırma oranı hesabı yapılmıştır. Tasarlanan teknik yapıtlar için malzeme seçimi önemli konulardan biridir. Seçilen malzemeler, bir konstrüksiyonun imalat sürecini, ömür ve dayanıklılığını belirlemektedir. Çalışmada, sistem bileşenlerinin malzemeleri belirlenmiş ve bunlar hakkında bilgi verilmiştir.

Prototip üretildikten sonra yapılması planlanan testleri bilgisayar ortamında doğrulamak için Hema Endüstri A.Ş. ARGE Hidrolik Sistemler Tasarım

departmanında AMESim simülasyon paket programında sistem modellenmiştir. Bunun için AMESim programındaki sinyal, hidrolik, hidrolik bileşen tasarımı ve mekanik tasarım kütüphanesine ait modellerden yararlanılmıştır. Oluşturulan modelden faydalanılarak Giriş sinyal voltajı/Valf sürgü stroğu ve Strok/Debi grafikleri elde edilmiştir.

Prototipleme çalışması, tasarlanan sistemin fonksiyonunu ne şekilde ve doğrulukta yerine getireceğinin görülmesi amacıyla yapılmıştır. Prototipleme işlemleri Hema Endüstri A.Ş. ARGE Atölyesinde gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, bazı parçalar çeşitli takım tezgahlarında işlenerek üretilmiştir. Bazı parçalar ise yan sanayilerden tedarik edilmiştir. Bu parçaların montajı gerçekleştirilerek Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi oluşturulmuştur. Ardından, valfin fonksiyon testleri gerçekleştirilmiş ve Giriş sinyal voltajı/Valf sürgü stroğu ve Strok/Debi grafikleri elde edilmiştir.

Sonuç olarak, prototipleme ve test çalışmaları ile tasarımın fonksiyonunu ne şekilde ve doğrulukta yerine getirdiği görülmüştür. AMESim programında modellenen sistemden elde edilen veriler ile yapılan test sonuçları karşılaştırılmış ve benzer sonuçlar elde edildiği görülmüştür.



THE DESING OF ELECTROHYDRAULIC CONTROL MOBILE HYDRAULIC CONTROL VALVE

SUMMARY

In vehicles such as tractors, forklifts, work machines, mobile hydraulic direction control valves are used to actuate various equipments. The mobile hydraulic directional control valves are generally six way, spool valves with an integral check valve, relief valve, anti-shock and anti-cavitation valve or other auxiliary valves such as counterbalance valve. The structures of the valves may be monoblock from a single body, or may be sectional and bolted to form a sandwich. Hydraulic circuits of valves are used according to their usage; parallel, tandem, serial, or combinations thereof. These valves are usually open centered. That is, the pump is drained to the tank when the spools are in the neutral position. By moving the full stroke of any spool, it is possible to move the entire pump unit, such as cylinders, hydraulic motors, at the speed of the pump, or by moving the hydraulic cylinder and motors at a lower speed by partially adjusting the flow rate.

Directional control valves have different types of spool that are used according to the function required as double acting spool, float spool, regen spool and motor spool. At the same time, according to the control types, they can be investigated under two main groups as direct acting and pilot operated. There are types with direct control, manual control, mechanical lever control, hydraulic control, pneumatic control and electrical control, and electro-hydraulic and electro-pneumatic control types in pilot operated control type.

In parallel with technological developments, it is preferred to control the spool with an electro-hydraulic system. One of the main reasons for the need for electro-hydraulic control is to prevent operators from getting tired during long working hours against springs with high spring constant, which is essential for centering the spool, especially when used in high-flow valves. Thanks to the electro-hydraulic control system, the operator does not need to be operator but hydraulic oil pressure, the operator gives the desired precision control.

Prior to the beginning of the design, a review of the existing electrohydraulic control systems should be done by conducting a literature search. Preliminary information about the usage areas and types of electrohydraulic control systems has been prepared. Subsequently, existing electrohydraulic control systems in the market were investigated and used products and their differences were determined. Literature research has investigated the on-off and proportional solenoid valves of electrohydraulic control systems and their applicability to the system. As a result, the products of different companies have been investigated and the working systems have been examined. As a result of this research, it is aimed to present the electrohydraulic control option to existing valves and new design direction control valves with this preliminary information obtained for design.

For the electrohydraulic control system, design criteria were first determined to form the basis of the design. To provide pilot oil pressure of 15 bar, the spool diameter as an effect of the pilot pressure is set at 16 mm. It is aimed to make precise control proportional. Then the systematic construction in order to find different solutions to the problem steps were applied. One of the most important steps of the construction system is the creation of a request list. Requests are quantities in which the qualitative and quantitative properties of the technical work that will form the solution of the problem are specified. For this purpose, a list of requests was created and the basic function was obtained with the help of these requests. Inputs and outputs required for electrohydraulic control are determined. In addition, functions between the inputs and outputs and their relation to each other have been established. The function structure of this form is called the function structure. Functional structure was determined in the study. Thus, the necessary information for the development of the solution was prepared.

In the process of developing the solutions, common requirements are determined for each solution. In this case, the control unit containing solenoid valves, which direct the pilot pressure to provide the movement of the spool, was selected from the catalogs of the valve supplier companies. In addition, by reducing the operating pressure, a pressure reducing valve was selected from the supplier of the cartridge valve to obtain the desired pilot pressure. The pilot pressure that the pressure reducing valve creates will be guided by the solenoid valves and the direction control valve spools affected by this pressure will come to the desired position by defeating the generated frictional forces, flow forces and spring forces. Thus, oil is required to be sent to the work ports and control equipment will be provided. For this purpose, three solutions have been created and control units have been adapted to the direction control valve. In the first solution created, this electrohydraulic control unit, which consists of electronic control unit and proportional solenoid valves with position sensing element, drives the pilot with the pilot pressure obtained from the inside. In the second solution, the pilot pressure is externally supplied and the spool will be moved via the servo piston. In the third solution, the solenoid valves to be installed on both ends of the valve spool are driven and the pilot control provided from the inside will control the spool.

The hydraulic components required for each solution are selected and determined to be applied to the directional control valve. The created solutions are modeled in Creo CAD program. Then, benefit-value analysis was done for the solutions according to the determined basic and sub-targets. As a result of the analysis, Solution-2 has been selected to be detailed because it has the highest score. The hydraulic circuit of the electrohydraulic controlled directional control valve designed in Solution-2 was created and the working principle was explained. The design is modeled with the appropriate dimensions and has been finalized. It has given information about the control unit and the pressure reducing valve used in the design. The force to be generated by the pilot pressure acting on the circular area of the servo-piston was calculated and the centering spring calculations were made in the Gutekunst spring program. Then, preliminary information on the sealing elements was given and the compression ratio for the selected o-rings was calculated. The choice of materials for the technical works is one of the important issues. The selected materials determine the manufacturing process, lifetime and durability of a construction. In the study, the components of the system components were identified and information was provided.

In the Hema Industry Inc. R&D Hydraulic Systems department, the system was modeled in the AMESim simulation package program to verify the tests planned to be made after the prototype was produced on the computer. The signal, hydraulic, hydraulic component design and mechanical design library of AMESIM program were used for this. Input signal voltage / Valve spool stroke and Stroke / Flow rate graphs are obtained by using the created model.

The prototyping work was done to see how the designed system will perform its function and accuracy. The prototyping was carried out at Hema Industry Inc. R&D Atelier. In this work, some parts were produced by machining in various machine tools. Some parts have been supplied from the sub-industry. Electrohydraulic controlled directional control valve was established by assembling these parts. After that, valve function tests were then performed and Input signal voltage / Valve spool stroke and Stroke / Flow rate graphs were obtained.

As a result, it has been seen that the prototype and the test works fulfill the function of the design with accuracy. The results obtained with the data obtained from the modeled system in AMESim were compared and it was seen that similar results were obtained.

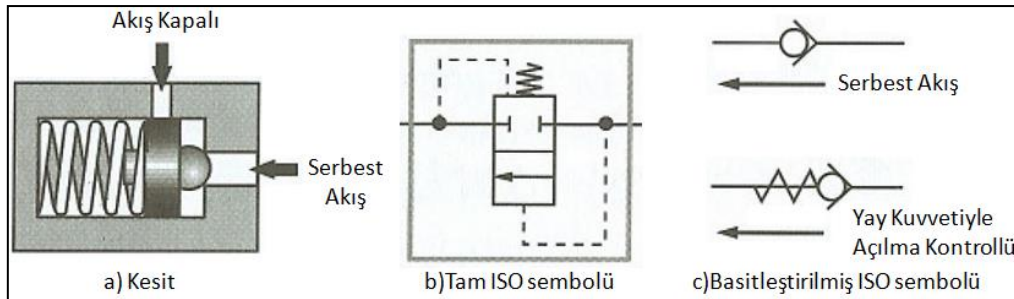


1. GİRİŞ

Yön kontrol valfleri, bir, iki, üç, dört veya daha fazla olabilen, yönlendirebilecekleri akış yollarının sayısına göre sınıflandırılır. Bu valfler bir yay ya da basınç farkı aracılığıyla direkt uyarılı olarak kontrol edilebilmesinin yanı sıra iç akış hattı boyunca pilot uyarılı olarak veya uzaktan kontrol edilebilir. Pilot basıncıyla hidrolik olarak, solenoid ve servo sürücülerle elektrikli olarak, bir yay, kam ya da bağlantı vasıtasıyla mekanik olarak ya da operatör tarafından manuel olarak kontrol edilebilirler [1].

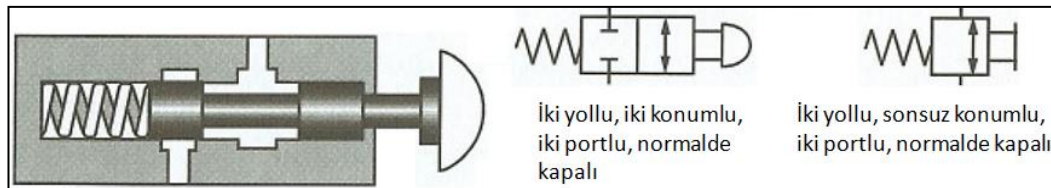
Yön kontrol valflerini tanımlamak için genelde yol, konum ve port olmak üzere üç terim kullanılır. ISO standart sembolleri, anlamlarını belirtecek şekilde tasarlanmıştır.

"Yol" terimi, akışkanın ters akış da dahil olmak üzere valf içinden akabileceği yolların sayısını belirtir.



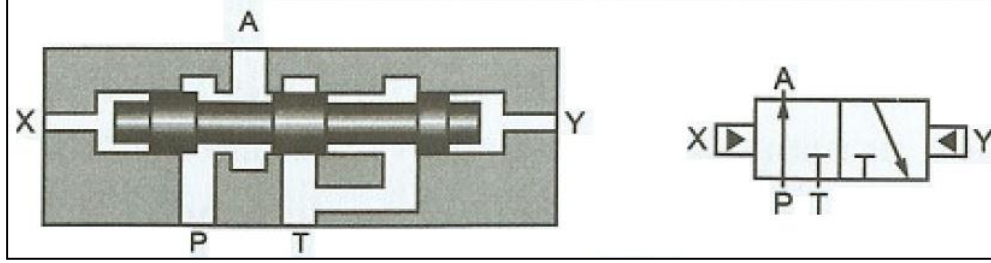
Şekil 1.1 : Basit çek valf.

Şekil 1.1' de gösterilen basit bir çek valf örneğinde olduğu gibi tek yönlü bir valf, akışkanının sadece bir yönde akış yapmasına izin verir.



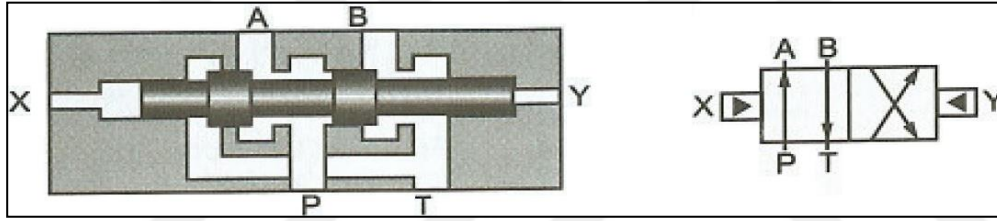
Şekil 1.2 : İki yönlü elle kontrollü valf.

İki yollu valfler, akışkanın valf içindeki bir hidrolik yağ kanalından her iki yönde akışına izin verir. Şekil 1.2’ deki basit bir kapama valfi, iki yollu valfe örnek olarak verilebilir.



Şekil 1.3 : Üç yollu hidrolik kontrollü valf.

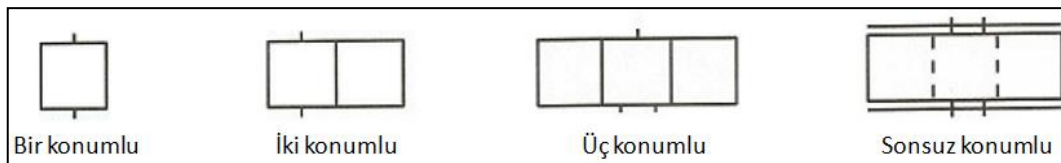
Üç yollu valfler, Şekil 1.3’ te gösterildiği gibi giriş portu, çıkış portu, tank portu ya da motor portuna sahiptir. Bu valfler akışkanı basınçlandırıp iş portuna gönderebilirler.



Şekil 1.4 : Dört yollu hidrolik kontrollü valf.

Dört yollu valfler ise Şekil 1.4’ te gösterildiği gibi akışkanı basınçlandırıp iki iş portuna gönderebilirler [1].

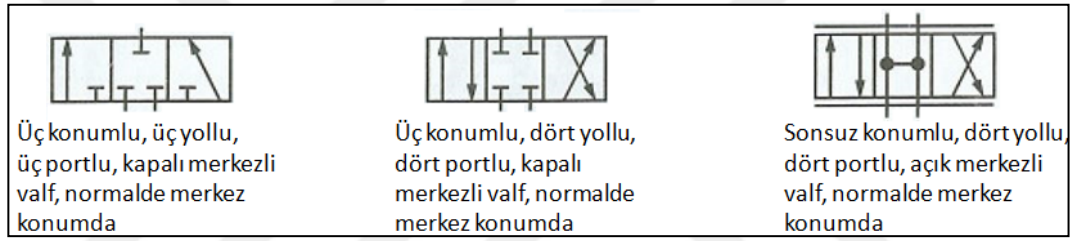
“Konum” terimi, sürgülü valfteki sürgü gibi hareketli bir elemanın valf boyunca doğrudan akışa kaydırabileceği pozisyon sayısını belirtir. Valf devresi, konum bloklarını ayıran kesiksiz çizgi ile konum sayısına göre kare bloklar içerir. Valfin uç konumları ve merkez nötr konumu var ise kutular kesiksiz çizgi ile bölünür. Eğer merkez konum geçici ise, bölen çizgiler kesiklidir. Sonsuz sayıdaki konumlar mümkün olduğunda, noktalı çizgiler, konum bloklarını ayıran kesiksiz çizgilerin yerini alır ve kesiksiz yatay çizgiler devrenin üstüne ve altına yerleştirilir. Sık kullanılan yön kontrol valfi devreleri Şekil 1.5’ te belirtilmiştir [1].



Şekil 1.5 : Valf konumları ve portları.

“Port” terimi 1.5’ te gösterilen valf kanallarına yapılan belirli bir borulama bağlantısını ifade eder. Bir konumlu valflerin iki portu var iken iki konumlu valflerin iki veya daha fazla portu vardır ve buna benzer şekilde üç yollu valflerin de valf içerisindeki kanalların sayısına bağlı olarak üç veya daha fazla portu olabilir. Dört yönlü kontrol valfleri, çift etkili bir silindiri veya yön değiştirme motorunu kontrol etmek için kullanıldıklarında dört porta sahip olmalıdır. Akışkanı baypaslamak gibi farklı amaçlar için kullanıldıklarında ekstradan portları olabilir.

Yön kontrol valfleri için uygun bir şartname, Şekil 1.6’ da gösterildiği gibi konum, port ve yol sayısının yanı sıra, çalışma koşullarını netleştirmek için valf içerisinde istenen akış durumları hakkında bilgi içermelidir. Örneğin, özellikle dört yollu bir valf için, orta konumdaki akış kanalı konfigürasyonu tamamen belirlenmelidir. Şekil 1.7’ de dört konumlu valfler için çeşitli orta konum seçenekleri gösterilmiştir [1].

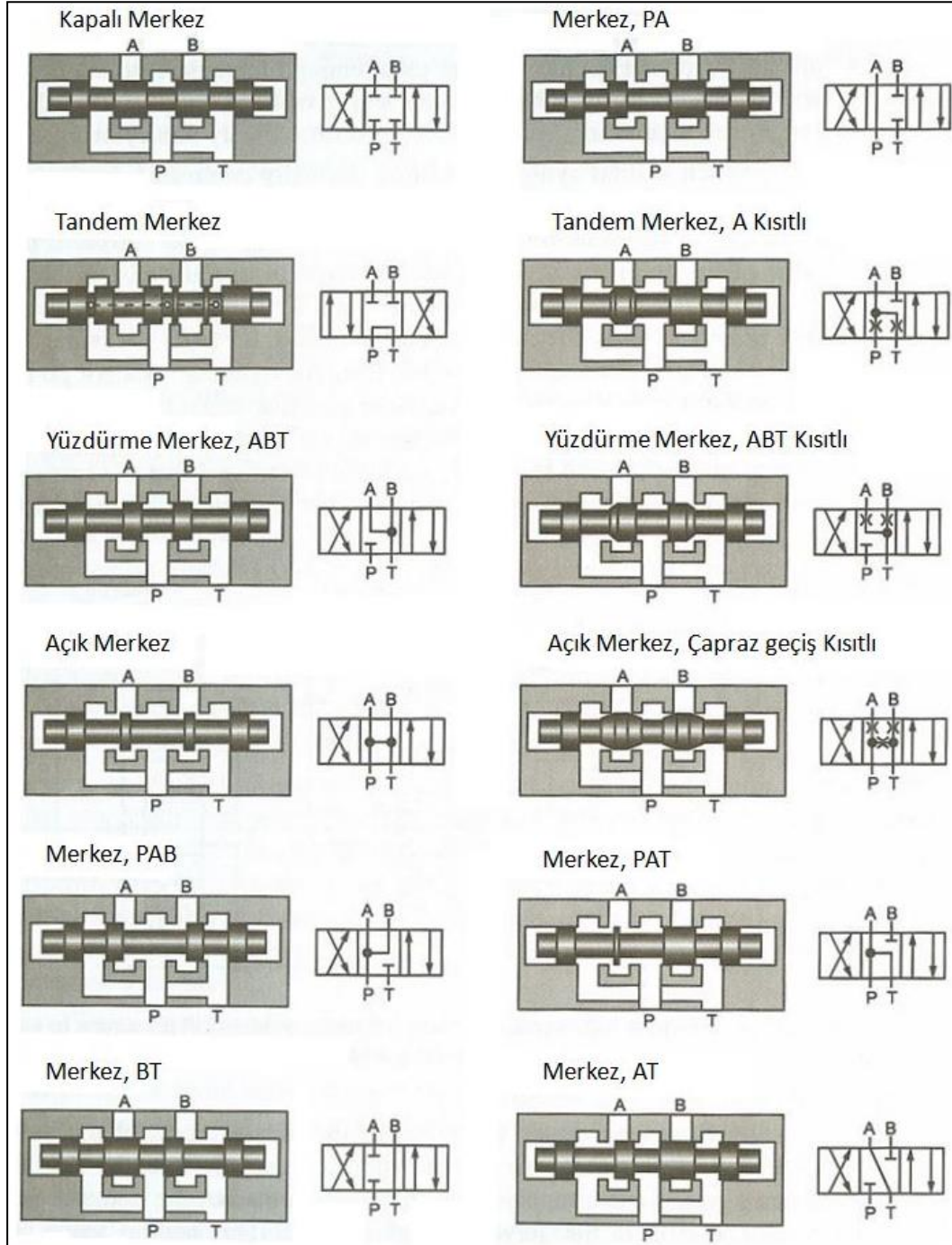


Şekil 1.6 : Üç ve sonsuz konumlu valfler.

Kapalı ya da bloklanmış orta konumda, üç konumlu, dört yollu valfin kesit görünüşü ve ISO sembolü Şekil 1.7’ de görülebilir. P, T, A ve B portlarının orta konumda önünün kapalı olduğu görülmektedir. Böyle bir valf, pompanın birkaç alt sisteme basınçlı akışkan tedarik etmesi durumunda, harici yükün hareketini engellemek için aktuatör portlarının önünün kapatılması gerektiğinde kullanılır. Merkez konumda, sistem basıncı valfin P portunda bulunduğundan, tüm portlar arasında küçük bir kaçak miktarı vardır. Yani uygulanan basınç sürgü odacıklarında sızıntıya neden olur ve bu sızıntı A ve B iş portlarına ulaşarak basıncın oluşmasına ve sızıntı miktarının sürgünün gövdesinden tank portuna tahliye olmasını sağlar. Sürgü-gövde boşluğu çok küçük ve/veya basıncın düşük olmadığı durumda sızıntı, aktuatör yükünün büyüklüğüne bağlı olarak silindirin düşmesine sebep olabilir [1].

Açık merkezli valflerin P, T, A ve B portu vardır ve hepsi merkez konumda birbirine bağlıdır. Bu merkez konfigürasyonu, aktuatörün merkez konumda iken serbestçe hareket etmesini sağlar, aynı zamanda pompadan gelen debiyi tahliye eder. Yani pompanın ürettiği debinin, düşük basınç durumlarında tanka dönmeye izin verir.

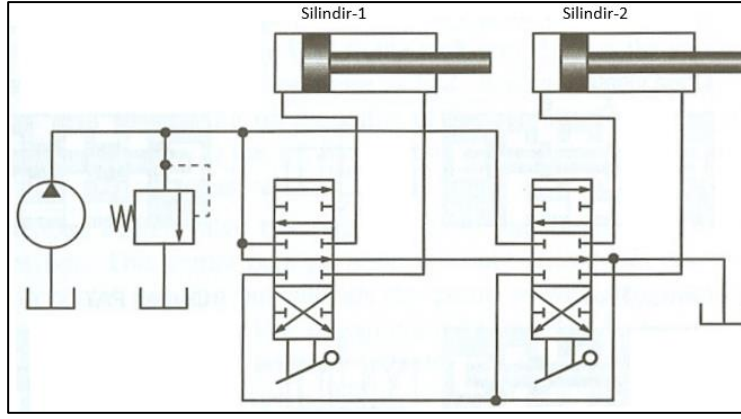
Açık merkezli valflerin en büyük dezavantajı, valfin merkez konuma geldiği durumda herhangi bir aktüatörün çalıştırılamamasıdır. Bir başka dezavantajı ise valf, solenoidle kontrol edilen pilot uyarılı bir valf ise, sürgüyü hareket ettirecek olan minimum basınç mevcut olmayabilir ve bu da valfin çalışmamasına neden olabilir [1].



Şekil 1.7 : Çeşitli valf merkez konfigürasyonları.

Tandem merkezli valf pompadan gelen debiyi tanka boşaltırken, eş zamanlı olarak merkez konumda aktüatörün hareketini durdurabilir. Tandem merkezli valflerin dezavantajlarından biri, P portundan T portuna akış olduğunda oluşacak büyük basınç düşümüdür. Bu büyük basınç düşümü, P ile T arasındaki kanalların sürgüye dahili bir göbekli geçişle bağlanmasından kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla, akış sürgüdeki bir deliğe girdiğinde ve tahliye edildiğinde, genelde valfin nominal debisinin düşürülmesi için, büyük basınç düşümleri meydana gelir. Farklı aktüatörler birbirlerinden bağımsız olarak hareket edebildikleri ve aynı anda tüm tandem merkezli valfler merkez konuma getirildiklerinde pompanın tahliye edilmesi sağlanabildiği için seri olarak bağlı tandem merkezli valfler yaygın olarak kullanılmaktadır. Her valf merkez konumdayken en az 3 bar diferansiyel basınç ürettiğinden, bu noktadaki sistem basıncı düşünüldüğü kadar düşük olmayabilir. Tandem tip seri valflerde, iki silindir aynı anda tam basınç ile çalıştırılmaz. Pompa basıncı, iki silindir arasında her birinin hareket ettirdiği yük ile aynı oranda bölünür. Bir başka dezavantajı rod deplasmanından dolayı, aynı delik ve rod çapındaki silindirin, aynı anda çalıştırıldıklarında, aynı hızda hareket edememesidir. İkinci silindir, rod hacminden dolayı ilk silindirden daha az yağ alacağı için ilk silindirden daha yavaş ilerleyecektir. Silindirlerden biri stroğunun sonuna ulaştığında ve durduğunda ya da pistonun maruz kaldığı yük durmasına neden olacak kadar büyük olduğu durumda, diğer silindire gelen yağ kesilecek ve silindir duracaktır. Bu nedenle tandem dizilişi, bir seferde yalnızca bir silindirin çalışması için uygun görülmüştür [1].

Birden fazla silindirin manuel olarak kontrol edilmesi gerekiyorsa, dilimli valflerin kullanılması gerekmektedir. Bu diziliş, aynı anda tüm silindirlere tam basınç kazandırır ve silindirler çalışmadığında pompanın tanka tahliye edilmesini sağlar. Şekil 1.8' de bu tip bir çalışma gösterilmiştir. Bu devrede Silindir-1 ve Silindir-2, tanka tahliye eden iki sürgü tarafından çalıştırılır. Sürgülerden biri hareket ettirildiğinde, pompanın bastığı debi ilgili silindire yönlendirilir. Silindirden geri dönen yağ ise ikinci silindire değil direk tanka gider. Birinci silindir hareket ediyorken, ikinci sürgü kaydırıldığında, pompa basıncı her iki silindiri de etkilemektedir. Bununla birlikte, iki silindir farklı hızlarda hareket edebileceği gibi silindirlerin biri durana dek, diğer silindir harekete başlayamayabilir [1].



Şekil 1.8 : Paralel devrede tam basınç sağlayan dilimli valf.

Yüzdürme tipi merkez valf, valfin basınç portunu kapatırken, aynı anda aktüatör portları A ve B' yi tanka bağlar. Yani, bir pompanın birden çok alt-sistemi beslemesi gerektiğinde kullanılır ama bu tiplerde aktüatör portları valfin merkez pozisyonunda tanka açık olmalıdır. Bu nötr valf konfigürasyonu hidrolik motorların serbest dönmesine ve aktüatörlerin uygulanan kuvvete bağlı olarak hareket etmesine izin verir. Valf, yay merkezlemeli valflere yardımcı olmak için, solenoid pilot uyarılı, yay merkezlemeli yön kontrol valflerinde pilot valf olarak kullanılabilir. Buna ek olarak, yüzdürme konumun olması, sürgü sıkışması durumunda önem taşır. Silindirin tamamen sıfırlanmadan hareket edebilmesi ve sıkışmadan kurtarılabilmesi için, operatörün valfi merkezleyebilmesini sağlar [1].

Bir basınç merkezli valf (merkez tipi, PAB), merkez konumda, iki motor portunu basınç hattına bağlar ve tank hattını kapatır. Basınç merkezli konfigürasyon, pilot uyarılı bir yön kontrol valfi ya da aktüatör portları arasındaki rejenaratif bağlantı için, valfin pilot valf olarak çalışmasını sağlar [1].

Yarı kapalı merkezli bir valf (merkez, BT), valf merkez konumda iken silindirin bir ucunun kapalı olmasına izin verir. Bu konfigürasyon, yüklü silindirin (yani rodun yükü ittiği veya kaldırdığı bir konumda) bir aktüatör pistonunda (kapak ucundan rod ucuna) sızıntı meydana geldiği durumlarda büyük önem taşır. Bu durum silindir gövdesindeki sıvının basınç yoğunlaşmasına sebep olur. Bu nedenle, valfin merkez konumundaki kapalı motor portları tarafından silindirin her iki portu da bloke edilirse, silindirin kapak ucundan rod ucuna piston boyunca oluşan sızıntı yapan tüm akışkanı alabilmek için silindirin rod ucunda yeterli yer bulunmaması nedeniyle silindiri kırabilen basınç yoğunlaşması meydana gelecektir.

Yükü desteklemeyen silindir bölümünün rod ucu, valfin merkez konumu vasıtasıyla tanka bağlanırsa, yüke rağmen basınç yoğunlaşması oluşması engellenebilir, ama piston boyunca oluşan kaçaklardan dolayı yük düşmeye devam eder [1].

Yarı basınç merkezli bir valf (merkez, PA), bir portu bloke ederek aktüatörün bir portunu kilitler ve basınçlanmış akışkanın silindirin diğer portuna gitmesine izin verir.

Tank karşı merkez konfigürasyonu (merkez, AT), piston kaçak problemleri olduğu durumlarda ya da akışkanın termal genişleme hacmini gidermek için kilitli silindir devresine ihtiyaç duyulduğunda, basınç portunu bloke eder ve aktüatör portlarından birinin tanka tahliye edilmesini sağlar.

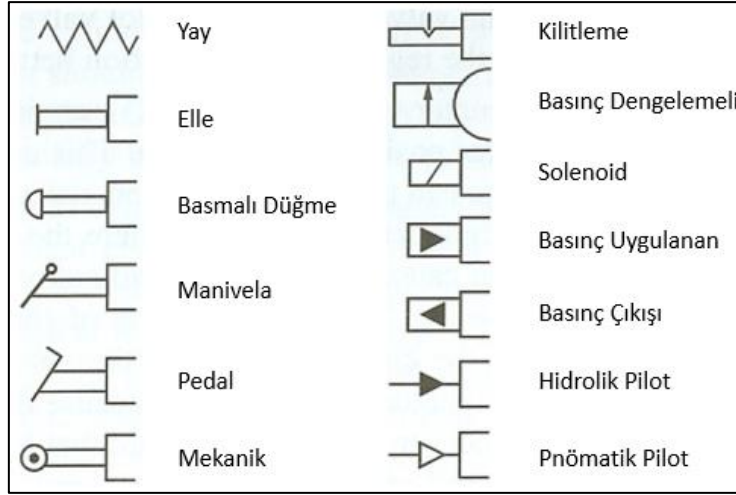
Şekil 1.7’ de merkez PAT yapılandırması ile gösterildiği gibi, merkez konumda bir motor portu bloke edilmiş ve diğer motor portu ile basınç hattı tanka tahliye edilen valf, devre tasarımcısının belirli problemleri karşılaması için önemli seçenekler sağlar. Örneğin, aktüatör ağır yük altında iken, valf bir ucundan diğer ucuna kaydırılır. Bu durumda, valf sürgüsü kaydırılırken aktüatörün basınçlı tarafı bloke edilmezse, yük aniden düşebilir ve bu büyük problemlere sebep olabilir [1].

Çeşitli orta konum yapılandırmalarına sahip üç konumlu valflerin sunduğu çok yönlülük büyük önem taşır. Çoğu durumda, bir valf doğru uygulandığında iki veya daha fazla valfin yerine kullanılabilir.

Son olarak, valfi çalıştırma araçları, Şekil 1.9’ da gösterilen kontrol tiplerinden biri kullanılarak belirtilmektedir. Bir valfin hareketli elemanı, mekanik, elektrik, hidrolik, pnömatik veya insan enerjisi uygulanarak istenen çalışma konumuna kaydırılabilir.

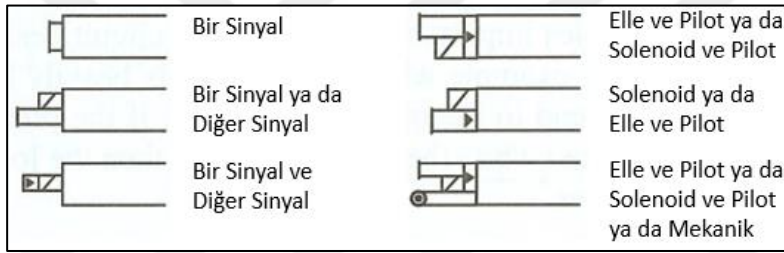
Manuel olarak çalıştırılan valfler insan kasları tarafından harekete geçirilir ve düğmeler, el manivelası, ayak pedalı içerirler. Mekanik olarak çalıştırılan valfler kam ya da manivela ile hareket ettirilir.

