



**HİDROLİK SİSTEMLER İÇİN DEBİ TÜKETİCİ SİSTEMLERİNİN
TASARIMI, SİMÜLASYONU VE TESTLERİ**

Yağızhan BİLGİN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2025

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Yağızhan BİLGİN

14/07/2025

HİDROLİK SİSTEMLER İÇİN DEBİ TÜKETİCİ SİSTEMLERİNİN TASARIMI, SİMÜLASYONU VE TESTLERİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Yağızhan BİLGİN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2025

ÖZET

Bu tez çalışmasında, hidrolik sistemlerde hassas akış kontrolü sağlamak amacıyla geliştirilen debi tüketici sistemlerin tasarımı, fiziksel testleri, sistem tanımlaması ve simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın amacı, farklı konfigürasyonlara sahip debi tüketici sistemlerin deneysel performansını değerlendirmek, elde edilen veriler ile sistem tanımlaması yaparak matematiksel modelini çıkarmak ve bu modelleri simülasyon ortamına entegre ederek doğrulamasını yapmaktır. Çalışmada, servo valfler, debimetreler, basınç sensörleri ve açma-kapama valflerinden oluşan üç farklı devre şemasına sahip konfigürasyon laboratuvar ortamında kurulmuş ve performans testleri gerçekleştirilmiştir. Test verileri kullanılarak Matlab Sistem Tanımlama Aracı ile sistem transfer fonksiyonları elde edilmiştir. Elde edilen matematiksel modeller, Simcenter Amesim ortamında debi tüketici konfigürasyonların simülasyon modellerine entegre edilmiştir. Bu modellerin doğruluğu, simülasyon ve test verilerinin karşılaştırılması ile analiz edilmiştir. Sonuçlar, geliştirilen debi tüketici sistemlerin farklı konfigürasyonlarının akış kontrol performansını önemli ölçüde etkilediğini, doğru modellemenin sistem tasarım süreçlerinde güvenilirlik sağladığını göstermiştir. Bu çalışmanın, havacılık hidrolik sistem testleri ve genel endüstriyel uygulamalar için önemli bir katkı sağlaması beklenmektedir.

Bilim Kodu : 91402
Anahtar Kelimeler : Hidrolik sistemler, debi kontrolü, havacılık hidrolik sistemleri, hidrolik test, sistem tanımlama, Simcenter Amesim
Sayfa Adedi : 127
Danışman : Prof. Dr. Mustafa Zeki YILMAZOĞLU

DESIGN, SIMULATION, AND TESTING OF FLOW CONSUMER SYSTEMS FOR HYDRAULIC SYSTEMS

(M. Sc. Thesis)

Yağızhan BİLGİN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2025

ABSTRACT

This study focuses on the design, physical testing, system identification, and simulation of flow consumer systems developed to achieve precise flow control in hydraulic systems. The aim of the study is to evaluate the experimental performance of flow consumer systems with different configurations, to perform system identification based on the obtained data in order to derive mathematical models, and to integrate these models into the simulation environment for validation. In the study, three different configurations, each with distinct circuit diagrams consisting of servo valves, flow meters, pressure sensors, and on-off valves, were constructed in a laboratory environment and subjected to performance tests. System transfer functions were obtained using the Matlab System Identification Toolbox based on the test data. The derived mathematical models were integrated into the simulation models of the flow consumer configurations within the Simcenter Amesim environment. The accuracy of these models was analyzed by comparing simulation results with experimental test results. The results showed that the different configurations of the developed flow consumer systems significantly affect flow control performance, and that accurate modeling ensures reliability in system design processes. This study is expected to make significant contributions to aircraft hydraulic system testing and general industrial hydraulic applications.

Science Code : 91402
Key Words : Hydraulic systems, flow control, aircraft hydraulic systems,
hydraulic testing, system identification, Simcenter Amesim
Page Number : 127
Supervisor : Prof. Dr. Mustafa Zeki YILMAZOĞLU

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans öğrenim sürecim boyunca beni her alanda destekleyen yönlendiren bilgi ve birikimlerden faydalandığım kıymetli tez hocam Prof. Dr. Mustafa Zeki Yılmazoğlu'na çok teşekkür eder şükranlarımı sunarım. Tez konumla ilgili çalışma yapmama olanak sağlayan, çalışanı olmaktan gurur duyduğum Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş.'ye teşekkürü borç bilirim. Tez çalışmalarım boyunca her türlü desteği sağlayan sanayi danışmanım ve başmühendisim Afif Umur Limon'a, değerli çalışma arkadaşlarım Hasan Şener'e, Ali Taşkırır'a, Himmet Gencer'e ve yapısal test bölümüne ayrı ayrı teşekkür ederim. Yüksek lisans eğitimim boyunca manevi desteğini hissettiğim ve motivasyon kaynağım olan aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ	3
3. HİDROLİK SİSTEMLER VE DEBİ KONTROLÜ	15
3.1. Hidrolik Sistem ve Ekipman Testleri	17
3.1.1. Hidrolik sistem testlerinin amacı ve gerekliliği.....	17
3.1.2. Hidrolik sistem test yöntemleri.....	18
4. DEBİ TÜKETİCİ SİSTEMLER.....	21
4.1. Debi Tüketici Sistem Bileşenleri	27
4.1.1. Elektro-hidrolik akış kontrol valfi	27
4.1.2. Debimetre	37
4.1.3. Basınç sensörü	51
4.1.4. Açma-kapama valfi.....	58
5. DEBİ TÜKETİCİ SİSTEM TASARIMI.....	61
5.1. Debi Tüketici Sistem Birinci Konfigürasyon.....	62
5.2. Debi Tüketici Sistem İkinci Konfigürasyon	64
5.3. Debi Tüketici Sistem Üçüncü Konfigürasyon	66

Sayfa

6. DEBİ TÜKETİCİ SİSTEM TESTLERİ.....	69
6.1. Servo Valf Test Sistemi	71
6.2. Servo Valf Test Sonuçları	73
6.2.1. Eşik noktası (Threshold) testi	73
6.2.2. İç kaçak (Leakage) testi	73
6.2.3. Akış kazancı (Flow gain) testi	75
6.3. Debi Tüketici Sistem Birinci Konfigürasyon Test Sistemi.....	76
6.4. Debi Tüketici Sistem İkinci Konfigürasyon Test Sistemi.....	77
6.5. Debi Tüketici Sistem Üçüncü Konfigürasyon Test Sistemi	78
6.6. Debi Tüketici Sistem Test Sonuçları.....	78
6.6.1. Akış kazancı testi.....	78
6.6.2. İç kaçak testi	82
6.6.3. Basınç düşümü testi	85
6.6.4. Debimetre yerleşimi (bulk modülü) testi.....	88
6.6.5. Basamak cevabı testi	89
6.6.6. Frekans cevabı testi	92
6.6.7. Basamak profil takibi.....	94
6.6.8. Sinüs profil takibi	96
6.6.9. Uçuş profili testi	99
7. DEBİ TÜKETİCİ SİSTEM SİMÜLASYONU VE MODELLERİN DOĞRULANMASI.....	103
7.1. Matlab Sistem Tanımlama	104
7.1.1. Sistem modellerinin elde edilmesi.....	106
7.1.2. Sistem modellerinin doğrulanması	109
7.2. Frekans Cevabı Test Verileri ve Model Cevaplarının Karşılaştırılması	110
7.3. Çoklu Sinüzoidal Giriş Sinyali ile Sistem Modellerinin Karşılaştırılması	112

	Sayfa
7.4. Amesim ile Sistem Modelleme	113
7.4.1. Sistem basamak cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması.....	115
7.4.2. Sistem frekans cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması.....	117
8. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME.....	119
8.1. Tezin Genel Bulguları ve Çıkarımları.....	119
8.2. Gelecek Çalışmalar için Öneriler	120
KAYNAKLAR	121
ÖZGEÇMİŞ.....	127

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Akış kontrol yöntemlerinin karşılaştırılması	3
Çizelge 4.1. Elektro hidrolik servo valf sınıflandırması	29
Çizelge 6.1. Servo valf eşik noktası test sonuçları.....	73
Çizelge 6.2. Servo valf iç kaçak test sonuçları	74
Çizelge 6.3. Servo valf test sistemi akış kazancı testi sonuçları.....	76



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Öncelikli akış kontrol valfinin deneysel ve simülasyon verilerinin karşılaştırılması	4
Şekil 2.2. Dijital akış kontrol sistemi akış hızı eğrisi	5
Şekil 2.3. Pompa ve valf akış kontrol sistemlerinin basamak cevabı	6
Şekil 2.4. 2d maglev valfi 21 MPA basınç altında dinamik performans test sonuçları..	7
Şekil 2.5. Pilot destekli yük kontrol valfi test sonuçları	8
Şekil 2.6. Sistemin farklı adım sinyallerine karşı tepkileri	9
Şekil 2.7. Valvistor valfi test sonuçları	10
Şekil 2.8. Valf karakteristiği test sistemi hidrolik devre şeması	11
Şekil 2.9. Valvistor valfinin simülasyon sonuçları	12
Şekil 2.10. Sıhs test düzeneği ve simülasyon verileri	13
Şekil 4.1. LF technologies basınç ve debi test sistemi.....	21
Şekil 4.2. M-346 hava aracı hidrolik test sistemi.....	23
Şekil 4.3. M-346 hidrolik test sistemi yükleme yapısı	23
Şekil 4.4. Helikopter ana rotor hidrolik sistem test düzeneği	24
Şekil 4.5. Debi tüketici sistem şematik gösterim	25
Şekil 4.6. Debi tüketici sistem konsept tasarım	26
Şekil 4.7. Oransal valf	27
Şekil 4.8. Tek kademeli elektro hidrolik servo valf.....	30
Şekil 4.9. İki kademeli elektro hidrolik servo valf	30
Şekil 4.10. Üç kademeli servo valf	31
Şekil 4.11. Nozul-kanatçık tip servo valf	32
Şekil 4.12. Jet borulu servo valf	33
Şekil 4.13. Doğrudan tahrikli servo valf	33

Şekil	Sayfa
Şekil 4.14. Sürgü geçişine göre servo valfler	35
Şekil 4.15. Moog g761 iki kademeli nozul-kanatçık tip servo valf	37
Şekil 4.16. Diferansiyel basınç debimetre türleri	38
Şekil 4.17. Diskli debimetre	40
Şekil 4.18. Oval dişli debimetre	40
Şekil 4.19. Elektromanyetik debimetre	41
Şekil 4.20. Ultrasonik debimetre	42
Şekil 4.21. Girdap (vortex) debimetre	43
Şekil 4.22. Coriolis debimetre	44
Şekil 4.23. Türbin tip debimetre	46
Şekil 4.24. Trigaskm türbin tip debimetre	48
Şekil 4.25. Türbin tip debimetre k-faktör ve frekans ilişkisi	49
Şekil 4.26. Türbin tip debimetre lineer debi ve frekans ilişkisi	50
Şekil 4.27. Debimetre kalibrasyon hata eğrisi	50
Şekil 4.28. Türbin tip debimetre montajı	51
Şekil 4.29. Bourdon tüpü basınç sensörü	52
Şekil 4.30. Kapasitif basınç sensörü	53
Şekil 4.31. Piezoelektrik basınç sensörü	54
Şekil 4.32. Gerinim ölçer tabanlı basınç sensörü	55
Şekil 4.33. Piezorezistif basınç sensörü	56
Şekil 4.34. Variorhm eptte51000 basınç ve sıcaklık sensörü	58
Şekil 4.35. Küresel vana kesit görüntüsü	59
Şekil 4.36. Pnömatik eyleyici yerleştirilmiş küresel vana	59
Şekil 5.1. Dört yollu üç konumlu servo valf hidrolik modeli	61
Şekil 5.2. Debi tüketici sistem tek servo valfli birinci konfigürasyon devresi	62
Şekil 5.3. Debi tüketici sistem tek servo valfli birinci konfigürasyon tasarımı	63

Şekil	Sayfa
Şekil 5.4. Debi tüketici sistem çift servo valfli birinci konfigürasyon devresi.....	63
Şekil 5.5. Debi tüketici sistem çift servo valfli birinci konfigürasyon tasarımı	64
Şekil 5.6. Debi tüketici sistem tek servo valfli ikinci konfigürasyon devresi.....	65
Şekil 5.7. Debi tüketici sistem çift servo valfli ikinci konfigürasyon devresi	65
Şekil 5.8. Debi tüketici sistem üçüncü konfigürasyon devresi	66
Şekil 5.9. Debi tüketici sistem üçüncü konfigürasyon tasarımı	67
Şekil 6.1. Debi tüketici test sistemi bağlantı diyagramı.....	70
Şekil 6.2. Servo valf test cihazı şematik gösterim	72
Şekil 6.3. Servo valf test sistemi iç kaçak testi konfigürasyonu	74
Şekil 6.4. Servo valf iç kaçak test sonuçları	74
Şekil 6.5. Servo valf test sistemi akış kazancı testi konfigürasyonu	75
Şekil 6.6. Servo valf test sistemi akış kazancı testi sonuçları	76
Şekil 6.7. Birinci konfigürasyon akış kazancı test sonucu.....	79
Şekil 6.8. Birinci konfigürasyon histerezis test sonucu	79
Şekil 6.9. İkinci konfigürasyon akış kazancı test sonucu	80
Şekil 6.10. İkinci konfigürasyon histerezis test sonucu	80
Şekil 6.11. Üçüncü konfigürasyon akış kazancı test sonucu	81
Şekil 6.12. Üçüncü konfigürasyon histerezis test sonucu.....	81
Şekil 6.13. Konfigürasyonların akış kazancı karşılaştırması	82
Şekil 6.14. Debi tüketici sistemler iç kaçak test devresi.....	83
Şekil 6.15. Debi tüketici sistem iç kaçak test sonucu	83
Şekil 6.16. Debi tüketici sistem üçüncü konfigürasyon iç kaçak test devresi	84
Şekil 6.17. Üçüncü konfigürasyon iç kaçak test sonucu.....	84
Şekil 6.18. Moog g761 servo valf basınç düşümü eğrisi	85
Şekil 6.19. Birinci konfigürasyon basınç düşümü test sonucu	86
Şekil 6.20. İkinci konfigürasyon basınç düşümü test sonucu	86

Şekil	Sayfa
Şekil 6.21. Üçüncü konfigürasyon basınç düşümü test sonucu	87
Şekil 6.22. Konfigürasyonların basınç düşümü karşılaştırması.....	88
Şekil 6.23. Debi tüketici sistem debimetre yerleşimi testi sonucu	89
Şekil 6.24. Birinci konfigürasyon basamak cevabı test sonucu.....	90
Şekil 6.25. İkinci konfigürasyon basamak cevabı test sonucu.....	91
Şekil 6.26. Üçüncü konfigürasyon basamak cevabı test sonucu	91
Şekil 6.27. Konfigürasyonların basamak cevabı karşılaştırması	92
Şekil 6.28. Birinci konfigürasyon frekans cevabı test sonuçları.....	93
Şekil 6.29. İkinci konfigürasyon frekans cevabı test sonuçları	93
Şekil 6.30. Üçüncü konfigürasyon frekans cevabı test sonuçları	94
Şekil 6.31. Konfigürasyonların basamak profil takibi karşılaştırması.....	95
Şekil 6.32. Konfigürasyonların basamak profil takibi detaylı karşılaştırması.....	95
Şekil 6.33. Konfigürasyonların basamak profil testi giriş sinyali karşılaştırması	96
Şekil 6.34. Konfigürasyonların basamak profil testi sıcaklık karşılaştırması.....	96
Şekil 6.35. Konfigürasyonların sinüs profil takibi karşılaştırması	97
Şekil 6.36. Konfigürasyonların sinüs profil takibi detaylı karşılaştırması.....	97
Şekil 6.37. Konfigürasyonların sinüs profil testi giriş sinyali karşılaştırması	98
Şekil 6.38. Konfigürasyonların sinüs profil testi sıcaklık karşılaştırması	98
Şekil 6.39. Konfigürasyonların uçuş profili takibi karşılaştırması	99
Şekil 6.40. Konfigürasyonların uçuş profili takibi detaylı karşılaştırması	100
Şekil 6.41. Konfigürasyonların uçuş profili testi giriş sinyali karşılaştırması.....	100
Şekil 6.42. Konfigürasyonların uçuş profili testi sıcaklık karşılaştırması	101
Şekil 7.1. Matlab sistem tanımlama modülü.....	104
Şekil 7.2. Basamak ve frekans cevabı test verileri.....	105
Şekil 7.3. Sistem modellerinin oluşturulması	105
Şekil 7.4. Sistem modeli cevapları.....	106

Şekil	Sayfa
Şekil 7.5. Birinci konfigürasyon modeli basamak cevabı ve frekans cevabı bode diyagramı	107
Şekil 7.6. İkinci konfigürasyon modeli basamak cevabı ve frekans cevabı bode diyagramı	108
Şekil 7.7. Üçüncü konfigürasyon modeli basamak cevabı ve frekans cevabı bode diyagramı	109
Şekil 7.8. Simulink sistem modeli doğrulama diyagramı	109
Şekil 7.9. Çeşitli sinyal girişleri diyagramı.....	110
Şekil 7.10. Frekans cevabı birinci konfigürasyon model cevapları ve test verilerinin karşılaştırılması	111
Şekil 7.11. Frekans cevabı ikinci konfigürasyon model cevapları ve test verilerinin karşılaştırılması	111
Şekil 7.12. Frekans cevabı üçüncü konfigürasyon model cevapları ve test verilerinin karşılaştırılması	112
Şekil 7.13. Çoklu sinüzoidal giriş sinyali birinci konfigürasyon model cevapları	112
Şekil 7.14. Çoklu sinüzoidal giriş sinyali ikinci konfigürasyon model cevapları	113
Şekil 7.15. Çoklu sinüzoidal giriş sinyali üçüncü konfigürasyon model cevapları	113
Şekil 7.16. Debi tüketici sistemler amesim simülasyon modelleri	114
Şekil 7.17. Birinci konfigürasyon basamak cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması	115
Şekil 7.18. İkinci konfigürasyon basamak cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması	116
Şekil 7.19. Üçüncü konfigürasyon basamak cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması	116
Şekil 7.20. Birinci konfigürasyon frekans cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması	117
Şekil 7.21. İkinci konfigürasyon frekans cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması	118
şekil 7.22. Üçüncü konfigürasyon frekans cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması	118

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 6.1. Debi tüketici test sistemi.....	69
Resim 6.2. Debi tüketici test sistemi basınç sensörleri yerleşimi	71
Resim 6.3. Servo valf test cihazı.....	72
Resim 6.4. Moog g761 servo valf test cihazı bağlantısı	73
Resim 6.5. Birinci konfigürasyon test sistemi	77
Resim 6.6. İkinci konfigürasyon test sistemi	77
Resim 6.7. Üçüncü konfigürasyon test sistemi.....	78

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

<i>A</i>	Alan, (m^2)
<i>P</i>	Basınç, (Pa)
<i>Q</i>	Debi, (l/dk)
<i>T</i>	Sıcaklık, (K)
<i>V</i>	Hacim, (m^3)
<i>v</i>	Hız, (m/s)
<i>ρ</i>	Yoğunluk, (kg/m^3)

Kısaltmalar

Açıklamalar

BPNN	Back Propagation Neural Network
CBV	Counter Balance Valve
DDV	Direct Drive Valve
DFCU	Digital Flow Control Unit
FS	Full Scale
ISO	International Organization for Standardization
LCV	Load Control Valve
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
PCM	Pulse Code Modulation
PID	Proportional Integral Derivative
RF	Radio Frequency
RPM	Revolutions Per Minute
SIHS	Switched Inertance Hydraulic System
UVC	Universal Viscosity Calibration

1. GİRİŞ

Hidrolik sistemler, günümüzde havacılıktan otomotive, ağır sanayi uygulamalarından savunma sanayisine kadar çok geniş bir yelpazede kullanılan güç iletim sistemleridir. Hidrolik sistemlerde, sıvıların basınç altında yönlendirilmesi ile kuvvet ve hareket iletimi sağlanmaktadır. Hidrolik sistemlerin hassasiyet, hız ve verimlilik gibi performans kriterlerini doğrudan etkileyen en önemli parametrelerden biri debidir. Debi kontrolü, hidrolik devrelerde akışkanın hızını ve miktarını ayarlayarak sistemin istenilen performans parametrelerine ulaşmasını sağlar. Sistemdeki debinin hassas ve kararlı bir şekilde kontrolü hem sistemin enerji verimliliği hem de performansı açısından büyük önem taşımaktadır. Endüstriyel uygulamalarda hız ve kuvvet kontrolü için dolaylı yoldan valfler aracılığı ile debi kontrolü sağlanmaktadır ancak doğrudan hidrolik debi miktarının kontrolü için daha özel sistemler geliştirilmelidir. Hidrolik debinin doğrudan kontrol edildiği sistemler, bu çalışmada debi tüketici sistemler olarak adlandırılmıştır.

Bu tez çalışması, hidrolik sistemlerde debi kontrolünün önemi üzerine yoğunlaşarak farklı konfigürasyonlara sahip debi tüketici sistemlerin tasarımı, simülasyonu ve deneysel testleri üzerine odaklanmaktadır. Geliştirilen sistemlerde elektro-hidrolik servo valfler, debimetreler, basınç sensörleri ve açma-kapama valfleri gibi hidrolik bileşenler bulunmaktadır. Hidrolik bileşenlerin devre şeması üzerindeki yerleşimi ve bağlantıları değiştirilerek üç farklı konfigürasyon oluşturulmuş ve bu konfigürasyonların sistem performansı analiz edilmiştir. Literatürde hidrolik sistemler ve hidrolik testler üzerine çeşitli çalışmalar yer almakla birlikte, doğrudan hassas debi kontrolü sağlayan bir hidrolik sistem üzerine bir çalışma yer almamaktadır. Bu yönüyle çalışma sistem tasarımı, test metodolojisi ve sistemin kullanım alanları açısından yenilikçi bir yaklaşım sunmaktadır.

Çalışmada, Simcenter Amesim yazılımı ile tüm konfigürasyonların hidrolik devreleri oluşturulmuştur. Test sonuçlarından elde edilen veriler ile Matlab Sistem Tanımlama (System Identification) Modülü kullanılarak konfigürasyonlara ait transfer fonksiyonları elde edilmiş ve bu transfer fonksiyonlar Amesim ortamında oluşturulan fiziksel modellere entegre edilmiştir. Daha sonra Amesim ve Matlab Simulink yazılım kullanılarak simülasyon verileri ile test verileri karşılaştırılmıştır. Bu çalışma sayesinde sistem bileşenlerinin farklı konfigürasyonlarda nasıl bir performans sergilediği hem teorik hem de deneysel olarak değerlendirilmiştir.

Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen simülasyon ve testler, havacılık uygulamaları gibi yüksek hassasiyet ve güvenilirlik gerektiren hidrolik sistemlerin test süreçlerinde debi tüketicisi sistemlerin kullanımına yönelik önemli bilgiler üretmektedir. Statik ve dinamik testlerin laboratuvar ortamında çok tekrarlı olarak kontrollü şekilde gerçekleştirilmesi, sistemin dinamik davranışlarının detaylı şekilde incelenmesine olanak sağlamıştır. Ayrıca, aynı testlerin her bir konfigürasyona uygulanması ile hangi konfigürasyonun daha az enerji kaybı, daha hızlı tepki süresi, daha yüksek doğruluk sunduğu ve uygulama alanına göre hangi konfigürasyonun en iyi performans sağlayacağı değerlendirilmiştir.

Bu tezin hedeflerinden biri de hava aracı hidrolik sistem testlerinde hidrolik eyleyiciler yerine debi tüketicisi sistemlerin kullanılmasına katkı sağlamaktır. Bu testlerde debi tüketicisi sistemlerin kullanımının sağlayacağı yüksek performans, enerji ve operasyonel verimlilik çalışma içerisinde detaylı olarak açıklanmıştır. Bu kapsamda elde edilen bulgular, hem akademik literatüre katkı sağlayacak hem de endüstriyel uygulamalarda debi tüketicisi sistemlerin kullanımının benimsenmesine yardımcı olacaktır.

Sonuç olarak, bu tez çalışması; hidrolik sistemlerin test süreçlerine yenilikçi bir yaklaşım getirmekte, debi tüketicisi sistemlerin farklı konfigürasyonlarının sistem performansına etkisini hem teorik hem de deneysel düzeyde ortaya koymakta ve gelecekteki mühendislik uygulamalarına ışık tutacak özgün veriler sunmaktadır.

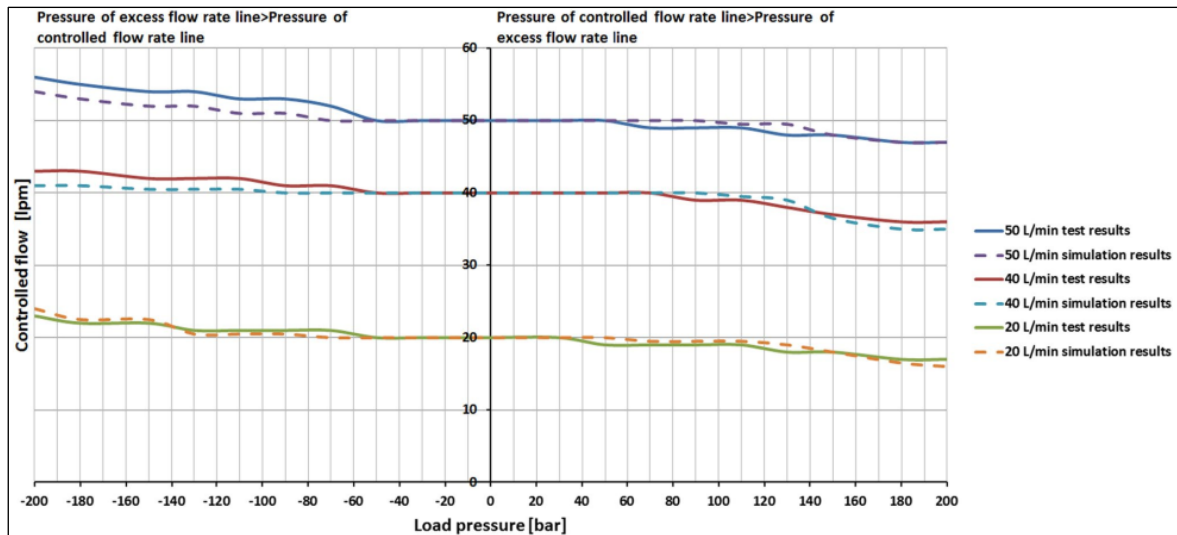
2. LİTERATÜR ÖZETİ

Hidrolik sistemlerde akış kontrolü genellikle eyleyicilerin deplasman, kuvvet, hız ve ivme kontrolünü sağlamak amacıyla kullanılır. Ali ve Fales (2020), hidrolik akışkan güç sistemlerinde kullanılan ve üzerine çalışmalar yapılan akış kontrol yöntemlerini detaylı bir şekilde incelemiştir. Çalışmada hidrolik akış kontrolü, pompa kontrollü ve valf kontrollü sistemler olmak üzere iki ana kategoriye ayrılmıştır. Pompa kontrollü sistemlerde akış hızı (debi), değişken deplasmanlı ya da değişken devirli (dönüş hızlı) pompalar ile kontrol edilmektedir. Değişken deplasmanlı pompalar, sistem tarafından ihtiyaç duyulan debiyi sabit devirde değişken hacim sağlayarak üretmeleri sebebiyle enerji verimliliği açısından avantajlı olsalar da karmaşık yapılı ve yüksek maliyetlidir. Değişken devirli pompalar ise daha basit yapılı ve düşük maliyetlidir. Yüksek debi ihtiyaçları olan sistemlerde eylemsizlik etkisi sebebiyle dinamik taleplere yanıt süresi sınırlıdır. Valf kontrollü sistemlerde ise genellikle sabit deplasmanlı pompalar kullanılarak, akış çeşitli valf sistemleri ile kontrol edilir. Konvansiyonel valf kontrollü sistemler düşük maliyetlidir ancak yüksek basınç düşümleri ve enerji kayıplarına sebep olmaktadır. Basınç düşümünü azaltmak için geliştirilen atalet tüpü anahtarlamalı sistemler ile yüksek hızlı açma-kapama yapan valfler kullanılarak enerji kaybının azaltılması hedeflenir. Giriş kısıtlamalı sistemlerde de valf pompanın emiş hattına yerleştirilir ve basınç düşüşü en aza indirilir. Son olarak dijital aç-kapa valfleri kullanarak verimli ve hassas akış kontrolü sağlanır ancak yüksek hızlı anahtarlamalar karmaşık kontrol algoritmaları ve gelişmiş elektronik sistemlere ihtiyaç duyarlar. Çalışmada enerji verimliliği, maliyet ve operasyonel kolaylık kriterlerine göre karşılaştırılan akış kontrol yöntemleri Çizelge 2.1’de verilmiştir [1].

