

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI**

**ELEKTRİKLİ TRAKTÖR VİTES MEKANİZMALARINDA  
ELEKTRO- HİDROLİK VALF TASARIMI İLE VİTES GEÇİŞ  
PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ**

**HAZIRLAYAN**

**BARAN UZUNER**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**ANKARA- 2025**



**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI**

**ELEKTRİKLİ TRAKTÖR VİTES MEKANİZMALARINDA  
ELEKTRO- HİDROLİK VALF TASARIMI İLE VİTES GEÇİŞ  
PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ**

**HAZIRLAYAN**

**BARAN UZUNER**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**TEZ DANIŞMANI**

**PROF. DR. SEDAT BAYSEÇ**

**ANKARA- 2025**

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Tezli Yüksek Lisans Programı çerçevesinde Baran UZUNER tarafından hazırlanan bu çalışma, aşağıdaki jüri tarafından Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Savunma Tarihi: 13 / 08 / 2025

**Tez Adı:** Elektrikli Traktör Vites Mekanizmalarında Elektro-Hidrolik Valf Tasarımı İle Vites Geçiş Performansının İyileştirilmesi

**Tez Jüri Üyeleri**

**İmza**

Prof. Dr. Ahmet Demir BAYKA	Başkent Üniversitesi	.....
Prof. Dr. Sedat BAYSEÇ	Başkent Üniversitesi	.....
Dr. Öğr. Üyesi Behzat Bahadır KENTEL	TED Üniversitesi	.....

**ONAY**

Prof. Dr. Dilek ÇÖKELİLER SERDAROĞLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Tarih: ... / ... / .....

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ**  
**YÜKSEK LİSANS TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU**

Tarih: 25 / 07 / 2025

Öğrencinin Adı, Soyadı : Baran UZUNER

Öğrencinin Numarası : 22220302

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Tezli Yüksek Lisans Programı

Danışmanın Unvanı/Adı, Soyadı : Prof. Dr. Sedat BAYSEÇ

Tez Başlığı : Elektrikli Traktör Vites Mekanizmalarında Elektro-Hidrolik Valf Tasarımı İle Vites Geçiş Performansının İyileştirilmesi

Yukarıda başlığı belirtilen Yüksek Lisans tez çalışmamın; Giriş, Ana Bölümler ve Sonuç Bölümünden oluşan, toplam 95 sayfalık kısmına ilişkin, 25 / 07 / 2025 tarihinde tez danışmanım tarafından Turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı %0'dır. Uygulanan filtrelemeler:

1. Kaynakça hariç
2. Alıntılar hariç
3. Beş (5) kelimedenden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç

“Başkent Üniversitesi Enstitüleri Tez Çalışması Orijinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Usul ve Esaslarını” inceledim ve bu uygulama esaslarında belirtilen azami benzerlik oranlarına tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Öğrenci İmzası:.....

**ONAY**

Tarih: ... / ... / .....

Öğrenci Danışmanı:

Prof. Dr. Sedat BAYSEÇ

.....

## TEŞEKKÜR

Yazar, bu çalışmanın gerçekleőtirilmesinde değerli katkılarını esirgemeyen kiői ve kurumlara içtenlikle teşekkür eder.

Öncelikle, tez sürecinin her aşamasında bilimsel rehberliği, yönlendirmeleri ve yapıcı katkılarıyla çalışmanın olgunlaőmasına büyük katkı sağlayan değerli danışmanım Prof. Dr. Sedat BAYSEÇ'e en içten teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, hem manevi destekleri hem de bu zorlu süreçte yanımda olarak motivasyonumu diri tutan aileme ve arkadaşlarıma őükranlarımı sunuyorum.

Bu çalışmada kullanılan teknik verilerin sağlanması, pratik bilgilerin paylaőılması ve sektörel katkıları nedeniyle TürkTraktör firmasına da teşekkür ederim. Firmadan sağlanan kaynaklar, araştırmanın uygulamaya yönelik yönünü güçlendirmiőtir.

Tüm bu destekler sayesinde çalışma tamamlanmıő ve hedeflenen bilimsel katkıya ulaşılmıştır.

# ÖZET

**Baran UZUNER**

## **ELEKTRİKLİ TRAKTÖR VİTES MEKANİZMALARINDA ELEKTRO-HİDROLİK VALF TASARIMI İLE VİTES GEÇİŞ PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ**

**Başkent Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**2025**

Bu tez çalışmasında, elektrikli traktörlerde kullanılan elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sistemlerinin mekanik parametreleri bazında iyileştirme yapılarak vites geçiş süresinin düşürülmesi amaçlanmıştır. Traktörlerde kullanılan şanzıman sistemlerinin, elektrik motorlarının anlık tork üretim karakteristiğiyle tam uyum sağlayıp sağlamadığı, özellikle vites geçiş senaryolarında hâlen net olarak ortaya konmamış bir mühendislik problemidir. Bu bağlamda, referans bir traktörde kullanılan elektrohidrolik valf yapısı MATLAB/Simulink ortamında modellenmiş; valf çapı, piston alanı ve sistem basıncı gibi temel mekanik parametreler sistematik olarak değiştirilerek performans analizleri gerçekleştirilmiştir.

Çalışma kapsamında, referans bir traktörde kullanılan elektrohidrolik valf modeli MATLAB/Simulink ortamında oluşturulmuş; başlangıçta 757 ms olan vites geçiş süresi, yapılan mekanik optimizasyonlarla %76,4 oranında azaltılarak 178,53 ms seviyesine düşürülmüştür. Bu iyileştirme, sadece fiziksel parametreler üzerinde yapılan değişikliklerle; kontrol algoritması sabit tutularak gerçekleştirilmiştir. Bu tez, elektrikli traktörlerde elektrohidrolik vites geçiş sistemlerinin, geçiş süresi ve konfor gibi performans göstergelerinde anlamlı iyileştirmeler sağlanabileceğini ortaya koymaktadır. Bu yönüyle çalışma, gelecekteki akıllı tarım makinelerine yönelik önemli bir mühendislik altyapısı sunmaktadır.

**ANAHTAR KELİMELER:** Vites Geçiş Dinamiği, Elektrikli Tahrikli Tarım Araçları, Elektrohidrolik Aktüatör Sistemleri, Dinamik Sistem Modellemesi, MATLAB/Simulink Tabanlı Simülasyon

# ABSTRACT

**Baran UZUNER**

## **IMPROVING GEAR SHIFT PERFORMANCE IN ELECTRIC TRACTOR TRANSMISSION MECHANISMS THROUGH ELECTRO-HYDRAULIC VALVE DESIGN**

**Başkent University Institute of Science**

**Department of Mechanical Engineering**

**2025**

This thesis aims to reduce the gear shift duration in electric tractors by improving the mechanical parameters of electrohydraulic valve-controlled gear shifting systems. Whether the transmission systems used in tractors are fully compatible with the instantaneous torque generation characteristics of electric motors remains an unresolved engineering challenge, particularly in gear shift scenarios.

In this context, the electrohydraulic valve structure used in a reference tractor was modeled in the MATLAB/Simulink environment. Key mechanical parameters such as valve orifice diameter, piston area, and system pressure were systematically modified to perform performance analyses. As part of the study, the baseline gear shift time of 757 ms in the reference model was reduced to 178.53 ms — a 76.4% improvement — solely through mechanical optimization, without altering the control algorithm.

The findings of this thesis demonstrate that significant improvements in gear shift time and system stability can be achieved by hardware-based modifications (e.g., valve geometry, cylinder dimensions, system pressure) in electrohydraulic gear shift systems for electric tractors. Accordingly, this study contributes a valuable engineering foundation for the development of next-generation intelligent agricultural machinery.

**KEYWORDS:** Gear Shift Dynamics, Electrically Driven Agricultural Vehicles, Electrohydraulic Actuator Systems, Dynamic System Modeling, MATLAB/Simulink-Based Simulation

# İÇİNDEKİLER

Sayfa

TEŞEKKÜR.....	i
ÖZET .....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ .....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ .....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KAVRAMSAL ÇERÇEVE .....	8
2.1 Elektrohıdrolık Valf .....	8
2.2 Şanzıman Sistemleri .....	10
2.3 Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU) .....	12
2.4 Vites Geçişi İyileştirme Yaklaşımı.....	13
2.5 Önceki Çalışmalar .....	15
2.5.1 Mekanik Parametrelerin Sistem Performansına Etkisi .....	16
2.5.2 PID ve Evrimsel Algoritma Tabanlı Kontrol Yaklaşımları .....	20
2.5.3 Sistem Düzeyinde Modelleme ve Entegre Kontrol Yapıları.....	24
3. MODEL KURMA .....	29
3.1 Sistem Bileşenleri .....	29
3.1.1 Elektrohıdrolık Valf Yapısı ve Çalışma Prensipleri.....	34
3.1.2 Çift Etkili Silindir Özellikleri.....	36
3.1.3 ECU, Sensörler ve Geri Besleme Sistemleri.....	37
3.2 Simülasyon Modeli.....	39
3.3 Sistem Modellemesi.....	45
3.3.1 Hidrolik Sistem Matematiksel Modelleme.....	45
3.3.2 Yay ve Sönümleyici (Spring-Damper) Yapısı.....	48
3.3.3 Vites Geçiş Dinamiği .....	50
3.3.4 PID Denetleyici Yapısı .....	52
3.4 Sistem Performans Kriterlerinin Açıklanması .....	53
3.5 Parametre Seçimi ve Kontrol Yapısının Ayarlanması .....	54
3.5.1 Sabit ve Değişken Sistem Parametreleri .....	55
3.5.2 Senaryo Tabanlı Simülasyon Yapısı.....	61

3.5.3 Karşılaştırmalı Analiz Stratejisi .....	63
4. ANALİZ VE TEST SONUÇLARI.....	65
4.1 Simülasyon Sonuçları .....	65
4.1.1 Valf Açıklık Alanının ve Çapının Vites Geçiş Davranışına Etkisi.....	67
4.1.2 Piston Alanının Vites Geçiş Davranışına Etkisi .....	71
4.1.3 Sistem Basıncının Vites Geçiş Davranışına Etkisi.....	76
4.1.4 Sistem Geri Besleme Döngüsünün(PID) Vites Geçiş Davranışına Etkisi ...	79
4.1.5 İyileştirilmiş Elektrohidrolik Valf Tasarımı Vites Geçiş Analiz Sonuçları .	80
4.2 Fiziki Test Sonuçları.....	84
4.3 Simülasyon Bulgularının ve Fiziksel Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi .....	87
5. SONUÇ .....	90
KAYNAKLAR.....	94

## TABLULAR LİSTESİ

	<b>Sayfa</b>
Tablo 2.1. Şanzıman sistemlerinin karşılaştırılması.....	12
Tablo 3.1. Hidrolik sistem mekanik özellikler .....	48
Tablo 3.2. Hidrolik sıvısı teknik özellikleri .....	58
Tablo 3.3. Ziegler-Nichols Yöntemi kontrolcü ayar katsayıları.....	59
Tablo 3.4. Değişken Sistem Parametreleri .....	60
Tablo 3.5. Sabit Sistem Parametreleri .....	61
Tablo 4.1. Yön valfleri çap açıklıklarına göre vites geçiş süresi analiz sonuçları .....	70
Tablo 4. 2. Silindir-piston çap açıklıklarına göre vites geçiş süresi analiz sonuçları .....	75
Tablo 4.3. Sistem giriş basıncına göre vites geçiş süresi analiz sonuçları .....	79
Tablo 4.4. Analiz ve gerçek test sonuçlarının karşılaştırılması .....	88

## ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Elektrik motoruna ait hız-tork karakteristiği.....	32
Şekil 3.2. Tork aktarım şeması .....	33
Şekil 3.3. Elektrohidrolik valf kontrol sistemi şeması .....	35
Şekil 3.4. Çift etkili silindir.....	37
Şekil 3.5. ECU Şeması.....	38
Şekil 3.6. Matlab/Simulink elektrohidrolik valf modeli .....	41
Şekil 3.7. PID Sinüs sinyali .....	42
Şekil 3.8. Sistem performans kriterlerinin açıklanması .....	54
Şekil 3.9. Sistem PID kontrolcü şeması.....	62
Şekil 3.10. Sinüs Dalgası-PID etkileşimi.....	63
Şekil 4.1. Referans valf vites geçiş süresi analiz sonuçları.....	66
Şekil 4.2. Yön valfi çap açıklık değeri 5mm vites geçiş süresi analiz sonuçları .....	68
Şekil 4.3. Yön valfi çap açıklık değeri 7.5mm vites geçiş süresi analiz sonuçları ....	69
Şekil 4.4. Yön valfi çap açıklık değeri 10mm vites geçiş süresi analiz sonuçları .....	70
Şekil 4.5. Silindir-piston çapı 19mm vites geçiş süresi analiz sonuçları .....	72
Şekil 4.6. Silindir-piston çapı 23mm vites geçiş süresi analiz sonuçları .....	73
Şekil 4.7. Silindir-piston çapı 36mm vites geçiş süresi analiz sonuçları .....	74
Şekil 4. 8. 15 bar sistem giriş basıncı vites geçiş süresi analiz sonuçları .....	76
Şekil 4.9. 20 bar sistem giriş basıncı vites geçiş süresi analiz sonuçları .....	77
Şekil 4.10. 30 bar sistem giriş basıncı vites geçiş süresi analiz sonuçları .....	78
Şekil 4.11. PID ve PID' siz sistem vites geçiş süresi analiz sonuçları.....	79
Şekil 4.12. İyileştirilmiş elektrohidrolik valf vites geçiş süresi analiz sonuçları.....	81
Şekil 4.13. İyileştirilmiş elektrohidrolik valf vites geçiş hızı analiz sonuçları .....	83

Şekil 4.14. Yol-Tarla modu vites geçiş süresi fiziki test sonuçları.....	85
Şekil 4.15. Tarla modu vites geçiş süresi fiziki test sonuçları.....	86
Şekil 4.16. Yol-Tarla modu vites geçiş basınç sensörü fiziki test sonuçları.....	86

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

$A$	pistonun etkili yüzey alanı
A	amper
AMT	automated manuel transmission
$c$	sönümlleme katsayısı
CAN	controller area network
$C_d$	deşarj katsayısı
cSt	centistokes
$e(t)$	referans ile gerçek çıkış arasındaki hata
ECU	electric control unit
EHV	elektrohidrolik valf
F	uygulanan kuvvet
GA	genetic algorithm
HI	traktör yol modu
$i_g$	dişli tahvil oranı
k	yay sabiti
$k_c$	sistemin kararlı osilasyon göstermeye başladığı kazanç değeri
Kd	türevsel
Ki	integral
Kp	oransal
kWh	kilowatt saat
km/s	saat başına kilometre
$K_v$	valf kazancı
LIN	local interconnect network
LO	traktör tarla modu
LQR	linear-quadratic-regulator
m	kütle
ms	milisaniye
n	devir
Nm	newton-metre
$P$	güç
Pa	basınç
$P_c$	kritik periyot osilasyon periyodu
PID	proportional, integral, derivative
PSO	parçacık sürüsü optimizasyonu
PTO	power take off
$Q$	silindire giren akış debisi
$r$	kavrama yarıçapı
$T$	tork
t	süre
$U$	sistem girişine uygulanacak kontrol sinyali
$v$	hacim
$\omega$	doğal frekans
y	yer değiştirme
$x$	lineer konum
$\dot{x}$	piston hızı
$\ddot{x}$	piston ivmesi
$\emptyset$	çap
$\zeta$	sönümlleme katsayısı

$\beta_e$  yağın sıkıştırılabilirliği  
 $\rho$  yoğunluk  
 $^{\circ}\text{C}$  sıcaklık birimi

# 1. GİRİŞ

Tarım makineleri, üretkenliği ve sürdürülebilirliği artırma hedefi doğrultusunda sürekli olarak gelişmekte ve teknolojik olarak yeniden şekillenmektedir. Bu makinelerin en kritik bileşenlerinden biri olan traktörler, yalnızca güç üretimi açısından değil; bu gücün toprağa, ekipmana ve harekete nasıl aktarıldığı yönünden de yüksek mühendislik çözümleri gerektirmektedir. Son yıllarda içten yanmalı motorlara alternatif olarak geliştirilen elektrikli traktör sistemleri, hem çevresel kaygılar hem de enerji verimliliği açısından yeni bir seçenek sunmaktadır. Elektrikli traktörlerin sahip olduğu anlık tork üretimi, mekanik sadelik ve düşük bakım ihtiyacı gibi avantajlar; şanzıman ve aktarma sistemlerinde farklı kontrol ve geçiş stratejileri gerektirmektedir.

Bu bağlamda, traktörlerdeki vites geçiş süreçleri, sadece sürüş konforu ve operatör deneyimi açısından değil; aynı zamanda ekipman verimi, çekiş kararlılığı ve sistem ömrü açısından da kritik bir rol oynamaktadır. Geleneksel şanzıman yapılarında vites geçişleri çoğunlukla manuel ya da kısmen otomatik sistemlerle gerçekleştirilirken, günümüzde bu geçişler elektrohidrolik kontrol sistemleri yardımıyla daha hızlı ve hassas şekilde yapılabilmektedir. Elektrohidrolik valfler, elektronik kontrol biriminden aldıkları sinyaller doğrultusunda hidrolik aktüatörleri yönlendirerek kavrama silindirlerinin devreye girmesini sağlar. Bu sayede vites değişimi sırasında tork kesintisi azaltılır, geçişler daha yumuşak ve kararlı hâle getirilir.

Ancak literatürde yer alan birçok çalışmada, elektrohidrolik sistemlerdeki iyileştirme girişimleri çoğunlukla kontrol algoritmalarının optimizasyonuna odaklanmaktadır. Valflerin fiziksel ve mekanik tasarım parametrelerinin, yani orifis çapı, yay sertliği, piston yüzey alanı gibi unsurların vites geçiş süresi üzerindeki etkileri genellikle sınırlı şekilde ele alınmaktadır. Özellikle elektrik motorlu traktörlerde, motorun anlık tork tepkisi, devir değişim eğrisi ve senkronizasyon ihtiyacı; bu parametrelerin geçiş performansına etkisini daha da kritik hâle getirmektedir. Elektrikli traktörlerdeki geçiş senaryoları, içten yanmalı motorlu sistemlerden farklı olarak milisaniyelik seviyede hassasiyet gerektirmekte, bu da hem valf hem de kontrolcü yapısının birlikte optimize edilmesini zorunlu kılmaktadır[1][2].

Bu doğrultuda, bu tez çalışmasında elektrikli bir traktör üzerinde çalışan elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sistemi, hem mekanik bileşenleri hem de kontrolcü

parametreleri üzerinden analiz edilmiştir. Çalışmanın temel problemi, vites geçiş süresinin gereğinden uzun ya da kısa olması durumunda sistemin; tork aktarımı, geçiş sarsıntısı ve ekipman üzerindeki dinamik yükler açısından olumsuz etkilenmesidir. Bu problemi çözmek adına, elektrohidrolik valfin fiziksel parametreleri (örneğin spool geometrisi, piston çapı, yay sabiti) ile kontrol algoritmasının eş zamanlı optimize edilmesi hedeflenmiştir.

Bu kapsamda yürütülen çalışmada, elektrohidrolik valfin geometrik ve fiziksel yapısı ile kontrol parametrelerinin sistem tepkisi üzerindeki etkileri detaylı biçimde analiz edilmiştir. Özellikle geçiş süresi, tork aktarım sürekliliği ve geçişin sarsıntısız gerçekleşmesi gibi performans göstergeleri, hem mekanik tasarım hem de kontrol stratejileri üzerinden iyileştirilmiştir. Sistem, elektrik motorlu bir traktör üzerinde modellenmiş ve simülasyon ortamında doğrulanmıştır. Gerçekleştirilen optimizasyonlar sayesinde, yalnızca geçiş süresi azaltılmakla kalmamış, aynı zamanda geçiş kalitesi de yükseltilerek şanzıman sisteminin genel kararlılığı artırılmıştır. Bu çalışmayla birlikte, elektrikli traktörlerde vites geçiş süreçlerinin daha hassas, daha hızlı ve daha güvenilir şekilde gerçekleştirilmesi adına mühendislik temelli bir yaklaşım geliştirilmiştir.

Mevcut literatür incelendiğinde, elektrohidrolik vites geçiş sistemlerine yönelik yapılan çalışmaların büyük ölçüde kontrol algoritmalarının iyileştirilmesine odaklandığı görülmektedir. Proportional Integral derivative (PID), fuzzy, genetik algoritma ve LQR gibi kontrolcü yapıları üzerinden yürütülen bu araştırmalar, genellikle içten yanmalı motorlu araçlar temel alınarak gerçekleştirilmiştir ve sistemin fiziksel parametreleri çoğunlukla sabit kabul edilmiştir. Bununla birlikte, elektrohidrolik valfin geometrik yapısı, yay karakteristikleri, piston yüzeyi, spool hassasiyeti gibi fiziksel değişkenlerinin, geçiş süresi ve geçiş kalitesi üzerindeki etkileri detaylı ve sistematik bir biçimde ele alınmamıştır. Ayrıca çalışmalarda kullanılan valflerin büyük kısmı, piyasada bulunan standart hidrolik kontrol valfleridir ve genellikle binek ya da endüstriyel araçlara ait sistemler temel alınmıştır[3].

Bu tez çalışması, söz konusu boşlukları doğrudan hedef almakta; elektrohidrolik geçiş sistemi üzerindeki iyileştirmeyi yalnızca bir kontrol algoritması düzeyinde değil, aynı zamanda valfin mekanik ve hidrolik tasarımı üzerinden de gerçekleştirmektedir. Literatürde rastlanmayan en özgün yönlerden biri ise bu çalışmanın, tamamen elektrikli bir traktör platformu üzerinde gerçekleştirilmesidir. Elektrik motorlarının anlık tork üretimi ve yüksek dinamik yanıt kapasitesi, vites geçişlerinin senkronizasyonu açısından çok daha hassas bir sistem gerektirmektedir. Dolayısıyla bu araştırma, sadece geçiş süresi azaltımını değil; aynı

zamanda elektrik motorlu bir taşıt ile valf dinamiği arasında uyumlu, entegre ve optimize bir yapı kurulmasını hedeflemektedir.

Öte yandan, bu çalışmada kullanılan elektrohidrolik valf, piyasadaki hazır çözümlerden farklı olarak özgün şekilde tasarlanmış, iç geometrisi, akış karakteristikleri ve sürme tepkisi bakımından mevcut uygulamalara kıyasla daha hassas bir geçiş senaryosu oluşturacak şekilde geliştirilmiştir. Gerek kontrolcü algoritmalarının sistemle birlikte optimize edilmesi gerekse valfin fiziksel yapısının bu sistemle bütüncül biçimde ele alınması, bu tezi hem teorik hem de uygulama açısından özgün ve literatürdeki önemli bir boşluğu doldurur nitelikte konumlandırmaktadır.

Bu tez çalışmasının en önemli özgün değeri, elektrikli bir traktör platformu üzerinde elektrohidrolik vites geçiş süresini hem mekanik hem de yazılımsal düzeyde optimize eden ilk çalışmalardan biri olmasıdır. Literatürde yer alan çok sayıda araştırma, vites geçiş optimizasyonunu yalnızca kontrol algoritmaları üzerinden ele almakta; çoğunlukla PID, fuzzy, genetik algoritma (GA), linear quadratic regulator (LQR) gibi yöntemlerle valf sürme sinyallerini iyileştirmeye odaklanmaktadır. Zhang et al. (2019) GA-LQR yöntemiyle iki kademeli çift kavramalı şanzıman (DCT) kavramasında hedef tork kontrolü sağlanmıştır[4]. Geliştirilen yöntem ile tork kontrol hatası ve geçiş sarsıntısı azaltılmıştır. Ancak bu çalışmaların neredeyse tamamı, içten yanmalı motorlu araçlar üzerinde gerçekleştirilmiş; elektrikli tahrik sistemine sahip traktörlerdeki özel gereksinimler göz ardı edilmiştir. Ayrıca kullanılan elektrohidrolik valfler genellikle hazır ticari ürünler olup, fiziksel özellikleri değiştirilemeyen, sınırlı kontrol alanı sunan standart yapıdadır.

Bu tez çalışması ise bu sınırlılıkları aşarak, tamamen elektrikli tahrikli bir traktör sistemi üzerinde, özgün olarak tasarlanmış bir elektrohidrolik valf ile vites geçiş süresini iyileştirmeyi hedeflemektedir. Geliştirilen valf, orifis geometrisi, spool hareket karakteristiği, yay sertliği, piston çapı gibi parametreler bakımından piyasadaki standart ürünlerden ayrılmakta ve kontrolcü algoritma ile eşzamanlı olarak sistemin genel geçiş performansına göre yapılandırılabilir. Böylece hem donanım hem yazılım bileşenleri bir bütün olarak düşünülmüş; mevcut sistemlerin ötesinde bir mühendislik optimizasyon yaklaşımı benimsenmiştir.

Literatüre sağlanan katkı yalnızca uygulama düzeyinde değil; sistem modelleme, kontrol algoritması–mekanik parametre etkileşimi, elektrikli tork dinamiği ile valf sürme senkronizasyonu gibi alanlarda da yeni açılımlar sunmaktadır. Özellikle elektrikli

traktörlerin yaygınlaşmasıyla birlikte, tork yönetimi ve geçiş sürelerinin kritik hâle geleceği öngörülmekte; bu bağlamda çalışmanın sunduğu entegre çözüm önerisi hem akademik hem de endüstriyel araştırmalar için yol gösterici olacaktır. Ayrıca, tarım gibi değişken yük koşullarının hâkim olduğu bir ortamda, geçiş sürelerinin optimize edilmesi, yalnızca sürüş kalitesini artırmakla kalmayacak; aynı zamanda yakıt/enerji verimliliği, sistem ömrü ve operatör ergonomisi gibi unsurlarda da doğrudan iyileşme sağlayacaktır.

Sonuç olarak bu tez, elektrikli traktör uygulamaları için tasarlanmış, fiziksel olarak değiştirilebilir parametrelere sahip özgün bir elektrohidrolik valf sisteminin, dinamik modelleme ve kontrol algoritmaları ile birlikte ele alınarak, vites geçiş süresine etkisinin sistematik ve simülasyon temelli olarak analiz edildiği çalışmalardan biri olma özelliğini taşımaktadır. Bu yönüyle hem akademik literatüre önemli bir katkı sunmakta hem de gelecekteki traktör tasarımları için teknik bir referans niteliği taşımaktadır.

Günümüzde tarım makineleri teknolojisi, sürdürülebilirlik ve otomasyon ekseninde hızlı bir dönüşüm geçirmektedir. Bu dönüşümün en belirgin çıktılarında biri, elektrikli traktörlerin geliştirilmesi ve saha uygulamalarında test edilmeye başlanmasıdır. Çevresel düzenlemelerin sıkılaşması, yakıt maliyetlerinin artışı ve sessiz çalışmaya duyulan ihtiyaç, elektrikli tahrik sistemlerini geleneksel içten yanmalı motorlara karşı ciddi bir alternatif hâline getirmiştir. Ticari firmalar ve araştırma kuruluşları tarafından geliştirilen çeşitli prototip ve sınırlı seri üretim elektrikli traktörler, özellikle bahçe tarımı, seracılık, hayvancılık işletmeleri ve düşük arazi eğimli alanlarda kullanılmak üzere tasarlanmakta ve test edilmektedir. Xie et al. (2018) Tarım traktörlerinin teknolojik evrimini inceleyen bu çalışma, özellikle elektronik kontrollü şanzıman sistemlerinin gelecekteki önemi üzerine odaklanmıştır[5]. Mevcut teknolojilerde otomasyon ve hassas kontrol gereksinimlerinin giderek arttığı vurgulanmıştır.

Ancak elektrikli traktörlerin artan dinamizmi ve anlık tork üretim kabiliyeti, klasik şanzıman yapılarıyla tam anlamıyla uyumlu çalışmamaktadır. Bu nedenle son yıllarda, elektrohidrolik kontrollü vites geçiş sistemlerinin elektrikli traktörlerde de kullanılmasına yönelik araştırmalar hız kazanmıştır. Bugün gelinen noktada, geçiş süresinin optimize edilmesi, tork aktarımında süreklilik sağlanması ve geçiş sarsıntısının azaltılması gibi hedefler doğrultusunda elektrohidrolik sistemler kontrol algoritmaları aracılığıyla iyileştirilmektedir.

Bununla birlikte, sistemin mekanik ve fiziksel parametrelerine odaklanan çalışmaların sayısı oldukça sınırlıdır. Mevcut uygulamaların büyük bölümü, ticari olarak temin edilen standart valfler üzerinden yürütülmekte ve bu valflerin fiziksel yapıları değiştirilmeden kontrol algoritmaları iyileştirilmeye çalışılmaktadır. Ayrıca elektrohidrolik geçiş sistemi tasarımlarının çoğu hâlâ içten yanmalı motorlu traktörler üzerine kuruludur; elektrikli traktörlere özgü tork profili ve dinamik yanıt süresi dikkate alınmadan yapılan sistem kurguları, teoride başarılı görünse de pratikte yeterli geçiş performansını sağlayamamaktadır.

Kısacası, mevcut durumda elektrikli traktörler ile elektrohidrolik vites geçiş sistemlerinin entegrasyonu henüz tam anlamıyla optimize edilememiş, bu alanda daha özgün, uygulama tabanlı ve bütüncül yaklaşımlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu bağlamda gerçekleştirilen her yeni çalışma, sadece teorik katkı sunmakla kalmamakta; aynı zamanda gelecekteki elektrikli tarım makinelerinin daha kararlı, verimli ve uzun ömürlü sistemlerle donatılmasına da öncülük etmektedir.

Bu tez çalışması, elektrikli traktörler üzerinde uygulanan elektrohidrolik vites geçiş sistemlerinin optimizasyonuna odaklanmakta olup, belirli varsayımlar ve sınırlamalar dâhilinde gerçekleştirilmiştir. İlk olarak, çalışma yalnızca çift etkili silindir ile çalışan elektrohidrolik valf kontrollü şanzıman sistemlerini kapsamaktadır; mekanik ya da elektromekanik kavramalı sistemler değerlendirme dışı bırakılmıştır.

Çalışmada kullanılan elektrohidrolik valf, özgün olarak tasarlanmış olup, fiziksel parametreleri üzerinde değişiklik yapılabilen, simülasyon temelli bir modelleme sistemine entegre edilmiştir.

Ayrıca çalışma yalnızca vites geçiş süresi performans göstergeleri üzerinde yoğunlaşmakta; yakıt/enerji tüketimi, ısı dengesi, akustik konfor veya operatör ergonomisi gibi faktörler ayrıntılı şekilde incelenmemektedir.

Simülasyonlar, MATLAB/Simulink gibi yazılımlar üzerinden gerçekleştirilmiş olup, sonuçlar dijital ortamda elde edilen verilere dayanmaktadır. Bu nedenle çalışma, kontrollü bir dijital model ortamına özgü sonuçlar içermektedir; gerçek saha testleriyle elde edilecek varyanslar ve dış etkenler ayrı bir çalışma konusudur. Yan (2020) Sanal test ortamında power-shift traktör aktarma organlarının analizine yönelik teknik altyapı oluşturulmuştur. Simülasyon tabanlı hata tespiti geliştirilmiştir[6].

Son olarak, analizler ve optimizasyonlar, iki vites kademesi (örneğin yol ve tarla modu) arasında geçiş senaryosu temelinde yapılmıştır. Çok kademeli şanzıman sistemleri, çoklu kavrama yapıları veya eş zamanlı dişli koordinasyon stratejileri bu tez kapsamının dışında tutulmuştur.

Bununla birlikte, çok kademeli şanzıman sistemleri üzerine yapılan akademik çalışmalar oldukça geniş bir literatür birikimi oluşturmuştur. Bu çalışmalar genellikle vites oranlarının seçimi, geçiş stratejileri, kavrama kontrol algoritmaları ve sistem dinamikleri üzerine yoğunlaşmakta; hem içten yanmalı motorlu hem de hibrit araçlar için geçerli sonuçlar sunmaktadır. Cai & Zhan (2022) Çoklu kavramalı power-shift sistemlerde geçiş kontrolü üzerine yoğunlaşmıştır[7]. Dang (2017) Çift kavramalı otomatik şanzımanlarda geçiş kalitesinin iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Geçiş sırasında konfor ve tork sürekliliği değerlendirilmiştir. Geçiş hızı ve örtüşme parametreleri optimize edilmiştir[8]. Ancak, tamamen elektrik tahrikli bir traktör platformu üzerinde, elektrohidrolik valf fiziksel parametrelerinin değiştirilerek vites geçiş süresinin iyileştirilmesine odaklanan özgün çalışmalar oldukça sınırlıdır. Bu bağlamda, literatürdeki genel bilgi birikimi mevcut çalışmanın teorik altyapısını desteklemekle birlikte, özellikle elektrohidrolik valfin yapısal özellikleri ile kontrol algoritmalarının eşzamanlı optimizasyonunu konu alan, elektrikli traktöre özgü kapsamlı araştırmalar henüz gelişim aşamasındadır.

Bu tez çalışmasının temel amacı, elektrik motorlu bir traktörde elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sistemini mekanik düzeyde optimize ederek vites geçiş süresini iyileştirmektir. Bu kapsamda, vites geçişi sırasında ortaya çıkan tork kayıplarının, geçiş sarsıntılarının ve senkronizasyon sorunlarının azaltılması hedeflenmektedir. Çalışma, yalnızca kontrol algoritmalarının düzenlenmesiyle değil, aynı zamanda elektrohidrolik valfin fiziksel parametrelerinin yeniden tasarlanması ve sistem dinamikleri ile uyumlu hâle getirilmesiyle çok yönlü bir çözüm yaklaşımı sunmaktadır.

Geleneksel çalışmalar genellikle vites geçiş iyileştirmesini kontrolcü düzeyinde ele alırken, bu tez çalışması elektrohidrolik valf tasarımının geometrik ve hidromekanik özelliklerinin, geçiş süresi üzerindeki etkisini sayısal olarak analiz etmektedir. Özellikle spool yapısı, piston çapı, yay sabiti ve sönümlenme katsayısı gibi mekanik parametreler, PID tabanlı kontrolcü ile birlikte sistemin genel geçiş karakteristiğini belirlemekte ve bu nedenle çok bileşenli bir optimizasyon stratejisi gerektirmektedir.

Çalışma, elektrikli traktörlerde sıfır devirden itibaren sağlanan yüksek tork üretiminin, vites geçiş stratejileri üzerindeki dinamik etkilerini de göz önünde bulundurarak; elektrohidrolik valf ile kavrama silindiri arasındaki etkileşimin milisaniyelik düzeyde hassasiyetle kontrol edilebilmesini amaçlamaktadır. Böylece hem tork aktarımı sürekliliği sağlanmakta hem de geçiş süresinin çok kısa veya çok uzun olması durumlarında oluşabilecek sistemsel problemler önlenmektedir.

Sonuç olarak bu tez, tarım makineleri sektöründe giderek artan elektrikli traktör kullanımı için, hem özgün tasarlanmış bir elektrohidrolik valf hem de sistem bütünlüğünü gözetilen bir kontrol yaklaşımı sunarak, gelecekteki akıllı tarım uygulamaları için teknik ve akademik düzeyde nitelikli bir çözüm ortaya koymayı amaçlamaktadır.

## 2. KAVRAMSAL ÇERÇEVE

Bu bölümde, çalışmanın temelini oluşturan kavramlar detaylı biçimde ele alınarak okuyucuya teorik bir zemin sunulması amaçlanmaktadır. Elektrohidrolik valf sistemlerinin yapısı ve çalışma prensiplerinden başlayarak, şanzıman sistemlerinin genel işleyişi, sınıflandırılması ve vites geçiş dinamiklerine kadar uzanan bir teknik çerçeve sunulacaktır. Aynı zamanda, vites geçiş sürelerinin neden optimize edilmesi gerektiği, bu süreçte karşılaşılan mühendislik problemleri ve bu problemlere çözüm üretmeye yönelik iyileştirme stratejileri açıklanacaktır. Bu doğrultuda, her alt başlık kendi içinde hem teorik bilgileri hem de uygulama temelli çıkarımları barındıracak şekilde yapılandırılmıştır. Böylece bu tez çalışmasında analiz edilen sistemin tüm bileşenleri, teknik detayları ve mühendislik gerekçeleriyle birlikte bütüncül bir şekilde anlaşılabilir olacaktır.

### 2.1 Elektrohidrolik Valf

Elektrohidrolik valfler, elektriksel komutları hidrolik harekete dönüştürerek mekanik sistemlerde hassas ve güçlü kontrol imkânı sağlayan, mekatronik tabanlı aktüatör bileşenleridir. Temel işlevi, bir elektronik kontrol birimi (ECU) tarafından iletilen sinyalleri yorumlayarak, hidrolik devre içerisinde akışkanın yönünü, basıncını veya debisini kontrol etmektir. Bu valfler, özellikle hareketli sistemlerde hız, kuvvet ve konum kontrolünün sağlanması gereken uygulamalarda kritik rol oynar. Modern tarım, otomotiv, havacılık, robotik ve endüstriyel otomasyon sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Elektrohidrolik valflerin çalışma prensibi, elektrik–hidrolik dönüşüm mekanizmasına dayanır. Sistem genellikle üç ana bileşenden oluşur: bir elektromanyetik bobin, bir hareketli spool (makara/mil) ve bir hidrolik geçiş gövdesi. Elektronik kontrol biriminden gelen komut, çoğunlukla PWM (Pulse Width Modulation) veya voltaj seviyesi şeklinde bobine iletilir. Bobin, bu sinyali elektromanyetik bir çekim kuvvetine dönüştürerek içerdeki spool elemanını lineer olarak hareket ettirir.