Elektrikle çalıştırılan valflerde ise direkt etkili solenoid, pilot uyarılı solenoid valf ya da bir tork motoru kullanılır. Pilot uyarılı çalıştırılan valfler, hava basıncı ya da hidrolik basınç ile hareket ettirilir. Bu valflerde sürgüyü kaydırmak için valfin sürgü uçlarına pilot basınç uygulanır [1].



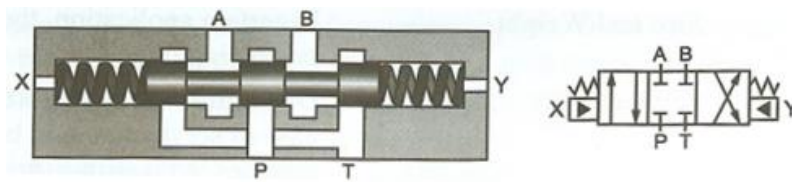
Şekil 1.9 : Aktüatör ve kontrol tipleri.

Bazı valflerde, sürgü hareket ettirme elemanları Şekil 1.10’ da gösterildiği gibi oldukça karmaşık hale gelebilir.

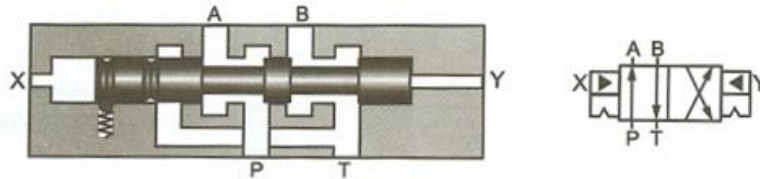


Şekil 1.10 : Karmaşık denetimler.

Şekil 1.11’ de hidrolik kontrol sistemlerinde kullanılan iki tip valf kesit olarak ve sembolik formda sunulmuştur [1].



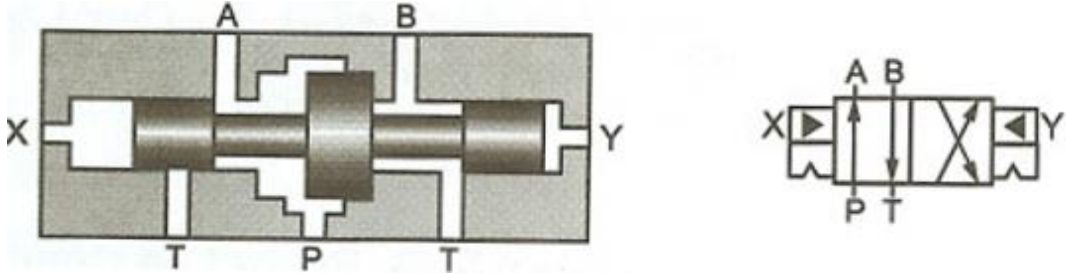
a) Yay merkezlemeli, kapalı merkezli, dört yollu, üç konumlu, pilotlu valf



b) Mekanik kilitlemeli, dört yollu, iki konumlu, pilot uyarılı valf

Şekil 1.11 : Dört yollu valfler için denetim tipleri.

Şekil 1.12, x ya da y pilot sinyali alarak hidrolik kilit kuvvetini aşana ve valf sürgüsünü kaydırana kadar son konumunu koruyan bir hidrolik kilit valfini göstermektedir [1].



Şekil 1.12 : Hidrolik kilitlemeli, iki konumlu, dört yollu valf.

Yön kontrol valfini seçerken etkili olan faktörler aşağıdaki gibidir;

- **Basınç oranı:** Valfin tasarım basınç oranı istenilen sistem çalışma basıncıyla uyumlu olmalıdır.
- **Debi kapasitesi:** Burada, sadece merkez konumu değil, her bir valf konumunda akış kanallarının her birindeki basınç düşümü göz önüne alınmalıdır.
- **Operatör kontrolü:** Manuel, pilot, mekanik ve elektrik gibi operatör kontrol tipleri seçilmelidir.
- **Bağlantılar:** Bunlara hat, bağlantı delikleri, manifold ve kartuş türleri dahildir.
- **Portlar:** Çoğu uygulamada port konumları önemlidir. Bunlar valfin akış hatlarına bağlanmasını sağlar.
- **Şok basınçlar:** Valf, sistem çalışma basıncının minimum 2.5 katına dayanacak şekilde tasarlanmalıdır. Patlama basıncı, çalışma basıncının dört katından fazla olmalıdır.
- **Kısma karakteristikleri:** Valfin akış kontrol özelliğine ilişkindir.
- **Tepki süresi:** Valfin hareketli elemanının bir akış yolundan diğerine geçirme hızı çoğunlukla önemlidir.
- **Boyutlar ve ağırlık:** Bazı uygulamalarda, boyut ve ağırlık, sistemin başarısı için çok önemli olabilir.

- **İlk maliyet:** Bu genellikle seri üretim yapılan sistemler için önemli bir faktördür.

Sunulan çalışmada mobil hidrolik yön kontrol valflerinin elektrohidrolik olarak kontrolü incelenmiş ve tasarımları gerçekleştirilmiştir.

1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu çalışmada, ilk olarak mobil hidrolik yön denetim valfleri ile ilgili bilgilendirme yapılmıştır. Ardından mevcut durumda mekanik ve hidrolik kontrollü olarak hareket ettirilen valf sürgüsünün yerine elektrohidrolik bir sistemle valf sürgüsünün hareketinin yapıldığı ve bu şekilde yüksek hassasiyette kontrolün sağlandığı mobil hidrolik yön denetim valfi tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Öncül çalışma olarak literatür özeti hazırlanmış, yapılan çalışmalar ve araştırmalar incelenmiştir. Ayrıca pazardaki ürünler ve ürünlerin hidrolik devreleri literatür araştırması kapsamında incelenmiştir.

Tasarım çalışmasının ilk adımı olarak tasarım kriterleri oluşturulmuş ve bu kriterler ile nasıl bir hidrolik devre oluşturulacağının altyapısı hazırlanmıştır. Daha sonra, hidrolik devrede ne tip valfler kullanılabileceği ve bunların mobil valfe nasıl entegre edilebileceği ve ne tip tasarımlar olabileceği hakkında farklı çözümler belirlenmiş ve bu çözümler ile ilgili sistematik adımlar izlenerek en uygun çözüm seçilmiştir.

Çözümün detaylandırılması sırasında sürgünün hareketi için gerekli kuvvetler belirlenirken boyutlandırmalar ve basınç-alan hesapları yapılmıştır. Gerekli kuvvetler ve debiler belirlendikten sonra kullanılacak parçalar hakkında detaylı bir bilgilendirme yapılmıştır. Bunun yanında sızdırmazlık elemanlarının ve yayın nasıl seçildiğine dair bilgi verilmiştir.

Üretilecek prototipe uygulanacak testleri, bilgisayar ortamında doğrulamak için AMESim simülasyon paket programında, sistemin modellemesi yapılmıştır ve deneysel test sonuçları ile AMESim' den elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Uygun görülen çözümün, tasarımı yapıldıktan sonra elektrohidrolik kontrollü mobil hidrolik yön denetim valfinin prototipleme çalışmaları ve gerekli testler Hema Endüstri A.Ş. ARGE Atölyesi' nde yapılmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Literatür özeti kapsamında ilk önce daha önce yapılan çalışmalar incelenmiştir. Daha sonra pazarda bulunan ürünler incelenmiştir.

1.2.1 Önceki çalışmalar

Cristofori ve Vacca, oransal elektromagnetler ile kontrol edilen bir hidrolik valfin modellenmesi için yöntem oluşturmuşlardır ve bu yöntemi oransal emniyet valfi üzerinde uygulamışlardır. Bu çalışmada akışkan dinamiği, mekanik ve elektromanyetizma ile ilgili valf fonksiyonları incelenmiş, LP (toplu parametre) yaklaşımı ile FEA (sonlu elemanlar yöntemi) modeli lineer ve lineer olmayan olmak üzere modellenmiş ve bunlar karşılaştırılmıştır. Deneysel testler yürütülmüş ve simülasyon sonuçları sayesinde lineer olmayan modelin doğruluğunun daha iyi olmasının esas olarak manyetik armatür ve manyetik lineer olmayan unsurlara etki eden sürtünme kuvvetlerinin daha iyi tanımlanmasından kaynaklandığını belirtmiştir [2].

Yaozhong Xu, çalışmasında hidrolik test tezgahının modellenmesini ve yüksek performansta elektrohidrolik olarak kontrolünü yapmıştır. Ana komponent olarak servovalf, manifold ve aktüatör kullanmış ve bu komponentlerle oluşturduğu test tezgahını hidrolik sistem simülasyon yazılımı AMESim ile modellemiştir. Model üzerinde yaptığı değişiklikler ile kontrol karakteristikleri üzerinde çalışmış ve bunları deneysel olarak karşılaştırmıştır. Aynı zamanda manifoldun CFD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) analizini yapıp sonuçları karşılaştırmıştır. Sonuç olarak, test tezgahının dayanıklılık performansını simülasyon ve deneyler yoluyla incelemiştir [3].

Doğramacı, yön kontrol valfi diliminin matematiksel modelini çıkartarak hidrolik sistem simülasyon yazılımı AMESim ile modellemiştir. Valfteki akış alanlarının debiye etkisini incelemiştir ve oluşturulan model ile debi ayar eğrilerini çıkararak prototip sayısının azaltılarak doğru ürünün kısa sürede üretileceği sonucuna ulaşmıştır [4].

Amirante ve arkadaşları, dört yollu üç konumlu açık merkezli hidrolik yön kontrol valfinin akış kuvvetlerinin sayısal ve deneysel analizini yapmıştır. Valf montajı, akış kuvvetleri ve sürgü yer değiştirme ölçümlerinin harici olarak kontrol edilebilmesi

için değiştirilmiştir. Valf, kapalı bir hidrolik devrede farklı basınç ve debilerde test edilmiştir. Böylece açık merkez valf ile kapalı merkez valf arasındaki farklılıklar elde edilmiştir. Son olarak deneysel sonuçları teorik olarak açıklamak için akışın sayısal analizi gerçekleştirilmiştir [5].

Ronchi ve arkadaşları, ticari araçlar için kullanılan hidrolik kontrollü debriyaj kontrol sistemini modellemişlerdir. Simülasyon ve deneysel incelemelerle kapalı çevrim kontrol performansları üzerine bir çalışma yapmışlardır [6].

Trdal ve arkadaşları, çalışmalarında bir oransal yön kontrol valfinin dinamik ve kararlı hal karakteristiklerini tanımlamaya çalışmışlardır. Bunları içeren bir model oluşturmuşlar ve deneysel veriler ile bu sonuçları karşılaştırmışlardır [7].

Ferreira ve ekibi, elektronik kontrol nitesi kullanarak hidrolik bir presin kapalı çevrim kontrolü üzerine bir çalışma yürütmüşlerdir. Yapılan deneylerde alüminyum plakaya form verebilmek için 100 kN basınç uygulanmıştır. Hidrolik silindirin konumu ve parça üzerindeki basınç optik ölçer ve analog basınçölçerler ile llmştir. Yürütülen çalışmada düşük sürtünmeli Rexroth marka 80 mm piston çapı ve 200 mm stroğu olan silindir, Rexroth marka servo-solenoid valf, Vickers marka hidrolik güç nitesi, 5 dm³ kapasiteli akümülatör kullanmışlardır. Veri toplama kartı olarak kullanılan kart Matlab/Simulink yardımı ile programlanmıştır [8].

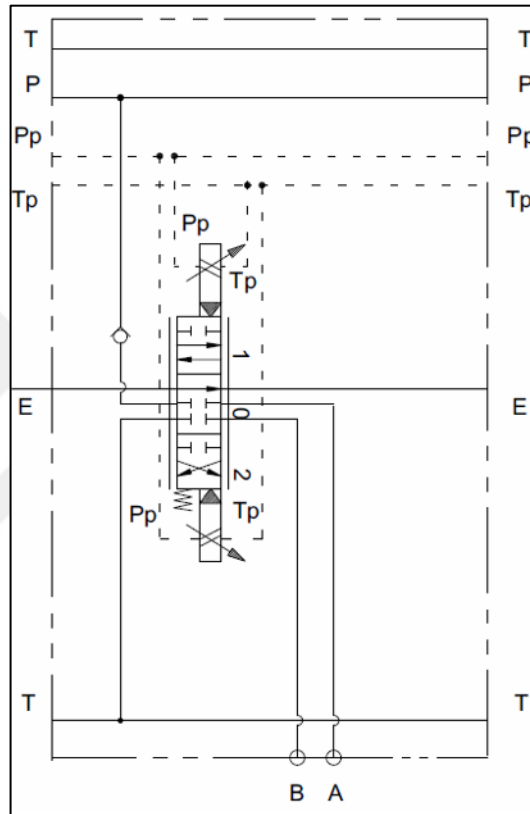
Cetinkunt ve arkadaşları, mobil ekipman uygulamalarında kullanılan pozitif kontrollü kapalı merkez valfleri incelemişlerdir. Yaptıkları alışmada EH kontrollü kapalı merkez ve EH kontrollü açık merkezli sistemleri karşılaştırmışlardır. Ayrıca elektrohidrolik kapalı çevrim kontrolün günümüzdeki ve gelecekteki öneminden bahsetmişlerdir [9].

1.2.2 Pazarın mevcut durumu

Elektrohidrolik kontrollü mobil hidrolik yn denetim valfleri incelenmiştir. Pazarda farklı kullanım yerlerine göre bu prensibe göre çalışan çok sayıda elektrohidrolik kontrol sistemi bulunmaktadır. Elektrohidrolik kontrol sistemleri temel olarak açık çevrim kontrol sistemleri ve kapalı çevrim kontrol sistemleri olarak ikiye ayrılmaktadır.

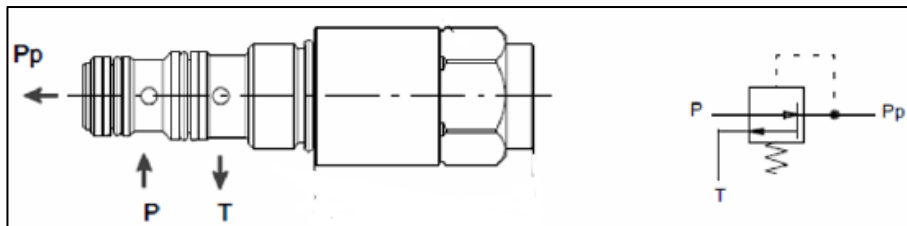
1.2.2.1 Açık çevrim EH kontrollü yön denetim valfi- 1

Bucher Hydraulics firmasının 60 l/dak nominal debide kullanılan HDS16 serisine baktığımızda bu valflere kontrol seçeneği olarak elektrohidrolik kontrolün sunulduğu görülmektedir. Bu kontrol sistemlerinde oransal ve aç-kapa olarak açık çevrim kontrol olanağı sunulmaktadır. Şekil 1.13’ de mobil valf diliminin hidrolik devresinden de görüleceği gibi içeriden pilot basıncı alınarak selenoid valfler yardımıyla sürgünün 1. ya da 2. pozisyona hareketi sağlanmaktadır.



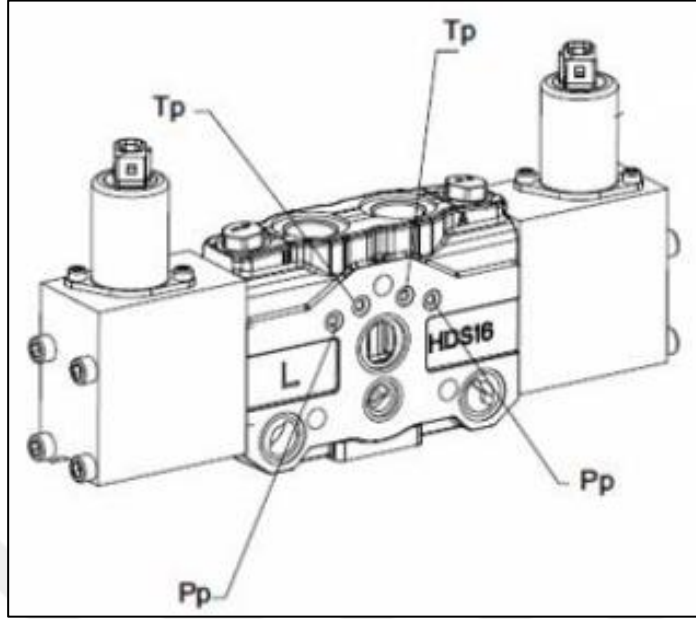
Şekil 1.13 : HDS16 valf dilimi hidrolik devresi [10].

Pilot basıncı, Şekil 1.14’ de görünüşü ve hidrolik devresi görülen basınç düşürücü valf sayesinde mevcut çalışma basıncının sürgü ve akış kuvvetlerini yenmesi için gerekli olan basınca düşürülmesi ile sağlanır.



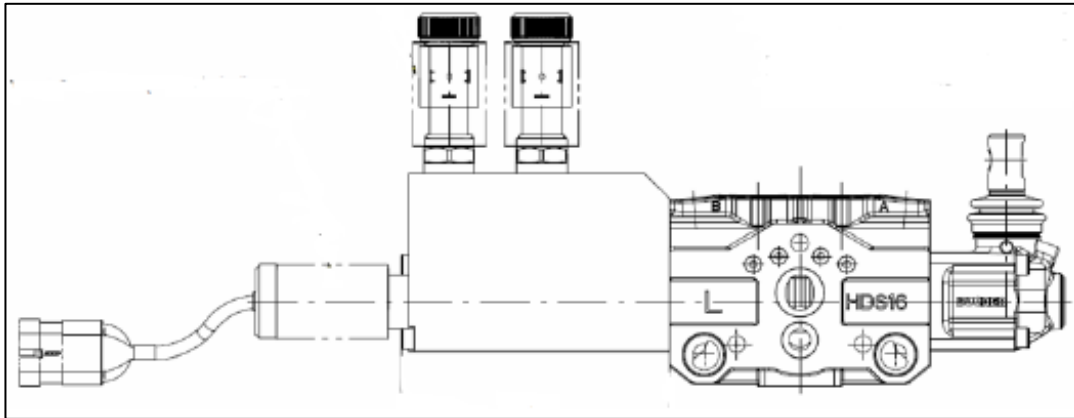
Şekil 1.14 : Basınç düşürücü valf ve hidrolik devresi [10].

Bucher Hydraulics' in kullandığı basınç düşürücü valfin nominal basınç değeri 35 bar'dır.



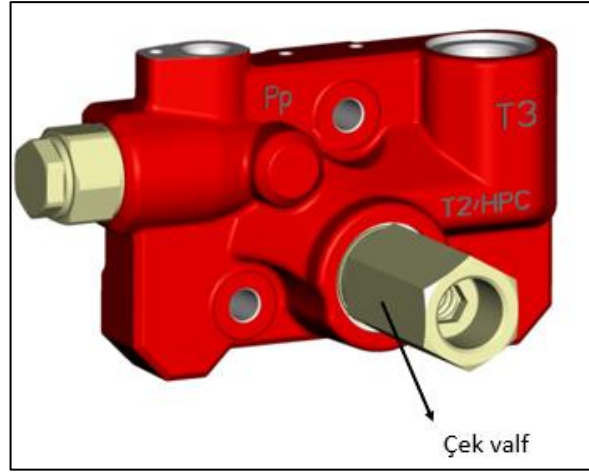
Şekil 1.15 : İki tarafa solenoid konumlandırılmış valf dilimi [10].

Şekil 1.15' deki gibi solenoid valfler sürgünün her iki tarafına konumlandırabileceği gibi Şekil 1.16' daki gibi sürgünün tek bir tarafından içerisine iki adet solenoid valf yerleştirilen bir blok ile de kontrol sağlanmaktadır. Solenoidlerin aç-kapa ya da oransal olmasına göre sürgü kontrolü oransal ya da aç-kapa olarak yapılabilir.



Şekil 1.16 : Tek tarafa solenoid konumlandırılmış valf dilimi [10].

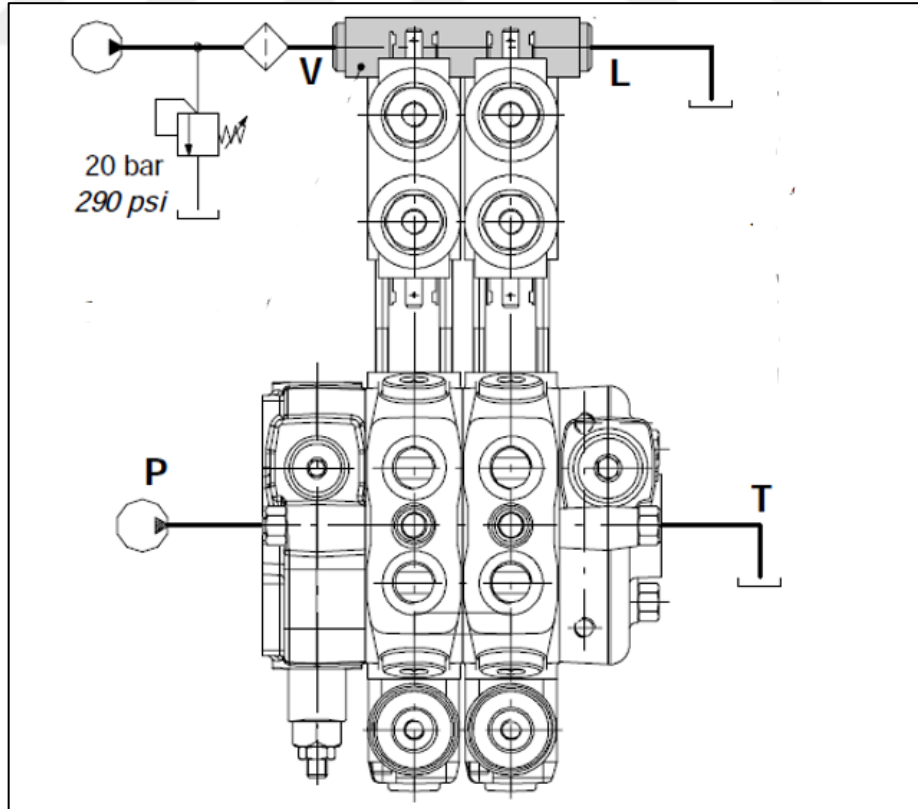
Ayrıca sistemde yük olmadığı durumda çalışma basıncı oluşmayacağı için sürgünün hareketini sağlayacak basınç elde edilemeyecektir. Bu durumda pilot basıncının sağlanması için çek valf kullanılmıştır. Şekil 1.17' de görülebileceği gibi bu valf sayesinde geri basınç oluşturularak pilot basıncı elde edilmektedir.



Şekil 1.17 : Geri basınç valfli çıkış kapağı [10].

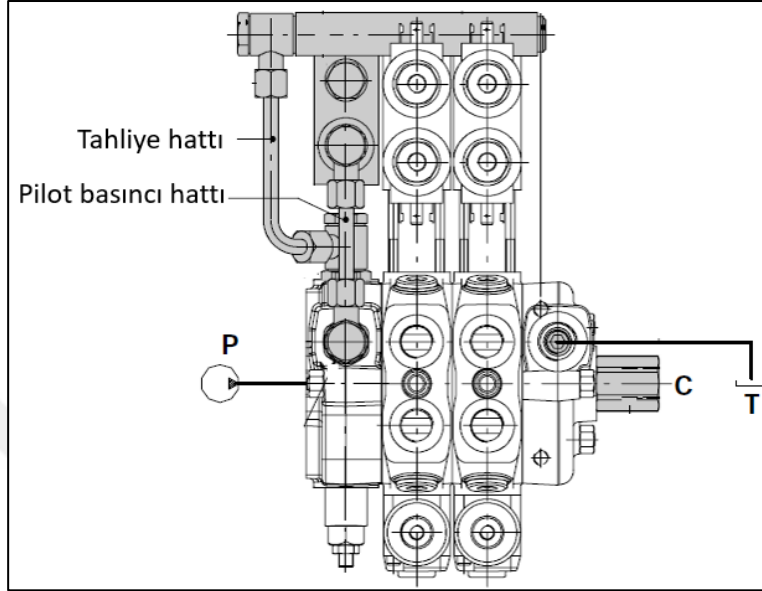
1.2.2.2 Açık çevrim EH kontrollü yön denetim valfi - 2

Walvoil firması 45 l/dak nominal debide çalışan SD6 mobil valf serisinde elektrohidrolik kontrolü aç-kapa solenoid valfleri ile yapmaktadır. Şekil 1.18’ de valfin görünüşünden de görülebileceği gibi sürgüyü hareket ettirecek basıncı sağlayabilmek için ekstra bir şarj pompası kullanılmaktadır. Pompanın önüne konulan emniyet valfi ile pilot basıncı 20 bar olarak ayarlanmıştır.



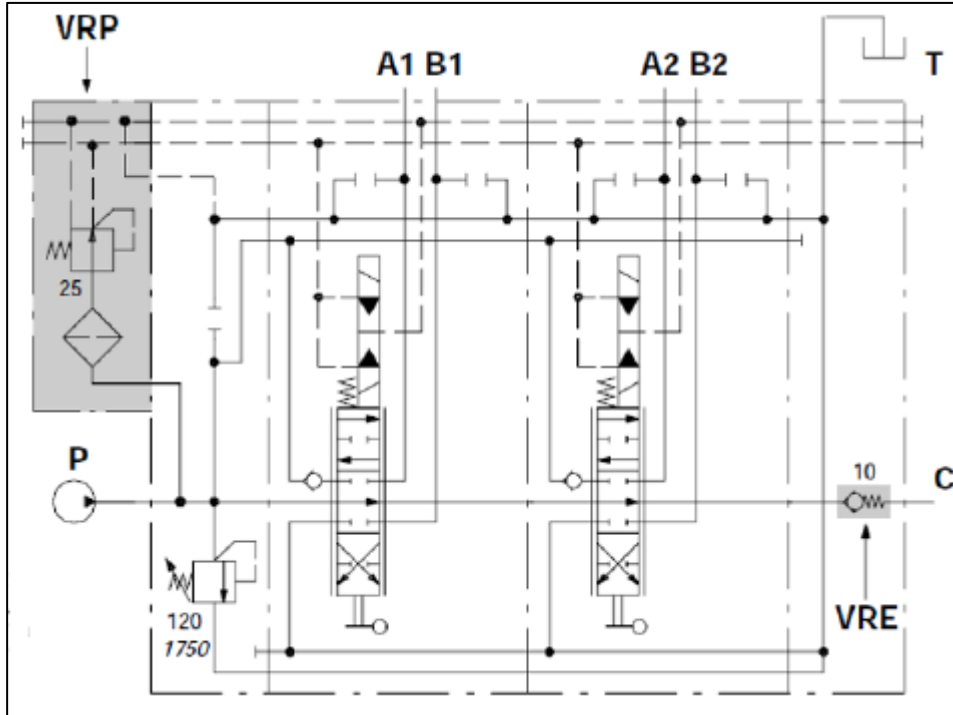
Şekil 1.18 : İki dilimli içeriden pilotlu EH yön denetim valfi montajı [11].

Ayrıca Şekil 1.19’ da görüldüğü üzere Walvoil SD6 serisinde dışarıdan pilot basıncı gerektirmeyecek şekilde pompa hattından borulama ile aldığı çalışma basıncını kolektör kit üzerinde kullandığı basınç düşürücü valf ile istenilen pilot basıncına düşürerek elektrohidrolik kontrolü solenoid vafler yardımıyla da sağlamaktadır



Şekil 1.19 : Dışarıdan pilotlu EH kontrol yön denetim valfi montajı [11].

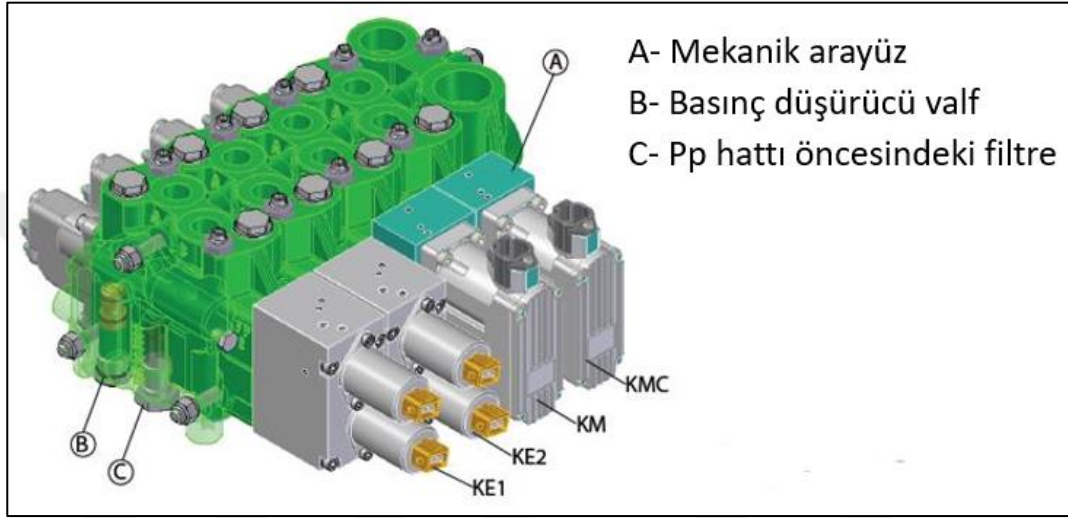
Bu tasarımda da HPCO hattında geri basınç valfi kullanılmıştır. İki dilimli mobil valfin hidrolik devresi Şekil 1.20’ da gösterilmiştir.



Şekil 1.20 : Dışarıdan pilotlu EH kontrollü yön denetim valfi devresi [11].

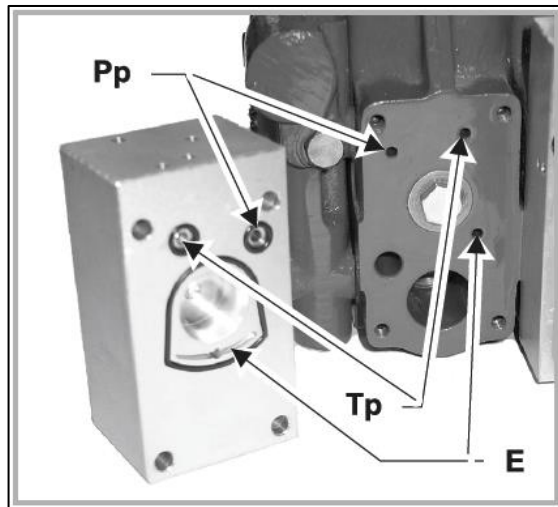
1.2.2.3 Kapalı çevrim EH kontrollü yön denetim valfi – 3

Salami firması VDP08 mobil valf serisinde 130 l/dak nominal debide kullanılan valflerinde valf sürgülerini elektrohidrolik olarak kontrol edebilmektedir. Elektrohidrolik kontrol için açık çevrim ve kapalı çevrim olmak üzere iki farklı seçenek sunmuştur. Şekil 1.21' de görüldüğü üzere KE1 ve KE2 ile gösterilen valf dilimlerinde açık çevrim, KM ve KMC koduyla gösterilen valf dilimlerinde ise kapalı çevrim olarak elektrohidrolik kontrol sağlanmaktadır.



Şekil 1.21 : VDP08 EH kontrollü yön denetim valfi montajı [12].

Bu tip valfte pilot hatları "Pp ve Tp" dökümün içine eklenmiştir. Bu sebeple basınç düşürücü valf çıkış kapağına monte edilmiştir. Bunun yanında bu valfte çalışma pozisyonuna sürgüyü hareket ettirmek için servo-pistona ihtiyaç yoktur, Pp hattı sürgü çapından dolayı oluşan alana doğrudan etki eder.