Çizelge 2.1. Akış kontrol yöntemlerinin karşılaştırılması

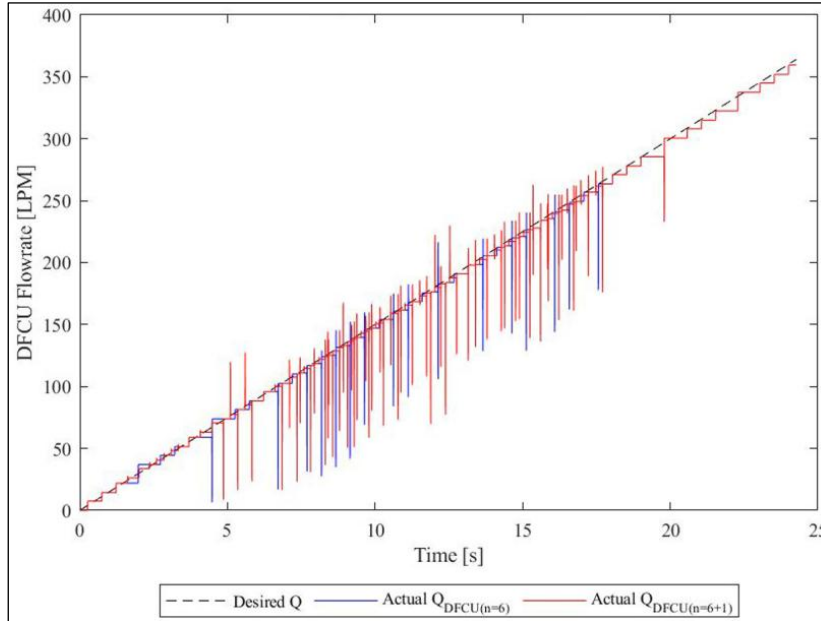
Yöntem	Enerji Verimliliği	Maliyet	Operasyonel Kolaylık
Deplasman kontrollü pompa	Çok yüksek	Yüksek	Düşük – Sistem karmaşıklığı ve kontrol zorluğu yüksektir
Hız kontrollü pompa	Yüksek	Orta	Orta – Rezonans ve atalet etkileri nedeniyle kontrol zorlaşabilir
Konvansiyonel valf kontrollü sistem	Düşük	Düşük	Yüksek – Yaygın, basit ve bakımı kolay sistemler
Anahtarlamalı inertans tüplü sistem	Orta – Yüksek	Orta – Yüksek	Düşük – Hızlı valf ihtiyacı ve gürültü problemleri olabilir
Girişten kısıtlamalı sistem	Orta	Orta	Orta – Kavitasyon riski ve hassas kontrol ihtiyacı vardır
Dijital hidrolik sistemler	Orta – Yüksek	Yüksek	Düşük – Hızlı aç/kapa valfler ve gelişmiş kontrol algoritmaları gerekir

Coşkun ve diğerleri, (2016), forklift, kepçe ve traktör gibi yüklü makine hidrolik sistemleri için akış kontrol valflerinin kullanımını ele aldıkları çalışmada; sabit deplasmanlı pompaların akış hızını ayarlama da yaşanan zorlukları ve maliyetleri vurgulamış, buna karşın akış kontrol valflerinin çeşitli akış hızlarında çalışabilme yeteneği ve düşük basınç kayıpları nedeniyle daha uygun bir çözüm sunduğunu belirtmiştir. Yapılan çalışmada gelişmiş akış kontrol valflerinde, akış hızındaki değişimleri belirlemek için kısma yönteminin kullanıldığı ifade edilmektedir. Coşkun ve diğerleri, hidrolik sistemde bulunan eyleyicilere yükten bağımsız şekilde düşük akış hızları sağlamak için akış yön valfleri ile birlikte öncelikli akış kontrol valflerinin kullanılması gerektiğini savunmaktadır. Geliştirilen akış kontrol valfi çalışma prensibi valften geçmesi istenen akış değerinin ayarlanması için ön sürgü ayarı yapılarak yükten bağımsız bir şekilde sabit bir akışın birincil devreye (eyleyiciye) gönderilmesini ve pompadan gelen fazla akışın harici bir hat ile ikinci devreye gönderilmesini sağlar. Geliştirilen öncelikli akış kontrol valfleri 20, 40 ve 50 lt/dk geçirecek şekilde sürgü ayarları yapılarak 0-20 MPa basınç aralığında test edilmiş ve basınç düşümü en fazla 1 MPa mertebelerinde elde edilmiştir. Simülasyon ve deneysel sonuçları Şekil 2.1’de yer alan grafikte karşılaştırılmıştır. Bu çalışma, hidrolik sistemlerde öncelikli akış kontrol valflerinin tasarım ve performans analizine yönelik bir simülasyon modelinin geliştirilmesi ve oluşturulan bir test düzeneği ile doğrulanması yoluyla, mobil yön kontrol valflerinin etkin kullanımına katkıda bulunmaktadır [2].



Şekil 2.1. Öncelikli akış kontrol valfinin deneysel ve simülasyon verilerinin karşılaştırılması [2]

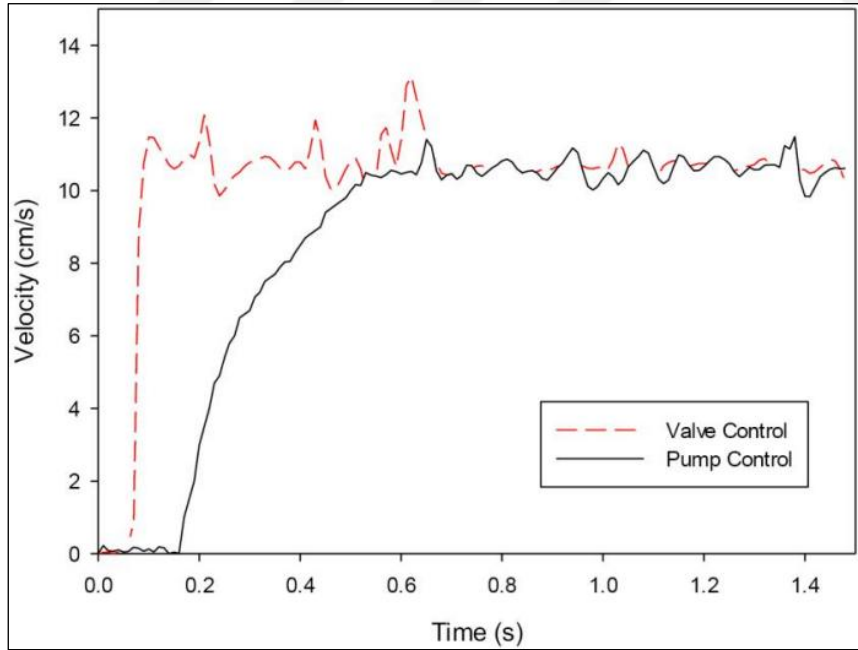
Elsaed ve Linjama (2024), yüksek debili dijital akış kontrol ünitelerinin (DFCU) tasarımı, performansı ve dinamik davranışlarını incelemiştir. Dijital hidrolik sistemler, açma-kapama (on/off) valfleri kullanarak akış kontrolü sağlarken, geleneksel oransal valflerle kıyaslandığında daha yüksek hassasiyet, enerji verimliliği ve hata toleransı sunduğu belirtilmiştir. Piyasada kullanılan oransal valfler değerlendirilmiş, yüksek basınç düşümü, enerji kayıpları ve yüksek pilot basıncı ihtiyacı sebebiyle yenilikçi çözüm olarak dijital akış kontrol sistemleri önerilmiştir. Önerilen sistemde üçü doğrudan kumandalı ve üçü pilot kumandalı strok sınırlı (sürgü stroğu azaltılarak daha küçük bir debinin kontrolü sağlanmış ve çözünürlük arttırılmıştır) valf olmak üzere toplam altı valf paralel olarak bağlanmıştır. PCM (Pulse Code Modulation) prensibiyle valflerin açma-kapama kombinasyonları algoritma ile kontrol edilerek hassas akış kontrolü sağlanmaktadır. Çalışmada geliştirilen sistem ile 5 MPa pilot basıncıyla 350 lt/dk debi sağlanabilmekte ve 25 ms gibi kısa bir tepki süresi elde edilmektedir. Dijital kontrollü valflerin en büyük dezavantajlarından olan açma-kapama sırasında oluşan dalgalanmalar (tepe ve çukurlar) optimum valf kombinasyonları ve geliştirilen yeni kontrol algoritmaları ile %27 oranında azaltılarak Şekil 2.2’de yer alan eğriler elde edilmiştir. Bu çalışma, dijital hidrolik sistemlerin yüksek debili uygulamalarda kullanımını yaygınlaştıracak önemli yenilikler sunduğunu göstermektedir [3].



Şekil 2.2. Dijital akış kontrol sistemi akış hızı eğrisi [3]

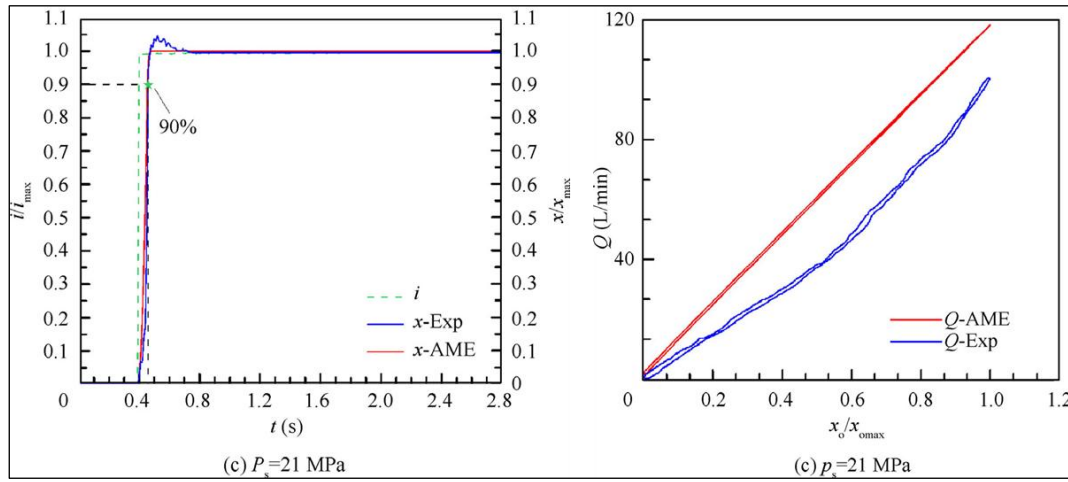
Jangnoi ve Pinsopon (2018), elektro-hidrolik pompa kontrol sistemlerinde akış hızı kontrolünü incelemiş, valf kontrollü ve pompa kontrollü sistemleri karşılaştırmıştır.

İncelenen valf kontrollü sistem, sabit deplasmanlı bir dişli pompa ve oransal kontrol valfi kullanarak hidrolik akışı kontrol ederken, pompa kontrollü sistem ise değişken hızlı sürücü ile pompa hızını ayarlayarak akışı kontrol etmektedir. Pompa kontrol sisteminin matematiksel modelleme sürecinde, piston dinamikleri, motor hızı ve silindir basınç değişimleri durum uzayı denklemleriyle ifade edilmiştir, valf kontrol sisteminin simülasyonu daha önce yapılan çalışmalar incelenmiş ve yalnızca testleri yapılmıştır. Açık çevrim ve kapalı çevrim kontrol yöntemleri kullanılarak her iki sistemin performansı deneysel olarak test edilmiştir. Valf kontrollü sistem, daha yüksek bant genişliği yaklaşık 6,5 Hz mertebelerinde ve daha iyi akış hızı takibi sağlarken, pompa kontrollü sistem daha düşük enerji tüketimi ile avantaj sağlamaktadır. Valf kontrollü sistemde kullanılan fazla gönderilen yağ akışı tahliye vanası ile depo dönüşüne yönlendirildiğinden yaklaşık 2300 W yüksek güç tüketimi gözlemlenirken, pompa kontrollü sistemin güç tüketimi sadece 132 W olarak ölçülmüştür. Şekil 2.3’de görüldüğü gibi açık çevrimde pompa kontrollü sistemin yanıt süresi daha yavaş olsa da PI kapalı çevrim kontrolü uygulandığında sistemin tepki süresi iyileştirilmiştir. Çalışma, enerji verimli ve düşük maliyetli elektro-hidrolik pompa kontrol sistemlerinin geliştirilmesine katkı sağlamaktadır [4].



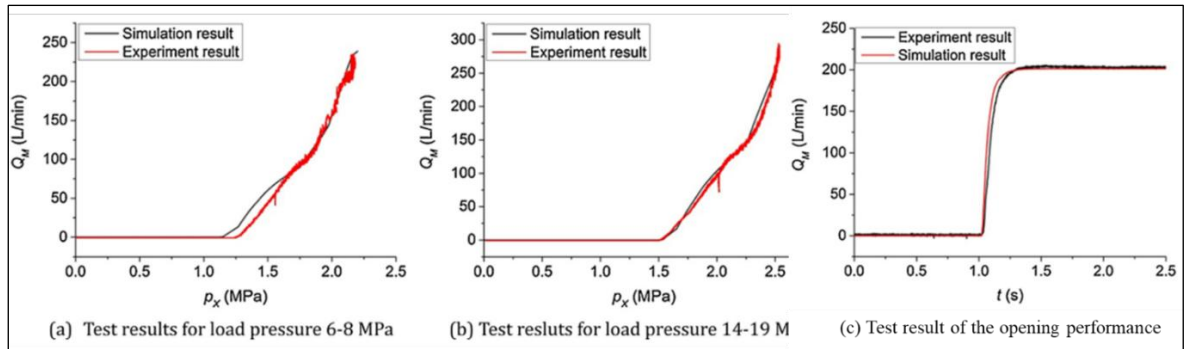
Şekil 2.3. Pompa ve valf akış kontrol sistemlerinin basamak cevabı [4]

Meng ve diğerkleri, (2021), iki boyutlu manyetik kaldırma servo oransal kartuş valfini (2D maglev valfi) teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, temassız manyetik kaldırma bağlantısı kullanılarak elektromekanik dönüştürücü ile valf gövdesi arasındaki kuvvet aktarımının sağlanabileceği ve böylece üretim maliyetinin azaltılabileceği gösterilmiştir. Geleneksel döner elektromekanik eyleyiciler yerine ticari oransal solenoidler kullanılarak sistemin toplam maliyeti önemli ölçüde azaltılmıştır. Matematiksel modelleme sürecinde, kritik tasarım parametrelerin valfin dinamik yanıtına etkileri incelenmiş ve AMESim yazılımı simülasyonlarıyla valfin akış kontrol hassasiyeti ve dinamik kararlılığı değerlendirilmiştir. Simülasyon ve deneyler 3 MPa ile 21 MPa arasındaki giriş basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Adım cevabı, frekans cevabı, kaçak debi miktarı, yük altındaki akış karakteristiği ve tepki süresi gibi performans testleri gerçekleştirilmiştir. Test düzeneği, ayarlanabilir basınca sahip bir hidrolik güç kaynağı, basınç sensörleri, debimetre, lazer yer değiştirme sensörü ve anahtarlamalı valflerden oluşmaktadır. Debimetre, maksimum debi, iç kaçak debisi ve yük altındaki debiyi ölçerken, lazer yer değiştirme sensörü, valfin sürgü hareketini takip ederek tepki süresi ve frekans cevabı gibi dinamik özellikleri belirlemek için kullanılmıştır. Şekil 2.4’de gösterilen deneysel sonuçlara göre, maksimum debi 105,9 lt/dk, histerezis %3,5 tepki süresi 68,8 ms olarak ölçülmüştür. Sonuçlar, bu valfin geleneksel servo oransal valflerle kıyaslandığında daha yüksek verimlilik, düşük üretim maliyeti ve daha az aşınma avantajı sunduğunu göstermektedir. Özellikle havacılık elektro-hidrolik sistemlerinde, uçuş kontrol yüzeyleri için yüksek basınç ve büyük debi gerektiren uygulamalara uygun bir valf çözümü sunduğu değerlendirilmiştir [5].



Şekil 2.4. 2d maglev valfi 21 MPA basınç altında dinamik performans test sonuçları [5]

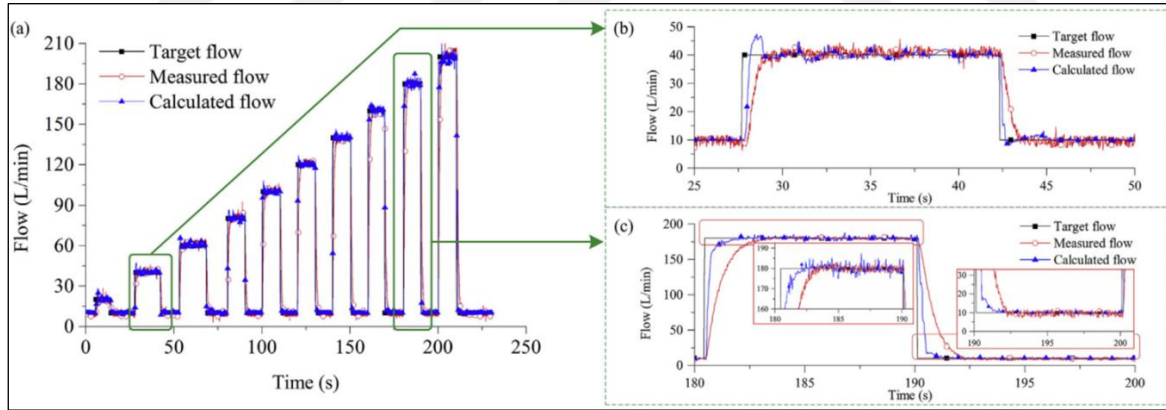
Xie ve diğerleri, (2015), pilot destekli yük kontrol valfi (LCV) için oransal akış kontrolü ve hızlı açılma performansını artırmaya yönelik bir tasarım yöntemi geliştirmiştir. Geleneksel karşı dengeleme valfleri (CBV), negatif yüklerin kontrolü için yaygın olarak kullanılır; ancak bu valfler, sistemde kararsızlıklara ve gereksiz enerji kayıplarına yol açmaktadır. LCV'ler, CBV'lerden farklı olarak, yalnızca yük tutma işlevi görmekle kalmaz, aynı zamanda yük indirme hızını oransal olarak kontrol edebilme yeteneğine sahiptir. Çalışmada, hidrolik yarı köprü prensibine dayalı bir statik model oluşturulmuştur. Hidrolik yarı köprü, iki açıklıktan (orifis) oluşan bir hidrolik dengeleme mekanizmasıdır. Pilot basıncı, pilot sürgüyü hareket ettirerek valf açıklık alanlarını belirli bir oranda kontrol eder ve böylece yükün aşağı hareketindeki akış hızı pilot basınca bağlı olarak orantılı şekilde ayarlanabilir. Çalışmada ayrıca, valfin açılma performansını iyileştirmek için bir kompanzasyon açıklığı eklenerek aşırı salınım (overshoot) minimize edilmiştir. Önerilen tasarım yöntemi, MATLAB/Simulink ortamında statik ve dinamik modelleme ile analiz edilmiştir. Simülasyonlar, akış hızının pilot basınç ile oransal olarak kontrol edilebildiğini ve valfin açılma sırasında aşırı salınım olmadan hızla tepki verebildiğini göstermiştir. Deneysel çalışmalar ise bir mobil vinç ve laboratuvar test düzenekleri üzerinde gerçekleştirilmiş hem statik hem de dinamik akış kontrolü açısından doğrulama yapılmıştır. Şekil 2.5'te verilen test sonuçları, yüksek basınç seviyelerinde sistemin daha kararlı olduğunu ve enerji tüketiminin azaldığını göstermektedir [6].



Şekil 2.5. Pilot destekli yük kontrol valfi test sonuçları [6]

Zhang ve diğerleri, (2019), oransal yön valfleri ile debimetre kullanmadan akış kontrolü sağlamak için hesaplamalı bir geri besleme yöntemi önermiştir. Akış tahmini, valfin sürgü konumu, basınç farkı ve sıcaklık gibi parametreleri kullanarak AdaBoost destekli yapay sinir ağı ile gerçekleştirilmiştir. AdaBoost, birden fazla zayıf tahmin modelini birleştirerek doğruluğu artıran bir makine öğrenmesi algoritmasıdır. Küresel duyarlılık analizi (GSA) ile

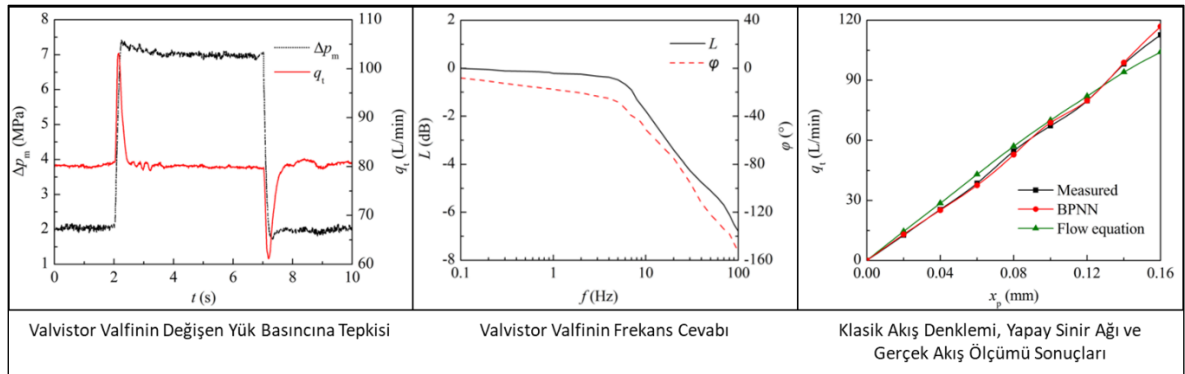
sistemde akış kontrolünü en çok etkileyen değişkenin basınç farkı (ΔP) olduğu görülmüştür. Dalga boyu filtreleme ile sinyallerdeki gürültü azaltılarak tahmin doğruluğu artırmış ancak sinyal filtreleme sistemde 100 ms bir gecikme yaratmıştır. Çalışmada, bir yön valfi test düzeneği, basınç ve sıcaklık sensörleri, bir akış ölçer ve 210 lt/dk kapasiteli bir hidrolik sistem kullanılmıştır. MATLAB/Simulink ortamında yapılan simülasyonlarda, önerilen yöntemin akış tahmininde $\pm 2\%$ doğruluk sağladığı görülmüştür. Simülasyon ve testlerde, farklı basınç, sıcaklık ve sürgü konumlarında sistemin tepki süresi, kontrol hatası ve ani akış değişimlerine uyumu analiz edilmiştir. Akış ölçerin yavaş tepki süresi nedeniyle, önerilen yöntemin yaklaşık %80 daha hızlı tepki verdiği ve kontrol hatasının $\pm 3\%$ seviyesinde kaldığı gözlemlenmiştir. Şekil 2.6'da yer alan test sonuçlarında görüldüğü gibi sistemin tepki süresi 160-490 ms arasında değişmektedir. Ayrıca, emniyet valfi ve gaz kelebeği kullanılarak farklı sistem basınçlarında ve yük koşullarında testler gerçekleştirilmiştir. Emniyet valfi testlerinde, sistemin değişen basınç koşullarına rağmen kararlı bir akış sağladığı görülmüştür. Gaz kelebeği ile yapılan testlerde, yük değişimlerine rağmen akış kontrolünün başarıyla sürdürülebildiği tespit edilmiştir. Sonuçlar, önerilen yöntemin kompakt ve hızlı akış kontrolü sağlamak için uygulanabilir olduğunu göstermektedir [7].



Şekil 2.6. Sistemin farklı adım sinyallerine karşı tepkileri [7]

Wang ve diğerleri, (2020), hidrolik konum geri beslemeli iki kademeli oransal valfin (valvistor valfi) akış kontrolünü geliştirmeyi amaçlamıştır. Valvistor valfi, ana akışın pilot akış ile kontrol edildiği bir oransal kısma valfidir ve yük (pilot) basıncındaki değişimler nedeniyle akışta meydana gelen dalgalanmalar, valfin hassas akış kontrolü gerektiren uygulamalarda kullanımını sınırlamaktadır. Bu sorunu çözmek için, yük basıncındaki değişimlerden bağımsız olarak akışı sabit tutabilen yeni bir kapalı çevrim akış kontrol yöntemi önerilmiştir. Çalışmada, valfin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Akış kontrolü

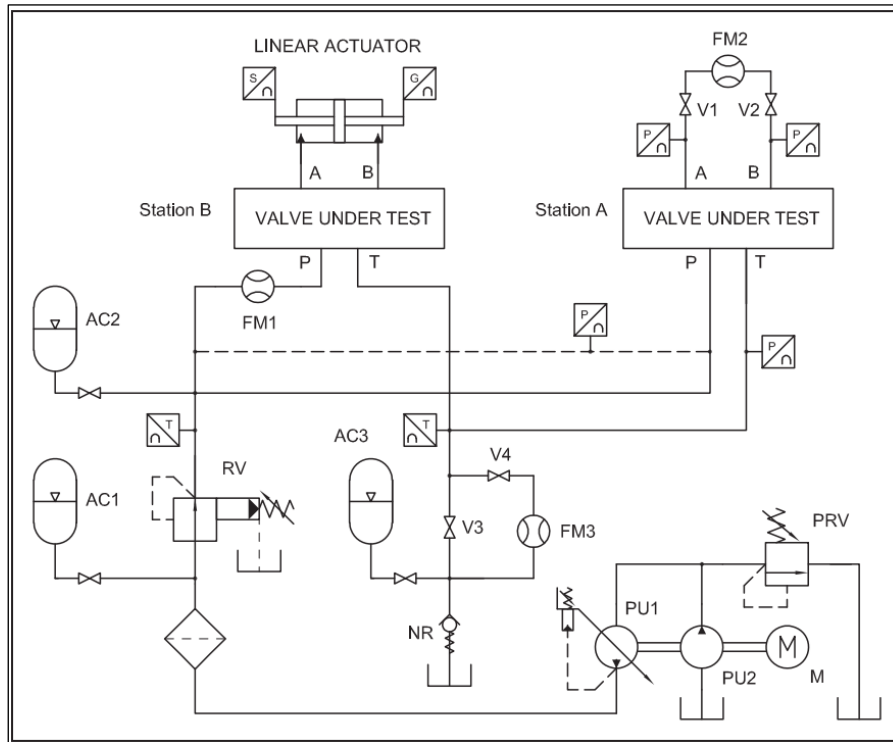
için bulanık PID (Fuzzy PID) kontrolcü tasarlanmış ve geri besleme sinyali, pilot aşamadaki sürgü konumu ile ana orifis üzerindeki basınç farkı kullanılarak oluşturulmuştur. Bu geri besleme sinyali, geri yayılım sinir ağı (BPNN) ile işlenerek sistemin akış tahmini yapılmış ve bu tahmini değer, PID kontrolcüye geri besleme olarak verilmiştir. Böylece, akış ölçer kullanılmadan akışın tahmini ile hassas kontrol sağlanmıştır. Yapılan çalışmada klasik orifis denklemi yerine, yapay sinir ağı (BPNN) kullanılarak tahmini akış değeri hesaplanarak, orifis deşarj katsayısının (C_d) belirsizliği, akış kuvvetleri ve üretim toleranslarından kaynaklanan hata paylarını azaltmak hedeflenmiştir. Simülasyonlarda, farklı yük basınçları, sıcaklıklar ve sürgü konumlarında sistemin performansı incelenmiş; kapalı çevrim kontrol testlerinde ise hedef akış değerlerine ulaşma süresi ve kontrol hatası analiz edilmiştir. Test düzeneği, bir değişken deplasmanlı hidrolik pompa, dişli tip debimetreler ve basınç farkını ölçen sensörlerden oluşmaktadır. Şekil 2.7’de gösterilen test sonuçlarına göre, 80 lt/dk akış kontrolünde basınç farkı aniden 2 MPa’dan 7 MPa’a değiştirildiğinde, akışın sabit kaldığı ve maksimum aşma değerinin 20 lt/dk olduğu gözlemlenmiştir. Valfin oturma süresi 500 ms olarak ölçülmüş, histerezis değeri %4,6 ve doğrusal olmayan hata oranı %5,3 olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak, geliştirilen yöntem sayesinde Valvistor valfi, oransal kısma valfinden oransal akış valfine dönüşerek yük basıncı değişimlerinden etkilenmeyen hassas bir akış kontrolü sağlamaktadır. Bu yöntem, hassas akış kontrolü gereken hidrolik sistemler için güvenilir bir çözüm sunmaktadır [8].



Şekil 2.7. Valvistor valfi test sonuçları [8]

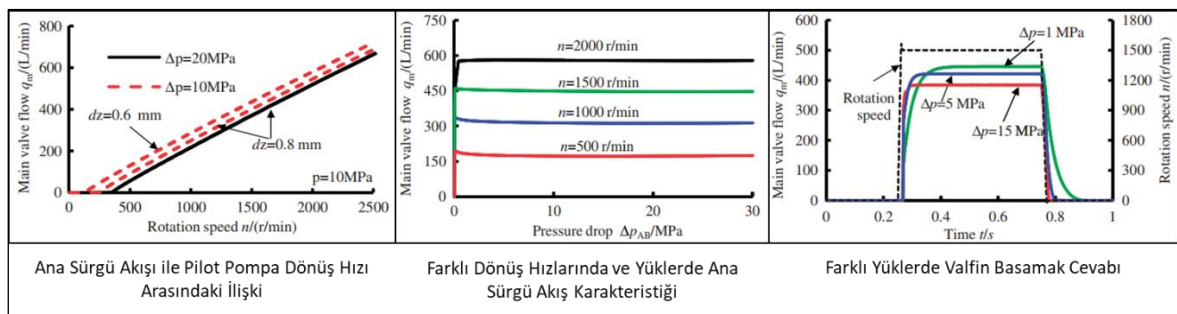
Ferrari ve diğerleri, (2017), elektro hidrolik servo ve oransal valflerin akış kontrol karakteristiklerini belirlemek amacıyla deneysel ve sayısal analizler gerçekleştirmiştir. Hidrolik sistemlerde debinin dinamik ölçümü zor olduğundan, çalışma kapsamında Flotec akış ölçer kullanılarak hassas akış hızları belirlenmiştir. Çalışmanın temel amacı, valflerin

performanslarını analiz etmek ve mevcut test yöntemlerine düşük maliyetli ve pratik bir yöntem önermektir. Test sistemi Şekil 2.8’de verilen devre şemasında görüldüğü gibi, dört yollu ve üç konumlu solenoid kontrollü bir servo-oransal yön kontrol valfi, sürgü deplasmanı için LVDT sensörü ile geri besleme kontrolü ve valfin çıkış akışını hidrolik eyleyici ve basınç farkı prensibi ile çalışan Flotec akış ölçer ile belirlemeye yönelik bileşenlerden oluşmaktadır. Çalışmada, LMS Amesim yazılımında yapılan simülasyonlarda valfin statik akış karakteristikleri, dinamik tepki analizi ve Bode diyagramları incelenirken, deneysel testlerde statik akış ölçümleri, kaçak testi, farklı frekanslarda dinamik yanıt analizi testleri gerçekleştirilmiştir. ISO 10770-1 prosedürüne göre, servo ve oransal valflerin dinamik yanıtını belirlemek için valfin çıkışına düşük ataletli bir hidrolik eyleyici bağlanır ve valfe uygulanan giriş sinyaline karşılık eyleyici hızından akış miktarı hesaplanır. Ancak bu yöntem pahalı bir test sistemine ve karmaşık bir düzenek kurulumuna ihtiyaç duyar. Bu çalışmada önerilen yöntemde, doğrudan akış ölçer kullanılarak anlık akış ölçümü yapılmakta ve valfin çıkış akışı eyleyiciye ihtiyaç duyulmadan belirlenmektedir. Önerilen yöntem, test sürecini basitleştirerek zaman ve maliyet tasarrufu sağlamaktadır. Eyleyici dinamiklerinin test sonuçlarına etkisini ortadan kaldırarak doğrudan ölçümler elde edilmesini mümkün kılmaktadır [9].