Spool'un pozisyonu, valfin içinde bulunan giriş ve çıkış portları arasındaki hidrolik geçiş yollarını belirler. Örneğin, spool ileri hareket ettiğinde, basınçlı yağ bir hatta yönlendirilirken, geri hareketinde başka bir hatta geçiş yapılabilir. Bu yönlendirme sayesinde, valfin kontrol ettiği çift etkili bir silindir ileri ya da geri hareket ettirilebilir. Eğer valf orantısal (proportional) ya da servotip özellikte ise, spool hareketi sadece iki uç konum

arasında değil; ara konumlarda da hassas şekilde ayarlanabilir. Bu, akışkan debisinin sürekli kontrolünü ve dolayısıyla kavrama ya da aktüatörün konum/hız kontrolünü mümkün kılar.

Elektrohidrolik valfler, yapılarına, kontrol karakteristiklerine ve fonksiyonlarına göre çeşitli sınıflara ayrılmaktadır. Bu sınıflandırma, sistem gereksinimlerine uygun valf seçimini belirlemek için temel bir mühendislik yaklaşımıdır.

Yön kontrol valfleri, hidrolik akışkanın sistem içindeki yönünü kontrol etmek amacıyla kullanılır. Spool (makara) yapısı sayesinde giriş ve çıkış portları arasında akış yolları açılır veya kapanır, 2/2, 3/2, 4/2, 4/3 gibi yapısal varyantlara sahiptir. Çift etkili silindirlerin kontrolü, ileri-geri sürüş yönü değişimleri, kavrama silindiri yönlendirmesinde rol alırlar.

Basınç kontrol valfleri, bu valfler sistem içindeki hidrolik basıncı belirli sınırlar içinde tutmak için tasarlanmıştır. Genellikle basınç düşürücü, basınç tahliye ya da yük dengeleme valfleri olarak yapılandırılırlar. Kavrama sistemlerinde aşırı basınca karşı koruma, hassas geçişlerde sabit basınç sağlamakta görev alırlar.

Debi (Akış) kontrol valfleri, bu valfler, sistemdeki akışkan debisini yani akış hızını düzenlemek için kullanılır. Spool pozisyonu değiştikçe valf açıklığı artar veya azalır, böylece debi ayarlanır. Orantılı ve oransal olmayan türleri mevcuttur.

Oransal valfler, bu valfler, giriş sinyalinin büyüklüğüne bağlı olarak spool konumunu ve dolayısıyla debi/basıncı kademeli biçimde ayarlar. Giriş voltajına orantılı çıkış davranışı sergiler.

Servo valfler, en hassas elektrohidrolik valf türüdür. Kapalı çevrim kontrolle çalışır ve genellikle pozisyon, hız veya kuvvet gibi büyüklüklerin yüksek doğrulukla kontrolü için kullanılır. Çift kademeli (pilot-ana valf yapısı) olabilir.

Elektrohidrolik valflerin mühendislik açısından değerlendirilmesinde birinci derecede önemli parametreler arasında spool-orifis geometrisi, akış karakteristik eğrisi, spool pozisyonlama hassasiyeti, yay sertliği, sürtünme katsayısı ve valfin tepkime süresi yer alır. Sistem dinamikleri açısından spool'un konumu ile çıkış debisi arasındaki ilişki genellikle doğrusal olmayıp, giriş sinyaline karşılık gelen akış oranı bir transfer fonksiyonu ile modellenebilir. Bu nedenle, valflerin sistem tepkisi frekans cevabı, gecikme süresi ve geçiş zamanı gibi mühendislik kriterleriyle değerlendirilir. Elektrohidrolik valfler, geniş bir kullanım yelpazesine sahiptir. Özellikle şu alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Tarım

Makineleri; Traktör vites geçiş sistemleri, kuyruk mili (PTO) kontrolü, direksiyon destek sistemleri, dikey/hidrolik kaldırma sistemleri. Otomotiv Endüstrisi; Otomatik ve yarı otomatik şanzımanlar, süspansiyon kontrol sistemleri, direksiyon sistemleri. Endüstriyel Otomasyon; Pres makineleri, CNC sistemleri, üretim hatlarında hidrolik kuvvet uygulamaları. İnşaat ve İş Makineleri; Ekskavatörler, yükleyiciler, vinçler gibi ağır iş makinelerinde hareket kontrolü. Havacılık ve Savunma; Uçak iniş takımları, flap sistemleri, tanksavar sistemleri[9].

## 2.2 Şanzıman Sistemleri

Şanzımanlar, motor tarafından üretilen dönel hareketi ve torku, uygulamanın ihtiyaç duyduğu hız ve kuvvet karakteristiğine göre dönüştürerek tekerleklere veya iş makinelerine ileten güç aktarma organlarıdır. Traktör gibi çok yönlü çalışma koşullarına sahip araçlarda, şanzıman sistemleri yalnızca hız kontrolü değil; aynı zamanda yük altında tork yönetimi, çekiş kontrolü ve enerji verimliliği açısından da hayati bir rol üstlenmektedir. Motor ile çıkış mili arasındaki bu enerji aktarımı, farklı dişli oranlarının seçilerek devreye alınmasıyla sağlanır. Dişli oranı seçimi, traktörün mevcut çalışma koşuluna göre uygun tork ve hız değerlerini üretmesini mümkün kılar.

Şanzıman yapıları, işlevsel olarak farklı prensiplere göre tasarlanmakta ve traktörün kullanım amacına göre değişen çeşitlilik göstermektedir. Geleneksel sistemlerde sıkça kullanılan manuel (senkromeçli) şanzımanlar, operatörün mekanik kollar aracılığıyla doğrudan vites değiştirmesine imkân tanıyan basit yapıları sistemlerdir. Bu sistemlerin avantajı yapısal sadelik ve düşük maliyet iken, ağır yük altında vites geçişinde yaşanan tork kesintisi ve geçiş sarsıntısı önemli bir dezavantaj oluşturmaktadır. Bu tür eksiklikler, modern tarım uygulamalarında gelişmiş şanzıman sistemlerine olan ihtiyacı doğurmuştur.

Bu bağlamda geliştirilen Power Shift Transmission (PST) sistemleri, çoklu kavramalar ile çalışan elektrohidrolik yapılar kullanılarak güç akışını kesmeden vites değişimi yapılmasına olanak tanır. PST sistemleri, tarla-yol modu geçişi, sürüngen (creeper) dişlisi ya da shuttle fonksiyonu gibi alt modüllerle desteklenerek hem düşük hem yüksek hız gerektiren uygulamalarda esneklik sunar. Öte yandan, Automated Manual Transmission (AMT) sistemleri, manuel şanzımanın mekanik yapısını korurken vites geçişi ve debriyaj kontrolünü elektronik hale getirerek otomatikleştiren sistemlerdir. Bu sistemler, mekanik verimliliği korurken, operatör bağımlılığını azaltarak kullanım kolaylığı sağlar.

Yeni nesil traktörlerde giderek artan bir diğer sistem ise CVT, yani sürekli değişken oranlı şanzımanlardır. CVT yapılarında sabit dişli geçişleri yerine, motor devri ile uyumlu şekilde kesintisiz oran değişimi sağlanır. Henüz tarım sektöründe sınırlı düzeyde uygulamaya sahip olsa da, CVT sistemleri hassas hız kontrolü gereken işlemler için önemli bir potansiyel barındırmaktadır.

Vites geçiş süreçleri, şanzıman yapısının türüne göre manuel, yarı otomatik veya tam otomatik şekilde gerçekleşmektedir. Manuel sistemlerde operatör, debriyaj pedalını kullanarak motorla şanzıman arasındaki bağlantıyı keser ve ardından mekanik vites kolu aracılığıyla uygun kademeyi seçer. Yarı otomatik sistemlerde ise operatörün vites seçimi yaptığı ancak debriyajın elektronik olarak kontrol edildiği yapı söz konusudur. Tam otomatik şanzımanlarda ise tüm süreç elektronik kontrol ünitesi (ECU) tarafından yürütülür; motor devri, hız, yük durumu ve pedal konumu gibi parametreler analiz edilerek vites geçişi gerçekleştirilir.

Bu geçişin başarımı, üç temel dinamik ile doğrudan ilişkilidir: geçiş zamanlaması, geçiş süresi ve tork örtüşmesi. Geçişin doğru zamanda yapılması, sistemde tork kesintisini ve sarsıntıyı minimize ederken; sürenin çok uzun ya da çok kısa olması sistem dengesini bozabilir. Ayrıca eski ve yeni dişli oranları arasında tork aktarımı örtüşmeli, ani değişimlerden kaçınılmalıdır. Bu noktada elektrohidrolik valfler, kavrama diskleri ve kontrol algoritmaları ile entegre çalışan sistemler, geçişin yumuşak ve kararlı yapılmasını sağlayan kritik bileşenlerdir.

Elektrikli motorla tahrik edilen traktörlerde, şanzıman sistemi bazı açılardan daha farklı tasarım gerekliliklerine sahiptir. Elektrik motorlarının sıfır devirden itibaren maksimum tork üretebilmesi, klasik motorlara kıyasla daha az vites geçişine ihtiyaç duymalarına neden olabilir. Ancak sistemin verimliliğini maksimize etmek, ısı dengesi sağlamak ve sürüş hassasiyetini artırmak amacıyla çok kademeli şanzımanlar hâlâ gereklidir. Bununla birlikte, elektrikli motorların ani devir değişimlerine verdiği yüksek tepkiler, vites geçiş senaryolarında milisaniyelik düzeyde kontrol zorunluluğu doğurmaktadır.

Şanzıman tasarımında kullanılan dişli tahvil oranları da vites geçiş dinamiklerini önemli ölçüde etkiler. Oranlar arasındaki fark büyüdükçe, kavrama sistemlerinin uyumu zorlaşmakta ve geçiş süresi uzamaktadır. Bu nedenle geçiş stratejilerinde tahvil oranlarının optimum seçimi, sistem tepkisi açısından kritik bir öneme sahiptir. Özellikle elektrohidrolik

sistemlerde, valf akış karakteristiği, spool pozisyonu ve piston hareket süresi gibi parametrelerin, dişli oranlarına uygun şekilde zamanlanması gerekmektedir.

Sonuç olarak, traktörlerdeki şanzıman sistemleri, yalnızca mekanik güç aktarımı değil; aynı zamanda enerji yönetimi, tork kontrolü, sürüş konforu ve sistem ömrü üzerinde doğrudan etkili olan entegre yapılardır. Elektrikli traktör uygulamalarında, bu sistemlerin elektrohidrolik valflerle ve gelişmiş kontrol algoritmalarıyla desteklenerek daha hassas, daha hızlı ve daha kararlı bir geçiş karakteristiği sunması mümkün hale gelmiştir[10].

**Tablo 2.1.** Şanzıman sistemlerinin karşılaştırılması

Şanzıman Tipi	Kontrol Yöntemi	Vites Geçiş Süresi	Avantajı	Dezavantajı
Manuel	Mekanik	Yüksek	Basit yapı	Operatör bağımlılığı
PST	Elektrohidrolik	Orta – Düşük	Hızlı kontrol	Yüksek maliyet
AMT	Elektronik	Düşük	Yüksek verim, konfor	Karmaşık yapı
CVT	Sürekli değişken	Geçiş yok	Konforlu hız kontrolü	Tarımda sınırlı yaygınlık

### 2.3 Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU)

Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU), modern araç teknolojilerinde sensör verilerini işleyerek sistem davranışlarını gerçek zamanlı şekilde yöneten, mikrodenetleyici tabanlı bir kontrol altyapısıdır. Traktörler gibi çok fonksiyonlu iş makinelerinde ECU, yalnızca motorun yönetiminden değil; aynı zamanda vites geçişi, kavrama kontrolü, PTO kontrolü, diferansiyel kilidi, fren sistemleri ve hidrolik fonksiyonlar gibi birçok alt sistemin koordinasyonundan da sorumludur. Bu kapsamda ECU’lar, modern tarım makinelerinde “akıllı aktarma organı yönetimi”nin merkezinde yer alarak, mekanik sistemleri yüksek hassasiyetle yönlendirme görevini üstlenir.

Vites geçişi özelinde bakıldığında, ECU’nun temel görevi; motor devri, tekerlek hızı, kavrama durumu, pedal konumu, tork talebi ve yük durumu gibi çok sayıda sensör verisini değerlendirerek en uygun vites oranını belirlemek ve geçişi kontrol etmektir. Bu karar süreci genellikle çeşitli kontrol algoritmaları (örneğin PID, fuzzy logic, genetik algoritma) ile desteklenmekte ve elektrohidrolik valf gibi aktüatörler üzerinden mekanik sistemlere aktarılmaktadır. ECU, bu bağlamda sadece bir karar verici değil; aynı zamanda bir sinyal işleyici ve aktüatör tetikleyici olarak görev yapmaktadır.

ECU'nun vites geçişindeki başarımı, zamanlama hassasiyeti ve kontrol stratejisinin doğruluğu ile doğrudan ilişkilidir. Örneğin, geçişin fazla erken yapılması motor torkunun yeterince artmadan yeni vitese geçilmesine ve çekiş kaybına; geç kalınması ise motorun gereksiz yüksek devirde çalışmasına ve enerji verimsizliğine yol açabilir. Bu gibi senaryolarda ECU, sensör verilerini sürekli olarak izleyerek geçişin ideal zamanlamasını belirler ve elektrohidrolik valfe iletilen komutun süresini, genliğini ve frekansını bu karar doğrultusunda düzenler. Böylece geçiş süreci sırasında tork örtüşmesi sağlanır, sarsıntı azaltılır ve sistem tepkisi optimize edilir.

Özellikle elektrikli motorla tahrik edilen traktörlerde, ECU'nun önemi daha da artmaktadır. Çünkü elektrik motorları sıfır devirden itibaren anlık tork üretebilir ve bu durum vites geçiş stratejilerini doğrudan etkiler. ECU'nun bu motor karakteristiğiyle uyumlu çalışması, geçiş zamanlamasının milisaniyelik düzeyde yapılmasını ve elektrohidrolik valfin buna uygun şekilde tetiklenmesini zorunlu kılar. Bu bağlamda ECU, sadece sabit kurallar uygulayan birim değil; adaptif ve önleyici kararlar verebilen gelişmiş bir sistem zekâsı ile entegre çalışmalıdır.

Modern ECU sistemleri, aynı zamanda controller area network (CAN Bus) veya local interconnect network (LIN) gibi haberleşme protokolleri ile traktör içerisindeki diğer kontrol üniteleriyle haberleşir. Bu entegrasyon sayesinde motor kontrol birimi, şanzıman kontrol ünitesi, hidrolik kontrol modülü gibi alt sistemler arasında eşgüdüm sağlanır. Özellikle vites geçişi gibi hassas zamanlamaya sahip işlemlerde bu tür haberleşme altyapısı, veri iletim gecikmelerini minimize ederek geçiş kalitesini artırır.

Sonuç olarak ECU, elektrohidrolik kontrollü şanzıman sistemlerinin beyni konumundadır. Yalnızca sensör verilerini okuyup aktüatörleri tetikleyen bir birim olmanın ötesinde; çok değişkenli sistemleri yöneten, uyarlamalı kararlar alan ve geçiş stratejilerini gerçek zamanlı olarak optimize eden bir mühendislik sistemidir. Bu nedenle, vites geçiş iyileştirmesine yönelik her çalışmada ECU'nun karar alma mekanizması, sinyal işleme kapasitesi ve kontrol algoritması seçimi, sistem başarımını doğrudan etkileyen temel unsurlar arasında yer alır[11].

#### **2.4 Vites Geçişi İyileştirme Yaklaşımı**

Traktör gibi ağır hizmet tipi tarım araçlarında, vites geçiş süreci yalnızca bir hız kademesinin değişimi anlamına gelmemekte; aynı zamanda sistemin tork üretimi, çekiş kararlılığı, enerji verimliliği ve sürüş konforu üzerinde doğrudan etkili olmaktadır. Özellikle

modern tarımsal uygulamalarda operatörsüz ya da yarı otomatik sistemlere geçiş hızlandıkça, vites geçişlerinin hızlı, sarsıntısız ve tork kesintisi olmadan gerçekleştirilmesi bir zorunluluk hâline gelmiştir. Vites geçiş optimizasyonu da bu noktada, sistemin geçici rejim koşullarında performans kaybını en aza indirmek, sürüş ergonomisini iyileştirmek ve mekanik ömür üzerinde olumlu etkiler yaratmak amacıyla gündeme gelmektedir.

Vites geçiş optimizasyonu çalışmaları çoğunlukla üç ana eksenle ele alınır: kontrolcü algoritmaların iyileştirilmesi, mekanik ve hidrolik bileşenlerin fiziksel optimizasyonu ve bu iki yapının eş zamanlı değerlendirilerek sistem bütünlüğü içinde optimize edilmesi. Kontrolcü algoritmalarında yapılan iyileştirmeler, genellikle PID, bulanık mantık, genetik algoritma veya LQR gibi yöntemlerle valf ya da kavrama mekanizmasına gönderilen tetikleme sinyallerinin zamanlamasını ve genliğini iyileştirmeye odaklanır. Bu sayede, vites değişimi esnasında motor devri ve yük durumu gibi değişkenler dikkate alınarak daha uygun geçiş senaryoları oluşturulur.

Ancak sadece yazılım parametrelerinin düzenlenmesi, fiziksel sistem dinamiklerinin göz ardı edilmesi durumunda yeterli performans kazancı sağlamaz. Bu nedenle, elektrohidrolik valfin spool geometrisi, orifis çapı, yay sertliği, piston yüzeyi gibi fiziksel parametreleri de geçiş performansını belirleyen önemli değişkenler olarak değerlendirilmelidir. Hidrolik hatlardaki akış hızı, basınç tepkisi, sönümlenme katsayısı gibi faktörler doğrudan geçiş süresine ve geçişin sarsıntısızlığına etki eder. Bu tür fiziksel değişkenlerin sistem yanıtına uygun şekilde ayarlanması, sadece geçiş süresinin değil aynı zamanda geçiş kalitesinin de iyileştirilmesini mümkün kılar.

Bu iyileştirme çalışmalarının özellikle elektrik motorlu traktörlerde daha kritik bir hâl aldığı görülmektedir. Elektrik motorları sıfır devirden itibaren yüksek tork üretme kapasitesine sahiptir ve bu durum, vites geçişlerinin zamanlaması açısından milisaniye düzeyinde bir hassasiyet gerektirir. Geçişin çok kısa olması, kavrama mekanizmalarının tam senkronize olamadan devreye girmesine neden olurken, fazla uzun olması durumunda ise tork kesintisi, motor devrinde dengesizlik ve çekiş kaybı gibi sorunlar ortaya çıkabilir. Dolayısıyla, elektrikli tahrik sistemine sahip araçlarda vites geçiş optimizasyonu hem enerji verimliliği hem de sistem kararlılığı açısından çok daha hassas bir mühendislik çözümüne ihtiyaç duyar.

Sonuç olarak, vites geçiş iyileştirmesi yalnızca elektronik kontrolcülerini değil; aynı zamanda valf tasarımı, hidrolik sistem yanıtı ve mekanik kavrama bileşenlerini kapsayan

çok yönlü bir mühendislik problemidir. Bu bağlamda yapılacak bütüncül optimizasyonlar sayesinde, traktör şanzıman sistemlerinde daha yüksek performans, düşük enerji tüketimi ve uzun sistem ömrü sağlamak mümkün hâle gelmektedir. Bu tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmanın da temel hedefi, elektrohidrolik valf sisteminin fiziksel parametreleri üzerinden vites geçiş süresini ideal aralığa çekerek sistemin genel verimliliğini artırmaktır[1][2][7][8].

## 2.5 Önceki Çalışmalar

Elektrohidrolik sistemlerin tarımsal makinelerde kullanımıyla birlikte, vites geçiş süreçlerinin iyileştirilmesine yönelik çalışmalar da giderek artmıştır. Bu alandaki araştırmalar genellikle kontrol algoritmalarının geliştirilmesi, kavrama senaryolarının modellenmesi ve elektrohidrolik bileşenlerin dinamik performanslarının analizi üzerine odaklanmıştır. Özellikle içten yanmalı motorla çalışan traktörler üzerinde yapılan çalışmalarda PID, bulanık mantık, genetik algoritma gibi çeşitli denetleyici yapılar kullanılarak geçiş süresinin ve sarsıntının azaltılması hedeflenmiştir. Bununla birlikte, elektrohidrolik valflerin fiziksel parametreleri ile kontrol algoritmalarının birlikte optimize edilmesine dair literatürde hâlen önemli boşluklar bulunmaktadır. Elektrik motorlu traktörlerin farklı tork karakteristiği ve dinamik yanıt süresi göz önünde bulundurulduğunda, klasik yaklaşımların yetersiz kaldığı durumlar ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle bu bölümde, elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sistemleri üzerine yapılmış temel ve güncel çalışmalar incelenerek, mevcut bilgi birikiminin genel bir görünümü sunulacak ve bu tez çalışmasının literatürdeki konumunu belirleyecek değerlendirmelere yer verilecektir.

Son yıllarda otomatik ve yarı otomatik şanzıman sistemlerinin gelişimi, tarım ve iş makineleri başta olmak üzere birçok ağır hizmet aracında sürüş konforunun artırılması, yakıt tüketiminin azaltılması ve operatör müdahalesinin en aza indirilmesi gibi önemli avantajlar sunmuştur. Bu gelişimde en kritik unsurlardan biri, vites geçiş süreçlerinin hassas ve hızlı bir şekilde yönetilebilmesidir. Vites geçiş anında oluşabilecek tork dalgalanmaları, gecikmeler veya sarsıntılar hem sistem performansını olumsuz etkileyebilmekte hem de mekanik bileşenlerin ömrünü kısaltabilmektedir.

Bu bağlamda, elektrohidrolik valfler kullanılarak gerçekleştirilen vites geçiş kontrolü, hem doğruluk hem de tepki süresi açısından yüksek potansiyel sunmaktadır. Gelişmiş kontrol algoritmaları (örneğin PID, PSO, öngörücü kontrol vb.) ile desteklenen bu sistemler, özellikle elektrohidrolik aktüatörlerle donatılmış şanzımanlarda daha etkin bir geçiş stratejisi sağlamaktadır. Bu bölümde, elektrohidrolik valf kontrollü sistemler aracılığıyla vites geçiş

performansının iyileştirilmesine yönelik yapılmış bilimsel çalışmalar incelenmektedir. Amaç, mevcut literatürü teknik yönden analiz etmek; kullanılan modelleme yaklaşımlarını, kontrol stratejilerini, karşılaşılan problemleri ve önerilen çözüm yollarını ortaya koyarak bu tez çalışmasının bilimsel arka planını oluşturmaktır.

Bu kapsamda yapılan literatür incelemesi, elektrohidrolik valf tabanlı vites geçiş sistemlerinin hem kontrol stratejileri hem de sistemin fiziksel ve mekanik bileşenlerinde yapılan iyileştirmeler üzerinden değerlendirilmesini kapsamaktadır. İncelenen akademik çalışmalarda kullanılan modelleme yaklaşımları, kontrol algoritmaları (özellikle PID ve optimizasyon tabanlı yöntemler) ile birlikte valf yapısı, piston geometrisi, akış-kanal düzeni ve sistem tepkilerini etkileyen parametrelerin rolü ayrıntılı şekilde analiz edilmiştir. Aşağıda sıralanan her çalışma, yöntemi ve bulguları çerçevesinde ayrı ayrı ele alınmış, bu tez çalışmasında izlenen iyileştirme yaklaşımına bilimsel zemin oluşturacak biçimde değerlendirilmiştir.

### **2.5.1 Mekanik Parametrelerin Sistem Performansına Etkisi**

Otomatik şanzımanlarda vites geçiş süresi, doğruluk ve kararlılık gibi performans ölçütleri yalnızca kontrol algoritmalarına değil, sistemin fiziksel bileşenlerinin tasarımına da doğrudan bağlıdır. Elektrohidrolik kavrama sistemlerinde kullanılan valf geometrisi, yay karakteristikleri, piston alanı ve orifis çapı gibi mekanik parametreler, hidrolik akış ve basınç dinamiklerini belirleyerek geçişin pürüzsüzlüğünü ve hızını etkiler. Bu bölümde yer alan çalışmalar, valf ve kavrama sistemlerinin fiziksel yapısının vites geçiş davranışı üzerindeki etkisini modelleme ve analiz yöntemleriyle inceleyerek, mekanik düzeyde gerçekleştirilen iyileştirmelerin sistemin genel tepkisini nasıl dönüştürebileceğini ortaya koymaktadır. Böylece, bu parametrelerde yapılacak tasarım değişikliklerinin, elektrohidrolik geçiş sistemlerinde optimizasyon stratejilerine nasıl entegre edilebileceği detaylı şekilde değerlendirilmektedir.

Elektrohidrolik sistemlerin başarımı yalnızca kontrol algoritmalarıyla değil, bu sistemlerin bileşenlerinin fiziksel ve yapısal özellikleriyle de doğrudan ilişkilidir. Özellikle valf çapı, yay kuvveti, makara geometrisi, orifis açıklığı ve strok uzunluğu gibi mekanik parametreler, basınç regülasyonu, sistem kararlılığı ve tepki süresi üzerinde önemli rol oynamaktadır. Aşağıda özetlenen çalışma, yüksek güçlü otomatik şanzımanlarda kullanılan basınç kontrol valfinin sistem kararlılığı gözetilerek optimize edilmesini konu almakta ve

sistemin tüm çalışma döngüsünde dinamik doğruluk ile kararlılığı aynı anda sağlamayı hedeflemektedir.

Jian ve arkadaşları tarafından yürütülen bu çalışma, yüksek güçlü otomatik şanzıman sistemlerinde kullanılan elektrohidrolik kavrama aktüatör sisteminin basınç kontrol valfinin kararlılık dikkate alınarak optimize edilmesini konu almaktadır. Kavrama sırasında istenilen geçiş kalitesinin sağlanması için sistemin sadece hızlı yanıt vermesi değil, aynı zamanda dinamik olarak stabil kalması da zorunludur. Bu çalışmada, valf makarasının hareketi ile sistemdeki akışkan dinamikleri arasındaki etkileşimden kaynaklanan kendiliğinden titreşimlerin (self-excited vibration) sistem performansını bozabileceği gösterilmiş ve bu problemi çözmek için optimizasyon tabanlı sistem tasarımı önerilmiştir.

Modelleme aşamasında elektrohidrolik kavrama sistemi üç temel bileşen olarak ele alınmıştır: solenoid valf, pilot kontrollü basınç düşürücü valf (PRV) ve kavrama pistonu. Valve spool hareketi, yay kuvveti, hidrolik kuvvet, akış kuvveti ve darbe etkileri göz önüne alınarak modellenmiş; çıkış basıncı, pilot basıncı ve piston konumu gibi parametreler Simulink ortamında tanımlanmıştır. Model dokuz durum değişkeni üzerinden tanımlanan yüksek mertebeli doğrusal olmayan bir sistemdir.

Stabilite analizi, orifis çapı ve pilot basıncın sistem kararlılığı üzerindeki etkilerini ortaya koyan tek ve iki parametrelili bifurkasyon analizleriyle gerçekleştirilmiştir. Kritik orifis çapının aşılması durumunda sistemin kararsız hale geldiği ve bu nedenle parametre uzayında güvenli sınırların dışına çıkılmaması gerektiği vurgulanmıştır. Bu kararlılık sınırı, optimizasyon sürecine doğrudan kısıt olarak dahil edilmiştir.

Çalışmanın önemli katkılarından biri, parametre duyarlılık analizidir. Deney tasarımı (DOE) yöntemi kullanılarak yay katsayısı ( $k_1$ ), ön sıkıştırma miktarı ( $x_0$ ), inlet port overlap ve orifis çapı gibi parametrelerin kararlılık sınırı üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Sonuçlar, özellikle inlet port overlap parametresinin sistemin kararlılık sınırı üzerinde en büyük etkiye sahip olduğunu göstermiştir.

Optimizasyon süreci, karınca sürü optimizasyonuna dayalı PSO algoritması ile gerçekleştirilmiştir. Kararlılık sınırları, mekanik tasarım kısıtları ve akışkan dinamikleri göz önüne alınarak minimize edilen kriter, ITAE (Integral Time Absolute Error) olarak belirlenmiştir. PSO ile yapılan optimizasyonda, kararlılık kısıtı dikkate alındığında yükselme süresi yaklaşık 55 ms'ye düşmüş, bu da optimize edilmemiş sisteme göre %45 iyileşme

anlamına gelmiştir. Kararlılık dikkate alınmadan optimize edilen sistem ise daha kısa yanıt süresi sunsa da titreşimli ve dengesiz basınç eğrileri üretmiştir.

Modelin geçerliliği, kurulan deneysel test düzeneğinde alınan verilerle doğrulanmıştır. Basınç yanıtı ve açık çevrim kontrol altında gerçekleştirilen vites geçiş simülasyonları, optimize edilen parametrelerin simülasyon ve deney düzeyinde uyumlu sonuçlar verdiğini göstermiştir. Kararlılık dikkate alınarak optimize edilen sistem, titreşimsiz basınç eğrileriyle daha kaliteli bir vites geçişi sağlamıştır.

Otomotiv güç aktarım sistemlerinde vites geçiş sürecinin hem hızlı hem de pürüzsüz gerçekleşmesi, yalnızca kontrolcü tasarımıyla değil, sistemin mekanik yapısındaki mimari ve bileşen optimizasyonlarıyla da sağlanabilmektedir. Kavrama kontrolü, tork yönetimi ve geçiş senkronizasyonu gibi kritik alanlar, bu sistemlerin mekanik ve mekatronik bütünlüğü içerisinde değerlendirilmelidir. Aşağıda özetlenen doktora tezi, otomotiv tahrik sistemlerinin tüm katmanlarında hem mekanik hem kontrol tabanlı çözümleri birleştiren çok kapsamlı bir yaklaşım sunmaktadır[12].

Xingyong Song tarafından gerçekleştirilen bu doktora tezi, hem konvansiyonel hem de hibrit araçlara uygulanabilir nitelikte bir otomotiv tahrik sistemi kontrol yapısı geliştirmeyi amaçlamaktadır. Temel motivasyon, sürüş konforunu bozmadan vites geçişlerini enerji verimliliği yüksek bir biçimde gerçekleştirmektir. Bu kapsamda çalışma üç temel seviyede yapılandırılmıştır: kavrama düzeyi, tahrik hattı düzeyi ve sistem seviyesi. Her seviyede hem mekanik yapıların tasarımı hem de kontrol algoritmalarının senkronize biçimde optimize edilmesi hedeflenmiştir.

İlk aşamada, kavrama sisteminin fiziksel tasarımına odaklanılmış, özellikle “ball capsule” olarak adlandırılan dolum mekanizması modellenmiştir. Sistem dinamikleri doğrultusunda, dolum fazında oluşan basınç değişimleri için dinamik programlama yöntemiyle optimal basınç profili elde edilmiştir. Ayrıca, bu fazda kullanılacak açık döngü dolum stratejileri ile birlikte geri beslemeli kayma modlu kontrol yapısı geliştirilmiştir. Bu kontrol yapısı, doğrudan basınç ölçümüne dayalı olarak kavrama torkunu ayarlamayı hedeflerken, aynı zamanda düşük sayıda sensörle çalışabilecek yeni bir hidromekanik geri besleme mekanizması da önerilmiştir.

İkinci aşamada, otomatikleştirilmiş manuel şanzıman (AMT) sistemleri için motor torku ve kavrama momenti arasındaki senkronizasyon üzerine çalışılmıştır. Bu bağlamda, vites geçişi sırasında hem geçiş pürüzsüzlüğü hem de enerji verimliliği göz önüne alınarak

optimal kontrol profilleri geliştirilmiştir. Tezde, bu aşamadaki kontrol yapıları zamanla değişen sistem parametreleri altında test edilmiş ve dinamik programlama ile en uygun vites geçiş senaryoları elde edilmiştir.

Üçüncü ve en üst seviyede ise hibrit tahrik sistemlerinde karşılaşılan periyodik tork dalgalanmalarının bastırılmasına odaklanılmıştır. Hibrit sistemlerdeki sık motor açma-kapama senaryoları, tork kesintileri ve titreşimler oluşturmaktadır. Bu problemin çözümünde tez, iç model kontrol (IMC) yapısı üzerine kurulu, düşük mertebeli ancak oldukça dayanıklı bir dengeleyici geliştirmiştir. Söz konusu denetleyici, periyodik ve zamanla değişen genlikli sinyallerin bastırılmasında etkili olmuş ve kontrol performansı açısından klasik PID yapılarının çok ötesinde sonuçlar vermiştir.

Çalışmanın en önemli katkılarından biri, elektrohidrolik kavrama kontrolünden başlayarak tüm güç aktarım zincirini kapsayan bütünsel bir sistem yaklaşımı sunmasıdır.

Elektrohidrolik kavrama sistemleri, otomatik ve otomatikleştirilmiş şanzıman yapılarında vites geçişinin başarımı açısından en kritik bileşenlerden biridir. Bu sistemlerin dinamik tepkisi, yalnızca uygulanan kontrol algoritmalarına değil, aynı zamanda valf yapısı, piston geometrisi ve akış karakteristikleri gibi fiziksel parametrelere doğrudan bağlıdır. Aşağıda özetlenen çalışma, elektrohidrolik ıslak kavramaların dinamik modellenmesi ve kontrol stratejilerine yönelik kapsamlı bir yaklaşım sunmaktadır[13].

Morselli ve arkadaşları tarafından 2003 yılında Intelligent Transportation Systems konferansında sunulan bu çalışma, otomatik şanzımanlarda kullanılan elektrohidrolik ıslak kavrama sistemlerinin dinamik modellenmesini ve kontrol edilebilirliğini analiz etmektedir. Çalışmanın temel amacı, kavrama sisteminin dinamik davranışlarını doğru şekilde temsil edebilecek bir model oluşturmak ve bu model üzerinden sistem performansını artıracak kontrol stratejilerini değerlendirmektir.

Modelleme sürecinde, sistemin üç temel bileşeni detaylı şekilde ele alınmıştır: elektrohidrolik oransal valf, piston-silindir mekanizması ve ıslak kavrama grubu. Valf modellemesinde spool pozisyonu, akış oranı ve basınç tepkisi arasındaki ilişkiler belirlenmiş; valf üzerindeki yay kuvveti, hidrolik kuvvet ve sürtünme etkileri göz önünde bulundurulmuştur. Kavrama modeli, Newton'un ikinci yasasına dayalı olarak piston hareketi ile tanımlanmış ve sistemdeki yağ hacmi, sıkıştırılabilirlik, sızıntı ve boşluk hacimleri gibi hidrolik parametrelerle zenginleştirilmiştir. Bu modelleme yapısı, Simulink ortamında blok diyagram temelli şekilde uygulanmıştır.

Çalışmada önerilen kontrol stratejisi ise, referans basınç değerlerine hızlı, sarkmasız ve kararlı şekilde ulaşmayı hedeflemektedir. PID kontrol temelli açık çevrim yapıya ek olarak, sistem gecikmeleri ve hidrolik esneklikler dikkate alınarak gelişmiş zamanlayıcı ve kompensasyon teknikleri önerilmiştir. Simülasyon sonuçları, önerilen modelin gerçek sistem davranışlarını başarıyla temsil ettiğini göstermiş; sistemin dolmuş ve boşaltım evrelerindeki basınç ve kuvvet eğrileri, endüstriyel uygulamalarla karşılaştırılabilir düzeyde doğruluk sunmuştur[14].

### **2.5.2 PID ve Evrimsel Algoritma Tabanlı Kontrol Yaklaşımları**

Vites geçişlerinde kontrol doğruluğu, sistemin hedeflenen tork aktarım profilini zamanında ve kararlı şekilde sağlayabilmesine bağlıdır. PID gibi klasik kontrolcüler, sistemde oluşabilecek aşım, gecikme veya salınımları azaltmakta belirli sınırlara sahiptir. Bu nedenle, PID kontrolünün evrimsel algoritmalar (Genetik Algoritma, Parçacık Sürü Optimizasyonu) ile optimize edilmesi; geçiş süresinin kısaltılması, aşım oranının düşürülmesi ve izleme hatasının azaltılması açısından önemli fırsatlar sunar. Bu bölümde incelenen çalışmalar, elektrohidrolik sistemlerde PID parametrelerinin gelişmiş optimizasyon yöntemleriyle ayarlanmasının, vites geçiş kalitesine olan katkılarını teorik ve deneysel olarak ortaya koymaktadır.

Balau ve çalışma arkadaşları (2011) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, otomatik şanzıman sistemlerinde kullanılan elektrohidrolik aktüatörlü bir ıslak kavrama sisteminin matematiksel modellenmesi ve kontrolü ele alınmıştır. Otomatik şanzımanlı araçlarda vites geçişlerinin başarımı, doğrudan kavrama sisteminin dinamik özelliklerine bağlıdır. Bu nedenle, özellikle ıslak tip kavrama sistemlerinde hem geçiş süresini azaltmak hem de geçiş sırasında oluşabilecek titreşimleri ve konforsuzlukları engellemek adına hassas kontrol gereklidir. Bu çalışmada, Volkswagen DQ250 tipi şanzımanla entegre edilen özel tasarım bir elektrohidrolik valf aracılığıyla kontrol edilen kavrama sisteminin doğrusal bir giriş-çıkış modeli geliştirilmiş ve bu model üzerinden kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Çalışmanın temel amacı, hem model doğruluğunu sağlamak hem de ağ tabanlı sistemlerde karşılaşılan değişken zaman gecikmelerine karşı dayanıklı bir kontrol stratejisi geliştirmektir.

Modelleme sürecinde, elektrohidrolik valfin fiziksel ilkelerine dayalı olarak oluşturulan sistem; şarj ve deşarj fazlarında hidrolik kuvvet, manyetik kuvvet ve plunger hareketi arasındaki ilişkiye göre tanımlanmıştır. Valfin çıkışındaki basınç, piston deplasmanı ve akış karakteristikleri denklemlerle temsil edilerek, bu dinamikler MATLAB/Simulink

ortamında simülasyon modeli olarak uygulanabilir hale getirilmiştir. Modelde kullanılan parametreler, Continental Automotive Romania tarafından sağlanan DQ500 tipi elektrohidrolik valf ve test düzeneği üzerinden ölçülerek elde edilmiştir. Geliştirilen model, deneysel verilerle karşılaştırılmış; özellikle kavrama basıncı ve piston konumu açısından yüksek doğruluk elde edilmiştir. Şarj vedeşarj fazlarında oluşan geçici rejimlerde bazı küçük sapmalar gözlenmiş olsa da model genel itibarıyla sistemin fiziksel davranışını yeterli doğrulukta temsil etmektedir.