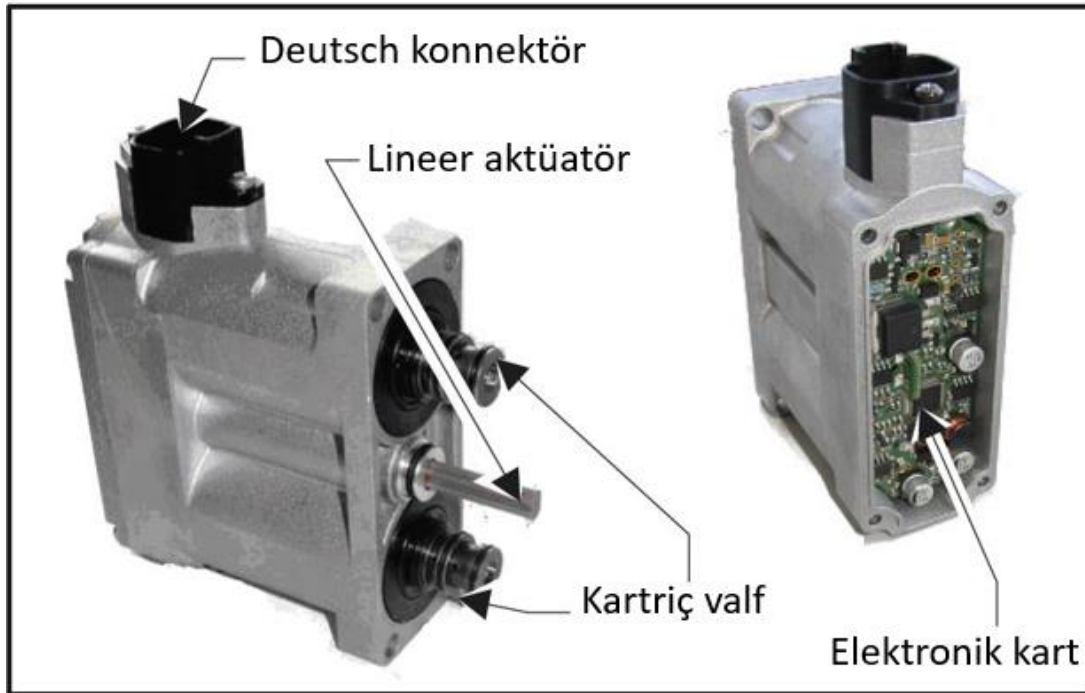
Şekil 1.22 : Pilot basıncının içeriden sağlanması [12].

Pp hattını sürgünün diğer tarafına gönderebilmek için, Şekil 1.22' de gösterilen dökümdeki "E" yuvası açılmıştır. Ayrıca dökümde açılan "Tp" hattı ile tank edilen yağ, ayrı bir tanka ihtiyaç kalmadan valfin tank hattına bağlanmıştır.

KM ve KMC kodlarıyla gösterilen valf dilimlerinde kapalı çevrim elektrohidrolik kontrol sağlayabilmek için Şekil 1.23' daki oransal aktuatör kullanılmaktadır.

KM oransal aktüatörü, bir kontrol sinyaline yanıt olarak Salami yön denetim valfinin sürgü stroğunu kontrol etmek üzere tasarlanmıştır. Kontrol sinyali bir analog voltaj kaynağı (örn. Potansiyometre) ile sağlanabilir veya modül bir dijital kontrol ortamına entegre edilebilir.

KM, iki oransal solenoid valfin voltajını kontrol ederek ve bir Hall etkisi lineer dönüştürücü vasıtasıyla sürgü pozisyonunu ölçerek işlevini yerine getirir. Bu kapalı çevrim konum kontrolü, bir servo-valfin performansına yaklaşan doğruluk seviyeleri ile valf sürgüsünü istenen pozisyona getirir.



Şekil 1.23 : EH kontrol ünitesi [12].

2. TASARIM KRİTERLERİ

Elektrohidrolik kontrol sistemleri için çeşitli tasarım kriterleri bulunmaktadır. Bu kriterler tasarımın geliştirilmesi sürecinde göz önünde bulundurulacak ve uygulanacaktır. Çalışmada elektrohidrolik kontrollü mobil hidrolik yön denetim valfi tasarımı ile kastedilen mobil hidrolik yön denetim valfinin sürgüsünün kontrolünün joystick ya da harici bir potansiyometre yardımıyla yapılmasıdır. Bunun için sürgünün hareket etmesi için gerekli pilot basıncının nasıl sağlanacağı belirlenecektir ve bu pilot basıncında sürgünün merkezlenmesi için gerekli olan yay kuvveti, basıncın uygulanacağı alan ve akış kuvvetlerinden bahsedilecektir. Tasarım kriterlerinin belirlenmesinden sonra çözüm tasarımlar konstrüksiyon sistematiğine uygun bir şekilde oluşturulacaktır.

2.1 Sürgü Hareketinin Belirlenmesi

Sürgünün farklı konumlarda hareketinin sağlanması için gerekli koşullar şu maddelere göre belirlenmiştir.

- Sürgünün hareket etmesi için gerekli pilot basıncının sağlanması
- Pilot basıncının etki ettiği yüzey alanı
- Merkezleme yay katsayısı ve kuvveti
- Sürgüye etki eden akış kuvvetleri

2.1.1 Sürgünün hareketi için gerekli pilot basıncının sağlanması

Servo-piston kullanılmayan uygulamalarda, yön kontrol valfinin sürgü çapına bağlı olarak minimum pilot basıncı 16-18 bar olmaktadır. Servo-pistonun kullanıldığı uygulamalarda gerekli olan minimum basınç 15 bar'dır. İstenilen pilot basıncı giriş kapağına adapte edilen basınç düşürücü valf ile sağlanabilirken harici bir pompadan da sağlanabilir. Pilot basıncı, sürgü çapı ve strok mesafesi baz alınarak merkezleme yayının kuvvetleri belirlenir.

2.1.2 Pilot basıncının etki ettiği yüzey alanı

Servo-pistonun kullanılmadığı uygulamalarda pilot basıncı sadece sürgünün yüzey alanına etkir. Bu alan sürgü çapından hesaplanabilir. Sisteme servo-piston eklendiğinde ise sürgüye etkiyen kuvvetler artırılabilir.

2.1.3 Merkezleme yay katsayısı ve kuvveti

Pilot basıncı, sürgü çapı ve strok mesafesi baz alınarak merkezleme yayının kuvvetleri ve yay katsayısı belirlenir.

2.1.4 Sürgüye etki eden akış kuvvetleri

Bu kuvvetlere akış kaynaklı kuvvetler, Bernoulli kuvvetleri veya hidrolik tepki kuvvetleri denir. Bu isimlendirmeler, valf galerileri ve valf orifisleri boyunca akışkanın akması sonucu olarak valf üzerine etki eden kuvvetleri ifade eder.

İlk olarak kararlı hal durumu incelendiğinde, orifisin kendiliğinden akışkanı hızlandırma özelliği ile, Şekil 2.1' de jet çekiğinin akışkan düzleminin normaline etki eden bir jet kuvvetiyle sonuçlanır [13].

$$F_j = \rho V \frac{Q_2^2}{A_2 V} = \frac{\rho Q_2^2}{A_2} = \frac{\rho Q_2^2}{C_c A_0} \quad (N) \quad (2.1)$$

Sembollerin tanımları aşağıdadır:

Q_2 = orifisten geçen hacimsel debi, m^3/dk .

V = hızlandırılan akışkan hacmi, m^3

A_0 = $w x_v$ = orifis alanı, m^2

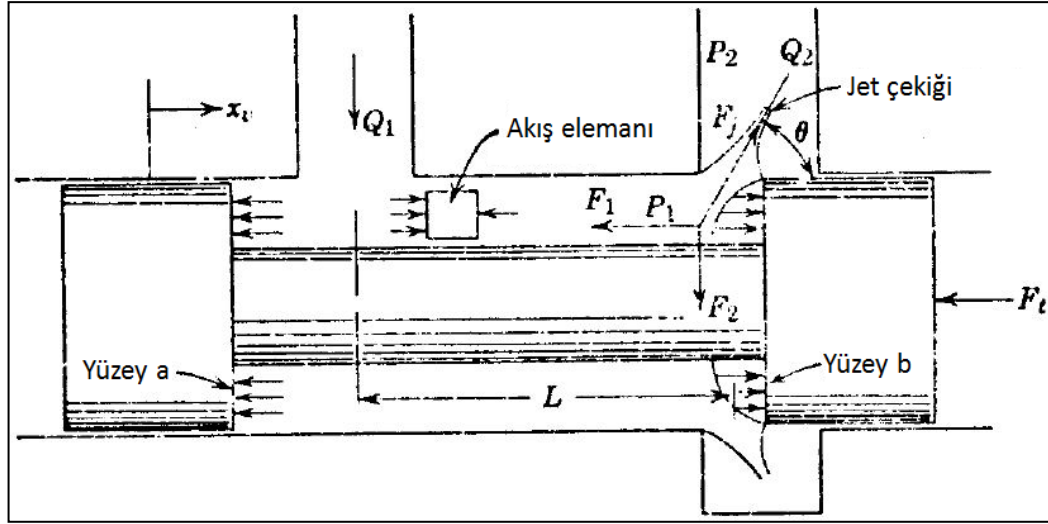
C_c = daralma katsayısı, boyutsuz

ρ = akışkanın kütle yoğunluğu, kg/m^3

w = orifisin alan gradyanı, m^2/m

A_v = valf odacıklarının alanı, m^2

θ = jet açısı, derece



Şekil 2.1 : Akışın valf galerisinden geçerken oluşan akış kuvvetleri.

Newton' un üçüncü kanununa göre, bu jet kuvveti iki bileşen halinde ayrılabilen eşit ve karşıt tepki kuvvetlerine sahiptir:

$$F_1 = -F_j \cos \theta \text{ (eksenel komponent)} \quad (2.2)$$

$$F_2 = -F_j \sin \theta \text{ (yanal komponent)} \quad (2.3)$$

Yanal bileşen valf sürgüsünü, sürgü yuvasının yan kenarlarına doğru itme eğilimdedir ve bu durum sürgü sıkışmasına sebep olur. Buna rağmen, pratik uygulamalarda valf portları sürgünün etrafında simetrik olarak konumlandırılarak yanal kuvvetler giderilebilir. Şekil 2.1' de a ve b yüzeyleri üzerindeki basınç dağılımının karşılaştırılmasıyla görülebileceği gibi eksenel kuvvet giderilemez ve valf portlarını kapatacak yönde etki eder. Küçük valf kanallarında sıkıştırılabilirlik ihmal edildiğinde (yani akışkanın sıkıştırılmaz olduğu varsayılarak), süreklilik $Q_1=Q_2$ eşitliğini gerektirir ve orifis denklemi 2.4 akışı tanımlamak için kullanılabilir [13].

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (2.4)$$

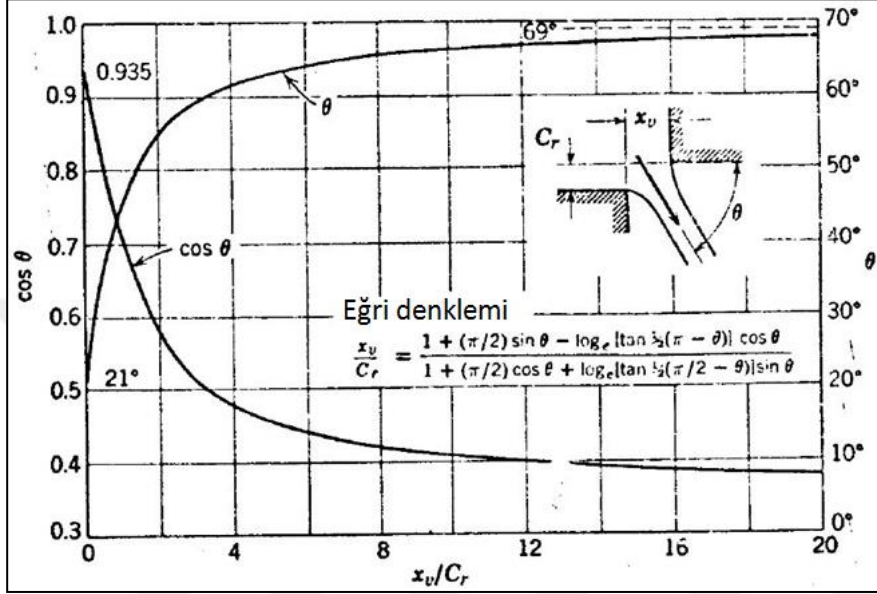
Bundan dolayı;

$$Q_1 = Q_2 = C_d A_0 \left[\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2) \right]^{1/2} = C_c C_v A_0 \left[\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2) \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

Denklem 2.5, denklem 2.1 ile birleştirildiğinde, Şekil 2.1' de valf sürgüsü üzerine etkiyen kararlı hal eksenel kuvvetler sağlanacaktır. Buradan denklem 2.6 çıkartılır.

$$F_1 = 2C_d C_v A_0 (P_1 - P_2) \cos \theta \quad (2.6)$$

Eğer orifis dikdörtgen ise ve çevresel genişlik aksenal uzunluğa kıyasla büyükse, o zaman akış iki boyutlu olarak düşünülebilir ve akış girdapsız, viskoz olmayan ve sıkıştırılmaz varsayılırsa, jet açısı θ ' yu belirlemek için LaPlace denklemi çözülebilir [13].



Şekil 2.2 : Radyal boşluğun jet açısı üzerindeki etkisi.

Bu çözüm Von Mises tarafından yapılmıştır ve valf sürgüsü ve yuvası arasında radyal açıklık yoksa, jet açısı θ , 69° olarak belirlenmiştir. $C_d = 0.61$, $C_v = 0.98$, $\cos 69^\circ = 0.358$ kullanılarak ve $\Delta P = P_1 - P_2$ olarak tanımlanırsa;

$$F_1 = 0.43w\Delta P x_v = K_f x_v \quad (2.7)$$

kararlı hal akış kuvvetinin denklemi olur.

Böylece kararlı hal akış kuvveti, orifis alan gradyanı, basınç düşümü ve sürgü yerdeğiştirmesi ile doğru orantılı olarak değişir ve daima orifisi kapatacak yönde hareket eder. Bu kuvvet valf konumuna bağlı olduğu için, valfteki merkezleme yayı ile tamamen benzerdir. Küçük orifis açıklıklarında jet açısı açıklık C_r nedeniyle 21° olur ve kararlı hal akış kuvveti aşağıdaki gibi verilir;

$$F_1 = 2C_d C_v w(\Delta P) \sqrt{x_v^2 + C_r^2} \cos \theta \quad (2.8)$$

Formüldeki $\cos \theta$ Şekil 2.2' den elde edilmiştir. $\cos \theta$ faktörü $0.933/0.358 = 2.6$ ile değiştiğinden, kısa valf stroklarında radyal boşluk nedeniyle denklem 2.8' den büyük sapmaların olması mümkündür [13].

Deneyisel olarak elde edilen akış kuvveti, denklem 2.7 ile hesaplanan akış kuvvetinden biraz daha büyüktür. Tipik olarak, kuvvetin valf yerdeğiştirmesine karşı eğrisi boştayken daha yüksek eğime sahiptir ($1.6 K_f$ ' den $2K_f$ ' ye) ve eğri, valf birkaç binde açıldığında K_f ' e yaklaşan bir eğimle eğilir. Boştayken daha yüksek eğimlerin olmasının iki tane sebebi vardır: (1) Valf boşa geldiğinde radyal açıklık daha belirgin hale gelir ve jet açısı azalır; bundan dolayı 2.6 denkleminde 0.358 yerine çarpımsal faktör $\cos 21^\circ = 0.933$ kullanılmalıdır ve (2) kritik merkez (sıfır bindirme) dört yollu sürgülü valflerde genellikle hafif bir bindirme vardır. Bu nedenle, açık merkez valflerin kritik merkez valflerin akış gücünün iki katı aktığı boşa yakın durumda daha yüksek bir akış kuvveti yay oranı beklenmelidir. – denklem 2.9' daki ilk terimle denklem 2.10' un karşılaştırılması –

$$F_R = 2C_d C_v w (\cos \theta) (P_S - P_L) x_v + (L_2 - L_1) C_d w \sqrt{\rho (P_S - P_L)} \frac{dx_v}{dt} \quad (2.9)$$

$$F_{RSS} = 4C_d C_v (\cos \theta) (P_S - P_L) w x_v = 0.86 w (P_S - P_L) x_v \quad (2.10)$$

Şimdiye dek sadece kararlı hal akış kuvveti incelenmiştir. Valf kanallarındaki yavaş akışkan hızlandırılırsa, sürgülü valf odacıklarının yüzeyine etki eden bir kuvvet üretilir. Bu kuvvetin yönü, akış yönünde küçük bir akışkanın (Şekil 2.1) hızlanması dikkate alınarak görülebilir. Akışkan eleman hızlandırılmışsa, elemanın sol tarafındaki basınç, sağ tarafındaki basınçtan daha büyük olmalıdır. Bu nedenle, a yüzündeki basınç, b yüzündeki basınçtan daha büyük olmalıdır. Dolayısıyla geçici akış kuvveti, halka şeklindeki valf kanallarındaki akışkanının hızlanmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 2.1' deki durum için bu kuvvetin yönü, valf portlarını kapatacak şekilde tasarlanmıştır, ancak bu durum genel kural değildir [13].

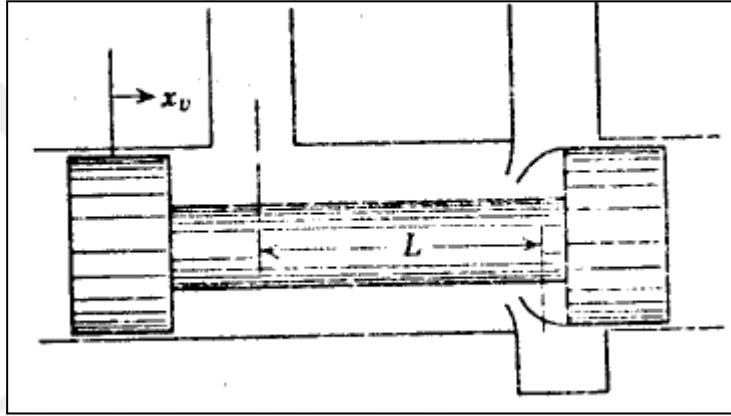
Bu geçici akış kuvvetinin büyüklüğü, Newton' un ikinci yasasıyla denklem 2.11' deki gibidir.

$$F_3 = Ma = \rho L A_v \frac{d(Q_1/A_v)}{dt} = \rho L \frac{dQ_1}{dt} \quad (2.11)$$

Denklem 2.5' ten dQ_1/dt elde edilirse, geçici akış kuvveti denklem 2.12' deki gibi olur.

$$F_3 = LC_d w \sqrt{2\rho (P_1 - P_2)} \frac{dx_v}{dt} + \frac{LC_d w x_v}{\sqrt{(2/\rho)(P_1 - P_2)}} \frac{d(P_1 - P_2)}{dt} \quad (2.12)$$

Bu nedenle, geçici akış kuvvetinin sürgünün hızı ve basınç değişiklikleri ile orantılı olduğuna dikkat edilmelidir. Hız terimi, sönümlenme kuvvetini temsil ettiği için daha önemlidir. Basınç oranı teriminin, esasen valf dinamiklerine katkıda bulunduğunu gösteren bir delil yoktur ve bu nedenle genellikle ihmal edilmektedir. L miktarı, giren ve çıkan akışlar arasındaki eksenel uzunluktur ve sönümlenme uzunluğu olarak adlandırılır. Dairesel valf kanallarındaki akışkan kütlesi L ile orantılı olduğundan sönümlenme uzunluğu meydana gelir. Şekil 2.1' deki durum için geçici akış kuvveti dengeleyicidir, çünkü valf hareketine zıt yöndedir. Şekil 2.3' teki akışkanın orifisten valf kanalına girdiği ters akış düzenlemesi için geçici akış kuvveti dengeyi bozmaktadır [13].



Şekil 2.3 : Valf kanallarına giren akış.

Genel olarak, bir valf çeşitli orifislerin seri-paralel kombinasyonlarından oluşur ve çeşitli geçici akış kuvveti terimlerinin belirtilerinin oluşması kafa karıştırıcı hale gelebilir. Önerilen yöntem ise bu tartışmada kullanılan yöntem olup, boyları sönümlenme uzunlukları olan dairesel valf galerilerinde akışkanın hızlandırılması nedeniyle oluşan valf odacıklarındaki tepki kuvvetlerini analiz etmektir. Tepki kuvveti, valfi hareket ettiren kuvvete karşı koymak için valf odacıklarına etki ediyorsa, geçici akış kuvveti dengeleniyordur [13].

2.1.4.1 Kararlı hal akış kuvvetlerinin dengelenmesi

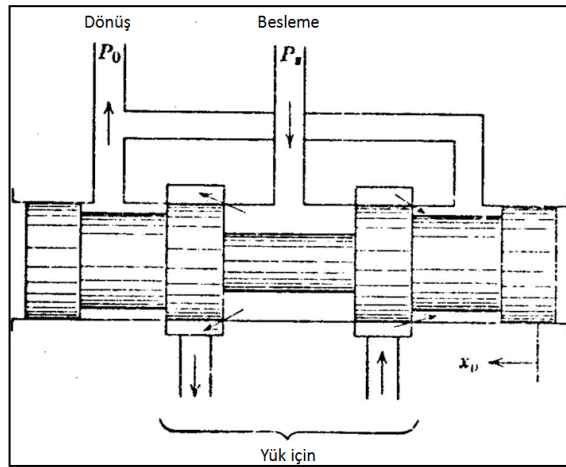
Kararlı hal akış kuvvetinin, sürgülü valfleri hareket ettirmek için gereken kuvvete önemli derecede katkısı vardır. Bu kuvvetler hareket kaynağından elde edilebiliyorsa, farklı bir zorluk oluşmaz. Genellikle hidro-mekanik servo valflerde bu durum geçerlidir, çünkü valf mekanik bir kaynaktan yüksek kuvvetlerle hareket ettirilir. Bununla birlikte bir valf, belli güç sınırlamaları olan tork motoru veya solenoid gibi

elektromanyetik bir cihaz tarafından hareket ettirilirse problem oluşabilir (genellikle 45 ile 90 N arasında). Daha büyük valf boyutlarını elde etmek için, iki kademeli bir konfigürasyona başvurulmalı veya kararlı hal akış kuvvetini azaltmak veya dengelemek için bazı teknikler kullanılmalıdır. Bu sorunun iki aşamalı çözümü fazladan karmaşıklık ve maliyet yaratsa da çok sık olarak kullanılmaktadır [13].

Kararlı hal akış kuvvetlerini dengeleme yöntemleri, imalatta pahalıdır ve verimli değildir. Aynı zamanda istenmeyen, doğrusal olmayan akış kuvveti-strok karakteristiğine sebep olurlar. Dengeleme methodları geniş bir kabul görmese de araştırılan dört teknik aşağıda açıklanmıştır.

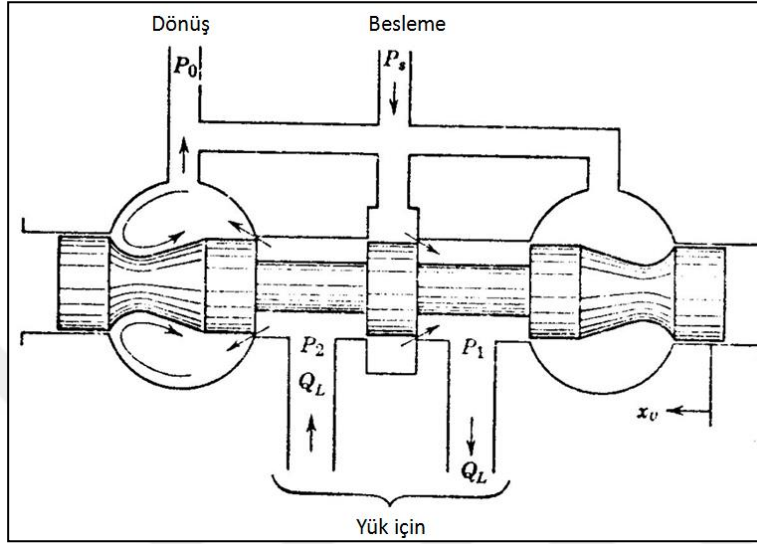
Kararlı hal akış kuvveti denklemi 2.6, jet açısı $\theta=90^\circ$ olduğunda kuvvetin sıfır olduğunu belirtir. Bu durumda orifis alanı, valf kovanının etrafında simetrik olarak açılmış küçük delikler kullanılarak yaklaşık olarak hesaplanır. Her delik için jet açısı, küçük açıklıklar için 69° , delik tamamen açıldığında 90° 'ye ulaşır. Birçok radyal delinen orifislerin birleşimi sonucunda, önemli ölçüde azaltılmış bir akış kuvveti sağlanır.

Dengelenmenin ikinci yöntemi ise Şekil 2.4' teki gibi sürgü uçlarındaki, sürgünün mil çapını artırmaktır. Çünkü dairesel kanal küçültüldüğü için, kararlı hal akış kuvvetinin merkezleme etkisine zıt olarak tepki veren valf odacıklarındaki fazla debiler için basınç düşümü gerekmektedir. Basınç düşümü dengelemesi oldukça basit olmasına rağmen, yalnızca fazla debilerde etkilidir. Dış yüzey portlarında etkili değildir, çünkü akışkan jetleri orifislerden çıktıktan sonra yayılma eğilimi gösterir ve akışları sınırlamak zorlaşır [13].



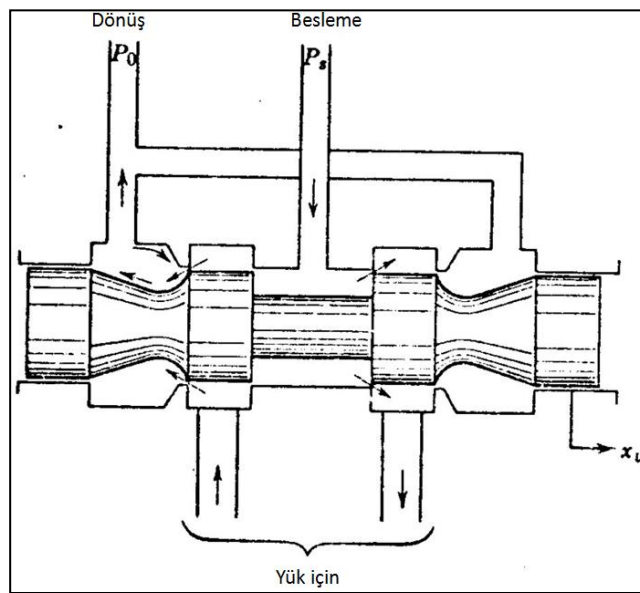
Şekil 2.4 : Basınç düşümü akış kuvveti dengelenmesi kullanan sürgülü valf.

Bir valf galerisinden çıkan akışkan sürgüye geri gönderilirse, o zaman kararlı hal akış kuvvetini dengeleyen bir açma kuvveti oluşacaktır. Şekil 2.5' teki devirdaim odacıklarının prensibi budur. Bu dengeleme methodu fazla debilerde daha etkilidir, çünkü akışkan tekrar dolaşıma sokulmuştur, bu da net kuvvet-strok karakteristiğini doğrusal olmayan bir hale getirir [13].



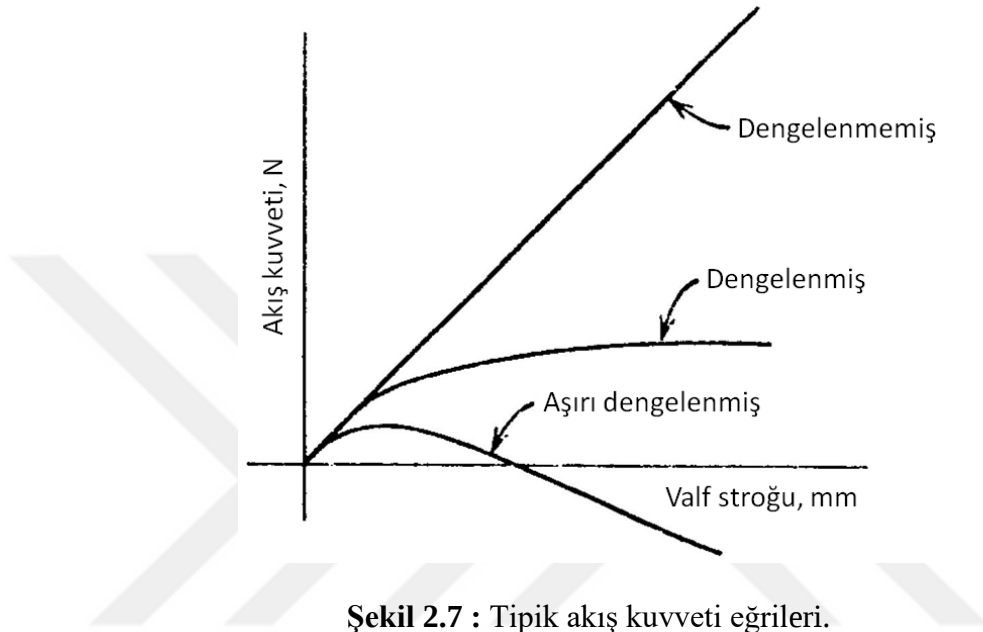
Şekil 2.5 : Akış kuvveti dengelenmesi için devirdaim odacıklarını kullanan valf.

Bir diğer dengeleme methodunda ise devirdaim lendlerine benzer bir şekilde Şekil 2.6' da gösterildiği gibi negatif kuvvet portlarından faydalanılmaktadır. Motor hattında dönen akış doğrudan valf sürgüsünü etkiler ve açma kuvveti oluşturur. Negatif kuvvet portlarının kullanımı, imalat masraflarında da tasarruf sağlamaktadır.



Şekil 2.6 : Dengelenme için negatif kuvvet portları kullanılan sürgülü valf.

Belirli bir dengeleme devresinin tasarımı, araştırmacılar tarafından verilen önerilere takiben deneysel olarak hazırlanmıştır. Beklenen sonuçlar Şekil 2.7’ de gösterilmektedir. Dengelenmiş durum eğrisinin doygunluk tipi karakteristiği tipiktir, çünkü çoğu devrede yüksek debilerde verimlilik artar. Bu durum dengelenmiş eğriyi doğrusal olmayan yapar ve tek kademeli servovalfler başta olmak üzere pek çok sistemde bu şekilde bir eğri istenmez [13].



Şekil 2.7 : Tipik akış kuvveti eğrileri.

Eğrinin eğiminin negatif olduğu noktaya kadar, herhangi bir devrenin fazlasıyla dengelenmesi mümkündür. Bu durum, bazı sistemlerde kararlılığa olumsuz etkisi nedeniyle istenmemektedir. Devirdaim odacıkları veya negatif kuvvet portları ile, eğimin, eksenin geçtiği noktaya göre fazladan dengelenmesi mümkündür, oluşan kuvvet kapama kuvvetinden çok açma kuvveti haline gelir. Bu özellik, kararlılık durumu gözönüne alındığında istenmemektedir [13].

2.2 İstekler Listesinin Oluşturulması

İstekler, tasarımı gerçekleştirilecek olan ürünü veya teknik yapıtı tanımlayan niteliksel veya niceliksel çeşitli özellikleri belirten büyüklüklerdir. Bu istekler sistem için giriş ve çıkış büyüklüklerini oluşturmaktadır. Bunlar:

(K): Kesin istekler

(A): Arzu tipi istekler

(H): Hedef gösteren istekler, şeklindedir.

Tez kapsamında tasarımı gerçekleştirilecek olan elektrohidrolik kontrol sistemi için istekler listesi Çizelge 2.1’ deki gibi listelenmiştir. İstekler listesi, boyutlandırma, yön denetim valfi, kontrol ünitesi, kullanım ve imalat olmak üzere 5 kategori altında toplanmıştır.