Şekil 2.8. Valf karakteristiği test sistemi hidrolik devre şeması [9]

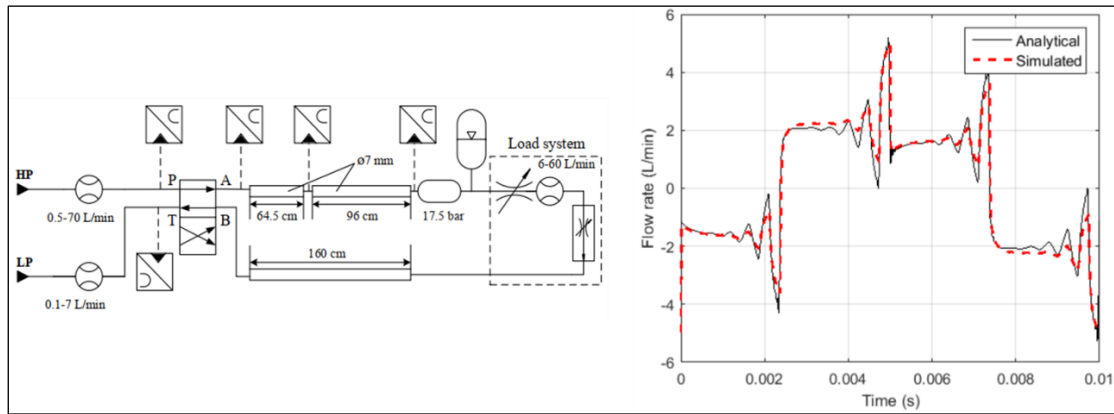
Hao ve diğerleri, (2016), elektro-hidrolik oransal akış kontrol valflerinin performansını artırmak amacıyla valvistor prensibine dayanan yenilikçi bir sistem geliştirmiştir. Valvistor, ana valf sürgüsünün pilot akış ile kontrol edildiği bir prensiptir. Geleneksel akış kontrol valfleri, basınç değişimlerinden etkilenerek istikrarsız bir akış sağlayabilir. Bu sorunu çözmek için çalışmada, Valvistor prensibine sahip bir ana valf ve servo motorla tahrik edilen küçük bir pilot pompa kullanılmıştır. Pilot pompa, yük basıncından bağımsız olarak akışı doğrudan kontrol edebilmekte ve böylece sistemin hassasiyetini artırmaktadır. Yapılan simülasyonlarda, bu yeni yöntemin düşük enerji tüketimi ile yüksek hassasiyet sağladığını göstermiştir. Sistem, geleneksel valf tasarımlarına kıyasla %30 daha düşük basınç kaybına sahiptir ve 0.5 MPa ile 30 MPa arasında geniş bir çalışma basıncı aralığında istikrarlı performans sergilemektedir. Şekil 2.9’da yer alan sonuçlara göre pilot pompa hızının değiştirilmesiyle ana valf akışı 0-750 lt/dk arasında hassas bir şekilde kontrol edilebilmiştir. Yük basıncı değişse bile akış sapması %2’den düşük tutulmuştur. Ayrıca, sistemin dinamik tepkisi incelenmiş ve valfin açılma süresinin 120 ms, kapanma süresinin ise 180 ms olduğu belirlenmiştir. Sonuçlar, Valvistor prensibine dayalı pilot pompa kontrollü valflerin, geleneksel yöntemlere göre daha kararlı bir akış sağladığını ve enerji verimliliği açısından avantaj sunduğunu ortaya koymuştur. Bu sistem, büyük ölçekli hidrolik uygulamalar için verimli ve güvenilir bir alternatif sunmaktadır. Hao ve arkadaşlarına göre gelecekte, deneysel çalışmalar ile model doğrulaması yapılarak sistemin endüstriyel uygulamalardaki etkinliği artırılabilir [10].



Şekil 2.9. Valvistor valfinin simülasyon sonuçları [10]

Pan ve diğerleri, (2017) anahtarlama ataletli hidrolik sistem (SIHS, switched inertance hydraulic system) içeren bir dört portlu yüksek hızlı anahtarlama valf konfigürasyonunun teorik ve deneysel analizi gerçekleştirilmiştir. SIHS, hidrolik sistemlerde basınç ve debiyi kontrol etmek için kullanılan, enerji verimliliğini artırmaya yönelik bir teknolojidir. Geleneksel kısılmalı valf sistemlerinin aksine, SIHS akışı doğrudan kesip açarak

yönlendirdiği için güç kayıplarını azaltır. SIHS, yüksek hızlı anahtarlama valfi, küçük çaplı atalet tüpleri ve akümülatörlerden oluşur. Anahtarlama valf, sıvıyı yüksek ve düşük basınç kaynakları arasında hızla değiştirerek sıvının atalet etkisini kullanır ve basınç ile debiyi kontrol eder. Atalet tüpleri, sıvının momentumu sayesinde akışın valf geçişleri sırasında da devam etmesini sağlar ve böylece enerji verimli bir dönüşüm gerçekleştirilir. Bu çalışmada, SIHS'nin dinamik tepkisini incelemek amacıyla hem teorik modelleme hem de deneysel testler yapılmıştır. MATLAB/Simulink ortamında gerçekleştirilen simülasyonlarla oluşturulan modeller test edilmiştir. Deneysel çalışmalar için oluşturulan ve Şekil 2.10'da gösterilen test düzeneğinde, 100 Hz frekansta çalışan yüksek hızlı döner anahtarlama valfi, iki adet 160 cm uzunluğunda atalet tüpü, akümülatörler ve yük simülasyon sistemi kullanılmıştır. Testlerde, valfin 40 lt/dk debiyi 1 MPa basınç farkında sağlayabildiği belirlenmiştir. Ancak sistemin enerji verimliliği, anahtarlama sürecinde oluşan akış geçiş kayıpları nedeniyle sınırlıdır. Dalga yayılımı ve valf geçiş süreleri enerji kaybına neden olur. Geleneksel valf sistemleriyle kıyaslandığında SIHS'nin güç kayıplarını yaklaşık altıda bir düşürdüğü gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, SIHS'nin çift yönlü akış kontrolü sağladığı, dalgalanmaların kontrol edilmesiyle enerji verimliliğinin artırılacağı belirlenmiştir. Gelecekte, valf geçiş dinamiklerinin iyileştirilmesi ve sistem kayıplarının azaltılması önerilmektedir [11].



Şekil 2.10. Sıhs test düzeneği ve simülasyon verileri [11]

Literatürde yer alan çalışmalar, hidrolik sistemlerde debi kontrolünün enerji verimliliği, dinamik performans ve maliyet gibi kriterler doğrultusunda geliştirilmeye çalışıldığını ortaya koymaktadır. Pompa kontrollü sistemler düşük enerji tüketimiyle öne çıkarken, dinamik yanıt süreleri sınırlı kalmaktadır. Valf kontrollü sistemler daha hızlı tepki süresi sunmalarına rağmen, yüksek basınç kayıpları ve hassasiyet eksiklikleri nedeniyle

performans açısından dezavantajlı olabilmektedir. Son dönemde geliştirilen dijital valf sistemleri ve yapay zekâ tabanlı kontrol algoritmaları, hassasiyetin artırılması yönünde önemli katkılar sunmakta ancak bu sistemler yüksek maliyetli yapıları, karmaşık kontrol gereksinimleri ve sınırlı uygulama alanları nedeniyle özellikle havacılık gibi yüksek performans gerektiren alanlar için yeterli düzeye ulaşamamıştır.

Bu çerçevede, bu tez kapsamında geliştirilen debi tüketici sistemler, hidrolik akışı doğrudan tüketerek yük simülasyonu gerçekleştirmesi sayesinde hem hassas hem de dinamik akış kontrolü sağlamaktadır. Basit kontrol altyapısı, yüksek basınç ve sıcaklık dayanımı sayesinde, hava aracı hidrolik sistem ve ekipman testlerinde kullanılabilir bir çözüm sunmaktadır. Debi tüketici sistemler, literatürdeki mevcut yöntemlere alternatif, bütüncül ve özgün bir yaklaşım olarak öne çıkmaktadır.

3. HİDROLİK SİSTEMLER VE DEBİ KONTROLÜ

Hidrolik sistemler, mekanik enerjiyi hidrolik pompalar aracılığıyla önce hidrolik enerjiye sonra doğrusal eyleyiciler ya da hidrolik motorlar kullanılarak tekrar mekanik enerjiye düşük güç kayıpları ile çeviren sistemlerdir. En genel anlamda kuvvet ve enerji iletiminde basınçlı sıvıların kullanıldığı sistemlerdir. Hidrolik sistemler, hızlı tepki süreleri, büyük güçleri kontrol kabiliyetleri ve yüksek hassasiyet sağlamaları sebebiyle modern mühendislik ve teknolojinin birçok alanında endüstriyel makinelerden inşaat ekipmanlarına, otomotivden hava araçlarına kadar geniş bir uygulama yelpazesinde kritik bir rol oynamaktadır. Mekanik ve elektrikli sistemlere kıyasla düşük aşınma, yüksek servis ömrü ve zorlu çevresel koşullarda daha dayanıklı olduğu için hidrolik sistemler endüstride yaygın olarak kullanılmaktadır.

Hidrolik debi, belirli bir zaman aralığında belirli bir kesitten geçen akışkan miktarıdır. Hidrolik sistemlerde debi miktarı genellikle litre/dakika (lt/dk) birimiyle ifade edilir. Hidrolik sistemlerin hızını, performansını ve kapasitesini belirleyen en önemli parametrelerden biri debi değeridir. Debi kontrolü, sabit bir kesitteki hidrolik akışkan hızının ya da yönünün kontrol edilmesiyle sağlanır ve sistem performansını doğrudan etkiler. Hidrolik akış hızı kontrolü, havacılık ve otomotiv dahil olmak üzere çeşitli endüstrilerde hidrolik sistemlerin hassas ve verimli çalışmasını sağlamak için çok önemlidir. Hidrolik eyleyicilerin değişken debi ihtiyaçlarına rağmen sabit güç üretimi, geleneksel sistemlerde enerji verimliliğini düşürmektedir. Yapılan çalışmalar ile yenilikçi akış kontrol sistemleri sayesinde enerji verimliliği artırılmaktadır [12].

Hidrolik akış kontrolü en temelde pasif akış kontrolü ve aktif akış kontrolü olarak ikiye ayrılır. Pasif akış kontrolünde, akışı kontrol etmek için herhangi bir enerji harcanmaz geleneksel kullanımda debi ve akış çizgilerinin manipülasyonu için akış kesitinde geometrik şekillendirmeler ve fiziksel engeller kullanılır. Aktif akış kontrolünde ise akışın kontrolü için harici bir enerji veya güce ihtiyaç vardır [13].

Aktif hidrolik akış kontrolü endüstriyel kullanımda pompa kontrollü sistemler ve valf kontrollü sistemler olarak ikiye ayrılmaktadır. Pompa kontrollü sistemlerde, akış pompanın deplasmanı ya da dönüş hızı kontrol edilerek sağlanır. Pompa kontrollü sistemlerde değişken deplasmanlı pompalar ya da değişken dönüş hızına sahip motorlar (pompa tahrik sistemleri)

kullanılır. Valf kontrollü sistemlerde ise pompa çıkışı sabit olan akış miktarı hidrolik valfler ile kontrol edilir. Oransal valfler, solenoid valfler ve servo valfler akış kontrol valfleri ile hidrolik akış miktarı ya da yönü kontrol edilmektedir [1]. Hidrolik sistemlerde kullanılan akış kontrol metodları ve ekipmanları sistem performansını doğrudan etkilemektedir. Hava araçları, iş makineleri ve ağır sanayi presleri gibi hidrolik ile çalışan sistemlerin manevra kabiliyetleri, performansları ve kapasiteleri sahip oldukları akış kontrol sistemlerinin debi kapasitelerine, tepki sürelerine ve enerji verimliliğine bağlıdır.

Hidrolik sistemler kullanıldığı endüstriye göre şekillenmektedir. İhtiyaç duyulan kapasite, hassasiyet, verimlilik ve güvenilirlik doğrultusunda hidrolik ekipmanlar tasarlanmakta ve hidrolik sistemler oluşturulmaktadır. Akış kontrol sistemlerinin oluşturulması da aynı ihtiyaçlar doğrultusunda gerçekleşir. Havacılık endüstrisinde yüksek debi kapasitesi ve yüksek hassasiyet ihtiyaçları doğrultusunda üretilen akış talebe göre değişken deplasmanlı pompalar ile sağlanırken, hidrolik eyleyiciler de elektrik geri beslemeli kapalı çevrim elektro hidrolik servo valfler ile kontrol edilmektedir. Hem hidrolik enerjinin üretildiği tarafta hem de tüketildiği tarafta aktif akış kontrolü sağlanarak, üst düzey enerji verimliliği ve hassas bir hidrolik akış kontrolü sağlanmaktadır.

Hidrolik sistemlerde akış kontrolü için hidrolik ekipman seçimi ve hidrolik sistemin oluşturulması konusunda bazı dikkat edilmesi gereken noktalar bulunmaktadır. Hidrolik sistem çalışma şartları (çalışma basıncı, sıcaklığı, debi kapasitesi, akışkan özellikleri ve çevresel koşullar) net olarak belirlenmeli ve hidrolik sistem buna göre oluşturulmalıdır. Kullanılacak pompa ve valflerde oluşabilecek akış kuvvetleri değerlendirilmeli ve sistem performansının (sistem kararlılığı, performansı ve tepki süresini) etkilenmeyeceği doğrulanmalıdır [14].

Hidrolik akış içerisinde meydana gelebilecek kirlilik akış kontrol valflerinin ve diğer hassas bileşenlerin performansını ciddi şekilde etkileyebilir [15]. Hidrolik sistem kurulurken uygun hidrolik akışkan ve filtre seçimleri yapılmalıdır, kurulduktan sonra sistem iyice temizlenmeli ve düzenli bakım yapılmalıdır. Kirlilik, valf tıkanması, aşınma ve sızdırmazlık sorunlarını ortaya çıkaracaktır.

Hidrolik akış kontrol yönteminin enerji tüketimi, işletme maliyetlerini düşürmek ve çevresel etkiyi azaltmak için sistem tasarımında dikkate alınması gereken kritik bir unsurdur [16].

Oluşturulan hidrolik sistemdeki basınç düşümleri, yanlış boyutlandırmalar ve istenmeyen ısı oluşumu enerji kaybına yol açmaktadır. Debi kontrolünde, enerji verimliliğini artırmak için hidrolik akış kontrolünde, değişken hızlı pompalar, değişken deplasmanlı pompalar, geri beslemeli valfler ya da yenilikçi enerji geri kazanım sistemleri tercih edilebilir.

Hidrolik akış kontrol sistemlerinin dinamiği, sistemlerin zamana bağlı davranışlarını ve çeşitli girdilere nasıl tepki verdiklerini ifade eder. Hidrolik sistemlerde akış kontrolünün dinamik performansı, valf tepki süresi, sistem kararlılığı ve frekans tepkisi gibi faktörlerle belirlenir. Sistem dinamiğini etkileyen faktörlerin dikkate alınması ve uygun kontrol stratejilerinin kullanılması, sistemlerin daha kararlı, hızlı ve doğru bir şekilde çalışmasını sağlar. Akış kontrol sistemlerinin tasarım optimizasyonu ve sistem dinamiğinin önceden belirlenebilmesi için modelleme ve simülasyon araçları çok değerlidir [17].

3.1. Hidrolik Sistem ve Ekipman Testleri

Hidrolik sistemlerin güvenilirliği ve performansı, operasyonel verimlilik ve güvenlik açısından büyük önem taşır. Özellikle havacılıkta, hidrolik sistemler ve ekipmanlar, uçuş güvenliği açısından hayati öneme sahiptir. Hidrolik sistem ve ekipman testlerinde, bu sistemlerin performansını ve güvenilirliğini değerlendirmek amacıyla çeşitli test yöntemleri kullanılmaktadır. Bu testler, tasarım doğrulamasından arıza tespitine kadar geniş bir uygulama alanına sahiptir. Hidrolik sistem testlerinin doğru bir şekilde gerçekleştirilmesi, sistemlerin uzun ömürlü ve verimli çalışmasını sağlamanın yanı sıra, bakım maliyetlerini azaltmaya da yardımcı olur.

3.1.1. Hidrolik sistem testlerinin amacı ve gerekliliği

- Performans Değerlendirmesi: Hidrolik sistemlerin ve ekipmanların belirli çalışma koşulları altında nasıl performans gösterdiğini belirlemek.
- Arıza Tespiti: Sistemdeki veya ekipmanlardaki arızaları belirlemek ve nedenlerini anlamak.
- Güvenilirlik: Sistemlerin ve ekipmanların belirli bir süre boyunca güvenilir bir şekilde çalışıp çalışmadığını değerlendirmek.
- Dayanıklılık: Ekipmanların aşırı koşullara (basınç, sıcaklık, titreşim vb.) dayanıklılığını ölçmek.

- Tasarım Doğrulama: Yeni tasarımların veya değişikliklerin beklentileri karşılayıp karşılamadığını doğrulamak.

Hidrolik testlerde, sistem performansını ve ekipman karakteristiklerini belirlemek için akışkan hızı kontrolü en önemli parametrelerden biridir. Debi tüketici sistemleri (Flow Consumer Systems), hidrolik sistemlerin hassas ve hızlı akış kontrolü sağlanarak test edilmesine olanak tanıyan önemli bileşenlerdir. Bu çalışma, genel hidrolik sistemler ve hidrolik ekipman testlerinde debi tüketici kullanımının avantajlarını ve potansiyel uygulamalarını araştırmayı amaçlamaktadır.

3.1.2. Hidrolik sistem test yöntemleri

Basınç testleri

Hidrolik sistemlerin ve ekipmanların belirli bir basınca dayanıp dayanmadığını kontrol etmek için kullanılır. Bu testler, sistemdeki sızıntıları ve yapısal zayıflıkları tespit etmeye yardımcı olur. Basınç testleri, statik ve dinamik basınç testleri olmak üzere ikiye ayrılır. Statik basınç testlerinde sabit basınç altında sistemin ya da ekipmanın önce çalışma basıncında sızıntı kontrolleri yapılır sonrasında dayanabileceği en yüksek basınca maruz bırakılır, dinamik basınç testinde ise değişken dinamik basınç değerlerinde sistem tepkisi ve dayanımı değerlendirilir [18].

Akış testleri

Hidrolik pompa, valf ve eyleyicilerin belirli bir debi altında nasıl performans gösterdiği akış testleri ile analiz edilmektedir. Bazı sistemlerde de akışkan geçişini kısıtlayan bölgelerin tespit ederek sistemdeki basınç kayıplarını ve akışkanın hareketini engelleyen unsurların belirlenmesi için akış testleri gerçekleştirilir. Bu testler, sistemin verimli çalışıp çalışmadığını belirlemek için kritik öneme sahiptir [19]. Hidrolik debinin statik ya da dinamik olarak kontrolü ile bu testler gerçekleştirilebilir.

Fonksiyonel testler

Fonksiyonel testler hidrolik sistemin veya ekipmanların amaçlanan fonksiyonları yerine getirip getiremeyeceğini belirlemek amacıyla yapılır. Fonksiyonel testler hidrolik sistemin

tüm bileşenlerinin birlikte uyumlu bir şekilde çalıştığını, entegrasyonun doğru yapıldığını ve sistem performansının tasarım özelliklerini karşıladığını doğrulayarak tasarım ve analiz süreçlerine katkı sağlar [20]. Hidrolik sistem türüne ya da ekipman türüne göre fonksiyonel testler değişmektedir. Amaç gerçek çalışma koşullarını sağlayarak sistem ya da ekipman performansını test etmektir. Gerçek yüklemeler, akış tüketimleri ve basınç değerleri benzetimi yapılarak sistemin doğrulanması, verimliliğinin tespiti ve erken arıza tespiti gibi değerli sonuçlar elde edilir.

Birçok endüstride hidrolik sistemler için yapılacak testler standartlar ile tanımlanmıştır. Özellikle havacılık sektöründe tüm tasarım kriterleri ve yapılacak testler standartlara göre belirlenmektedir. Örneğin “MIL-STD-5522 Test Requirements For Aircraft Hydraulic Systems” ve “AIR5992 Descriptions of Systems Integration Test Rigs (Iron Birds) For Aerospace Applications” standartlar ile hava aracı hidrolik sistem testlerinde ve Iron Bird olarak adlandırılan test sistemlerinde hava aracına ait tüm ekipmanların test yöntemleri, hava aracında meydana gelebilecek her türlü senaryonun nasıl test edilmesi gerektiği ve hangi parametrelerin ölçülmesi gerektiği hakkında talimatlar detaylı olarak yer almaktadır.

Dinamik ve ömür testleri

Dinamik ve ömür testleri ile hidrolik bileşenlerin zamana bağlı tepkileri ve performans eğrileri analiz edilir ve uzun süreli kullanım senaryoları benzetimi yapılarak sistemin dayanıklılığı ölçülür. Özellikle hassas akış, konum, hız veya ivme kontrolünün önemli olduğu hidrolik sistemlerde dinamik testler sistem performansını doğrudan ölçmektedir. Hidrolik sistemlerin istenen ömürleri sağlayıp sağlayamadığı gerçek koşulların sağlandığı ömür testleri ile mümkündür. Ömür testi sonuçları tasarım ve analiz doğrulama ve geliştirme için kritik bir adımdır [18].

Titreşim testleri

Çalışma sırasında oluşabilecek mekanik yüklerin etkisi değerlendirilir. Hidrolik sistemlerde ve ekipmanlarda meydana gelen titreşimler, bileşenlerin ömrünü kısaltabilir, mekanik aşınmayı artırabilir ve sistem performansını olumsuz etkileyebilir. Bu nedenle, hidrolik sistem ve ekipmanların titreşim testleri, güvenilirlik ve dayanıklılık açısından kritik öneme sahiptir. Özellikle hidrolik bağlantı elemanlarında ve borularda meydana gelebilecek

rezonans durumu hattın açılmasına sebep olabilir. Hidrolik sistemlerde, pompalar, valfler, eyleyiciler ve hatta akışta gerçekleşecek hidrodinamik olaylar sonucu hidrolik akışkan ve borular da titreşim kaynağı olarak kabul edilir. Hidrolik sistem ve ekipmanların farklı çalışma koşullarındaki doğal frekansları ve basınç dalgalanmaları ivmeölçerler ya da yüksek hızlı basınç sensörleri kullanılarak tespit edilir ve titreşim sönümleyici önlemler alınır ya da bu titreşimlerin meydana geldiği çalışma aralığından kaçınılır [21].

Çevresel testler

Çevresel testler, bir hidrolik ekipmanın veya sistemin belirli çevresel koşullar altında nasıl performans gösterdiğini değerlendirmek için yapılan testlerdir. Bu testler, ürünün gerçek dünya koşullarında güvenilir ve etkili bir şekilde çalışmasını sağlamak için kritik öneme sahiptir. Çevresel testlerin temel amacı, bir ürünün tasarım, malzeme ve üretim süreçlerinin, öngörülen çevresel koşullara uygun olup olmadığını doğrulamaktır. Bu testler sayesinde, ürünün ömrü boyunca karşılaşılabileceği sıcaklık, nem, titreşim, şok, radyasyon ve diğer çevresel faktörlerin olumsuz etkileri önceden belirlenerek gerekli önlemler alınabilir [22].

4. DEBİ TÜKETİCİ SİSTEMLER

Debi tüketici sistemler, hassas ve dinamik akış kontrolü sağlamak, hidrolik bileşen ve sistemlerin performans testlerinde kullanılmak amacıyla geliştirilen sistemlerdir. Geleneksel test yöntemlerinde, hidrolik eyleyiciler, yük simülasyon cihazları veya endüstriyel firmalar tarafından geliştirilen basınç ve debi kontrollü test tezgâhları ile hidrolik bileşen ve sistemler statik koşullar altında test edilirken, debi tüketici sistemler doğrudan akış debisini aktif bir şekilde kontrol ederek daha hassas ve kontrollü test ortamları sunar.



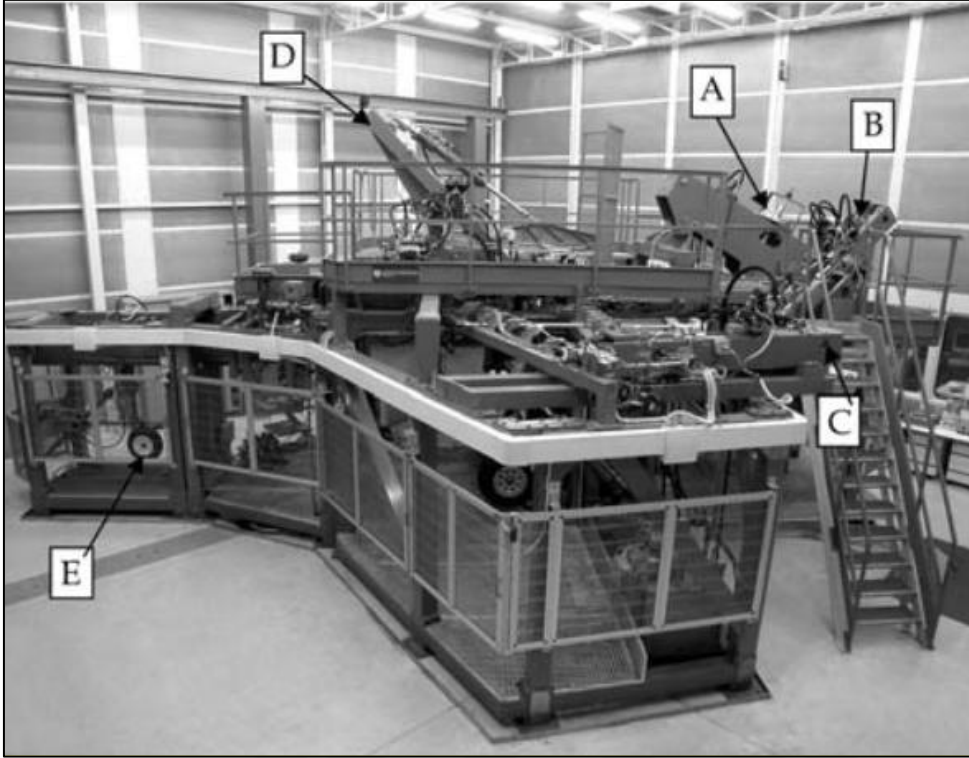
Şekil 4.1. LF technologies basınç ve debi test sistemi

Örneğin, Şekil 4.1’de gösterilen LF Technologies tarafından geliştirilen akış/basınç test tezgâhları, hidrolik tesisat bileşenlerinin yüksek basınç ve debi koşullarında davranışlarını değerlendirmek için kullanılmaktadır. Akış/basınç test tezgâhı hidrolik pompa aracılığıyla debi ve basıncın kontrol edilerek hidrolik ekipman testlerinin gerçekleştirilmesini sağlar. Benzer şekilde, endüstriyel test sistemleri hidrolik pompa, valf ve hortumların performans ve dayanıklılık testlerini gerçekleştirebilecek kabiliyetlere sahiptir. Literatürde ve endüstride, hidrolik bileşenlerin belirli koşullar altında nasıl çalıştığını test etmeye yönelik sistemler tasarlanmış olsa da akış debisinin yüksek hassasiyetle ve dinamik kontrolünü sağlayan veya hidrolik eyleyiciler yerine doğrudan debi tüketimi yaparak hidrolik

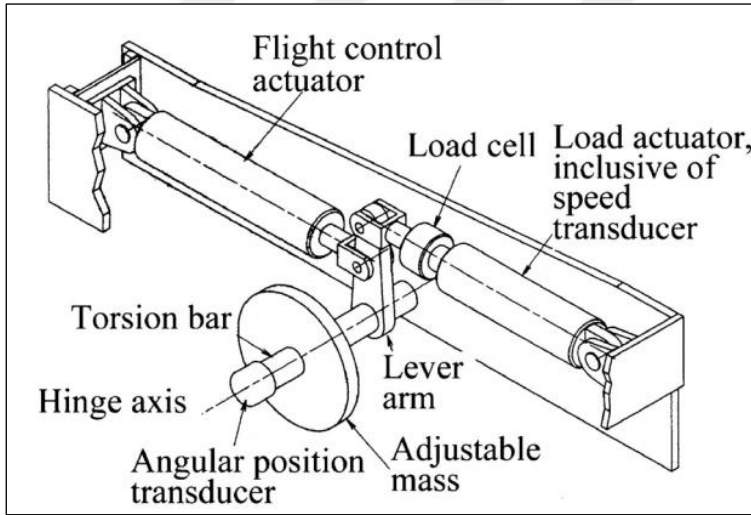
sistemlerin testini gerçekleştirebilecek ve debi tüketici olarak adlandırılabilen spesifik bir sistem ya da çalışma tespit edilememiştir.

Debi tüketiciler, sabit veya değişken akış oranlarını simüle ederek, gerçek çalışma koşullarını laboratuvar ortamında oluşturma imkânı tanır. Debi tüketici sistemler, hidrolik pompaların, valflerin ve diğer akış kontrol elemanlarının test edilmesi ve karakteristiklerinin belirlenmesi için de kullanılabilir. Debi tüketici sistemlerin kullanımı, hidrolik sistemlerin güvenilirliğini ve verimliliğini artırmaya yönelik birçok avantaj sunar.

Jacazio ve Balossini (2007) tarafından yapılan çalışmada, M-346 ileri eğitim uçağının uçuş kontrol sistemleri, iniş takımı ve hidrolik sistemlerinin kapsamlı test edilmesini sağlamak için yeni bir test tezgâhı (Iron Bird) tanımlanmıştır. Bu tezgâh, Şekil 4.2’ de görüldüğü gibi tüm bu alt sistemleri (uçak eyleyicileri dahil) uçakta olduğu gibi bir araya getirir ve tüm sistemin tezgâh üzerinde uçakta olduğu gibi çalışmasını sağlar. Hava aracı eyleyicilerine gelen dinamik yükleri simüle etmek için karşı yükleme eyleyicileri ve bu yüklerin hava aracındaki aynı dinamikte sağlanabilmesi için Şekil 4.3’de görüldüğü gibi düzenekler inşa edilmiştir [23]. Hava aracı eyleyicilerinin, hidrolik sistemin ve pilot simülatörünün kontrolü için hava aracı kontrolcü sistemleri, yükleme eyleyicilerinin kuvvet ve deplasman kontrolü için de harici bir kontrolcü ve data toplama sistemi kullanılmaktadır. Bu sebeple test sisteminin kontrolü en büyük zorluklardandır.



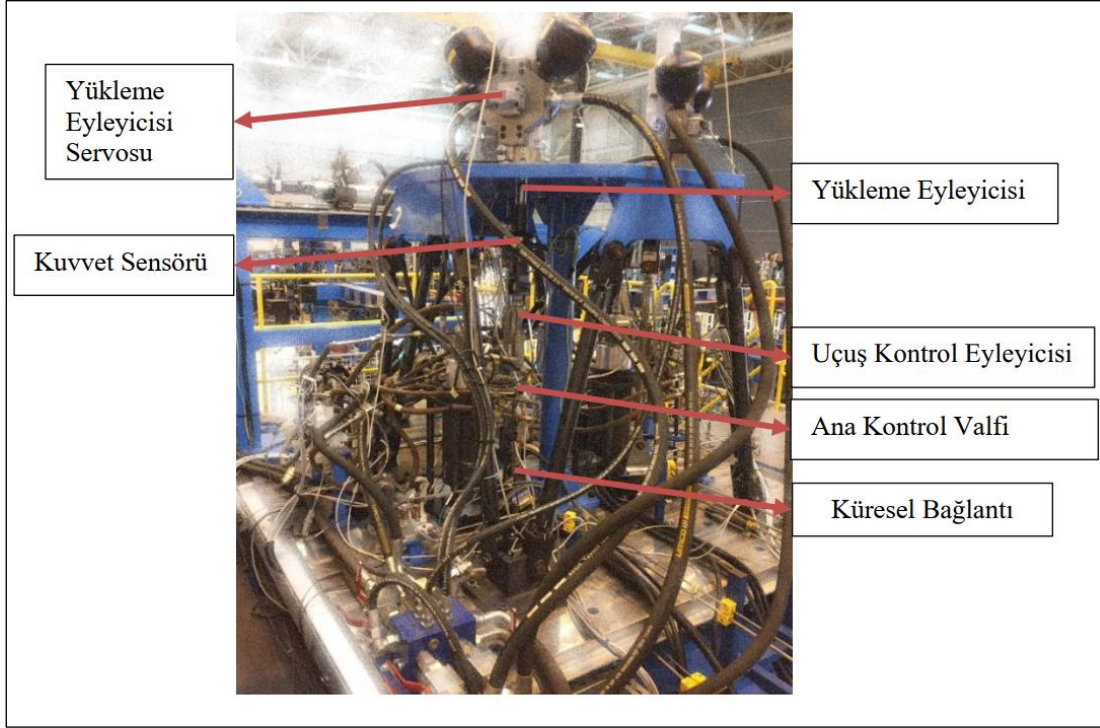
Şekil 4.2. M-346 hava aracı hidrolik test sistemi [23]



Şekil 4.3. M-346 hidrolik test sistemi yükleme yapısı [23]

Şekil 4.4’de bir helikoptere ait hidrolik sistemin yer testlerini gerçekleştirebilmek için kurulan test düzeneği gösterilmiştir. Bir helikopter ana rotor hidrolik kontrol sisteminin modellenmesi ve test düzeneğiyle doğrulanması çalışmasında kullanılan test düzeneği, hidrolik elemanlar olan silindir ve ana kontrol valfinin (AKV) performansını ölçmek için hazırlanmıştır. Test sisteminde gerçek helikopter uçuş kontrol eyleyicileri, bu eyleyicileri

kontrol etmek için bir pilot girdi eyleyicisi (PGE) ve bir karşı yükleme eyleyicisi (YE) kullanılmıştır.