Bu çalışmanın en dikkat çekici yönlerinden biri, iletişim ağı (CAN) üzerinden gerçekleşen kontrol sisteminde oluşabilecek zamanla değişen gecikmelere karşı Model Tabanlı Öngörücü Kontrol (Model Predictive Control, MPC) yönteminin uygulanmasıdır. Sistem, ARX tabanlı bir CARIMA modeliyle tanımlanmış ve öngörücü kontrol algoritması bu yapı üzerinden kurulmuştur. Denetleyici tasarımında üç farklı gecikme senaryosu ele alınmıştır: ortalama gecikme değeri yöntemi, tanımlayıcı modelleme yöntemi ve kazanç çizelgeleme (gain-scheduling) yöntemi. Kazanç çizelgeleme stratejisi, geçmiş iletişim gecikmelerine göre denetleyici parametrelerini çevrim içi olarak güncelleyerek, zamanla değişen gecikmelere karşı yüksek kararlılık sağlamaktadır.

Yapılan simülasyon ve deneysel doğrulama sonuçlarına göre; klasik PI kontrolcü ve Smith-like öngörücü kontrolcülere kıyasla önerilen MPC yöntemleri, özellikle yükselme süresi, aşım ve kararlı durum hatası gibi performans kriterlerinde çok daha başarılı sonuçlar vermiştir. Özellikle kazanç çizelgeleme yaklaşımı ile kontrol sinyalleri daha az salınımlı, sistem tepkisi ise daha hızlı ve dengeli hale gelmiştir. Geliştirilen kontrolcü, hem referans takibinde yüksek doğruluk sağlamakta hem de sistem içi parametre belirsizliklerine karşı dayanıklılık göstermektedir.

Bu çalışma, elektrohidrolik valflerin vites geçiş sürecindeki etkilerini inceleyen bu tez çalışması açısından son derece önemli bir referanstır. Gerek modelleme düzeyi, gerekse gerçek zamanlı uygulamalarda ağ gecikmeleri altında kontrol başarımı değerlendirmesiyle sunulan yaklaşım, traktör gibi ağır vasıta uygulamalarında vites geçişlerinin optimize edilmesine yönelik geliştirilmekte olan sistemler için yol gösterici niteliktedir[15].

Elektrohidrolik sistemlerin kontrol performansı, yalnızca fiziksel yapı ile değil, bu sistemleri yöneten denetleyici algoritmaların optimizasyon düzeyiyle de doğrudan ilişkilidir. Özellikle PID denetleyiciler, endüstride yaygın şekilde kullanılmalarına rağmen standart ayar yöntemleri (örneğin Ziegler-Nichols) çoğu zaman sistemin istenilen performansa

ulaşmasında yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle PID parametrelerinin optimizasyonu için evrimsel algoritmalar, özellikle genetik algoritmalar, günümüzde öne çıkan yöntemler arasında yer almaktadır. Aşağıda özetlenen çalışma, elektrohidrolik servo valf sistemleri için PID parametrelerinin genetik algoritmalarla optimize edilmesi üzerine odaklanmış ve bu yöntemin klasik ayarlama teknikleriyle karşılaştırmalı olarak performansını değerlendirmiştir.

Samakwong ve Assawinchaichote (2016) tarafından yürütülen bu çalışma, elektrohidrolik servo valf sistemlerinde kullanılan PID denetleyicilerin kontrol parametrelerinin genetik algoritma (GA) ile optimize edilmesine odaklanmıştır. Bu sistemler yüksek hızlı yanıt verme ve yüksek güç çıkışı gibi avantajlar sunsa da, içerdikleri doğrusal olmayan dinamikler nedeniyle klasik PID denetleyicilerin standart ayar yöntemleriyle kontrol edilmesi durumunda önemli performans problemleri oluşabilmektedir. Ziegler-Nichols gibi geleneksel yöntemler, genellikle yüksek aşım (overshoot) ve uzun yerleşme sürelerine neden olmaktadır. Bu bağlamda çalışma, GA tabanlı bir PID ayar yöntemi önererek, bu problemleri minimize etmeyi hedeflemektedir.

Çalışmada öncelikle elektrohidrolik servo valf sistemi matematiksel olarak modellenmiş ve sistemin transfer fonksiyonu elde edilmiştir. PID denetleyicinin standart yapısı kullanılarak, oransal ( $K_p$ ), integral ( $K_i$ ) ve türevsel ( $K_d$ ) kazançlar sistemin çıkış tepkisini iyileştirmek amacıyla ayarlanmıştır. Genetik algoritma; başlangıç popülasyonunun rastgele oluşturulması, çaprazlama (crossover), mutasyon ve seçim (selection) gibi klasik evrimsel işlemleri içeren çok nesilli bir optimizasyon süreciyle PID parametrelerini otomatik olarak belirlemiştir.

Optimizasyon süreci sonunda elde edilen PID parametreleri, farklı ayar yöntemleriyle (Ziegler-Nichols, PSO ve Otomatik Tuning) karşılaştırılmış ve her yöntemin sistem üzerindeki dinamik etkileri analiz edilmiştir. Simülasyonlar adım girişiyle gerçekleştirilmiş ve üç performans kriteri esas alınmıştır: aşım (%), yükselme süresi (sn) ve yerleşme süresi (sn). Sonuçlara göre, genetik algoritmayla ayarlanan PID denetleyici; diğer yöntemlere göre daha kısa yükselme süresi (0.152 sn), daha kısa yerleşme süresi (1.48 sn) ve oldukça düşük aşım (%6.5) göstermiştir. PSO yöntemine göre yerleşme süresi %68 daha kısa çıkmıştır. Bu da genetik algoritmanın yalnızca yüksek doğruluk değil, aynı zamanda sistemin hızlı ve kararlı bir şekilde hedef değere ulaşmasını sağladığını göstermektedir.

Ancak çalışmada dikkat çekici bir sınırlama da belirtilmiştir: genetik algoritma ile optimize edilen sistemler ilk anda daha yüksek bir aşım değeri ile karşılaşabilir ve bu durum bazı uygulamalarda istenmeyen etkiler yaratabilir. Yine de, sistemin genel kararlılığı, doğruluğu ve tepki süresi açısından GA yönteminin güçlü bir alternatif sunduğu vurgulanmıştır[3].

PID temelli kontrol stratejileri, elektrohidrolik servo sistemlerin endüstride yaygın olarak uygulanmasını sağlayan önemli araçlardır. Ancak klasik PID kontrolcülerin ayarlanması, doğrusal olmayan dinamiklere sahip sistemlerde yetersiz kalabilmekte ve hedeflenen izleme doğruluğunu sağlamakta zorlanabilmektedir. Bu nedenle, özellikle son yıllarda PID kazançlarının evrimsel optimizasyon algoritmalarıyla ayarlanması yaygınlaşmış ve PSO (Parçacık Sürü Optimizasyonu) gibi yöntemler bu bağlamda sıklıkla tercih edilmiştir. Aşağıda özetlenen çalışma, bu yaklaşımı daha da ileri taşıyarak iyileştirilmiş PSO algoritmasıyla PID parametrelerinin optimize edildiği bir yapı sunmakta, hem simülasyon hem de gerçek sistem deneyleriyle etkinliğini göstermektedir.

Feng ve arkadaşları (2021) tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada, robotik ekskavatörlerde kullanılan elektrohidrolik konum servo sistemleri için iz takibi doğruluğunu artırmayı hedefleyen yeni bir kontrol yapısı sunulmuştur. Temel amaç, klasik PSO algoritmasının bazı sınırlılıklarını (örneğin yerel minimumda takılma ve yavaş yakınsama hızı) aşarak, PID parametrelerinin daha etkili ve kararlı biçimde optimize edilmesini sağlamaktır. Bu kapsamda geliştirilen iyileştirilmiş PSO-PID (IPSO-PID) algoritması; zamana bağlı değişen atalet katsayısı, öğrenme katsayılarının asenkron güncellenmesi ve elit mutasyon stratejisi gibi mekanizmaları birleştirmiştir.

Modelleme sürecinde, ekskavatörün kovanına ait elektrohidrolik servo sistemi temel alınmıştır. AMESim yazılımında fiziksel sistem modeli kurulmuş, MATLAB ortamında ise kontrolcü algoritması oluşturulmuştur. Sistem dört ana aşamada modellenmiştir: (1) DSP kontrolcüden elektrohidrolik oransal valfe sinyal iletimi, (2) oransal valften ana valfe akış kontrolü, (3) ana valften silindire yönlenen basınç ve debi kontrolü, (4) sensörler üzerinden sistem geri beslemesi. Piston sürtünmeleri, hidrolik sızıntılar, vana dinamikleri ve akış alanları modellemeye dahil edilerek oldukça gerçekçi bir sistem temsili oluşturulmuştur.

Geliştirilen IPSO-PID kontrolcü, adım (step), sinüzoidal (sine) ve eğimli (slope) referanslara göre BPSO-PID (klasik PSO temelli PID) ve Ziegler-Nichols PID ile karşılaştırılmıştır. Simülasyonlarda, IPSO-PID kontrolcüsü tüm senaryolarda en kısa

yükselme süresi (0.30 s), en düşük yerleşme süresi (1.26 s) ve en az maksimum izleme hatasıyla (%50'ye varan iyileşme) en iyi performansı göstermiştir. IPSO-PID algoritması yalnızca daha iyi doğruluk sağlamakla kalmamış, aynı zamanda iterasyon sayısını azaltarak kontrolcü ayarlama süresini de kısaltmıştır (IPSO: 22 iterasyon vs. BPSO: 61).

Gerçek sistem testlerinde, 23 tonluk bir ekskavatör üzerinde düzleme (leveling) ve eğim düzeltme (slope trimming) işlemleri senaryo olarak seçilmiştir. Deneysel veriler, IPSO-PID algoritmasının hem maksimum izleme hatası (düzleme: 50.89 mm, eğim: 57.13 mm) hem de RMS hatasında (düzleme: 24.19 mm, eğim: 18.82 mm) diğer iki yönteme göre üstün olduğunu ortaya koymuştur. IPSO-PID algoritması, klasik PID'ye kıyasla eğim düzeltmede %50.32, düzlemede ise %37.14 oranında daha yüksek izleme doğruluğu sağlamıştır.

Bu çalışma, PID parametrelerinin gelişmiş optimizasyon algoritmaları ile ayarlanmasının izleme başarımı üzerindeki etkisini güçlü biçimde ortaya koymaktadır. Ayrıca, AMESim ve MATLAB temelli ortak simülasyon ortamı sayesinde sistemin karmaşık dinamiklerine rağmen kararlı ve hızlı kontrol elde edilmiştir[16].

### **2.5.3 Sistem Düzeyinde Modelleme ve Entegre Kontrol Yapıları**

Modern elektrohidrolik kavrama sistemleri; çoklu valf yapısı, geri beslemeli kontrolcü, piston hareketi ve hidrolik sıkıştırılabilirlik gibi birçok doğrusal olmayan bileşeni aynı anda barındırır. Bu karmaşık yapıların doğru modellenmesi, vites geçişlerinin her bir fazında (dolum, basınç inşası, tork aktarımı ve boşaltma) sistemin öngörülebilir ve denetlenebilir olmasını sağlar. Bu bölümde sunulan çalışma, özellikle endüstriyel uygulamaya yakın bir elektrohidrolik kavrama aktüatör sisteminin ayrıntılı matematiksel modellemesini ve PID tabanlı kontrol stratejisini sunarak, vites geçiş dinamiklerinin sistem düzeyinde değerlendirilmesine olanak tanımaktadır.

Vites geçişlerinin iyileştirilmesinde yalnızca kontrol algoritmalarının değil, elektrohidrolik sistemin fiziksel ve mekanik yapısına ait parametrelerin de dikkatle tasarlanması gerektiği birçok çalışmada vurgulanmaktadır. Özellikle valf yapısının, piston geometrisinin, akış kanallarının ve kavrama odalarının mekanik karakteristikleri; sistemin tepki süresi, kararlılığı ve doğruluğu üzerinde doğrudan etkili olmaktadır. Bu doğrultuda aşağıda özetlenen çalışma, ağır hizmet tipi otomatik şanzımanlarda kullanılan kavrama aktüatör sisteminin ayrıntılı modellemesi ve kontrolü üzerinden, sistem parametrelerinin vites geçiş performansına olan etkilerini ortaya koymaktadır.

Meng ve arkadaşları (2016) tarafından gerçekleştirilen bu çalışma, ağır vasıta otomatik şanzıman sistemlerinde kullanılan elektrohidrolik kavrama aktüatörlerinin dinamik davranışını analiz etmek ve hassas basınç kontrolünü sağlayabilmek amacıyla geliştirilmiştir. Çalışmanın temel amacı, üç kademeli bir basınç düşürücü valf (PRV) ve bu valfin pilot basınç kontrolünü gerçekleştiren yüksek hızlı bir oransal solenoid valf (PSV) içeren sistemin detaylı modellemesini yapmak ve elde edilen modelin doğruluğunu hem simülasyon hem de deneysel yöntemlerle sınamaktır. Bu bağlamda, geliştirilen sistemin uygulama kolaylığı, düşük maliyetli bileşenler ile uyumu ve kontrol hassasiyetini artırma potansiyeli öne çıkarılmıştır.

Modelleme sürecinde sistem üç ana bileşene ayrılmıştır: PSV, PRV ve ıslak tip kavrama piston grubu. PSV'nin akım-basınç ilişkisine dayalı modellenmesi, deneysel verilerle doğrulanarak yüksek hızlı cevap kabiliyeti dikkate alınmıştır. PRV modeli, valf makarasına etki eden yay, hidrolik ve akış kuvvetlerini içeren diferansiyel denklemlerle tanımlanmış; hem doldurma (charging) hem de boşaltma (dumping) fazları için ayrı dinamik yapılar oluşturulmuştur. Kavrama pistonu ise Newton'un hareket yasasına dayalı olarak modellenmiş ve sisteme ait hacim değişimleri, piston alanı, yay sabiti ve sürtünme katsayısı gibi parametrelerle bütünleştirilmiştir. Tüm bu bileşenlerin oluşturduğu birleşik sistem modeli MATLAB/Simulink ortamında blok diyagram olarak uygulanmıştır.

Geliştirilen modelin doğruluğu, fiziksel bir test düzeneğinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalarla test edilmiştir. Testlerde referans basınç eğrileri ve bu eğrilerin izlenme başarısı değerlendirilmiş, açık çevrim (open-loop) kontrol durumunda modelin sapma oranı %75'e kadar çıkarken, kapalı çevrim (closed-loop) PID kontrol stratejisiyle bu oran %22–29 aralığına kadar düşürülmüştür. Geri beslemeli kontrol ile sistemin referans basınca hızlı ve kararlı bir şekilde ulaşabildiği, ayrıca kontrol sinyallerinin de sınırlı genlikte salınım gösterdiği görülmüştür. Bu durum, önerilen sistemin hem dinamik doğruluk hem de kontrol kararlılığı açısından güçlü bir performans sunduğunu ortaya koymuştur.

Çalışma, elektrohidrolik valflerin sadece kontrol algoritmalarıyla değil, aynı zamanda mekanik ve hidrolik yapılarının optimize edilmesi yoluyla da sistem performansının iyileştirilebileceğini açıkça ortaya koymaktadır. PSV–PRV kombinasyonunun yapısal modellenmesi ve kavrama pistonunun fiziksel parametreleriyle bütünleştirilmesi, elektrohidrolik kontrol sisteminin gerçekçi şekilde simüle edilmesine olanak sağlamaktadır. Bu yönüyle çalışma, bu tez kapsamında geliştirilen elektrohidrolik vites geçiş sisteminin

temel bileşenlerinin modellenmesi, kontrolü ve iyileştirilmesi açısından güçlü bir bilimsel dayanak oluşturmaktadır.

Bu çalışma, mühendislik araçlarında kullanılan çok kavramalı otomatik şanzıman sistemlerinde vites geçişi sırasında oluşan hidrolik, mekanik ve tork değişimlerinin dinamik karakterini analiz etmeyi amaçlamaktadır. Zhang ve arkadaşları, özellikle yüksek güçlü, dört kavramalı bir şanzıman yapısında, ileri II kaldırma III geçişine odaklanmışlardır. Çalışma, geçiş kalitesini artırmak için farklı kavrama kontrol stratejilerinin etkinliğini sayısal olarak karşılaştırmıştır.

Modelleme aşamasında AMESim ortamında traktör şanzıman sistemi detaylı şekilde modellenmiş, geçiş davranışı ise MATLAB/Simulink ile kontrol edilmiştir. Vites geçişi süresince hidrolik sistem basınç değişimleri, çıkış torku profili, kavrama kayma enerjisi ve geçiş süresi gibi parametreler analiz edilmiştir.

Üç farklı kavrama stratejisi uygulanmıştır:

A Stratejisi: Yeni vitesin kavraması devreye girmeden önce mevcut kavrama tamamen devreden çıkar. Bu geçiş en kısa sürede gerçekleşir ancak çıkış torkunda ani değişimler ve yüksek sarsıntı gözlenmiştir.

B Stratejisi: Yeni kavrama devreye alınırken mevcut kavrama kademeli olarak devreden çıkar. Böylece her iki kavrama kısa bir süre eşzamanlı aktif olur. Bu strateji, geçiş süresi ile tork sürekliliği arasında optimum denge sağlar.

C Stratejisi: Yeni kavrama çok daha yavaş devreye alınır; mevcut kavrama uzun süre devrede kalır. Bu sayede çıkış sarsıntısı düşüktür ancak geçiş süresi uzar ve sistemde verim kaybı gözlenir.

Sonuçlar, B stratejisinin tüm performans kriterlerinde en dengeli sonuçları verdiğini göstermiştir. Özellikle kayma enerjisi, çıkış torku dalgalanması ve geçiş süresi açısından diğer stratejilere göre üstünlük sağlamıştır. Bu durum, elektrohidrolik sistemlerde kavramalar arası örtüşmenin geçiş kalitesinde belirleyici olduğunu ortaya koymaktadır[17].

Sun, C.; Si, T.; Zhu, M.; Yang, B. (2022) tarafından gerçekleştirilen çalışma, ıslak kavramalı şanzıman sistemlerinde vites geçiş kalitesini artırmaya yönelik olarak geliştirilmiş bir yağ basıncı segmentasyon kontrol stratejisini konu almaktadır. Araştırmanın temel amacı, geçiş süresini azaltarak kavrama sırasında meydana gelen tork dalgalanmalarını ve sarsıntıyı en aza indirmek, dolayısıyla hem sistem dayanımını artırmak hem de sürüş konforunu

yükseltmektedir. Özellikle ağır yük altındaki geçiş senaryolarında, bu stratejinin etkinliği test edilmiştir.

Çalışmada, motor, kavrama, kontrol birimi ve yük etkileşimi içeren kapsamlı bir ko-simülasyon modeli geliştirilmiştir. Model, AMESim ve MATLAB/Simulink yazılımları aracılığıyla oluşturulmuş; böylece sistemin hem hidrolik hem de kontrol dinamikleri eş zamanlı analiz edilmiştir. Yağ basıncı kontrolü, segmentlere ayrılmış zaman dilimlerinde uygulanmış ve bu sayede kavrama elemanlarının kontrollü şekilde devreye alınması sağlanmıştır. Segmentasyon yapısı, klasik tam basınçlı kontrol sistemlerine kıyasla daha esnek ve tepki süresi düşük bir yapı ortaya koymuştur.

Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, segmentasyon kontrollü kavrama stratejisiyle birlikte vites geçiş süresi anlamlı düzeyde kısalmış; geçiş sırasında gözlemlenen tork boşlukları ve ani sarsıntılar ciddi ölçüde azalmıştır. Ayrıca çıkış torkunun daha stabil hale gelmesi, sistemin genel performansını olumlu yönde etkilemiştir. Bu yaklaşım, özellikle tarım traktörleri gibi değişken yük koşullarının hâkim olduğu uygulamalarda geçiş kalitesini artırmak adına güçlü bir çözüm sunmaktadır.

Bu yönüyle çalışma, tez kapsamında ele alınan elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sistemlerinin dinamik davranışları açısından önemli bir referans niteliği taşımaktadır. Yağ basıncı profilinin kontrol edilmesi yoluyla kavrama davranışının optimize edilmesi, bu tezde fiziksel parametreleri üzerinden iyileştirilmeye çalışılan elektrohidrolik valf ve piston etkileşimiyle doğrudan örtüşmektedir. Böylelikle bu araştırma, önerilen valf tasarımı ve kontrolcü optimizasyonu yaklaşımlarının literatürdeki mevcut stratejilerle karşılaştırılması açısından da değerli bir bilimsel altyapı sunmaktadır[18].

Xi ve arkadaşları (2016), traktörlerde kullanılan power-shift şanzıman sistemlerinde vites geçişi sırasında ortaya çıkan dinamik davranışları ve bu geçişlerin kontrol stratejilerini incelemişlerdir. Çalışmanın temel amacı, vites geçiş sürecinde oluşan tork dalgalanmalarını, sarsıntıyı ve kayma enerjisini minimize ederek sürüş konforunu ve şanzıman dayanıklılığını artırmaktır.

Araştırmada, şanzıman sisteminin dinamik özelliklerini analiz etmek için matematiksel modeller geliştirilmiş ve bu modeller üzerinden çeşitli simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Özellikle, kavrama örtüşme süresi gibi parametrelerin vites geçiş performansı üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir.

Çalışma sonuçları, uygun kavrama örtüşme sürelerinin belirlenmesinin, vites geçiş sırasında oluşan sarsıntıyı ve kayma enerjisini azaltmada etkili olduğunu göstermiştir. Bu bulgular, şanzıman sistemlerinin kontrol stratejilerinin optimize edilmesi gerektiğini ve bu optimizasyonun sürüş konforu ile sistem dayanıklılığı üzerinde olumlu etkiler yaratabileceğini ortaya koymuştur[19].

Cai ve Zhan (2022), çok kavramalı power-shift şanzıman sistemlerinde vites geçiş kontrolüne yönelik özgün stratejiler geliştirmiştir. Araştırma kapsamında, birden fazla kavramanın koordineli olarak kontrol edilmesi için yeni bir algoritma önerilmiş ve bu algoritmanın geçiş süresi, tork dalgalanması ve geçiş kalitesi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Geliştirilen çoklu kavrama koordinasyon yapısı, geçiş performansını belirgin biçimde iyileştirmiştir. Bu çalışma, elektrohidrolik geçiş senaryolarında farklı fiziksel parametrelerin kontrol algoritmalarıyla eşgüdüm içinde çalışmasının ne derece önemli olduğunu göstermesi bakımından bu çalışmaya doğrudan katkı sunmaktadır[20].

Dang (2017) tarafından yapılan araştırmada, çift kavramalı otomatik şanzıman sistemlerinin geçiş kalitesini iyileştirmeye yönelik kontrol stratejileri ele alınmıştır. Çalışmada, geçiş zamanlaması, tork aktarımı sürekliliği ve geçiş konforu gibi kriterler değerlendirilerek, bu kriterleri optimize edecek algoritmalar önerilmiştir. Özellikle geçiş sırasında oluşan sarsıntı ve tork kesintisi gibi sorunların kontrolcü düzeyinde nasıl azaltılabileceği açıklanmıştır. Tezinde hem kontrolcü hem de mekanik bileşenleri eş zamanlı optimize ederek benzer bir amaç güttüğünüz için, bu çalışma mevcut literatürle olan metodolojik bağlamınızı desteklemektedir[21].

### 3. MODEL KURMA

Bu bölümde, elektrik motorlu bir traktör üzerinde elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sisteminin performans analizine yönelik olarak yürütülen çalışmanın teknik altyapısı, kullanılan fiziksel donanımlar ve izlenen metodolojik süreç ayrıntılı şekilde açıklanacaktır. Öncelikle, çalışmada kullanılan elektrikli traktör platformunun yapısal özellikleri, şanzıman mimarisi ve güç aktarım sistemi tanıtılacak; ardından elektrohidrolik valf ve çift etkili silindir gibi temel bileşenlerin mekanik yapısı ve fonksiyonları teknik detaylarıyla ortaya konacaktır. Bununla birlikte, valf kontrolünü sağlayan Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU) parametreleri, sistemde yer alan sensörler ve geri besleme mekanizmaları da sistem bütünlüğü içinde değerlendirilecektir.

Devamında, vites geçiş performansını etkileyen fiziksel parametrelerin modellenmesi, simülasyon ortamının kurulumu ve analiz süreci anlatılacaktır. Simülasyon sürecinde kullanılan yazılımlar, kurulan blok diyagramlar, kontrolcü algoritma yapısı ve valf ile silindir parametrelerinin optimizasyon yöntemleri ayrıntılı olarak sunulacaktır. Böylece bu bölüm, tez çalışmasının bilimsel geçerliliğini sağlayan deneysel ve hesaplamalı yöntemsel yaklaşımları kapsamlı biçimde okuyucuya aktarmayı hedeflemektedir.

#### 3.1 Sistem Bileşenleri

Bu tez çalışmasında, New Holland T3 Electric Power traktör modeli üzerinde elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş iyileştirmelerine yönelik deneysel analizler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada kullanılan sistem, tamamen elektrikli bir güç aktarma yapısına sahip olup; 800 V mimariye sahip bir yüksek gerilim batarya sistemine entegre edilmiştir. Traktör, 75 kWh kapasiteli batarya paketi ve 250 Nm azami tork çıkışı sunan elektrik motoru ile donatılmıştır. Elektrik motorunun sıfır devirden itibaren sağladığı sabit tork karakteristiği, vites geçiş süreçlerinde yüksek hassasiyetli kontrol algoritmalarının uygulanabilmesine olanak tanımaktadır. Bu çalışma kapsamında motorun tork-devir karakteristiği ayrıca grafiksel olarak sunulmuş ve geçiş optimizasyonundaki etkisi değerlendirilmiştir.

Kullanılan şanzıman sistemi, iki kademeli yapıya sahip olup yol modu ve tarla modu arasında geçiş yapılmasına imkân tanımaktadır. Yol modunda traktörün maksimum hızı 40

km/s olarak sınırlanmışken, tarla modunda bu değer 15 km/s ile sınırlandırılmıştır. Bu sayede sistem hem hızlı taşıma görevlerine hem de hassas arazi işlemlerine uyum sağlayabilecek şekilde yapılandırılmıştır. Vites geçişleri, yük altındaki dinamik koşullarda gerçekleştirilmekte olup geçiş performansının iyileştirilmesi çalışmanın ana hedefleri arasında yer almaktadır.

Sistemdeki vites geçişleri, elektrohidrolik valf kontrollü bir kavrama mekanizması aracılığıyla gerçekleştirilmekte olup, kontrol komutları merkezi bir Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU) üzerinden gönderilmektedir. Hidrolik sistem; çift etkili bir silindir ve yön kontrol valfi ile yapılandırılmıştır. Sisteme ait gerçek zamanlı sensör verileri, motor momenti, valf pozisyonu, piston konumu ve sistem basıncı gibi parametrelerin eş zamanlı olarak izlenmesini ve kayıt altına alınmasını mümkün kılmaktadır.

Gerçekleştirilen bu deneysel altyapı, elektrohidrolik valf tasarımının mekanik parametreleri ile kontrol algoritmalarının eşzamanlı olarak optimize edilmesine imkân tanımış; böylece elektrik motorlu bir traktör platformu üzerinde gerçekleştirilen vites geçiş stratejileri daha yüksek hassasiyetle test edilebilmiştir. Ayrıca sistem, modüler bir yapıda tasarlandığı için elektrohidrolik valf geometrisi, yay karakteristikleri ve piston alanı gibi temel fiziksel parametrelerin analizine olanak tanımaktadır. Bu bağlamda, farklı valf tasarımlarının geçiş süresine ve sistem davranışına etkisi, öncelikle simülasyon ortamında değerlendirilmiş; böylece geçerli parametre aralıkları tanımlanarak sistemin fiziksel sınırları optimize edilmiştir. Yapılan sayısal analizler sonucunda elde edilen bulgular ışığında, en uygun parametre kombinasyonu belirlenmiş ve bu kombinasyona karşılık gelen tek bir elektrohidrolik valf fiziksel prototip olarak üretilmiştir. Gerçek sistem testleri, bu optimize edilmiş valf tasarımı üzerinden yürütülmüş ve geçiş performansı deneysel olarak değerlendirilmiştir. Bu yaklaşım sayesinde, sistemdeki tüm geçiş senaryoları fiziksel prototipten önce sanal ortamda doğrulanarak hem zaman hem de maliyet açısından etkin bir geliştirme süreci yürütülmüştür.

Traktörlerde güç aktarma sisteminin verimli bir şekilde çalışabilmesi için, sistemin temel bileşenlerinden biri olan motorun doğru şekilde modellenmesi büyük önem taşır. Özellikle vites geçiş stratejilerinin değerlendirilmesi ve iyileştirilmesinde, motor karakteristiklerinin gerçekçi olarak temsil edilmesi gereklidir. Bu doğrultuda, motor dinamometresinden elde edilen deneysel veriler temel alınarak bir motor modeli oluşturulmuştur. Elde edilen veriler, MATLAB yazılımında yer alan *Curve Fitting Toolbox*

(Eğri Uydurma Araç Kutusu) kullanılarak analiz edilmiş ve motorun hız-tork karakteristiklerini temsil eden eğriler elde edilmiştir. Bu eğriler, motorun hız düzenleme özelliklerini matematiksel olarak tanımlayan denklemler ile ifade edilmiştir. Uygulanan eğri uydurma işlemi sayesinde, elektrik motorunun farklı devir aralıklarındaki tork üretim profili yüksek doğrulukla modellenmiş; bu sayede hem simülasyonların hem de vites geçiş senaryolarının güvenilirliği artırılmıştır.

Bu bölgede motor, baz hızına (base speed,  $n_b$ ) kadar sabit maksimum tork üretir.

$$T(n) = T_{max} \quad (0 \leq n \leq n_b) \quad (3.1)$$

Burada:

$T(n)$  : n hızı için motor torku [Nm]

$T_{max}$  : Motorun sabit tork değeri [Nm]

n: Motorun devri [rpm]

Baz hızdan sonra motor sabit güçte çalışır, bu da artan hıza karşılık torkun düşmesi anlamına gelir:

$$P = T(n)\omega = const \Rightarrow T(n) = \frac{P_{max}}{\omega} = 9550 \frac{P_{max}}{n} \quad (n_b \leq n \leq n_{max}) \quad (3.2)$$

Burada:

$P_{max}$  : Maksimum sabit güç [kW]

$\omega$ : Açısal hız [rad/s]

n: Motorun devri [rpm]

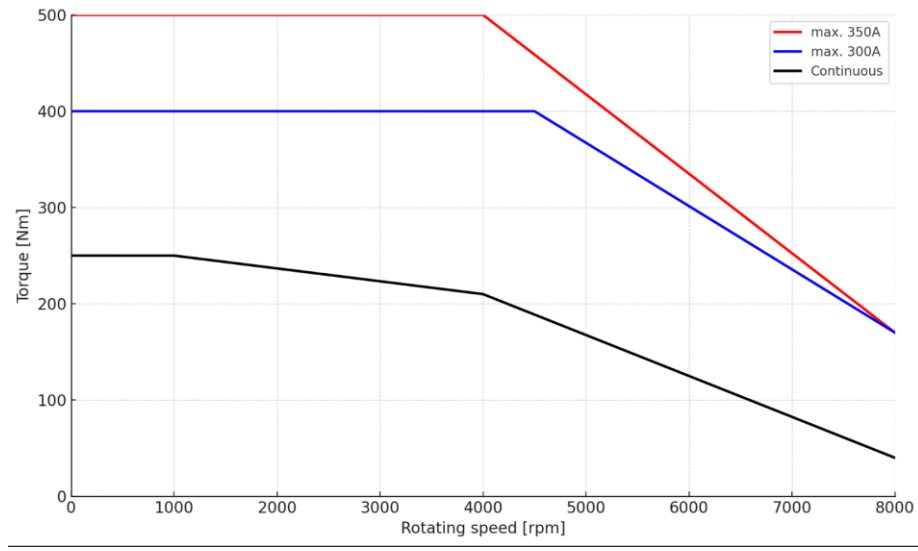
$9550 \frac{P_{max}}{n}$  : dönüşüm sabiti (P: kW, n: rpm, T: Nm)

Baz hız, sabit tork ve sabit güç bölgelerinin kesiştiği noktadır:

$$n_b = 9550 \frac{P_{max}}{T_{max}} \quad (3.3)$$

Bazı uygulamalarda sabit tork bölgesinden sabit güce geçiş, doğrusal bir azalma ile modellenebilir:

$$T(n) = T_{max} \cdot \left(1 - \frac{n - n_b}{n_{max} - n_b}\right) \quad (3.4)$$



**Şekil 3.1.** Elektrik motoruna ait hız-tork karakteristiği

Bu doğrultuda, motor dinamometresinden elde edilen deneysel veriler temel alınarak bir motor modeli oluşturulmuştur. MATLAB ortamında gerçekleştirilen eğri uydurma işlemleriyle, tork-devir ilişkisini ifade eden matematiksel bir fonksiyon elde edilmiştir. Elde edilen model, simülasyon ortamında motor davranışını temsil etmenin yanı sıra, vites geçiş süreçlerinde elektrohidrolik sistemin gereksinim duyduğu tork girdisinin gerçekçi şekilde hesaplanmasına da olanak tanımıştır.

Şekil 3.1’de görüldüğü üzere, elektrik motoru düşük devirlerde sabit tork bölgesinde çalışarak yaklaşık 250 Nm tork üretmekte, belirli bir devirden sonra ise sabit güç bölgesine geçerek artan devirle birlikte torkta kademeli bir azalma gözlemlenmektedir. Bu eğilim, elektrikli traktörlerin farklı çalışma koşullarına hızlı uyum sağlayabilmesi açısından kritik öneme sahiptir. Tork üretiminin bu karakteristiği, vites geçiş stratejilerinin planlanmasında belirleyici bir unsur olmakta ve elektrohidrolik valf kontrollü sistemlerde geçiş zamanlamasının senkronizasyonunu doğrudan etkilemektedir. Ayrıca, grafik üzerinde gösterilen verimlilik konturları motorun optimum çalışma bölgelerini tanımlamakta ve sistem tasarımı sürecinde geçiş noktalarının bu yüksek verimli bölgelerde gerçekleşmesini sağlamaya yönelik önemli bilgiler sunmaktadır.

Bu çalışmada kullanılan elektrikli traktör platformunda, AMT (Automated Manual Transmission) tipi bir şanzıman yapısı tercih edilmiştir. AMT sistemleri, temelde manuel şanzıman mekanizmasına sahip olup, vites geçişleri bir kontrol ünitesi tarafından otomatik olarak gerçekleştirilir. Bu sayede hem manuel şanzımanın yüksek verimliliği korunur hem de otomatik geçişlerin sunduğu konfor ve kontrol sağlanır.



konumunu ve işlevini açıkça ortaya koymaktadır. İçten yanmalı veya elektrikli motor tarafından üretilen tork, şanzıman aracılığıyla uygun dişli oranlarına yönlendirilerek ön ve arka akslara iletilmektedir. Operatör tarafından tarla modu veya yol modu gibi sürüş seçeneklerinden biri seçildiğinde, elektrohidrolik valf devreye girerek, seçilen sürüş koşuluna uygun vites oranının devreye alınmasını sağlar. Bu işlem sırasında EHV, hidrolik akışkanın yönünü ve miktarını kontrol ederek, kavrama mekanizmasını hassas bir şekilde yönetir ve tork aktarımını kesintisiz ve kararlı şekilde gerçekleştirir.

### **3.1.1 Elektrohidrolik Valf Yapısı ve Çalışma Prensibi**

Bu çalışmada kullanılan elektrohidrolik valf sistemi, manifold bloğu üzerine entegre edilmiş, kodlu yön kontrol valfi ile yapılandırılmıştır. Valf sistemi, özellikle iki kademeli şanzıman geçişleri olan yol modu ve tarla modu arasında yüksek hassasiyetle geçiş sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Kullanılan valf, 23 bar çalışma basıncı, 30 bar maksimum dayanım basıncı ve 30 L/dk debi kapasitesine sahiptir. Valf selenoidi 12 V DC ile çalışmakta olup, elektromanyetik kontrol sayesinde iç spool mekanizması hareket ettirilerek sistemdeki akış yönü belirlenmektedir.

Valf sistemi; valf gövdesi, spool (makara) mekanizması, çift etkili silindir, sensörler ve elektronik kontrol ünitesi (ECU) gibi temel bileşenlerden oluşmaktadır. Hidrolik manifold bloğu üzerine entegre edilen valf gövdesi, sızdırmazlık elemanları ve hassas orifislerle donatılmış yapısıyla sistemin hidrolik akış yollarını barındırır. Spool mekanizması, valfe uygulanan PWM tabanlı elektrikli sinyallerle oransal olarak hareket eder ve bu hareket, hidrolik akışkanın yönünü değiştirerek vites geçişini başlatır. Hidrolik akış, çift etkili silindirin ilgili portlarına yönlendirilerek piston hareketine dönüştürülür. Bu piston hareketi, şanzıman içerisindeki kavrama mekanizmasını etkinleştirir. Sisteme entegre edilen basınç ve konum sensörleri; motor momenti, piston konumu ve sistem basıncı gibi parametreleri gerçek zamanlı olarak izleyerek ECU'ya geri bildirim sağlar. ECU ise bu verileri değerlendirerek valfin açıklık oranını ve geçiş zamanlamasını belirler, böylece sistemin hem dinamik tepkisi hem de geçiş kalitesi optimize edilir.