Çizelge 2.1 : İstekler listesi.

İstek Tipi (K, A, H)	İstekler
BOYUTLANDIRMA	
K	Sistem, yön kontrol valfinin boyutlarına göre tasarlanmalı
A	Traktöre montajının kolay olması için ekstra borulama yapılmamalı
A	Bakım durumunda parçanın demontajı kolay yapılabilmeli
YÖN DENETİM VALFİ	
K	50 l/dak nominal debide çalışabilmeli
K	Maksimum çalışma basıncı 250 bar olmalı
A	Sürgü kaçak miktarı maksimum 9 cc/dak olmalı
KONTROL ÜNİTESİ	
K	Maksimum pilot basıncı 25-30 bar’da problemsiz çalışabilmeli
K	Oransal olarak hassas bir şekilde sürgünün kontrolü sağlanabilmeli
H	Lineer aktüatör ile kapalı çevrim olarak kontrol edilebilmeli
KULLANIM	
K	Joystik ya da potansiyometre ile sağlanan voltajlarda istenilen sürgü stroğu sağlanabilmeli
K	Sisteme pilot basıncı sağlanabilmeli
A	Elektrohidrolik olarak kontrolde problem yaşandığında manuel kumandalı olarak ta kontrol edilebilmeli.
İMALAT	
A	Servo-piston çelik malzemeden imal edilmeli
A	Oransal aktüatörün monte edildiği ara blok alüminyum malzemeden imalat edilmeli

2.3 Temel Fonksiyonun Oluşturulması

Temel fonksiyon sistemin mümkün oldukça soyutlanmış halini oluşturmaktadır. Fakat, istekler listesinde bulunan detaylar ve karmaşıklıklardan dolayı daha basit bir hale getirmek gerekir. Temel prensibin oluşturulmasında 5 adet adım bulunmaktadır ve bu adımlar Çizelge 2.2’ de gösterilmiştir.

Çizelge 2.2 : Temel fonksiyonu elde etme adımları [14].

1. ADIM	İlk olarak arzu tipi istekler göz ardı edilmelidir.
2. ADIM	Ödevin fonksiyonları ile doğrudan ilişkili olmadığı düşünülen istekler dikkate alınmamalıdır.
3. ADIM	Niceliksel özelliğe sahip istekler niteliksel hale dönüştürülmeli ve bunlardan fonksiyonel açıdan vazgeçilebilir olanları da dikkate alınmamalıdır.
4. ADIM	Ortaya çıkan ve üst düzeyde bir soyutluluk taşıyan ödev tanımlaması, önceki adımlarda dikkate alınmayan önemli istekler yönlerinde genişletilmelidir.
5. ADIM	Temel fonksiyon, herhangi bir niceliksel çözüme bağlanmaksızın genel anlamda tariflenmelidir.

Buna göre, temel fonksiyon aşağıdaki adımlar izlenerek elde edilmiştir. Her adımdan sonra oluşan yeni istekler listesi belirtilmiştir.

1. Adım uygulandıktan sonra:

- Sistem yön kontrol valfinin boyutlarına göre tasarlanmalı
- 50 l/dak nominal debide çalışabilmeli
- Maksimum çalışma basıncı 250 bar olmalı
- Maksimum pilot basıncı 25-30 bar’ da problemsiz çalışabilmeli
- Oransal olarak hassas bir şekilde sürgünün kontrolü sağlanabilmeli
- Joystik ya da potansiyometre ile sağlanan voltajlarda istenilen sürgü stroğu sağlanabilmeli

- Gerekli pilot basıncı sisteme verilebilmeli

2. Adım uygulandıktan sonra:

- Sistem yön kontrol valfinin boyutlarına göre tasarlanmalı
- Maksimum pilot basıncı 25-30 bar' da problemsiz çalışabilmeli
- Oransal olarak hassas bir şekilde sürgünün kontrolü sağlanabilmeli
- Joystik ya da potansiyometre ile sağlanan voltajlarda istenilen sürgü stroğu sağlanabilmeli
- Gerekli pilot basıncı sisteme verilebilmeli

3. Adım uygulandıktan sonra:

- Sistem yön kontrol valfinin boyutlarına göre tasarlanmalı
- Oransal olarak hassas bir şekilde sürgünün kontrolü sağlanabilmeli
- Joystik ya da potansiyometre ile sağlanan voltajlarda istenilen sürgü stroğu sağlanabilmeli
- Gerekli pilot basıncı sisteme verilebilmeli

4. Adım uygulandıktan sonra:

- Oransal olarak hassas bir şekilde sürgünün kontrolü sağlanabilmeli
- Joystik ya da potansiyometre ile sağlanan voltajlarda istenilen sürgü stroğu sağlanabilmeli
- Gerekli pilot basıncı sisteme verilebilmeli

5. Adım uygulandıktan sonra:

Temel fonksiyon: Joystik veya potansiyometre ile istenilen voltajların kullanıcı tarafından sağlanıp, gerekli pilot basıncı ile yön kontrol valfi sürgüsünün istenilen stroklarda hassas ve oransal bir şekilde hareketinin sağlanması

2.4 Sistemin Giriş ve Çıkış Büyüklükleri

Konstrüksiyona başlamadan önce gerçekleşmesi istenen ürün veya teknik yapıt tasarımı için sistemin çevre büyüklükleri tanımlanmaktadır. Bu büyüklükler, giriş ve çıkış büyüklükleri olarak isimlendirilmektedir. Ürün veya teknik yapıtın konstrüksiyon ile ilgili kısmı ise kara kutu diye isimlendirilmektedir. Giriş ve çıkış

büyükliklerine bağlı olarak kara kutunun içerisinde neler olması gerektiği konstrüktörlerin görevidir. Giriş ve çıkış büyüklükleri üç özellikte olabilir.

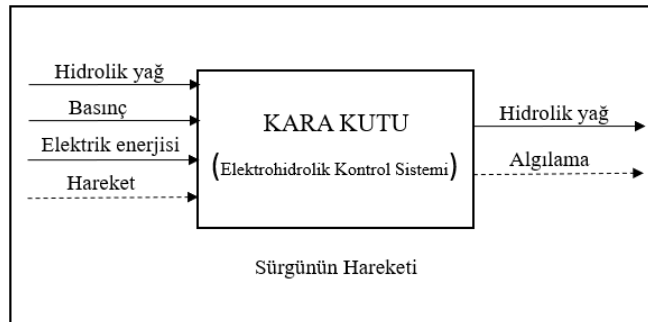
- Madde
- Enerji
- Sinyal [14].

Bu çalışmada teknik yapıt olarak elektrohidrolik kontrol sistemi tasarımı gerçekleştirilecektir. Yön kontrol valfinde iş portlarına yağın gönderilmediği konum sürgünün nötr olduğu konumdur. Böyle bir sistemde sürgünün hareket ettirilip iş portlarına yağ gönderilmesi için giriş ve çıkış büyüklükleri Çizelge 2.3’ teki gibidir.

Çizelge 2.3 : Sistemin giriş ve çıkış büyüklükleri.

	Giriş Büyüklükleri	Çıkış Büyüklükleri
Madde	Sisteme pilot basıncı olarak yağ gönderilir	Pilot basıncı olarak gönderilen yağ tank hattına geri döner
Enerji	Solenoidlere voltaj verilerek pilot basıncı olarak gönderilen yağ yönlendirilir	Sistemden bir enerji çıkışı yoktur.
Sinyal	Joystik ya da potansiyometrenin hareketi	Sürgünün hareketinin algılanması

Teknik yapıt için temel yapı Şekil 2.8’ deki gibi oluşturulmuştur. Kara kutu, yön kontrol valfinin elektrohidrolik kontrol sisteminde sürgünün hareketiyle ilgili olan kısmı içermektedir.



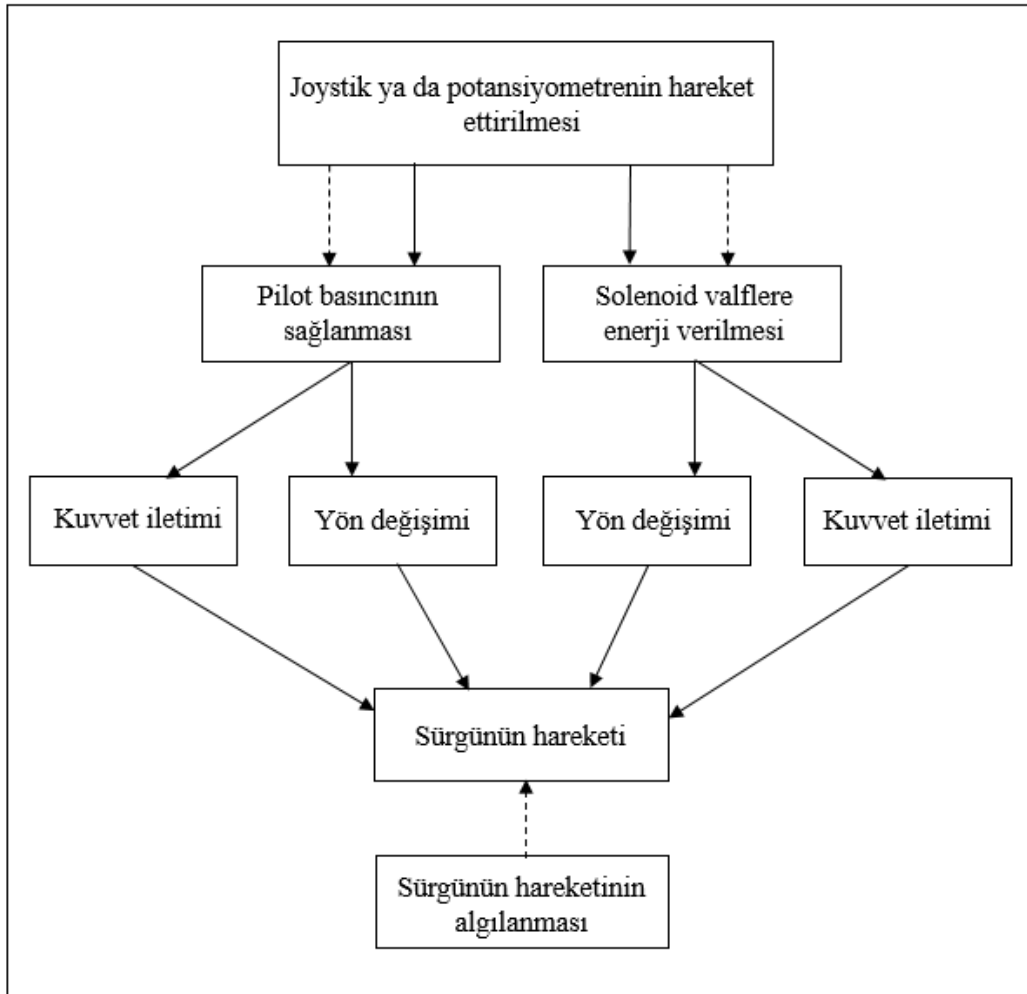
Şekil 2.8 : Sistemin temel yapısı.

2.5 Fonksiyon Strüktürü

Strüktürleme işlemi sistemin alt fonksiyonlarının belirli düzen ve ilişkiler ile birbirine bağlanması olarak tanımlanmaktadır. Bu nedenle, öncelikle alt fonksiyonlar belirlenmiştir. Sisteme pilot basıncı gönderilirken, gönderilen pilot basıncı kontrol ünitesindeki solenoid valfler tarafından yönlendirilmektedir. Sistemin alt fonksiyonları sürgünün hareketi için oluşturulmuştur. Fonksiyon strüktürü Şekil 2.9'daki gibidir.

Alt fonksiyonlar

- Joystik ya da potansiyometrenin kullanıcı tarafından hareket ettirilmesi
- Kuvvet iletimleri
- Yön değişimleri
- Sürgünün hareketi (kullanıcı tarafından sürgü hareketinin algılanması)



Şekil 2.9 : Fonksiyon strüktürü.

3. ÇÖZÜMLERİN GELİŞTİRİLMESİ

Bir sorunun ya da bir problemin halledilebilmesi için çok fazla sayıda çözüm vardır. Herhangi bir çözüme en iyisi veya mükemmel diyebilmek doğru değildir. Sistem için oluşturulan istekler listesi, temel fonksiyon ve fonksiyon strüktürü için en uygun çözüme ulaşılmaya çalışılır. İstekler listesi yardımıyla temel fonksiyon ve daha sonra fonksiyon strüktürü Bölüm 2’ de oluşturulmuştur. Bu bölümde bu bilgiler doğrultusunda elektrohidrolik kontrol sistemi için farklı çözümler içeren çözümler geliştirilecektir ve detaylandırılmak üzere çözümlerden biri seçilecektir. Bu çözümler “fayda-değer analizi” yöntemi ile çeşitli hedef kriterlerine göre değerlendirilecek ve sonuçta daha uygun olduğu görülen çözüm detaylandırılacaktır.

3.1 Pilot Basıncının Sağlanması

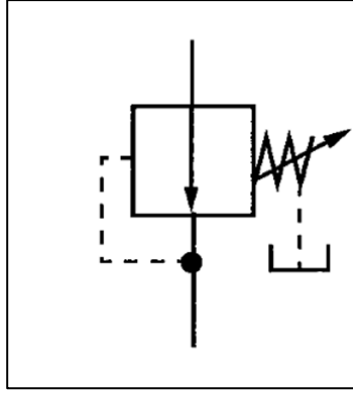
Mobil hidrolik yön kontrol valfinin elektrohidrolik olarak kontrolünün yapılabilmesi için sürgünün pilot basıncı ile beslenmesi gerektiğinden daha önceki bölümlerde bahsedilmiştir. Pilot basıncı sisteme iki şekilde sağlanabilmektedir;

- Yön kontrol valfinin çalışma basıncının basınç düşürücü valf ile istenilen pilot basıncına düşürülmesi ve minimum basınç valfi ile pilot basıncının belirlenen değerin altına düşmesinin engellenmesi.
- Harici bir pompa tarafından pilot basıncının sağlanması.

3.1.1 Basınç düşürücü valfler

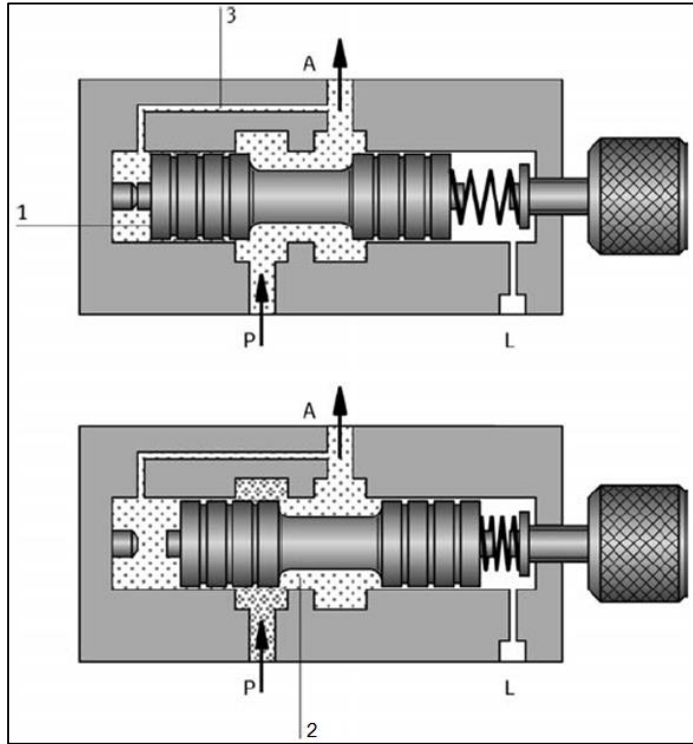
Mobil hidrolik yön kontrol valflerinin çalışma basıncı kontrol edilecek ekipmana göre değişmekte olup yaklaşık 200 bar civarında olmaktadır. Bu çalışma basıncının maksimum 15-20 bar olan pilot basıncına düşürülebilmesi için hidrolik sistemde basınç düşürücü valf kullanılması gerekmektedir.

Basınç düşürücü valfler Şekil 3.1’ de görüldüğü üzere hidrolik devre içerisinde normalde açık olarak bulunurlar [1].



Şekil 3.1 : Basınç düşürücü valf hidrolik sembolü.

Şekil 3.2’ de gösterildiği gibi çıkıştaki (A) basıncı, bir kontrol hattı (3) üzerinden piston yüzeyine (1) etki ettirilir. Bu şekilde meydana gelen kuvvet, belirli bir değere ayarlanmış olan yay kuvveti ile karşılanır. Piston yüzeyine etkiyen kuvvetin, ayarlanmış olan yay kuvvetini aşması durumunda valf kapanmaya başlar. Kuvvet dengesi kuruluncaya kadar piston, yay kuvvetine karşı aksel olarak hareket eder. Bu şekilde akışkanın geçtiği kesit daralır ve basınç düşmesi meydana gelir. Çıkıştaki (A) basıncın yükselmeye devam etmesi halinde valf tamamen kapanır. Valfin girişinde, (P) birinci kontrol devresindeki basınç ve çıkışında (A) basınç ayar valfi ile ayarlanan basınç hakimdir [15].

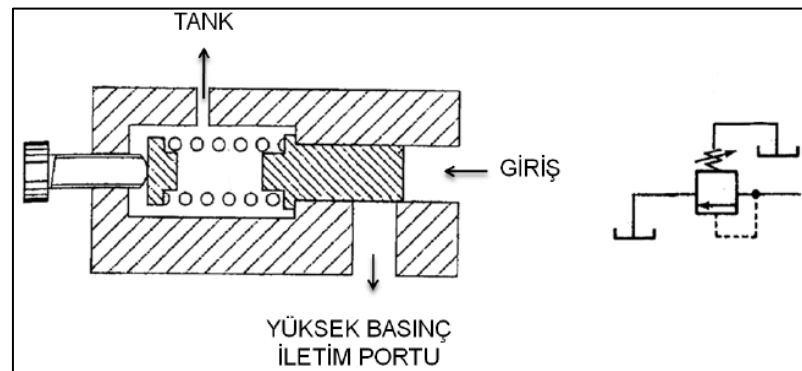


Şekil 3.2 : Basınç düşürücü valf modeli.

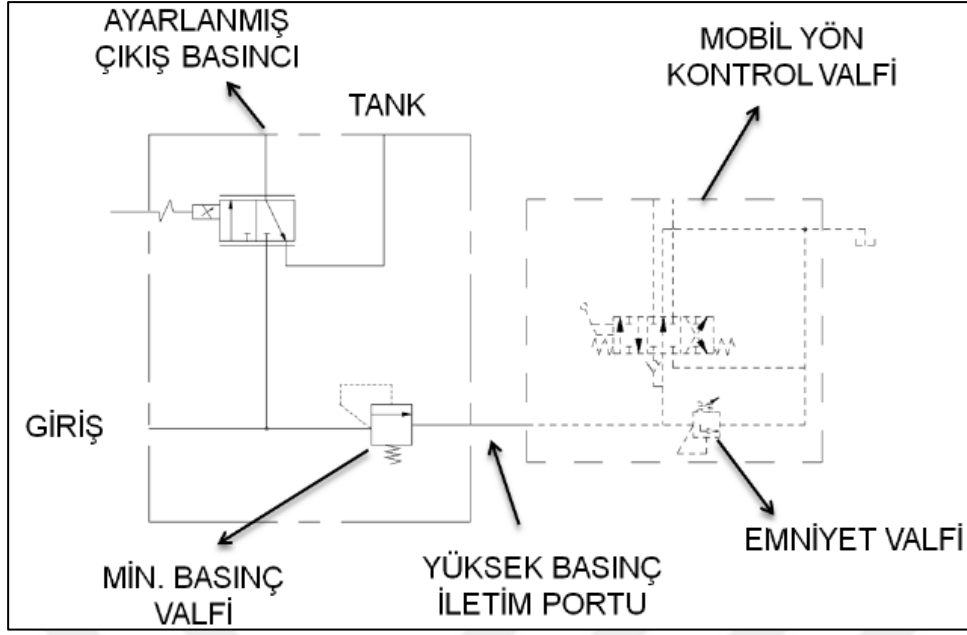
3.1.2 Minumum basınç valfleri

Yük algılamalı kapalı merkezli valflerde basınç düşürücü valf kullanılmadan basınç kompansatörü ile pilot basıncı oluşturulabilir. Açık merkezli valflerde de sürgülerin çentiklerinden geçen pompa debisi belirli bir basınç düşümü oluşturmaktadır. Elektrohidrolik kontrolün sağlanması için bu basıncın 15-20 bar altına düşmemesi istenmektedir. Bunun için de yön kontrol valflerinin P ya da T hattına minumum basınç valfi eklenmelidir.

Minumum basınç valfi sayesinde valf girişindeki basıncın ayarlanan minumum değerin altına düşmesi engellenmektedir. Minumum basınç valflerinde Şekil 3.3' te görüleceği üzere valfe giren debi valf sonrasında tanka değil, yüksek basınç iletim portu olarak adlandırılan Şekil 3.4' teki hidrolik devre şemasında da görülen başka valfi besleyen porta yönlendirilir. Yayın bulunduğu alanda basınç oluşmasını engellemek için de bu bölge doğrudan tanka bağlanmaktadır. Minumum basınç valfi valf girişindeki basıncı ayarlanan basınç değerine getirmektedir. Minumum basınç valfinde çıkış portu yağı, tank portuna değil de mobil valfe gönderdiğinden mobil valf üzerinde oluşan basınç doğrudan minumum basınç valfini etkilemektedir. Oluşan basınç sürgünün arkasına gönderilmediğinden sürgüyü kapamaya değil daha çok açmaya yardımcı bir kuvvet oluşturmaktadır. Bu sayede minumum valfinin yüksek basınç iletim portunda basıncın sıfır olduğu durumda sürgüyü kapamaya çalışan yay kuvvetinden dolayı girişte oluşturduğu basınç, sistem basıncına ilave olmamaktadır. Mobil valfin devreye girmediği durumlarda sistem, yay ile ayarlanan minumum basınçta kalmaktadır. Mobil valf devreye girdiği durumda ise sistem emniyet valfi basıncının maksimum değere ulaştığında pompa çıkışında okunan basınç değeri sistem emniyet valfi basıncı değerine eşit olur ve böylece sistem ekstra basınç ile yüklenmeyip fazladan yakıt sarfiyatının olması engellenmektedir [16].



Şekil 3.3 : Minumum basınç valfi modeli ve hidrolik sembolü.



Şekil 3.4 : Minimum basınç valfli tip hidrolik kontrol valfi devresi şeması.

3.1.3 Şarj pompası

Harici olarak pilot basıncını sağlayan pompalara şarj pompası denir. Şarj pompaları genelde ana pompanın arka ucuna takılır. Bu pompalara genel olarak takviye pompası da denir. Bazı durumlarda, şarj pompası ana pompa montajının içinde bulunabilir. Şarj pompasının hacmi normalde ana pompa hacminin yüzde 10-15' i kadardır. Ana pompa rölantide çalıştığında, şarj pompası hacmi iş portlarını akışkan ile doldurmaktadır. Emniyet valfi ayarına ulaşana kadar her iki portta da basınç artmaya devam eder. Şarj pompası emniyet valfi basıncı genellikle 15-20 bar arasında ayarlanır. Valfin yay ayarına ulaşıldığında, şarj pompası hacmi, şarj pompası emniyet valfi üzerinden pompa gömleğine akar. Sonra yağ, gömleğin boşaltma hattından tanka geri döner [17].

Şarj pompasının amacı, çalışma esnasında sisteme takviye olarak akışkan sağlamaktır. Pompa ve motorun içindeki piston ile çark arasında dar toleranslar vardır. Bu durum, pompa ve motor içerisindeki yağın bir kısmının pistonları baypas edeceği ve gömlek tahliye hatları üzerinden tanka geri akacağı anlamına gelir. Bu baypas sayesinde, ana pompanın gerektirdiğinden daha az yağ motorun dışına akar. Ayrıca şarj pompası takviye yağın çek valf içinden geçmesini sağlayarak pompa kavitasyonunu önler. Şarj pompası, ana pompayı hareketlendirmek için yay yüklü silindirlere yağ sağlamak için de kullanılır [17].

3.2 Pilot Basıncının Yönlendirilmesi

Pilot basıncının yönlendirilmesi solenoid valflerle sağlanır. Kullanılan solenoid valfler oransal ya da aç-kapa olabilir. Genelde bu amaçla kullanılan solenoid valfler 3 yollu 2 konumludur.

3.2.1 Solenoid valfler

En temel elektrohidrolik kontrolü solenoid valftir ve bir akış kanalını açmak veya kapatmak için kullanılırlar. Bir solenoid, bobine enerji verildiğinde bobine göre çalışma pozisyonuna çekilen bir hareketli demir çekirdeğini saran bobinden oluşur. Aslında solenoid, elektrik sinyalini mekanik bir çıktı kuvvetine dönüştürmek için kullanılan bir elektromekanik dönüştürücüdür [1].

Temelde solenoidler, bobine enerji verildiğinde armatürü bobine çeken ve böylece valfin sürgüsünü kaydıran çekme tipi cihazlardır. Bir itme hareketi gerektiği durumda, itme rodu arka durdurucuya uzanacak şekilde armatürün iç ucuna bir itme rodu eklenir. Böylece bobine enerji verildiğinde, itme rodu uzar ve valf sürgüsü üzerinde bir itme hareketi oluşturur. Çekme veya itme durumlarının her ikisinde de, bobine verilen enerji kesildiğinde, baskı yayı valf sürgüsünü ve armatürü başlangıç konumuna döndürür [1].

Solenoid valfler çok farklı çeşitlerde mevcuttur, her tip belirli gereksinimleri karşılamak ve belirli bir kontrol problemini karşılamak için tasarlanmıştır. İki konumlu valfler solenoid bobinine enerji verilmediğinde normalde kapalı durumdadır ya da normalde açık durumda olabilirler, bu durumda solenoide enerji verildiğinde kapanırlar. Üç yollu valfler normalde açık veya normalde kapalı olarak tasarlanmışlardır. Bu valfler genelde büyük kontrol valflerini çalıştırmak için pilot valf olarak kullanılırlar. Çift etkili silindirleri çalıştırmak için genellikle dört yollu solenoid valfler kullanılır. Bu valfler tek bir solenoid ve geri dönüş yayından oluşabileceği gibi iki solenoid ve solenoidlere enerji verilmediğinde merkez konuma getirmeye yarayan bir yay içerebilirler [1].

Bir solenoid tarafından üretilen kuvvet sınırlı olduğu için, fazla debilerde çalışan valflerin sürgü hareketi de problemlidir. Direkt olarak sürgüyü hareket ettirmek için solenoid kullanan yön kontrol valfleri genelde sadece 6,35 mm (11-19 l/dak) ve 9,525 mm (38-45 l/dak) boyutlarındadır. Büyük ebatlı valfler, büyük valfin üstüne

yerleştirilmiş 6.35 ve 9.525 mm solenoid valflerden (genellikle 3 yönlü) elde edilen hidrolik pilot basıncı ile çalıştırılır. Solenoid valften gelen debi, valf sürgüsünü kaydırmak için daha büyük olan valfin sürgü uçlarına gönderilir. Bu valfler solenoid kontrollü, pilot uyarılı yön kontrol valfleri olarak adlandırılır ve daha büyük valfin sürgüsünü kaydırabilmek için yaklaşık 5 bar basınca ihtiyaç duyarlar [1].

Solenoid valflerde kullanılan solenoidler bir hava boşluklu solenoid veya ıslak armatür tipi olabilir. Hava boşluklu tipinde hava boşluğu solenoidi sistemdeki akışkandan ayırır. Solenoide enerji verilmeye başlanırsa, armatürü kaydırarak, valf sürgüsünü bir itme pimi vasıtasıyla hareket ettirir. Hava boşluklu solenoid genellikle valf gövdesine vidalanır ve akışkanın solenoid bölümüne sızmasını önleyen itme-çekme pimi etrafındaki dinamik bir sızdırmazlık elemanı ile hidrolik sistemden tamamen izole edilmiştir. Bir valf, valfin her iki ucunda birer adet solenoid içerebileceği gibi sadece bir ucunda iki tane solenoid te içerebilir [1].

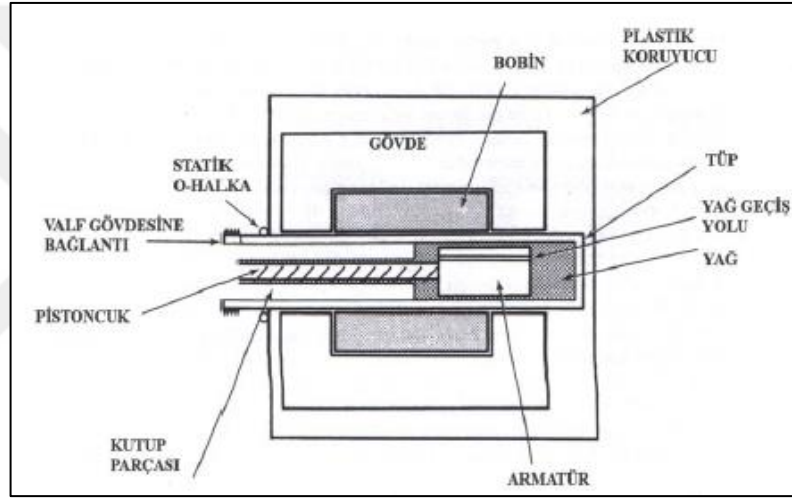
Hava boşluklu solenoidte, itme-çekme pimi üzerindeki dinamik sızdırmazlık elemanından sızıntı başlarsa, solenoid boşluğuna yağ akacaktır. Islak armatür tipi solenoid, olası bir akışkan kaçağını durumunda da solenoidin sorunsuz çalışması için geliştirilmiştir. Islak armatür tipi solenoidte, solenoidin tüm hareketli parçaları sistem hidrolik akışkanı içinde çalışır. Kapsüllenmiş bobin ve gövde montajı solenoidin dış kısmını oluşturur. İç merkez tüpü, yağın solenoid içinde tutulduğu bir kap görevi görür. Merkez tüp, itme pimini çalıştıran armatürü yastıklar ve bu da, akışkanın akış yönünün kontrol etmek için valf sürgüsünü kaydırır. Islak armatür solenoid, akışkan devresinin ayrılmaz bir parçası olduğundan, itme piminin sızdırmazlığı için herhangi bir dinamik sızdırmazlık elemanı gerekmez [1].

Islak armatür tipi solenoidin hava boşluklu tip solenoide göre dikkate alınması gereken bir takım avantajları mevcuttur:

- Sızdırmazlık elemanına gerek olmaması: Sızıntı azaltılır, dinamik sızdırmazlık elemanı yıpranmadığından daha uzun solenoid ömrü vardır. (hava boşluklu solenoidten yaklaşık 10 kat daha uzun- ıslak solenoidler 100 milyon devir üzerinde çalıştırılmıştır)
- Yağ ile çevrili yastıklanmış pimler: Daha az aşınma, daha az ani dönüşler, hava boşluklu valflerden daha sessiz çalışırlar çünkü darbeler yumuşatılır, daha ağır servis koşullarına tolerans gösterebilirler.

- Akışanın tanka sirküle edilmesiyle sağlanan yağlama: Solenoid parçaları için ömür boyu koruma sağlar. Solenoidte oluşan ısı, hava boşluklu ünitelerden yedi kat daha hızlı olarak bobinden uzaklaştırılır.
- Dış sızdırmazlık ve koruma: Kir ve neme karşı sızdırmazlık sağlandığından çevre ve fiziksel etkilere karşı tamamen korunmuştur.

Öte yandan hava boşluklu solenoidler daha verimli oldukları için onları çalıştırmak için daha az akım gerekir. Daha belirgin olarak ıslak armatür solenoid valflerin bir valf sürgüsünü kaydırabilmesi için hava boşluklu solenoid valften yaklaşık 1.6 kat daha fazla elektrik enerjisi kullanması gerekir. Islak pimli solenoidin iç yapısı Şekil 3.5’ te gösterilmiştir.