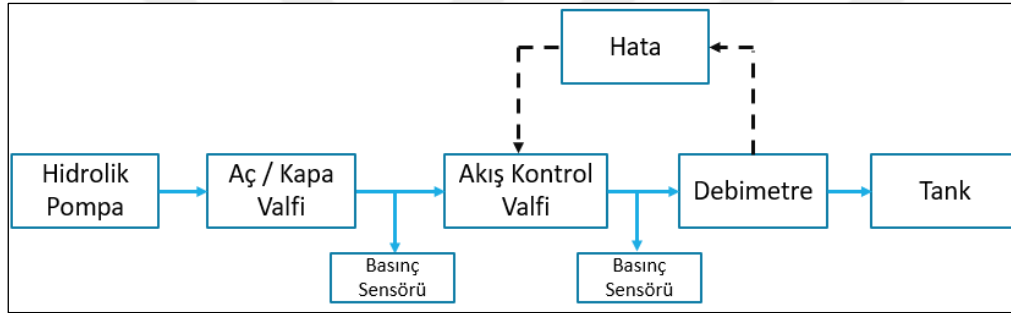


Şekil 4.4. Helikopter ana rotor hidrolik sistem test düzeneği [24]

Gerçek eyleyicilerin ve bu eyleyiciler için ek olarak kullanılan pilot ve karşı yükleme eyleyicileri ile oluşturulan sistemler yüksek maliyetlidir ve kontrol mekanizmaları karmaşıktır. Hava aracı hidrolik sistem yer testlerinde gerçek eyleyiciler yerine debi tüketici sistemlerin kullanımı ile hidrolik sistemin bütün testleri gerçekleştirilebilir. Debi tüketici sistemlerin kullanımı hem maliyet hem de kontrol açısından daha elverişlidir. Yüksek hızlarda eyleyici kontrolünün zorluğu, sistemde oluşturabilecek titreşim ve rezonans problemleri, hava aracı eyleyicilerinin yüksek maliyetli olması, hava aracı eyleyici kontrolleri için hava aracı kontrolcülerinin kullanılması bu sistemlerde yapılabilecek testleri sınırlandırmaktadır. Örneğin yüksek hızlarda eyleyici kontrolü yerine debi tüketici sistemlerden yüksek miktarda debi geçişi çok daha kolay bir çözümdür. Hava aracı hidrolik sistem arıza simülasyonları örneğin yüksek sıcaklık, soğuk başlama (cold start), ekipman arıza senaryoları, hidrolik akışkan sızıntı senaryoları, aniden başlama ve aniden kapanma gibi testleri gerçek eyleyicilerin kullanıldığı sistemler için daha tehlikelidir. Bu tehlike, yaşanabilecek arızaların daha maliyetli, karmaşık ve geri dönülemez olmasından kaynaklanmaktadır.

Hava aracı hidrolik eyleyicilerinin ve karşı yükleme eyleyicilerinin kullanımı sistemdeki bileşen sayısını ve kontrol parametresini arttırmaktadır. Bu eyleyicilerin test sistemine yerleşimi ve yükleme için doğru yapısalara oluşturulması sistemi büyütme ve daha karmaşık hale getirmektedir.

Debi tüketici sistemler, temel olarak bir aç/kapa valfi, elektro-hidrolik akış kontrol valfi (servo valf), debimetre, giriş ve çıkışları için basınç sensörleri, bu bileşenlerin bağlandığı giriş ve çıkış portlarının bulunduğu bir hidrolik blok, borular ve bu sistemlerin tamamı için bir taşıyıcı şaseden oluşmaktadır. Şekil 4.5’de debi tüketici sistemin şematik gösterimi yer almaktadır. Debi tüketici sistemlerin çalışabilmesi için hidrolik güç kaynağı (pompa) girişi ve sistemdeki akışın dönüşü için bir tank yerleştirilmiştir.



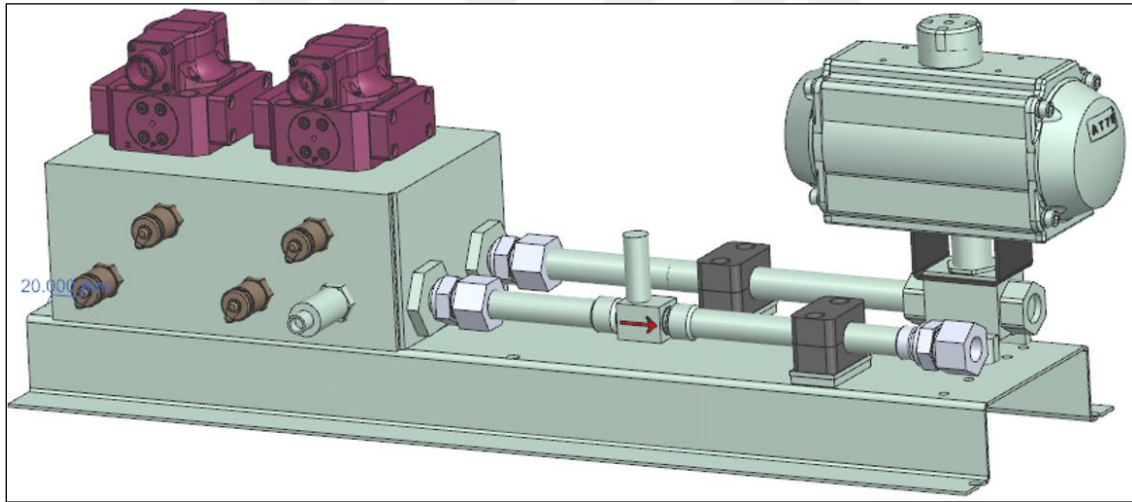
Şekil 4.5. Debi tüketici sistem şematik gösterim

Debi tüketici sistemlerin kullanımı ve hassas kontrolü için aç/kapa valfi, akış kontrol valfi, debimetre ve basınç sensörlerinin elektronik olarak bağlanabileceği bir kontrolcü kullanılmalıdır. Hidrolik akış kontrolü için aç/kapa valfi elektrikselsel olarak açılarak akış geçmesine müsaade edilir, debimetreden okunan debi değerleri ile akış kontrol valfi (servo valf) kapalı çevrim olarak kontrol edilir. Akışın hassas ve dinamik olarak kontrolü için debimetre ve akış kontrol valfinin de yüksek hassasiyet, doğruluk ve hızlı cevap süresine sahip olması gerekmektedir. Hidrolik Sistemler için Debi Tüketici Sistemlerin Tasarımı çalışmasında odaklanılan ana hedef hava aracı hidrolik sistemlerinin yer testlerinde hidrolik eyleyiciler yerine debi tüketici sistemlerin kullanılabilmesidir. Bu sebeple oluşturulacak debi tüketici sistemlerin hava aracı hidrolik sistem ihtiyaçları doğrultusunda oluşturulması hedeflenmektedir.

Hedef olarak belirlenen hava aracı hidrolik sistem özellikleri şu şekildedir:

- Çalışma Basıncı: 28,26 MPa
- Debi Aralığı: 0-130 lt/dk (Simüle edilecek eyleyiciye göre değişmektedir)
- Çalışma Sıcaklığı: -29 / +135 °C
- Hidrolik Akışkan: MIL-PRF-83282D

Şekil 4.6’de debi tüketici sistem için konsept bir tasarım gösterilmiştir. Debi tüketici sistem hem boyutları hem de ekipman yerleşimi ile kompakt ve mobil bir tasarıma sahiptir. Kullanılacak test sistemlerinde yerleşimi eyleyici yerleşiminin aksine daha kolaydır. Debi tüketici sistem üzerinde yer alan hidrolik blok üzerinde sistem doğruluğunu değerlendirmek için ilave ölçüm portları yer almaktadır. Konsept tasarımda yüksek debiler için kullanılabilecek iki adet elektro hidrolik akış kontrol valfi içeren bir blok gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Debi tüketici sistem konsept tasarım

Hidrolik blok ve debi tüketici sistem tasarımı için üç farklı konfigürasyon düşünülmüş ve bu sistemler hem simülasyon hem de test ortamında değerlendirilmiştir.

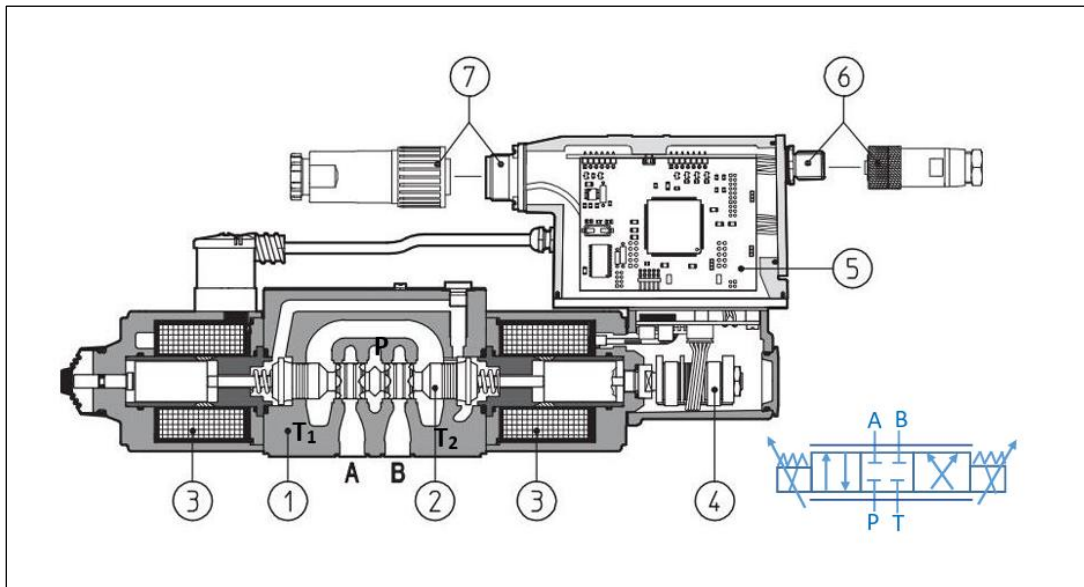
4.1. Debi Tüketici Sistem Bileşenleri

4.1.1. Elektro-hidrolik akış kontrol valfi

Elektro hidrolik akış kontrol valfleri, hidrolik sistemlerde akışın hassas bir şekilde kontrol edilmesini sağlayan valf türleridir. Hidrolik akışın debisini, basıncını ya da yönünü ayarlamak için kullanılır. Endüstride en yaygın kullanımı eyleyicilerin hassas pozisyon ve kuvvet kontrolleri, hidrolik motorların devir ve dönüş yönü ayarları için kullanılır. Düşük elektrik sinyallerini yüksek basınç ve yüksek debili akışkanların kontrolüyle hidrolik (mekanik) enerjiye dönüştürürler. Bu valfler hassasiyetlerine ve kontrol yöntemlerine göre ikiye ayrılırlar: oransal valfler ve servo valfler.

Oransal valfler

Oransal vanalar, çeşitli sistemlerdeki akışkan akışını kontrol etmek için kullanılan, elektrik sinyaline yanıt olarak vana içerisinde yer alan sürgü konumunu ayarlayarak akış hızı üzerinde hassas kontrol sağlayan cihazlardır. Şekil 4.7’de görülen örnek bir oransal valf kesit görünümünde, 1 numara ile gösterilen valf gövdesi, 2 numara ile gösterilen sürgü, 3 solenoid valf (elektromanyetik bobin), 4 LVDT (deplasman sensörü), 5 elektronik devre 6 ve 7 elektrik sinyal konektörlerinden oluşmaktadır. Şekilde gösterilen oransal valf 4 yollu 3 konumlu bir valf türüdür.



Şekil 4.7. Oransal valf [25]

Sürgü üzerinde gösterilen P portundan basınç girişi sağlanır, giriş sinyali ile sağ veya sol solenoidin elektriklenmesi ile sürgü bir yöne hareket eder, sürgü pozisyonuna göre akışkan A ya da B portundan eyleyiciye (ya da hidrolik motora) yönlendirilir, eyleyiciden dönen akışkan T1 ve T2 portlarından tanka döner [25]. Oransal valf ile kurulacak hidrolik devreye göre akış debisi ya da basıncı kontrol edilebilir. Ağırlıklı olarak endüstriyel sistemlerde (presler, CNC, mobil hidrolik sistemler) kullanılır. Havacılıkta kullanmak için yeterli hassasiyet ve tepki süresine sahip değildir.

Oransal valfler, dayanıklı yapıları ve düşük maliyetleri sayesinde endüstride yaygın olarak tercih edilen kontrol valfleridir. Düşük iç kaçak seviyelerine sahip olmaları, enerji verimliliğini artırırken sistem performansını da olumlu yönde etkiler. Ayrıca, servo valflere kıyasla kirliliğe daha az duyarlı olmaları, özellikle zorlu çalışma koşullarında güvenilirliklerini artıran önemli bir avantajdır. Bununla birlikte, oransal valflerin bazı dezavantajları da bulunmaktadır. Cevap sürelerinin uzun olması, yüksek hassasiyet gerektiren dinamik kontrol uygulamalarında tercih edilmelerini zorlaştırmaktadır. Ayrıca, hassasiyet seviyeleri servo valflere kıyasla daha düşük olduğundan, son derece hassas pozisyonlama veya hız kontrolü gerektiren sistemlerde yeterli performansı sağlayamayabilirler.

Servo valfler

Elektro-hidrolik servo valfleri, hidrolik sistemlerde akışkanın akış hızını ve basıncını kontrol etmek için kullanılan hassas kontrol valfleridir. Genellikle yüksek hassasiyet, hızlı tepki süresi ve dinamik performans gerektiren havacılık, uzay, endüstriyel otomasyon ve savunma gibi birçok uygulamada kullanılırlar. Bu valfler, kapalı döngü bir kontrol sistemi kullanır ve (mekanik veya elektriksel) geri besleme sinyalleri ile çalışırlar. Elektro-hidrolik servo valfler, düşük güçlü elektriksel giriş sinyallerini kullanarak yüksek güçlü hidrolik eyleyicileri ve hidrolik motorları kontrol ederler. Bu valfler, bir elektrik sinyalini hidrolik akışa dönüştürerek, hidrolik silindirlerin veya motorların hareketini kontrol ederler [26].

Servo valfler Çizelge 4.1'de görüldüğü gibi kademe sayısına, çalışma prensibine, geri besleme mekanizmasına ve sürgü geçişine göre sınıflandırılırlar.

Çizelge 4.1. Elektro hidrolik servo valf sınıflandırması

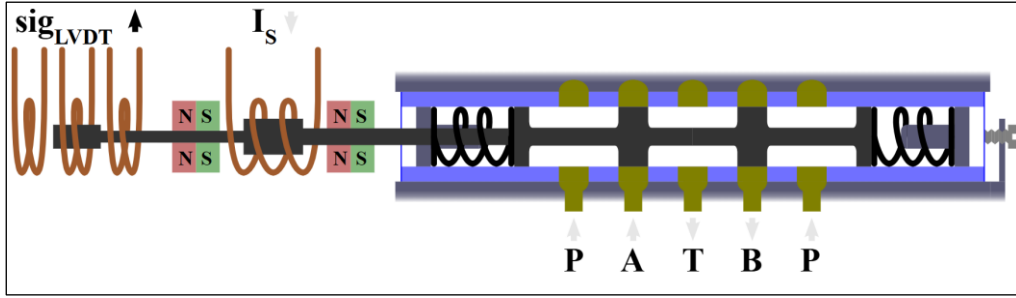
Kademe Sayısına Göre	Tek Kademeli Servo Valf
	İki Kademeli Servo Valf
	Üç Kademeli Servo Valf
Çalışma Prensibine Göre	Nozul-Kanatçık Tip (Nozzle-Flapper) Servo Valf
	Jet Borulu (Jet Pipe) Servo Valf
	Doğrudan Tahrikli (DDV) Servo Valf
Geri Besleme Türüne Göre	Mekanik Geri Besleme
	Elektriksel Geri Besleme
Sürgü Geçişine Göre	Sıfır Sürgü Geçiş (Null Cut)
	Pozitif Sürgü Geçiş (Overlap)
	Negatif Sürgü Geçiş (Underlap)

Servo valfler, tasarım ve çalışma prensiplerine göre sınıflandırılmaktadır. Tek kademeli valfler düşük debili uygulamalar için kullanılırken, iki ve üç kademeli valfler yüksek debi, basınç ve hassasiyet gerektiren sistemlerde tercih edilir. Çalışma prensibine göre nozul-kanatçık, jet boru ve doğrudan tahrikli servo valfler olarak sınıflandırılan bu sistemler, farklı hassasiyet ve dayanıklılık gereksinimlerine uygun çözümler sunmaktadır. Geri besleme mekanizmasına bağlı olarak mekanik veya elektriksel geri beslemeli olabilirler. Ayrıca, sürgünün geçiş yapısı da sistemin hassasiyetini ve güvenliğini etkileyen önemli bir faktördür. Bu sınıflandırmalar, servo valf seçimi yapılırken dikkate alınması gereken temel unsurlardır.

Kademe sayısına göre servo valfler

Tek kademeli servo valfler

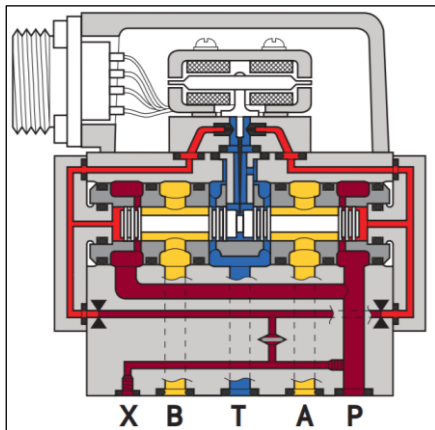
Tek kademeli valflerde, elektriksel sinyal elektro mekanik bir dönüştürücü (tork motoru) ile sürgü hareket ettirilerek doğrudan hidrolik akış kontrol edilir. Bu valfler, Şekil 4.8’de görüldüğü gibi basit tasarımları sayesinde hızlı tepki süreleri sunar. Sürgünün kontrol edeceği hidrolik kuvvet tork motoru tarafından karşılanır ve tork motoru kapasitesi sınırlıdır, bu da yüksek basınçlı veya yüksek debili uygulamalarda kullanımını kısıtlayabilir. Genellikle düşük akış ve basınç gereksinimleri olan uygulamalarda kullanılırlar [8].



Şekil 4.8. Tek kademeli elektro hidrolik servo valf

İki kademeli servo valfler

İki kademeli valfler, bir pilot valf ve bir ana valften oluşur. Pilot valf, düşük güçlü bir sinyal ile kontrol edilir ve ana valfi harekete geçirerek daha yüksek akış ve basınç kontrolü sağlar [27]. İlk kademede genellikle elektro mekanik bir dönüştürücü (tork motoru) ve hidrolik bir yükselteç (örneğin nozul-kanatçık) bulunur. İlk kademe, ikinci kademedeki ana sürgüyü hareket ettirmek için yüksek basınçlı küçük bir akışkan hacmini kontrol eder. Bu valfler, yüksek basınç ve debi gerektiren akışların hassas kontrolü için endüstride yaygın olarak tercih edilir ve karmaşık sistemlerde kullanılır. Şekil 4.9’da iki kademeli elektro-hidrolik servo valfin iç yapısı gösterilmiştir.



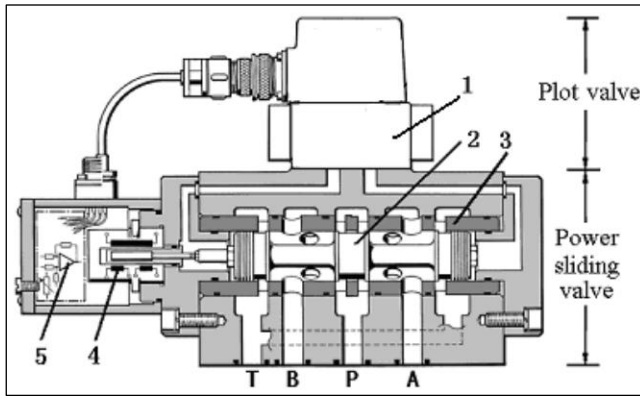
Şekil 4.9. İki kademeli elektro hidrolik servo valf [28]

Üç kademeli servo valfler

Üç kademeli valfler, yüksek basınç ve debili akışlarda yüksek performans gerektiren uygulamalar için tasarlanmıştır. Bu valfler, daha karmaşık bir yapıya sahip olup, pilot valf ve ana valf arasında ek bir kademe içerir. İlk kademe, bir ara kademeyi kontrol eder ve ara

kademe ana sürgüyü kontrol eder. Üç aşamalı bu kontrol yaklaşımı ile yüksek hidrolik gücün daha hassas ve kararlı bir kontrolü sağlanır. Üç kademeli servo valfler genellikle titreşim test tezgâhları, hareket simülatörleri ve yük simülatörleri gibi alanlarda kullanılır [29].

Şekil 4.10'te gösterildiği gibi üç kademeli servo valf üzerinde, 1 numaralı kısım birinci kademe pilot valf, 2 numaralı kısım ana sürgü, 3 numaralı kısım ana sürgüyü kontrol etmek için eklenen ara kademe, 4 numara deplasman sensörü ve 5 numara servo kontrolcüsüdür. Bu görselde, elektrik geri beslemeli ve kendi üzerinde yer alan elektronik devre ile kapalı çevrim çalışan üç kademeli bir elektro hidrolik servo valf gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Üç kademeli servo valf [29]

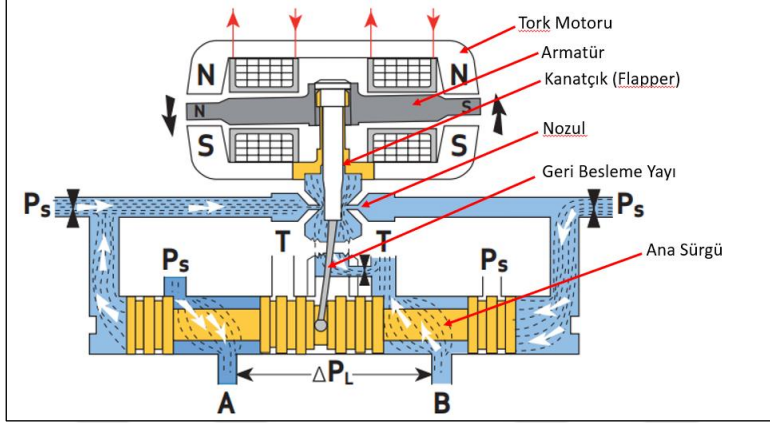
Çalışma prensibine göre servo valfler

Nozul-kanatçık tip (nozzle-flapper) servo valf;

Nozzle-flapper servo valfi, hidrolik bir yükselteç olan nozul-kanatçık tip (Nozzle-Flapper) mekanizmasına dayanır. Tork motoru, küçük akım sinyallerini mekanik harekete dönüştürür. Flapper (kanatçık), nozullardan çıkan akışı kontrol ederek hidrolik basınç farkı oluşturur ve bu basınç farkı ile sürgü hareket eder [27]. Nozul-kanatçık tip servo valfler, yüksek hassasiyet ve hızlı tepki süreleriyle bilinir. Nozul-kanatçık tip servo valfler, endüstride yaygın olarak kullanılır.

Şekil 4.11'te görüldüğü gibi, tork motoru ile belirli bir açıda döndürülen armatür yapısı, kanatçığı (flapper) olarak belirli bir yöne hareket ettirerek bir nozulu tıkamasını sağlar. Bu tıkanıklık ana sürgünün iki ucu arasında bir basınç farkı oluşur ve sürgü hareket eder.

Sürgünün hareketi, akışın P hattından A portuna ve B portundan gelen akışın T hattına gitmesini sağlar.

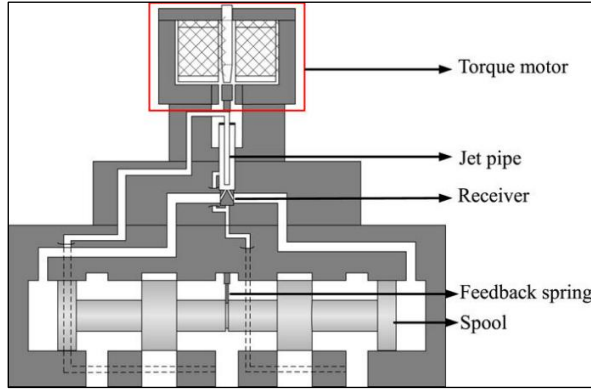


Şekil 4.11. Nozul-kanatçık tip servo valf [28]

Jet borulu servo valf;

Jet borulu servo valflerde, ilk kademedeki diğer kategorilerde de olan tork motoruna ek olarak bir jet borusu bulunur. Tork motoru, jet borusunu hareket ettirerek alıcılar (ana sürgü kontrol portları) arasındaki akışı değiştirir ve hidrolik basınç farkı oluşturarak sürgüyü hareket ettirir [14]. Bu tasarım, nozzle-flapper valflerine kıyasla daha büyük iç boşluklara sahip olduğundan kirlenmeye karşı daha dayanıklıdır.

Şekil 4.12’de verilen Jet Borulu Servo Valf şematik gösteriminde, birinci kademedeki diğer modellerde olduğu gibi elektrik sinyaliyle çalışan tork motoru ve armatür yapısı bulunur, tork motorunun armatürü hareket ettirmesi sonucu, aynı yönde ve aynı açıyla jet borusu da hareket eder, bu hareket sonu jet borusu çıkışındaki akış, ana sürgü kontrol portlarından alıcı (reciever) aracılığıyla birine yönlendirilir ve ana sürgü iki ucu arasında basınç farkı oluşur. Oluşan basınç farkı ile sürgü hareket eder ve akış istenilen porta yönlendirilmiş olur. Birinci kademedeki hidrolik akış kontrolü nozul-kanatçık yapısından daha büyük çaplardaki kanallarda yapıldığı için kirli yağa karşı daha dayanıklıdır [14].

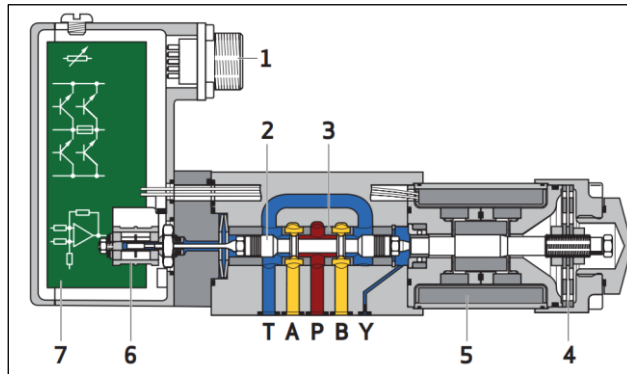


Şekil 4.12. Jet borulu servo valf [30]

Doğrudan tahrikli servo valf;

Doğrudan tahrikli servo valfler (DDV, Direct Drive Valve), spool'u doğrudan hareket ettiren doğrusal bir elektrik motoru ile çalışırlar. Ara hidrolik yükseltme aşamalarına ihtiyaç duyulmadığı için daha basit bir tasarıma sahiptirler ve sürgü kontrolü için hidrolik basınca ihtiyaç duymazlar. Bu, daha hızlı tepki süreleri ve bir hidrolik kuvvet için pilot hattı olmadığından daha düşük iç sızıntı sağlar. Ancak, Doğrudan tahrikli servo valfler sınırlı kuvvet üretme kapasitesine sahiptir ve genellikle düşük debili uygulamalar veya hızlı tepkinin önemli olduğu sistemler için uygundur.

Şekil 4.13' te verilen direkt tahrikli servo valf (DDV) 5 numara ile gösterilen lineer bir kuvvet motoru, 6 ile gösterilen sürgü pozisyonunu ölçmek için bir deplasman sensörü (LVDT) (Linear Variable Differential Transformer) ve 7 numara ile gösterilen sürgü pozisyonu ve giriş sinyalini karşılaştırarak valf giriş akımını düzenleyen kapalı çevrim kontrol devresi yer almaktadır [14].



Şekil 4.13. Doğrudan tahrikli servo valf [28]

Geri besleme türüne göre servo valfler

Valfin geri beslemeli olması, valf karakteristiklerinin daha başarılı olmasını ve cevap süresinde iyileşme sağlar, ancak hidrolik eksen sisteminin hassasiyeti üzerinde doğrudan etkili değildir.

Mekanik geri besleme

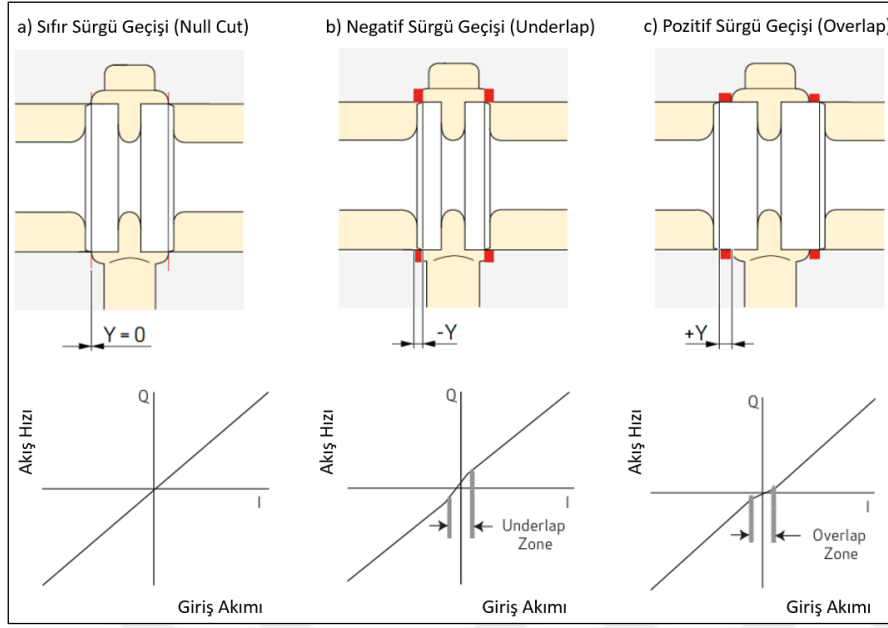
Mekanik geri beslemeli servo valfler, yay veya bağlantı çubuğu gibi fiziksel bir mekanizma içerir ve sürgünün konumuna bağlı olarak tork motoruna mekanik olarak geri besleme sağlar. Bu geri besleme mekanizması, hassasiyet ve stabiliteyi artırır ancak elektrik geri beslemeleri kadar hassas değildir. Geleneksel olarak kullanılan bu sistemler dayanıklıdır ve yüksek sıcaklıkta çalışabilirler ancak zamanla aşınma ve yıpranma yaşayabilir, bu da uzun vadeli hassasiyetlerini etkileyebilir. Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de gösterilen servo valf şemalarında bulunan geri besleme yayı mekanik geri beslemeli servo valflere bir örnektir.