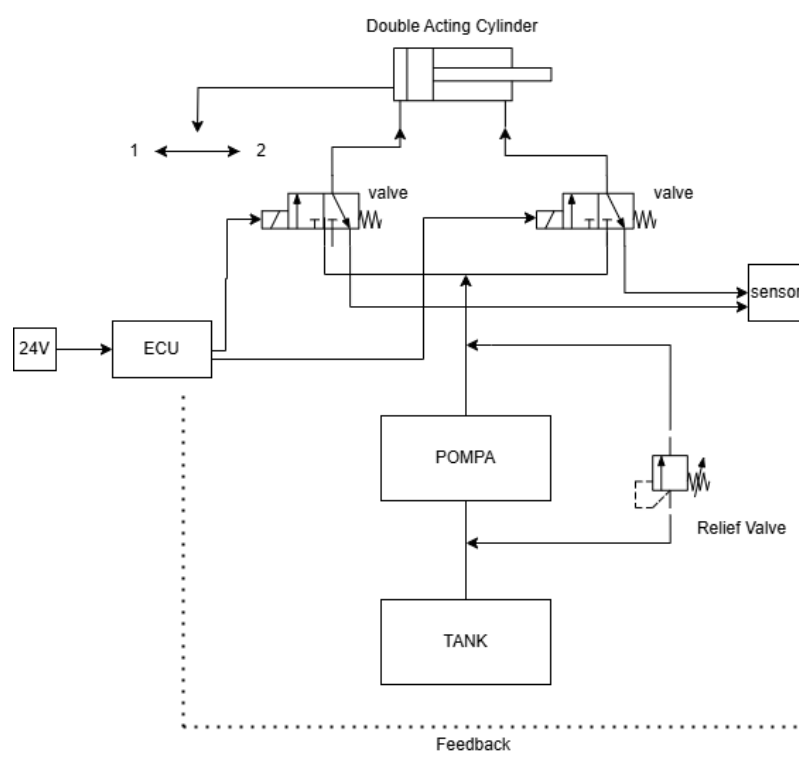
Valf çalıştığında, elektromanyetik bobin uyarıldığında iç spool hareket eder ve sistemdeki basınçlı yağ, istenen çıkış hattına yönlendirilir. Bu yönlendirme sayesinde, çift etkili silindirin bir tarafı basınç altında hareket ettirilirken, diğer tarafı boşaltılarak piston hareketi sağlanır. Bu piston hareketi, şanzıman içerisindeki kavrama elemanlarını devreye

sokarak vites geçişini gerçekleştirir. Böylece hem geçiş süresi kısalmır, hem de tork kesintisi minimize edilmiş olur.

Sistem içerisinde kullanılan yağ tipi FIAT AMBRA MULTI G SAE 10W-30 olup, 40 °C’de 55 cSt, 100 °C’de 9 cSt viskoziteye sahiptir. Sistem -30 °C ile +125 °C arasında çalışabilecek şekilde tasarlanmıştır ve 25 mikron filtreleme gerektirir.

Hidrolik akış, sistemdeki valfin spool konumuna bağlı olarak yönlendirilir. İlk olarak, basınç kaynağından gelen hidrolik akışkan valfin giriş portuna ulaşır. Spool mekanizmasının oransal konumu, bu akışın yönünü belirler ve akışkan ya çift etkili silindirin “ileri” portuna ya da “geri” portuna yönlendirilir. Bu yönlendirme sayesinde piston ya ileri hareket eder ya da geri döner. Akışın tamamlanabilmesi için, çalışmayan port tank hattına bağlanır ve böylece hidrolik devre, sürekli ve kontrollü bir şekilde işlevini yerine getirir. Bu süreç, vites geçişlerinin istenilen yönde ve hassasiyette gerçekleşmesini sağlar.

Bu sistem, özellikle hızlı ve sarsıntısız vites geçişinin kritik olduğu elektrikli traktör uygulamaları için yüksek performanslı bir çözüm sunmaktadır. Valfin bu yapıdaki teknik üstünlüğü, geçiş dinamiklerinin hem zamanlama hem de tork sürekliliği açısından iyileştirilmesini mümkün kılmaktadır.



Şekil 3.3. Elektrohidrolik valf kontrol sistemi şeması

Şekil 3.3'te görüldüğü üzere, elektrohidrolik vites geçiş sistemi temel olarak ECU'dan gelen elektriksel sinyallerle başlatılmaktadır. Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU), sistemdeki motor momenti, piston konumu ve sistem basıncı gibi sensör verilerini değerlendirerek valflere uygun zamanda PWM komutları gönderir. Bu komutlar doğrultusunda, oransal yön kontrol valfi içerisindeki spool (makara) mekanizması belirli bir açıklık oranına göre pozisyon alır. Spool'un konumuna bağlı olarak hidrolik akış ya çift etkili silindirin "road" (yol) yönüne ya da "field" (tarla) yönüne yönlendirilir. Karşı port, tank hattına bağlanarak sistemdeki fazla akış güvenli bir şekilde boşaltılır. Bu sayede silindirin pistonu hedef yöne doğru hareket ederek ilgili kavramayı gerçekleştirir ve vites geçişi tamamlanır. Böylece sistem, yük durumu ve çalışma moduna uygun şekilde hızlı ve kontrollü bir geçiş sağlar.

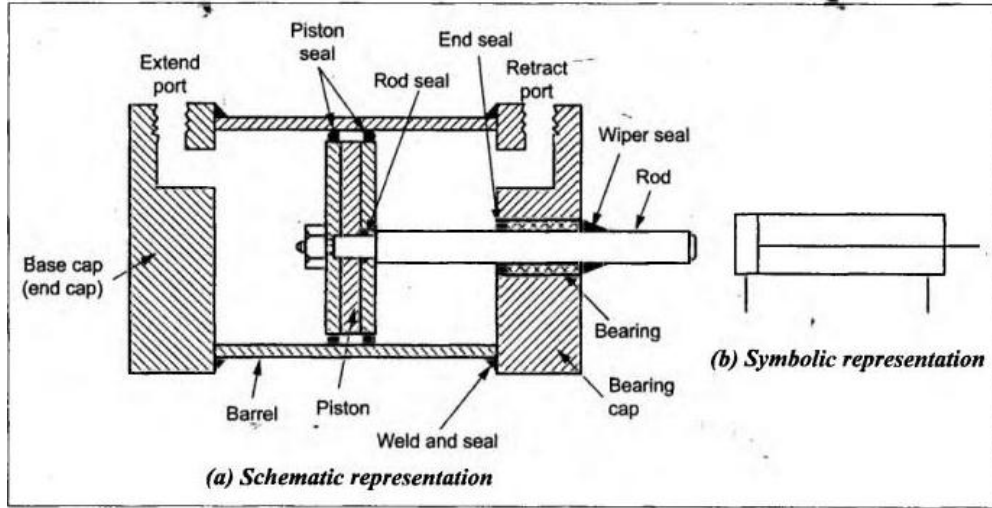
### 3.1.2 Çift Etkili Silindir Özellikleri

Çift etkili hidrolik silindir, elektrohidrolik vites geçiş sisteminin temel hareket dönüştürücüsü olup, valf tarafından yönlendirilen hidrolik akış sayesinde piston hareketi üretmektedir. Silindirin ana bileşenleri; silindir kapakları, iç piston, piston çubuğu, conta elemanları, bağlantı flanşları ve konumlandırma pimlerinden oluşmaktadır. Silindir, çift yönlü çalışmaya imkân sağlayacak biçimde yapılandırılmıştır. Bu sayede hem ileri hem geri hareketler aynı silindir üzerinden kontrol edilebilmektedir.

Sistemin efektif stroku ve piston çapı ile piston kolu çapı arasındaki fark, hem kuvvet üretim kapasitesini hem de sisteme uygulanan akış miktarını doğrudan etkilemektedir. Piston hareketi boyunca oluşan hacim değişimleri, sistemdeki "dead volume" olarak tanımlanan etkisiz hacmin minimize edilmesini zorunlu kılmakta, bu da geçiş süresinin kısaltılmasına ve valf tepkisinin daha net şekilde sisteme aktarılmasına katkı sağlamaktadır. Ayrıca içten yerleştirilmiş manyetik pozisyon sensörü yuvası, piston konumunun gerçek zamanlı izlenmesini olanaklı kılarak kontrol algoritmalarının doğruluğunu artırmaktadır.

Silindir, yüksek basınç altında çalışacak şekilde tasarlandığından; conta yapıları sızdırmazlık performansı yüksek elastomerik malzemelerden seçilmiş, iç gövde yüzeyleri ise düşük sürtünme katsayısına sahip olacak biçimde işlenmiştir. Bu detaylar, özellikle milisaniye seviyesindeki geçişlerde sistem tepkimesinin hızlı ve kararlı olmasını sağlayan temel unsurlar arasındadır. Hidrolik bağlantı noktaları -6 ORFS ve M16x1.5 ORB standardında olup, sistemin genel basınç mimarisiyle tam uyum göstermektedir. Montaj kolaylığı açısından gövde üzerine yerleştirilen konumlandırma kanalları ve sabitleme pimleri ile hızlı sök-tak işlemleri desteklenmektedir.

Sonuç olarak, kullanılan bu çift etkili silindir, hem mekanik dayanımı hem de kontrol edilebilirliği açısından elektrohidrolik geçiş sistemine entegre olacak şekilde optimize edilmiştir. Bu yapı sayesinde vites geçiş sürecinde istenen doğruluk, hız ve tork aktarım sürekliliği elde edilmektedir.



Şekil 3.4. Çift etkili silindir

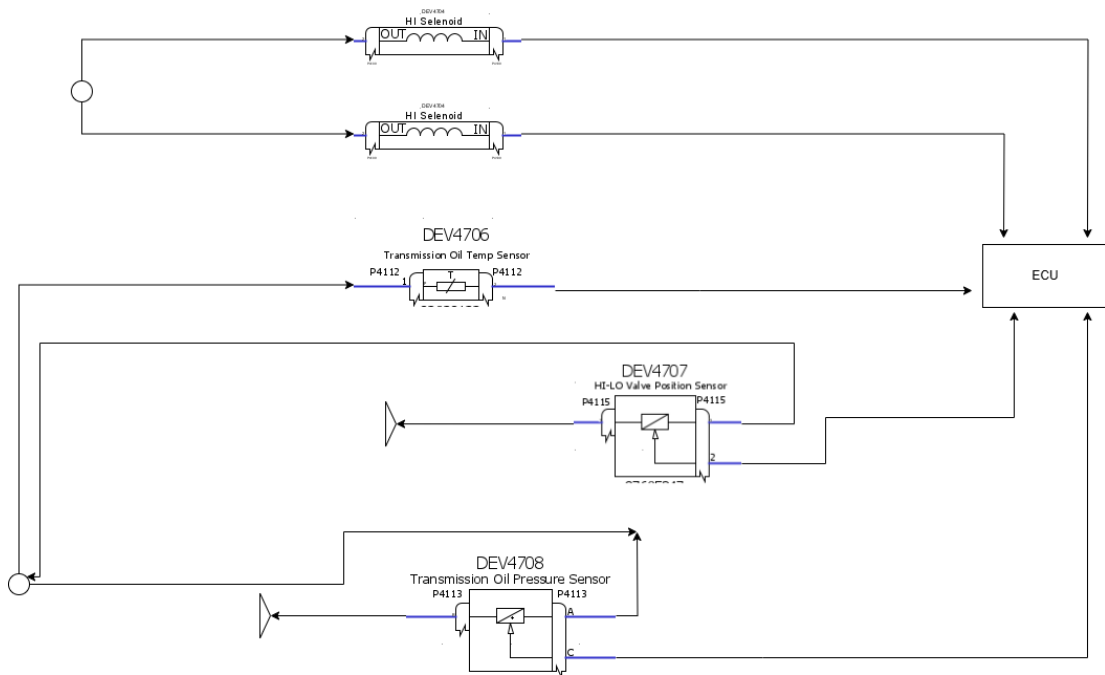
Şekil 3.4'te görüldüğü gibi çift etkili silindirin vites geçiş iyileştirmesinde rol oynayacak mekanik özellikler görülebilir. Bunlar; Strok Mesafesi; Pistonun iç boşlukta hareket ettiği mesafe olarak tanımlanır. Bu strok mesafesi, kavrama zamanlamasını ve tepkisini doğrudan etkiler. Dead Volume (Ölü Hacim); Piston uç noktalarında kalan ve basınç oluşturulsa dahi hareket üretmeyen bölgelerdir. Özellikle silindirin sol ve sağ uç noktalarında (maksimum sıkıştırma/geri çekme konumlarında) görünür. Hidrolik Giriş ve Çıkış Portları; Oransal valf tarafından yönlendirilen akışkan bu bağlantılardan girip çıkar[23].

### 3.1.3 ECU, Sensörler ve Geri Besleme Sistemleri

Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU), elektrohidrolik vites geçiş sisteminin karar verme ve komut üretme merkezidir. Sistemde kullanılan ECU, hem sistem verilerini işleyen hem de geçiş sırasında valfi yöneten entegre bir kontrol modülüdür. Temel işlevi, vites geçişi sırasında gerekli olan hidrolik kuvvetin hassas şekilde yönetilmesini sağlamak için valflere PWM (Pulse Width Modulation) sinyalleri göndermektir. Bu sinyallerin frekansı, genliği ve görev döngüsü, geçişin süresi, tork örtüşmesi ve sarsıntısızlık gibi performans kriterlerini doğrudan etkileyen parametrelerdir. ECU'nun işlemci hızı ve çevresel veri işleme kapasitesi, geçiş süresinin milisaniyelik hassasiyetle kontrol edilmesine olanak tanımaktadır. Bu çalışmada kullanılan kontrol birimi, özel olarak tasarlanmış elektrohidrolik valf sistemine

uygun yapılandırılmış olup, farklı yük ve hız senaryoları altında optimum geçiş stratejilerini uygulayabilecek şekilde programlanmıştır.

Vites geçiş sürecinin güvenilir ve hassas biçimde gerçekleşebilmesi, sadece komut üretimiyle değil; aynı zamanda bu komutlara verilen tepkilerin doğru şekilde izlenmesiyle mümkündür. Bu amaçla sistemde çeşitli sensörler kullanılarak geri besleme döngüsü oluşturulmuştur. Basınç sensörleri, hidrolik hattaki anlık basınç değerlerini izleyerek kavrama yüzeylerinde oluşması gereken kuvvetin kontrolünü sağlar. Pozisyon sensörleri, çift etkili silindirin strok boyunca ne kadar ilerlediğini ölçerek piston hareketinin zamanlamasını ve geçişin doğruluğunu ECU'ya iletir. Ayrıca sistemde kullanılan tork sensörleri, motor momentinin geçiş sırasındaki değişimlerini izleyerek ECU'nun gerekli düzeltmeleri yapmasına olanak tanır. Bu sensör verileri, kontrol algoritmasına gerçek zamanlı olarak aktarılır ve böylece kapalı çevrim bir kontrol yaklaşımıyla vites geçişi dinamik olarak yönetilir. Sensörlerden sağlanan geri beslemeler, özellikle geçişin sarsıntısızlığı ve tork örtüşmesi gibi kritik parametrelerin iyileştirilmesinde doğrudan rol oynamaktadır. Bu yapı sayesinde, sistem hem güvenli hem de optimize edilmiş bir geçiş performansı sunmaktadır.



Şekil 3.5. ECU Şeması

Şekil 3.5'te görüldüğü üzere, elektrohidrolik şanzıman kontrol sistemine ait ECU devre şeması sunulmaktadır. Bu yapıda, vites seçimi yapıldığında – örneğin yol modu (HI) veya tarla modu (LO) – elektronik kontrol ünitesi (ECU), ilgili valfe bir elektrik sinyali

göndererek sistemdeki akım akışını başlatır. Gönderilen bu sinyal, seçilen moda göre HI veya LO solenoid valfin giriş terminaline ulaşarak valfin elektromekanik olarak pozisyonlanmasını sağlar. Valfin spool (makara) mekanizması, bu elektriksel uyarı doğrultusunda belirli bir oranda açılır ve valfin içindeki akış yolları yönlendirilir.

Açılan orifis oranı, kavrama silindrine yönlendirilecek hidrolik akış miktarını doğrudan belirler. Bu akış, valf pozisyon sensörü (DEV4707), yağ sıcaklık sensörü (DEV4706) ve yağ basınç sensörü (DEV4708) aracılığıyla sürekli izlenerek ECU'ya geri bildirilir. ECU, bu geri besleme verilerine göre valfin açıklığını dinamik olarak düzenler ve böylece hem geçiş süresi optimize edilir hem de tork aktarımı kesintisiz şekilde sürdürülür. Sonuç olarak, elektrohidrolik sistem, doğru zamanda doğru akış kontrolünü sağlayarak ideal vites geçişini gerçekleştirir ve kavramayı kontrollü biçimde tamamlar.

### **3.2 Simülasyon Modeli**

Simülasyon tabanlı modelleme çalışmaları, mühendislik sistemlerinin analizinde zaman ve maliyet tasarrufu sağlayan en önemli yöntemlerden biri hâline gelmiştir. Bu alandaki en yaygın kullanılan yazılımlardan biri olan MATLAB/Simulink, MathWorks firması tarafından geliştirilmiş; sayısal hesaplama, modelleme, analiz ve görselleştirme işlevlerini entegre bir platformda sunan güçlü bir mühendislik aracıdır. MATLAB, temel olarak matris tabanlı hesaplama yapısıyla öne çıkarken; Simulink ise blok diyagram mantığıyla çalışan, zamana bağlı sistemlerin simülasyonuna olanak sağlayan görsel bir modelleme ortamıdır.

Simulink içerisinde, fiziksel sistemlerin daha gerçekçi şekilde modellenmesini sağlayan alt modüller yer almaktadır. Bunlar arasında en öne çıkanlardan biri Simscape'tir. Simscape, mekanik, hidrolik, elektrik, termal ve çok alanlı sistemlerin fiziksel bileşenlerle (örneğin pompa, valf, piston, yay vb.) temsil edilmesine olanak tanır. Bu bileşenler, fiziksel etkileşimleri diferansiyel denklemler aracılığıyla çözümleyen temel modeller içerir. Simscape'in sahip olduğu fizik tabanlı çözüm altyapısı, her bir bileşenin fiziksel davranışını kendi içinde değerlendirir ve sistemin genel çözümünü bu fiziksel ilişkiler üzerinden yürütür. Bu çözümleme, Newton yasaları, Bernoulli prensipleri ve akışkanlar mekaniği gibi temel mühendislik ilkelerine dayanır.

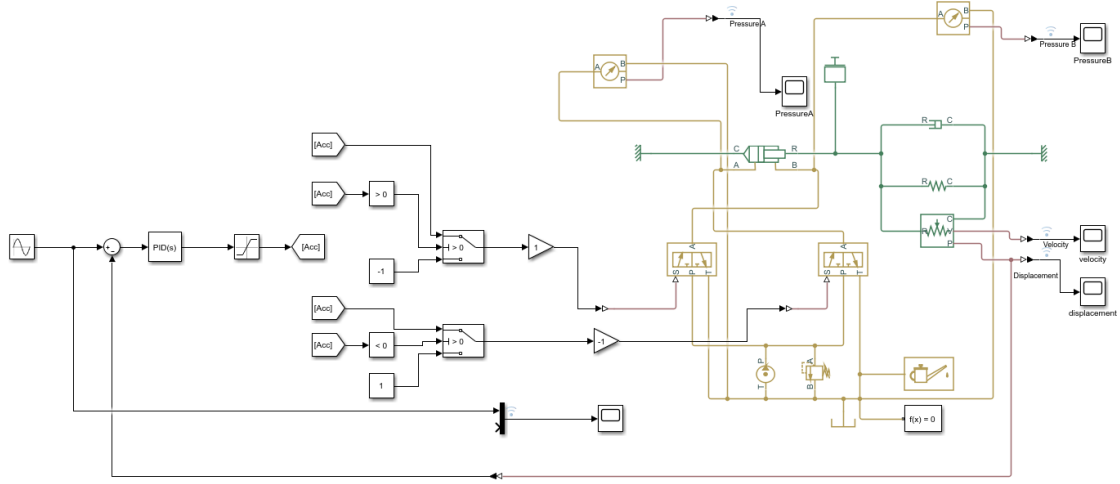
Bu tez kapsamında kullanılan Simscape Fluids modülü, özellikle hidrolik sistemlerin modellenmesi için optimize edilmiştir. Hidrolik akışkanların basınç, debi, hacimsel değişim gibi davranışlarını; valf, silindir ve tank gibi elemanlar üzerinden analiz etmeye imkân tanır.

Simscape kütüphanesindeki bu bloklar, sadece fonksiyonel değil, aynı zamanda fiziksel parametrelere bağlı olarak çalışan komponentlerdir. Bu yapı sayesinde sistemin dinamik davranışı, gerçeğe yakın şekilde gözlemlenebilir ve analiz edilebilir hâle gelir.

Ayrıca Simulink içerisinde kullanılan Solver Configuration bloğu, sistemin çözüm algoritmasını belirler. Bu tez çalışmasında kullanılan solver, zaman adımı içinde diferansiyel denklemleri çözerek her bir bloktaki fiziksel değişkenlerin (örneğin basınç, hız, konum) değerlerini hesaplamaktadır. Scope blokları ise bu değişkenlerin zamanla nasıl değiştiğini grafiksel olarak gösterir; yani sistemin tepkisini sayısal olarak değil, doğrudan gözlemlenebilir eğriler üzerinden izlemeye olanak tanır.

Sonuç olarak, bu çalışmada kullanılan MATLAB/Simulink ve Simscape altyapısı, gerçek bir elektrohidrolik vites geçiş sisteminin modellenmesinde güçlü bir dijital prototipleme aracı olarak kullanılmıştır. Sistem bileşenleri arasında kurulan fiziksel bağlantılar ve parametreler, sistemin performansını birbir etkileyen mekanik ve hidrolik karakteristiklerle tanımlanmıştır. Böylece hem kavramsal doğrulama yapılabilmiş hem de tasarım parametreleri üzerinde hassasiyetle oynanarak optimizasyon olanakları test edilebilmiştir.

Bu alt bölümde, elektrohidrolik vites geçiş sisteminin dinamik davranışlarını analiz edebilmek amacıyla oluşturulan simülasyon modeli tanıtılacaktır. Model, elektrik motorlu traktörün güç çıkış karakteristiği, elektrohidrolik valf geometrisi, çift etkili silindirin mekanik özellikleri ve kontrol algoritmasının etkileşimini kapsamlı biçimde yansıtmaktadır. Gerçek sistemde gözlemlenen fiziksel parametreler esas alınarak geliştirilen bu model, MATLAB/Simulink ortamında yapılandırılmış ve sistemin zaman tepkileri, basınç profilleri, akış yönleri ve piston hareketleri doğrultusunda analiz edilmiştir. Simülasyon çalışması, valf tasarım parametrelerinin ve kontrolcü yapılandırmalarının vites geçiş süresi üzerindeki etkilerini incelemek üzere yapılandırılmıştır. Bu sayede farklı geçiş senaryoları altında sistemin performans sınırları değerlendirilmiş ve optimize edilebilir yapılar belirlenmiştir.



Şekil 3.6. Matlab/Simulink elektrohidrolik valf modeli

Şekil 3.6’da görüldüğü üzere, elektrohidrolik valf sistemi MATLAB/Simulink ortamında modellenmiştir. Modelin hidrolik altyapısı, temel olarak bir hidrolik güç ünitesi, oransal yön kontrol valfleri, bir çift etkili hidrolik silindir ve sistemin basınç dengesini sağlayan bileşenlerden oluşmaktadır.

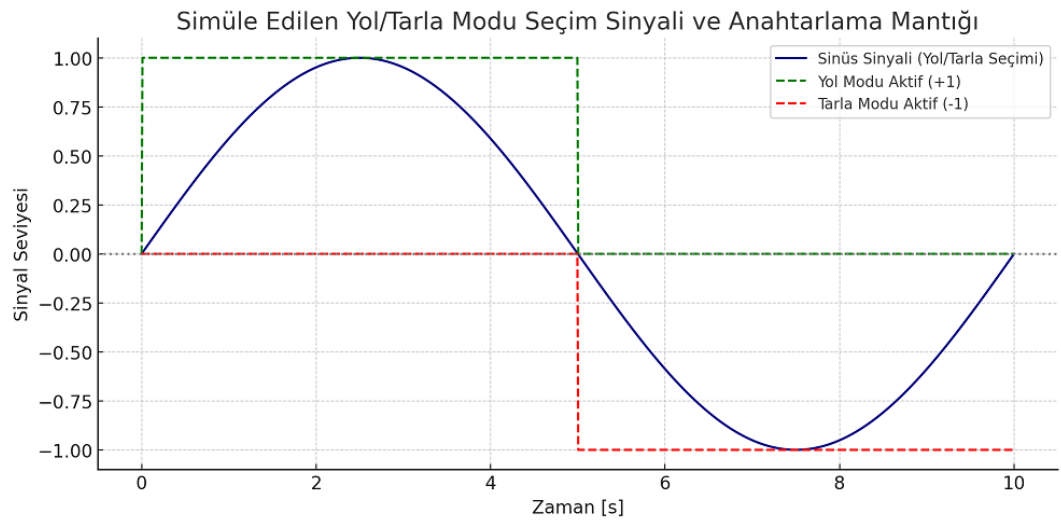
Sistem, hidrolik tanktan (reservoir) alınan hidrolik sıvının bir sabit debili pompa yardımıyla devreye aktarılmasıyla başlar. Pompa çıkışı, sistemdeki bileşenlerin zarar görmesini engellemek amacıyla bir basınç tahliye valfi (relief valve) üzerinden sabit basınç seviyesinde sınırlandırılır. Böylece sistemde aşırı basınç oluşmasının önüne geçilerek hem güvenli hem de kararlı bir çalışma ortamı sağlanır.

Pompadan çıkan basınçlı yağ, yön kontrol elemanlarına (3/2 oransal valfler) yönlendirilir. Bu valfler, sistemde kullanılan elektrohidrolik kontrol mekanizmasının temelini oluşturmaktadır. Valflerin çalışma prensibi, valf girişine uygulanan PWM sinyaline bağlı olarak spool (makara) konumunun değiştirilmesi ve bu sayede hidrolik sıvının ileri veya geri yönde yönlendirilmesi esasına dayanır. Simülasyon modelinde, bu yönlendirme sonucunda basınçlı sıvı çift etkili bir silindirin A veya B portuna yönlendirilmekte; böylece piston, ilgili yönde hareket ettirilmektedir.

Silindirin bir yönü valflerden gelen akışla tahrik edilirken, karşı yöndeki port eş zamanlı olarak tank hattına bağlanmakta ve böylece geri dönüş akışı sağlanmaktadır. Bu yapı sayesinde pistonun kontrollü şekilde hareket etmesi ve belirlenen strok mesafesini tamamlamadan belirli bir pozisyonda durdurulması mümkün olmaktadır. Simülasyon

modeli, bu ağ bağlantısı ile sistemdeki akışkan davranışını ve valf-silindir etkileşimini doğru biçimde yansıtmaktadır.

Bu yapı sayesinde hidrolik kontrol, yalnızca “aç-kapa” mantığına göre değil; akış yönü ve miktarının oransal olarak kontrol edilmesine dayalı olarak gerçekleştirilmiş, elektrohidrolik sistemin gerçek fiziksel davranışları benzetim ortamında yüksek doğrulukla modellenmiştir.



Şekil 3.7. PID Sinüs sinyali

Simülasyon modeli kapsamında sistemin kontrolü, sinüs dalgası ile temsil edilen bir kullanıcı giriş sinyali üzerinden gerçekleştirilmektedir. Şekil 3.7’de görüldüğü üzere, kabin içerisindeki “Tarla Modu” ve “Yol Modu” seçimlerini temsil etmek amacıyla  $\pm 1$  genliğinde bir sinüs sinyali kullanılmıştır. Bu sinyal, PID kontrol modülüne giriş olarak verilmekte ve oluşan hata sinyali PID algoritması tarafından değerlendirilerek elektrohidrolik valfi sürececek PWM sinyali elde edilmektedir. Sinyalin pozitif ( $>0$ ) olduğu durumda sistem “Yol Modu”na geçmekte ve ilgili valf yönlendirilerek piston ileri hareket ettirilmektedir. Tersine, sinyal negatif ( $<0$ ) olduğunda ise “Tarla Modu” aktif olmakta, diğer valf çalışmakta ve piston geri yönlü harekete zorlanmaktadır. Bu mantık, model içerisinde mantıksal karşılaştırıcılar (greater than / less than), switch blokları ve "From/GoTo" blokları ile gerçekleştirilmiştir. "From/GoTo" bağlantıları, sistemin modülerliğini artırmakta ve sinyallerin karmaşık bağlantılar yerine yapılandırılmış bir şekilde modellenmesini sağlamaktadır.

PID kontrolörün bu yapıda üstlendiği görev, referans sinyali ile sistemden alınan geri besleme arasındaki farkı değerlendirerek, valfe gönderilecek komut sinyalini üretmektir. Bu komut sinyali, spool mekanizmasının hareketine doğrudan etki ederek valfin açıklık oranını

belirlemekte ve dolayısıyla çift etkili silindirdeki piston hareketini kontrol etmektedir. Simülasyonun bu yapısı sayesinde, hem mod seçimlerinin kontrol mantığı hem de geçiş süresi, sistem stabilitesi ve tork örtüşmesi gibi parametreler hassasiyetle analiz edilebilmekte; PID kazançlarının bu doğrultuda optimize edilmesi mümkün hâle gelmektedir. Böylece fiziksel sistemde beklenen geçiş karakteristiği dijital ortamda test edilerek doğrulanabilmektedir.

Şekil 3.2’de görüldüğü üzere, sistem modelinde iki adet Mechanical Translational Reference bloğuna yer verilmiştir. Bu referans blokları, modelin akademik bir yüksek lisans çalışmasına uygun şekilde sadeleştirilmiş ve belirli kabuller çerçevesinde sınırlandırılmış versiyonunu temsil etmektedir. Söz konusu iki referans noktası, aslında gerçek sistemdeki “Tarla Modu” ve “Yol Modu”na ait ayrı ayrı dişli takımlarını simüle etmektedir. Bu çalışma kapsamında, ilgili dişli gruplarının fiziksel modellemesi yerine, motor torkundan türeyen etkin bir *mass* (*kütle*) bloğu kullanılarak bu geçiş kuvvetleri modellenmiştir. Çünkü elektrohidrolik silindir her iki moda yöneldiğinde, kavrama diski üzerinde bir tork aktarımı gerçekleşmekte ve bu durum kütleli bir mekanik yük gibi sistem üzerinde etki yaratmaktadır. Bu *mass* parametresi, doğrudan vites geçiş süresiyle ilişkilidir ve sistem doğruluğu açısından en hassas ayarlanması gereken bileşenlerden biridir.

Sistemin mekanik tepkimesini belirleyen diğer iki önemli parametre ise yay (spring) ve sönümleyici (damping) bileşenleridir. Bu elemanlar, silindirin hareketine karşı direnç ve salınım karakteristiği kazandırır. Simülasyon kurgusunda, düşük sönümlü (underdamped) bir sistem tercih edilmiştir; bu sayede geçiş süresi daha kısa tutulmuş ve silindirin dinamik davranışı daha belirgin şekilde analiz edilebilir hâle gelmiştir. Yay sertliği, pistonun ileri-geri hareketinde gerekli olan kuvveti; damping ise bu hareketin sönümlenme süresini doğrudan etkileyerek geçişin yumuşaklığını ve kontrol hassasiyetini belirlemektedir.

Bu mekanik ağ yapısı, elektronik kontrol sistemi ile bir bütün olarak çalışmakta; bu geçişler ise Translational–Electrical Converter blokları yardımıyla mekanik ve elektronik alanlar arasında senkronizasyon sağlanarak modellenmektedir. Ayrıca sistemin çıkışında yer alan Ideal Translational Motion Sensor sayesinde pistonun konumu milimetre düzeyinde ölçülmekte ve bu veri scope bloğu üzerinden izlenebilir hâle getirilmektedir. Bu yapı sayesinde sistemin geçiş kararlılığı, hız-tork ilişkisi ve pozisyon tepkileri eş zamanlı olarak değerlendirilebilmektedir.

Bu tez çalışmasında geliştirilen Simulink tabanlı model, elektrik motorlu bir traktörde kullanılan elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sisteminin temel bileşenlerini kapsayacak şekilde oluşturulmuştur. Modelleme sürecinde sistemin fiziksel yapısı ve hidromekanik bileşenleri esas alınmış olup; elektrohidrolik valf, çift etkili silindir, oransal yön kontrol valfleri, yay ve sönümleyici parametreleri gerçek sistemde kullanılan bileşenlere karşılık gelecek şekilde doğrudan modellenmiştir. Ayrıca, hidrolik sistemdeki basınç regülasyonu, sıvı akışı yönlendirme ve piston hareketinin doğrusal izlenmesi gibi işlemler de birebir fiziksel prensipler üzerinden simüle edilmiştir. Bu yönüyle model, sistemin temel davranışlarını ve dinamiklerini gerçeğe oldukça yakın bir biçimde temsil etmektedir.

Ancak sistemin bazı yönleri, simülasyon ortamının yapısal sınırları veya çalışmanın kapsam sınırlamaları nedeniyle idealize edilmiştir. Örneğin, şanzıman sistemi içindeki dişli takımları bu modelde fiziksel olarak yer almamakta; bunun yerine geçiş esnasında oluşan yükler, mass bloğu ile temsil edilmektedir. Bu yaklaşım, sistemin moment dengesini ve kavrama esnasındaki kütleli tepkiyi anlamak açısından yeterli olmakla birlikte, dişli oranlarının moment değişimi üzerindeki ayrıntılı etkilerini doğrudan yansıtmaz. Ayrıca modelde kullanılan çift etkili silindirin geometrik parametreleri (örneğin stroğu, piston çapı, dead volume) ve valf açıklık karakteristiği, teknik dökümanlardan alınan sabit değerlerle tanımlanmıştır; gerçek sistemde ise bu parametrelerin zamanla değişebilen davranışları olabilir.

Bununla birlikte, kontrol algoritması tarafında kullanılan PID yapısı, sistemin temel tepki karakteristiğini ölçmek ve optimizasyonu değerlendirmek amacıyla tercih edilmiştir. Gerçek sistemde ECU üzerinden gelen kontrol komutları daha kompleks mantık tabanlı ya da fuzzy-adaptive kontrollere sahip olabilir. Bu yönüyle Simulink modelinin kontrol tarafı genişletilmeye ve farklı kontrol stratejileriyle yeniden yapılandırılmaya uygundur.

Sonuç olarak, geliştirilen model; elektrohidrolik geçiş sisteminin temel bileşenlerini içeren, geçiş süresi, tork örtüşmesi ve pozisyon doğruluğu gibi performans göstergelerini analiz etmeye olanak sağlayan yapıda tasarlanmıştır. Ancak sistemin daha hassas modelleri için özellikle dişli dinamiklerinin fiziksel olarak modellenmesi, gerçek zamanlı kontrolcü algoritmalarının entegrasyonu ve hidrolik sistemdeki akış türbülansının daha karmaşık akış modelleri ile temsil edilmesi yönünde genişletmeler yapılması mümkündür.

### 3.3 Sistem Modellemesi

Bu bölümde, elektrohidrolik vites geçiş sistemini oluşturan tüm fiziksel ve kontrolsel bileşenlerin matematiksel temsilleri detaylı olarak ele alınmaktadır. Çalışmada yalnızca elektrohidrolik oransal valf ve çift etkili silindirin akış-temelli hidrolik modelleri değil; aynı zamanda sistemin mekanik alt yapısını oluşturan yay, sönümleyici (damping) ve kütle (mass) bileşenlerinin de dinamik denklemleri çıkarılacaktır. Bu sayede, vites geçiş sürecinde meydana gelen kuvvet aktarımı, salınım ve tepki süresi gibi kritik parametreler analitik olarak değerlendirilebilecektir.

Bunun yanı sıra, sistemin genel vites geçiş süreci matematiksel olarak tanımlanacak, bu geçişin tork transferi, kavrama süresi ve geçiş örtüşmesi üzerindeki etkileri diferansiyel denklemler aracılığıyla modellenerek teorik düzeyde analiz edilecektir. Elde edilen bu yapılar doğrultusunda, PID kontrolcüsünün sistemdeki davranışı ve optimizasyon potansiyeli de kontrol kuramı temelinde ifade edilecek, PID yapısının giriş-çıkış ilişkisi, hata dinamiği ve kararlılık analizi ile birlikte modellenmesi sağlanacaktır. Tüm bu bileşenlerin entegre edildiği sistem modeli, ileri düzey simülasyon altyapısına temel oluşturmakta ve elektrohidrolik vites geçiş sisteminin tepkisel karakteristiğini sayısal olarak incelemeye olanak tanımaktadır. Bu kapsamlı modelleme süreci, elektrohidrolik sistemin hem fiziksel hem de yazılımsal parametrelerinin geçiş süresine etkisini daha hassas bir şekilde değerlendirebilmek için gerekli altyapıyı sunmaktadır.