Şekil 3.5 : Islak pimli solenoidin iç yapısı.

3.2.2 Oransal solenoid valfler

Bu valfler, basit solenoid valflerden daha yüksek düzeyde kontrol sağlarlar. Bu düzey solenoid valfler ile servo valfler arasında bir seviyedir. Bu valflerde solenoidin içindeki armatürün konumu solenoid giriş sinyali ile kontrol edilebilir. Yani armatür, armatür tarafından kontrol edilerek hareket ettirilebilen hidrolik valf sürgüsü ile etkileşim içerisinde. Bu eylem, sürgü konumunun oransal olarak kontrolünü sağlar. Aynı zamanda akışkan debisi ve yük hareketinin hassas bir şekilde kontrol edilebilmesine de olanak tanır [1].

Hassas konum kontrolü elde edebilmek için, baskı yayı tarafından direnç gösteren sürgü ucuna DC solenoid uygulanır. Solenoidin armatürü tarafından uygulanan çıkış kuvveti, bobinin içerisinden geçen akıma bağlıdır. Dolayısıyla oransal bir valfin

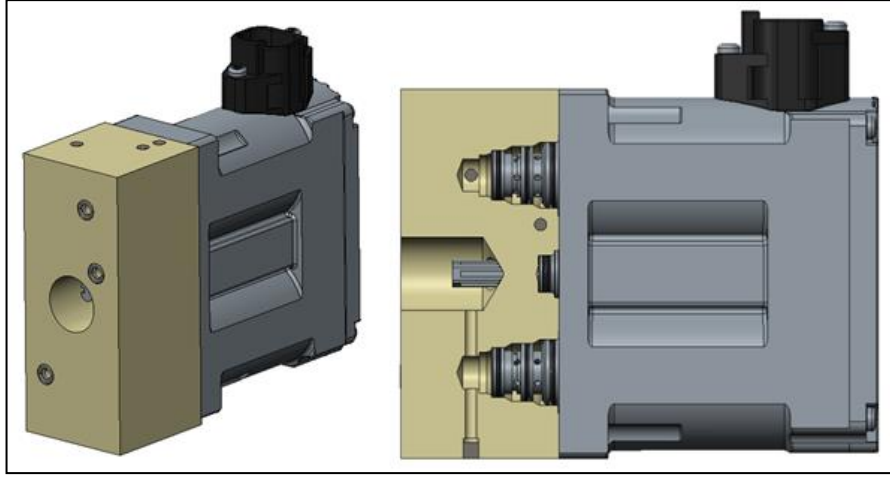
elektriksel kontrolünde normalde kullanılan değişken voltaj yerine değişken akım kullanılır. Bu değişken akımın kullanılmasıyla, valften çıkan debi miktarı solenoidin içerisinden geçen akım ile orantılıdır [1].

Yön kontrol valflerinin kuvvet-konum kontrolünde, sürgü açıklığı dolayısıyla debi kontrol edilir. Valf içerisinden geçen debi miktarı izlenmediğinden, oransal solenoid valfler açık çevrim kontrol sisteminde çalışır. Buna rağmen ilave hassasiyete ihtiyaç duyulduğunda, sistem çıkışını ölçmek ve bunu kontrol devresine geri beslemek için dönüştürücü kullanmak mümkündür. Oransal sürgülü valflerde bindirmeli sürgüler kullanmak yaygın bir uygulamadır, bu da valf üzerinden akış oluşmadan önce sürgünün bindirmeyle eşit bir mesafeye hareket etmesi gerektiğı anlamına gelir. Çentikli sürgüler kullanıldığında orifis artan bir biçimde açıldığı için debinin kontrolü daha iyi sağlanır. Sonuç olarak, sürgü üzerindeki çentikli form, valfin orifis açıklığını ve maksimum debiyi belirler [1].

Oransal solenoidler, 200 bar' ı aşan çalışma basınçlarında 550 l/dak' ya kadar debiler için sürgülü valfleri kontrol edebilecek kadar güçlüdür. Her bir montajda solenoide komut sinyali ile birlikte enerji verildikten sonra armatür solenoid içerisinde hareket eder ve sürgü de hidrolik valf içerisinde kaydırılır. Debi, valf sürgüsünün ne kadar kaydırıldığının bir fonksiyonu hale gelir. Akımın artmasıyla birlikte oluşan armatür/sürgü hareketiyle debi artar. İç döngü ve dış döngü geri bildirimi ile hassasiyet ve doğruluğun daha iyi olması mümkündür. Yani bu solenoid pim pozisyonunu izlemek veya silindir stroğu ya da pompa eğim plakası açısı gibi nihai bir çıktıyı izlemek demektir. Daha sonra döngü geri bildirim sinyali, pozisyon sinyal girişı ile karşılaştırılabilir ve iki sinyal arasındaki hata, solenoid kontrolü pimi içeri ya da dışarı oransal olarak yönlendirir [1].

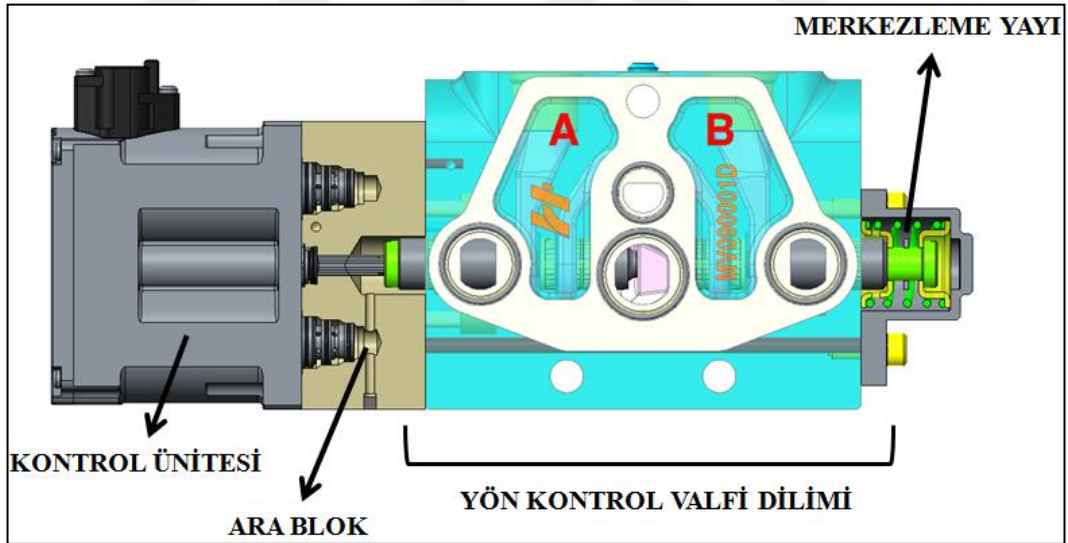
3.3 Çözüm – 1

Çözüm-1' de Şekil 3.6' de görüldüğü üzere içerisinde iki adet solenoid valf, lineer aktüatör ve elektronik kontrol kartı içeren kontrol ünitesi, yön denetim valfi dilimi ile bu kontrol ünitesi arasında bağlantıyı sağlayan ara blok bulunmaktadır. Yön denetim valfinin giriş kapağında bulunan basınç düşürücü valf ile sistem basıncı, pilot basıncına düşürölmektedir. Yön denetim valf dilimleri içerisine açılan pilot hatları ile pilot basıncı sürgünün her iki tarafına etki etmektedir. Şekil 3.7' de görüldüğü gibi kontrol ünitesinin karşı tarafında merkezleme yayı bulunmaktadır.



Şekil 3.6 : Kontrol ünitesi ve ara blok.

Servo-piston içermeyen bu konseptte pilot basıncı, yön kontrol valfi sürgüsü çapına göre değişmekle birlikte minimum 16-18 bar' dır. Kontrol ünitesinde bulunan solenoid valflerin kanallarına gelen pilot basıncı, joystick ya da potansiyometre tarafından verilen voltaj sinyali ile birlikte yönlendirilmekte ve böylece sürgünün her iki yönde hareketi sağlanmaktadır.

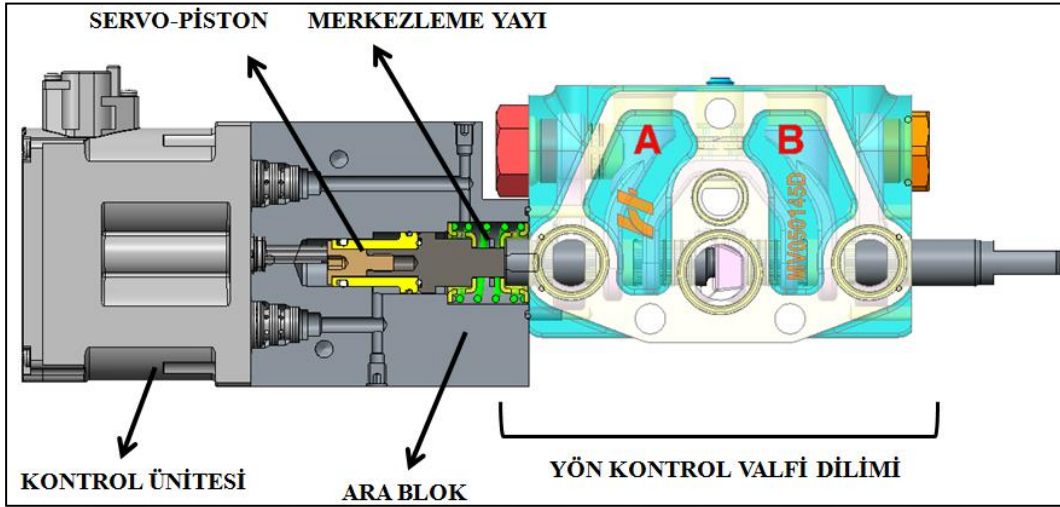


Şekil 3.7 : Çözüm – 1 valf dilimi montajı.

3.4 Çözüm – 2

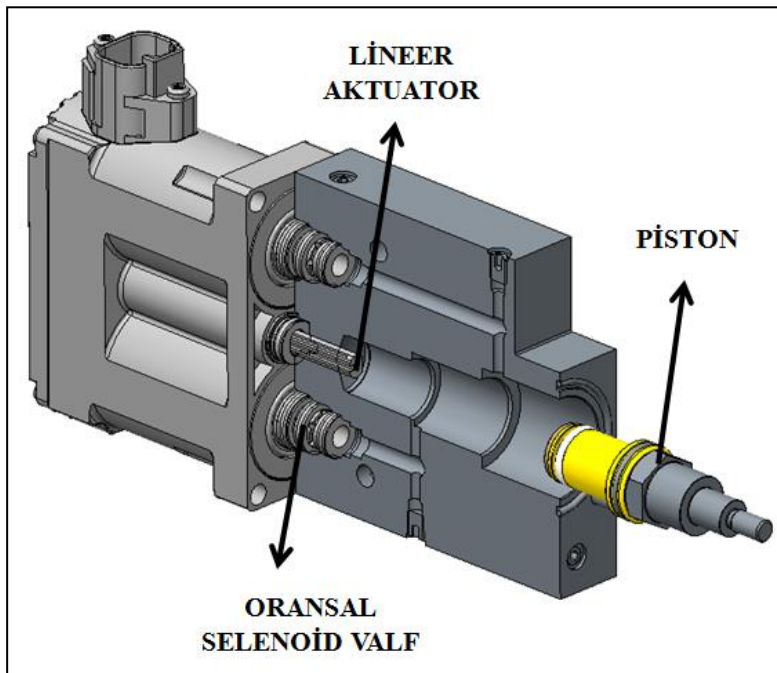
Çözüm-2' de Çözüm-1' de kullanılan kontrol ünitesinin yanı sıra Şekil 3.8' de görüleceği üzere servo-piston bulunmaktadır. Bu tasarımda pilot basıncı direk olarak sürgüye değil servo-pistona etmektedir. Şekil 3.9' da görüldüğü gibi merkezleme

yayı, sürgünün kontrol ünitesi tarafındadır. Sürgünün manuel ya da mekanik olarak ta kontrol edilebilmesi mümkündür.



Şekil 3.8 : Çözüm – 2 valf dilimi montajı.

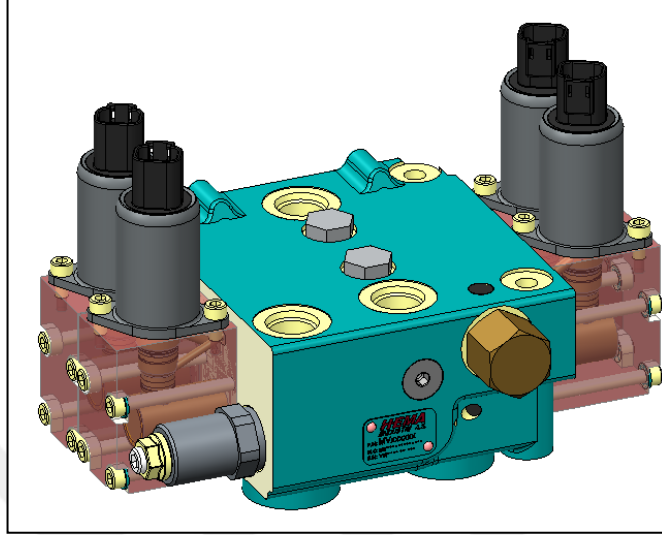
Servo-pistonun oransal olarak hareket edebilmesi için gerekli olan pilot debisi, giriş kapağındaki basınç düşürücü valf ile sağlanır. Elde edilen pilot basıncı borulama yardımıyla ara bloğa sağlanır ve ara bloktaki hatlar sayesinde solenoid valfin kanallarına aktarılır. Solenoid valfin yönlendirdiği pilot basıncı servo-piston aracılığıyla sürgüyü hareket ettirirken lineer aktüatör sayesinde sürgünün stroğu algılanır ve hassas bir şekilde sürgünün istenilen pozisyona gelmesi sağlanır.



Şekil 3.9 : Kontrol ünitesi ve servo-piston.

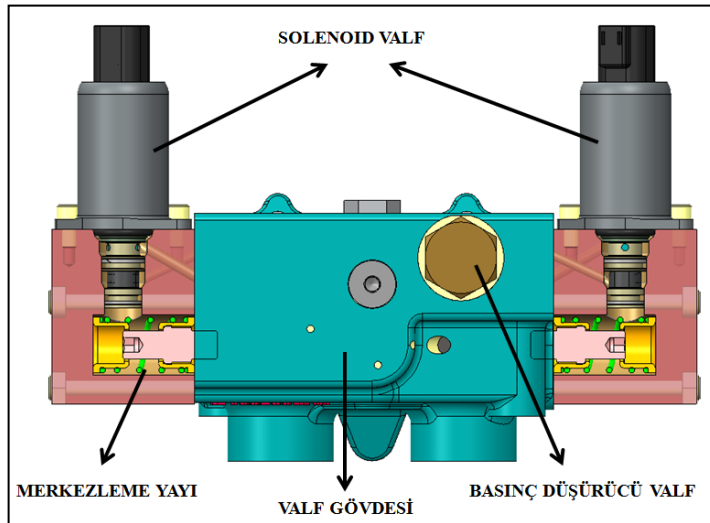
3.5 Çözüm – 3

Bu çözümde elektrohidrolik kontrol uygulaması Şekil 3.10’ da görüleceği gibi monoblok yön kontrol valfine uygulanmıştır.



Şekil 3.10 : Monoblok EH yön denetim valfi.

Valf gövdesine monte edilen basınç düşürücü valf ile oluşan sistem basıncı, sürgünün hareketini sağlayacak pilot basıncına düşürülür. Elde edilen pilot basıncı, valf gövdesi içinde mevcut olan pilot hatlarından dağıtılarak solenoid valfin portlarına girer ve solenoid valf aracılığıyla sürgü çapına etkiyecek şekilde yönlendirilir. Şeki 3.11’ de gösterilen merkezleme yayı sayesinde sürgünün merkezlenmesi sağlanır yani sürgüye pilot basıncının etkilemediği durumlarda sürgü nötr konuma gelir.



Şekil 3.11 : EH kontrol kesiti.

3.6 Çözüm Seçimi

Problemin çözümü için Bölüm 3.3 ve 3.4 ve 3.5' te üç adet çözüm geliştirilmişti. Bu çözümler için istekler listesi ve diğer hedefler gözönüne alınarak en uygun çözümün belirlenmesi gerekmektedir. "Fayda-değer" analizi bu çözümleri değerlendirmede kullanılan yöntemlerden biridir.

Yöntemde, ilk önce konstrüksiyon için temel hedefler belirlenir ve bu temel hedeflere bağlı olarak da alt hedefler elde edilir. Her bir temel hedef ve alt hedef için birer katsayı verilir. Hedeflerin önceliklerine göre bu katsayılara karar verilmektedir. Sonuçta en alt seviyedeki hedef sayısı kadar katsayı elde edilir ve toplamaları 1' dir. Her bir hedefe 1' den 10' a kadar değer verilecektir. Katsayılar ile bu değerlerin çarpımları toplandığında her bir çözüm için birer sonuç puanı elde edilecektir. Sistem için belirlenen temel hedefler ve katsayıları Çizelge 3.1' deki gibidir.

Çizelge 3.1 : Temel hedefler listesi.

Temel Hedefler	Açıklama	Katsayı
Hassas Kontrol Edilebilirlik	Kullanıcının sürgüyü hassas bir şekilde kontrol edebiliyor olması	0,20
Güvenilirlik ve Emniyet	Sürgünün mekanik ya da manuel olarak da kontrol edilebilmesi	0,20
Üretim Basitliği ve Kolaylığı	Parçaların imalatı ve montaja yönelik basitlik ve kolaylık	0,15
Tasarım Basitliği	Sistem kararlılığının iyi olması için daha basit tasarım	0,15
Maliyet	Ürünün prototiplendirme yatırım ve maliyetleri	0,30

Her bir temel hedefe göre belirlenen alt hedefler o temel hedefin beklentilerini taşımalıdır. Bu şekilde alt hedefler ve katsayıları şu şekilde belirlenmiştir:

1. Hassas Kontrol Edilebilirlik
 - Düşük pilot basınçlarında hassasiyet- 0,6
 - Oransal kontrol- 0,2
 - Kapalı çevrim kontrol- 0,2
2. Güvenilirlik ve emniyet
 - Manuel kullanma olanağı- 0,6
 - Sürgü konumun kolayca anlaşılabilmesi- 0,4
3. Üretim Basitliği ve Kolaylığı
 - Az parça sayısı- 0,2
 - Parçaların yapısal basitliği- 0,3
 - Standart parça kullanımı- 0,2
 - Montaj kolaylığı- 0,3
4. Tasarım Basitliği
 - Düşük mekanizma karmaşıklığı- 0,4
 - Traktörde az hacim kaplama- 0,2
 - Bakım, onarım kolaylığı- 0,4
5. Maliyet
 - Döküm yatırımı gerekliliği olmaması- 0,8
 - İşleme sürelerinin kısalığı- 0,2

Çizelge 3.2' de puanlama ve çözümlerin aldığı sonuçlar belirtilmiştir. Birinci çözüm toplamda 3,90 puan, ikinci çözüm 5,92 puan, üçüncüsü 3,71 puan almıştır. Birinci çözüm daha az parça sayısı ve daha kompakt olmasına rağmen, ikinci çözümün manuel olarak kontrol edilebilmesi ve prototip için döküm yatırımına gerek bırakmamasından dolayı uygundur. Üçüncü çözümde ise kapalı kontrol çevrim yoktur, açık kontrol çevrimidir. Aynı zamanda ikinci çözüm daha düşük pilot basınçlarında sürgünün hareketine izin vermektedir ve bu küçük çaplı sürgüler için avantaj oluşturmaktadır. Dolayısıyla, ikinci çözüm detaylandırılmak üzere seçilmiştir.

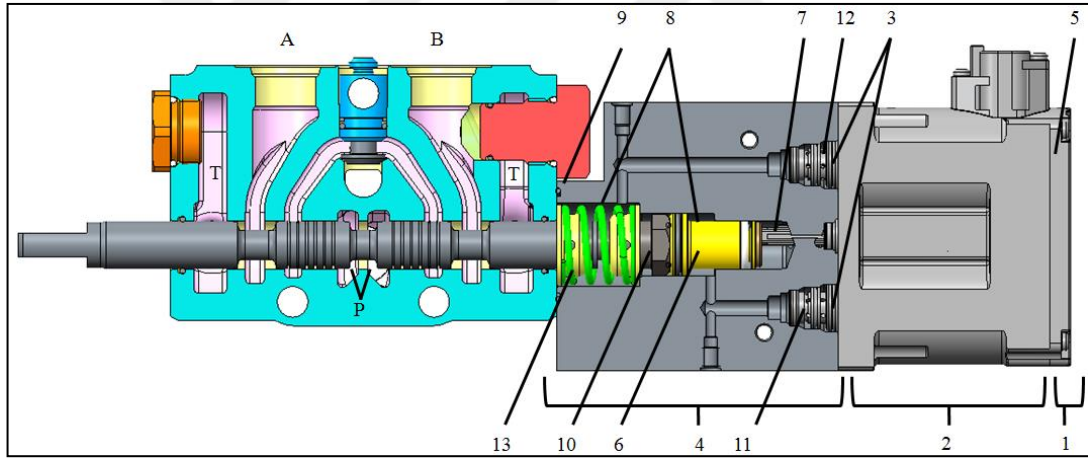
Çizelge 3.2 : Fayda-değer analizi.

Temel Hedefler	Katsayı	Alt Hedefler	Katsayı	Çözüm - 1 Değerler		Çözüm - 2 Değerler		Çözüm – 3 Değerler	
Hassas Kontrol Edilebilirlik	0,20	Düşük pilot basınçlarında hassasiyet	0,6	4	0,48	7	0,84	4	0,48
		Oransal control	0,2	7	0,28	7	0,28	7	0,28
		Kapalı çevrim kontrol	0,2	7	0,28	7	0,28	2	0,08
Güvenilirlik ve Emniyet	0,20	Manuel kullanma imkanı	0,6	1	0,12	6	0,72	2	0,24
		Sürgü konumunun kolayca anlaşılabilmesi	0,4	4	0,32	7	0,56	7	0,56
Üretim Basitliği ve Kolaylığı	0,15	Az parça sayısı	0,2	7	0,21	3	0,09	4	0,12
		Parçaların yapısal basitliği	0,3	6	0,27	4	0,18	4	0,18
		Standart parça kullanımı	0,2	6	0,18	5	0,15	5	0,15
		Montaj kolaylığı	0,3	7	0,315	4	0,18	6	0,27
Tasarım Basitliği	0,15	Düşük mekanizma karmaşıklığı	0,4	6	0,36	5	0,30	6	0,36
		Traktörde az hacim kaplama	0,2	6	0,18	4	0,18	5	0,15
		Bakım, onarım kolaylığı	0,4	5	0,30	4	0,24	5	0,30
Maliyet	0,30	Döküm yatırımı gerekliliği olmaması	0,8	1	0,24	7	1,68	1	0,24
		İşleme sürelerinin kısalığı	0,2	6	0,36	4	0,24	5	0,30
				3,90		5,92		3,71	

4. ÇÖZÜMÜN DETAYLANDIRILMASI

Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi için ilk önce istekler listesi belirlenmiş ve daha sonra bu istekler göz önünde bulundurularak çözümler geliştirilmiştir. Geliştirilmiş olan üç çözümden, diğer ikisi sadece çözüm önerisi olması nedeniyle birçok detaydan yoksundur. Çözümün çalışabilir bir sistem haline gelebilmesi için, basınç-alan-kuvvet hesapları, sızdırmazlık elemanlarının belirlenmesi, malzeme seçimleri, yay hesapları ve kullanılacak basınç düşürücü valf, kontrol ünitesinin tespiti gibi çalışmaların yapılması gerekmektedir.

4.1 Fonksiyonel Tanım ve Hidrolik Devre



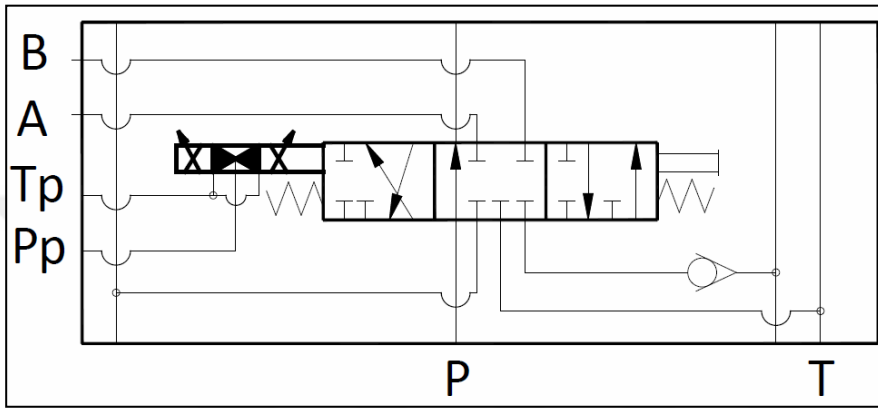
Şekil 4.1 : Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valf dilimi kesiti.

Elektrohidrolik kontrol ünitesi, elektronik kart ünitesi (1), elektrohidrolik dönüştürme bölümü (2) ve mekanik ara birim (4) olmak üzere üç bölümden oluşmaktadır.

Elektronik kart ünitesinin içerisindeki elektronik kart (5), oransal elektrohidrolik valflere (3) gönderilen akımı ayarlar, böylece lineer aktüatör (7) tarafından ölçülen konumlandırma pistonunun (6) pozisyonu kontrol değerine uygun hale gelir. Her bir elektrohidrolik valf (3) konumlandırma pistonu bölmelerinin (8) biri ile bağlantılıdır. Valf tarafından gönderilen yağ, kapalı çevrim kontrolüyle konumlandırma pistonunu gerekli miktarlarda kaydırır. Konumlandırma pistonu bölmesinde akışkan

tarafından üretilen basınç, konumlandırma pistonunun hareketine karşı olan dış kuvvetlere bağlıdır. 11 numara ile gösterilen kanallar elektrohidrolik valflere yağ gönderirken 12 numaralı kanal modül içerisindeki yağı tahliye eder.

Mekanik ara birim, tahrik modülünü yön kontrol valfi gövdesinin yan yüzeyine bağlantısını sağlar. Tahrik modülü iki vida tarafından merkezlenir ve o-ring (9) sayesinde yağ kaçaqları engellenir. Dış çekilmiş sürgü ucu (10) konumlandırma pistonu ve yön kontrol vafi sürgüsünü birbirine bağlar.



Şekil 4.2 : Valf dilimi hidrolik devresi.

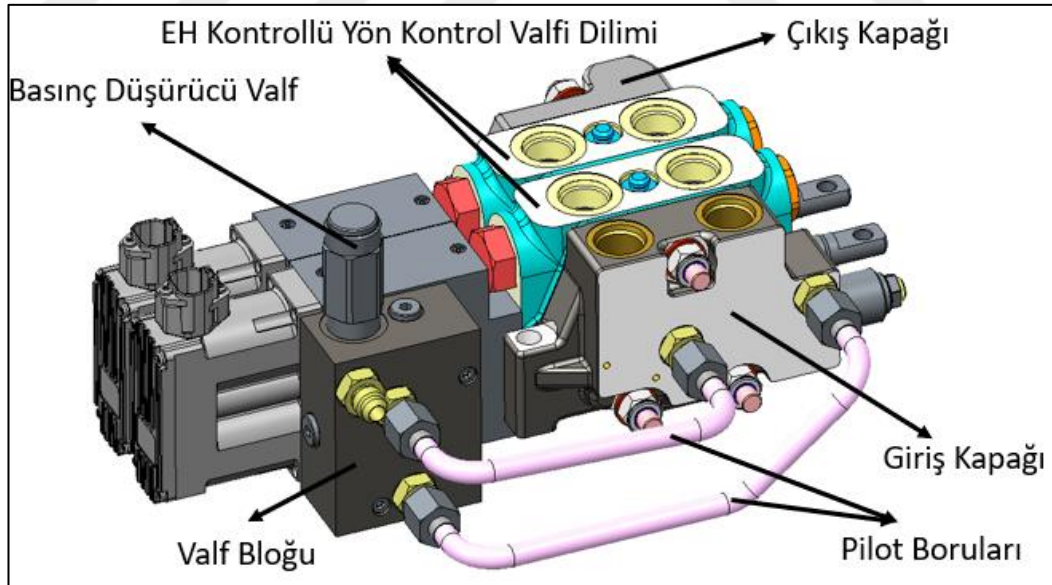
Konumlandırma pistonu ve yön kontrol valfi sürgüsü, merkezleme yayı tarafından nötr konuma getirilir. Şekil 4.2' de Şekil 4.1' deki valf diliminin hidrolik devresi gösterilmektedir. Bu devrede gösterilen hat bağlantıları Çizelge 4.1' de açıklanmıştır.

Çizelge 4.1 : Hat bağlantıları.

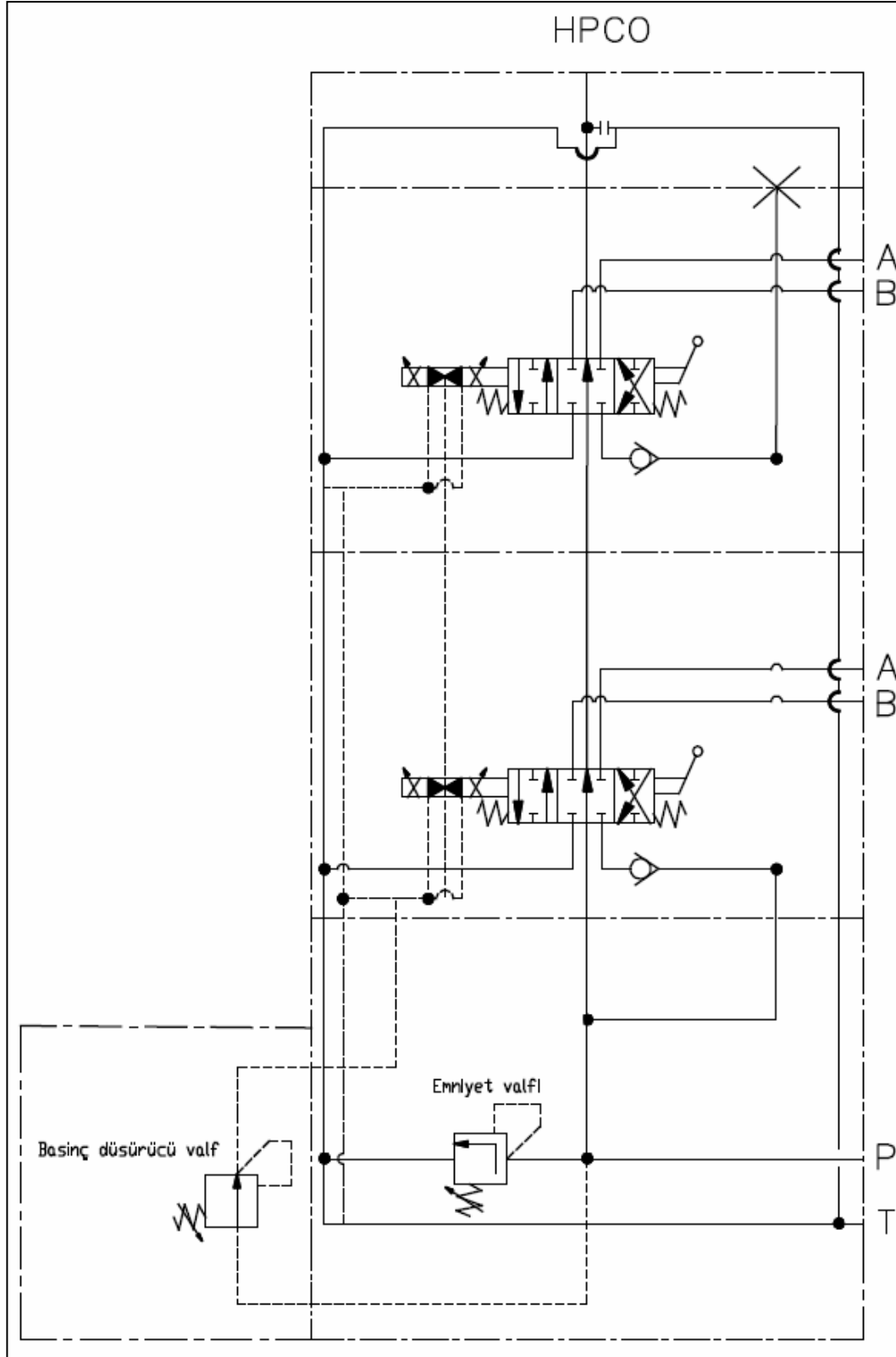
Hat Bağlantıları	
P	Pompa hattı
A, B	Servis hatları
T	Tank hattı
Pp	Pilot basıncı hattı
Tp	Elektrohidrolik aktüatör için tahliye hattı

Traktörlerde ekipmanların kontrolü için tasarlanan bu valfte, her dilim farklı bir ekipmanı kontrol etmektedir. Bu yüzden Şekil 4.3’ te görüldüğü gibi açık merkezli, paralel geçişli, yedi yollu, üç konumlu elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi diliminden iki adet kullanılarak, iki farklı ekipmanın kontrolünün sağlanması amaçlanmıştır.