Elektriksel geri besleme

Elektriksel geri beslemeli servo valfler, sürgü konumunun takibi için LVDT (Lineer Değişken Diferansiyel Transformatör) gibi elektronik deplasman sensörleri kullanır. Sensörlerden gelen sinyaller servo valf üzerinde yer alan elektronik devrede işlenerek kapalı döngü kontrolü sağlanır. Elektrik geri beslemeli servo valflerde sürgü konumunun kontrolü daha hassastır ancak üzerinde yer alan elektronik devre yüksek sıcaklık altında çalışmasına olanak tanımaz. Yüksek maliyetleri sebebiyle yüksek hassas kontrol gerektiren işlerde kullanılır. Şekil 4.13’de verilen direk tahrikli servo valf şemasında bulunan deplasman sensörü elektrik geri beslemeli servo valflere bir örnektir. Aynı sistem nozul-kanatçık tip ve jet borulu servo valflerde de kullanılabilir.

Sürgü geçişine göre servo valfler

Şekil 4.14’te gösterildiği gibi servo valfler sürgü geçişine göre, sıfır sürgü geçişi, negatif sürgü geçişi ve pozitif sürgü geçişi olarak üçe ayrılmaktadır. Sürgü geçişleri, servo valf kullanım alanı ve kullanım amacına bağlı olarak seçilmelidir.



Şekil 4.14. Sürgü geçişine göre servo valfler

Sıfır sürgü geçişi

Sıfır sürgü geçişi, sürgü sıfır konumundayken valfin çıkış portlarına akış sağlamayacak şekilde merkezlenerek hassas tolerans ile tasarlanmıştır. Bu tasarım, valf nötr haldeyken valfin bağlı olduğu eyleyicinin istem dışı hareket etmesini engeller ve hassas konumlandırma sağlar. Sıfır sürgü geçişi, özellikle yüksek hassasiyet ve performans gerektiren hız, pozisyon ve basınç kontrolleri için yaygın olarak tercih edilir. Ancak hassas toleranslar ile imal edilmesine rağmen sıfır konumunda iç kaçak pozitif sürgü geçişine göre fazladır. Şekil 4.14’de görüldüğü gibi teorik olarak servo valf giriş akımı ile debi kazancı doğrusaldır.

Negatif sürgü geçişi

Negatif sürgü geçişinde, sürgü nötr konumdayken portlardan bir miktar akış geçmesine müsaade eder. Bu akış sürgü tasarımı kaynaklı asla sıfır olamaz. Sürgünün sıfır konumunda portların tanka bağlanması sayesinde, eyleyici üzerindeki yükün boşaltılması sağlanır. Bu yapı, kontrol sinyali bulunmadığında sistemin öngörülebilir şekilde davranmasına olanak tanır. Bu nedenle, negatif geçişli valflerin pozisyon ve basınç kontrol uygulamalarında kullanılması daha uygundur. Ancak, sürgü tasarımından kaynaklı olarak sıfır pozisyonundaki iç kaçak, diğer geçiş tiplerine göre daha yüksek olabilir.

Pozitif sürgü geçişi

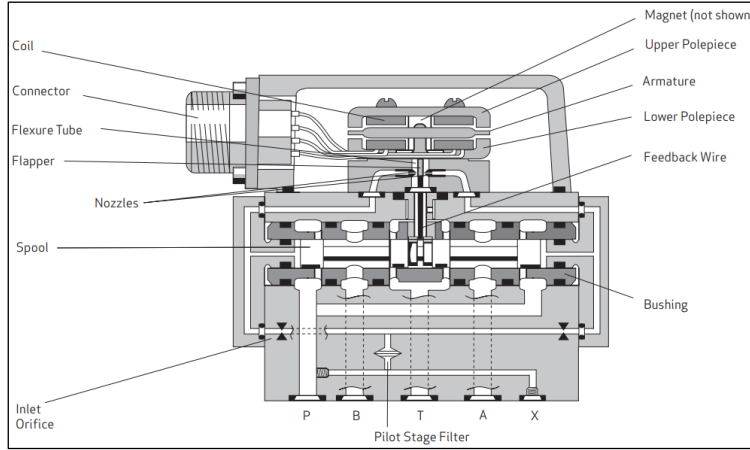
Pozitif sürgü geçişinde sıfır noktasında, portlar tamamen kapalıdır. Sürgü kontrolünde bir ölü bölge oluşur, akıma karşılık debi kazancı çok düşüktür. Ölü bölge tepki süresini yavaşlatacağı için performansı olumsuz yönde etkiler. Bu yapı, sürekli bir kuvvet veya basıncın korunmasını gerektiren sistemlerde avantaj sağlayabilir. Sıfır pozisyonunda iç kaçak diğer geçişlere göre daha azdır.

Moog G761 iki kademeli nozul-kanatçık tip servo valf

Hidrolik sistemler için debi tüketici tasarımı çalışmasında, hidrolik akışkan debisi hassas ve dinamik olarak kapalı çevrim ile kontrol edilecektir. Bu sebeple kullanılacak akış kontrol valfi yüksek hassasiyetli ve hızlı tepki süresine sahip olmalıdır. Kontrol edilecek 0-120 lt/dk debili hidrolik akış 28,26 MPa basınca ve -40 / +135°C sıcaklığa sahip olduğu için bu koşullar altında çalışabilecek bir valf kullanımı gerekmektedir. Bu kriterler akış kontrol valfi seçiminde belirli sınırlamalar getirmektedir. Debi tüketici çalışması Moog G761 iki kademeli, nozul-kanatçık tip, mekanik geri beslemeli, sıfır sürgü geçişli elektro hidrolik servo valf tercih edilmiştir.

135°C yüksek sıcaklık, üzerinde elektronik devre bulunan kendi içinde kapalı çevrim yapan elektronik geri beslemeli servo valflerin kullanımını kısıtlamaktadır. Mekanik geri besleme sistemi ise çelik çubuklar ve yay mekanizması gibi ısı direnci yüksek bileşenler kullanır, bu nedenle yüksek sıcaklığa dayanıklıdır. 28,26 MPa basınç altında 0-120 lt/dk debiyi kontrol etmek için gerekli güç ve hassasiyet sağlayabilecek iki kademeli servo valf kullanılmıştır. Tek kademeli servo valf yüksek debi kontrolünde yetersiz, üç kademeli servo valfler de daha büyük debiler için uygundur ve maliyetleri yüksektir.

Yüksek hassasiyet ve tepki süresi için nozul-kanatçık tip uygun görülmüştür. Jet borulu servo valfler kirlenmeye karşı daha dayanıklı olsalar da yüksek dinamik performans gerektiren uygulamalarda nozul-kanatçık tip servo valfler daha üstündür. Şekil 4.15'te Moog G761 servo valfin iç yapısı ve bileşenleri verilmiştir.



Şekil 4.15. Moog g761 iki kademeli nozul-kanatçık tip servo valf

Genel özellikleri

- Valf Tipi: 4 Yollu 3 Konumlu İki Kademeli Elektro Hidrolik Servo Valf
- Çalışma Basıncı: 35 MPa
- Basınç Kaybı: 3.5 MPa (bir sürgü portu için)
- Maksimum Debi: 104 lt/dk
- Maksimum İç Kaçak: 3,3 lt/dk (sıfır konumunda)
- Çalışma Sıcaklığı: -29/+135 °C
- Cevap Süresi: 16 ms (maksimum debi için)
- Histerezis: $\leq \%3,0$
- Giriş Sinyali: -50 / +50 mA

Moog G761 serisi servo valfler dört yollu üç konumlu valflerdir. Debi tüketici hidrolik devresi hidrolik akışkanın debisini kontrol edebilmek için iki yollu iki konumlu bir valf gibi tasarlanmış ve -50 / +50 mA yerine 0 / +50 mA akım sinyali ile kontrol edilmiştir.

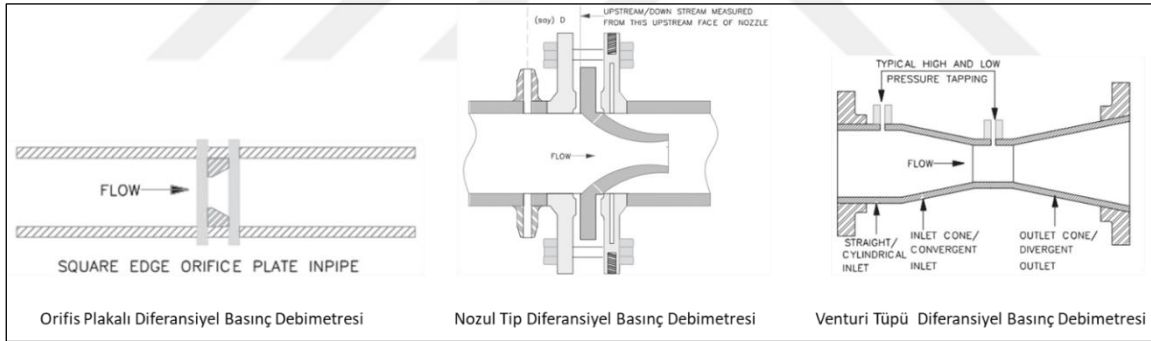
4.1.2. Debimetre

Debimetreler hidrolik sistemlerdeki akışkan hızını ölçmek için kullanılan araçlardır. Hidrolik sistemlerde kullanılan debimetreler, ölçüm prensibine, kullanılan akışkan türüne, viskozitesine, çalışma basıncına, çalışma sıcaklığına, ortam koşullarına, debi ölçüm aralığına göre farklı tiplere sahiptir. Ayrıca, ölçüm hassasiyeti, güç gereksinimleri, sinyal çıktıları ve maliyet gibi kriterler de debimetre tipini ve konfigürasyonunu belirlemektedir.

Diferansiyel basınç debimetreleri

Endüstride basınç farkına dayalı debi ölçümü çok yaygın kullanılmaktadır. Bernoulli prensibine dayanan bu debimetrelerde, akış yoluna yerleştirilen bir daralma (orifis, nozul vb.) boyunca akış hızı artar ve basınç düşer, oluşan basınç farkı ölçülerek akış hızını belirlenir. Daralma öncesi ve sonrası 2 ayrı basınç metre yerleştirilerek basınç farkı hesaplanır. Bernoulli Prensibine dayalı olarak dar alandan geçen akışkan hızlanır ve bu hızlanmanın karesi oluşan basınç düşümüyle orantılıdır [31]. Diğer parametrelerin ve düzeltme katsayılarının sabit olduğu kabul edilerek Eş. 4.1’de görüldüğü gibi hesaplamalı olarak elde edilen debi miktarı sebebiyle bu tür debimetreler, çıkarımsal debimetreler olarak da adlandırılırlar. Şekil 4.16’da gösterildiği gibi orifis plakalı, venturi tüpü ve nozul tip diferansiyel basınç debimetreleri en yaygın türleridir.

$$Q = k \times \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (4.1)$$



Şekil 4.16. Diferansiyel basınç debimetre türleri [31]

Yukarıdaki şekilde gösterilen orifis, nozul ve venturi tip basınç farkı ölçümüne dayalı en yaygın kullanılan diferansiyel tip debimetrelerdendir. Bu tip debimetrelerin kesit alanı, kesit sayısı ve kesit uzunluğu gibi parametrelerine bağlı olarak farklı çeşitleri de bulunmaktadır. Örneğin orifisli akış ölçerlerin en büyük dezavantajı olan yüksek basınç kayıplarını azaltmak için çok delikli orifisler kullanılabilir [32]. Kesit yerleşimi, kesit çapları, kesit kalınlığı, basınç ölçüm noktaları, malzeme ve yüzey özellikleri de akış hızı ve basınç kayıplarını değiştirerek debi ölçümünü etkilemektedir.

Diferansiyel basınç debimetre avantajları;

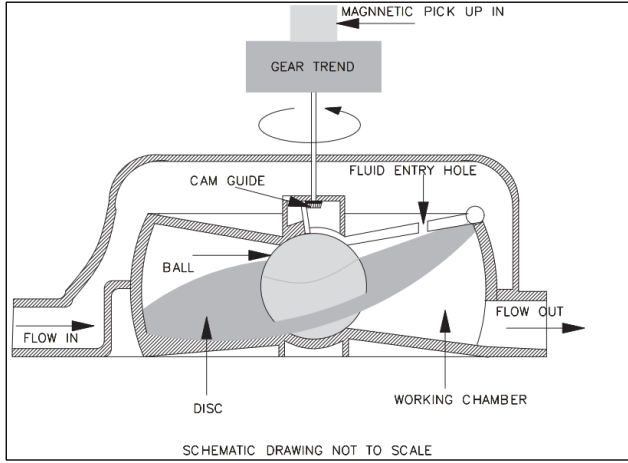
- Çalışma prensibi basit ve kullanımı yaygındır.
- Yüksek basınç ve sıcaklık çalışmalarına uygundur.
- Geniş debi aralığında ölçüm yapabilir.

Diferansiyel basınç debimetre dezavantajları;

- Yüksek kalıcı basınç düşümü ve enerji kaybına yol açar [33].
- Sık kalibrasyon ve bakım gereksinimi vardır. Tıkanma meydana gelebilir.
- Düşük akış hızlarında hassasiyet düşüktür.
- Kurulum koşulları, akış çizgileri ve kalibrasyon ölçüm doğruluğunu etkiler.

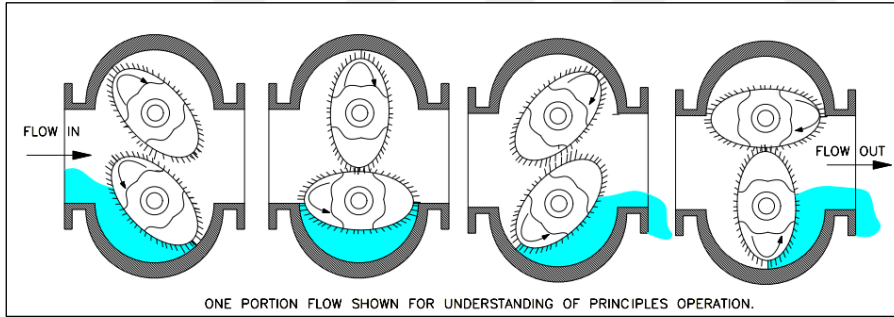
Pozitif deplasmanlı debimetreler

Hidrolik akışkanın fiziksel olarak belirli hacimlere bölünerek ölçülmesini sağlayan Pozitif Deplasmanlı Debimetreler, diskli, dişli ve pistonlu gibi birçok çeşidi vardır. Akışkan ölçüm elemanlarını hareket ettirir, akışkan hareketi sonucu yer değiştiren hacim belirlidir ve bu hareket (döngü) sayısı ölçülerek doğrudan akışkan hacmi (debi) elde edilir. Bu ölçüm cihazları, akış koşullandırma için düz boru hatları gerektirmeden viskoz sıvıları işleyebilir ve bu da onları çeşitli sıvı tipleri için çok yönlü hale getirir. Şekil 4.17’de görülen diskli akış ölçer, silindirik bir haznenin içinde yer alan ve sıvı akışı ile bir eksen etrafında dönen bir yuvarlak diske sahiptir. Diskin her dönüşü, belirli bir sıvı miktarının aktarıldığını gösterir. Diskli debimetre, disklin dönüşünü haznenin sıvıyı kaç kez yakalayıp boşalttığını belirler ve bu sayede akış hızını hesaplar [34].



Şekil 4.17. Diskli debimetre [31]

Benzer çalışma prensibi ile Şekil 4.18’de gösterilen oval dişli pozitif deplasmanlı debimetre de hidrolik akışkan akış yönünde basınç etkisiyle oval dişleri döndürür. Oval dişli debimetre için ölçülen her bir dönüş, belirli bir sıvı hacmine eşdeğerdir. Böylelikle akış debisi dönüş hızıyla orantılı olarak ölçülür.



Şekil 4.18. Oval dişli debimetre [31]

Pozitif deplasmanlı debimetre avantajları;

- Yüksek hassasiyet ve doğruluğa sahiptir.
- Düşük debileri başarılı bir şekilde ölçebilir.
- Giriş akış profiline ve sıvı iletkenliğine bağlı değildir [33].

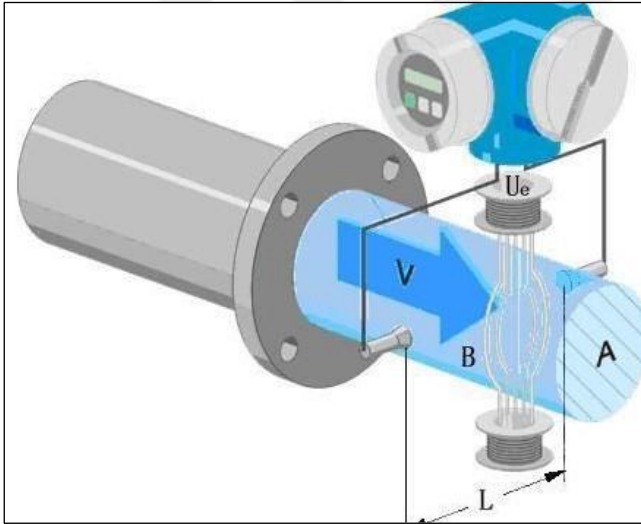
Pozitif deplasmanlı debimetre dezavantajları;

- Hareketli parçalar zamanla aşınır ve bakım gerektirir.
- Çok yüksek akış hızlarını ölçmek için uygun değildir.

- Yüksek viskoziteli ve kirli sıvılar ölçüm hatasına ve aşınmaya sebep olur.
- Boyutları büyük ve ağırdır.
- Yüksek akış hızlarında gürültülü çalışabilir.
- Maliyetleri yüksektir.

Elektromanyetik debimetreler

Elektromanyetik debimetreler Faraday'ın Elektromanyetik İndüksiyon Yasası'na göre çalışmaktadır. Akışın ölçüldüğü boru kesitinde manyetik alan oluşturmak için Şekil 4.19'da görüldüğü gibi boru duvarlarında bobinler ve oluşan elektrik alanına dik olarak yerleştirilen elektrotlar bulunur. İletken sıvı, manyetik alan boyunca hareket ettiğinde, boru kesitinin karşılıklı elektrotları arasında bir gerilim indüklenir. Elektrotlar tarafından algılanan gerilim, bir dönüştürücü aracılığıyla boru kesiti ve akışkan parametreleri hesaba katılarak, ölçülen gerilim ile doğru orantılı olarak akışkan debisi elde edilir. Elektromanyetik akış ölçerlerin çalışabilmesi için, sıvının minimum bir elektriksel iletkenliğe sahip olması gerekmektedir [35].



Şekil 4.19. Elektromanyetik debimetre [35]

Elektromanyetik debimetre avantajları;

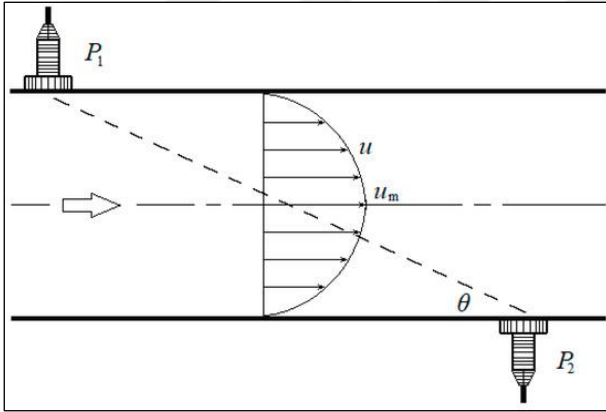
- Hareketli parçaları yoktur, bakım ihtiyacı düşüktür.
- Aşındırıcı, kirli veya agresif sıvılar için uygundur.
- Basınç düşüşü oluşturmaz.

Elektromanyetik debimetre dezavantajları;

- Sadece belirli bir iletkenliğin üzerindeki sıvıları ölçebilir.
- Mekanik debi ölçerlere kıyasla daha pahalıdır.
- Hassasiyet düşüktür.
- Basınç düşüşü oluşturmaz [35].

Ultrasonik debimetreler

Ultrasonik debimetreler, akış hızını ölçmek için Ultrasonik ses dalgalarını kullanılır. İki dönüştürücü Şekil 4.20’te görüldüğü gibi bir boruya karşılıklı olarak monte edilir ve belirli bir mesafe ile birbirlerine bakar. Bu dönüştürücüler, alternatif bir voltaj uygulandığında ultrasonik sinyaller üretirler. Tersine, ultrasonik sinyal dönüştürücüye çarptığında bir voltaj üretilir. Ultrasonik sinyal, boru içinde akış yönünde ve akış yönünün tersinde hareket eder. Sinyal, akış yönünde daha hızlı, akış yönünün tersinde ise daha yavaş hareket eder. Bu iki geçiş süresi arasındaki fark, akış hızıyla doğru orantılıdır [36].



Şekil 4.20. Ultrasonik debimetre [37]

Ultrasonik debimetre avantajları;

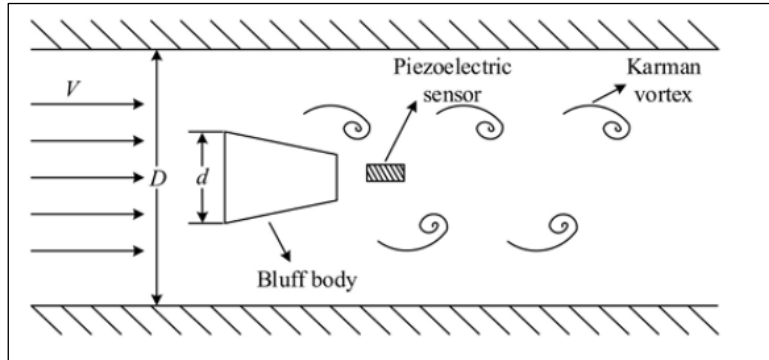
- Hareketli parçaları olmadığı için bakım gereksinimi düşüktür.
- Sıvıyla doğrudan temas etmeden ölçüm yapılabilir.
- Geniş bir sıvı yelpazesinde kullanılabilir.
- Basınç düşüşüne neden olmaz [33].

Ultrasonik debimetre dezavantajları;

- Hassasiyet düşüktür.
- Mekanik debi ölçerlere göre daha pahalıdır.
- Akışkanın kirliliği ve hava kabarcıkları ölçüm hatasına sebep olur.
- Kurulum koşulları, akış çizgileri ve kalibrasyon ölçüm doğruluğunu etkiler.

Girdap (vortex) debimetreler

Girdap (Vortex) debimetreler Şekil 4.21’te görüldüğü gibi akışkanın boru kesitine yerleştirilmiş bir engel etrafında dönerken oluşturduğu girdapların frekansını kapasitif ya da piezoelektrik bir sensör aracılığı ile ölçerek akış hızının belirlenmesini sağlar. Akışkanın hızı belirli bir değere ulaştığında, engelin arkasında düzenli aralıklarla girdaplar oluşturur. Girdapların oluşma sıklığı, akışkanın hızıyla doğru orantılıdır. Vortex akış ölçerler, farklı yoğunluk ve viskozitelere sahip sıvıların hızını ölçmek için kullanılabilir. Ancak, von Karman girdap yolu türbülanslı akışta ortaya çıktığı için Reynolds sayısı 5000’den büyük olmalıdır [38].



Şekil 4.21. Girdap (vortex) debimetre

Girdap (vortex) debimetre avantajları;

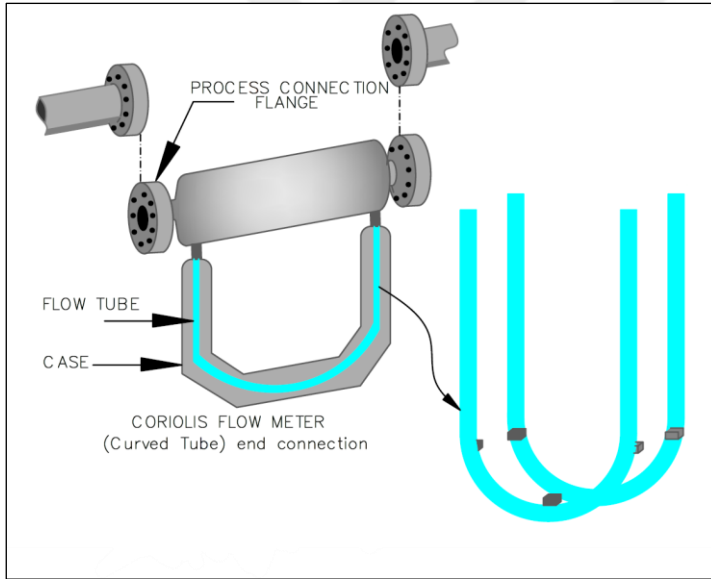
- Hareketli parçaları olmadığı için bakım gerektirmez [39].
- Sıvı, gaz ve buhar akışını ölçebilir.
- Yüksek sıcaklık ve basınca dayanıklıdır.

Girdap (vortex) debimetre dezavantajları;

- Düşük akış hızlarında doğruluk düşer.
- Titreşimler ölçüm hatalarına neden olur.
- Kurulumun doğru yapılması gereklidir.

Coriolis debimetreler

Coriolis debimetreler, akışkanın kütsel debisini ve yoğunluğunu ölçen hassas aletlerdir. Coriolis akış ölçerler, bir akışkan kütselinin dönen veya titreşen bir düzlemde (boru içerisinde) hareket ettiğinde ortaya çıkan kuvvetler arasındaki ilişkiyi kullanan Coriolis etkisinden yararlanır [40]. Coriolis debimetreler Şekil 4.22’de görüldüğü gibi U şeklinde iki paralel borudan oluşur.



Şekil 4.22. Coriolis debimetre

Bu borular bir titreşim mekanizması tarafından boruların rezonans (doğal frekansı) frekansında titreştirilir. Akışkan bu borulardan geçerken Coriolis kuvvetine maruz kalır. Oluşan Coriolis kuvveti sonucu akış hızına bağlı olarak borularda bir kayma (kırılma) oluşur. Borulardaki kırılma (kayma) boru giriş ve çıkışlarında yer alan sensörler tarafından algılanır. Kütsel akış hızı, bu bükülmelerin ölçülmesiyle (faz farkının: her borunun salınım fazındaki zaman kaymasıyla) hesaplanabilir. Ancak, akışkanın yoğunluğu değiştiğinde,

sistemin doğal frekansında bir değişir ve Coriolis debimetreler ile bu değişiklik ölçülerek akışkanın yoğunluğu da belirlenebilir [31].

Coriolis debimetre avantajları;

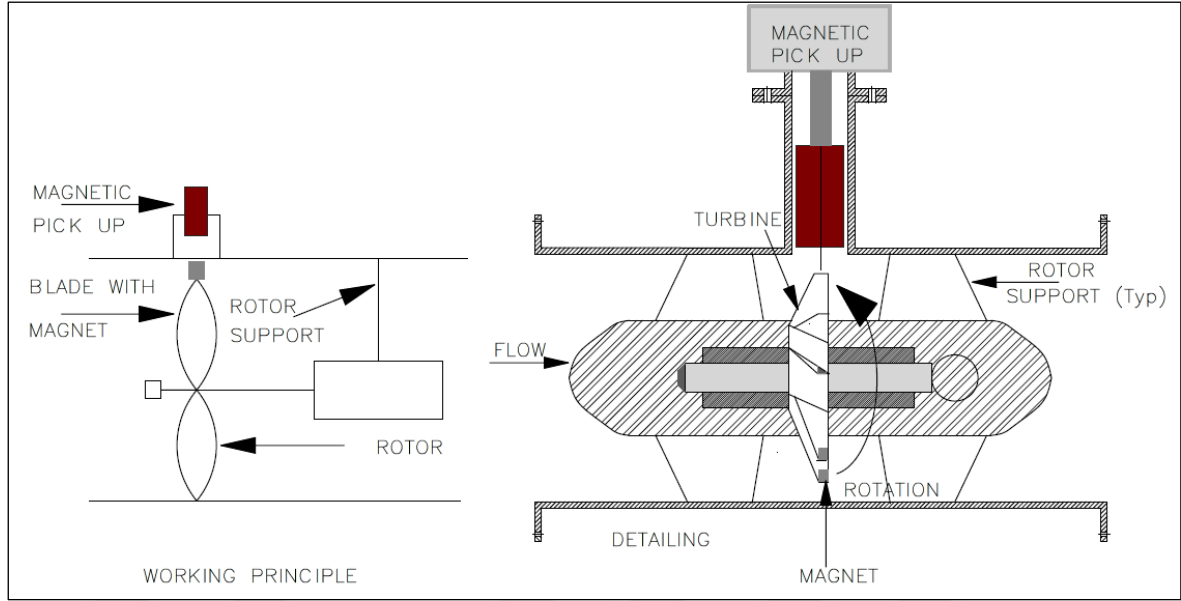
- Yüksek hassasiyet ve tekrarlanabilirlik sağlar [39].
- Kütlesel akışı doğrudan ölçtükleri için daha az hata kaynağına sahiptir.
- Kütlesel akışın yanı sıra yoğunluk, sıcaklık ve viskoziteyi de ölçebilirler.
- Hareketli parçaları olmadığı için bakım ihtiyacı azdır

Coriolis debimetre dezavantajları;

- Boyutları büyüktür ve akış miktarına göre artmaktadır.
- Kurulum ve taşıma zordur.
- Dış titreşimler ölçüm hatasına sebep olur.
- Maliyetleri yüksektir.

Türbin tip debimetreler

Türbin tip debimetrelerde, Şekil 4.23’de görüldüğü gibi boru kesitinde döner kanat (türbin) elamanı yer alır. Akışkan akış halinde bu döner kanatlara çarparak dönmesini sağlar. Akışkan hızı ile doğru orantılı olarak türbin dönüş hızı değişmektedir, akış debisi türbin dönüş hızı ölçülerek elde edilmektedir. Türbin tip debimetrelerde türbin dönüş hızı debimetre üzerinde yer alan manyetik, optik veya mekanik sensörler aracılığıyla ölçülür. Dönüş hızı, frekans çıktısı olarak toplanır ve daha sonra bir dönüştürücü ya da lineerleştirici ile akış hızına (debi) dönüştürülür.