#### 3.3.1 Hidrolik Sistem Matematiksel Modelleme

Elektrohidrolik valf, elektriksel sinyalleri hidrolik enerjiye dönüştüren ve bu sayede akışkanın yönünü ve miktarını kontrol eden temel bir aktüatör görevi görmektedir. Bu tür valflerin matematiksel modellemesi, genellikle oransal valf karakteristiği ve akış denklemleri üzerinden gerçekleştirilir. Sistem davranışı, spool konumu ile orantılı olarak değişen akış alanına ve basınç farkına bağlıdır. Bir oransal valften geçen hidrolik akış debisi genellikle Bernoulli temelli bir formülle tanımlanır.

$$Q = C_d \cdot A_{(x)} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (3.5)$$

$Q$  : Valften geçen akışkan debisi  $m^3 / s$

$C_d$  : Deşarj katsayısı

$A_{(x)}$  : Spool konumuna bağlı orifis açıklık alanı  $m^2$

$\Delta P$  : Giriş ve çıkış arasındaki basınç farkı

$\rho$  : Hidrolik akışkanın yoğunluğu  $kg / m^3$

Valf, bir PWM sinyali ile kontrol edilen spool adı verilen bir makara içerir. Spool'un konumu, açıklık alanını doğrudan etkiler.

$$A(x_v) = \omega \cdot x_v \quad (3.6)$$

$A(x_v)$  : Spool açıklık alanı  $m^2$

$\omega$  : spool'un genişliği m

$x_v$  : spool'un açıklık yönündeki lineer konumu m

PWM sinyali ile spool konumu arasındaki ilişki;

$$x_v(t) = u(t) \cdot K_v \quad (3.7)$$

$K_v$  : valf kazancı m/V

$u(t)$  : PWM sinyal genliği

Bu debi, valf tarafından çift etkili silindirin piston tarafına (veya rod tarafına) yönlendirilir

$$Q = \omega \cdot C_d \cdot K_v \cdot u(t) \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (3.8)$$

Bu debi, valf tarafından çift etkili silindirin piston tarafına (veya rod tarafına) yönlendirilir.

Çift etkili silindirler, iki yönde de kuvvet uygulayabilen hidrolik aktüatörlerdir ve valf tarafından yönlendirilen akışa bağlı olarak piston hareketi gerçekleştirir. Silindirin kuvvet dengesi, uygulanan basınca ve piston geometrisine göre hesaplanır. Pistonun bulunduğu hazneye giren akış, hacim değişimi oluşturur. Bu da piston konumu ve hızına bağlıdır.

$$Q = A_p \cdot \frac{dx}{dt} + v_{dead} \cdot \frac{1}{\beta_e} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (3.9)$$

Burada:

$Q$  : Silindire giren akış debisi

$A_p$  : Piston alanı  $m^2$

$x$  : Piston konumu

$v_{dead}$  : ölü hacim, piston odasındaki minimum hacim

$\beta_e$  : Yağın sıkıştırılabilirliği

$P$  : Silindir içi basınç

Bu denklem, akışın bir kısmının piston hareketine, bir kısmının ise yağın sıkışmasına gittiğini gösterir.

Piston hareket denklemi Newton'un 2. yasasına göre ifade edilir.

$$F = m \cdot \ddot{x} = A_p \cdot (P_A - P_B) - c \cdot \dot{x} - kx \quad (3.10)$$

Burada:

$F$  : Hidrolik kuvvet N

$m$  : Piston + yük (kg)

$c$  : Sönümleme katsayısı Ns/m

$k$  : yay sabiti N/m

$P_A - P_B$  : Pistonun her iki tarafındaki basınçlar

$\ddot{x}$  : Piston ivmesi  $m/s^2$

$\dot{x}$  : Piston hızı m/s

Bu denkleme göre pistonun ivmesi, basınç farkı tarafından üretilen kuvvet ile sönüm ve yay kuvvetlerinin farkına bağlıdır. Hidrolik basıncın oluşturduğu kuvvetin, sistemdeki mekanik yük ve geri kuvvetlerle nasıl dengelendiğini ortaya koyar. Silindirin konumu ve hızı bu kuvvet ile doğrudan ilişkilidir.

Hidrolik sistemlerde, valften gelen akış miktarı doğrudan silindir içerisinde piston hareketini belirler. Akış, hacimsel değişimle ilişkilidir ve silindirin hacimsel davranışı aşağıdaki denklem ile tanımlanır:

$$Q = A_v \cdot \dot{x} + v_{dead} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (3.11)$$

Valften gelen akış  $Q$ , yukarıda tanımladığımız silindir hacim değişimi ve basınç değişimi denklemine doğrudan bağlanır. Başka bir deyişle, valf modeli  $Q(t)$ 'yi verir. Silindir modeli  $Q(t)$ 'yi hacim ve basınç denklemiyle işler. Bu da piston konumuna  $x(t)$ , hızına  $\dot{x}(t)$ , ivmesine  $\ddot{x}(t)$  dönüşür.

Bu iki yapı birleştirilerek sistemin hem akış hem de kuvvet/konum açısından dinamik cevabı modellenmiş olur.

**Tablo 3.1.** Hidrolik sistem mekanik özellikler

Özellik	Etkilediği Denklem	Etkisi
Spool genişliği ( $w$ )	$A(x_v)$	Açıklık alanını belirler $\rightarrow$ debiyi doğrudan etkiler
Spool hareket kazancı	$x_v(t)$	PWM sinyaline verilen fiziksel tepki hızını belirler
Yay sertliği ( $k$ )	Kuvvet denklemi	Silindirin salınım veya kararlılık karakteristiğini değiştirir
$v_{dead}$	Akış-hacim denklemi	Geçici basınç yükselmelerini ve sistem tepkisini etkiler
Sönüm katsayısı ( $c$ )	Kuvvet denklemi	Sistemin salınım davranışını kontrol eder

Tablo 3.3.1'de görüldüğü üzere, elektrohidrolik sistemde yer alan spool geometrisi, yay sertliği, sönüm katsayısı ve ölü hacim gibi mekanik parametreler; hem debi-akış ilişkisini hem de sistemin dinamik yanıt karakteristiğini doğrudan etkilemektedir. Bu parametrelerin doğru şekilde tanımlanması ve sistem denklemlerine uygun entegrasyonu, vites geçiş süresinin optimize edilmesi açısından kritik öneme sahiptir.

### 3.3.2 Yay ve Sönümleyici (Spring-Damper) Yapısı

Vites geçiş sürecinde elektrohidrolik sistemin mekanik davranışlarını doğru bir şekilde modellemek, geçişin kararlılığı ve tork sürekliliği açısından büyük önem taşır. Bu bağlamda çift etkili silindirin hareket ettiği mekanik ortamda yer alan yay ve sönümleyici elemanlar, sistemin salınım, titreşim ve dengeleme karakteristiğini belirleyen temel bileşenlerdendir.

Yay, silindirin uç konumlara yaklaşırken karşılaştığı elastik tepkiyi üretirken; sönümleyici, ani hız değişimlerine karşı enerjiyi dağıtarak sistemin sarkacını kontrol altına alır. Bu yapı, özellikle hızlı vites geçişlerinde pistonun salınım davranışını bastırarak sarsıntısız bir geçiş sağlar. Sistemin bu iki temel mekanik elemanı, Newton'un ikinci yasası çerçevesinde kuvvet denklemi ile birlikte modellenebilir.

$$F_{hyd} = m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + kx \quad (3.12)$$

Burada;

$F_{hyd}$  : Hidrolik kuvvet

$m$  : Hareket eden pistonun ve bağlantılı kütlelerin eşdeğer kütlesidir (kg)

Bu akışkan silindire gider ve piston üzerinde bir kuvvet üretir.

$$F_{hyd} = A_p \cdot P \quad (3.13)$$

Bu denklem, elektrohidrolik sistemde piston hareketinin, hem sistemin elastikiyetine (yay etkisi) hem de viskoz direnç kuvvetine (sönümlenme etkisi) bağlı olduğunu gösterir. Yay sabiti  $k$ , sistemin sertlik derecesini tanımlar; yüksek  $k$  değeri daha sert ve hızlı tepki veren bir sistem anlamına gelirken, düşük  $k$  değeri geçişi yumuşatır ancak daha uzun süreli salınımlara yol açabilir. Sönüm katsayısı  $c$  ise bu salınımların bastırılmasında kritik rol oynar. Düşük sönümlenme durumunda sistem aşırı salınımlı davranış sergileyebilirken; yüksek sönümlenme, sistemi daha kararlı ancak daha yavaş tepkili hâle getirir.

Bu sistemin dinamik cevabı, doğal frekans ( $\omega_n$ ) ve sönüm oranı ( $\zeta$ ) kullanılarak normalize edilebilir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.14)$$

Sistemin salınım yapacağı serbest doğal frekanstır. Yay sertliği arttıkça veya kütle azaldıkça doğal frekans yükselir.

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (3.15)$$

Bu oran, sistemin salınım sırasında enerjisini ne kadar hızla kaybettiğini belirler. Farklı  $\zeta$  değerlerinin sistem davranışına etkisi şu şekildedir:

$\zeta = 0$  : Sönümsüz sistem (sürekli salınım),

$0 < \zeta < 1$  : Az sönümlü sistem,

$\zeta = 1$ : Kritik sönümlü sistem,

$\zeta > 1$  : Aşırı sönümlü sistem.

$$C_{kritik} = 2\sqrt{km} \quad (3.16)$$

Bu değer, sistemin salınım yapmadan, mümkün olan en kısa sürede denge konumuna gelmesini sağlar. Gerçek sönümlenme katsayısı bu değere oranlanarak  $\zeta$  elde edilir.

Bu nedenle yay ve sönümleyici parametrelerinin doğru belirlenmesi, elektrohidrolik kavrama sisteminin geçiş performansını optimize etmede önemli bir adımdır. Özellikle elektrikli traktör uygulamalarında, motorun ani tork değişimlerine karşı sistemin mekanik tepkisinin dengelenebilmesi için yay-sönüm yapısının modellenmesi büyük önem taşır.

### 3.3.3 Vites Geçiş Dinamiği

Vites geçiş süreçlerinde kavrama elemanının doğru zamanda ve yeterli kuvvetle devreye girmesi, sistemin çekiş sürekliliği, geçiş konforu ve mekanik dayanımı açısından büyük önem taşımaktadır. Özellikle elektrohidrolik valf kontrollü şanzıman sistemlerinde, vites geçişi yalnızca bir sinyal komutuyla değil; aynı zamanda sistemin mekanik, hidrolik ve tork dengelerine göre belirlenen karmaşık bir dinamikle gerçekleşmektedir. Bu bağlamda, pistonun gerçekleştirdiği kavrama hareketinin başarılı olabilmesi için, pistonun uyguladığı hidrolik kuvvetin, motordan dişli sistemine iletilen torktan kaynaklanan direnç kuvvetini yenmesi gerekmektedir.

Bu direnç kuvveti, doğrudan motorun moment değerine ve şanzıman sistemine bağlı tahvil oranlarına göre şekillenmektedir. Özellikle elektrikli traktörlerde sıfır devirden itibaren maksimum tork üretilebilmesi, vites geçişi esnasında pistonun karşılaşacağı direnç kuvvetini artırmaktadır. Dolayısıyla elektrohidrolik sistemden çıkan basıncın sadece nominal değeri değil; aynı zamanda bu basıncın piston alanı üzerinden ürettiği kuvvetin, tork-dişli oranı ilişkisi ile kıyaslanması gerekmektedir. Bu bölümde, daha önceki hidrolik basınç modellemeleriyle elde edilen piston kuvvetinin; motor torku, dişli oranları ve kavrama basıncı ile olan etkileşimi matematiksel olarak analiz edilerek, vites geçiş senaryosunun fiziksel gerçekleşme koşulları ortaya konulacaktır.

Vites geçişinin başarıyla gerçekleşmesi için, çift etkili silindirin uyguladığı kuvvetin, torktan doğan mekanik direnç kuvvetini yenmesi gerekmektedir. Bu kuvvet dengesi aşağıdaki şekilde modellenmiştir.

$$F_p = P \cdot A \quad (3.17)$$

$F_p$  : Pistonun uyguladığı doğrusal kuvvet N

$P$  : Hidrolik sistemden gelen basınç Pa

$A$  : Pistonun etkili yüzey alanı

Motor torkundan gelen yük;

$$F_d = \frac{T_m \cdot i_g}{r} \quad (3.18)$$

$F_d$  : Motor torkunun dişli oranı üzerinden silindire aktardığı direnç kuvveti N

$T_m$  : Elektrik motorundan gelen tork Nm

$i_g$  : Dişli tahvil oranı

$r$  : Kavrama yarıçapı

Vites geçişi başarısı için şart;

$$F_p \geq F_d \quad (3.19)$$

Bu eşitsizlik sağlandığında piston, kavrama hareketini tamamlayabilir. Aksi durumda kavrama gecikir veya eksik gerçekleşir. Yani;

$$P \cdot A \geq \frac{T_m \cdot i_g}{r} \quad (3.20)$$

Bu ifade, sistemde uygulanması gereken minimum basınç değerini de hesaplamaya imkân tanır;

$$P_{min} = \frac{T_m \cdot i_g}{r \cdot A} \quad (3.21)$$

Bu eşitsizlik, sistemdeki valf açıklığı, hidrolik basınç, piston çapı gibi parametreler ile vites geçişindeki motor torku ve dişli oranı arasındaki ilişkiyi doğrudan tanımlar. Bu sayede, elektrohidrolik sistemin geçişi başlatması için gerekli minimum basınç değeri önceden tahmin edilebilir ve valf sürme stratejisi buna göre optimize edilebilir.

### 3.3.4 PID Denetleyici Yapısı

PID (Proportional-Integral-Derivative) kontrol algoritması, endüstriyel otomasyon sistemlerinde en yaygın kullanılan geri beslemeli denetleyicilerden biridir. Kontrol edilen sistemin hata sinyali (referans ile ölçüm arasındaki fark) tepki vererek, istenen çıkış değerine ulaşmak için uygun kontrol sinyali üretir. Bu bağlamda PID kontrolör, elektrohidrolik sistemlerde valfin doğru zamanda ve doğru açıklık oranında pozisyonlandırılmasını sağlar; böylece kavrama işlemi hedeflenen sürede ve doğrulukla gerçekleştirilir.

PID algoritması üç temel bileşenden oluşur;

P (Proportional – Oransal): Hata sinyali ile orantılı bir tepki üretir. Sistem hataya ne kadar uzaktaysa o kadar güçlü bir müdahale yapılır.

I (Integral – İntegral): Hatanın zamanla birikimini değerlendirerek uzun vadeli sapsmaları ortadan kaldırır. Sistem sabit hataya sahipse, bu terim sayesinde düzeltme yapılır.

D (Derivative – Türev): Hatanın değişim hızına karşılık vererek ani sapsmalara karşı sistemin aşırı tepkisini engeller, sönümlenme sağlar.

PID kontrol sinyali genel olarak şu şekilde ifade edilir;

$$U(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (3.22)$$

$U(t)$  : Sistem girişine uygulanacak kontrol sinyali

$e(t)$  : Referans ile gerçek çıkış arasındaki hata

$K_p$  : Oransal kazanç

$K_i$  : İntegral kazanç

$K_d$  : Türevsel kazanç

Bu formül, sistemin hata davranışına göre PID'nin üç temel tepkisini birleştirerek valf sürme sinyalini üretir.

PID kontrolörün başarısı, uygun parametrelerin ( $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$ ) seçilmesine bağlıdır. Bu parametreler, sistemin dinamik özelliklerine göre belirlenir. Uygulamada en sık kullanılan ayarlama yöntemleri şunlardır;

Ziegler–Nichols Yöntemi: Sistem kararsız hale getirilip kritik kazanç ve periyot ölçülerek katsayılar belirlenir.

Deneme–Yanılma: Sistem tepkisi gözlemlenerek manuel ayarlama yapılır.

Genetik Algoritma (GA), Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO): PID katsayıları, algoritmalar aracılığıyla optimizasyon kriterlerine göre otomatik olarak belirlenir.

LQR, Model Predictive Control (MPC): PID'nin yerine geçebilecek veya birlikte çalışabilecek ileri kontrol teknikleriyle kıyaslama yapılır.

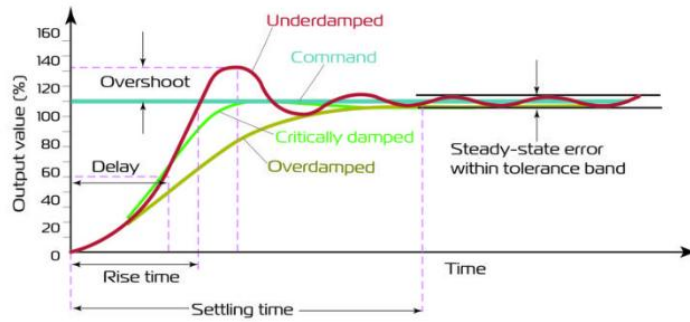
Bu çalışmada kullanılan PID kontrolörü, vites geçiş sürecinde çift etkili silindirin konumunu hedef referans konumuna ulaştırmak amacıyla yapılandırılmıştır. Hedef, piston hareketini kararlı, hızlı ve sarsıntısız şekilde gerçekleştirmek; böylece kavramanın istenen sürede tamamlanmasını sağlamaktır. Özellikle valf açıklık oranının hassas şekilde ayarlanması ve sistemin ani yük değişimlerine adaptasyonu, PID kontrolörün tepkisel yapısıyla optimize edilmektedir.

PID kontrol yapısı, motor torkuna, valf konumuna ve piston çıkış hareketine bağlı olarak sürekli olarak geri besleme almakta ve buna göre oransal, integral ve türevsel tepkiler üretmektedir. Bu yapı, hem sistemin milisaniyelik zaman dilimlerinde dengesizliğe düşmesini engellemekte hem de kavrama geçişini en kısa sürede başarıyla tamamlamasını sağlamaktadır.

### **3.4 Sistem Performans Kriterlerinin Açıklanması**

Dinamik sistemlerin geçici yanıt karakteristikleri, sistemin dışsal bir girişe verdiği cevabın zamana bağlı olarak nasıl değiştiğini analiz etmek amacıyla çeşitli metriklerle tanımlanır. Bu temel büyüklüklerden ilki delay (gecikme süresi) olup, sistemin giriş sinyaline ilk tepki vermeye başladığı andan itibaren gözlemlenir. Ardından rise time (yükselme süresi), sistemin yanıtının başlangıç seviyesinden çıkıp istenen hedefin genellikle %90'ına ulaşması için geçen süreyi ifade eder. Bu parametre, sistemin ne kadar hızlı tepki verdiğini belirlemede kullanılır. Overshoot (aşım) ise sistem yanıtının hedef değeri ilk geçişte ne kadar aştığını gösterir ve kontrolsüz enerji veya titreşim göstergesi olabilir. Hedefe ulaşıldıktan sonra sistemin belirli bir tolerans bandı içinde kararlı hale gelmesi için geçen süreye ise settling time (yerleşme süresi) denir. Sistem, bu sürenin sonunda kararlı duruma geçer ve dalgalanmalar belirli bir eşik altında kalır.

Sistemlerin zamana bağlı davranışları genellikle sönümlenme karakteristiklerine göre sınıflandırılır. Underdamped (az sönümlü) sistemler, hedef değere ulaşmadan önce ve sonra belirgin salınımlar sergiler; bu salınımlar zamanla sönümlenir fakat aşım oranı yüksektir. Critically damped (kritik sönümlü) sistemler, overshoot oluşturmadan mümkün olan en kısa sürede hedef değere ulaşır ve sistem performansı açısından ideal kabul edilir. Buna karşılık overdamped (aşırı sönümlü) sistemlerde, hedefe ulaşmak daha uzun sürer ancak salınım oluşmaz. Bu sönümlenme türleri sistemin kontrol zorluğu ve enerji kullanımı açısından farklı etkiler doğurur. Sistemin hedef değere ulaştıktan sonra kaldığı seviyedeki sapması ise steady-state error (kararlı durum hatası) olarak tanımlanır. Ayrıca, sisteme uygulanan giriş sinyali (örneğin referans adımı), grafikte genellikle command (komut) olarak belirtilir. Bu metriklerin her biri, 4. bölümde değerlendirilen elektrohidrolik valf modelleriyle yapılan sistem analizlerinde karşılaştırmalı olarak kullanılmış ve geçiş kalitesinin nesnel biçimde ölçülmesini sağlamış, elde edilen grafikler bu bağlamda yorumlanmıştır[22].



Şekil 3.8. Sistem performans kriterlerinin açıklanması

Şekil 3.8'de görüldüğü üzere, sistemin dinamik performansını değerlendirmeye yönelik kriterlerin tanımlanabilmesi amacıyla, farklı sönümlenme davranışlarına sahip sistem yanıtları ve bu yanıtlara ait salınım karakteristikleri görsel olarak sunulmuştur[24].

### 3.5 Parametre Seçimi ve Kontrol Yapısının Ayarlanması

Bu bölümde, simülasyon modelinin doğruluğunu sağlamak ve sistemin performansını optimize etmek amacıyla belirlenen fiziksel ve kontrol parametrelerinin seçim süreci detaylandırılmıştır. Elektrohidrolik valf, çift etkili silindir ve mekanik yük bileşenlerine ait parametrelerin nasıl belirlendiği, hangi değerlerin sabit tutulduğu ve hangi parametrelerin analiz kapsamında değiştirildiği açıklanmıştır. Ayrıca, sistemin geçiş dinamiklerini yöneten PID kontrol yapısının ayarlanmasında kullanılan yöntemler aktarılmış, özellikle Ziegler–Nichols yöntemiyle elde edilen kazanç değerlerinin sistem tepkisi üzerindeki etkileri tartışılmıştır. Son olarak, oluşturulan referans ve optimize edilmiş model yapılarına ait

senaryolar üzerinden yapılacak karşılaştırmalı analizlerin metodolojisi sunulmuş; bu analizlerin ilerleyen bölümlerde gerçek sistem verileri ile nasıl ilişkilendirileceğine dair temel açıklamalara yer verilmiştir.

### 3.5.1 Sabit ve Değişken Sistem Parametreleri

Bu çalışmada geliştirilen elektrohidrolik vites geçiş sisteminin performans analizinde, bazı fiziksel ve kontrolsel parametreler sabit tutulurken, bazı temel bileşenler üzerinde değişkenlik uygulanarak sistem tepkileri karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Sabit parametreler, sistemin çevresel ve yapısal sınır koşullarını temsil eden; simülasyon süresince değiştirilmeyen, teorik ve deneysel olarak belirlenmiş sabitlerdir. Bu kapsamda; kullanılan hidrolik sıvısının tipi ve özellikleri, PID kontrol yapısının kazanç değerleri, piston stroğu, motor torkundan türetilen kütleli yük (mass), yay sabiti ve sönümlenme katsayısı sistem boyunca sabit olarak tanımlanmıştır.

Öte yandan, vites geçiş süresi ve geçiş kalitesi üzerindeki etkileri incelemek amacıyla, sistemin üç temel mekanik parametresi değişken olarak ele alınmıştır: piston alanı, sistem basıncı ve elektrohidrolik valfin açıklık oranı. Bu değişkenler, hem geçiş zamanlamasını hem de kavrama kuvvetinin büyüklüğünü doğrudan etkileyen parametreler olması sebebiyle analiz sürecinin merkezine yerleştirilmiştir. Her bir parametre, belirli sınırlar ve adım aralıklarıyla sistematik olarak değiştirilmiş; böylece hem geçiş süreleri hem de geçişin sarsıntısızlık düzeyi üzerindeki etkileri kapsamlı bir şekilde değerlendirilmiştir.

Şekil 3.1’de sunulan tork–devir karakteristiği grafiği, elektrikli traktör sistemine ait motorun dinamometre testlerinden elde edilen veriler temel alınarak oluşturulmuştur. Grafik üzerinde 300 A ve 350 A maksimum akım seviyeleri altında ulaşılan tork değerleri ile sürekli çalışma sınırları ve izo-verim eğrileri detaylı biçimde gösterilmektedir.

Analizler sonucunda, motorun 350 A’lik akım seviyesinde yaklaşık 0–3500 dev/dak aralığında sabit 500 Nm tork üretebildiği gözlemlenmiştir. Bu bölge, özellikle yüksek çekiş gerektiren tarla modu uygulamaları için uygundur. Bu sebeple, vites geçişlerinin 350–400 Nm tork seviyesinde ve 3500–4000 dev/dak aralığında yapılması önerilmektedir. Böylece hem tork örtüşmesi korunmakta hem de geçiş sırasında sarsıntı ve çekiş kaybı en aza indirilmektedir.

Diğer yandan, 300 A sınırı altında motorun 400 Nm sabit tork üretimi 0–3500 dev/dak aralığında sürmektedir; bu sınırdan sonra tork kademeli olarak düşerek 5000 dev/dak’ta yaklaşık 250 Nm seviyesine inmektedir. Sürekli çalışma sınırlarını gösteren siyah eğriye

göre ise motorun 250 Nm tork üretebildiği bölge 0–5500 dev/dak arasında yer almaktadır. Bu veriler ışığında, yol modu gibi düşük yük senaryolarında, 250–300 Nm tork seviyesi esas alınarak, vites geçişlerinin 4500–4800 dev/dak aralığında yapılması önerilir.

Ayrıca, izo-verim eğrileri değerlendirildiğinde motorun %93–95 aralığında en yüksek verimle çalıştığı bölgenin 2000–4000 dev/dak aralığı ve 300–450 Nm tork aralığı olduğu görülmektedir. Bu verim bölgesiyle uyumlu şekilde planlanan vites geçiş stratejileri, enerji kullanımını optimize ederken aynı zamanda mekanik sistem elemanlarının daha az zorlanmasını sağlar.

Motorun dinamometre test koşulları herhangi bir tarla, yol moduna maruz bırakılmadan atölye test koşulları dikkate alındığında yüksüz ve yol şartlarından bağımsız şekilde çalıştığı çıktısı verilmiştir. Bu sebeple elektrik motorunun uzun süreli kararlı çalışması için ideal vites değiştirme aralığı 250Nm tork ve 4000–5000 rpm devir aralığı olarak belirlenmiştir. Bu aralık, motorun hem termal sınırlarını aşmadan çalışmasını sağlar hem de tork örtüşmesini koruyarak sarsıntısız bir vites geçişi gerçekleştirilmesine olanak tanır. Bu nedenle yapılan modelleme ve kontrol stratejileri, geçiş süresini optimize ederken bu çalışma aralığını referans almaktadır.

Bölüm 3.3.3'te yer alan vites geçiş dinamiği analizinde sunulan matematiksel modelleme doğrultusunda, motorun sağladığı maksimum sürekli torkun 250 Nm kavrama sisteminde karşılık geldiği kuvvet değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda, elektrohidrolik sistemin vites geçişini gerçekleştirebilmesi için pistonun yaklaşık 125 kgf'lik bir kuvveti yenmesi gerektiği belirlenmiştir. Modelde bu değer, yol ve tarla modu geçişlerini temsil eden mekanik yük bloklarında (mass) tanımlanmış ve geçiş dinamikleri bu kuvvet eşleniği üzerinden simüle edilmiştir.

Bu çalışmada geliştirilen elektrohidrolik vites geçiş sistemi, referans traktör olarak kabul edilen New Holland T3B modeli temel alınarak modellenmiştir. T3B modeli, yaklaşık 300 Nm'lik nominal motor torku üreten bir içten yanmalı motor yapısına sahipken; bu çalışmada kullanılan elektrikli traktör sisteminde 450 Nm'ye kadar ulaşan daha yüksek bir tork çıkışı mevcuttur. Dolayısıyla, sistemin tork etkisi altında maruz kaldığı dinamik yükler daha büyüktür ve bu durum, sönümlenme karakteristiğinin daha kritik bir rol oynamasına neden olmaktadır.

Referans model olan T3B'nin şanzıman sistemine ilişkin literatürde elde edilen geçmiş simülasyon ve saha test verileri incelendiğinde, vites geçiş sürecindeki sönümlenme

katsayısının  $0 < \zeta < 1$  aralığında olduğu görülmektedir. Bu, sistemin az sönümlü (underdamped) olarak çalıştığını ve geçiş esnasında salınımlı ancak kararlı bir tepki verdiğini göstermektedir. Bu bağlamda, bu tezde kullanılan modelde kütle (mass) değeri sabit kabul edilerek, sistemin yay sabiti (k) ve damping katsayısı (c) değerleri, yüksek torkun etkilerini karşılayabilecek şekilde yeniden yapılandırılmıştır. Bu sayede, hem daha kararlı bir vites geçişi elde edilmesi hem de motor torkunun kavrama süreci üzerindeki etkisinin doğru modellenmesi mümkün kılınmıştır.

Az sönümlü bir sistem yaklaşımı benimsenen bu tez çalışmasında, vites geçiş sürecinin hem kararlı hem de hızlı bir şekilde gerçekleşmesi hedeflenmiştir. Bu bağlamda, mekanik sistemin titreşim davranışını karakterize eden sönümlenme parametreleri, teorik ve deneysel verilere dayalı olarak belirlenmiştir. Özellikle vites geçişi sırasında oluşan moment transferine karşılık gelen kütle (mass) değeri, sistem dinamiğini yansıtan en önemli parametrelerden biri olarak 125 kg seviyesinde sabitlenmiştir. Bu kütle değeri referans traktör platformundaki transmisyon yükleri ile örtüşecek şekilde belirlenmiş ve sistemin modellenmesinde kullanılmıştır.

Belirlenen bu mass değeri altında, hedeflenen sönümlenme oranı  $\zeta = 0.628$  olarak kabul edilmiştir. Bu oran, az sönümlü fakat aşırı salınım oluşturmeyen, hızlı ve kontrollü geçiş karakteristiği sunan bir sistem davranışını ifade etmektedir. Bu şartlar altında yapılan hesaplamalar sonucunda, yay katsayısı  $k = 3125 \text{ N/m}$  ve sönüm katsayısı  $c = 785 \text{ Ns/m}$  olarak belirlenmiştir. Elde edilen bu parametreler, sistemin PID kontrollü geçişlerinde tork aktarımının sürekliliğini korurken, sarsıntısız ve zamanında kavramanın gerçekleşmesine olanak tanımaktadır. Böylece, elektrohidrolik sistemin mekanik dinamikleri ile kontrolcü algoritmaları arasındaki uyum, optimum seviyede sağlanmıştır.

Tez kapsamında oluşturulan Simulink modellenmesinde hidrolik sıvı olarak Simscape Fluids™ içeriğinde yer alan “Hydraulic Fluid (ISO VG 32)” temsili kullanılmış, sistemdeki enerji iletiminin ve basınç değişimlerinin gerçekçi şekilde modellenmesi hedeflenmiştir. Bu sıvı, FluidX kod adıyla tanımlanmış olup, orta viskoziteli endüstriyel yağların özelliklerini yansıtmaktadır.

Bu çalışmada sistemin hidrolik davranışlarını temsil edebilmek amacıyla ISO VG 32 viskozite sınıfına sahip standart bir hidrolik sıvı kullanılmıştır. Orta yük ve sıcaklık koşulları için uygun olan bu sıvı, elektrohidrolik sistemlerin modelleme ve simülasyon çalışmalarında yaygın olarak tercih edilmektedir. Özellikle oransal yön kontrol valfleri ve çift etkili

silindirlerle uyumlu bir akışkan profili sunması, sistem dinamiklerinin sağlıklı şekilde analiz edilmesine olanak tanımaktadır. Ancak gerçek traktör uygulamalarında, üretici tavsiyelerine göre UTTO (Universal Tractor Transmission Oil) sınıfı çok amaçlı yağlar tercih edilmektedir. Bu nedenle, kullanılan akışkanın temsili nitelikte olduğu ve gerçek saha uygulamaları için özel formülasyonlara sahip OEM sıvılarının dikkate alınması gerektiği not edilmelidir.

Kullanılan hidrolik sıvının temel teknik özellikleri aşağıda ki tabloda verilmiştir.

**Tablo 3.2.** Hidrolik sıvısı teknik özellikleri

Özellik	Değer
Yoğunluk ( $\rho$ )	850 kg/m <sup>3</sup>
Dinamik viskozite ( $\mu$ )	0.029 Pa·s
Kinematik viskozite	~32 mm <sup>2</sup> /s (40 °C'de)
Bulk modülü (B)	1.5 GPa
Atmosferik basınç	0.1013 MPa
Çalışma sıcaklığı aralığı	-20 °C ila +100 °C

Bu özellikler, sistemin basınç artış süresi, hidrolik gecikmeler, akışkan sıkıştırılabilirliği ve ısıya karşı duyarlılığı gibi kritik davranışlarını doğrudan etkilemektedir. Özellikle bulk modülünün yüksek olması, sistemin hızlı tepkiler verebilmesine katkı sağlarken, viskozite değeri ise akışın valf ve boru çapları boyunca nasıl yönleneceğini belirlemektedir. Söz konusu parametreler Simulink ortamında default “Hydraulic Fluid” blok parametreleri temel alınarak modellenmiştir.

Bu çalışmada kullanılan PID (Proportional–Integral–Derivative) kontrol algoritması, sistemin temel kontrol ihtiyacını karşılayacak şekilde önceden belirlenmiş sabit değerler üzerinden yapılandırılmıştır. Tezin temel amacı, elektrohidrolik valf sistemine ait mekanik parametrelerin (örneğin spool geometrisi, piston alanı, yay sabiti gibi) vites geçiş süresi üzerindeki etkilerini incelemek olduğundan, kontrol algoritmasının katsayıları araştırma konusu yapılmamıştır. Bu bağlamda PID katsayıları, referans traktör olarak seçilen New Holland T3B elektrikli traktör modelinin üretici ve sistem karakteristiklerine dayalı olarak

belirlenmiştir. İlgili sistem verilerine dayanarak kullanılan sabit katsayılar  $P = 800$ ,  $I = 100$  ve  $D = 20$  şeklindedir.

Kullanılan bu değerlerin doğruluğu ve sistem üzerindeki yeterliliği, Ziegler–Nichols ayar yöntemi ile kontrol edilmiş; ancak herhangi bir PID optimizasyonu yapılmaksızın bu sabit değerler çalışma boyunca korunmuştur. Böylece araştırmanın ana odağı olan mekanik ve hidromekanik parametre değişimlerinin, sistem tepkisi ve vites geçiş süresi üzerindeki etkileri izole bir şekilde değerlendirilebilmiştir. Bu yöntemsel tercih sayesinde kontrol algoritmasının sabit yapıda kalması sağlanmış, sistem tepkisinin yalnızca fiziksel parametre değişimlerine verdiği cevap detaylı biçimde analiz edilebilmiştir.

**Tablo 3.3.** Ziegler-Nichols Yöntemi kontrolcü ayar katsayıları

Kontrol Tipi	$k_p$	$k_i$	$k_d$
P	$0.50 \times k_c$	0	0
PI	$0.45 \times k_c$	$1.2 \times k_c / P_c$	0
PID	$0.60 \times k_c$	$2 \times k_c / P_c$	$k_c \times P_c / 8$

$k_c$  : Kritik kazanç (sistemin kararlı osilasyon göstermeye başladığı kazanç değeri)

$P_c$  : Kritik periyot (osilasyon periyodu)

$k_p$   $k_i$   $k_d$  : PID kontrolcüsünün oransal, integral ve türev katsayılarıdır.

Bu çalışmada vites geçiş süresini etkileyen bazı temel parametreler sabit kabul edilerek sistemin kontrol altına alınması sağlanmıştır. Bununla birlikte, sistemin dinamik performansını doğrudan etkileyen bazı mekanik bileşenler ise değişken parametreler olarak ele alınmış ve belirli aralıklar içerisinde simülasyon analizlerine tabi tutulmuştur. Değişken olarak değerlendirilen parametreler, valf açıklık çapı, piston çapı ve piston kursu olarak belirlenmiştir.

Bu parametrelerin seçiminde, daha önce benzer bir traktör platformunda kullanılan elektrohidrolik valf ve aktüatör sistemleri temel alınmış; ancak bu platformun farklı tork karakteristiklerine sahip elektrikli bir versiyonuna uygulanması sırasında performansın

yetersiz kaldığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle, motor tork artışına paralel olarak mekanik parametrelerde yeniden düzenleme yapılması gereği doğmuştur.

Valf açıklık çapı, hidrolik akışın başlangıcındaki hızını ve hacmini belirlediğinden, valfin tepkime süresi ve akış karakteristiği üzerinde doğrudan etkilidir. Yapılan analizlerde bu çap değeri, 5 mm ile 10 mm arasında simüle edilmiştir. Bu sayede küçük açıklıklarda daha hassas, büyük açıklıklarda ise daha hızlı tepkiler elde edilip karşılaştırılabilmektedir.

Piston çapı, kavrama silindiri üzerinde uygulanan net kuvveti belirleyen en kritik parametrelerden biridir. Yetersiz çap, torku karşılayamayan bir sistem doğururken; aşırı büyük çaplar ise akış gecikmelerine ve geç tepkiye neden olmaktadır. Bu nedenle piston çapı 18 mm ile 30 mm aralığında modellenmiş ve ideal kuvvet–zaman dengesi araştırılmıştır.

Piston stroku, kavrama işleminin gerçekleşmesi için gereken fiziksel mesafeyi ifade etmektedir. Fiziksel mesafeyi ifade etmek terimini biraz daha genişletecek olursak araç transmisyon dizaynına doğrudan bağlıdır. Transmisyon dişlileri paketleme gereğince strok mesafesi belirlenmiş ve 11mm sabit değer olarak tanımlanmıştır.

Sistem basıncı, elektrohidrolik kavrama mekanizmasındaki akış hızını ve silindir tepkisini doğrudan etkileyen bir parametredir. Özellikle vites geçiş süresi ve sarsıntı düzeyi, uygulanan basıncın büyüklüğüne bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle, sistem tasarımında sadece mekanik ve kontrolcü parametrelerin değil; aynı zamanda hidrolik basınç regülasyonunun da iyileştirilmesi ve incelenmesi gerekmektedir. Bu sebeple 15-30 bar arasında değişen basınçlarda vites geçişi incelenmiştir.

Tüm bu parametreler ayrı ayrı ve kombinasyonlar hâlinde modellenerek sistemin geçiş süresi, tork aktarım kararlılığı ve sarsıntı düzeyi gibi performans kriterlerine etkileri değerlendirilmiştir. Bu testlerin sayısal sonuçlarına ve nihai optimizasyon çıktısına, 5. Bulgular ve Değerlendirme başlığında detaylı olarak yer verilecektir. Burada sunulan bilgiler, yalnızca analiz mantığını ve sistematik yaklaşımı açıklamak amacıyla verilmiştir.

**Tablo 3.4.** Değişken Sistem Parametreleri

Parametre	Simülasyon Aralığı	Birim	Açıklama
Piston Çapı	19 – 36	mm	Kavrama kuvvetini oluşturan piston çapı
Sistem Basıncı	15 – 30	bar	Sistem giriş basıncı
Valf Orifis Çapı	5 – 8	mm	Akış hızı ve geçiş hassasiyeti üzerine etkisi
			değerlendirilmiştir.