İki valf diliminin dışında, giriş ve çıkış kapakları, basınç düşürücü valf ve montajının yapıldığı blok mevcuttur. Ayrıca giriş kapağında sistemi yüksek basınçlardan korumak amacıyla emniyet valfi kullanılmıştır. Hidrolik sistem, ayarlanan emniyet valfinin basıncının üstüne çıktığında pompadan gelen debi, emniyet valfi tarafından tank edilir. Emniyet valfi ayar basıncı, farklı uygulamalarda değişmekle beraber bu tasarımda 195 ± 5 bar olarak ayarlanmıştır. Bunların dışında pilot basıncını oluşturmak amacıyla kullanılan borular ile giriş kapağından pompa ve tank hattı çekilmiştir. Pilot pompa hattı ile valfe pompadan gelen debi, basınç düşürücü valfe gönderilmiş ve elde edilen pilot basıncı solenoid valflere iletilmiştir. Ayrıca servo-pistonun arkasından kalan yağ pilot tank hattı vasıtasıyla, giriş kapağındaki tank hattına bağlanmış ve burdan tank edilmesi sağlanmıştır. Valfin hidrolik devresi Şekil 4.4’ te gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi montajı.



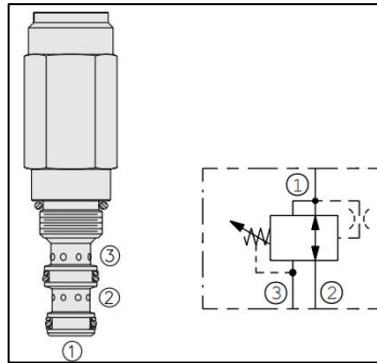
Şekil 4.4 : Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi hidrolik devresi.

4.2 Basınç Düşürücü Valf Seçimi

Daha önce Bölüm 3.1.1’ de bahsedildiği gibi yön denetim valflerinin çalışma basınçları maksimum 200 bar civarındadır. Yani sistem basıncı, iş portlarının hareket ettirdikleri aktüatör yüküne bağlı olarak 0-200 bar aralığında değişmektedir. Sürgünün hareketini sağlayacak pilot basıncını elde edebilmek için bu basıncı belli değerlerde sınırlandırmamız gerekmektedir. Bu amaçla oluşan yüksek basınçları, solenoidlerin yönlendirebileceği pilot basınçlarına düşürmek amacıyla sistemde basınç düşürücü valfin kullanılması gerekmektedir.

Yapılan çalışmada düşük pilot basınçlarında elektrohidrolik olarak kontrol sağlanması amaçlanmıştır. Bu sebeple pilot basıncı 15 bar olarak belirlenmiştir. Bu pilot basıncını sağlaması için Hydraforce firmasından PR58-38-0-N-05-M15 parça numaralı basınç düşürücü valf seçilmiştir. Şekil 4.5’ de ISO sembolü görülen bu valf içindeki ayar civatası sayesinde maksimum 345 bar çalışma basıncını 10.3-37.9 bar aralığındaki bir basınca düşürebilmektedir. Bu valf, normal durumda akışın port-2’ den port-1’ e geçişine izin verir, yayın olduğu bölümdeki yağ, port-3’ e sürekli tahliye edilir. Port-1’ de önceden belirlenmiş basıncın elde edilmesiyle, valfin içindeki sürgü port-2’ ye doğru hareket eder ve böylece port-1’ deki basınç ayarlanır. Bu durumda valf, ayarlanan düşürülmüş basıncın üzerine çıkıldığında, port-1’ den port 3’e yağı tahliye eder.

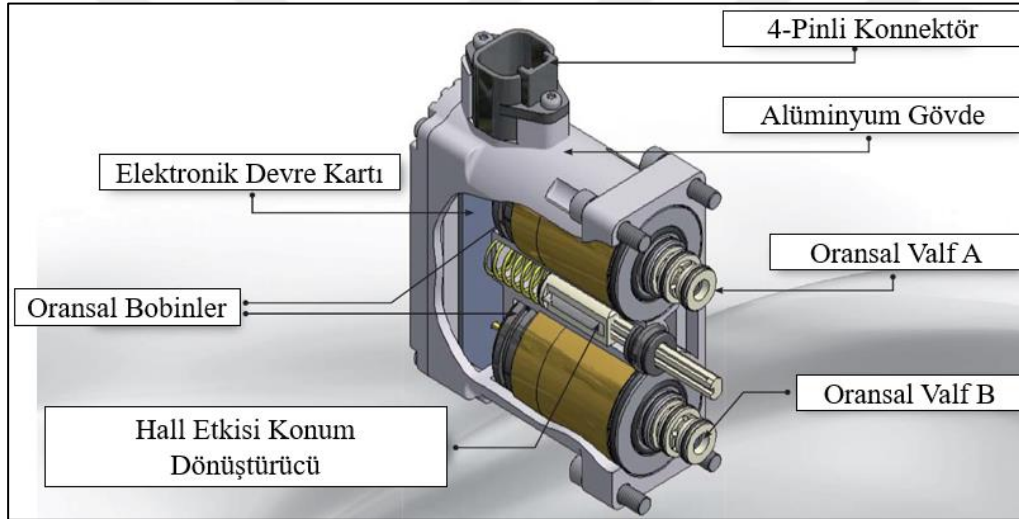
Tasarlanan elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi göz önüne alındığında, yön denetim valfinin giriş kapağından port-2’ ye boru bağlantısı ile gönderilen çalışma basıncı, port-1 çıkışında 15 bar pilot basıncına düşürülür ve kontrol ünitesi içerisindeki solenoidlere yönlendirilir.



Şekil 4.5 : Basınç düşürücü valf görünüşü ve ISO sembolü [18].

4.3 Kontrol Ünitesi Seçimi

İstekler listesinde belirtildiği gibi, yön denetim valfi sürgüsünün oransal olarak hassas bir şekilde kontrolü istenmektedir. Bu isteri sağlayabilmek için Tecnord firmasından MLT/FD5-D numaralı ürün tasarımı kullanılmak üzere seçilmiştir. Şekil 4.2’ de gösterildiği gibi kontrol ünitesi, oransal valfler, konum dönüştürücü ve elektronik devre kartından oluşmaktadır. Bu kontrol ünitesi, yön denetim valfi sürgüsünün servo-piston aracılığıyla mekanik bağlantılı olarak hareket ettirmek için kullanılmıştır. İçerisinde bulunan iki bağımsız oransal valf, güç kaybı olmadan iki yönlü olarak sürgünün merkez konumuna gidiş dönüşünü sağlamaktadır. Oransal valflerin ortasında bulunan Hall etkisi konum dönüştürücü sayesinde sürgü hareketi boyunca sorunsuz lineer kontrol sağlanır.



Şekil 4.6 : Kontrol ünitesi.

Kapalı çevrim konum kontrol konfigürasyonu, valf sürgüsünün servo-valflerin performansına yaklaşacak doğruluk seviyesinde istenilen konumu kazanmasını sağlar. Bu durum, Hall etkisi konum dönüştürücünün geribesleme sinyallerini üreterek, bunları uzaktan kontrol cihazının belirli değerleriyle sürekli olarak karşılaştırmasıyla sağlanır. Kontrol için gerekli olan voltaj, harici potansiyometre ya da joystick aracılığıyla sağlanır. Kontrol ünitesinin özellikleri Çizelge 4.2’ de belirtilmiştir;

Çizelge 4.2 : Kontrol ünitesi özellikleri [19].

Özellik	Değer
Maksimum besleme basıncı	35 bar
Minumum besleme basıncı	12 bar
Pilot debi gerekliliği	0.2 l/dilim
Yağ sıcaklık aralığı	-20/+95°C
Yağ viskozite aralığı	-3-65 cSt
Filtreleme	18/15 (ISO 4406)
Çalışma voltajı	8-30 Vdc
Maksimum akım tüketimi	750 mA/dilim
Çalışma sıcaklığı	-20/+105°
Analog giriş empedansı	>40 kOhm
Tipik kontrol pot. direnci	1-10 kOhm
Analog giriş sinyali	0-5 V
Koruma derecesi	IP 68

4.4 Servo-Piston Basınç-Alan-Kuvvet Hesabı

Oransal Valf A ve Oransal Valf B' nin yönlendirdiği pilot basıncının etkidiği alan Şekil 4.8' de gösterildiği gibi halka alandır. Halka alan aşağıdaki denklem ile hesaplanır;

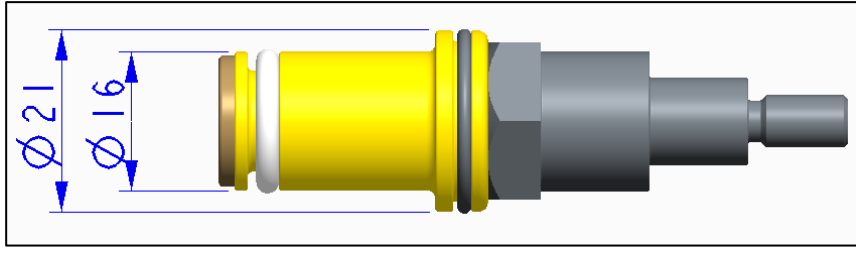
$$A = \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} [mm^2] \quad (4.1)$$

Denklem 4.1' deki parametreler şu şekildedir:

A: Halka alan

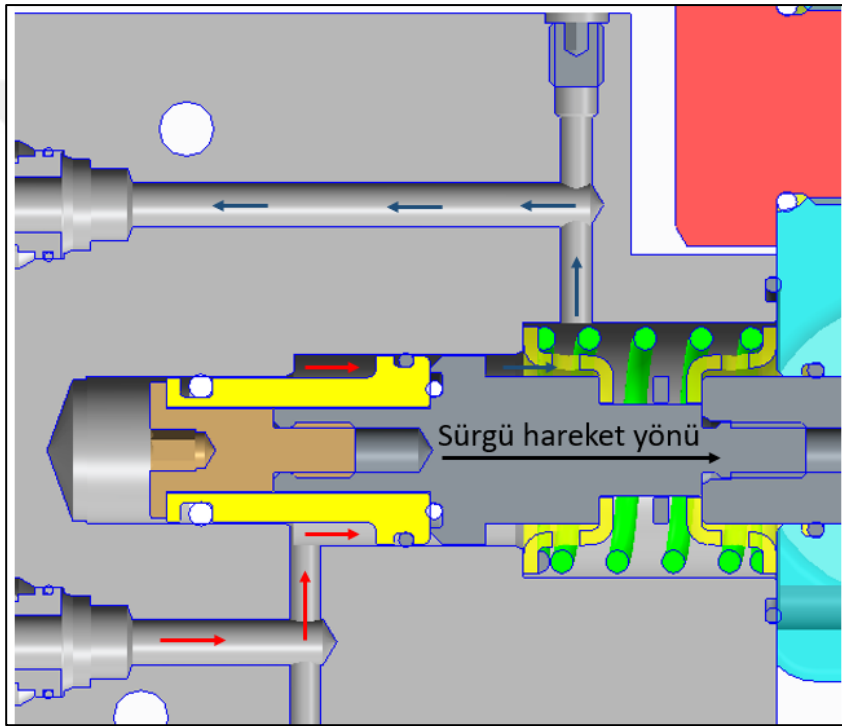
D: Büyük çap

d: Küçük çap



Şekil 4.7 : Servo-piston ölçüleri.

Şekil 4.7’ de gösterildiği gibi D ve d çapları 21 ve 16 mm’ dir. Küçük çapın sürgü çapıyla aynı olması gerekmektedir. Böylece denklem 4.1’ e göre hesaplandığında A halka alanı **145,3 mm²** olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.8 : Pilot basıncının etki ettiği yüzey alanı.

Bu halka alana uygulanan kuvvet Denklem 4.2 ile hesaplanmaktadır:

$$F_{pilot} = P_{pilot} \cdot A [N] \quad (4.2)$$

Denklem 4.2’ deki parametreler şu şekildedir:

F_{pilot} = Halka alana etkiyen pilot basıncının oluşturduğu kuvvet

P_{pilot} = Pilot basıncı

Pilot basıncı 15 bar olarak kabul edilmiştir. Böylece, denklem 4.2’ ye göre hesaplandığında F_{pilot} kuvveti **217,9 N** olarak bulunmuştur. Sürgünün geri dönüşünde

de halka alan aynı olduğu için sürgüye aynı pilot basınç kuvveti etkiyecektir. Fakat yay kuvveti bu sefer geri dönüşe destekleyici kuvvet olarak etkiyecektir.

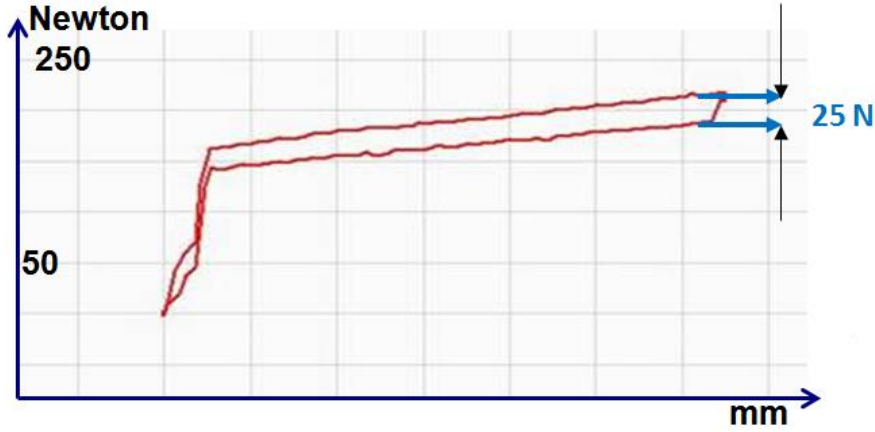
4.5 Yay Seçimi

Merkezleme yayları, genellikle sürgünün kendisini bir yay vasıtasıyla merkezleyebilmesi amacıyla kullanılırlar. Sürgünün tek bir tarafında kullanılabildiği gibi her iki yanında da baskı yayları kullanılabilir. Ancak sürgünün düzgün bir şekilde merkezlenmesi için, yay dikkatli bir şekilde ayarlanmalıdır. Bunun yanında nötr konumda yay kuvvetleri birbirini dengeler, ve küçük dengesiz bir kuvvet dengeyi bozmak için yeterlidir. Bazen bu arzu edilen bir durumdur. Ancak birçok uygulamada, bağlı olan yüklerin emniyeti ve güvenliği için kesin doğruluğa ihtiyaç duyulmaktadır. Sürgü sağa ya da sola hareket ederse, yay sıkışır. Sürgüye etki eden dış kuvvet olmadığında sürgü yayın etkisiyle nötr konuma dönme eğiliminde olacaktır. Yayın montajı ön gerilmeli olarak yapılmalıdır, bu ise sürgünün harekete başlayabilmesi için minimum bir dış kuvvetin gerekli olduğu anlamına gelir. Aynı zamanda yayın konumu da dikkate alınmalıdır.

Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfinde sürgünün hareket edebilmesi için pilot basıncı gerekmektedir. Daha önce de bahsedildiği gibi 15 bar olan pilot basıncının yarattığı kuvvetin, 4.3 denkleminde gösterildiği gibi sürgü üzerine etkiyen akış kuvvetlerini, sürtünme kuvvetini ve yay kuvvetini yenmesi gerekmektedir.

$$F_{pilot} > F_{yay} + F_{sürtünme} + F_{akış} \quad (4.3)$$

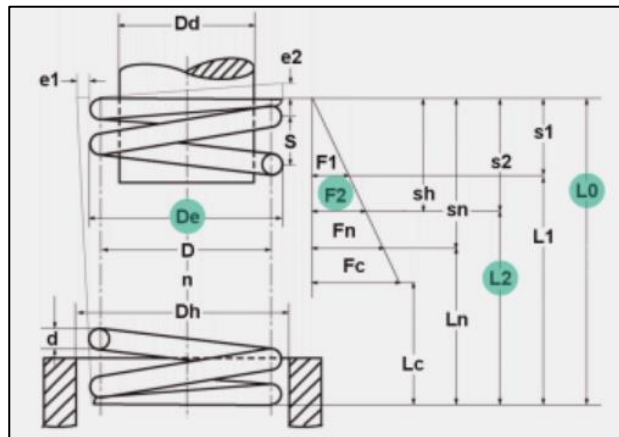
Pilot basıncının oluşturduğu kuvvet Bölüm 4.4' te hesaplanmıştır. Bu kuvvet 217,9 N' dur. Sürtünme kuvvetleri, genel olarak sürgü-gövde temasından ve kullanılan o-ringlerden kaynaklanmaktadır. Şekil 4.9' daki grafikte görüldüğü gibi önceki çalışmalarda yapılan testlerde yön kontrol valfi sürgüsü mekanik olarak hareket ettirildiğinde sürtünme kuvveti maksimum 25 N olarak bulunmuştur. Bu çalışmada da sürtünme kuvveti 25 N olarak kabul edilmiştir.



Şekil 4.9 : Sürgüye etki eden sürtünme kuvveti.

Akış kuvvetleri ise daha önce yapılan CFD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) analizlerinde maksimum 30 N olarak bulunduğu için bu şekilde kabul edilmiştir. Bu kuvvetlerden yola çıkarak yay kuvvetinin en sıkıştığı konumdaki kuvvetin (F_2) 162,9 N' dan küçük olması gerekmektedir. Yay ömrünün artması için montaj boyundaki (L_1), ön gerilme kuvvetinin (F_1), bu değere yakın olması istenir. Bu yüzden F_1 kuvveti 105 N olarak belirlenmiştir. D_e çapı ise yatağın çalıştığı delik çapı 28 mm olduğun için 27 mm olarak belirlenmiştir. Yayın sıkışma miktarı, sürgünün strok boyu kadardır, yani 6.5 mm' dir. Yayın sıkıştığı durumdaki boyu (L_2) 18,2 mm olarak belirlemiştir. Yay malzemesi olarak DIN EN 10270-1 standardından Tip olarak SH seçilmiştir. Bu çelik malzeme yay uygulamalarında sık olarak kullanılan bir malzemedir. G_y modülü 81500' dür [20].

Bu bilgiler doğrultusunda Şekil 4.10' da çember içinde belirtilen ölçüler girilerek Gutekunst yay programında yay hesaplamaları yapılmış ve uygun yay belirlenmiştir [21].



Şekil 4.10 : Yay ölçüleri.

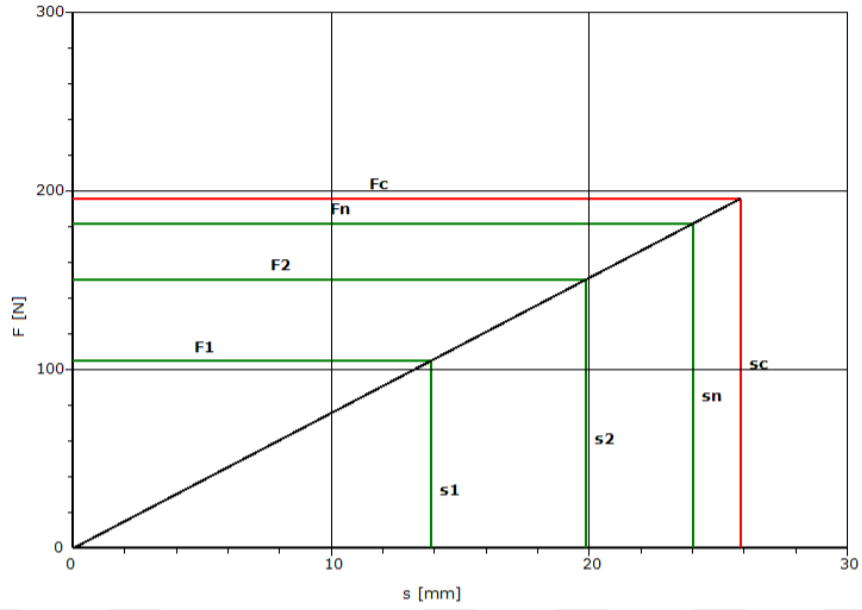
Gutekunst programı DIN EN 13906-1 Silindirik helisel yayların hesaplamaları ve tasarımı standartı baz alınarak hazırlanan bir paket programdır.

General Material: Spring steel wire EN 10270-1 SH (C) Coefficient k: 1.132 G: 81500.0 N/mm ² Rm min: 1919.6 N/mm ² ☐ dynamic E: 206000.0 N/mm ² tau zul: 959.8 N/mm ² ☒ Ends ground d-min: 2.00 mm tau zul / Rm min: 0.500 ☐ shot peened d-max: 20.00 mm tau ko zul: 839.2 N/mm ² Wire length: 386.42 mm tau kh zul: 300.8 N/mm ² Wire weight: 13.723 g				Quality level as per EN 15800 Dimens. ☐ 1 ☒ 2 ☐ 3 Forces ☐ 1 ☒ 2 ☐ 3
Deviations e1: 1.894 mm e2: 0.810 mm				
Coils n: 3.00 nt-n: 2.00 nt: 5.00	Coiling direction ☐ left ☒ right	Pitch St: 11.42 mm ST.W: 8.409 °	Ratios w=D/d: 10.250 LO/D: 1.540	
Distances [mm] Sa: 1.85 Sa2: 1.85				
Diameter [mm] d: 2.40 Di: 22.20 ± 0.45 D: 24.60 ± 0.45 De: 27.00 ± 0.45 Dec: 27.47 ± 0.45 Dd max: 21.55 Dh min: 28.22	Lengths [mm] L0: 37.87 ± 1.28 L1: 24.00 L2: 18.00 Ln: 13.85 Lc: 12.00	Deflections [mm] s1: 13.87 s2: 19.87 sn: 24.02 sc: 25.87	Forces [N] F1: 105.00 ± 11.29 F2: 150.41 ± 11.97 Fn: 181.78 Fc t: 195.82	
Spring rate R: 7.568 N/mm	Test force for R 0.3 * Fn: 54.53 N 0.7 * Fn: 127.25 N			
Static tau zul: 959.8 N/mm ² tau 1: 475.8 N/mm ² tau 2: 681.6 N/mm ² tau n: 823.7 N/mm ² tau c: 887.3 N/mm ² tau 2 / tau zul: 0.710 tau n / tau zul: 0.858	Dynamic	Buckling limit, theo. LK (v=2): 23.63 mm LK (v=1): mm LK (v=0.7): mm LK (v=0.5): mm		
Reports	Buckling path, theo. sK (v=2): 14.24 mm sK (v=1): mm sK (v=0.7): mm sK (v=0.5): mm			

Şekil 4.11 : Gutekunst' tan elde edilen yay değerleri.

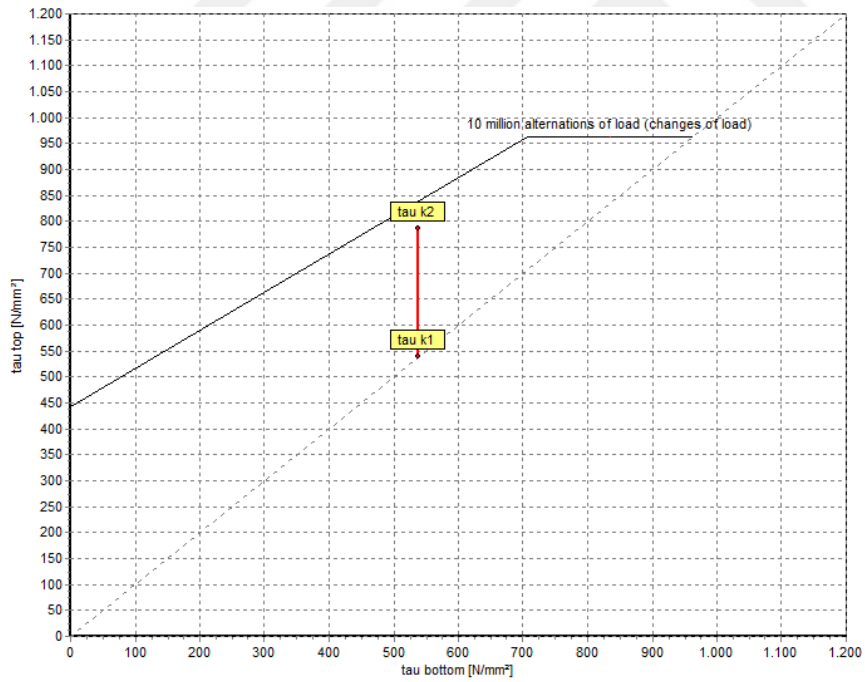
Yukarıdaki değerler girildikten sonra, bu değerlerde yapılan ufak değişiklikler ile birlikte Şekil 4.11' deki program sayfası açılır ve yayın üretimi için gerekli olan tüm bilgiler bu sayfada mevcuttur. Eğer ölçüler üretim ve kullanım için uygun değilse 'Reports' kısmında bilgilendirme yapılmaktadır [22].

Ayrıca program Şekil 4.12' de görüldüğü gibi yay karakteristiği grafik olarak vermektedir.



Şekil 4.12 : Yay karakteristiği.

Yay karakteristiğinin yanı sıra Gutekunst programıyla Şekil 4.13’ te görüldüğü gibi Goodman diyagramı da çıkarılmaktadır.



Şekil 4.13 : Goodman diyagramı.

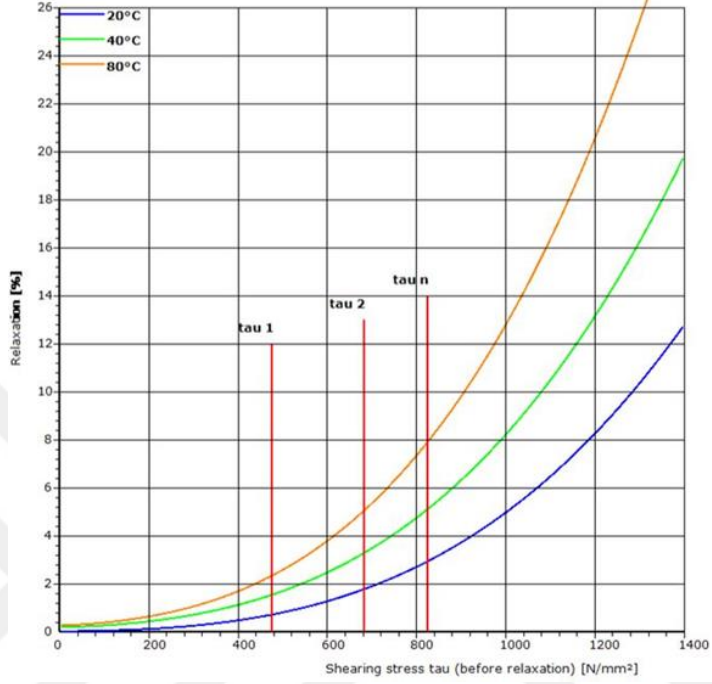
Ayrıca Şekil 4.14’ te görüldüğü gibi belirli sıcaklıklarda 48 saat sonra yayda oluşacak olan gevşeme Gutekunst programı ile grafik olarak gösterilebilmektedir.

Gevşeme (sabit gerilimde kuvvet kaybı)

d=2,40mm	20°C	40°C	80°C	120°C	160°C	240°C
delta F1 [N]	0.77	1.637	2.474			
delta F2 [N]	2.687	4.951	7.602			
delta Fn [N]	5.349	9.289	14.362			

Material: Spring steel wire EN 10270-1 SH (C)

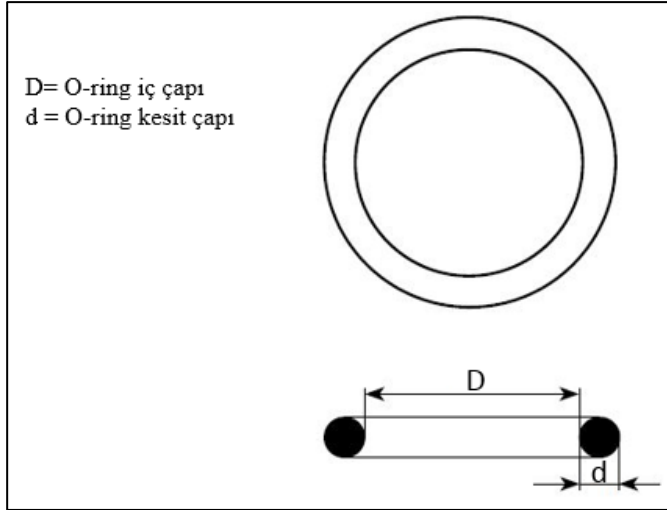
Gevşeme (48 saat sonra)



Şekil 4.14 : Yay gevşemesi.

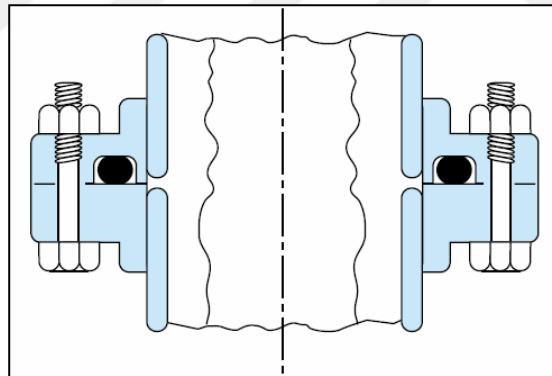
4.6 Sızdırmazlık Elemanlarının Belirlenmesi

O-ringler, yağ kaçaıklarını engellemek için valflerde en çok kullanılan sızdırmazlık elemanlarından biridir. O-ringler genelde dairesel şekildedir ve elastomer bir malzemeden kalıplanarak üretilirler. Bunun yanında PTFE, diğer termoplastik malzemelerden ve içi boş ve katı metallerden de yapılabilirler. O-ringler, montaj ve ortam basıncının üzerinde yaptığı deformasyon ile temas eden parçalar arasındaki boşluğu kapatarak sızdırmazlık sağlamak için kullanılırlar. Yüksek sistem basınçları, o-ringlerin boşluk boyunca akarak, deformasyona uğramalarına sebep olabilirler. Bu gibi durumlarda o-ringi desteklemek için daha sert bir sızdırmazlık malzemesi seçilir ya da destek halkası, o-ring ile birlikte kullanılır. O-ringleri tanımlamak için, Şekil 4.15' te gösterildiği gibi iç çap (D), kesit çapı (d) ve o-ringin oluşturulacağı malzemenin bilinmesi gerekmektedir [23].



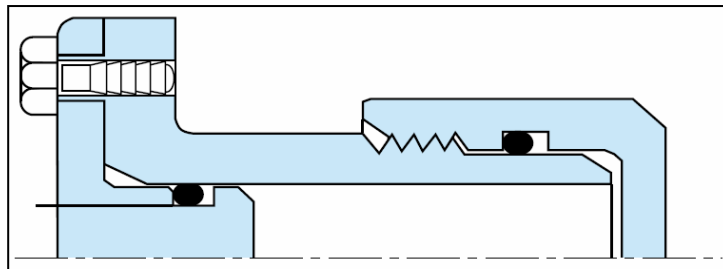
Şekil 4.15 : O-ring ölçüleri.