Şekil 4.23. Türbin tip debimetre

Türbin tipi debimetrenin her birim hacim için ürettiği darbe sayısı k -faktörü (pulse/m³ ya da pulse/litre olarak ifade edilir) olarak adlandırılır. Bu parametre ölçülen akış hızını hesaplamak için kullanılır ve Eş. 4.2’de verildiği gibi hesaplanır. Eşitlikte verilen F frekansı ve Q lt/dk cinsinden debiyi ifade etmektedir. Viskozitenin artması, rotor yüzeyinde büyüyen sınır tabaka kalınlığı nedeniyle K -faktörünü artırır. Çeşitli akış hızları, yoğunluklar ve değişken viskoziteler, giriş ve çıkış akış çizgileri gibi akış parametreleri ve çalışma koşulları k -faktörünü değiştirdiği için türbin akış ölçerlerinin doğruluğunu etkileyebilir [41].

$$k = F \times \frac{60}{Q} \left(\frac{\text{pulse}}{\text{litre}} \right) \quad (4.2)$$

Türbin tip debimetrelerde kullanılan lineerleştiriciler değişken akış parametrelerine uygun olarak kalibre edilir. Değişen sıcaklık ve viskoziteye bağlı olarak farklı kalibrasyon eğrileri ile ölçüm doğruluğu artırılır. Türbin tip debimetrelerin çalışma aralıklarında yüksek ölçüm doğruluğu, geniş debi aralıklarında ölçüm, hızlı tepki süreleri, akış özelliklerindeki değişimleri kompanse edebilecek kabiliyette olmaları, akış hattına seri bağlı olmalarına rağmen düşük basınç kayıplarına sahip olmaları ve diğer debimetre türlerine göre daha kompakt tasarım ve hafifliği ile endüstride yaygın olarak tercih edilmelerini sağlamaktadır [42]. Bu çalışmada TrigasDM markalı türbin tip debimetre kullanılmıştır.

Türbin tip debimetre avantajları;

- Yüksek doğruluk, hassasiyet (%0,25) ve geniş ölçüm aralığına sahiptir.
- Kolay kurulum, kompakt ve taşınabilir yapıya sahiptir.
- Basınç düşümü diğer debimetre modellerine kıyasla düşüktür.
- Sıcaklık ve viskozite değişimlerini telafi edebilir.
- Yüksek basınçlarda çalışabilir.
- Aynı hassasiyet ve doğruluğa sahip modellere kıyasla daha ekonomiktir.

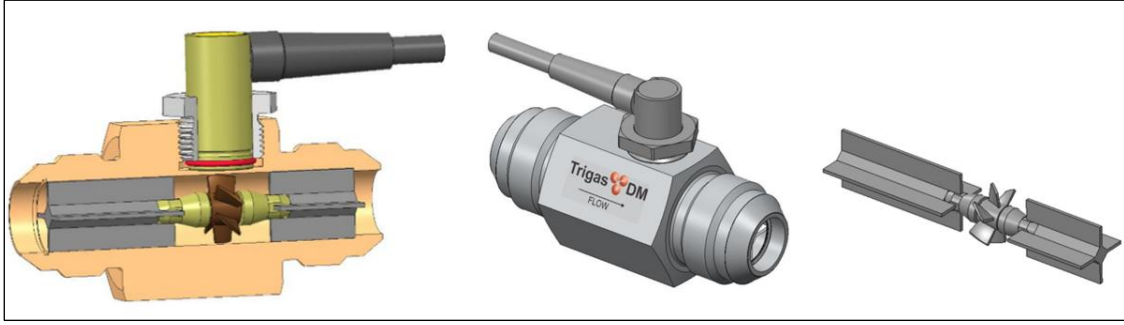
Türbin tip debimetre dezavantajları;

- Kirli sıvılar için uygun değildir.
- Ölçüm sıcaklık ve viskoziteye bağlıdır.
- Zamanla hareketli türbinde mekanik aşınma olabilir [31].
- Akış profillerinin debimetre giriş ve çıkışında düzenlenmesi gerekir.
- Düzenli kalibrasyon ihtiyacı vardır.

Trigasdm türbin tip debimetre

Hidrolik sistemler için debi tüketici tasarımı çalışmasında, hidrolik akışkan debisi hassas ve dinamik olarak kapalı çevrim ile kontrol edilecektir. Bu sebeple kullanılacak geri besleme sensörü yüksek hassasiyet, doğruluk ve hızlı tepki süresine sahip olmalıdır. Havacılık hidrolik sistem testleri için kullanılacak debi tüketici sistemlerde hidrolik akışkan olarak çoğunlukla Aeroshell MIL-PRF-83282 hidrolik yağıdır.

Havacılık hidrolik sistemleri 28,26 MPa basınç altında, çalışma sıcaklığı -40 / +135 °C aralığında ve bu sıcaklıkta hidrolik akışkan MIL-PRF-83282 1-2600 cSt aralığında viskoziteye sahiptir. Şekil 4.24'de gösterilen TrigasDM türbin tip debimetre modelinin tercih edilme nedeni, yüksek doğruluğu, hızlı tepki süreleri, yüksek basınç dayanımı, kompakt tasarımı ve sürekli çalışma sırasındaki tekrarlanabilirlik ve güvenilirlik seviyelerinin yüksek olmasıdır.



Şekil 4.24. Trigasdm türbin tip debimetre

Genel özellikleri

- Debi Aralığı: 0,5-570 lt/dk
- Cevap Süresi (Response Time): <3ms
- Sıcaklık Aralığı: -270 / +400 °C
- Çalışma Basıncı: 54 MPa
- Çalışma Viskozitesi: Çalışma viskozitesine göre kalibre edilmektedir
- Basınç Kaybı: En yüksek 0.174 MPa
- Kalibrasyon Doğruluğu: ölçümün $\leq \pm \%0,03$
- Tekrarlanabilirlik: ölçümün $\leq \pm \%0,05$
- Doğrusallık: ölçümün $\leq \pm \%0,5$ ve lineerleştirici kullanımı ile $\leq \pm \%0,1$
- Algılayıcı: RF Pickoff dahili PT100 sıcaklık senörlü tercih edilmiştir.
- Lineerleştirici: Sıcaklık kompanzasyonlu, 0-10V çıkışlı Trilin model tercih edilmiştir.

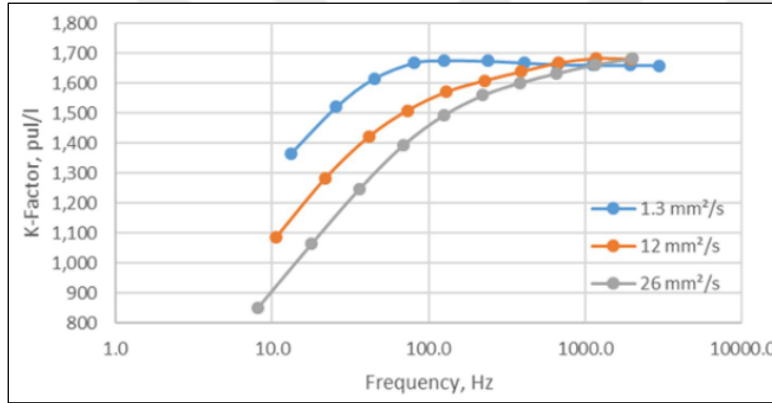
Türbin tip debimetre RF Pickoff algılayıcı

Türbin tip debimetrelerde, türbin dönüş hızını algılayan ve akış hızına orantılı olarak elektrik sinyali üreten sensörlerdir. Türbin tip debimetre kanatları sensörün yanından geçerken taşıyıcı frekansını modüle ederek akış hızına karşılık gelen bir elektrik sinyali üretirler. RF (Radio Frekansı) ve manyetik olmak üzere iki türü vardır. Manyetik algılayıcılar türbin dönüşünü algılamak ve bir sinyal üretmek için manyetik bir alan kullanır. Ancak, türbinde sürtünme yaratarak ölçüm cihazının akış ölçüm kapasitesini azaltabilirler. Manyetik algılayıcıların aksine, RF sensörler türbin üzerinde herhangi bir sürtünme kuvveti oluşturmaz, bu sayede ölçüm cihazının performansından ödün vermeden daha düşük akış hızlarında bile etkili bir şekilde çalışabilirler. RF algılayıcılar daha yüksek debi aralığında

kullanılabilirler. Bu sebeple debi tüketici çalışmasında dahili PT100 sıcaklık sensörlü RF Pickoff kullanılmıştır [43].

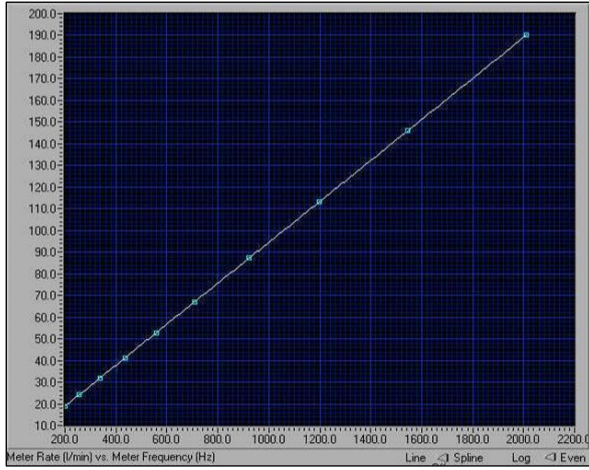
Türbin tip debimetre lineerleştirici

Lineerleştiriciler, hem ölçüm doğruluğu optimizasyonu (lineerleştirme) hem de pickoff üzerinden alınan frekans çıkışını data toplama sistemlerinin daha rahat okuyabileceği voltaj (0-10V, lineer eğri) sinyal çıkışına yükseltir ve dönüştürür. Şekil 4.25’da görüldüğü gibi türbin tip debimetre ölçümleri lineer (doğrusal) değildir. Debi tüketici çalışmasında RF Pickoff ve PT100 sıcaklık sinyali girişli, 0-10V sinyal çıkışı veren, sıcaklık kompanzasyonu yapabilen Trigas Trilin model lineerleştirici kullanılmıştır.



Şekil 4.25. Türbin tip debimetre k-faktör ve frekans ilişkisi [43]

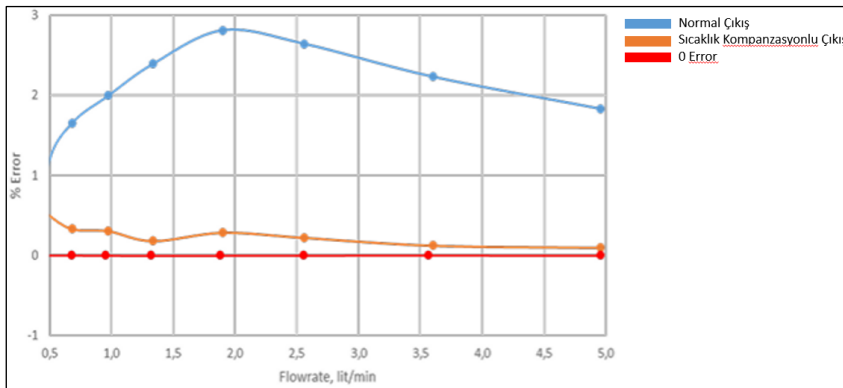
Değişken sıcaklık ve viskoziteye bağlı olarak ölçüm eğrileri değişmektedir. Lineerleştirici cihazlar, sıcaklık verisini pickoff üzerinden okuyarak sıcaklık değişimini telafi edebilir. Lineerleştiriciler programlanabilir cihazlardır ve içerisinde farklı kalibrasyon setlerine ait verileri saklayabilirler. Bu veriler k-faktörü (pulse/litre) ile frekans (Hz) arasındaki ilişkiyi tanımlar ve sıcaklık telafisi ile birlikte kullanıldığında daha doğru sonuçlar elde edilmesini sağlar. Sıcaklık-viskozite ve sıcaklık-yoğunluk gibi akışkan özelliklerine ait tabloları kullanarak, ölçülen sıcaklığa göre akışkanın viskozitesini belirler ve bu bilgiyi akış hesaplamalarında kullanır. Şekil 4.26’da verilen grafikte görüldüğü gibi frekans ile debi arasında doğrusal bir ilişki vardır.



Şekil 4.26. Türbin tip debimetre lineer debi ve frekans ilişkisi [43]

Türbin tip debimetre kalibrasyonu

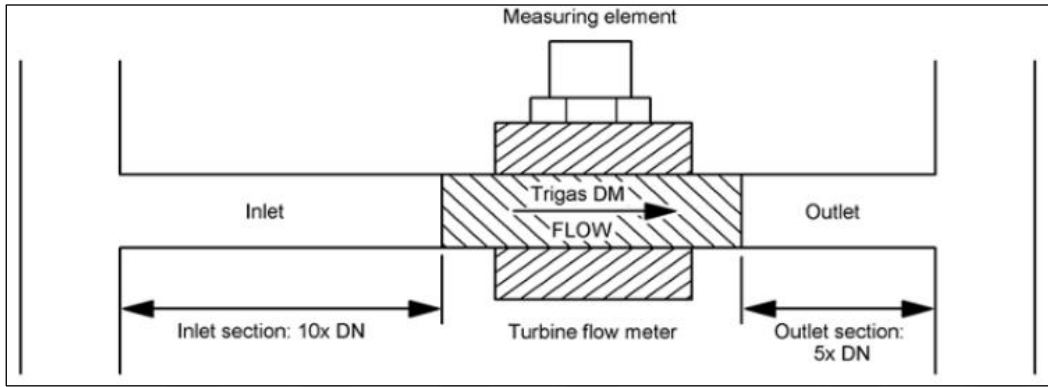
Kalibrasyon, debimetrenin belirli akış hızlarında ne kadar doğru ölçüm yaptığını belirleme işlemidir. Debimetrelerin doğru ve güvenilir ölçümler yapabilmesi için düzenli olarak sahip olduğu ölçüm aralıklarında kalibre edilmesi gerekmektedir. TrigasDM UVC (Universal Viscosity Calibration) olarak adlandırdığı Evrensel Viskozite Kalibrasyonu, viskozite değişimlerinin akış ölçer performansı üzerindeki etkilerini en aza indirmek için uygulanan bir kalibrasyon yöntemidir. Kalibrasyon ile oluşturulan Evrensel Viskozite Eğrisi lineerleştirici içerisine yüklenir ve gerçek zamanlı viskozite ölçümleriyle daha doğru akış ölçümleri elde edilir. Debimetrelerin ölçüm aralığını kapsayan farklı viskozitelerde ve her viskozite değerinde 10 farklı noktada kalibrasyon yapılır. Şekil 4.27’deki şekilde gösterildiği gibi debimetrenin %3 mertebelerinde olan ölçüm hataları, kalibrasyon sonrası tüm çalışma aralığı için %0,5 seviyelerine indirilir.



Şekil 4.27. Debimetre kalibrasyon hata eğrisi [43]

Türbin tip debimetre montajı

Türbin tip debimetrelerin ölçüm doğruluğu, hassasiyeti ve güvenilirliği akış profiline bağlıdır. Debimetrenin bağlandığı boru hattında debimetre öncesi ve sonrası akış profilini düzenlemek amacıyla belirli bir düzlüğe sahip olmalıdır. Bu düzlük akış laminar hale gelmesine ve türbülansın azalmasını sağlar. TrigasDM firma kataloglarına göre Şekil 4.28’de görüldüğü gibi debimetre iç çapı ile aynı çapta, debimetre girişinde iç çapın on katı uzunlukta bir düz boru hattı debi metre çıkışında iç çapın beş katı uzunluğunda bir düz boru hattı önerilmektedir.



Şekil 4.28. Türbin tip debimetre montajı [43]

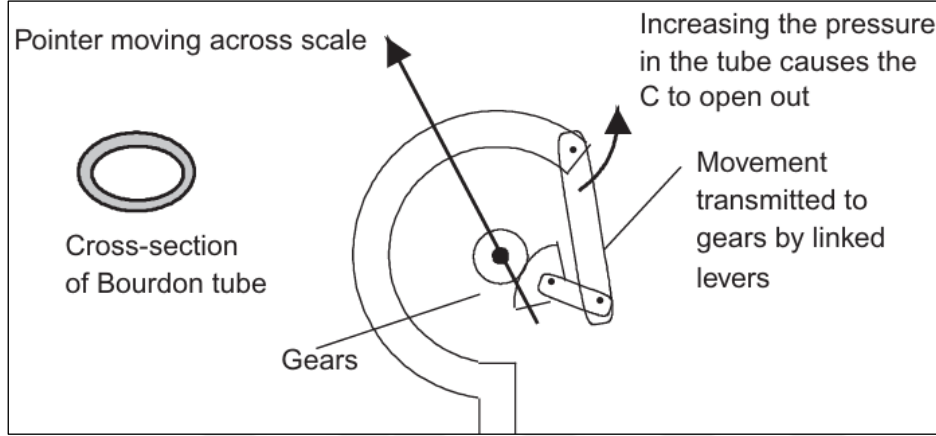
4.1.3. Basınç sensörü

Basınç sensörleri, birçok endüstride sıvı ve gaz basınçlarını ölçmek için kullanılan kritik bileşenlerdir. Basınç değişimlerini fiziksel bir göstergeye ya da elektrik sinyallerine çeviren aletlerdir. Otomotiv, havacılık, medikal cihazlar ve hidrolik sistemlerde yaygın olarak kullanılırlar. Basınç sensörleri çalışma prensiplerine, ölçülecek sıvı veya gaza göre, ölçüm aralığı ve çevresel koşullara göre sınıflandırılabilir ve her birinin farklı avantaj ve dezavantajları vardır.

Bourdon tüpü (manometreler)

Manometreler, bir ucu serbestçe hareket edebilen kapalı ve diğer ucundan basınç ölçümü alınacak akışkanın girdiği esnek metal (Bourdon Tüpü) tüplerin basınç altında şekil değişimi prensibiyle çalışır. Bourdon tüpü basınç altında açılır ya da bükülür ve bu hareket Şekil 4.29’da gösterildiği gibi gösterge üzerine yerleştirilen ölçeklendirilmiş ibrenin hareketini

sağlayarak kalibre edilmiş ve doğrulanmış basınç değerini gösterir [44]. Hem sıvı hem de gazların basıncını ölçmek için kullanılan, geleneksel ve yaygın bir basınç sensörüdür. Diğer elektriksel sinyal çıkışı veren basınç sensörlerine kıyasla, manometrelerin basit ve ucuz olması endüstride yaygın olarak kullanılmasını sağlamaktadır.



Şekil 4.29. Bourdon tüpü basınç sensörü [45]

Bourdon tüpü (manometreler) avantajları;

- Basit ve pratik olduğu için yaygın bir kullanıma sahiptir.
- Elektronik devre içermediği için elektriksel hassasiyet ve arıza riski düşüktür.
- Elektrik beslemesine ihtiyaç duymazlar ve kablo ihtiyacı yoktur.
- Düşük maliyetlidir.

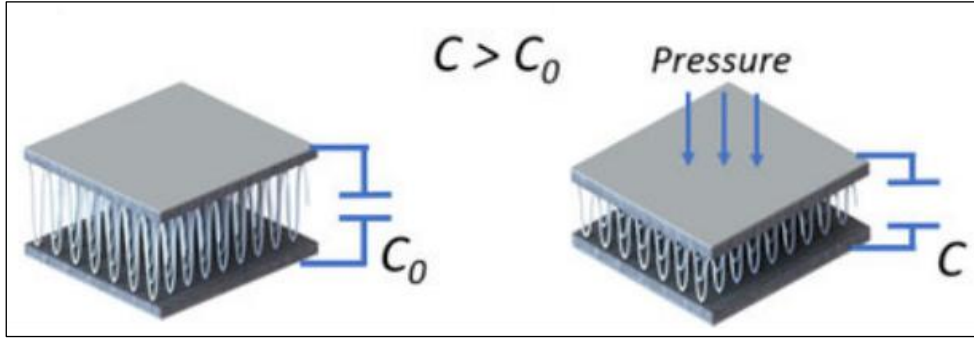
Bourdon tüpü (manometreler) avantajları;

- Hassasiyet ve doğruluk düşüktür.
- Dinamik ölçümler için uygun değildir.
- Dijital kayıt alınamaz ve uzaktan ölçüm mümkün değildir.

Kapasitif basınç sensörleri

Kapasitif sensörler, bir diyaframın iki elektrot arasındaki dielektrik malzemenin deformasyonu sonucu oluşan kapasitans değişimi prensibiyle çalışır. Bu kapasite değişikliği ile, elektronik devreler tarafından basınç ile doğru orantılı olarak elektriksel olarak çıkış sağlanır. Kapasitif sensörlerin hassasiyeti, dielektrik katmanın özelliklerine ve yapısına

bağlıdır. Yüksek sıkıştırılabilirliğe sahip dielektrik malzemeler kullanılarak veya elektrotlara mikro yapılar eklenerek hassasiyet artırılabilir [46]. Şekil 4.30'da kapasitif basınç sensörünün temel yapısı ve çalışma prensibi gösterilmiştir.



Şekil 4.30. Kapasitif basınç sensörü [47]

Kapasitif basınç sensörü avantajları;

- Basit yapılıdır.
- Düşük güç tüketimine sahiptir.
- Düşük basınçlarda hassasiyet ve doğruluğu yüksektir.

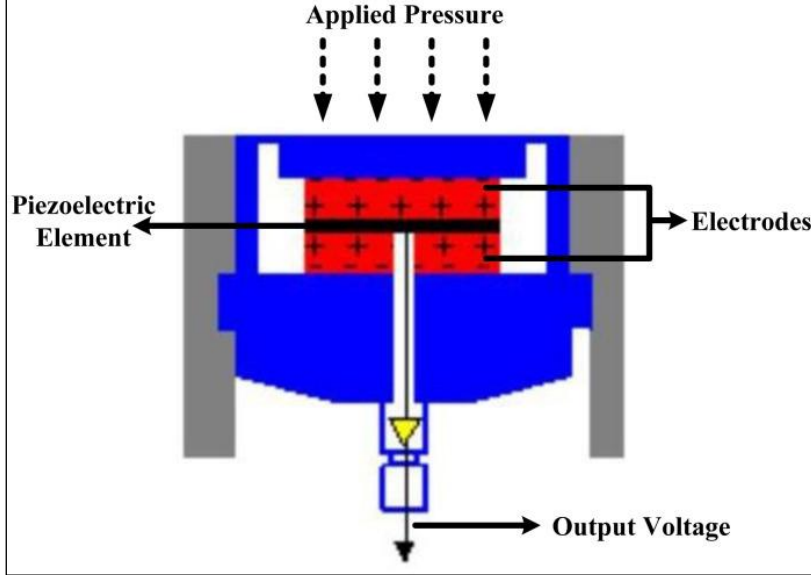
Kapasitif basınç sensörü avantajları;

- Dielektrik malzemenin sıkıştırılabilirliğine (Young Modülü) bağlı olduğu için hassasiyet düşüktür.
- Yüksek basınç ölçümlerinde tercih edilmez.
- Çevresel faktörler ve mekanik darbelerden etkilenebilirler.

Piezoelektrik basınç sensörleri

Piezoelektrik basınç sensörleri piezoelektrik etki prensibine dayanmaktadır. Piezoelektrik kristaller, basınç altında mekanik gerilime maruz kaldıklarında şekil değişimine doğru orantılı elektrik yükü (Coloumb) üretirler. Bu yükler malzemenin zıt uçlarında pozitif ve negatif yüklerin oluşması ve birikmesiyle meydana gelir [48]. Çok hızlı tepki sürelerine sahiptir ve genellikle patlama ve basınç dalgalanması gibi dinamik basınç ölçümlerinde kullanılır. Piezoelektrik kristaller deformasyon sonucu elektrik yükü ürettikleri için harici

bir beslemeye ihtiyaç duymazlar. Piezoelektrik etki dinamik bir süreç olarak görülmelidir, malzeme sıkıştırılmış halde tutulsa bile, uzaklaştırılan yükler yeniden oluşmaz. Bu sebeple statik basınç değerlerini ölçmek mümkün değildir [49]. Şekil 4.31’de piezoelektrik basınç sensörlerinin çalışma prensibi ve bileşenleri gösterilmiştir.



Şekil 4.31. Piezoelektrik basınç sensörü [50]

Piezoelektrik basınç sensörleri avantajları;

- Dinamik basınç değişimlerinin ölçülmesinde performansları çok iyidir.
- Tepki süreleri mikro saniye mertebelerine ulaşabilir.
- Ölçüm aralıkları çok geniştir.

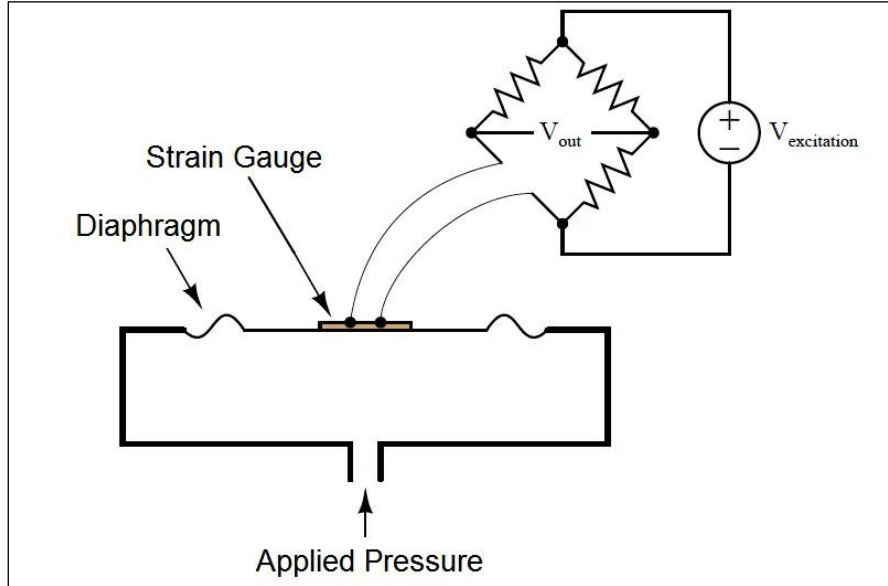
Piezoelektrik basınç sensörleri dezavantajları;

- Statik basınçları ölçümleri için uygun değildir.
- Oluşan elektrik yüklerinin ölçümü için amplifikatöre ihtiyaç duyulur.
- Maliyeti yüksektir.

Gerinim ölçer (strain gauge) tabanlı basınç sensörleri

Gerinim ölçer (strain gauges) tabanlı basınç sensörleri, uygulanan gerilimle direnç değişimi prensibiyle çalışan, yaygın olarak kullanılan bir basınç sensörü türüdür. Metalik bir gerinim

ölçer, bir diyaframa bağlanabilir ve diyafram basınç farkına maruz kaldığında, gerinim ölçere mekanik bağlantı yoluyla gerilim aktarılabilir. Şekil 4.32’de görüldüğü gibi Wheatstone köprüsü devresi kullanılarak direnç değişimi ölçülür ve basınca çevrilir [51].



Şekil 4.32. Gerinim ölçer tabanlı basınç sensörü [52]

Gerinim ölçerin direnci Denklem (3)’te görüldüğü gibi R ile ifade edilir. Burada ρ öz direnç, Ls uzunluk ve S sensör malzemesinin kesit alanıdır. Bir gerinim ölçerin ölçüm faktörü (K) Eş. 4.3’te görüldüğü gibi, dirençteki değişimin gerilime oranını ifade eder. Burada ΔR direnç değişimi ve Ls uzunluk değişimini göstermektedir. Bir gerinim ölçerin uygulanan gerinim (birim şekil değişimi) (ϵ) ve çıkış direnci (R) arasındaki genel ilişki, doğrusal bir yaklaşımla Eş. 4.5’te görüldüğü gibi ifade edilir.

$$R = \frac{\rho Ls}{S} \quad (4.2)$$

$$K = ((\Delta R/R))/((\Delta Ls/Ls)) \quad (4.3)$$

$$R = R_0 (1 + K \cdot \epsilon) \quad (4.4)$$

Gerinim ölçer tabanlı basınç sensörleri avantajları;

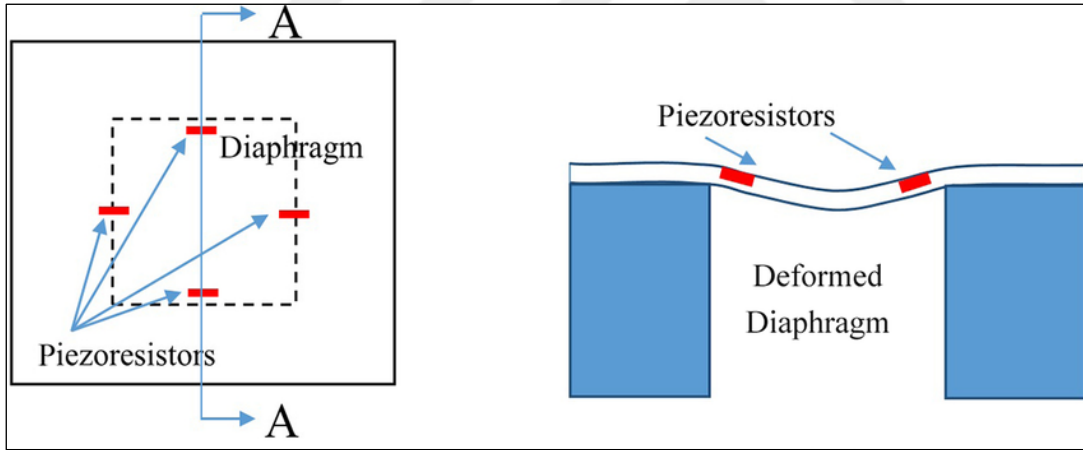
- Kullanılan gerinim ölçere göre geniş bir ölçüm aralığına sahiptir.
- Yüksek ölçüm hassasiyeti ve doğruluğu sunarlar.
- Düşük maliyetlidir.

Gerinim ölçer tabanlı basınç sensörleri avantajları;

- Kablo uzunluğu, değişen sıcaklık ve çevresel faktörler ölçümü olumsuz etkiler ve bunları telafi etmek için elektriksel devrede telafi çalışmaları yapmak gerekir.
- Düzenli kalibrasyon ihtiyacı vardır.

Piezorezistif basınç sensörleri

Piezorezistif sensörler, gerinim ölçer tabanlı basınç sensörleri ile benzer çalışma prensibine sahiptirler. En büyük farkı Şekil 4.33'te gösterildiği gibi gerinim ölçer yerine yarı iletken (piezorezistif) malzeme kullanılmasıdır. Basınca maruz kaldığında elektriksel direnç değiştiren yarı iletken (Piezorezistif) elemanlar içerir. Basınç, sensör diyaframını deforme eder ve bu deformasyon, direnç değişimine neden olarak ölçülür. Piezorezistif etki sayesinde çok küçük şekil değişimleri bile önemli direnç değişikliklerine yol açabilir [53].