**Tablo 3.5.** Sabit Sistem Parametreleri

Parametre	Sembol	Tipi	Değeri/Aralığı	Birim	Açıklama
Hidrolik Sıvı Tipi	-	Sabit	ISO VG 32	–	Sıvının viskozitesi sabit, modelleme için temsili kabul edilmiştir
PID Kazançları	$K_p, K_i, K_d$	Sabit	800 / 100 / 20	–	Ziegler–Nichols ile doğrulanmıştır
Piston Strok	-	Sabit	11	mm	Tasarım kaynaklı kurs değeri
Yük Kütlesi	m	Sabit	125	kg	Kavrama anındaki ataleti temsil eder
Yay Sabiti	k	Sabit	3125	N/m	Piston geri çağırma kuvveti
Sönümlenme Katsayısı	c	Sabit	785	Ns/m	Sistem sönümlenme karakterini belirler, $\zeta = 0.628$ için hesaplanmıştır

### 3.5.2 Senaryo Tabanlı Simülasyon Yapısı

Bu bölümde, elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sisteminin, senaryo bazlı yaklaşımla modellenme süreci ve geçiş davranışlarının değerlendirilmesi ele alınmıştır. Modelde kullanılan kontrol mantığı, elektrikli traktörlerde bulunan “Yol (Road)” ve “Tarla (Field)” modu seçimlerinin, simülasyon ortamında nasıl temsil edildiğini de içermektedir.

Gerçek sistemde operatör tarafından kabin içinden fiziksel olarak basılan “Road” veya “Field” tuşları, Simulink modelinde +1 / –1 genlikli sinüzoidal sinyaller kullanılarak simüle edilmiştir. Bu sinyal, sistemin geçiş dinamiklerini değerlendirebilmek amacıyla sürekli olarak yol ve tarla modları arasında geçiş yapan bir kontrol komutu işlevi görmüştür. Kullanılan sinüs sinyali, hem geçişlerin periyodik yapılmasını hem de PID kontrolörün farklı durumlarda test edilmesini sağlamıştır.

Bu sinyalin işlenmesinde Switch, From ve Goto blokları ile yönlendirme mantığı kurulmuştur. +1 sinyal durumu yol modunu (Road), –1 sinyal durumu ise tarla modunu (Field) temsil edecek şekilde yapılandırılmıştır. Sistemde yer alan karşılaştırıcı (Comparator)

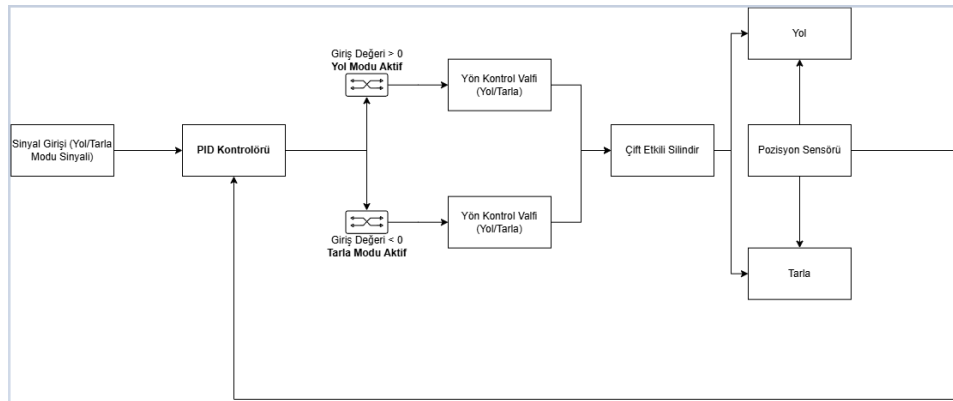
blokları aracılığıyla sinyalin pozitif veya negatif olup olmadığı belirlenmiş ve bu bilgi, ilgili yön kontrol valfine gönderilmiştir.

+1 giriş durumunda: HI (Road) valfi aktif hâle gelmiş, bu valf üzerinden çift etkili silindirin bir portuna akış sağlanarak piston ileri yönde hareket ettirilmiştir.

-1 giriş durumunda: LO (Field) valfi aktif hâle gelmiş, silindirin diğer portuna yönlendirme yapılarak piston geri yönde hareket ettirilmiştir.

Her iki durumda da PID kontrolör, sinyal ile sistemin mevcut çıkışı arasındaki farkı izleyerek devreye girmiştir. PID, pistonun hedef konuma ulaşmasını sağlamak için valf açıklığını oransal olarak değiştirmiş; böylece geçiş süresi ve hareket doğruluğu optimize edilmiştir. Sistem akışı, PID'nin tetiklenme süresi, valflerin açık kalma süresi ve piston konumunun hareket doğruluğu üzerinden değerlendirilmiştir.

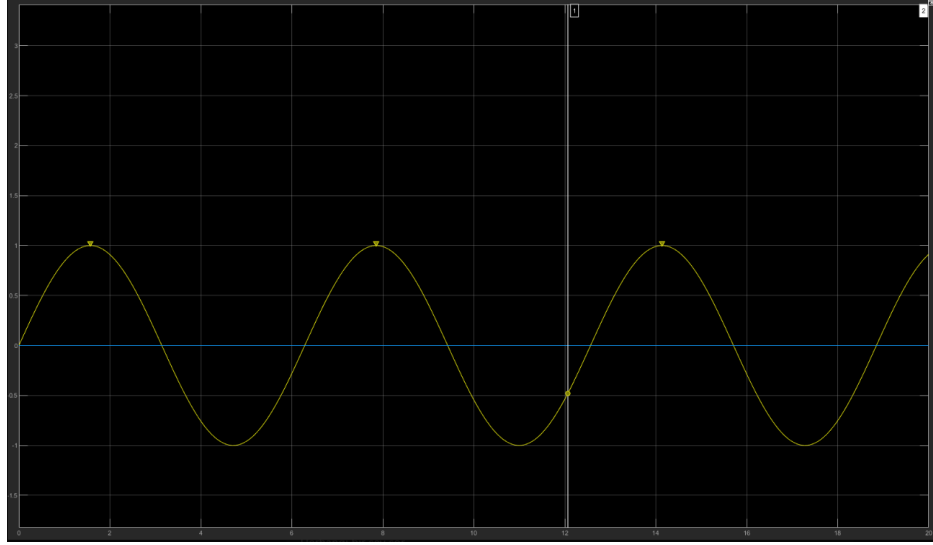
Bu yöntem sayesinde, fiziksel tuşlara karşılık gelen komutların dijital karşılıkları modellenmiş, geçiş davranışları ideal çalışma koşulları altında analiz edilmiştir. Aynı zamanda PID kontrol mantığının devreye giriş zamanlaması ve valflerin birbirine göre sıralı açılma/kapanma senaryoları modellenerek karşılaştırılabilir simülasyon çıktıları elde edilmiştir.



Şekil 3.9. Sistem PID kontrolcü şeması

Şekil 3.9'da görüldüğü gibi, senaryo tabanlı simülasyon modeli yol ve tarla modu geçişlerini temsil eden sinüzoidal bir giriş sinyali ile başlatılmıştır. Bu sinyal PID kontrolcüsüne iletilerek sistemin hedef pozisyon çıkışı belirlenmiştir. PID kontrolörü çıkışına bağlı olarak iki farklı yön kontrol valfinden biri etkinleştirilmekte ve bu valfler, çift etkili silindiri ilgili moda (Road/Field) yönlendirmektedir. Silindir hareketi sonrasında, pozisyon sensörü çıkış sinyalini algılayarak PID kontrolörüne geri bildirim sağlamaktadır.

Bu yapı sayesinde sistem, senaryoya uygun şekilde valf kontrolü ve mod geçişlerini gerçekleştirmektedir.



Şekil 3.10. Sinüs Dalgası-PID etkileşimi

Şekil 3.10’da gösterilen sinüzoidal giriş eğrisi, yol ve tarla modu geçişlerini simüle etmek üzere tasarlanmıştır. Bu sinyal PID kontrolcüsünün tetiklenmesini sağlar ve sistemin her bir mod geçişinde elektrohidrolik valfi doğru yönde sürmesini mümkün kılar. Grafik, PID sisteminin kararlı ve simetrik bir kontrol davranışı sergilediğini; valf açıklıklarının geçiş anlarında tepe–dip noktaları ile örtüştüğünü göstermektedir.

### 3.5.3 Karşılaştırmalı Analiz Stratejisi

Bu çalışmada geliştirilen sistemin geçiş performansını değerlendirmek amacıyla, iki farklı senaryo üzerinden karşılaştırmalı bir analiz stratejisi oluşturulmuştur. İlk senaryo, referans traktör sisteminden alınan standart elektrohidrolik valf parametreleri ile modellenmiş olan optimize edilmemiş yapıdan oluşmaktadır. İkinci senaryo ise bu tez kapsamında yapılan sistematik optimizasyon süreci sonucunda elde edilen iyileştirilmiş valf parametrelerini içermektedir. Her iki senaryo da aynı kontrol yapısı ve benzer çalışma koşulları altında çalıştırılarak analiz edilmiştir.

Karşılaştırma metrikleri olarak öncelikle vites geçiş süresi ve geçiş anındaki sarsıntı miktarı esas alınmıştır. Bu kapsamda; piston konumundaki hareket eğrisi ile hidrolik akışkan basıncındaki ani değişimler scope blokları üzerinden izlenmiş ve sayısal olarak karşılaştırılmıştır. Elde edilen veriler, sistemin geçiş davranışını hem zaman boyutunda hem de dinamik karakteristikler açısından ortaya koymaktadır. PID kontrol yapısı sabit tutularak

yalnızca mekanik parametrelerin etkisi analiz edildiği için, karşılaştırmanın doğrudan elektrohidrolik sistemin fiziksel tasarım değişkenlerine odaklandığı belirtilmelidir.

Bu bölümde sunulan karşılaştırmalı analiz yaklaşımı, bir sonraki bölüm olan Sonuçlar ve Tartışma (Bölüm 4) için teknik bir altyapı sunmaktadır. 4. bölümde, her iki senaryo için elde edilen simülasyon çıktıları grafiklerle sunulacak; geçiş sürelerindeki azalma, basınç eğrilerindeki yumuşama ve pozisyon senkronizasyonundaki gelişmeler değerlendirilecektir. Ayrıca, bu simülasyon sonuçları, gerçek sistem üzerinde yapılan testlerle doğrulanacak ve teorik iyileştirmelerin saha koşullarındaki karşılıkları somut verilerle desteklenecektir.

Bu analiz stratejisi sayesinde, yalnızca simülasyon ortamında değil; aynı zamanda gerçek dünya uygulamaları için de geçerli, uygulanabilir ve mühendislik açısından iyileştirilmiş bir sistem tasarımının mümkün olduğu ortaya konulacaktır.

## 4. ANALİZ VE TEST SONUÇLARI

Bu bölümde, elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sistemine yönelik geliştirilen model üzerinde gerçekleştirilen senaryo tabanlı simülasyon sonuçları sunulmakta ve analiz edilmektedir. Farklı valf geometrisi, piston alanı ve basınç parametrelerinin değiştirilmesiyle sistemin geçiş süresi ve geçiş kalitesi üzerindeki etkileri karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Özellikle referans sistem ile önerilen iyileştirilmiş tasarım arasında geçiş süreleri, kavrama kalitesi ve tork sürekliliği açısından anlamlı farklar gözlemlenmiştir.

Simülasyon sonuçları, MATLAB Simulink ortamında oluşturulan fiziksel model üzerinde gerçekleştirilmiş ve piston konumu, hidrolik basınç ve valf pozisyonu gibi değişkenler “Scope” bileşenleriyle zamana bağlı olarak incelenmiştir. Elde edilen veriler, sistemin geçiş süresini belirleyen en kritik parametreler arasında basınç, valf açıklık oranı ve piston alanı olduğunu ortaya koymuştur.

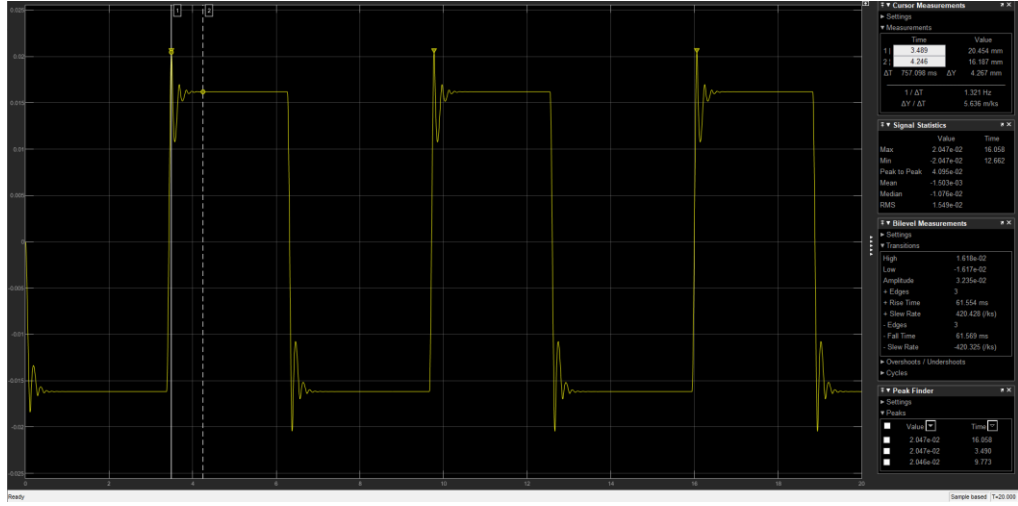
Ayrıca bu bölümde, model doğrulama amacıyla gerçekleştirilen saha testlerinden elde edilen veriler de sunulmuş ve simülasyon sonuçları ile tutarlılıkları analiz edilmiştir. Böylece modelin fiziksel sistemle uyumluluğu ve geçerliliği ortaya konmuştur.

Tüm analizler MATLAB/Simulink auto(ode23t) model çözümünde yapılmıştır, 20 saniyelik sürelerle simüle edilmiştir.

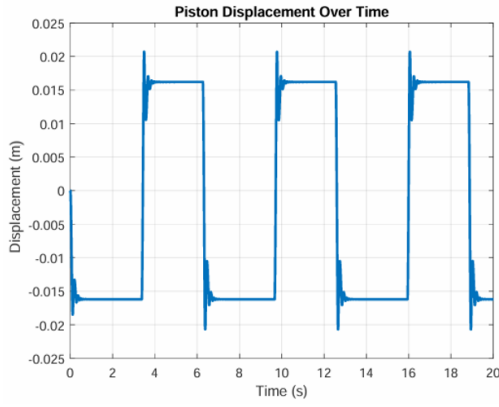
Vites geçiş sürelerini değerlendirmek amacıyla analiz edilen grafiklerde, sistem tepkisinin kararlılığa ulaştığı sürelerin doğru bir şekilde belirlenebilmesi için yüksek zaman çözünürlüğüne sahip hassas ölçümler gerçekleştirilmiştir. Bu doğrultuda, grafiklerde belirlenen iki ardışık tepe noktası arasındaki mesafe temel alınarak yapılan ölçümler sayesinde, sistemin dengeye ulaştığı geçiş aralıkları güvenilir biçimde tespit edilmiştir.

### 4.1 Simülasyon Sonuçları

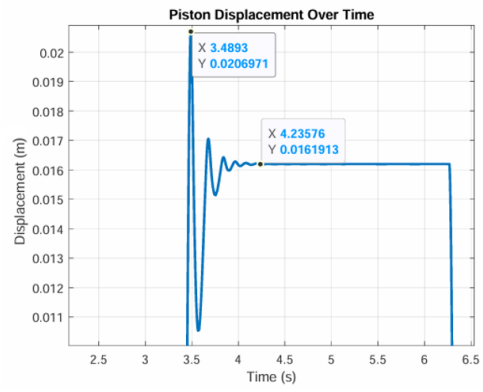
Çalışmanın ilk aşamasında, daha önce farklı bir motor ve şanzıman yapısı için tasarlanmış olan referans elektrohidrolik valf, mevcut elektrikli traktör modeline Simulink ortamında entegre edilmiştir. Bu senaryoda amaç, referans valfin mevcut sistem üzerinde doğrudan kullanılması durumunda ortaya çıkabilecek geçiş performansını gözlemlemektir.



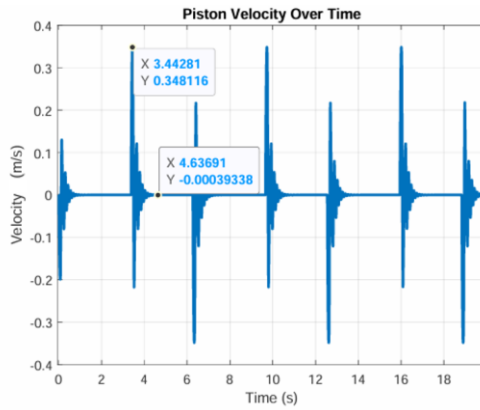
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil 4.1. Referans valf vites geçiş süresi analiz sonuçları

Şekil 4.1'de görüldüğü üzere, referans elektrohidrolik valfimiz ile yapılan analiz sonucunda; başlangıç koşullarında 16 mm strok, 22 bar sistem basıncı,  $\varnothing 5$  mm valf çapı ve

ø21 mm piston çapı kullanılarak gerçekleştirilen senaryo kapsamında elde edilen grafik, ilgili konfigürasyonun dinamik tepkisini yansıtmaktadır.

Geçiş Süresi ( $\Delta T$ ): Şekil 4.1a ve şekil 4.1c’de 757.098 ms (yaklaşık 0.76 saniye) olarak ölçülmüştür. Bu değer, piston hareketinin ileri pozisyonundan geri pozisyona (ya da tersi) geçişi sırasında geçen süreyi ifade eder. Bu süre, geçişin ne kadar hızlı tamamlandığını ortaya koymaktadır.

Yer Değiştirme ( $\Delta Y$ ): 0 mm noktası ile pistonun açılıp sabit kaldığı 16.1mm’lik bir strok hareketi gözlemlenmiştir. Bu değer, pistonun hareket ettiği net mesafedir ve silindirin efektif stroku ile ilişkilidir.

Rise Time: 61.554 ms olarak belirlenmiştir. Bu değer, sistemin hedef konuma ulaşmak için ne kadar sürede reaksiyon verdiğini gösterir.

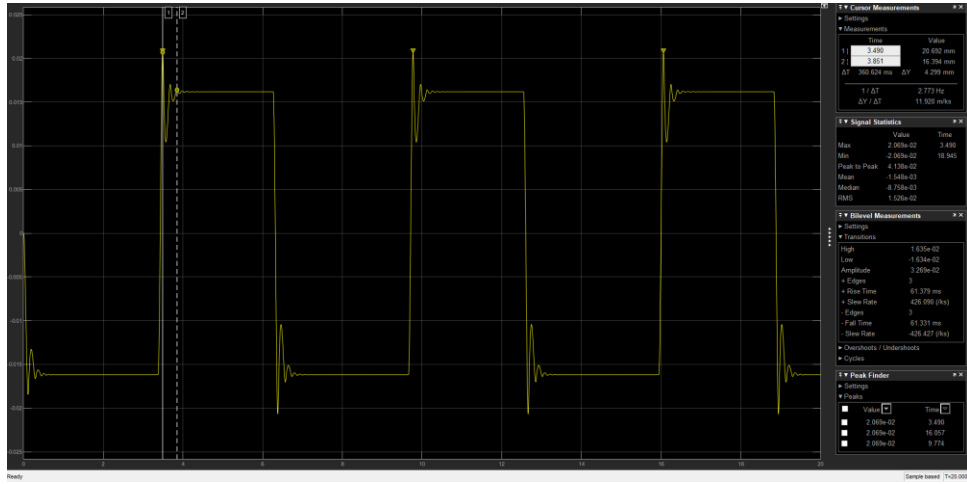
Şekil 4.1d’de elde edilen hız grafiği incelendiğinde, sistemin maksimum kararlı çalışma hızına 0.347844 m/s seviyesinde ulaştığı gözlemlenmiştir. Bu değer, pistonun hedef konuma ulaşmadan önceki ivmelenme sürecinde ulaştığı ve ardından sistemin kararsız şekilde kavramayı tamamladığı hızı temsil etmektedir.

Ancak Şekil 4.1’de sunulan grafik detaylı biçimde incelendiğinde, sistem cevabında belirgin düzeyde osilasyonlar meydana geldiği görülmektedir. Özellikle geçiş sonrası salınımların sönümlenmesi belirli bir zaman almakta, bu da sistemin kararlılık süresini uzatmaktadır. Ayrıca, elde edilen rise time (61 ms) ve geçiş süresi (yaklaşık 757 ms), elektrohidrolik valf sisteminin elektrikli traktör uygulamaları için hedeflenen hızlı ve konforlu vites geçiş dinamiklerini sağlayamadığını göstermektedir. Bu durum, referans olarak alınan elektrohidrolik valfin mevcut elektrikli traktör platformuna doğrudan entegre edilmesi hâlinde, sistemin yeterince hızlı bir yanıt veremeyeceğini ve geçiş konforunun literatürdeki ideal değerlere kıyasla düşük kalabileceğini ortaya koymaktadır. Dolayısıyla, bu valf üzerinde mekanik iyileştirmeler yapılmadan sistemde kullanılması, traktörün vites geçiş performansını sınırlayıcı bir etken hâline gelebilir.

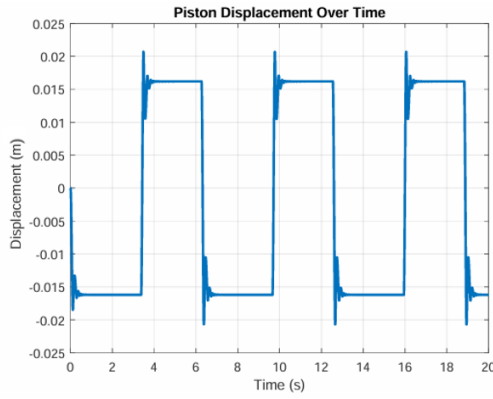
#### **4.1.1 Valf Açıklık Alanının ve Çapının Vites Geçiş Davranışına Etkisi**

Valf açıklık alanı ve bu alana doğrudan etki eden spool çapı, elektrohidrolik sistemlerde debi kontrolünün en kritik belirleyicilerindendir. Açıklık çapının büyümesiyle birlikte sistem içerisindeki hidrolik akışkanın geçiş kapasitesi artmakta, bu durum piston hareketinin hızlanmasına ve dolayısıyla vites geçiş süresinin kısalmasına neden olmaktadır.

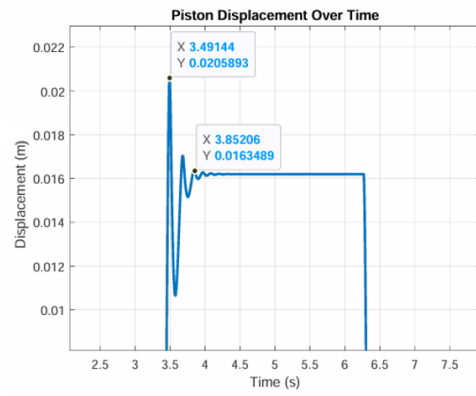
Ancak açıklık çapının gereğinden fazla büyütülmesi, sistemde ani basınç dalgalanmalarına ve sarsıntılı geçişlere yol açabilmektedir. Bu çalışmada, valf çapı çeşitli senaryolarla belirli aralıklarla azaltarak simüle edilmiş, açıklık alanındaki değişimin sistemin tepkime süresi ve geçiş kararlılığı üzerindeki etkisi sayısal verilerle ortaya konmuştur. Elde edilen bulgular, açıklık geometrisinin yalnızca akışı değil; aynı zamanda geçişin yumuşaklığı ve senkronizasyon başarısını da doğrudan etkilediğini göstermektedir.



(a)



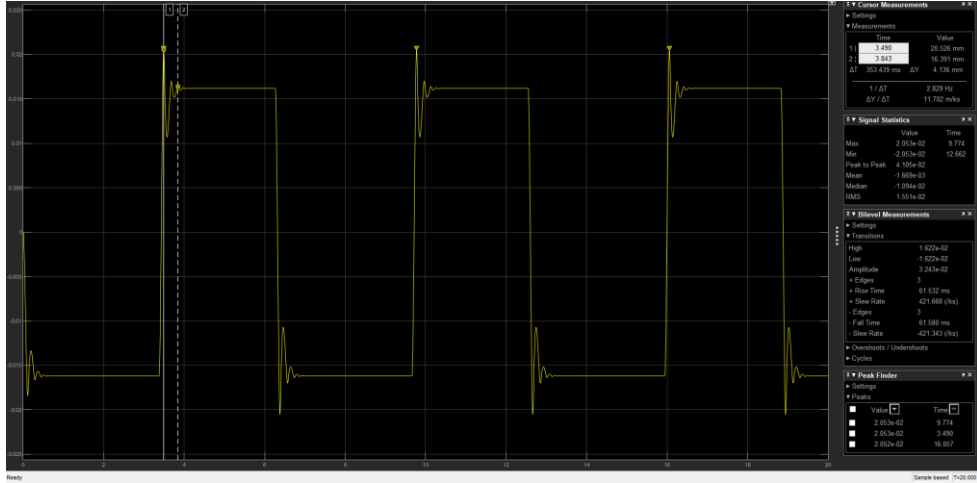
(b)



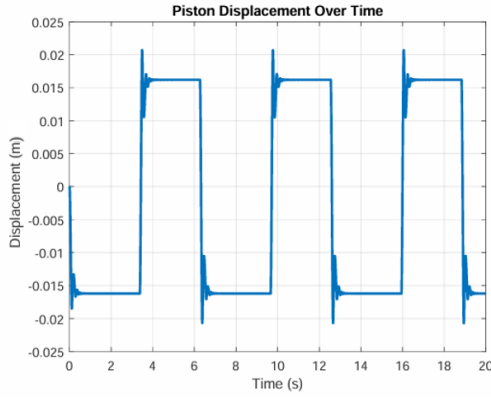
(c)

**Şekil 4.2.** Yön valfi çap açıklık değeri 5mm vites geçiş süresi analiz sonuçları

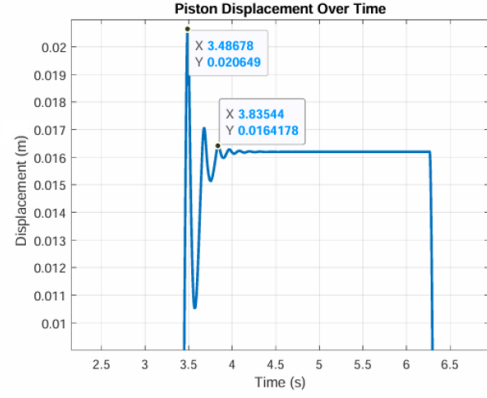
Şekil 4.2’de görüldüğü gibi  $\varnothing 5$  mm olan yön valfi ile gerçekleştirilen analiz sonucunda elde edilen grafik değerlendirmesine göre, vites geçiş süresi ( $\Delta t$ ) yaklaşık 360.624 milisaniye olarak ölçülmüştür.



(a)



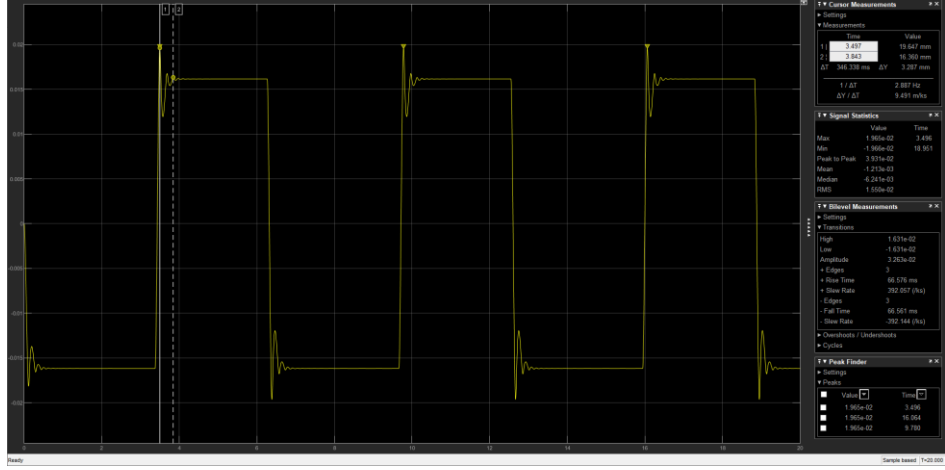
(b)



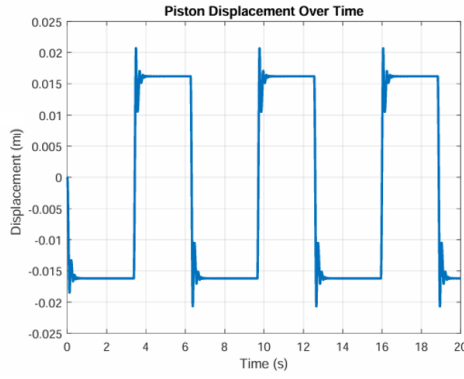
(c)

Şekil 4.3. Yön valfi çap açıklık değeri 7.5mm vites geçiş süresi analiz sonuçları

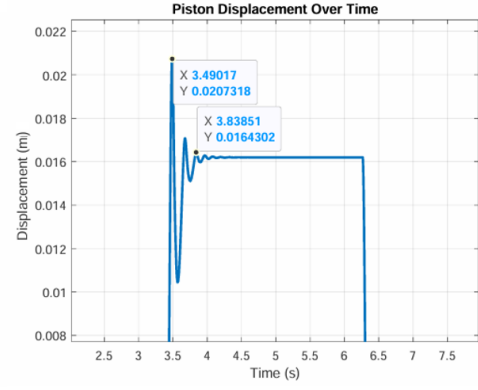
Şekil 4.3'te görüldüğü gibi  $\varnothing 7.5$  mm olan yön valfi ile gerçekleştirilen analiz sonucunda elde edilen grafik değerlendirmesine göre, vites geçiş süresi ( $\Delta t$ ) yaklaşık 353.439 milisaniye olarak ölçülmüştür.



(a)



(b)



(c)

**Şekil 4.4.** Yön valfi çap açıklık değeri 10mm vites geçiş süresi analiz sonuçları

Şekilde görüldüğü gibi  $\varnothing 10$  mm olan yön valfi ile gerçekleştirilen analiz sonucunda elde edilen grafik değerlendirmesine göre, vites geçiş süresi ( $\Delta t$ ) yaklaşık 346.338 milisaniye olarak ölçülmüştür.

**Tablo 4.1.** Yön valfleri çap açıklıklarına göre vites geçiş süresi analiz sonuçları

Açıklık $\varnothing$ (mm)	Geçiş Süresi (s)	Gözlenen Etki
5	0.360	Geçiş yavaş
7.5	0.353	Dengeli
10	0.346	Hızlı ama overshoot riski

Sonuç olarak bu çap değişimlerine göre elde edilen simülasyon sonuçları, elektrohidrolik valfin fiziksel parametrelerinin vites geçiş performansı üzerindeki etkisini açık bir şekilde ortaya koymaktadır. Valf açıklık çapı sırasıyla 5 mm, 7.5 mm ve 10 mm olacak şekilde modellenmiş ve her bir konfigürasyon için piston hareketi izlenmiştir. Bu sonuçlara göre çap arttıkça, geçiş süresi ( $\Delta t$ ) kademeli olarak azalmaktadır. Bunun nedeni, açıklık çapının büyümesiyle birlikte sistemden geçen hidrolik akışkan debisinin artması ve böylece kavrama pistonunun daha hızlı şekilde hedef pozisyona ulaşabilmesidir. Ancak rise time değerlerinin büyük ölçüde sabit kalması (yalnızca 10 mm’de hafif artış) sistemin ilk tepkisinin belirli bir eşiğin üzerinde fazla etkilenmediğini göstermektedir. Bu, sistemin kontrol yapısının (özellikle PID ayarlarının) valf çapı değişimine karşı dengeli bir yanıt verdiğini gösterir.

Bu bağlamda şunlar söylenebilir:

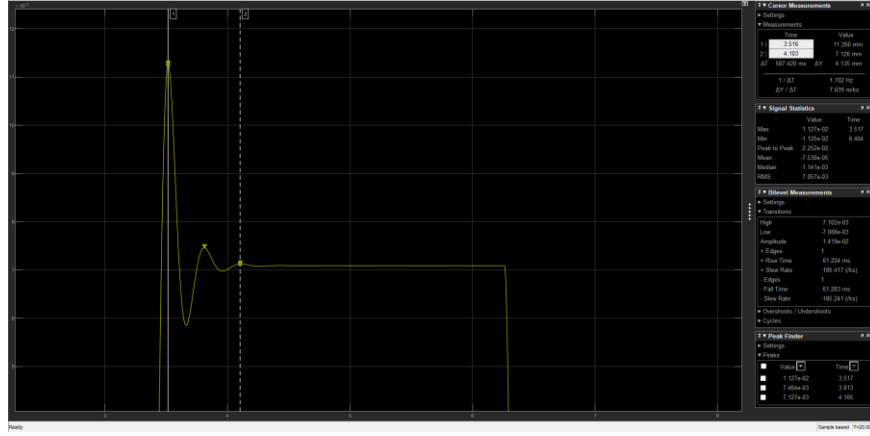
Valf çapındaki artış, vites geçiş süresini kısaltmakta ve geçiş esnasındaki tork aktarımını hızlandırmaktadır.

Ancak çap çok büyüdüğünde (örneğin 10 mm), sistemin sönümlenme karakteristiği etkilenebilir ve overshoot riski artabilir.

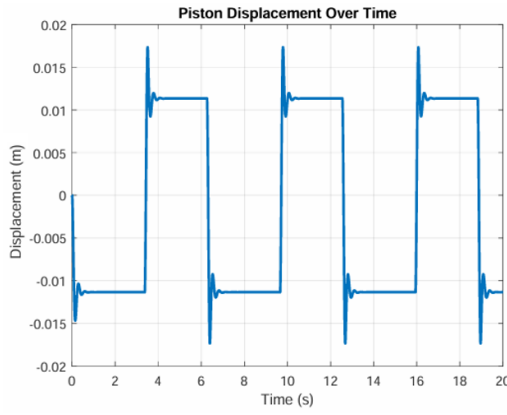
Rise time’ın değişmemesi ise, kontrol sisteminin (PID ve valf pozisyonlaması) ani tepkilere karşı stabil kaldığını ve sistemin düşük sönümlü ama kararlı çalıştığını göstermektedir.

#### **4.1.2 Piston Alanının Vites Geçiş Davranışına Etkisi**

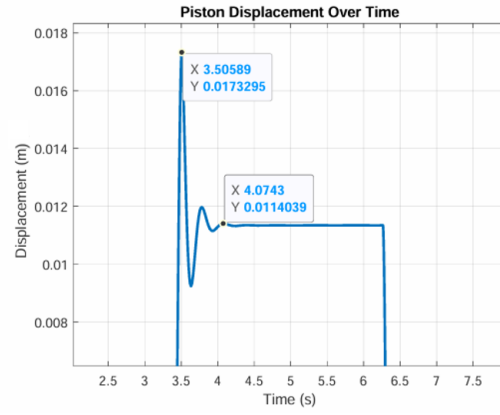
Piston alanı, elektrohidrolik sistemlerde kuvvet üretiminin temel belirleyicilerinden biri olup, vites geçiş dinamiği üzerinde doğrudan etkili bir parametredir. Özellikle çift etkili silindirlerin kullanıldığı sistemlerde, pistonun uygulayabildiği kuvvet; sistemdeki hidrolik basınç ile piston alanının çarpımı ile elde edilir. Bu bağlamda piston alanı artırıldığında aynı basınç altında daha yüksek kuvvet üretilerek kavrama işleminin daha kısa sürede tamamlanması sağlanabilirken, alanın çok büyük olması durumunda sistemin sönüm davranışı bozulabilir ve ani kuvvet artışları geçiş sarsıntılarına neden olabilir. Bu bölümde, piston alanının farklı değerleriyle yapılan simülasyon senaryoları üzerinden vites geçiş süresi, sistem kararlılığı ve piston hareket tepkisi analiz edilerek, optimum alan büyüklüğünün vites geçiş performansına olan etkisi değerlendirilecektir.



(a)



(b)



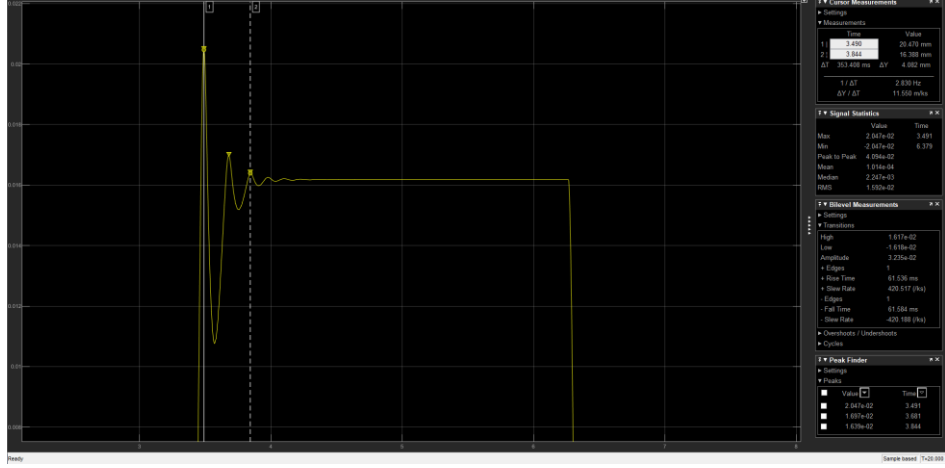
(c)

Şekil 4.5. Silindir-piston çapı 19mm vites geçiş süresi analiz sonuçları

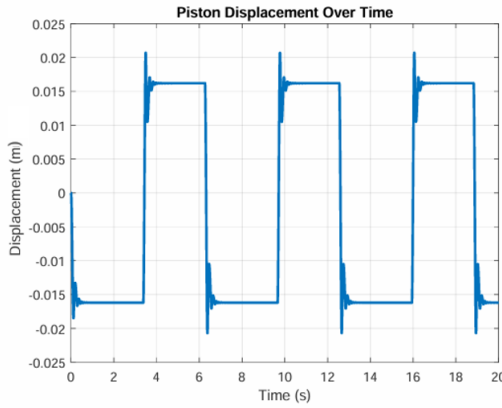
Şekil 4.5'te görüldüğü gibi, 19 mm silindir-piston çapıyla gerçekleştirilen deneme, sistem performansı açısından bazı kritik sonuçlar doğurmuştur. Öncelikle, ölçülen 587 ms'lik vites geçiş süresi, önceki çaplara kıyasla oldukça yüksek bir değere işaret etmektedir. Bu durum, artan piston alanı nedeniyle gerekli debi ihtiyacının yükselmesi ve valf açıklık alanının bu ihtiyacı karşılayamamasıyla ilişkilendirilebilir. Akışkanın silindiri doldurma süresi uzamış, dolayısıyla pistonun hedef konuma ulaşması gecikmiştir.