Tüm sızdırmazlık uygulamaları, sızdırmazlık elemanı veya sızdırmaz yüzeyin hareket ettiği dinamik uygulamalar ve sızdırmazlık elemanın sabit durduğu statik uygulamalar olmak üzere sınıflandırılabilirler. Dört farklı statik uygulama vardır. Statik eksenel uygulamalarda o-ring Şekil 4.16' da gösterildiği gibi düz contaya benzer şekilde yuva içinde eksenel olarak sıkıştırılır [23].



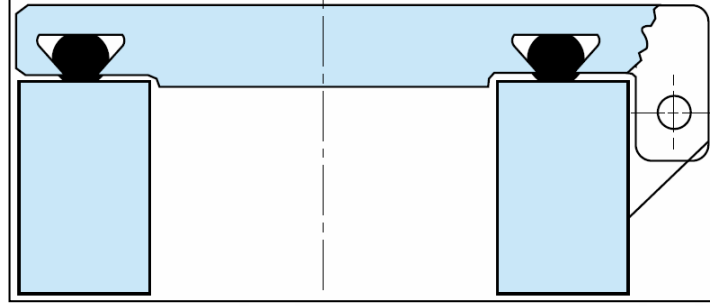
Şekil 4.16 : Statik eksenel uygulama örneği.

Statik radyal uygulamalarda, Şekil 4.17' deki gibi o-ring, iç çap ve dış çap arasındaki yuva içinde radyal olarak sıkıştırılır [23].



Şekil 4.17 : Statik radyal uygulama örneği.

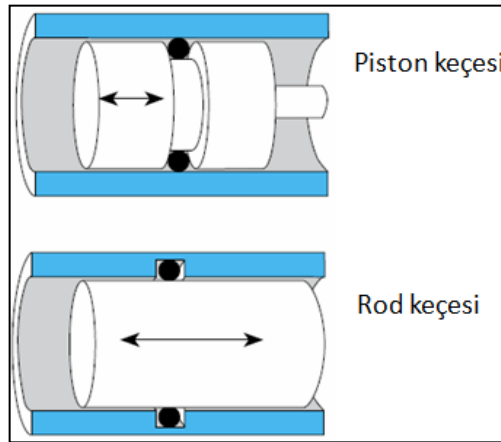
Statik kurtağzı uygulamalarda o-ring, kurtağzı şeklindeki yuvada aksenel olarak sıkıştırılmıştır. Yuva tasarımı, montaj ve bakım sırasında o-ringin sızdırmaz yüzeyde durmasını sağlar. Bu uygulama Şekil 4.18' de gösterildiği gibi düzenli olarak açılan kapak vb. o-ringin yuvada sabitlenmesi gereken özel uygulamalar için faydalıdır [23].



Şekil 4.18 : Statik kurtağzı uygulama örneği.

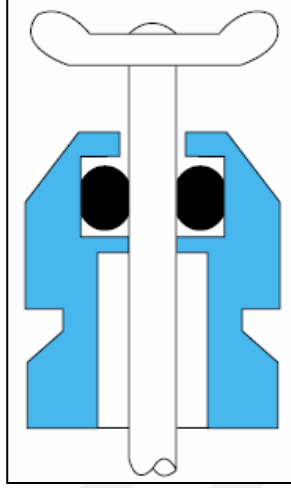
Bir diğer statik uygulamada ise o-ring, düz dış çekilmiş boru bağlantı elemanlarında sızdırmazlık için kullanılmaktadır. Sızdırmazlığı sağlayacak şekilde açılmış yuvaya monte edilmiş o-ring ile kullanılan düz dişliler, tek basına kullanılan konik dişlilere göre daha iyi sızdırmazlık sağlarlar.

O-ringler, statik uygulamaların yanı sıra dinamik uygulamalarda da üç farklı çeşitte kullanılmaktadır. Bu uygulamalardan biri aksenel olarak ileri geri hareket etme olan durumlarda kullanılan o-ringlerdir. Bu hareket, statik olarak kullanılan o-ringlerden farklı olarak, farklı tasarım faktörlerini oluşturan sürtünmeye sebep olmaktadır. O-ring, Şekil 4.19' da gösterildiği gibi piston üzerindeki bir yuvaya veya silindir duvarındaki bir yuvaya yerleştirilebilir [23].



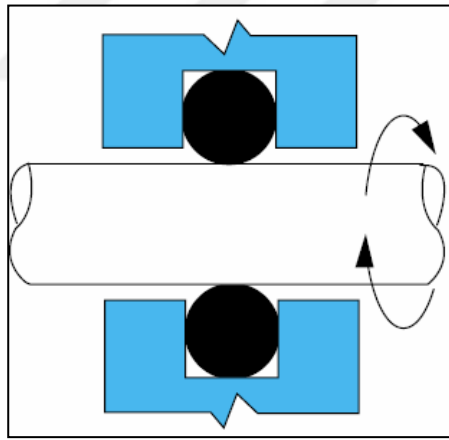
Şekil 4.19 : İleri-geri hareket dinamik uygulama örneği.

O-ringlerin bir diğ er dinamik uygulaması titreşim olan parçalardaki uygulamalardır. Bu tip uygulamalarda hem dönen hem de ileri geri giden bir hareket vardır. Şekil 4.20' de gösterilen subap milleri bu uygulamaya örnek olarak gösterilebilir [23].



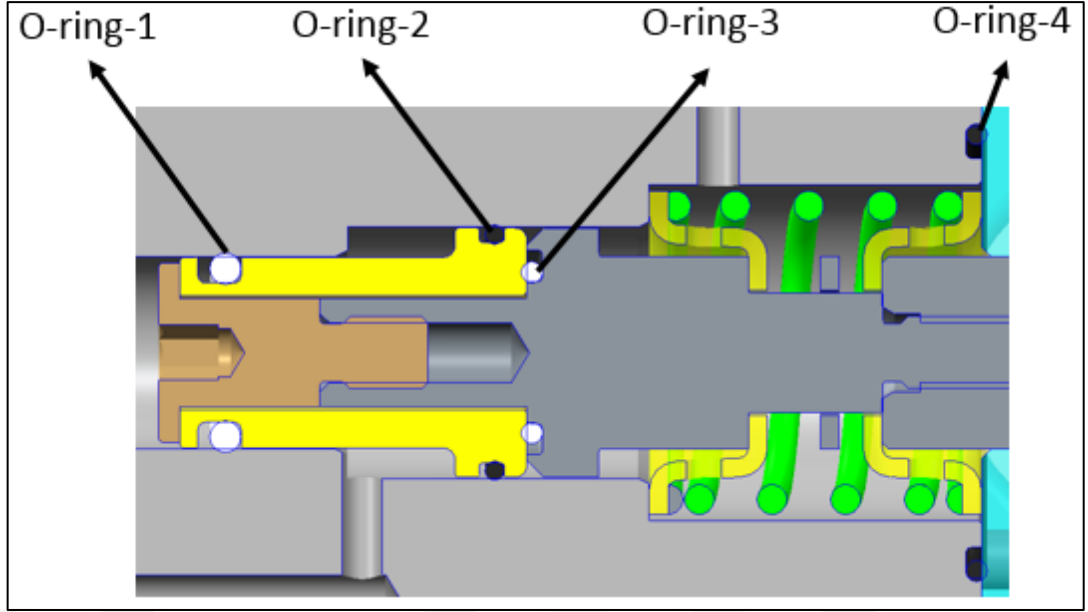
Şekil 4.20 : Hem dönme hem ileri-geri hareket olan uygulama örneği.

Şekil 4.21' de gösterildiği gibi döndürülen uygulamalarda o-ringlerin kullanıldığı dinamik uygulamalardan biridir [23].



Şekil 4.21 : Dönen hareket dinamik uygulama örneği.

Elektrohidrolik kontrol tasarımında Şekil 4.22' de gösterildiği gibi kaçakları engellemek amacıyla 4 adet o-ring kullanılmıştır. O-ring-1 ve 2 dinamik uygulama olarak kullanılmıştır. Piston üzerinde açılan yuvalara yerleştirilen o-ringler sayesinde yağın bir hazneden diğ erine geçmesi engellenerek aradaki basınç farkı korunur. O-ring-3 ve 4 ise statik uygulamaya örnek olarak gösterilebilir. Bu o-ringler alın yüzeyine açılan yuvalara monte edilir. O-ring-3 hem içeriden dışarıya hem de dışarıdan içeriye olabilecek yağ kaçaklarını engellerken o-ring-4 içeriden dışarıya yağ kaçağı olmasını engellemektedir.



Şekil 4.22 : Elektrohidrolik kontrol tasarımında o-ring uygulaması.

Bu o-ringlerin malzemesi ve sertliği belirlenirken, çalışma sıcaklığı ve çalışma basıncı gözönüne alındı.

Çalışma sıcaklığı $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$ aralığında olduğundan dolayı malzeme bu sıcaklık aralıklarında çalışan Nitrile Butadiene Rubber (NBR) olarak belirlendi.

Ayrıca çalışma basıncı düşük olduğu için 70 shore sertlik uygun görüldü [24].

4.6.1 Dış yağ kaçağı için o-ring sıkıştırma hesabı

O-ring kesitinin, yuva içindeki ilk sıkıştırılma miktarı, sızdırmazlık elemanı olarak işlevinin sağlanması için en önemli parametrelerden biridir. Sıkıştırma miktarı sayesinde, o-ring ilk sızdırmazlık kabiliyetini elde eder, üretim toleransları belirlenir, sürtünme kuvvetleri tanımlanır ve aşınma giderilir.

Uygulamaya bağlı olarak değişse de, ilk sıkıştırmanın kesit çapına (d) oran olarak dinamik uygulamalarda %6-%20 aralığında, statik uygulamalarda %15-%30 aralığında olması önerilir. Buna göre o-ringler Çizelge 4.3 ve Çizelge 4.4' deki değerlere göre hesaplanmıştır [24].

Çizelge 4.3 : O-ring 1 ve 2' nin ölçüleri.

Dinamik Uygulama	Gövde Çapı [mm]	Piston Yuvası Çapı [mm]	Kesit Çapı (d) [mm]
O-ring-1	16	11.6	2.62
O-ring-2	21	18.4	1.6

O-ring-1 için;

$$\text{Boşluk: } \frac{16-11.6}{2} = 2.2 \quad \text{Sıkıştırma miktarı: } \frac{2.62-2.2}{2.62} = \%16$$

O-ring-2 için;

$$\text{Boşluk: } \frac{21-18.4}{2} = 1.3 \quad \text{Sıkıştırma miktarı: } \frac{1.6-1.3}{1.6} = \%19$$

Çizelge 4.4 : O-ring 3 ve 4' ün ölçüleri.

Statik Uygulama	Yuva Derinliği [mm]	Kesit Çapı (d) [mm]
O-ring-3	1.3	1.78
O-ring-4	1.3	1.78

O-ring-3 ve o-ring-4 için;

$$\text{Sıkıştırma miktarı: } \frac{1.78-1.3}{1.78} = \%27$$

4.7 Malzeme Seçimi

Malzeme seçimi en önemli konstrüksiyon adımlarından biridir. Hidrolik sistemlerde, malzemelerin mekanik özelliklerine dikkat edilmesi gerekmektedir. Uygun olmayan malzeme kullanımlarında, belirli bir basınç altında çalışan parçalar deformasyona uğrayabilmekte ve bu durum sisteme ciddi hasar verebilmektedir. Yön denetim valfinin kullanılacağı taşıtın ağırlığını ve dolaylı olarak yakıt tüketimini etkileyeceğinden dolayı malzeme seçiminde hafiflik konusu önemlidir. Bölüm 4.6' da belirtilen sızdırmazlık elemanları malzemeleri plastik esaslı seçilmiştir. Geri kalan parçaların malzemeleri ise mukavemet gereksiniminden dolayı metal esaslı olarak belirlenmiştir.

4.7.1 Yön denetim valfi gövde ve sürgü malzemesi

Yön denetim valflerinin tasarımında genelde aşağıdaki malzemeler kullanılır;

- **Valf Gövdesi:** Valf gövdesinde, karbon çeliği, dökme demir, alüminyum, paslanmaz çelik vb. malzeme olarak kullanılabilir. Al alaşımları hafiftir ve genel olarak düşük basınç uygulamaları için kullanılabilir. Fakat havacılık uygulamalarında yüksek mukavemetli Al alaşımları da kullanılır. Korozyon önleyici ortamlarda paslanmaz çelik kullanılabilir. Yüksek sıcaklıklarda kullanımı uygun olmadığı için plastik malzeme genel olarak tercih edilmez.
- **Valf Sürgüsü:** Çoğunlukla ısıtıl işlemle sertleştirilmeye ve yüzeyi karbonla zenginleştirilmeye uygun olan çelikler kullanılır.

Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfinde kullanılan valf gövdesinin malzemesi GG30 olarak belirlenmiştir. Malzemenin özellikleri Çizelge 4.5’ te gösterilmiştir. Bu malzeme iyi işlenebilirlik ve yüzey kalitesinin yanında yüksek mukavemet ve aşınma direncine sahiptir. Isıl işlem ile sertleştirilmeye uygun değildir. 2 mm et kalınlığında 620 bar basınca kadar dayanıklıdır [25].

Çizelge 4.5 : GG30 lamel grafitli dökme demir malzeme özellikleri [25].

Özellik	Değer
Çekme mukavemeti	250 N/mm ²
Akma mukavemeti	%0,01 163 N/mm ²
Sertlik	180-220 HB
Elastisite modülü	120 N/mm ²
Yorgunluk sınırı	115 N/mm ²
Darbe söndürme	%28
Özgül ağırlık	7,2 g/cm ³
Tipik mikro yapı	Ferrit %5, Perlit %95

Sürgü malzemesi 44SMnPb28 olarak belirlenmiştir. Bu malzeme karbon mangan alaşımlı otomat çeliğidir. Kolay işlenebilirliğinin yanı sıra indüksiyonla sertleştirilmeye ve yüzeyi karbonla zenginleştirilmeye uygun bir malzemedir. Ayrıca iyi yüzey kaliteleri elde edilebilmektedir.

4.7.2 Servo-piston malzemesi

Servo-pistonu oluşturan üç parçanın malzemesi 11SMnPb30 olarak belirlenmiştir. Sıcak haddelenerek ya da soğuk çekilerek elde edilen bu çelik, karbon mangan alaşımlı otomat çeliğidir. Bu malzemeye ısıtım işlemi uygulanamaz. Talaşlı işlem kabiliyetinin fazla olmasından dolayı seri imalata uygun olması, istenilen yüzey kalitesinin sağlanabilmesi ve maliyet bakımından uygunluğundan dolayı bu malzeme seçilmiştir.

4.7.3 Ara blok malzemesi

Ara blok, kontrol ünitesinin montajının yapıldığı ve içerisinde servo-pistonun çalıştığı parçadır. Ara blok, 15 bar olarak ayarlanan pilot basıncına maruz kalmaktadır. Düşük basınç uygulaması olduğu için hafif bir malzeme olan alüminyum alaşımı malzeme olarak belirlenmiştir.

4.7.3.1 Alüminyum alaşım çeşitleri

Alüminyum saf halde düşük bir mukavemete sahiptir. Farklı bileşenler eklenerek elde edilen alüminyum alaşımlarının ise mukavemet ve diğer özellikleri iyileştirilmiştir. Amerikan alüminyum birliğine göre dövme alaşımları 4 harfle sınıflandırılmıştır. Bu sınıflandırma aşağıdaki gibidir:

- 1XXX: Saf Alüminyumdur. Genel olarak, elektrik ve kimya endüstrisinde kullanılmaktadır.
- 2XXX: Al-Cu alaşımlarıdır. Esas alaşım elementi bakırdır. Başta magnezyum olmak üzere diğer alaşım elementleri de bulunabilir, yüksek mukavemet istenen havacılık sektöründe yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.
- 3XXX: Al-Mn alaşımlarıdır. Esas alaşım elementi mangandır. Boru, sıvı tankları ve mimari uygulamalarda kullanılmaktadır.
- 4XXX: Al-Si alaşımlarıdır. Esas alaşım elementi silisyumdur. Termal genleşme katsayısı düşük, aşınma direnci ve korozyon dayanımı yüksek alaşımlardır. Kaynaklı yapılarda, levha üretiminde, otomobil parçaları üretiminde kullanılmaktadır.
- 5XXX: Al-Mg alaşımlarıdır. Esas alaşım elementi magnezyumdur. Magnezyum oranı arttıkça sertlik ve mukavemet artar fakat süneklik azalır.

Denizel korozyona karşı direnci yüksek olduğundan, bu ortamda çalışacak yapıların imalatında kullanılmaktadır.

- 6XXX: Al-Mg-Si alaşımlarıdır. Esas alaşım elementleri magnezyum ve silisyumdur. Şekillendirilme kabiliyeti yüksek olan bu alaşımlar özellikle ekstrüzyon ile üretilen parçaların imalatında sıklıkla kullanılmaktadır.
- 7XXX: Al-Zn alaşımlardır. Esas alaşım elementi bakırdır, magnezyum, krom ve zirkonyum ilave alaşım elementleridir. 7XXX serisi, alüminyum alaşımlarının en yüksek mukavemete sahip olanıdır. Uçak parçaları yapımı ve diğer yüksek dayanım istenen yerlerde kullanılır.
- 8XXX: Al-Li alaşımlarıdır. Esas alaşım elementi lityum olup, kalay da alaşım elementi olarak eklenebilmektedir. Özellikle uçak ve uzay yapılarında kullanılmaya başlanan bu malzeme, iyi yorulma direnci ve iyi tokluk özelliklerine sahiptir. Fakat diğer alüminyum alaşımlarına göre üretim maliyetleri yüksektir [26].

4.7.3.2 Alüminyum 6082 serisi

Şekillendirme kabiliyeti yüksek ve ekstrüzyon ile üretilmesinden dolayı Bölüm 4.7.3.1’ de sınıflandırılmış olan Al alaşımlarından Al-Mg-Si alaşımı olan 6000 serisi belirlenmiştir. Ayrıca bu malzemeye T6 ısıt işlemleri uygulanması gerekmektedir. T6 ısıt işlemleri, çözeltiye alma ve suni yaşlandırma işlemlerinden oluşmaktadır. Isıt işlemleri sayesinde malzemenin akma mukavemeti, çekme mukavemeti ve sertliği artmaktadır. Böylece ara blok malzemesi T6 ısıt işlemleri görmüş 6082 Al alaşımıdır. Ticari gösterimi ise 6082-T6’ dır. Malzeme özellikleri Çizelge 4.6’ daki gibidir.

4.7.4 Basınç düşürücü valf bloğu malzemesi

Basınç düşürücü valfler Bölüm 4.2’ de bahsedildiği 200 bar civarındaki çalışma basıncını 15 bar pilot basıncına düşürmektedir. Bundan dolayı oluşacak yüksek basınçlardan dolayı basınç düşürücü valfin montajının yapıldığı blok malzemesi SAE 1045 çeliği olarak belirlenmiştir. Bu malzeme alaşımsız çeliktir ve içerdikleri yüksek oranda karbon miktarından dolayı karbon çelikleri olarak ta bilinirler. Çelik kütükten işlenerek, blok elde edilecektir.

Çizelge 4.6 : 6082-T6 Al alaşımı malzeme özellikleri [27].

Özellik	Değer
Yoğunluk	2,70 g/cm ³ (170 lb/ft ³)
Elastisite modülü	69 GPa (10 x 10 ⁶ psi)
Elektriksel iletkenlik	44 % IACS
Kopma uzaması	9.8 %
Yorulma mukavemeti	95 MPa (14 x 10 ³ psi)
Ergimeye başlama sıcaklığı	580 °C (1070 °F)
Kayma modülü	26 GPa (3,8 x 10 ⁶ psi)
Kayma mukavemeti	220 MPa (31 x 10 ³ psi)
Özgül ısı kapasitesi	900 J/kg-K
Kopma mukavemeti	330 MPa (47 x 10 ³ psi)
Akma mukavemeti	270 MPa (40 x 10 ³ psi)
Termal iletkenlik	170 W/m-K
Termal genişleme	23 µm/m-K

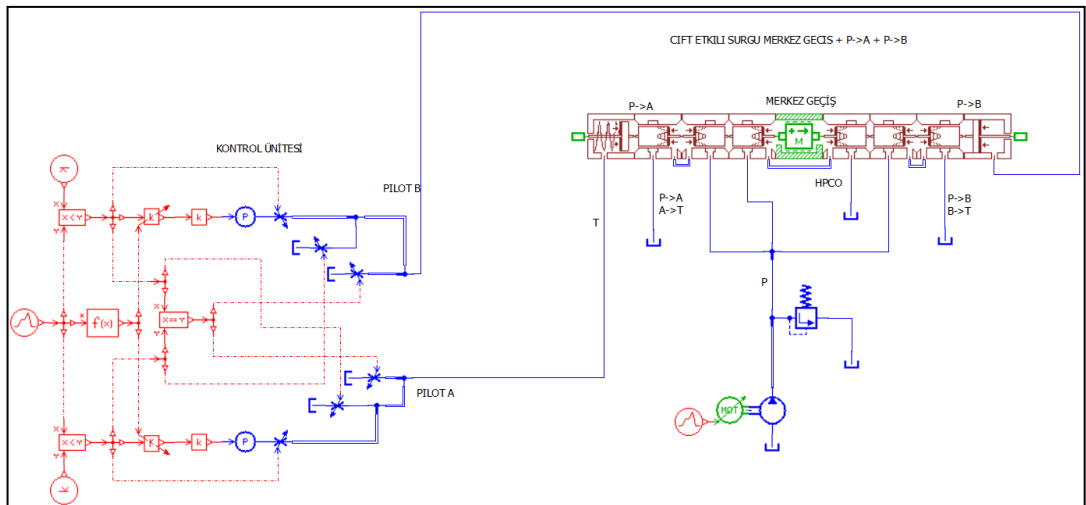
5. AMESİM SİMÜLASYON YAZILIMINDA MODELLEME

AMESim tek boyutlu sistemlerin (1D) modellenmesi ve analiz edilmesi için kullanılan bir simülasyon metodudur. Yazılım paketleri 1D simülasyonu modelleme ve çift fazlı akışları analiz etmek için kullanılan akıllı ve çok taraflı bir sistemdir.

Model bileşenleri sistemde bulunan hidrolik, pnömatik, elektriksel ve mekanik hareketleri anlatabilmek için analitik modeller kullanır. Bir sistemde simülasyon modeli oluşturabilmek için doğrulanmış bir set veri kullanılır. Bu veriler farklı fiziksel alanlar için önceden tanımlanmış bileşenler içerir.

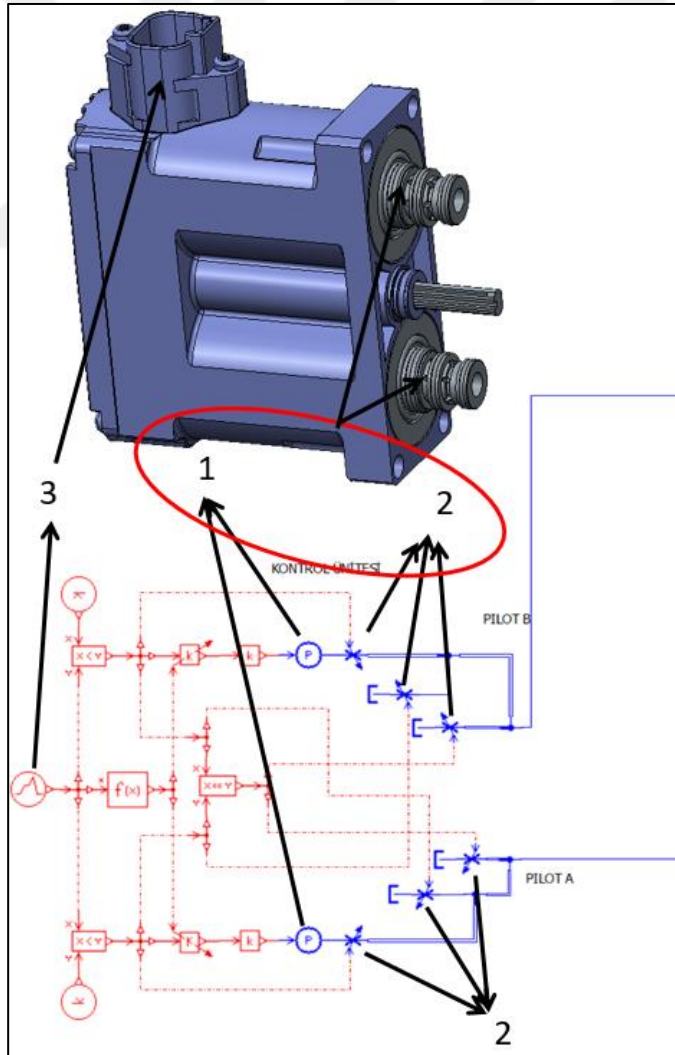
Kullanıcı fiziksel bazlı bir sistem oluşturabilir, bu da 1D geometriyi temsil eder. Sistemdeki alt modeller bağlanmalıdır. Her bir alt model portlara sahiptir. Bu portlar çeşitli girdilere ve çıktılara sahiptir. Bir alt modele ait girdiler bir başka alt modelde çıktılara bağlanır (vice-versa). Bu da birtakım akıllı sistemleri CAD geometrisi ile detaylandırılmadan simule edilmesini sağlar.

Şekil 5.1' de yapılması planlanan testleri bilgisayar ortamında doğrulamak için hazırlanmış bir 1D analiz modeli verilmiştir. Modelde kırmızı renk ile gösterilen simgeler sinyal kütüphanesine, mavi renk ile gösterilen simgeler hidrolik kütüphanesine, kahverengi ile gösterilen simgeler hidrolik bileşen tasarımı kütüphanesine ve yeşil ile gösterilen simgeler mekanik tasarım kütüphanesine aittir.



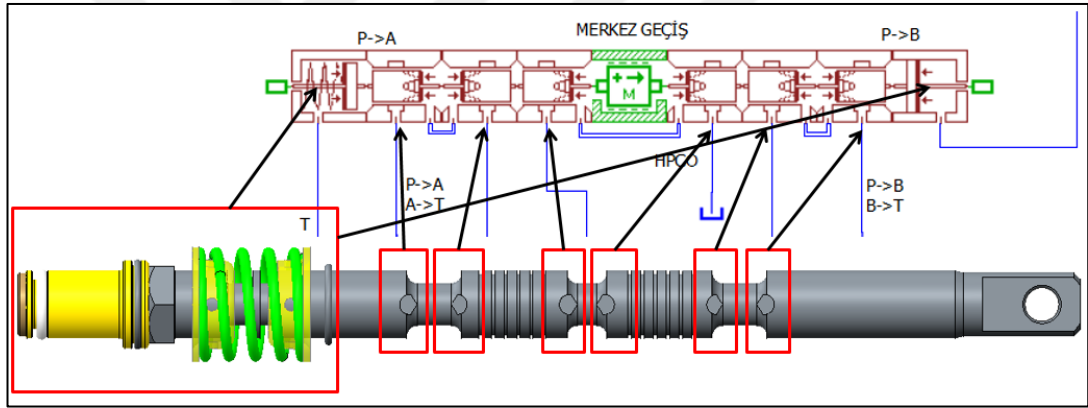
Şekil 5.1 : Elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi AMESim modeli.

Şekil 5.2 modelde valfte kullanılması planlanan kontrol ünitesini simüle etmek için gerekli denklemleri içinde bulunduran AMESim yazılımının sinyal kütüphanesindeki simgelerden faydalanılmıştır. Kontrol ünitesinde kullanılmış olan oransal valflerin görevini yerine getirmek üzere modelde hidrolik kütüphanesinde bulunan “P” harfi ile gösterilen 1 numaralı basınç kaynakları kullanılmıştır. Basınç kaynakları sinyal giriş hattına gelen sinyali çıkışta bir basınç değerine dönüştürerek sisteme gönderir. 2 numara ile işaretlenen oransal kısıcılar pilot hatlarına giden debi miktarını belirlemek için ve aynı zamanda üründe kullanıldığı gibi tanka açık olan pilot hattının debisini kontrol etmek üzere kullanılır. Tanka açık olan pilot hattının debisi kontrol edilmez ise istenenden daha hızlı tanka tahliye olacağından valf sürgüsünde istenen hassas kontrol sağlanamaz. Analiz modelindeki kontrol ünitesinin 3 numara ile gösterilen sinyal simgesi 1-4 V olarak tasarlanan kontrol sinyalinin sisteme istenen şekilde gönderilmesini sağlamak için kullanılmıştır.



Şekil 5.2 : Kontrol ünitesi modeli.

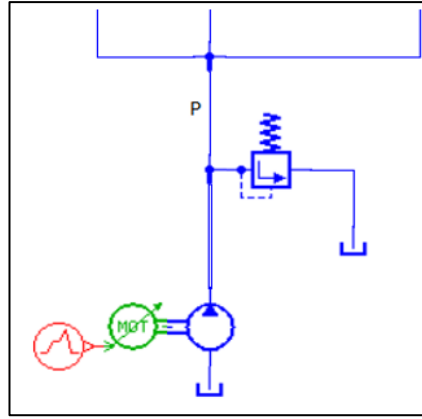
Şekil 5.3’ te sürgüyü ve merkezleme sistemini modellemek için hidrolik bileşen ve mekanik kütüphanesinden kullanılan simgelerin modelde simule ettikleri bölgeler ile eşleştirilmiş yerleşimi verilmiştir. Modelin ortasında “M” ile gösterilen mekanik tasarım kütüphanesine ait sürgünün kütlesini tanımlamakta kullanılan simge mevcuttur. Bu simgenin sağında ve solunda kahverengi ile gösterilen sürgü üzerindeki çentikleri ve odacıkları simule etmekte kullanılan simgeler mevcuttur. Bu simgeler yardımı ile sürgünün çap, eşleşme, gövde ile arasındaki ilişkiler yazılıma tanımlanabilmektedir. Yine sürgünün alt tarafında mavi renk ile gösterilen hidrolik kütüphanesine ait simgeler ile sürgü üzerindeki odacıkların birbirleri ile ilişkileri tanımlanmıştır. En sağdaki ve en soldaki hidrolik bileşen kütüphanesine ait kahverengi piston simgeleri ise servo-pistonun modellenmesi amacı ile kullanılmıştır. Merkezleme sistemindeki yayı modelleyebilmek için soldaki pistonun içine yay simgesi eklenmiştir ve yay parametreleri bu simge içinde tanımlanmıştır.



Şekil 5.3 : Sürgü ve merkezleme modeli.

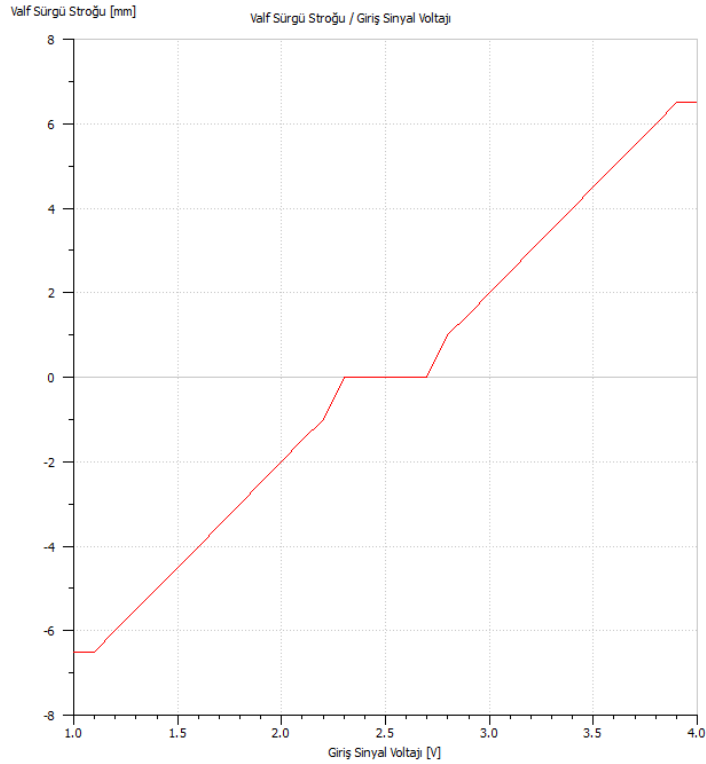
Şekil 5.4’ te mekanik kütüphanesinden kullanılan yeşil renkli “MOT” simgesi, test sistemindeki elektrik motorunu tanımlamak için kullanılmıştır. Motora mekanik olarak bağlı görünen mavi renk ile hidrolik kütüphanesinden kullanılan pompa simgesi mevcuttur.