Şekil 4.33. Piezorezistif basınç sensörü [54]

Piezorezistif basınç sensörleri avantajları;

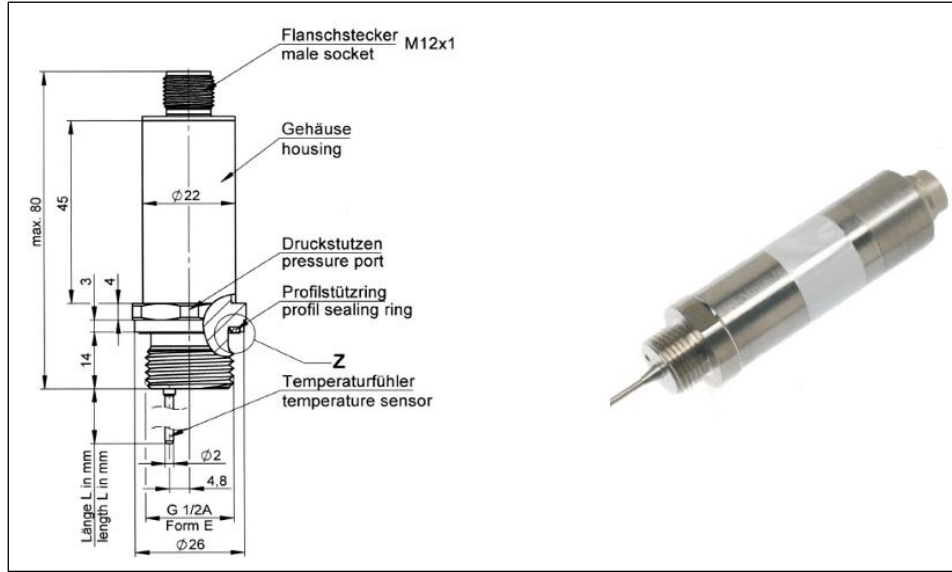
- Yarı iletken (piezorezistör) gerinim ölçerlerin hassasiyeti, metalik gerinim ölçerlere göre çok daha yüksektir [49].
- Küçük boyutlu ve entegrasyonu kolaydır.
- Tepki süresi metalik gerinim ölçerlere göre çok daha yüksektir.

Piezorezistif basınç sensörleri avantajları;

- Sıcaklık hassasiyeti yüksektir ancak kompanzasyonla giderilebilir.
- Mekanik darbelere karşı hassastırlar.

Variohm piezorezistif basınç sensörü

Hidrolik debi tüketici çalışmasında Şekil 4.34'te gösterilen Variohm marka piezorezistif basınç sensörü tercih edilmiştir. Yüksek sıcaklık ve basınç dayanımı, hidrolik sistemin -40 / +135 °C çalışma sıcaklık aralığı ve 28,26 MPa basıncı altında hassas ve doğru sonuçlar elde edilmesini sağlamaktadır. Piezorezistif sensörlerin hızlı tepki süresi, sistemdeki basınç dalgalanmalarını ve dinamik basınç değişimlerini gözlemlemeyi sağlamaktadır. Sistemde kullanılan EPTTE5100 model basınç sensörü dahili PT1000 sıcaklık sensörü probu ile akışkan sıcaklığının ölçülmesine de olanak tanır. Sıcaklık sensörünün prob ile akışkan içine dalması sıcaklık değişimlerinin hızlı ölçülebilmesine olanak tanır. İki ölçüm aletinin tek bir üründe olması sistemin kompakt olmasını sağlamaktadır. EPTTE5100 model piezorezistif basınç sensöründe basınç ölçümü için ince film (thin-film) teknolojisine dayalı bir paslanmaz çelik membran kullanır. Basınç, membranın üzerine etki ettiğinde, membran elastik bir şekilde deforme olur. Bu deformasyon, membran üzerine entegre edilmiş yarı iletken (semi-conductor) bir gerinim ölçer tarafından algılanır. Gerinim ölçer, mekanik deformasyonu elektrik sinyallerine dönüştürür. Bu sinyaller, sensörün içindeki elektronik devreler tarafından işlenerek basınç değeriyle doğru orantılı 0-10V elektriksel sinyal çıkışına dönüştürülür. [55]



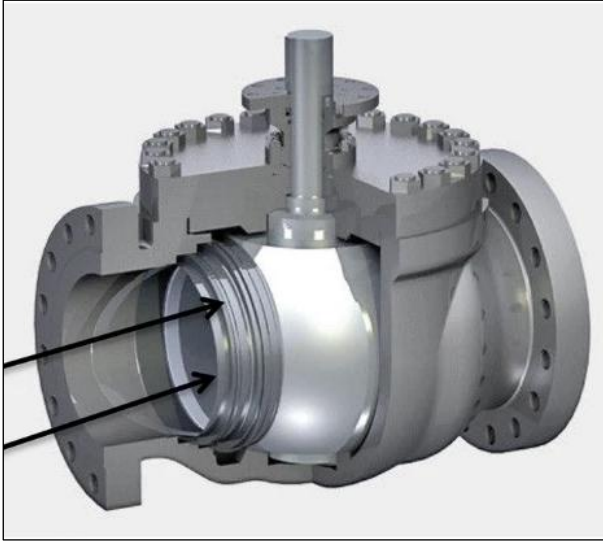
Şekil 4.34. Variohm eptte51000 basınç ve sıcaklık sensörü [55]

Genel özellikler;

- Çalışma Sıcaklığı: -50 / +150 °C
- Basınç Dayanımı: Ölçüm aralığının en az 3 katı
- Hassasiyet: $\leq 0,25$
- Tekrarlanabilirlik: $\leq \%0,10$
- Cevap Süresi: <1ms

4.1.4. Açma-kapama valfi

Debi tüketici sistemlerin girişinde açma-kapama valfi yerleştirilecektir. Açma-kapama valfinin yüksek basınç altında akışı tamamen kesebilmesi ve tam açıldığında akışın tamamını düşük basınç kayıplarıyla geçirebilmesi gerekmektedir. Bu sebeple dijital anahtarlama yapabilme, yüksek basınç altında yüksek debilerde düşük basınç düşümü sağlayabilecek en uygun ekipmanın Şekil 4.35'te gösterildiği gibi bir küresel vana olacağına karar verilmiştir.



Şekil 4.35. Küresel vana kesit görüntüsü [56]

Küresel vana üzerine yerleştirilen pnömatik eyleyici ile 24V dijital sinyal ile yeterli hızda anahtarlama yapılabilmektedir. Debi tüketici sistemde kullanılacak açma-kapama valfi Şekil 4.36’da gösterilmiştir.

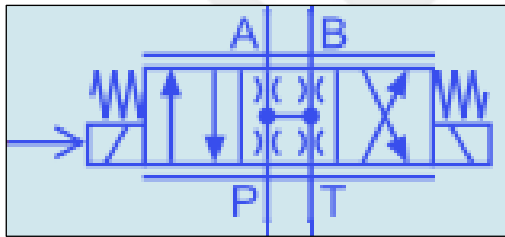


Şekil 4.36. Pnömatik eyleyici yerleştirilmiş küresel vana



5. DEBİ TÜKETİCİ SİSTEM TASARIMI

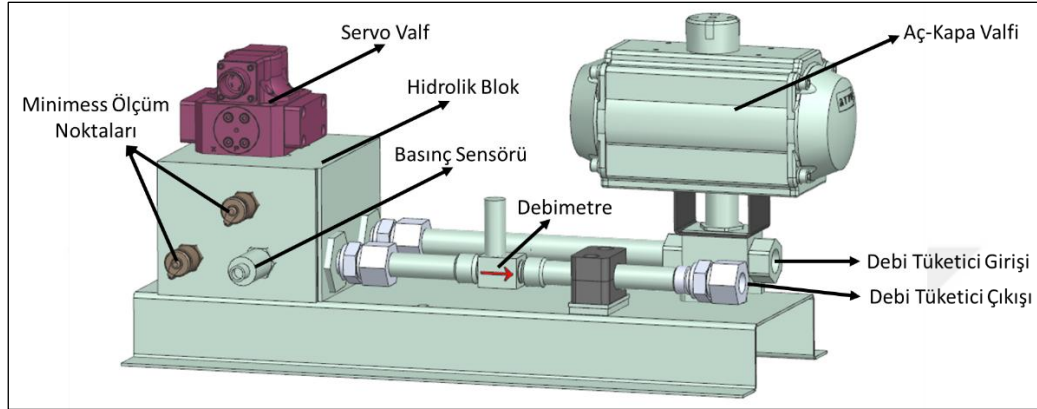
Debi tüketici sistem tasarımında devre şeması yerleşimi ve port bağlantı konfigürasyonuna göre 3 farklı tip tasarım üzerinde çalışma yapılmıştır. Oluşturulan tasarımlar, tercih edilen dört yollu üç konumlu servo valfin tek yönlü bir hidrolik akış hızını kontrol edilebilmesi için düzenlenmiştir. Debi tüketici sistemlerde kullanılan dört yollu üç konumlu servo valfler Şekil 5.1’de görüldüğü gibi bir adet yüksek basınç giriş portu (P), bir adet düşük basınç dönüş portu (T), eyleyici basma ve çekme hattına bağlanan (A) ve (B) portlarından oluşmaktadır. Bir hidrolik güç kaynağından P portuna giren akış servo valfin elektrik kontrolüyle A veya B portlarından çıkarak eyleyicinin basma veya çekme hacimlerini basınçlandırarak eyleyicinin hareketini sağlar ve bu hareketin tersi yönündeki hacimden dönen yağ T hattından hidrolik güç kaynağının tankına döner.



Şekil 5.1. Dört yollu üç konumlu servo valf hidrolik modeli

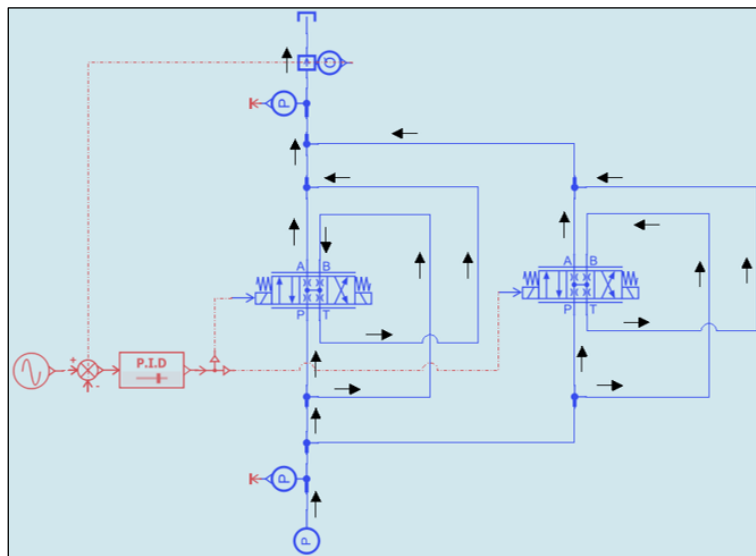
Debi tüketici sistem kurgusunda tek bir hattan geçen akış miktarının kontrolü söz konusudur bu sebeple sistem devre tasarımı tek bir giriş ve çıkış olacak şekilde AMESİM üzerinden oluşturulmuştur. Tasarımlarda yüksek basınç P portuna girerken A, B ve T portlarının uygun bağlantıları sonrası tek bir hattan çıkış alınmıştır. Tek yönlü bir akış kontrolü için servo valflerin sunduğu 4 yol 3 konum opsiyonu sınırlandırılarak 4 yol 2 konum şeklinde kullanılmıştır. Bu kullanım için servo valfler +/- 50 mA yerine 0-50 mA olarak sürülmüştür. Yani Şekil 5.1’de görülen sürgü konumlarından yalnızca ortada yer alan nötr konum ve sol tarafta yer alan P’den A’ya ve B’den T’ye konumu kullanılmıştır. Kullanılan servo valf sıfır sürgü geçişli ve sürgünün nötr konumunda tüm portların birbirine kısmen açık olduğu H merkez olarak adlandırılan bir yapıya sahiptir. Bu yapı servo valfte bir miktar iç kaçağa sebep olmaktadır. Servo valflerin sahip olduğu iç kaçak devre tasarımlarında dikkate alınmıştır ve debi tüketici sistem testlerinde iç kaçak testleri de gerçekleştirilmiştir.

portları yerleştirilmiş blok katı modeli, türbin tip debimetre montaj standardına uygun boru modelleri, aç-kapa valfi ve giriş çıkış bağlantılarının katı modeli yer almaktadır. Minimes ölçüm portları, hidrolik blok üzerinde yer alan tüm hatlardan (A,B,P ve T hatları) gerektiğinde basınç ya da sıcaklık sensörü bağlanarak ölçüm alınabilmesi için yerleştirilmiştir.



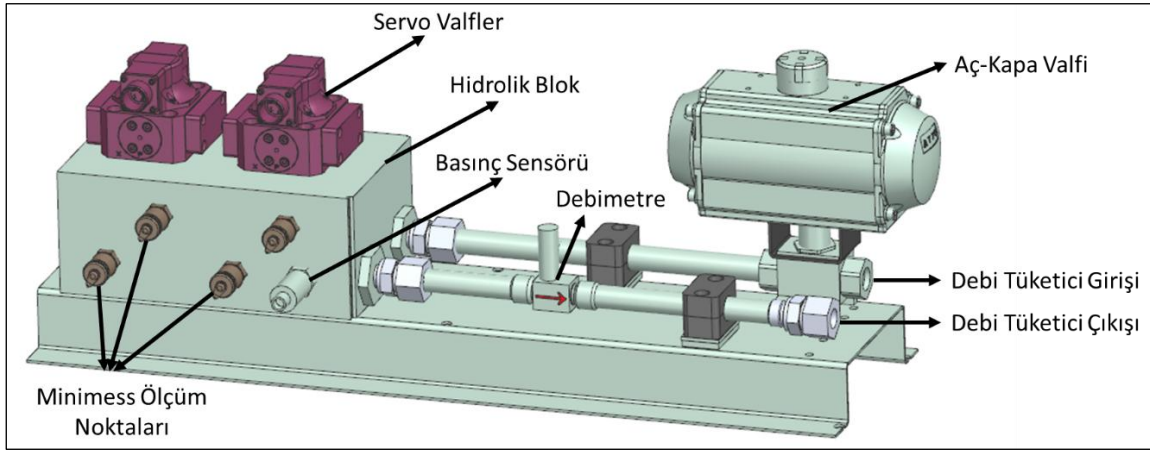
Şekil 5.3. Debi tüketici sistem tek servo valfli birinci konfigürasyon tasarımı

Kullanılan bir adet servo valf debisinin kullanılacak uygulama için yetersiz olması durumunda debi tüketici sistem birinci konfigürasyonun iki servo valfli devre tasarımı Şekil 5.4’da görüldüğü gibi oluşturulmuştur. Bu devre tasarımında iki servo valf paralel olarak bağlanarak debi tüketici sistem ile kontrol edilebilecek debi miktarı iki katına çıkmaktadır.



Şekil 5.4. Debi tüketici sistem çift servo valfli birinci konfigürasyon devresi

Yapılan çalışmalarda çift servo valf kullanılarak yapılan eş zamanlı kontrolün, tek servo valf ile yapılan kontrole göre daha iyi dinamik yükleme performansı sağladığı belirtilmektedir. Bu durum, valflerin paralel çalışmasının sistemin performansını artırabileceğine işaret etmektedir. Çift valf paralel kontrolünün, elektro-hidrolik eyleyicilerin dinamik yükleme performansını iyileştirmede etkili olduğu vurgulanmaktadır [57]. Şekil 5.5’de gösterilen debi tüketici sistem çift servo valfli birinci konfigürasyon tasarımı, birinci konfigürasyon tasarımı ile aynı bileşenlere ek olarak iki adet servo valf içermektedir.

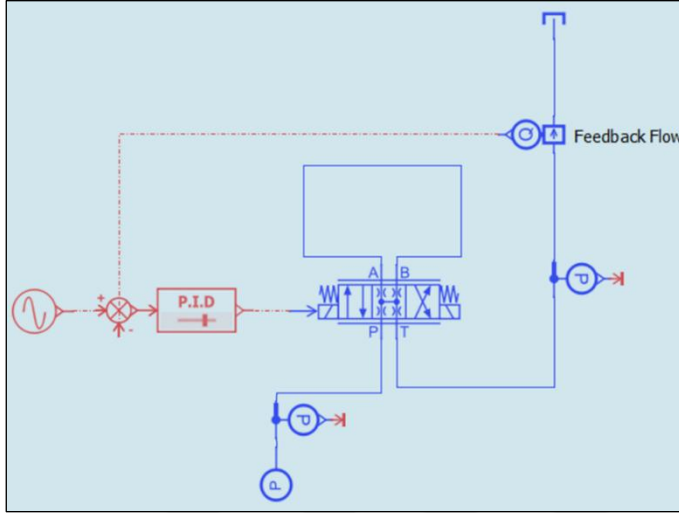


Şekil 5.5. Debi tüketici sistem çift servo valfli birinci konfigürasyon tasarımı

5.2. Debi Tüketici Sistem İkinci Konfigürasyon

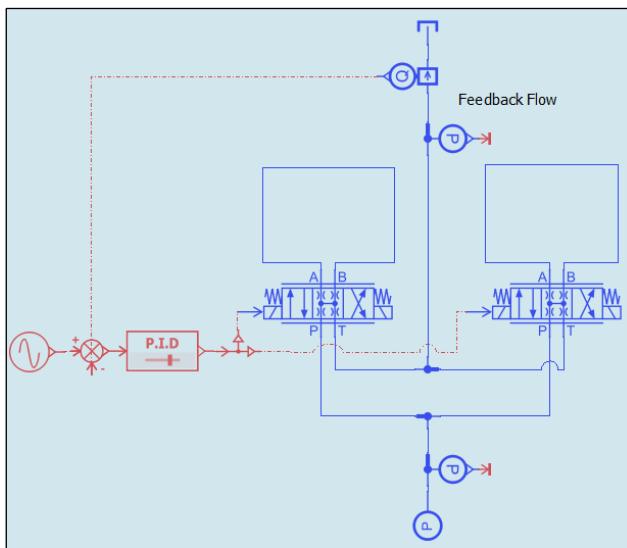
Debi tüketici sistem ikinci konfigürasyon devre tasarımında Şekil 5.6’de görüldüğü gibi yüksek basınç hattı P portundan girerek A portundan çıkmaktadır. A portundan çıkan hat B portuna girmektedir. B portuna giren hat T portundan çıkarak tanka dönmektedir. Debimetre T portundan çıkan düşük basınç dönüş hattına yerleştirilmiştir. Bu yerleşim ile dönüş hattında yer alan debimetre üzerinden hidrolik güç kaynağından çıkan ve servo valf iç kaçakları dahil tüm debinin okunması beklenmektedir. Hidrolik güç ünitesinden çıkan toplam debi önce P portundan A portuna sonra B portunda T portuna geçecektir. Basma ve çekme hacimleri eşit çift etkili bir silindirde, basma hattında doldurulan hacim çekme hattından boşalmaktadır. Bu konfigürasyonda da benzer bir akış prensibi olmaktadır. Toplam debi servo valfin orifislerinden iki kez geçerek iki kez basınç düşümüne uğramaktadır. Devrenin çalışma performansı ve basınç düşümleri simülasyon ve testler ile değerlendirilmiştir. Debi tüketici ikinci konfigürasyon tasarımları Şekil 5.3 ve Şekil 5.5’de

verilen birinci konfigürasyon tasarımlarıyla aynı olmakla birlikte yalnızca hidrolik blok iç tasarımı devre şemasına göre değişmektedir.



Şekil 5.6. Debi tüketici sistem tek servo valfli ikinci konfigürasyon devresi

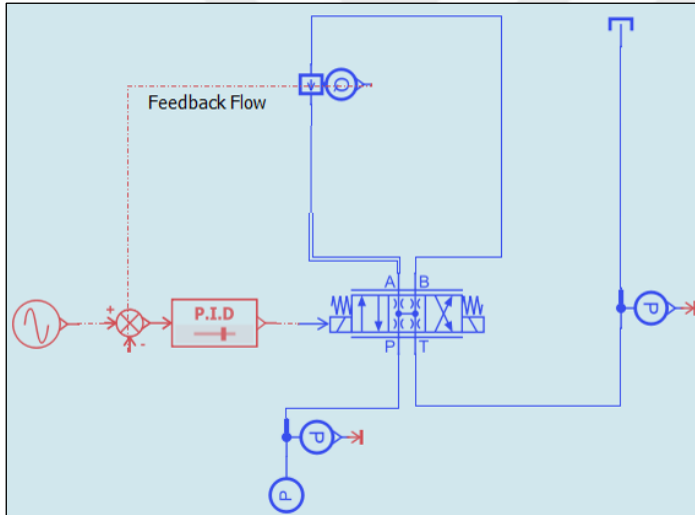
Birinci konfigürasyonda olduğu gibi kullanılan bir adet servo valfin debisi kullanılacak uygulama için yetersiz olması durumunda debi tüketici sistem birinci konfigürasyonun iki servo valfli devre tasarımı Şekil 5.7’de görüldüğü gibi oluşturulmuştur. Bu devre tasarımında iki servo valf paralel olarak bağlanarak debi tüketici sistem ile kontrol edilebilecek debi miktarı iki katına çıkmaktadır.



Şekil 5.7. Debi tüketici sistem çift servo valfli ikinci konfigürasyon devresi

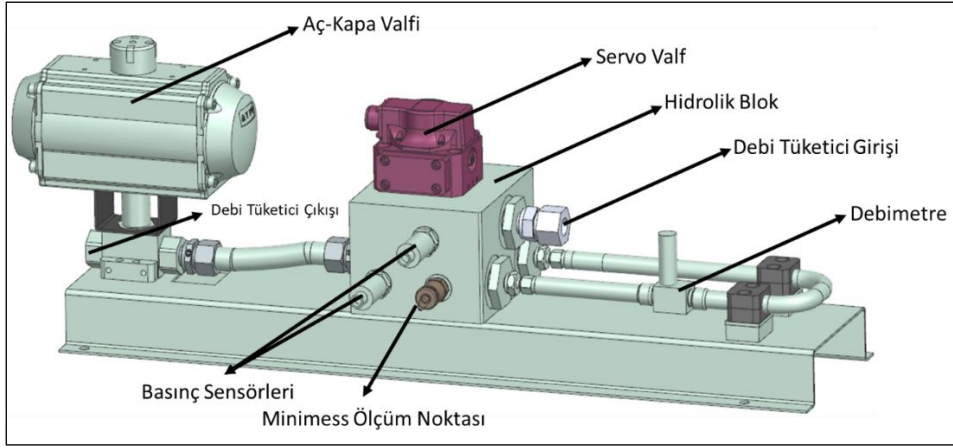
5.3. Debi Tüketici Sistem Üçüncü Konfigürasyon

Debi tüketici sistem üçüncü konfigürasyon devre tasarımında ikinci konfigürasyona benzer şekilde Şekil 5.8’da görüldüğü gibi yüksek basınç hattı P portundan girerek A portundan çıkmaktadır. A portundan çıkan hat B portuna girmektedir. B portuna giren hat T portundan çıkarak tanka dönmektedir. Debimetre A portundan çıkan yüksek basınç hattına yerleştirilmiştir. Bu yerleşim ile A portu ile B portu üzerinde yer alan debimetre üzerinden hidrolik güç kaynağından çıkan ve servo valf sürgüsü ile A portuna yönlendirilen debinin okunması beklenmektedir. Yine ikinci konfigürasyonda olduğu gibi toplam debi önce P portundan A portuna sonra B portunda T portuna geçecektir. Toplam debi servo valfin orifislerinden iki kez geçerek iki kez basınç düşümüne uğramaktadır. Devrenin çalışma performansı ve basınç düşümleri simülasyon ve testler ile değerlendirilmiştir.



Şekil 5.8. Debi tüketici sistem üçüncü konfigürasyon devresi

Birinci ve ikinci konfigürasyonda debi artışı için kullanılan iki servo valfli tasarım, üçüncü konfigürasyonda debimetrenin A portu üzerinde olması sebebiyle mümkün değildir. Bu sebeple üçüncü konfigürasyonda yüksek debi kontrolü için servo valf hacmi büyütülmelidir. Üçüncü konfigürasyona ait tasarım Şekil 5.9’da gösterilmiştir.

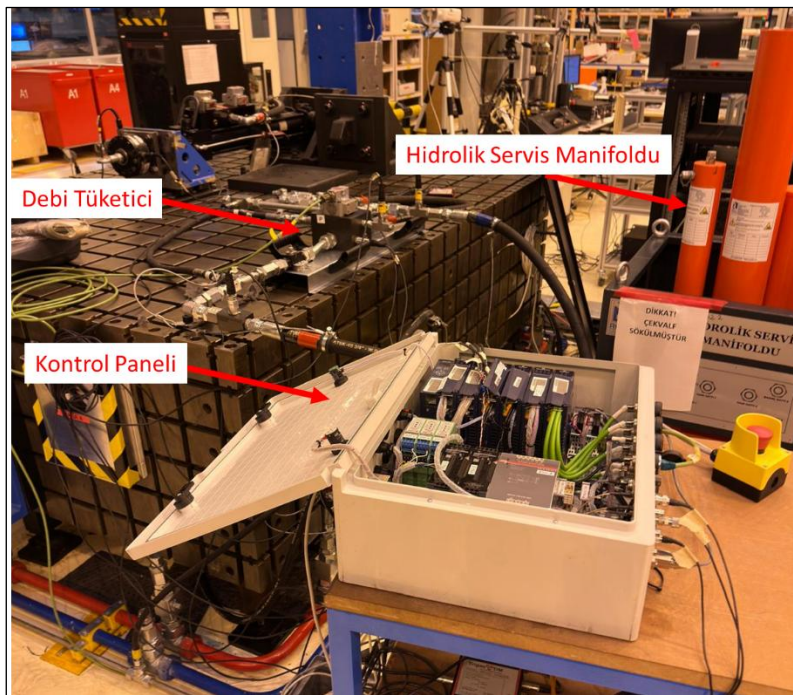


Şekil 5.9. Debi tüketici sistem üçüncü konfigürasyon tasarımı



6. DEBİ TÜKETİCİ SİSTEM TESTLERİ

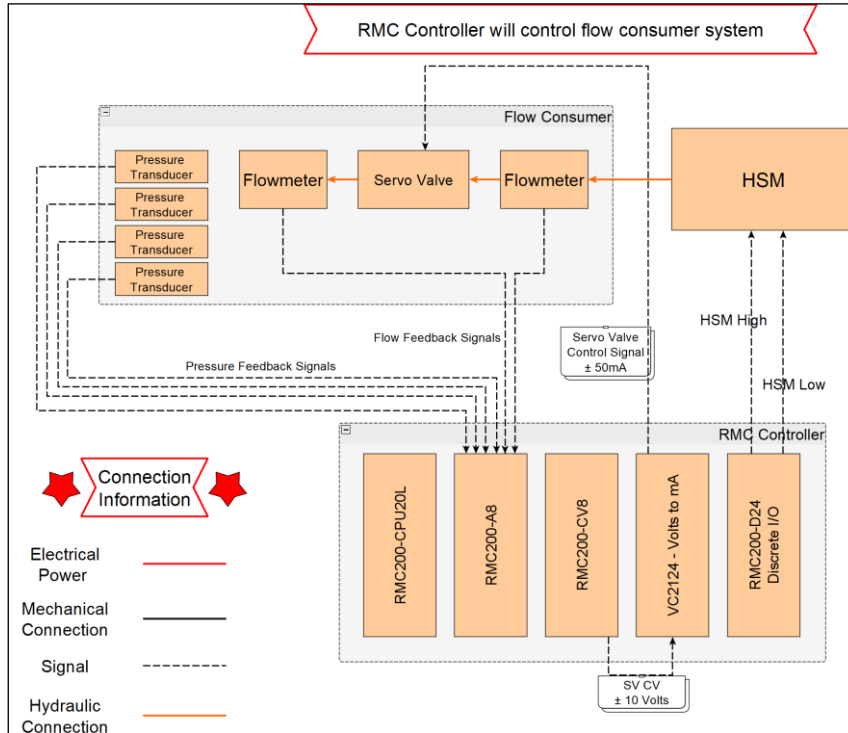
Debi tüketici konfigürasyon tasarımlarının ve simülasyon verilerinin doğrulanması ve performans testlerinin gerçekleştirilmesi için bir test sistemi kurulmuştur. Resim 6.1’de görülen debi tüketici test sistemi, hidrolik servis manifoldu, kontrol paneli, debi tüketici, basınç sensörleri, debi sensörleri ve hidrolik güç kaynağından oluşmaktadır. Test sisteminde kullanılan hidrolik güç kaynağı 20,68 MPa basınç regülatörlü 200 lt/dk debi sağlayabilen değişken deplasmanlı pistonlu tip pompa grubundan oluşmaktadır.



Resim 6.1. Debi tüketici test sistemi

Test sisteminde yer alan hidrolik servis manifoldu olarak adlandırılan ekipman, hidrolik akışta meydana gelebilecek ani basınç düşümlerini ve basınç dalgalanmalarını telafi etmek için kullanılan yüksek basınç (giriş hattı) ve düşük basınç (dönüş hattı) akümülatörlerinden oluşan bir akümülatör gurubudur. Hidrolik servis manifoldu çıkışında 2 ayrı solenoid anahtarlama ile hidrolik akışkan önce 6,89 MPa sonra 20,68 MPa basınç ile sisteme gönderilebilmektedir. Test sisteminde kullanılan acil durum butonları ile de bu solenoidlerin enerjisi kesilerek HSM çıkışı olası bir durumda doğrudan kesilebilmektedir.

Şekil 6.1’de yer alan debi tüketici test sistemi bağlantı diyagramı, test sisteminin elektronik, mekanik ve hidrolik bağlantı şemasını vermektedir. Test kontrol paneli içerisinde yer alan Delta RMC200 kontrolcü ile test sistemi kontrolü ve data toplama işlemi gerçekleştirilmiştir.

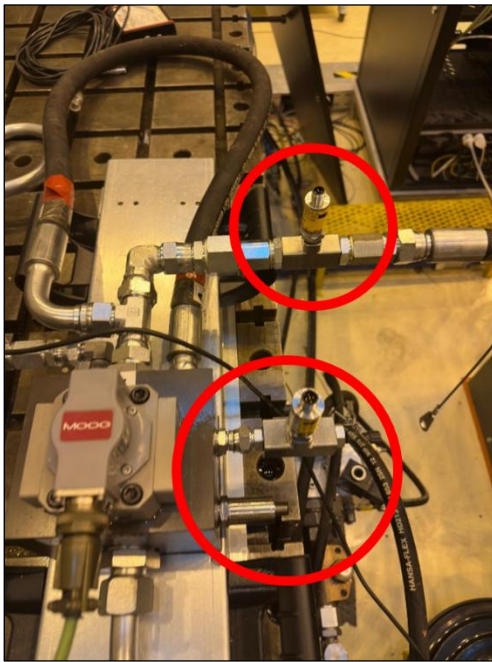


Şekil 6.1. Debi tüketici test sistemi bağlantı diyagramı

Kontrolcü sistemi, servo valf kontrolü için analog çıkış kartı, debimetre, basınç ve sıcaklık sensör verilerinin okunabilmesi için analog giriş kartı içermektedir. Kullanılan RMC200 kontrolcü içerisinde yer alan CV8 modülü yalnızca voltaj çıkışı sağlamaktadır, servo valf kontrolü için gerekli ± 50 mA akım çıkış için VC2124 voltaj akım dönüştürücü kullanılmıştır. D24 dijital çıkış modülü hidrolik servis manifoldu solenoidlerinin anahtarlanması ve debi tüketici sistemde yer alacak aç-kapa valfinin anahtarlanması için kullanılmıştır. Test sisteminde kullanılan kontrolcü ve bileşenleri aşağıdaki gibidir:

- Delta Motion RMC200 Kontrolcü
- RMC200-CPU20L – İşlemci
- RMC200-A8 – Analog Giriş Modülü
- RMC200-CV8 – Analog Çıkış Modülü
- RMC200-D24 – Dijital Giriş Çıkış Modülü
- VC2124 – Voltaj Akım Dönüştürücü

Resim 6.2’de görüldüğü gibi aynı hatta ait (görselde dönüş (tank) hattı gösterilmiştir) basıncın ölçümü için hem debi tüketici hidrolik bloğunun üzerine hem de dönüş hattı hortumunun üzerine basınç sensörü yerleştirilmiştir. Bu yerleşimin sebebi blok üzerine yerleştirilen basınç sensörü ile okunan verilerde meydana gelebilecek dalgalanmanın tespit edilmesi idi. Ancak yapılan testlerde hidrolik blok üzerinde ve hidrolik hat üzerinde yer alan sensör verilerinde bir fark gözlemlenmedi. Bu sebeple debi tüketici sistemlerin giriş ve çıkış basınç ölçümleri için basınç sensörlerinin hidrolik blok üzerine gerekli ölçüm portlarının açılarak yerleştirilmesine karar verilmiştir.