Daha dikkat çekici olan ise, sistemin 16 mm'lik hedef stroğun yalnızca yaklaşık 11 mm'sini tamamlamasıdır. Bu durum, sistemin yeterli kuvvet veya akış sağlayamaması nedeniyle kavrama hareketini tamamlayamadan duraksadığı anlamına gelir. Bu eksik stroğun, kavramanın tam gerçekleşmemesi ve dolayısıyla vites geçişinin başarısız olması ile sonuçlanacağı açıktır. Bu da sistemin hem mekanik bütünlüğünü hem de şanzıman performansını doğrudan olumsuz etkileyebilir.

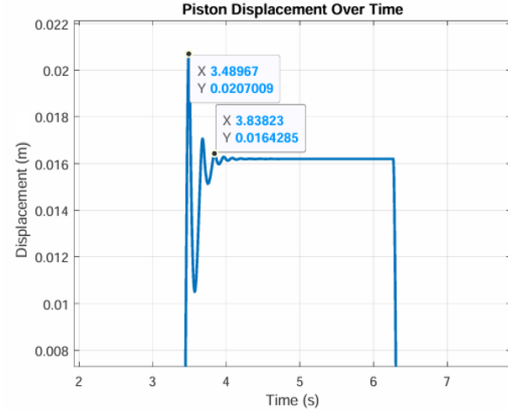
Ayrıca, grafik üzerinden gözlemlenen sistem tepkisinde osilasyonların azaldığı görülmektedir. Bu, teoride sistemin daha kararlı bir rejime ulaştığını gösterebilir; ancak bu kararlılığın, sistemin hedefe ulaşamaması pahasına elde edildiği anlaşılmaktadır. Yani kararlı ama yetersiz bir dinamik davranış söz konusudur.



(a)



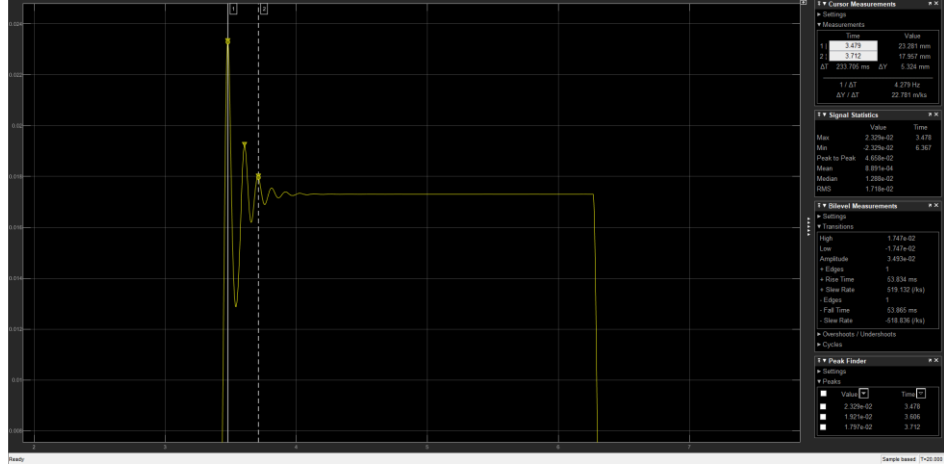
(b)



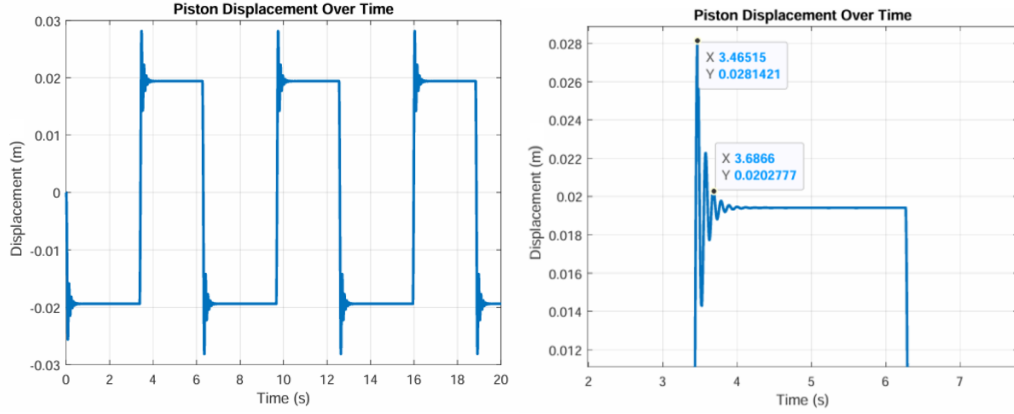
(c)

Şekil 4.6. Silindir-piston çapı 23mm vites geçiş süresi analiz sonuçları

Şekil 4.6'da görüldüğü gibi, 23 mm silindir-piston çapı ile yapılan simülasyon sonucunda elde edilen grafik, sistemin belirgin osilasyonlar eşliğinde çalıştığını ve geçiş süresinin 353 ms'ye ulaştığını ortaya koymaktadır. Şekilde de görüldüğü üzere, piston hareketi toplamda yaklaşık 16 mm strok mesafesini başarıyla tamamlamaktadır. Ancak bu süreçte sistemin salınımlı davranış sergilemesi, hem geçişin süresini uzatmakta hem de sarsıntı riskini artırmaktadır. Bu durum, valf açıklık alanı ve piston geometrisinin sistemin dinamik yanıtı üzerindeki belirleyici etkisini açıkça ortaya koymakta, iyileştirme gerekliliğini doğrulamaktadır.



(a)



(b)

(c)

Şekil 4.7. Silindir-piston çapı 36mm vites geçiş süresi analiz sonuçları

Şekil 4.7’de görüldüğü gibi 36 mm silindir-piston çapıyla gerçekleştirilen analiz sonucunda, vites geçiş süresi 233 milisaniyeye kadar düşmüş ve sistemin tepki hızı belirgin biçimde artmıştır. Bu durum, artan piston alanı sayesinde kavrama kuvvetinin daha hızlı oluşturulmasından kaynaklanmaktadır. Ancak bu kazanım, sistemin kararlılığı açısından bazı dezavantajları da beraberinde getirmiştir. Şekil üzerinde de görüldüğü üzere, geçiş sırasında oluşan osilasyonlar (salınımlar) belirgin biçimde artmış; sistemin hedef konuma ulaşmasının ardından tam olarak sönümlenmesi daha uzun sürmüştür.

Bu durum, yüksek çaplı pistonların sisteme daha fazla enerji aktarmasıyla açıklanabilir. Büyük bir piston, daha geniş bir akış alanı ve daha yüksek ivmeli bir hareket üretmekte; bu da mekanik sistemin daha fazla titreşimle karşılaşmasına yol açmaktadır. Eğer bu salınımlar yeterince sönümlenemezse, sistemde zamanla mekanik yorulmalar, parça deformasyonları veya hidrolik darbeler (hydraulic shock) meydana gelebilir. Özellikle

hassas geçişler gerektiren tarla uygulamalarında bu tür kararsızlıklar, ekipman verimini azaltabilir ve operatör konforunu olumsuz etkileyebilir.

Sonuç olarak, piston çapının artırılmasıyla geçiş süresi azalmış olsa da, sistemin kararlılığını bozacak ölçüde salınım artışı gözlemlenmiştir. Bu nedenle ideal tasarım, yalnızca geçiş süresine değil; aynı zamanda sistemin sönümlü ve dengeli bir şekilde çalışmasına da odaklanmalıdır. Bu bağlamda 36 mm çap, geçiş süresi açısından avantaj sağlasa da, sistemin genel dayanıklılığı ve uzun vadeli güvenliği açısından sınır değerlere yaklaşmaktadır.

**Tablo 4. 2.** Silindir-piston çap açıklıklarına göre vites geçiş süresi analiz sonuçları

Silindir-Piston Çapı Ø (mm)	Geçiş Süresi (s)	Gözlenen Etki
19	0.587	Düşük kuvvet, yetersiz strok hareketi
23	0.353	Yeterli kuvvet, tamamlanan strok
36	0.233	Yüksek kuvvet, aşırı hızlanma, strok dışı hareket

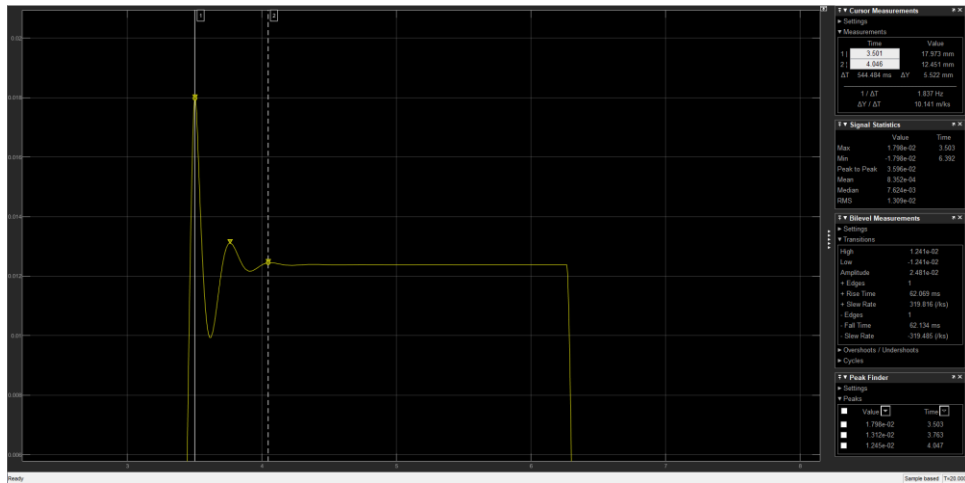
Sonuç olarak, farklı silindir-piston çaplarının (19 mm, 23 mm ve 36 mm) sabit bir 16 mm strok mesafesi altında vites geçiş dinamikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen simülasyon sonuçları, silindir-piston alanının doğrudan vites geçiş süresine ve geçiş kararlılığına etki ettiğini göstermektedir. Özellikle 19 mm gibi daha küçük piston çaplarında, oluşturulan kuvvet motor torkunu yenmekte yetersiz kalabilmekte ve bu durum kavramanın tamamlanamamasına, dolayısıyla vites geçişinin gerçekleşmemesine neden olabilmektedir. Bu tür senaryolarda sistemin geç tepkime vermesi veya kavrama yüzeylerinin tam olarak birleşmemesi gibi riskler ortaya çıkmaktadır.

Buna karşılık, 23 mm ve özellikle 36 mm gibi daha büyük piston çaplarında ise oluşturulan itme kuvveti yeterli hatta fazlasıyla yüksek seviyelerde elde edilmekte; ancak bu durum sistemin dinamik dengesini bozarak aşırı salınımlara (overshoot) ve kararsız davranışlara neden olabilmektedir. Bu tür osilasyonlar, hem geçiş süresini uzatmakta hem de mekanik bileşenler üzerindeki darbe yüklerini artırarak sistem ömrünü kısaltabilmektedir. Sonuç olarak, piston çapı ve dolayısıyla alanı, vites geçiş performansı üzerinde kritik bir parametre olarak öne çıkmakta; çok küçük çaplar sistemin etkinliğini zayıflatırken, çok büyük çaplar da sistemin kararlılığını ve ömrünü riske atmaktadır. Bu nedenle, optimum

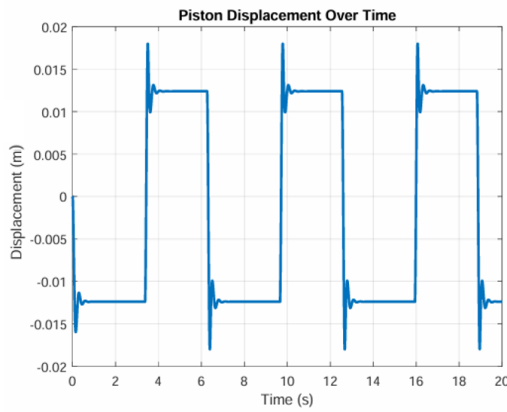
piston çapı tasarımı yapılırken hem tork karşılaşması hem de geçiş konforu göz önünde bulundurulmalıdır.

#### 4.1.3 Sistem Basıncının Vites Geçiş Davranışına Etkisi

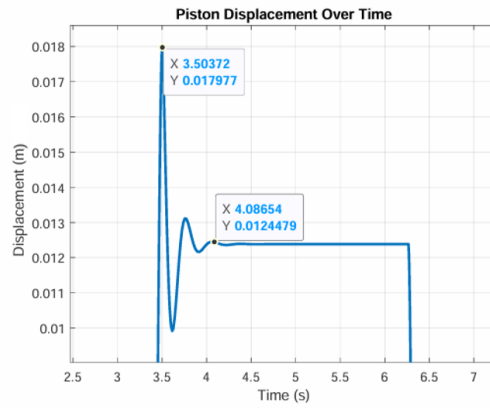
Hidrolik sistemlerde basınç, aktüatörün uygulayabileceği kuvvetin temel belirleyicisidir. Elektrohidrolik valf kontrollü şanzıman sistemlerinde, basınç seviyesi doğrudan piston hareketinin hızını ve dolayısıyla vites geçiş süresini etkiler. Bu nedenle, sistem basıncının farklı seviyelerde ayarlanarak geçiş süresine olan etkisinin analiz edilmesi, optimize bir valf tasarımı kadar kritik bir parametredir. Bu çalışmada, simülasyon ortamında sistem basıncı belirli adımlarla (15–30 bar arası) değiştirilerek, piston konumu ve geçiş süresi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen veriler, yalnızca mekanik boyutların değil; aynı zamanda hidrolik enerji seviyesinin de geçiş başarımı üzerinde önemli rol oynadığını ortaya koymaktadır.



(a)



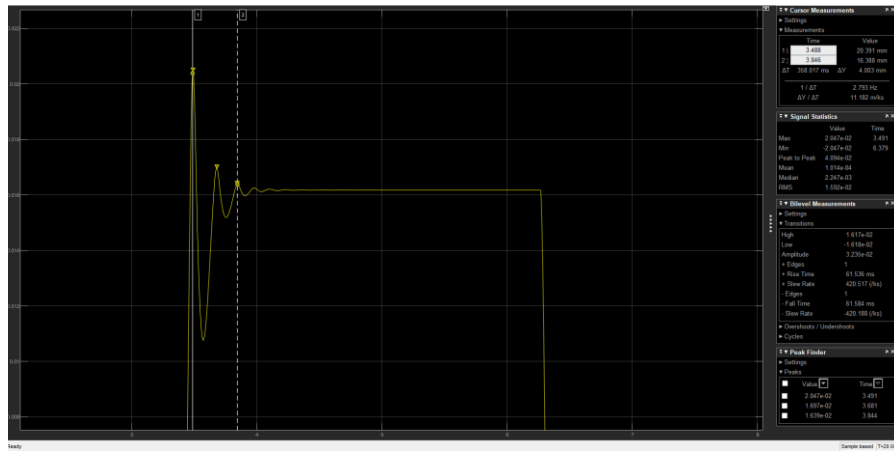
(b)



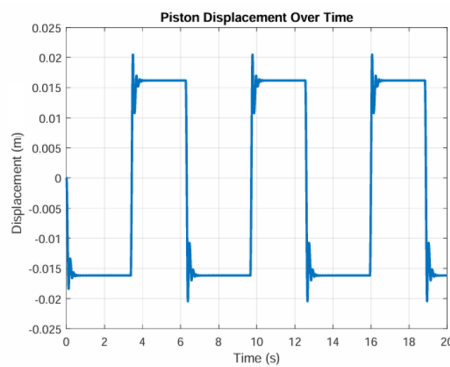
(c)

Şekil 4. 8. 15 bar sistem giriş basıncı vites geçiş süresi analiz sonuçları

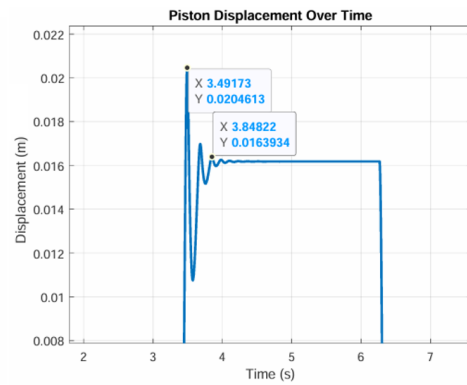
Şekil 4.8’de görüldüğü gibi, 15 bar basınç altında gerçekleştirilen simülasyon sonucunda, 16 mm’lik piston strok mesafesinin tam olarak tamamlanamadığı ve vites geçiş süresinin yaklaşık 544 milisaniyeye kadar uzadığı gözlemlenmiştir. Bu sonuç, sistemin mekanik yükü ve hidrolik dirençleri göz önüne alındığında, 15 bar basıncın kavrama için yeterli hidrolik kuvvet üretmediğini ortaya koymaktadır. Basınç seviyesinin düşüklüğü, hem pistonun ivmelenmesini hem de hedef konuma ulaşmasını geciktirerek vites geçiş süresinin artmasına neden olmuş, bu durum sistemdeki tork aktarım sürekliliğini ve geçiş konforunu olumsuz etkilemiştir. Özellikle elektrohidrolik kontrollü sistemlerde, bu tür düşük basınç seviyeleri, valf ve silindir etkileşimini zayıflatmakta ve motor torkunu dengeleyebilecek yeterli kuvvet üretilmemektedir. Bu nedenle 15 bar gibi alt sınır değerlerde sistemin kararlı ve zamanında geçiş yapması mümkün olmamıştır.



(a)



(b)

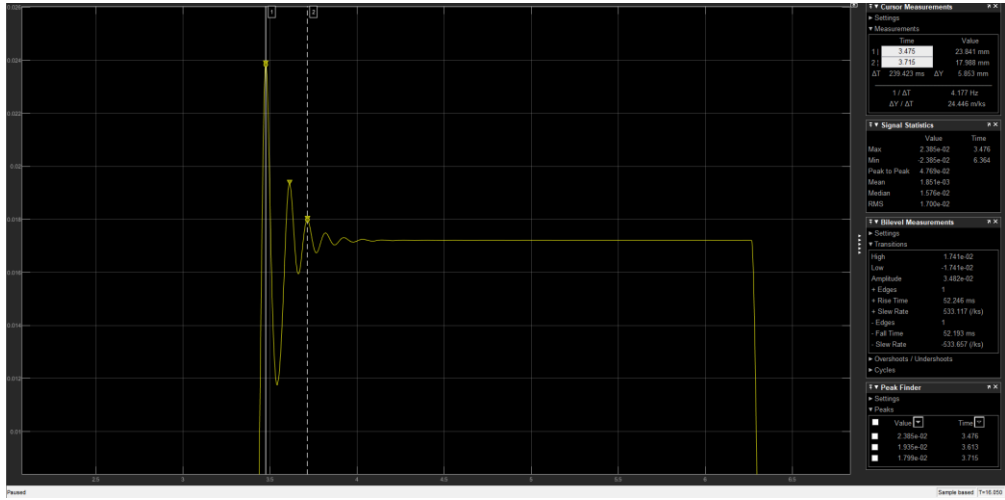


(c)

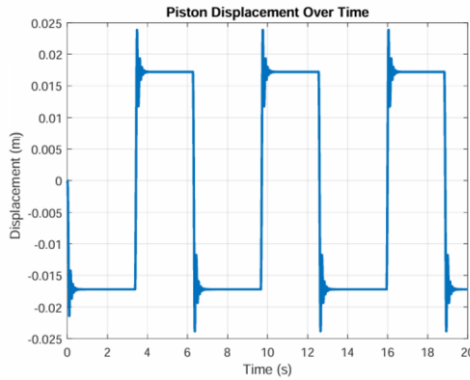
Şekil 4.9. 20 bar sistem giriş basıncı vites geçiş süresi analiz sonuçları

Şekil 4.9’da görüldüğü gibi, sistem 20 bar sabit çalışma basıncı altında çalıştırıldığında piston hareketi başarılı şekilde tamamlanmakta, yani vites geçişi tamamlanmaktadır. Bu

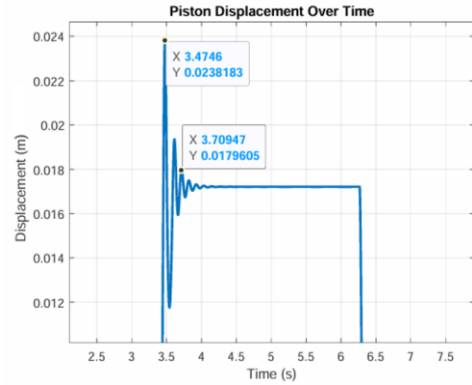
geçiş süreci yaklaşık 358 milisaniyede (ms) gerçekleşmektedir. Bu süre, pistonun başlangıç konumundan hedef konuma ulaşması için geçen toplam süreyi temsil etmektedir. Ancak geçişin hemen ardından sistemde belirgin şekilde osilasyon (salınım) davranışı gözlemlenmektedir.



(a)



(b)



(c)

**Şekil 4.10.** 30 bar sistem giriş basıncı vites geçiş süresi analiz sonuçları

Şekil 4.10a ve şekil 4.10b'de görüldüğü gibi, simülasyon ortamında yapılan analizlerde sistem giriş basıncının 30 bar seviyesine yükseltilmesi durumunda, piston hareketinde belirgin bir osilasyon artışı gözlemlenmiştir. Bu durum, kontrolsüz dinamik salınımlar nedeniyle sistem stabilitesini olumsuz etkilemektedir. Elde edilen grafik çıktısına göre, geçiş süresi 239.43 milisaniyeye kadar düşmüş olsa da, bu sürede pistonun nominal olarak tanımlanan 16 mm'lik strok mesafesini aşarak yaklaşık 17 mm'lik bir kurs gerçekleştirdiği tespit edilmiştir.

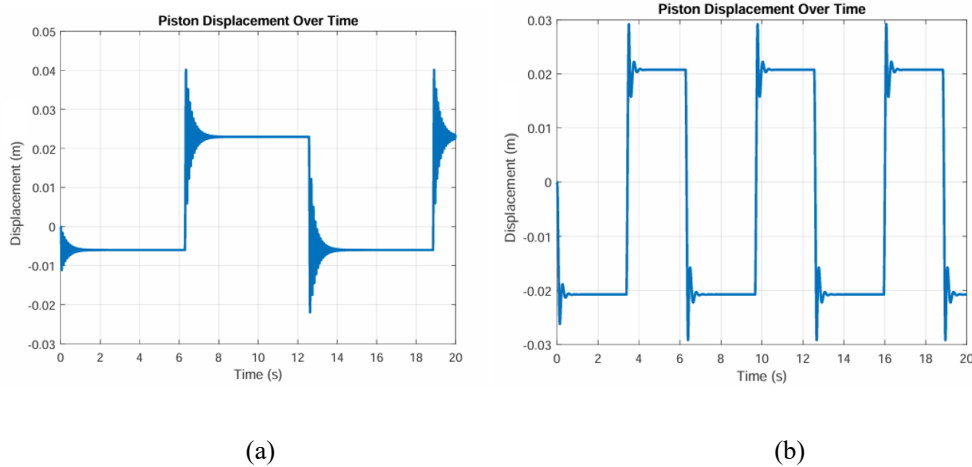
Bu durum, sistemin mekanik sınırlarını zorlaması ve potansiyel olarak kavrama elemanlarına zarar verme riski doğurması bakımından kritik bir bulgu niteliğindedir. Vites geçişinde bu denli kısa sürede yüksek salınım üretmesi, hem geçiş sarsıntısını artırmakta hem de sistemin uzun vadeli güvenilirliğini tehdit etmektedir. Dolayısıyla 30 bar gibi yüksek basınç senaryoları, sistem davranışı açısından önerilmemekte; ideal çalışma aralığının daha düşük ve kontrollü basınç seviyelerinde sağlanması gerektiği sonucuna varılmıştır.

**Tablo 4.3.** Sistem giriş basıncına göre vites geçiş süresi analiz sonuçları

Basınç (bar)	Geçiş Süresi (s)	Gözlenen Etki
15	0.544	Yüksek geçiş süresi, yetersiz strok hareketi, kararlı davranış
20	0.358	Düşük geçiş süresi, strok tamamlandı, kararlı davranış
30	0.239	Düşük geçiş süresi, strok dışı hareket, aşırı kararsızlık

#### 4.1.4 Sistem Geri Besleme Döngüsünün(PID) Vites Geçiş Davranışına Etkisi

PID (Proportional–Integral–Derivative) kontrolcü, vites geçiş sisteminde geçiş süresi, kararlılık ve sarsıntı yönetimi açısından kritik rol oynar. Elektrohidrolik valf kontrollü bir sistemde PID'nin etkisi; geçiş zamanlamasının ayarlanması, sarsıntı azaltımı ve dengeleme, tork aktarım sürekliliği, referans takibi ve kararlılık olarak verilebilir. PID kontrol algoritması, elektrohidrolik vites geçiş sisteminin zamanlamasını optimize eder, kavrama konforunu artırır ve aşırı basınç/sarsıntı riskini minimize ederek geçişin güvenli şekilde gerçekleştirilmesini sağlar. Özellikle elektrikli traktör gibi ani tork değişimlerinin mümkün olduğu platformlarda, PID'nin rolü çok daha kritik hâle gelir.



**Şekil 4.11.** PID ve PID' siz sistem vites geçiş süresi analiz sonuçları

Şekil 4.11a ve şekil 4.11b’de görüldüğü gibi PID kontrolsüz bir sistem ve PID kontrollü bir sistem kıyaslandığı zaman aradaki fark bariz şekilde görülmektedir. Aşırı basınç/sarsıntı riskini minimize ederek geçişin güvenli şekilde gerçekleştirilmesini sağladığı görülmektedir.

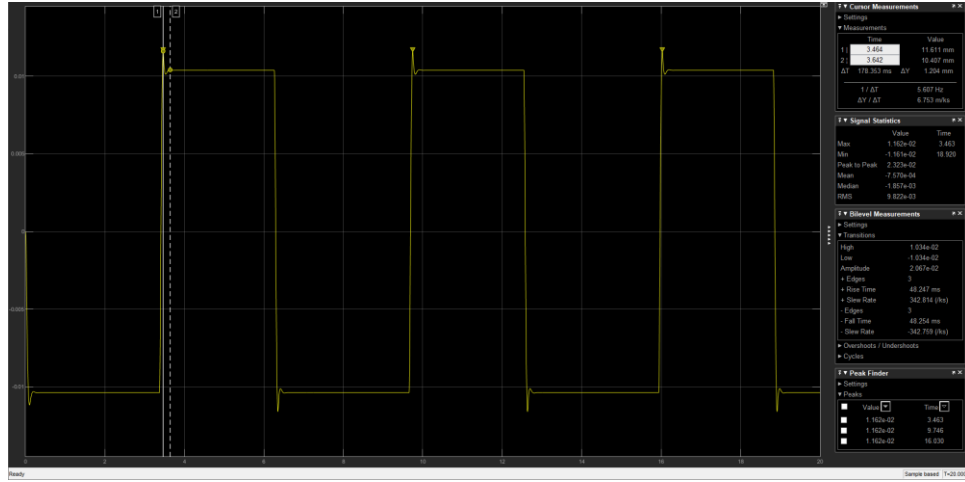
#### **4.1.5 İyileştirilmiş Elektrohidrolik Valf Tasarımı Vites Geçiş Analiz Sonuçları**

Bu bölümde gerçekleştirilen karşılaştırmalı analizler göstermiştir ki, elektrohidrolik sistemin bazı temel parametreleri (piston alanı, silindir stroğu ve valf açıklık oranı) üzerinde yapılan değişiklikler, doğrudan vites geçiş süresi ve sistem kararlılığı üzerinde etkili olmaktadır. Özellikle piston alanı ve valf açıklık oranının belirli eşik değerlerinin altına düşmesi durumunda, sistem yeterli kavrama kuvvetini oluşturamamakta ve vites geçişi gerçekleşmemektedir. Öte yandan bu parametrelerin yüksek değerleri sistemde aşırı basınç yükselmesine ve osilasyonlara sebep olarak kontrolsüz titreşimlere yol açmakta, bu da sistem bileşenlerinin zarar görmesine neden olabilmektedir.

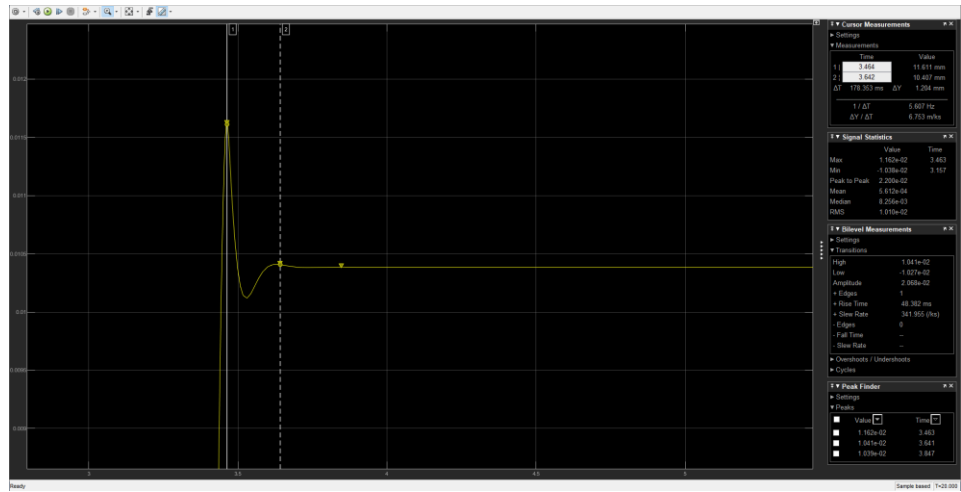
Tez kapsamında şimdiye kadar yürütülen tüm analizler, elektrohidrolik valf sisteminin farklı mekanik parametreler altında nasıl davrandığını ortaya koymak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Piston alanı, valf açıklık oranı ve strok gibi değişkenlerin vites geçiş süresi ve sistem dinamikleri üzerindeki etkileri, kapsamlı bir şekilde simülasyon ortamında test edilmiştir. Bu çalışmalar sayesinde her bir parametrenin sistem tepkisine nasıl katkı sağladığı ayrı ayrı analiz edilerek raporlanmıştır. Elde edilen veriler, sistemin tasarımında hangi sınırların göz önünde bulundurulması gerektiğini netleştirmiş ve mekanik optimizasyonun yönünü belirlemiştir. Bu model, hem literatürdeki sınırlamaları hem de önceki simülasyon senaryolarında elde edilen çıktıları göz önüne alarak yapılandırılmıştır ve çalışmanın ileri analizlerini oluşturan temel yapı taşını temsil etmektedir.

Bu bağlamda, sistemin fiziksel sınırları ve uygulama gerçekliği dikkate alınarak, piston stroğu 11 mm’ye sabitlenmiş ve bu değer etrafında çeşitli valf açıklık alanı, piston çapı ve yay karakteristikleri ile simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Yapılan denemeler, hidrolik geçiş süresini ideal aralıklara çekecek şekilde valf-silindir yapısının yeniden tasarlanmasını mümkün kılmıştır. Bu yöntemle, teorik ve deneysel yaklaşımların birleştiği bir optimizasyon süreci yürütülerek, sistemin geçiş performansı hem dinamik hem de yapısal olarak iyileştirilmiştir. Aynı zamanda valf ve piston tasarımlarında üretilebilirlik değerlendirilmiştir, mevcut üretilebilirlikler göz önünde bulundurulduğunda sistem sınırlarından dolayı oluşan 11mm strok nezdinde önceki bölümlerde bahsedildiği gibi farklı

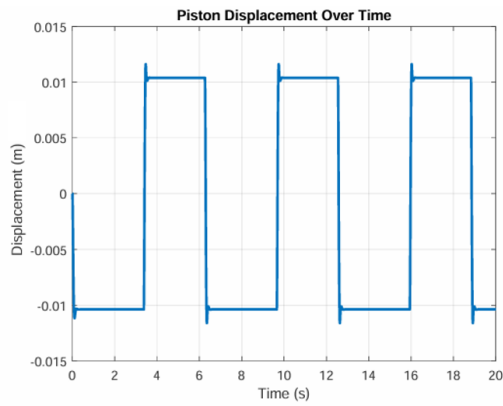
parametrelerde simülasyon analizleri yapılarak nihai tasarım şekillenmiştir. Sistemdeki diğer parametrelerin ideal değerlerde konumlandırıldığı nihai iyileştirme modeline geçilmiştir.