Pompanın parametreleri ve motorun parametreleri bu iki simge ile tanımlanmaktadır. Şemanın devamında kullanılan emniyet valfi yine test sisteminde sistemi korumak için bulunan emniyet valfini simule etmek için kullanılmıştır.



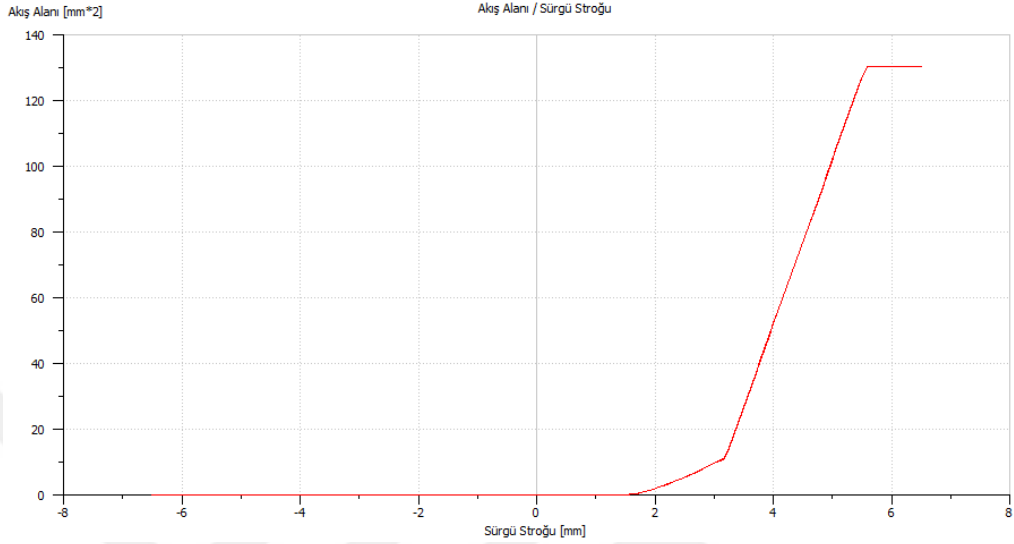
Şekil 5.4 : Test sistemi modeli.

Ürünü üretmeden önce tasarımı kontrol amaçlı test tezgahında yapılması planlanan testler yazılımdan faydalanarak gerçekleştirilmiştir. Bu testlerde sürgü en iç konumdan en dış konuma kadar farklı debi değerlerinde hareket ettirilerek, iş portlarında elde edilen debi değerleri ile ilgili grafikler elde edilmiştir. Burada debi değerini belirlemek için Şekil 5.4’ deki pompa ve motor parametreleri istenen debi değerine göre değiştirilmiştir. Şekil 5.2’ de 3 numara ile gösterilen kontrol sinyali parametreleri sürgüyü en iç konumdan en dış konuma kadar hareket ettirecek şekilde düzenlenmiştir. Bu sayede Şekil 5.5’ deki giriş sinyal voltajı / valf sürgü stroğu grafiği elde edilmiştir. Modelin doğrulanmasında ilk kontrol edilen değer budur.



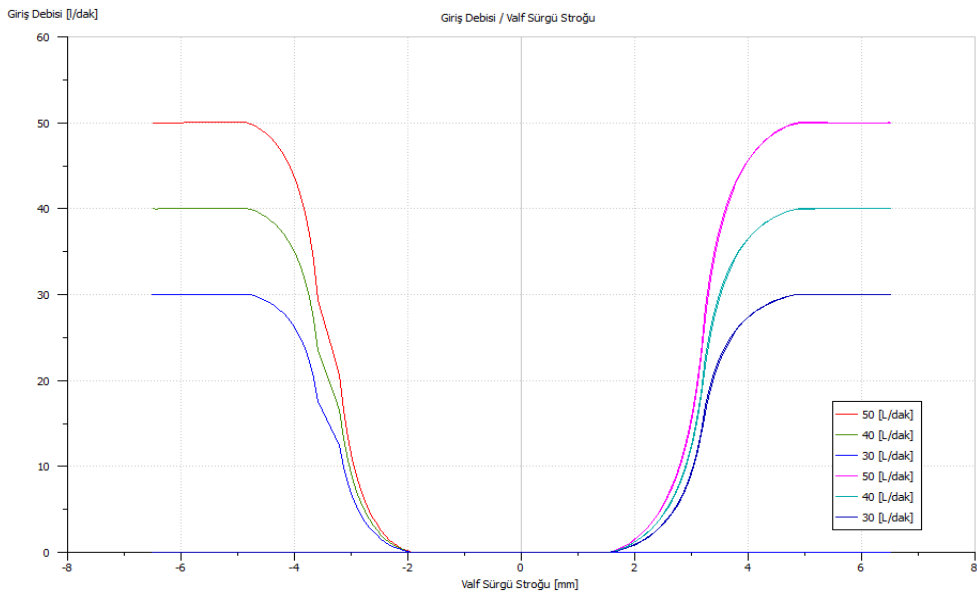
Şekil 5.5 : Giriş sinyal voltajı / Valf sürgü stroğu grafiği.

Sürgünün hareketi doğrulandıktan sonra Şekil 5.3' te gösterilen hidrolik bileşen kütüphanesindeki simgelerden faydalanılarak sürgü üzerindeki çentiklerin açılma alanları stroğa göre değişimlerini sağlayacak parametreler tanımlanmış ve grafikler alınarak kontrol edilmiştir. İlgili grafik Şekil 5.6' da gösterilmiştir.



Şekil 5.6 : Strok / Akış alanı grafiği.

Bu kontroller tamamlandıktan sonra sürgünün hareket ettiği ve sürgü üzerindeki çentik parametrelerinin yazılıma doğru şekliyle girildiği görülmüştür. Daha sonra pompa da sisteme dahil edilerek üretilen debinin giriş hattından iş portlarına yönlendirilmesinin sürgü stroğuna bağlı olarak Şekil 5.7' de gösterilen grafikler elde edilmiştir.



Şekil 5.7 : Debi / Strok eğrisi.



6. PROTOTİPLEME ÇALIŞMALARI

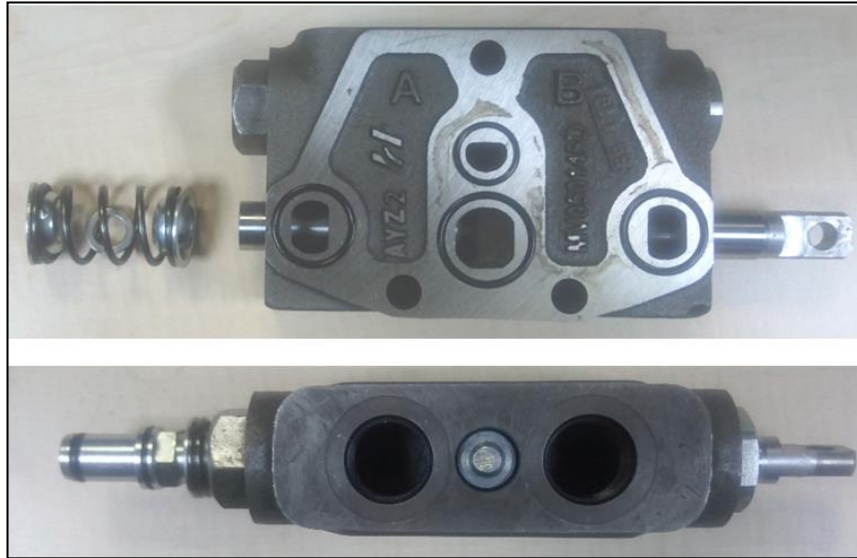
Prototipleme çalışmaları, gerekli makine elemanları seçilmiş, hesaplamaları yapılmış ve CAD programında boyutlandırılmış olan tasarımın fonksiyonunu yerine getirip getirmediği veya ne oranda yerine getirdiğinin incelenmesi amacıyla gerçekleştirilmektedir. Çalışma sonucunda, tasarımın eksik veya geliştirilmesi gereken yönlerinin belirlenmesi daha kolaylaşacaktır.

Bölüm 4’ te detaylandırılmış olan çözümün fonksiyonunu ne şekilde yerine getireceğini görebilmek için prototipleşmesine karar verilmiştir. Bu amaçla, Hema Endüstri A.Ş. bünyesindeki ARGE Atölyesinde prototipin montajı yapılmış ve gerekli testler gerçekleştirilmiştir. Tasarımda kullanılan parçaların bir kısmı Hema Endüstri A.Ş. Hidrolik Sistemler Fabrikası’ nda üretilmiş, bir kısmı da yan sanayilerden tedarik edilmiştir.

6.1 EH Kontrollü Yön Denetim Valfinin Prototiplenmesi

6.1.1 Yön denetim valfi dilimi montajı

Hema Endüstri A.Ş bünyesinde mekanik olarak kontrol edilen yön kontrol valfi dilimi, bağlantı deliklerinde yapılan değişiklikler ile birlikte kullanılmıştır.

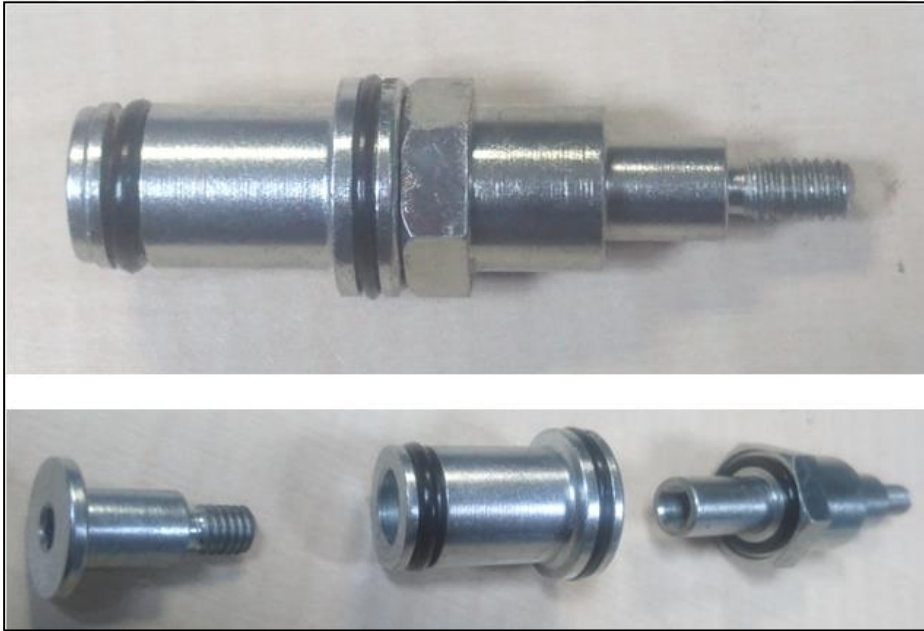


Şekil 6.1 : Yön denetim valfi montajı.

Yön kontrol valfi dilimi, Şekil 6.1' de görüldüğü gibi valf gövdesi, sürgü, çek valf, o-ringten oluşmaktadır. Valf gövdesinin içindeki galeriler dökümden gelmektedir. Port yuvaları ve sürgü yuvası işlenmektedir. Sürgü ise kaplama, kaba ve hassas işleme prosesleri ile üretilmektedir. Sürgü ve gövde arasında eşleştirme yapılarak, sızıntı miktarının istenilen değerlerde tutulması sağlanmaktadır.

6.1.2 Servo-piston montajı

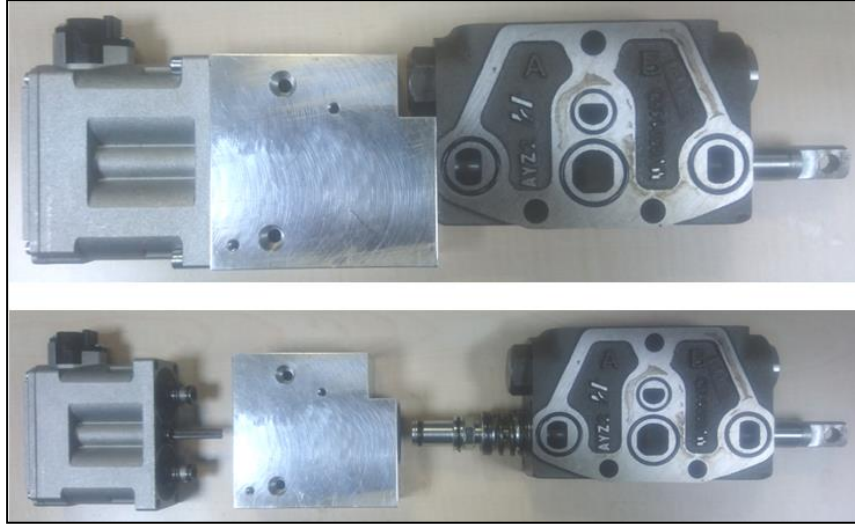
Servo-piston parçası, montajdan kaynaklanabilecek hizasızlıkları engellemek amacıyla iki parça halinde tasarlanmıştır. İki parçanın birleştirilmesi için cıvata uçlu bir parça da tasarlanmıştır. Bu üç parça torna tezgahında işlenmiştir. Şekil 6.2' de görüldüğü gibi bu üç parça dışında üç adet o-ring kullanılmıştır.



Şekil 6.2 : Servo-piston montajı.

6.1.3 EH kontrol yön denetim valfi dilimi montajı

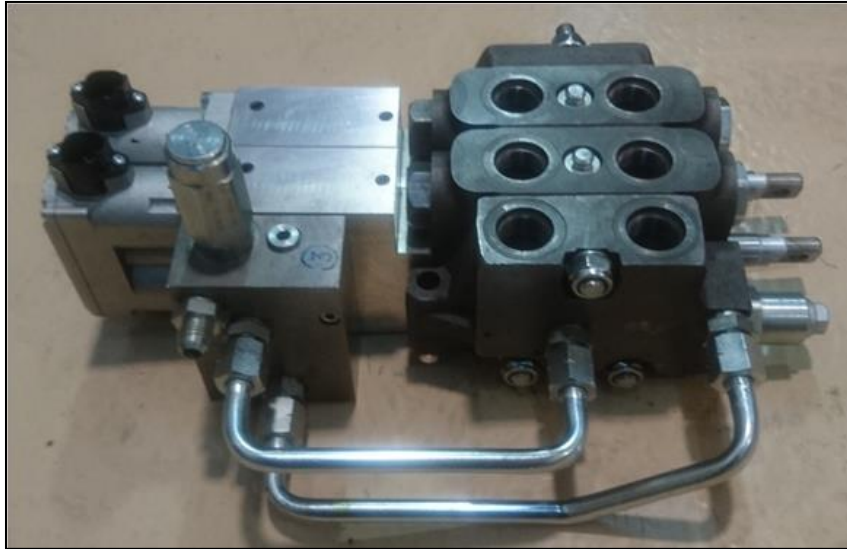
EH kontrollü valf dilimi Şekil 6.3' te görüldüğü gibi kontrol ünitesi, ara blok, servo-piston ve yön denetim valfi diliminden oluşmaktadır. Ara blok, Al alaşımı kütükten, işleme tezgahlarında işlenerek imal edilmiştir. İlk önce servo-piston, yön kontrol valfi dilimine vidalanarak montajlanmıştır. Ardından ara blok takılmış ve iki adet cıvata ile yön denetim valfi dilimine montajlanmıştır. Ardından da kontrol ünitesi, ara bloğa montajlanmıştır.



Şekil 6.3 : EH kontrol yön denetim valfi montajı.

6.1.4 İki dilimli EH kontrol yön denetim valfi montajı

Tasarlanan valfin montajını yapabilmek için iki adet EH kontrollü yön denetim valfi dilimi, basınç düşürücü valf ve içine yerleştirildiği çelik blok, giriş ve çıkış kapakları ve yön denetim valfi ile ara blok arasında yağ akışını sağlamak için iki adet çelik boru kullanılmıştır. Çelik blok, çelik kütükten işlenmiştir. İki adet EH kontrollü yön denetim valfi dilimi, giriş ve çıkış kapakları ile birlikte saplama ile montajlanmıştır. Ardından basınç düşürücü valfin takıldığı çelik blok, ara bloğa cıvatalanarak montajlanmıştır. İki dilimli elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfinin montajlanmış hali Şekil 6.4' te gösterilmiştir.



Şekil 6.4 : İki dilimli elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi.

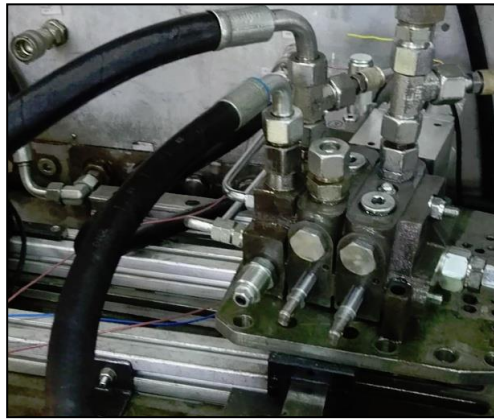
6.2 EH Kontrollü Yön Denetim Valfi Fonksiyon Testleri

Çözüm-2' deki tasarıma uygun olarak montajlanan elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfinin Şekil 6.5' teki valf test tezgahında fonksiyon testleri gerçekleştirildi. Bu valf tezgahında ürüne yağ sağlayacak bir eksenel pistonlu pompa ve tahrik edebilecek bir motor, karşı yük olarak basınçlandırmanın yapılabileceği iki ayrı hat, valf sürgülerini hareket ettirecek ve ilerleme miktarını okuyup kaydedebilecek servo motor, sistem üzerinde basınç ölçümlerinin yapılabileceği basınç algılayıcıları, debi algılayıcıları, sıcaklık algılayıcıları, sistem değişkenlerinin kontrol edilebileceği kontrol sistemi ve tüm elektrikli malzemelerin çalışmasını sağlayan bir elektrik sistemi mevcuttur. Test sırasında ISO VG 46 hidrolik yağ kullanılmıştır.



Şekil 6.5 : Valf test tezgahı.

İki dilimli elektrohidrolik kontrollü yön denetim valfi Şekil 6.6' daki gibi tezgaha bağlanmıştır.



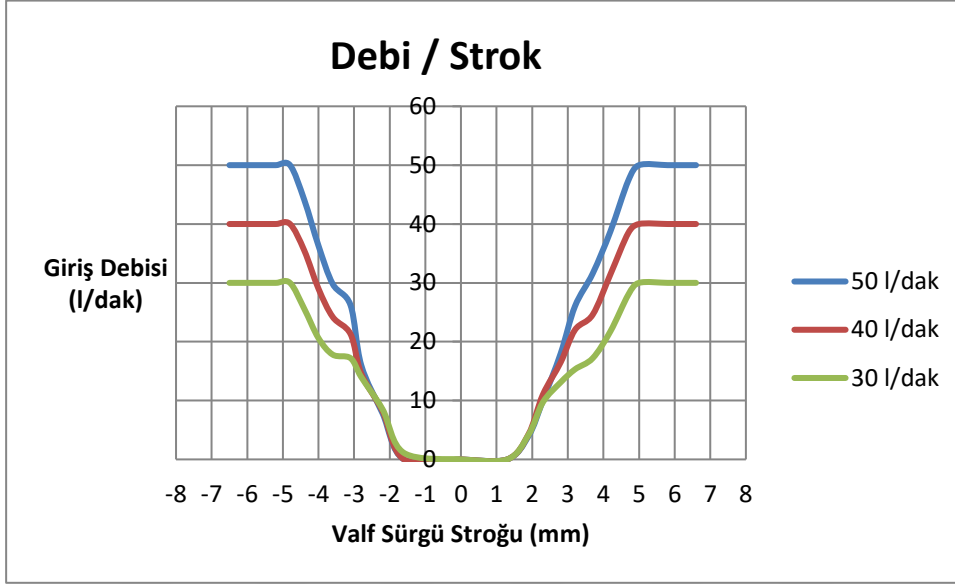
Şekil 6.6 : Fonksiyon testleri.

Potansiyometre ile kontrol ünitesine harici enerji kaynağı 1 ile 4 V arasında voltaj verilmiştir ve bu değerlere karşılık sürgünün strok mesafesi ölçülmüştür. Ayrıca sürgünün konumunu bağlı olarak giriş portundan verilen 30-40-50 l/dak debilerde ne kadar debinin iş portlarına gönderildiği kaydedilmiştir. Test sonuçları Çizelge 6.1' de belirtilmiştir.

Çizelge 6.1 : EH kontrollü valf dilimi test sonuçları.

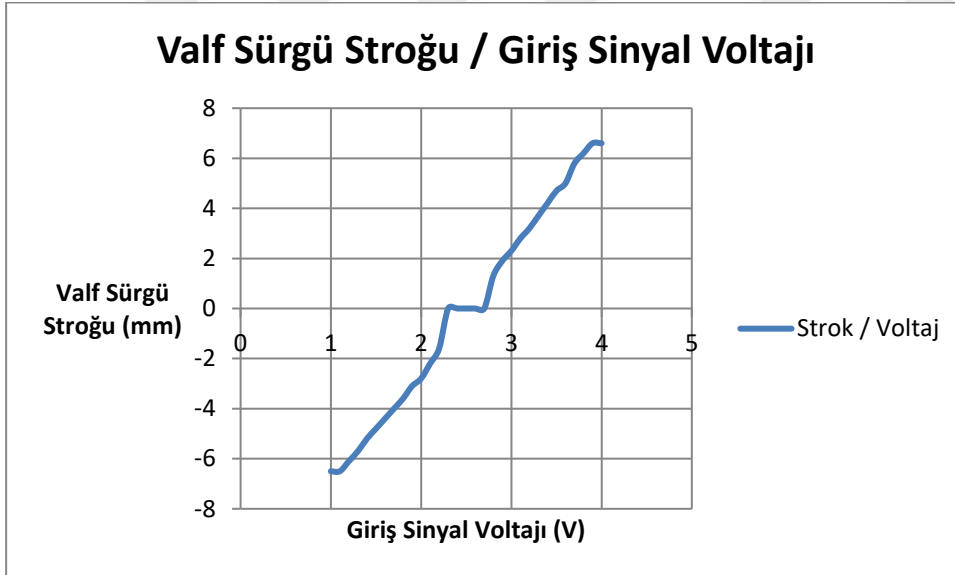
Dilim 1 Voltaj (V)	Debi (l/dak)			Strok(mm)
	50	40	30	
1	50	40	30	-6,5
1,1	50	40	30	-6,5
1,2	50	40	30	-6,1
1,3	50	40	30	-5,7
1,4	50	40	30	-5,2
1,5	50	40	30	-4,8
1,6	44,1	35,5	25,6	-4,4
1,7	36,3	29	20,6	-4
1,8	29,8	24,2	17,8	-3,6
1,9	26,2	21,3	17,2	-3,1
2	16	14,6	14	-2,8
2,1	7,8	8,2	8,5	-2,2
2,2	0	0	1,1	-1,6
2,3	0	0	0	0
2,4	0	0	0	0
2,5	0	0	0	0
2,6	0	0	0	0
2,7	0	0	0	0
2,8	0	0	0	1,3
2,9	4	4,3	4,2	1,9
3	10	11	9,7	2,3
3,1	18	16,5	13,1	2,8
3,2	26	22	15,3	3,2
3,3	31,6	24,6	17,2	3,7
3,4	38,8	31,5	21,8	4,2
3,5	47,4	38,5	28	4,7
3,6	50	40	30	5
3,7	50	40	30	5,8
3,8	50	40	30	6,2
3,9	50	40	30	6,6
4	50	40	30	6,6

Test sonuçlarına göre Şekil 6.7' deki valf sürgü stroğu/ giriş debisi eğrisi oluşturulmuştur.



Şekil 6.7 : Giriş debisi / valf sürgü stroğu ölçümü.

Bunun yanında giriş sinyal voltajı / valf sürgü stroğu eğrisi de Şekil 6.8' de görülebilir.



Şekil 6.8 : Giriş sinyaline bağlı olarak sürgü stroğu değişimi ölçümü.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez kapsamında mekanik olarak kontrol edilebilen mobil hidrolik yön denetim valfinin elektrohidrolik olarak kontrol edilebilmesi için tasarım çalışmaları yapılmıştır. Elektrohidrolik kontrol prensibi, yön denetim valfi sürgüsünün potansiyometre ya da joystick yardımıyla uzaktan kontrol edilebilmesi şeklindedir. Aynı zamanda oransal olarak hassas kontrol sağlanmasına da karar verilmiştir. Bu amaçla tasarım detaylandırılmadan önce üç adet çözüm geliştirilmiştir. Çözümlerin “fayda-değer” analizi ile değerlendirilmesinden sonra detaylı tasarım yapılacak çözüm belirlenmiştir. Bu tasarımda oransal kontrolün yanı sıra kapalı çevrim kontrolü de sağlayan kontrol ünitesi kullanılmıştır.

Tasarımının detaylandırılmasında servo-pistona etkiyen 15 bar’lık pilot basıncının oluşturduğu kuvvet hesaplanmıştır. Bu kuvvete uygun olarak valf sürgüsünü merkezleyebilecek bir baskı yayı seçilmiştir. Bunun yanında tasarımda kullanılacak kontrol ünitesi, basınç düşürücü valf ve sızdırmazlık elemanları belirlenmiştir. Belirlenen makine elemanlarıyla birlikte tasarım yapısal olarak detaylandırılıp modellenmiştir.

Malzeme seçiminde, sızdırmazlık elemanları dışında metal esaslı malzemeler kullanılmıştır. Ara blok malzemesi, düşük basınç altında çalıştığı için alüminyum alaşımı, basınç düşürücü valf bloğu malzemesi ise yüksek basınç altında çalıştığı için çelik blok olarak belirlenmiştir. Valf gövdesi lamel grafitli dökme demir olarak seçilmiştir. Sürgü ve servo piston malzemeleri ise işleme kolaylığından dolayı otomat çeliği olarak seçilmiştir.

Prototipleme ve test sürecinde tasarımdaki parçalar çeşitli imalat yöntemleri ile imal edilmiş ve montajlanmıştır. Ortaya çıkan prototipin fonksiyon testleri gerçekleştirilmiştir. Bunun sonucunda voltaj-strok-debi grafikleri çıkarılmıştır.

Aynı zamanda sistem AMESim modelleme yazılımında modellenmiş ve fonksiyon testinde görülecek değerler burada simule edilmiştir. Test sonuçlarıyla bu değerler karşılaştırıldığında sonuçların yakın olduğu tespit edilmiştir.

Çalışma sonucunda ileride yapılabilecek çalışmalar için öneriler şu şekilde sıralanabilir:

- Yeni bir yön denetim valf dilimi tasarımı ile birlikte pilot hatları çelik borular yardımıyla değil, döküm içerisine işlenecek hatlar yardımıyla içeriden sağlanabilir.
- Daha yüksek debili valflere bu şekilde bir elektrohidrolik kontrol tasarımı uygulanabilir.
- Sürgü çapı büyük olan valflerde döküm yatırımı ile kontrol ünitesi, servo-piston olmadan doğrudan valf dilimine uygulanabilir.
- Prototipi üretilen valfi doğrulamak amacıyla belirlenmiş olan test koşullarında ömür testi yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Fitch, E.C., Hong, I.T.** (1998). *Hydraulic Component Design and Selection*. BarDyne, Inc.
- [2] **Cristofori, D., Vacca, A.** (2011). The modeling of electrohydraulic proportional valves, *ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control*, 134.
- [3] **Xu, Y.** (2013). *Modelling and control of a high performance electro-hydraulic test bench* (Doctoral dissertation). University of Lyon, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon.
- [4] **Doğramacı, T.** (2008). Yön kontrol valflerinin debi ayar eğrilerinin çıkarılması için bir modelin oluşturulması ve hidrolik sistem simülasyon yazılımı ile simüle edilmesi, V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi, İzmir.
- [5] **Amirante, R., Vescovo G. Del, Lippolis, A.** (2006). Flow forces analysis of an open center hydraulic directional control valve sliding spool, *Energy Conversion and Management*, Volume 47, Issue 1.
- [6] **Montanari, M., Ronchi, F., Rossi, C., Tilli, A., Tonielli, A.** (2004). Control and performance evaluation of a clutch servo system with hydraulic actuation, *Control Engineering Practise*, 12.
- [7] **Tørdal, S.S., Klausen, A., Bak, M.K.** (2015). Experimental system identification and black box modeling of hydraulic directional control valve, *Norwegian Society of Automatic Control*, Volume 35, No. 4.
- [8] **Ferreira, J.A., Sun, P., Gracio, J.J.** (2006). Close loop control of a hydraulic press for springback analysis, *Journal of Materials Processing Technology*, 177.
- [9] **Cetinkunt, S., Pinsopon, U., Chen, C., Egelja, A., Anwar, S.** (2004). Positive flow control of closed-center electrohydraulic implement-by-wire systems for mobile equipment applications, *Mechatronics*, 14.
- [10] **Url-1** <<http://www.bucherhydraulics.com>>, alındığı tarihi 24.09.2017.
- [11] **Url-2** <<http://www.walvoil.com>>, alındığı tarihi 24.09.2017.
- [12] **Url-3** <<http://www.salami.it>>, alındığı tarihi 24.09.2017.
- [13] **Merritt, H.E.** (1991). *Hydraulic Control Systems*. John Wiley & Sons, Inc.
- [14] **Temiz, V.** (2016). *Konstrüksiyon Sistematiği* (Ders Notları). İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [15] **Merkle, D., Schrader, B., Thomes, M.** (2003). *FESTO Hydraulics Basic Level* (Textbook). Festo Didactic GmbH & Co. KG, Denkerdorf.
- [16] **Kolcuoglu, T., Soyhan, H., Özer, M.** (2016). A newly design transmission controlling hydraulic control valve, *SEEP2016*.

- [17] **Dellinger, A.** (2016). Understanding and troubleshooting hydrostatic systems, *Machinery Lubrication*, 4.
- [18] **Url-4** <<http://www.hydraforce.com>>, alındığı tarihi 01.10.2017.
- [19] **Url-5** <<http://www.tecnord.com>>, alındığı tarihi 01.10.2017.
- [20] **DIN** (2012). *Steel wire for mechanical springs- Part 1: Patented cold drawn unalloyed spring steel wire* (DIN EN 10270-1).
- [21] **Url-6** <<http://www.federnshop.com>>, alındığı tarihi 08.10.2017.
- [22] **DIN** (2013). *Cylindrical Helical Springs Made from Round Wire and Bar- Calculation and Design- Part 1: Compression springs* (DIN EN 13906-1).
- [23] **Url-7** <<http://www.eriks.com>>, alındığı tarihi 15.10.2017.
- [24] **Url-8** <<http://www.tss.trelleborg.com>>, alındığı tarihi 15.10.2017.
- [25] **Url-9** <<http://www.aryametal.com>>, alındığı tarihi 22.10.2017.
- [26] **Akdoğan, A.** (2008). Al ve Alaşımları (Ders Notları). Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [27] **Url-10** <<http://www.makeitfrom.com>>, alındığı tarihi 29.10.2017.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Burak YERLİOĞLU
Doğum Yeri ve Tarihi : Çorlu/Tekirdağ, 1991
E-Posta : burakyerlioglu@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi,
Makine Mühendisliği
2016, Anadolu Üniversitesi, Sosyoloji