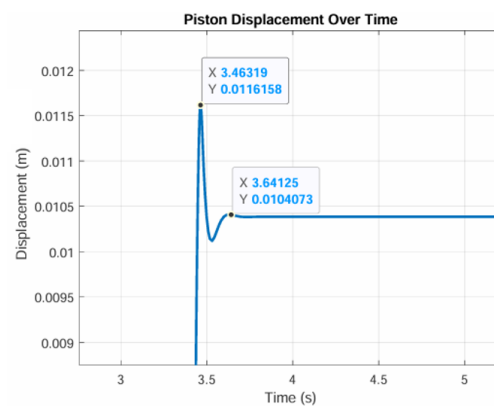
(a)



(b)



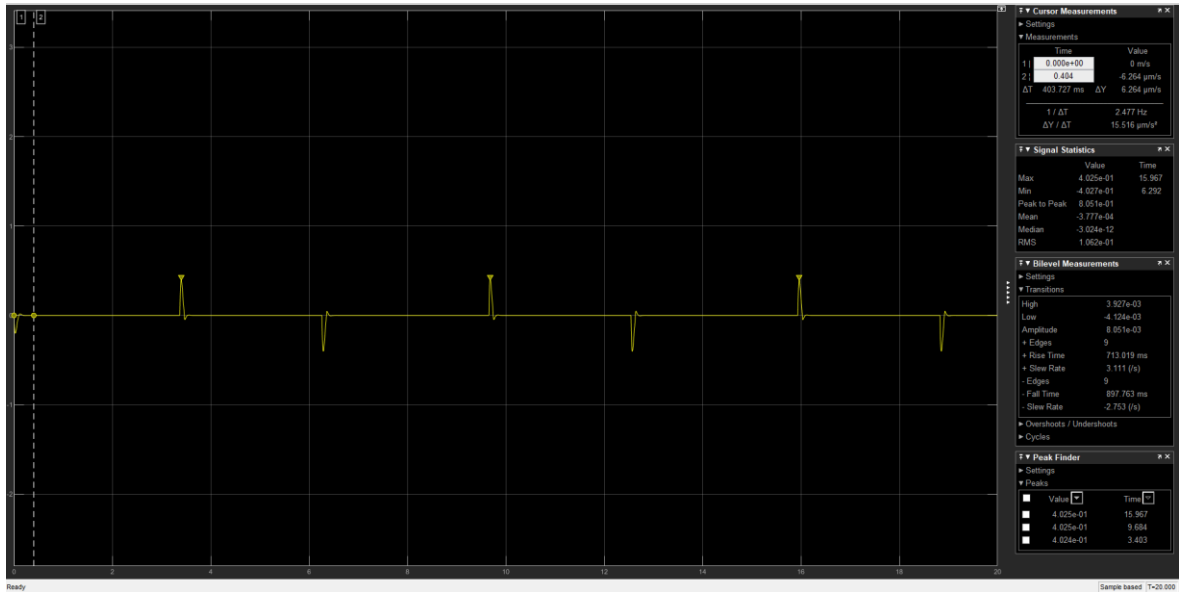
(c)



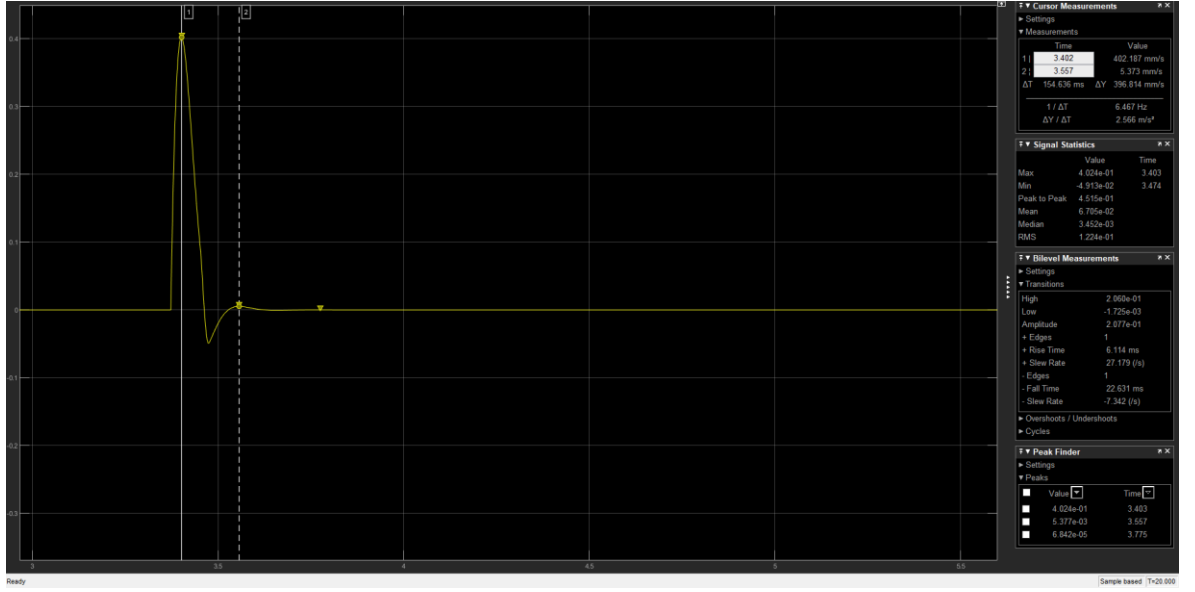
(d)

Şekil 4.12. İyileştirilmiş elektrohidrolik valf vites geçiş süresi analiz sonuçları

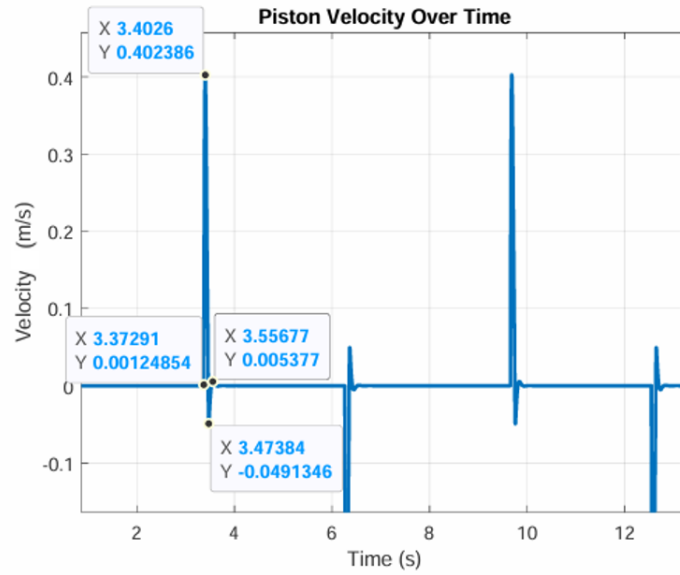
Şekil 4.12a, 4.12b, 4.12c, 4.12d'de görüldüğü gibi iyileştirilmiş valf tasarımı vites geçiş süresi 178.353 ms olarak bulunmuştur. Nihai valf tasarımı süresince referans valf analizinde yapılan yaklaşımlar vites geçiş süresini doğrudan etkileyen parametreler belirlenmiş, parametrelerde sistem sınırlarıyla birlikte yakınsamalarda bulunulmuştur. Sistem sınırları strok, PID değerleri, yay ve sönümlenme karakteristikleri, motor tork değerleri olarak belirlenmiştir. Sistem giriş basıncı mevcut PID değerlerine göre, osilasyonun en aza indirildiği basınç olan 20 bar basınçla aynı yaklaşımda bulunarak sistemimiz için gerekli denemeleri yaptıktan sonra sistem basıncı 20 bar olacak şekilde elektrohidrolik valf basıncı belirlenmiştir. Valf açıklığı yapılan yakınsamalar sonucunda vites geçiş süreleri karşılaştırılarak  $\varnothing 10\text{mm}$  belirlenmiştir. Piston çapı yapılan yaklaşımlar sonucunda, osilasyon yaratmayacak kadar yüksek, kavramayı gerçekleştirmeyecek kadar düşük tutulmuştur, sistemin en kararlı çalıştığı çap olarak  $\varnothing 23\text{mm}$  olarak belirlenmiştir. Şekil X ve Şekil Y grafiklerini yorumlayacak olursak sistemde PID etkisini net bir şekilde görmekteyiz, yumuşak bir dalgalanma sonucunda sistem kararlılığını yakalamakta ve seçilen parametrelerle birlikte kavramayı 178.353 ms süresinde gerçekleştirdiğini görüyoruz. Rise time 48 ms olarak endüstri standartlarında iyi bir sonuç vermektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.13. İyileştirilmiş elektrohidrolik valf vites geçiş hızı analiz sonuçları

Şekil 4.13a, 4.13b, 4.13c incelendiğinde, geliştirilen valf tasarımının yol–tarla modu arasındaki vites geçiş sürecinde, silindir hareket hızı ortalama olarak  $\Delta Y \approx 0.401001$  m/s olarak elde edilmiştir. Hız eğrisinin zamana bağlı analizinde, sistemin hedef konuma ulaştıktan sonra yalnızca tek salınımla kararlı duruma geçtiği görülmektedir. Bu durum, elektrohidrolik valfin hem tepkisel davranış açısından yüksek doğruluk sunduğunu hem de mekanik sistem üzerinde minimum titreşim ürettiğini göstermektedir. Aynı zamanda şekil 4.13c incelendiğinde sistem maksimum stroğunu tamamladığı zaman hızını kaybetme olup

kararlı hale geçmek için, 0.049 mm/s gibi bir hız değeri ile stroğun negatifi yönünde hareketini tamamlamakta ve kavramayı gerçekleştirmektedir.

Yukarıda sunulan simülasyon çıktısına göre, sistemde kullanılan elektrohidrolik valf ile kontrol edilen çift etkili silindir, yaklaşık 401.001 mm/s maksimum piston geçiş hızına ulaşmıştır. Bu değer, vites geçiş süresinin milisaniyeler seviyesinde tamamlanmasını sağlayacak düzeydedir. Söz konusu hız, sistemin tork üretimiyle uyumlu çalıştığını ve PID kontrollü yapının hem kararlı hem de hızlı bir cevap verdiğini göstermektedir.

Bu geçiş hızı özellikle tarla ve yol modu arasında geçiş yapılırken, ani tork taleplerine cevap verebilme kabiliyeti açısından yeterli görülmektedir. Ayrıca, sistemin bu denli yüksek hızda çalışmasına rağmen geçiş sırasında oluşan mekanik salınımların düşük düzeyde kalması, sönümleme katsayısının ve yay sabitinin doğru seçildiğini göstermektedir. Bu durum, hem geçiş konforunu artırmakta hem de kavrama bileşenlerinin mekanik ömrünü olumlu yönde etkilemektedir.

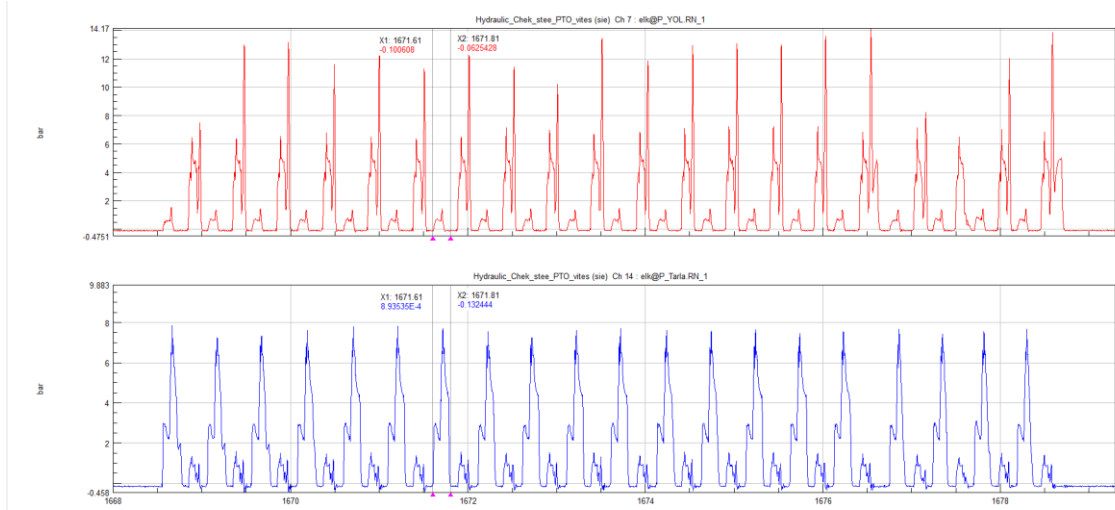
#### **4.2 Fiziki Test Sonuçları**

Bu bölümde, simülasyon ortamında elde edilen verilerin gerçek sistemden alınan test sonuçlarıyla karşılaştırılması yapılmıştır. Gerçek sistem testleri, traktör platformu üzerinde yapılandırılmış ve ölçümler Somat eDAQ veri toplama sistemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Somat eDAQ, özellikle mobil test uygulamalarında tercih edilen, yüksek hassasiyetli ve çok kanallı veri toplama özelliğine sahip bir sistemdir.

Test sırasında, elektrohidrolik vites geçiş sistemi üzerinde bulunan valf konum sensörü, çift etkili silindir hareket sensörü ve sistem basınç sensörleri üzerinden gerçek zamanlı ölçümler alınmıştır. Kullanılan sensörler yüksek çözünürlüklü ve milisaniye düzeyinde veri kaydı yapabilecek kapasitededir. Özellikle valf konumu ve silindir pozisyonu, geçiş süresinin net olarak belirlenebilmesi açısından kritik öneme sahiptir.

Testler belirli vites geçiş senaryoları altında gerçekleştirilmiş, yol ve tarla modları arasında geçişler izlenmiş, sinyal yanıtları eDAQ sisteminden alınan verilerle doğrulanmıştır. Bu süreçte, vites geçiş süresi, maksimum yer değiştirme (kurs mesafesi), basınç değişim karakteristikleri ve sistemin sönüm davranışı gibi temel parametreler karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.

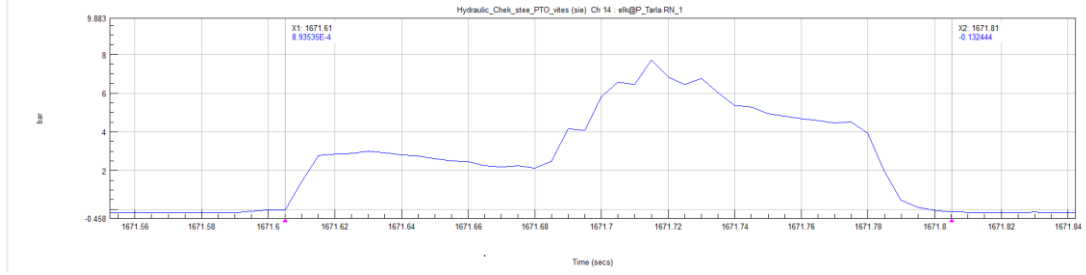
Bu doğrultuda bir sonraki adımda, simülasyon ortamında elde edilen optimizasyon sonuçları ile gerçek sistem çıktıları yan yana değerlendirilmiş, sistemin doğruluk oranı, geçiş kalitesi ve benzetim uygunluğu ortaya konmuştur.



**Şekil 4.14.** Yol-Tarla modu vites geçisi süresi fiziki test sonuçları

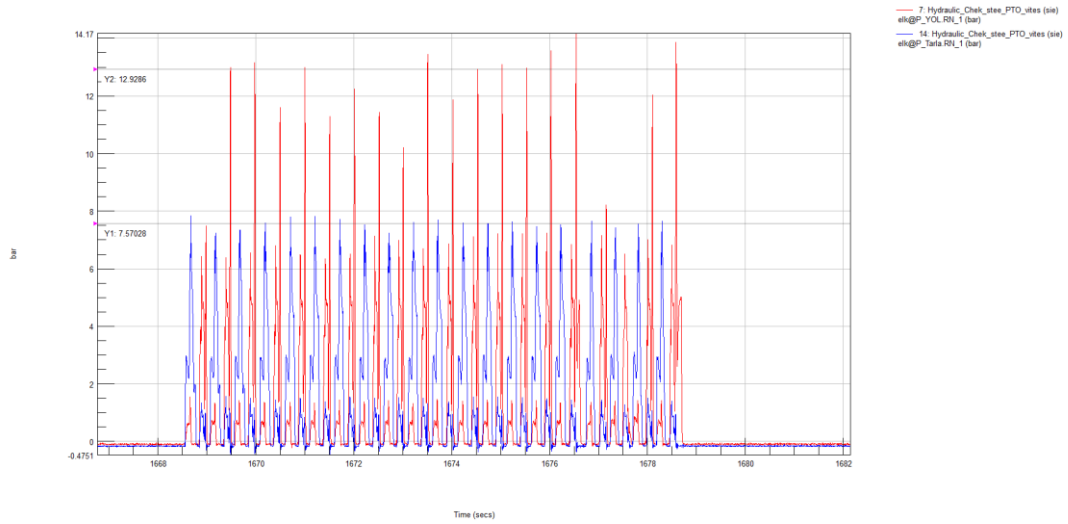
Şekil 4.14'te görüldüğü üzere, gerçekleştirilen fiziki testler esnasında traktör vites kolu üzerinde konumlandırılmış olan yol (HI) ve tarla (LO) modu tuşlarına sırasıyla basılmasıyla elde edilen elektrohidrolik sistem tepkileri, veri toplama sistemi üzerinden kaydedilmiştir. Grafiklerde kırmızı renkli sinyal yol moduna, mavi renkli sinyal ise tarla moduna karşılık gelmektedir. Her iki grafikte de gözlemlendiği üzere, mod değişim komutunun verilmesini takiben çift etkili silindir yalnızca ilgili yöne doğru hareket gerçekleştirmekte; diğer modun hidrolik hattı ise eş zamanlı olarak basınçsız hâle gelmektedir.

Veri analizine göre elektrohidrolik valf sisteminin yaklaşık olarak 0.21 saniyelik (210 ms) bir süre içerisinde vites geçişini tamamladığı görülmektedir. Bu geçiş süresi, sistemin valf tepkime hızı, hidrolik basınç yükselme süresi ve silindir hareket karakteristiğiyle doğrudan ilişkilidir.



**Şekil 4.15.** Tarla modu vites geçiş süresi fiziki test sonuçları

Şekil 4.15’de gösterilen grafik, elektrohidrolik valfin tetiklenmesiyle birlikte silindire uygulanan basınç profilini temsil etmektedir. Tarla moduna ait bu geçiş senaryosunda, basınç yaklaşık 1671.61 s zaman anında yükselmeye başlamış, 1671.81 s civarında ise tekrar düşüşe geçerek geçişi tamamlamıştır. Bu iki zaman aralığı dikkate alındığında, geçiş süresi yaklaşık 210 ms olarak ölçülmüştür. Basınç, pik noktada yaklaşık 7 bar seviyesine ulaşmakta olup, dalga formundaki geçici salınımlar sistemdeki valf gecikmeleri ve hidrolik geri basınç etkileriyle ilişkilendirilmektedir.



**Şekil 4.16.** Yol-Tarla modu vites geçiş basınç sensörü fiziki test sonuçları

Şekil 4.16’da görüldüğü gibi elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sisteminin yol (HI) ve tarla (LO) modlarında ürettiği hidrolik basınçların zamana bağlı değişimini göstermektedir. Yol modu için yaklaşık 12 bar, tarla modu için ise ortalama 7.5 bar civarında sabitlenen basınç seviyeleri, farklı çalışma koşulları altında sistemin ihtiyaca uygun şekilde basınç ürettiğini ortaya koymaktadır. Her bir geçiş döngüsünde gözlenen ani basınç değişimleri, valf açılma-kapanma sürecine bağlı geçici tepkileri yansıtmaktadır.

### 4.3 Simülasyon Bulgularının ve Fiziksel Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Bu çalışmada elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sisteminin geçiş süresi, sistem dinamikleri ve mekanik bileşen optimizasyonları üzerinden değerlendirilmiş; elde edilen bulgular hem Simulink tabanlı simülasyon ortamında hem de fiziksel testlerde analiz edilmiştir. Sistem modeli referans valf modeline göre oluşturulmuş olup analiz yaklaşımları 16mm piston strokuna göre yapılmış ve yorumlanmış olup, iyileştirilmiş valf analizi tasarım kısıtlarına göre 11mm piston strokunda gerçekleştirilmiştir. İyileştirilmiş valf sisteminde mevcut fiziksel parametreler iki strok tasarımı içinde aynı sonucu vermektedir. Simülasyon ortamında yapılan analizler sonucunda optimize edilen valf geometrisi, piston çapı ve strok gibi parametrelerle elde edilen geçiş süresi değeri yaklaşık 178.353 milisaniye olarak ölçülmüştür. Gerçek test ortamında ise benzer sistem koşulları altında yapılan ölçümlerde geçiş süresi değeri yaklaşık 210 milisaniye (0.21 s) olarak kaydedilmiştir. Her iki sonuç karşılaştırıldığında, simülasyon ile fiziksel sistemin oldukça yakınsayan değerler verdiği görülmektedir.

Bu yakınsamanın temel nedeni, simülasyon modelinde uygulanan fiziksel parametrelerin (valf açıklık alanı, piston alanı ve sistem basıncı) titizlikle modellenmesi ve PID kontrol algoritmasının referans traktör üzerinden doğrulanarak uygulanmasıdır. Ancak sistemde mevcut olan sürtünme, hidrolik sıvının türbülanslı akışı, valf içi sızdırmazlık gecikmeleri gibi fiziksel etkiler, simülasyon ortamında doğrudan modellenememiştir. Bu etkiler özellikle geçiş süresinde milisaniye seviyesinde farklara neden olmaktadır.

Piston alanı arttıkça, sabit bir sistem basıncı altında silindire uygulanan kuvvet artar ( $F = P \cdot A$ ). Bu artış, vites geçişini sağlayacak kavrama kuvvetinin büyümesini sağlar. Ancak alanın aşırı artması, kütle artışı ve geri çağırma süresindeki gecikme nedeniyle sistemde daha fazla atalet oluşturur ve geçiş süresi uzayabilir. Bu nedenle piston alanı belirlenirken sistemin moment ihtiyacına uygun minimum değerler tercih edilmelidir.

Valf açıklık oranı ( $\theta$ ) arttıkça, spool üzerinden geçen hidrolik akış miktarı artar. Bernoulli prensibine göre akışkanın hızında artış, çıkış basıncında azalmaya neden olur; ancak silindire daha hızlı ulaşan akışkan hacmi, piston hareketini hızlandırarak geçiş süresini azaltır. Bununla birlikte açıklık oranının kontrolsüz artışı, sistemde overshoot ve sarsıntı gibi istenmeyen dinamiklere yol açabilir. Bu nedenle açıklık oranı oransal kontrol altında belirli sınırlar içinde tutulmalıdır.

Sistem basıncı doğrudan silindire uygulanan kuvveti belirlediği için geçiş süresi üzerinde en kritik parametrelerden biridir. Ancak sistem basıncının artması, enerji tüketimini ve sistemin mekanik gerilimlerini de artırmaktadır. Ayrıca yüksek basınçta çalışan sistemlerde valf ve silindir bileşenlerinde ısıl genleşme, sızdırmazlık bozulmaları ve aşırı sürtünme gibi olumsuzluklar gözlemlenebilir. Bu nedenle optimum sistem basıncı, hem kuvvet ihtiyacı hem de dayanım sınırları gözetilerek belirlenmelidir.

Sonuç olarak bu çalışma, elektrikli traktörlerde kullanılan elektrohidrolik vites geçiş sisteminin yalnızca yazılımsal kontrol optimizasyonlarıyla değil, aynı zamanda fiziksel parametrelerin mühendislik temelli yeniden yapılandırılmasıyla da iyileştirilebileceğini göstermiştir. Yapılan analizlerde geçiş süresi, tork aktarım kararlılığı ve sistem tepkisi gibi metriklerde anlamlı iyileşmeler sağlanmış; simülasyon sonuçlarının gerçek sistemle olan uyumu yüksek düzeyde doğrulanmıştır. Bu yaklaşım, gelecekteki elektrohidrolik sistem tasarımları için mühendislik bazlı optimizasyonun önemini ortaya koymaktadır.

**Tablo 4.4.** Analiz ve gerçek test sonuçlarının karşılaştırılması

Parametre	Referans Valf Analiz Sonuçları	İyileştirilmiş Valf Analiz Sonuçları	İyileştirilmiş Valf Test Sonuçları
Geçiş Süresi (ms)	757.098	178.353	210
Rise Time (ms)	61.554	48	52
Sistem Kararlılığı	Zayıf	Yüksek	Yüksek
Aşım (Overshoot %)	27.79	11.69	Ölçülemedi
Hız (mm/s)	347.844	401.001	Ölçülemedi

Tablo 4.4'te görüleceği gibi, yapılan karşılaştırmalı analiz sonuçları, elektrohidrolik valf sisteminin hem simülasyon ortamında hem de fiziksel test düzeyinde anlamlı biçimde iyileştirildiğini ortaya koymaktadır. İlk olarak, referans valf modelinde ölçülen 757.098 ms'lik geçiş süresi, optimize edilen valf parametreleriyle birlikte 178.353 ms'ye düşürülerek yaklaşık %76.5 oranında bir iyileşme sağlanmıştır. Fiziksel testlerde elde edilen 210 ms'lik geçiş süresi ise simülasyon sonuçlarıyla büyük oranda örtüşmekte ve model doğruluğunu desteklemektedir. Benzer şekilde, sistemin hedef konuma tepkisini gösteren rise time değeri referans durumda 61.554 ms iken, iyileştirme sonrası bu süre 48 ms'ye inmiş, test ortamında ise 52 ms olarak doğrulanmıştır.

Sistem kararlılığı açısından değerlendirildiğinde, referans valf modelinde gözlemlenen zayıf kararlılık, iyileştirilmiş valf tasarımı ile yüksek kararlılık seviyesine ulaşmış; bu durum

hem simülasyon hem de deneysel ölçümlerle teyit edilmiştir. Ayrıca sistemin aşım (overshoot) değerinde de anlamlı bir iyileşme sağlanmış, %27.79'dan %11.69'a düşürülerek geçişin daha dengeli gerçekleşmesi sağlanmıştır. Hız verisi açısından bakıldığında, pistonun maksimum hızı iyileştirme öncesi 347.844 mm/s iken, iyileştirme sonrasında 401.001 mm/s seviyesine çıkarılmış, %15.3'lük bir artışla sağlanmış sistemin daha hızlı ve etkili tepkiler verebildiğini göstermektedir.

Sonuç olarak, tüm bu veriler; elektrohidrolik valf sisteminin sadece kontrol algoritmaları ile değil, aynı zamanda fiziksel ve yapısal parametrelerle optimize edilmesinin, hem geçiş süresini hem de geçiş kalitesini doğrudan etkileyen kritik bir mühendislik stratejisi olduğunu göstermektedir.

## 5. SONUÇ

Bu tez çalışması, elektrikli traktörlerde kullanılan elektrohidrolik vites geçiş sistemlerinin dinamik davranışını analiz etmeyi ve bu sistemlerdeki geçiş süresini optimize etmeye yönelik mühendislik çözümleri geliştirmeyi amaçlamıştır. Çalışmada, referans olarak alınan geleneksel bir traktör valfi, matematiksel olarak modellenerek elektrikli bir traktör simülasyon sistemine entegre edilmiş, ardından bu sistemde gerçekleştirilen kapsamlı analizler ve karşılaştırmalı testler ile geçiş performansı değerlendirilmiştir. Tezin ana odağını, elektrohidrolik valfin mekanik ve kontrol parametrelerinin sistem tepkimesi üzerindeki etkileri oluşturmaktadır. Bu doğrultuda, piston alanı, sistem basıncı ve valf açıklık oranı gibi değişken parametreler farklı senaryolar altında test edilmiş; sistemin sönümleme, tepkime süresi ve geçiş hassasiyeti gibi performans kriterleri kapsamlı biçimde analiz edilmiştir. Ayrıca PID kontrol algoritmasının optimizasyonun önemine de yer verilmiş, kontrolcü ayarlarının sistem performansına etkileri değerlendirilmiştir.

Yöntemsel olarak sistem modeli MATLAB/Simulink ortamında oluşturulmuş; piston alanı, strok uzunluğu ve valf açıklık oranı gibi değişken mekanik parametrelerin geçiş süresi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu analiz sürecinde; yay sabiti, sönümleme katsayısı, PID kazançları ve hidrolik akışkan tipi gibi sistemin genel dinamik karakterini belirleyen öğeler sabit parametreler olarak kabul edilmiştir. Yapılan çok senaryolu simülasyonlar sonucunda, sistemin tork-tepki uyumu ve geçiş hassasiyeti açısından optimum parametre kombinasyonlarına ulaşılmıştır.

Bu yöntemin katkısı, vites geçiş süresinin yalnızca yazılımsal kontrol algoritmaları ile değil; sistemin mekanik yapısına müdahale edilerek de iyileştirilebileceğini somut biçimde ortaya koymasıdır. Kavrama sürecinde oluşan hidromekanik davranışlar doğrudan kontrol altına alınarak, geçişin süresi kısaltılmış, sarsıntı seviyesi azaltılmış ve sistem kararlılığı artırılmıştır. Böylece, güç aktarım elemanları üzerindeki mekanik yük azaltılmış, operatör konforu iyileştirilmiş ve şanzıman sisteminin uzun ömürlü çalışmasına katkı sağlanmıştır. Bu bütüncül yaklaşım, elektrohidrolik sistemlerde fiziksel tasarım ve kontrol parametrelerinin birlikte optimize edilmesine yönelik literatürdeki önemli bir boşluğu doldurmaktadır[12][13].

Bu çalışma kapsamında yapılan simülasyonlar ve parametrik analizler neticesinde, sistemin vites geçiş süresinin optimize edilmesi hedeflenmiş ve bu hedefe başarıyla

ulaşmıştır. İlk etapta, referans traktör sisteminden alınan orijinal valf parametreleriyle yapılan simülasyonlarda vites geçiş süresi ortalama olarak 757 ms (0.757 saniye) civarındayken, sistem parametrelerinin yeniden tasarlanması ve valf geometrisinin iyileştirilmesi sonucunda bu süre yaklaşık 178 ms düzeyine indirilmiştir. Bu durum, vites geçiş süresinde yaklaşık %76.5 oranında bir iyileşme sağlandığını göstermektedir.

Yapılan değerlendirmelerde, sistemin geçiş sürecindeki maksimum hızının iyileştirme öncesi 347.844 mm/s olduğu belirlenmiştir. Bu durum, pistonun hedef pozisyona ulaşma sürecinde sınırlı bir ivmelenme sergilediğini ve geçiş süresinin görece uzun kaldığını göstermektedir. Gerçekleştirilen iyileştirme çalışmaları neticesinde; sistemin valf açıklığı, basınç seviyesi ve silindir alanı gibi hidromekanik parametrelerinde yapılan optimizasyonla birlikte, maksimum hız değeri 401.001 mm/s seviyesine yükselmiştir. Bu, yaklaşık olarak %15.3'lük bir artışa karşılık gelmekte olup, sistemin daha hızlı tepki vermesine ve hedef pozisyona daha kısa sürede ulaşmasına katkı sağlamıştır. Ayrıca, hızdaki bu artış sadece dinamik performansı değil, aynı zamanda sistemin kararlılık kazanma süresini de olumlu yönde etkilemiş ve titreşimli davranışların daha kısa sürede sönümlenmesini mümkün kılmıştır. Sonuç olarak, iyileştirme sonrası elde edilen hız seviyesi, geçiş süresinin azaltılması ve sistem kararlılığının artırılması açısından önemli bir performans kazanımı sağlamıştır.

Literatürde, özellikle traktörlerde kullanılan elektrohidrolik şanzıman sistemlerinde ideal vites geçiş süresinin 200–400 ms aralığında olması gerektiği bildirilmektedir. Örneğin, otomotiv sektöründe yapılan çalışmalar, konforlu ve verimli bir geçiş için bu sürenin alt sınırının yaklaşık 150 ms, üst sınırının ise 500 ms civarında olması gerektiğini vurgulamaktadır[4][8][15][17]. Bu bağlamda, geliştirilen sistemin ulaştığı 178 ms'lik vites geçiş süresi, literatürde belirtilen aralık içinde yer almakta olup, hem hızlı geçiş ihtiyacını hem de sistem güvenliğini birlikte karşılayacak optimum seviyede konumlanmaktadır.

Ayrıca, simülasyon ortamında elde edilen bu sonuçlar, gerçek sistem üzerindeki testler ile de büyük ölçüde örtüşmektedir. Test senaryolarında elde edilen geçiş sürelerinin simülasyon verileriyle  $\pm\%10$  sapma içinde kaldığı gözlemlenmiş ve bu durum simülasyon modelinin güvenilirliğini ortaya koymuştur. Dolayısıyla, yapılan iyileştirmeler sadece teorik değil; aynı zamanda uygulama açısından da anlamlı bir karşılık bulmuş, sistemin hem mühendislik hem de operasyonel beklentilere uygun biçimde çalıştığı doğrulanmıştır.

Bu tez çalışması, elektrikli traktörler için geliştirilen elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sistemlerinin hem akademik alandaki bilgi birikimine hem de sektörel uygulamalara doğrudan katkı sağlamaktadır. Akademik açıdan bakıldığında, elektrohidrolik valf-silindir yapısının matematiksel modellemesi, kontrol algoritmalarının optimizasyonu ve mekanik parametrelerin vites geçiş dinamiklerine etkisi gibi konular derinlemesine ele alınmıştır. Özellikle valf geometrisi, piston alanı ve stroğu gibi fiziksel parametrelerin kontrolcü ile entegre biçimde değerlendirilmesi, literatürde sınırlı sayıda bulunan çok disiplinli bir yaklaşımı temsil etmektedir. Simülasyon temelli analiz yöntemi ile elde edilen geçiş süresi, sönümlenme ve sistem kararlılığına yönelik sonuçlar, gelecekteki akademik araştırmalar için karşılaştırmalı bir temel oluşturacaktır.

Sektörel anlamda ise bu çalışma, modern tarım makineleri üreticileri için daha kısa sürede, daha kararlı ve verimli vites geçişi sağlayan sistemlerin tasarımına katkı sunmaktadır. Özellikle farklı motor tork karakteristiklerine sahip elektrikli traktör platformlarına uygun valf tasarımı ve geçiş stratejileri belirlenmesi, yeni nesil sürdürülebilir tarım makinelerinin geliştirilmesine yönelik önemli bir adımdır. Ayrıca, bu çalışmada önerilen yöntem sayesinde tasarım aşamasında fiziksel prototip üretimine gerek kalmaksızın sanal ortamda sistem performansı analiz edilebilmekte, böylece zaman ve maliyet tasarrufu sağlanmaktadır.

Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen modelleme, simülasyon ve analiz süreçleri, belirli varsayımlar ve sınırlamalar dâhilinde yürütülmüştür. İlk olarak, kullanılan elektrohidrolik valf ve silindir sistemi yalnızca yol ve tarla modu arasında geçiş yapan iki kademeli bir şanzıman senaryosunu temsil etmektedir. Bu yapı, çok kademeli ya da sürekli değişken oranlı (CVT) şanzıman sistemlerinin karmaşık geçiş mantıklarını kapsamamaktadır. Ayrıca, modelde kullanılan PID kontrol yapısı Ziegler-Nichols yöntemi ile doğrulanmış olmakla birlikte, adaptif veya öğrenmeye dayalı ileri kontrol stratejileri değerlendirme dışı bırakılmıştır.

Hidrolik sistemin dinamik davranışı modellenirken kullanılan yağ türü (ISO VG 32) ve viskozite değeri, simülasyon ortamında sabit kabul edilmiş; sıcaklık etkisi, yağ yaşlanması ve sızıntı gibi gerçek sistem değişkenleri dikkate alınmamıştır. Benzer şekilde, kullanılan sensörler ve ECU giriş-çıkışları ideal koşullarda çalışıyormuş gibi varsayılmış; ölçüm hataları veya zaman gecikmeleri modele dâhil edilmemiştir.

Bunlara ek olarak, sistemin değerlendirmesi yalnızca Simulink ortamında yürütülen sanal test sonuçlarına dayandırılmıştır. Gerçek saha testleri, uzun süreli yk altı çalışma, vibrasyon ve çevresel koşulların etkileri bu çalışmanın kapsamı dışında kalmıştır. Bu nedenle sunulan bulgular, laboratuvar seviyesindeki varsayımlarla sınırlıdır ve doğrudan gerçek sistem performansını temsil etmeyebilir.

İlerleyen çalışmalarda, önerilerin dikkate alınması faydalı olacaktır Genişletilmiş şanzıman yapılarının (r. 4+4 veya 8+8 vites sistemleri) modellenmesi ve değerlendirilmesi, Adaptif, fuzzy veya yapay zekâ destekli kontrol algoritmaları ile karşılaştırmalı analizlerin yapılması, Elektrohidrolik valfin fiziksel prototipiyle yapılan testlerin sisteme entegrasyonu ve simülasyon çıktılarının gerçek saha verileri ile karşılaştırılması, Hidrolik yağın sıcaklık, yaşlanma ve kaçak gibi fiziksel özelliklerinin modele entegre edilerek daha gerçekçi bir yapı oluşturulması.

Sonuç olarak, bu çalışma elektrohidrolik valf kontrollü vites geçiş sistemlerinin matematiksel modellemesine ve simülasyon tabanlı optimizasyonuna katkı sağlamakla birlikte, daha geniş kapsamlı ve deneysel doğrulamalı araştırmalarla desteklendiğinde, elde edilen kazanımların endüstriyel uygulamalara daha etkili şekilde aktarılması mümkün olacaktır.

## KAYNAKLAR

- [1] Wang, Y.; Lu, L.; Sun, M.; Ni, H.; Yi, Y. "Research on control system of tractor power shift transmission under CAN intelligent node" J. Chongqing Univ. Technol. (Nat. Sci. Ed.) 2022
- [2] Roozegar, M.; Angeles, J. "Gear-Shifting in a Novel Modular Multi-Speed Transmission for Electric Vehicles Using Linear Quadratic Integral Control" Mech. Mach. Theory 2018
- [3] Tanasak, S.; W. Assawinchaichote. "PID Controller Design for Electro-hydraulic Servo Valve System with Genetic Algorithm" King Mongkut's University of Technology Thonburi (I.E.E. Congress.) 2016
- [4] Zhang Z., Chen J., Yao L., Zheng Y. "Target Torque Control of Two-speed DCT Clutch based on GA-LQR" Journal of Mechanical Transmission 2020
- [5] B. Xie, Z. Wu, ve E. Mao, "Development and prospect of key technologies on agricultural tractor," Trans. Chin. Soc. Agric. Mach., vol. 49, no. 8, pp. 1–8, Aug. 2018
- [6] X. Yan, C. Shang, J. Zhang, and L. Xu, "Design of tractor virtual test system based on high-level architecture technology," PLoS ONE, vol. 18, no. 10, pp. 1–17, Oct. 2023.
- [7] Z. Cai and D. Zhan, "Research on multi-clutch shift control strategy of powershift transmission," J. Constr. Mach., vol. 53, pp. 8–13, 2022.
- [8] A. Dang, "Optimization of shift quality in dual-clutch automatic transmissions," in Proc. 2017 Int. Conf. Mech. Eng. Autom., pp. 45–50, 2017.
- [9] B. Xu, J. Shen, S. Liu, Q. Su, and J. Zhang, "Research and Development of Electro-hydraulic Control Valves Oriented to Industry 4.0: A Review," Chinese Journal of Mechanical Engineering, vol. 33, no. 1, p. 29, 2020.

- [10] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, and W. Novak, *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*, 2nd ed. Berlin: Springer-Verlag, 2011.
- [11] A. Mihai and D. Popescu, "Optimization of the electronic control unit of electric-powered agricultural vehicles," *World Electric Vehicle Journal*, vol. 14, no. 10, p. 267, 2023.
- [12] H. Jian, W. Wei, H. Li, and Q. Yan, "Optimization of a pressure control valve for high power automatic transmission considering stability," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 101, pp. 182–196, 2018.
- [13] X. Song, "Design, Modeling and Control of Automotive Power Transmission Systems," Ph.D. dissertation, Dept. of Mechanical Engineering, Univ. of Minnesota, 2011.
- [14] R. Morselli, R. Zanasi, R. Cirrone, E. Sereni, E. Bedogni, and E. Sedoni, "Dynamic modeling and control of electro-hydraulic wet clutches," in *Proc. 2003 IEEE Intelligent Transportation Systems Conf.*, vol. 1, pp. 660–665, Oct. 2003.
- [15] A.-E. Balau, C.-F. Caruntu, and C. Lazar, "Simulation and control of an electro-hydraulic actuated clutch," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 25, no. 6, pp. 1911–1922, 2011.
- [16] H. Feng, W. Ma, C. Yin, and D. Cao, "Trajectory control of electro-hydraulic position servo system using improved PSO-PID controller," *Automation in Construction*, vol. 127, p. 103722, 2021.
- [17] F. Meng, H. Zhang, and D. Cao, "System modeling and pressure control of a clutch actuator for heavy-duty automatic transmission systems," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 65, no. 7, pp. 4865–4874, Jul. 2016.

- [18] C. Sun, T. Si, M. Zhu, and B. Yang, "Research on power shift quality optimization based on wet clutch oil pressure segmentation control strategy," *Chinese Journal of Agricultural Mechanization*, vol. 43, no. 5, pp. 106–112+117, 2022.
- [19] Z. Xi, Z. Zhang, and J. Chen, "Shift characteristics and control strategy of powershift transmission on tractor," *Trans. Chin. Soc. Agric. Mach.*, vol. 47, no. 6, pp. 9–14, 2016.
- [20] Z. Cai and D. Zhan, "Research on multi-clutch shift control strategy of powershift transmission," *J. Constr. Mach.*, vol. 53, no. 8, pp. 8–13, 2022.
- [21] Y. Dang, "Shift control strategy and experimental validation for dry dual clutch transmissions," *Mech. Mach. Theory*, vol. 75, pp. 41–53, 2017.
- [22] K. Ogata, *System Dynamics*, 4th ed., Upper Saddle River, NJ, USA: Pearson Education, 2004.
- [23] "Double acting cylinders," *Poriyaan Mechanical Engineering Topics*
- [24] M. Santarcangelo, "How to address overshoot in servo control," *Motion Control Tips*, Aug. 30, 2022.