Resim 6.2. Debi tüketici test sistemi basınç sensörleri yerleşimi

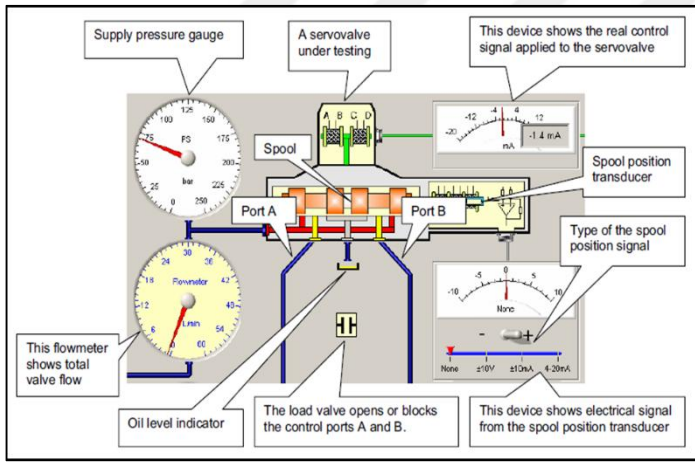
6.1. Servo Valf Test Sistemi

Debi tüketici sistem testlerinde kullanılacak olan servo valf performansı analizi için Resim 6.3’de görülen SAEARP490, SAEARP4493, ISO10770-1, ISO10770-2, ISO10770-3 standartlarında test kabiliyetine sahip Servo Valf Test Cihazında test edilmiştir. 58 kW hidrolik güce sahip Servo Valf Test Cihazı 24,13 MPa basınç altında 58 lt/dk debi sağlayabilmekte ve servo valfleri +/- 30 mA akım aralığında kontrol edebilmektedir.



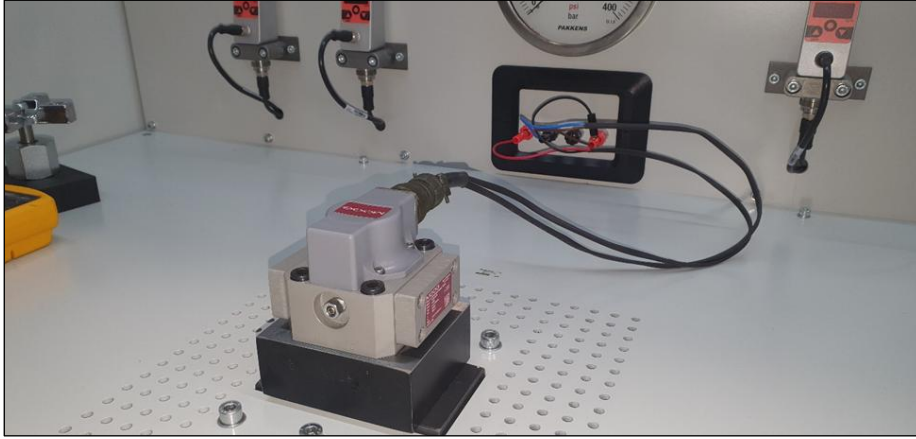
Resim 6.3. Servo valf test cihazı

Servo valf test cihazının bağlantı diyagramı ve ölçüm noktaları Şekil 6.2’de gösterilmiştir. Servo valf test cihazında akış kazancı, basınç kazancı, iç kaçak, histerezis, eşik değeri (threshold) ve nominal debi testleri gerçekleştirilebilmektedir.



Şekil 6.2. Servo valf test cihazı şematik gösterim

Debi tüketici sistemlerde kullanılacak olan Moog G761 H19J0GM4VPM model servo valf Resim 6.4’de görüldüğü gibi test sistemine bağlanmıştır. Servo valf ile akış kazancı, iç kaçak (leakage), histerezis, sıfır kayması (Null Shift), eşik noktası (threshold) ve nominal debi testleri gerçekleştirilmiş ve test verileri görselleştirilerek valfin katalog verileriyle kıyaslanarak performansı doğrulanmıştır.



Resim 6.4. Moog g761 servo valf test cihazı bağlantısı

6.2. Servo Valf Test Sonuçları

6.2.1. Eşik noktası (Threshold) testi

Eşik noktası testi, valflerin hassasiyetini ve düşük seviyeli sinyal girişlerine nasıl tepki verdiğini belirlemek için yapılmaktadır. Valflerin eşik noktası, valfin algılayabileceği ve akış değişikliğini sağlayabilecek en küçük giriş sinyalidir. Eşik noktası testleri hidrolik kontrol sistemlerinin hassasiyetini değerlendirmek, valfin mekanik sürtünme ve hidrolik kayıplarını belirlemek için önemlidir. Çizelge 6.1’de servo valf eşik noktası sonucu verilmiştir ve ölçülen eşik noktası katalogta verilen sınırlar içerisinde kaldığı için test başarılı olarak değerlendirilmiştir.

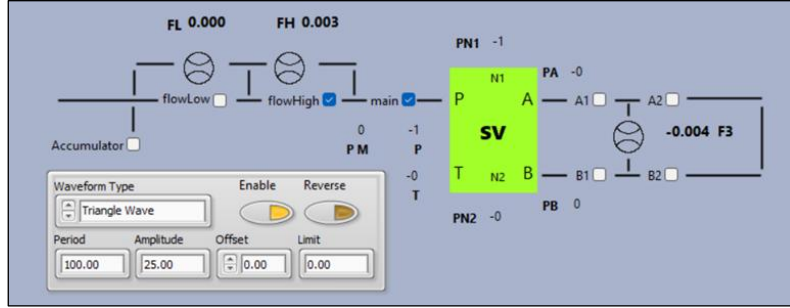
Çizelge 6.1. Servo valf eşik noktası test sonuçları

	Ölçülen Değer	Katalog Verisi	Sonuç
Eşik Noktası	%0,36	< %0,50	Başarılı

6.2.2. İç kaçak (Leakage) testi

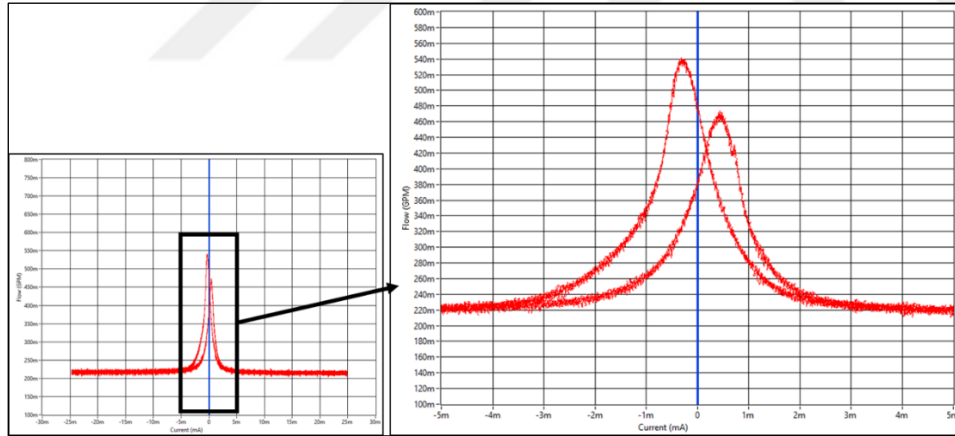
İç kaçak (leakage) testi, servo valflerin iç sızıntılarını belirlemek için yapılmaktadır. Servo valfler, yüksek hassasiyetle çalışan hidrolik bileşenlerdir ve iç kaçaklar, sistem verimliliğini düşürebilir. Özellikle valf sıfır konumundayken kaçak debisinin düşük olması beklenir, ancak imalat toleransları ve pilot hattındaki sürekli akış nedeniyle kaçaklar meydana gelir. Servo valf test sisteminde iç kaçak testi için Şekil 6.3’de görüldüğü şekilde test devresi

kurulmuştur. İç kaçak testi 20,68 MPa basınç altında ± 25 mA akım değerlerinde açık çevrim kontrol ile gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6.3. Servo valf test sistemi iç kaçak testi konfigürasyonu

Servo valf iç kaçak test sonuçları Şekil 6.4 ve Çizelge 6.2’de görüldüğü gibi elde edilmiştir. Servo valf sürgüsünün sıfır konumunda iç kaçak 2 lt/dk ve sürgünün farklı konumlarında en fazla 0,795 lt/dk olarak ölçülmüştür. Elde edilen kaçak debileri katalog verileri sınırları içerisinde kaldığı için test başarılı olarak değerlendirilmiştir.



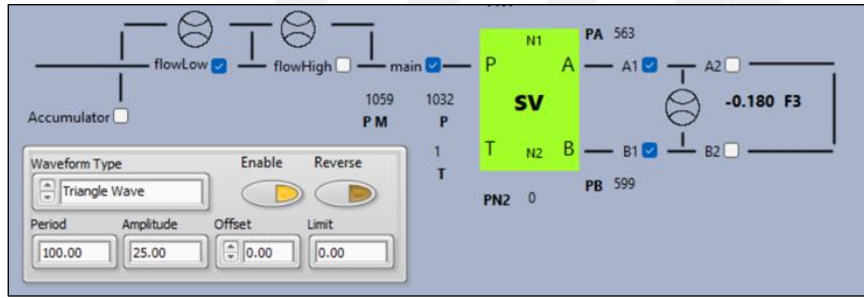
Şekil 6.4. Servo valf iç kaçak test sonuçları

Çizelge 6.2. Servo valf iç kaçak test sonuçları

	Ölçülen Değer	Katalog Verisi	Sonuç
Farklı Sürgü Konumları	0,795 lt/dk	0,795 lt/dk	Başarılı
Sürgü Sıfır Konumu	2 lt/dk	2,8 lt/dk	Başarılı

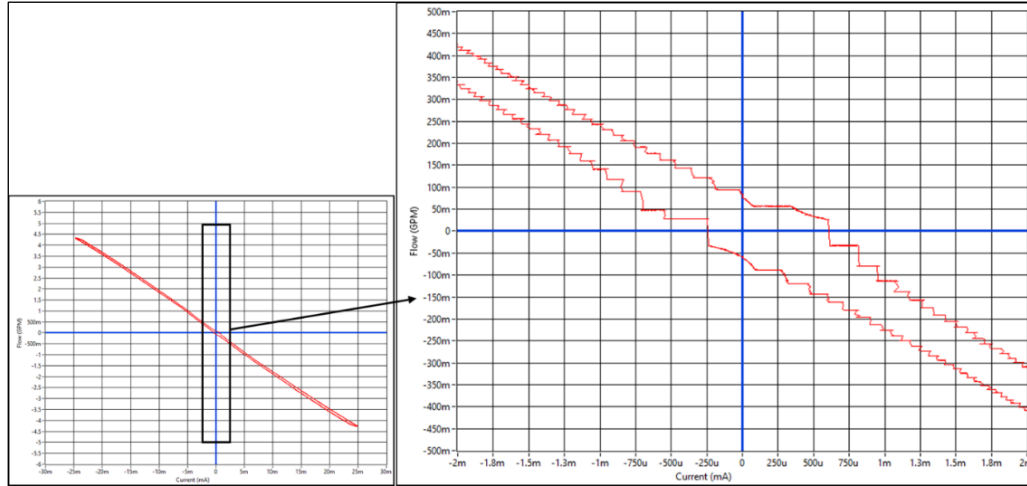
6.2.3. Akış kazancı (Flow gain) testi

Akış kazancı, servo valfe uygulanan giriş sinyali (mA) ile valften geçen debi miktarı (lt/dk) arasındaki ilişkiyi belirleyen bir eğridir. Akış kazancı, valfin hassasiyetini ve doğrusal tepkisini değerlendirmek için kullanılır. Test sonucu elde edilen akış kazancı eğrisi ile histerezis, sıfır kayması (Null Shift) ve nominal debi (rated flow) değerleri hesaplanmaktadır. Histerezis valfe artan ve azalan giriş sinyalleri uygulandığında, aynı sinyal seviyesinde farklı çıkış debilerinin elde edilmesi durumudur. Bu fark, sistemde gecikmeler ve doğruluk kayıpları olduğunu gösterir. Sıfır kayması (Null Shift), valfin sıfır sinyal girişi altında, sıfır pozisyonu çevresinde oluşan kaymaların (farklı debi değerlerinin) ölçülmesidir. Nominal debi Moog G761 servo valf kataloğuna göre 6,89 MPa basınç düşümü ile sağlayabileceği maksimum akış miktarıdır. Nominal debiyi elde etmek için Şekil 6.5’de yer alan test sistemi ile akış kazancı testi 6,89 MPa basınç altında yapılmış ve sürgü tamamen açılmıştır.



Şekil 6.5. Servo valf test sistemi akış kazancı testi konfigürasyonu

Servo valf akış kazancı test sonuçları Şekil 6.6 ve Çizelge 6.3’te verilmiştir. Servo valf akış kazancı 0,666 lt/dk/mA, histerezis %0,5 sıfır kayması %0,1 ve nominal debi miktarı 17,03 lt/dk olarak elde edilmiştir. Test sonucu elde edilen tüm değerler katalog verileri sınırları içerisinde kaldığı için akış kazancı doğrusal ve test başarılı olarak değerlendirilmiştir.



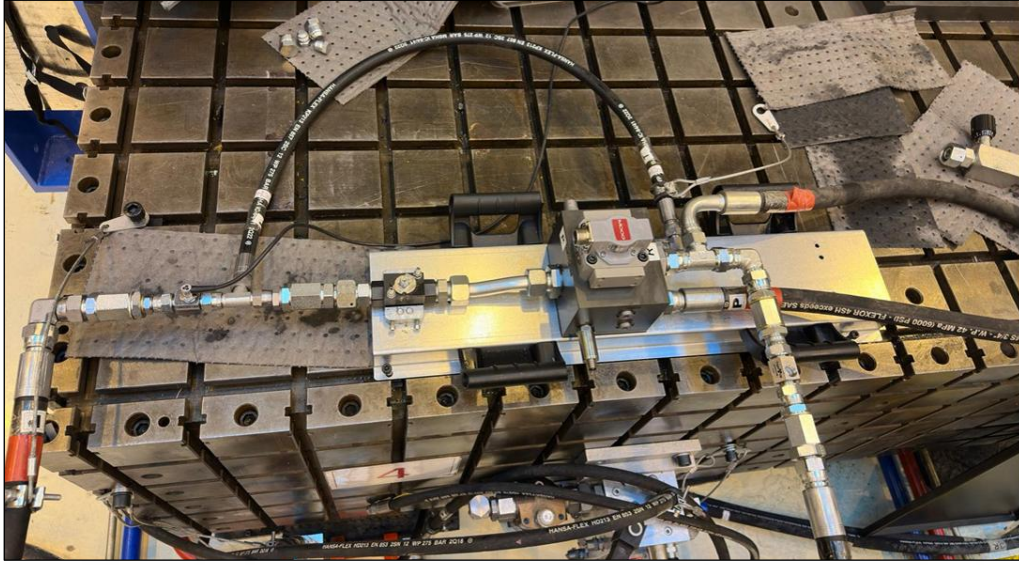
Şekil 6.6. Servo valf test sistemi akış kazancı testi sonuçları

Çizelge 6.3. Servo valf test sistemi akış kazancı testi sonuçları

	Ölçülen Değer	Katalog Verisi	Result
Akış Kazancı	0,666 lt/dk/mA	0,757 lt/dk/mA $\pm 10\%$	Başarılı
Histerezis	%0,5	< %3	Başarılı
Sıfır Kayması	%0,1	< %2	Başarılı
Nominal Debi	17,03 lt/dk	18,92 lt/dk $\pm 10\%$	Başarılı

6.3. Debi Tüketici Sistem Birinci Konfigürasyon Test Sistemi

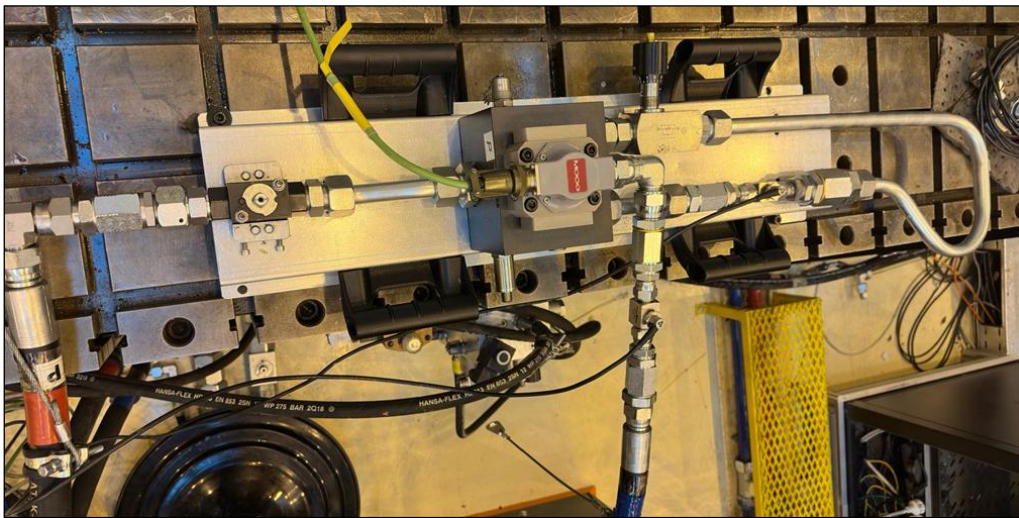
Resim 6.5’de yer alan debi tüketici birinci konfigürasyon hidrolik devresi, hidrolik borular, hortumlar ve sensörler kullanılarak Resim 6.6’da görüldüğü gibi debi tüketici test sisteminde kurulmuştur. Kurulan test sisteminde giriş ve çıkış portlarına basınç sensörü yerleştirilmiş, sistem çıkışına devre şemasında gösterildiği gibi kapalı çevrim için debimetre yerleştirilmiştir. Ek olarak birinci konfigürasyonda giriş akışının ikiye ayrılma durumunun analizi için B portu ile T portu arasına ek bir debimetre yerleştirilmiştir. Bu sayede ikiye ayrılan akış miktarları tespit edilecektir.



Resim 6.5. Birinci konfigürasyon test sistemi

6.4. Debi Tüketici Sistem İkinci Konfigürasyon Test Sistemi

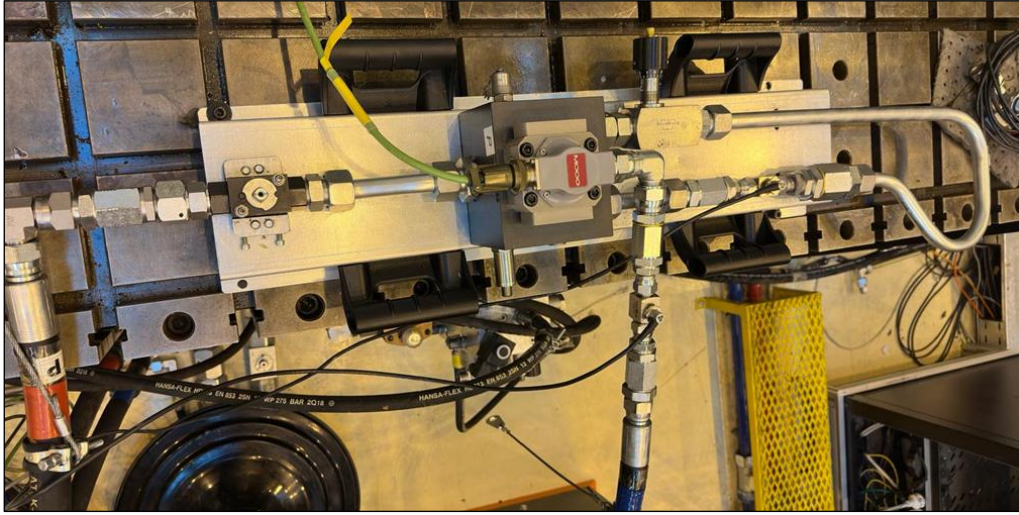
Şekil 5.6'de yer alan debi tüketici ikinci konfigürasyon hidrolik devresi, hidrolik borular, hortumlar ve sensörler kullanılarak Resim 6.6'da görüldüğü gibi debi tüketici test sisteminde kurulmuştur. Kurulan test sisteminde birinci konfigürasyon test sisteminde olduğu gibi giriş ve çıkış portlarına basınç sensörü yerleştirilmiş, sistem çıkışına devre şemasında gösterildiği gibi kapalı çevrim için debimetre yerleştirilmiştir.



Resim 6.6. İkinci konfigürasyon test sistemi

6.5. Debi Tüketici Sistem Üçüncü Konfigürasyon Test Sistemi

Şekil 5.8’da yer alan debi tüketici üçüncü konfigürasyon hidrolik devresi, hidrolik borular, hortumlar ve sensörler kullanılarak Resim 6.7’de görüldüğü gibi debi tüketici test sisteminde kurulmuştur. Kurulan test sisteminde birinci ve ikinci konfigürasyon test sisteminde olduğu gibi giriş ve çıkış portlarına basınç sensörü yerleştirilmiş, devre şemasında gösterildiği gibi kapalı çevrim için debimetre A portu ile B portu arasına yerleştirilmiştir. Üçüncü konfigürasyon test sisteminde ek olarak çıkış hattına da debimetre eklenmiştir. Çıkış hattında yer alan debimetre ile toplam debi ölçülerek A portu çıkışında görülemeyen iç kaçakların da tespit edilmesi amaçlanmıştır.



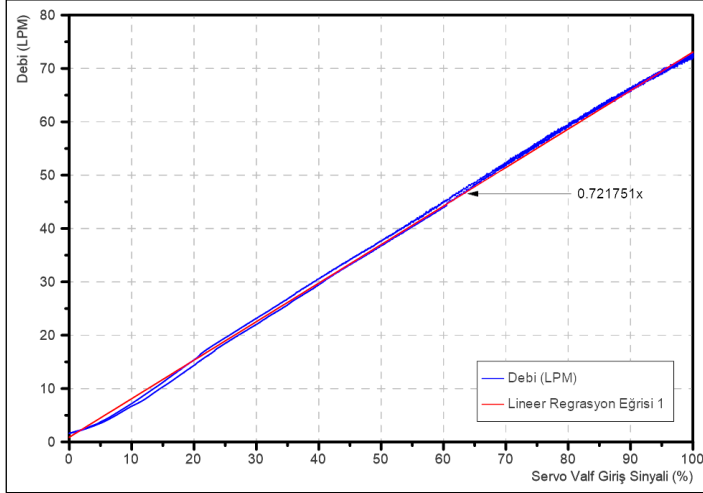
Resim 6.7. Üçüncü konfigürasyon test sistemi

6.6. Debi Tüketici Sistem Test Sonuçları

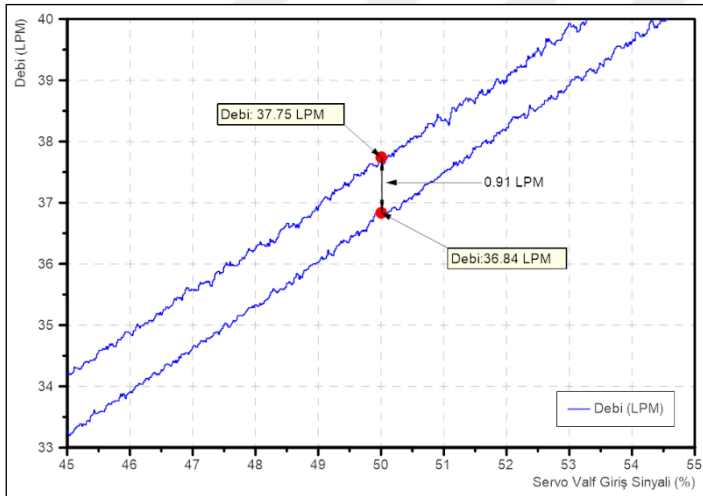
6.6.1. Akış kazancı testi

Akış kazancı, hidrolik valflerin giriş sinyaline karşı çıkış debisinin değişimidir. Test herhangi bir karşı yük olmadan (yüksüz debi kazanç eğrisi olarak da adlandırılır) giriş sinyali değiştirilerek çıkış debisi ölçülerek akış kazancı eğrisi oluşturulur. Test sonucunda elde edilen eğri, valfin akış kazancını belirleyerek doğrusal çalışma bölgesini, hassasiyetini ve kontrol doğruluğunu analiz etmeye yardımcı olur. Debi tüketici sistemlerde servo valf yalnızca pozitif bölgede kullanıldığı için akış kazanç eğrisi 0-10 V (%0 - %100) aralığında çıkarılmıştır. Birinci konfigürasyona ait akış kazancı test verileri Şekil 6.7 ve Şekil 6.8’te

gösterilmektedir. Birinci konfigürasyon akış kazancı testinde, akış kazancı 0,72175 lt/dk / Servo Valf Giriş Sinyali (%) ve histerezis değeri de 0,91 lt/dk yani %1,26 olarak elde edilmiştir.

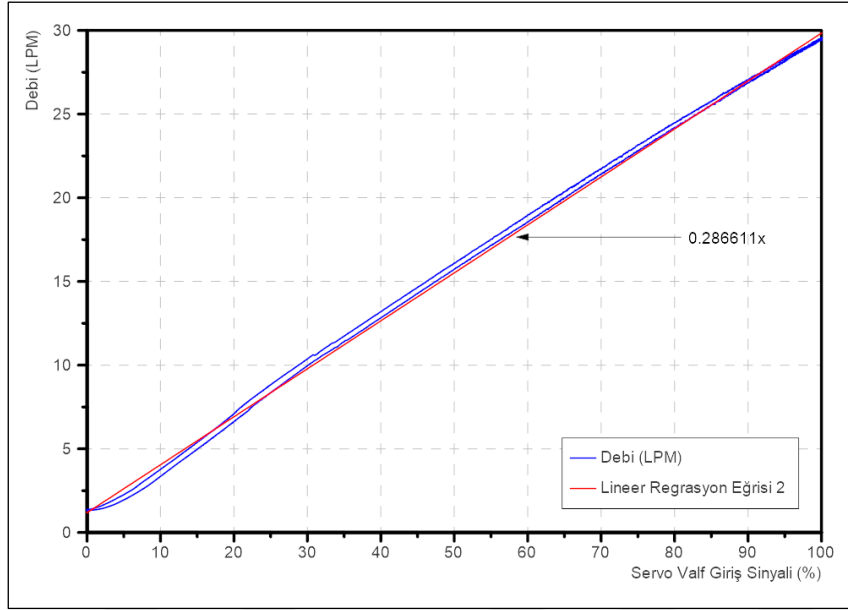


Şekil 6.7. Birinci konfigürasyon akış kazancı test sonucu

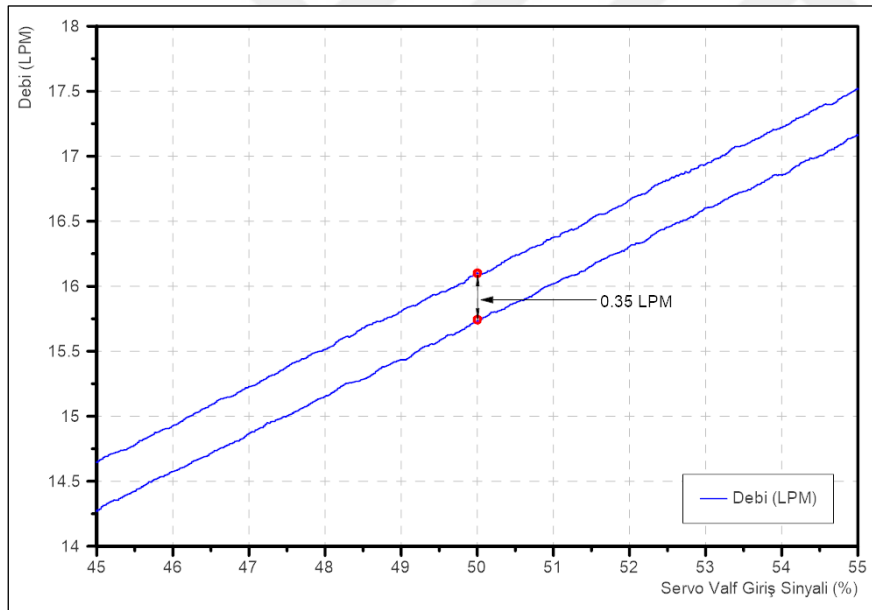


Şekil 6.8. Birinci konfigürasyon histerezis test sonucu

İkinci konfigürasyon akış kazancı testinde elde edilen Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'daki sonuçlara göre akış kazancı 0,286611 lt/dk / servo valf giriş sinyali (%) ve histerezis değeri de 0,35 lt/dk yani %1,22 olarak elde edilmiştir.

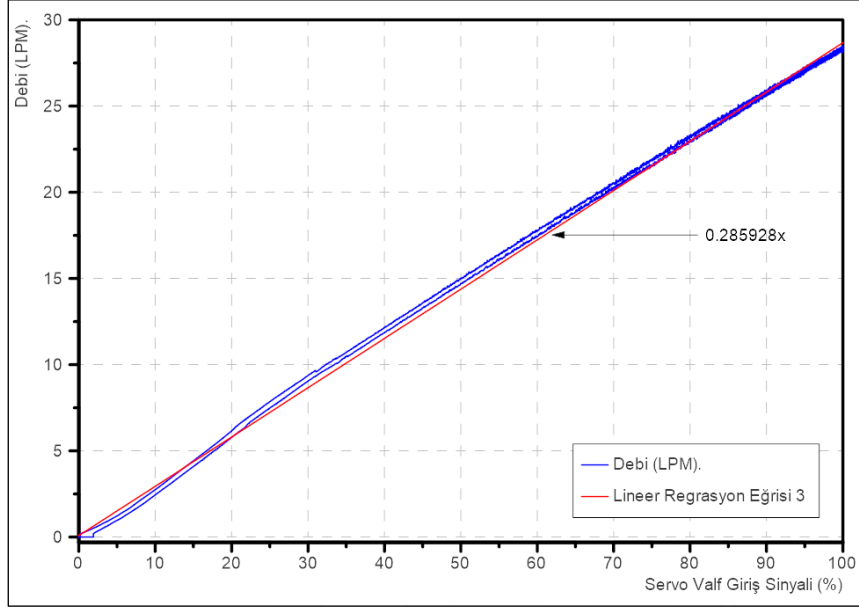


Şekil 6.9. İkinci konfigürasyon akış kazancı test sonucu

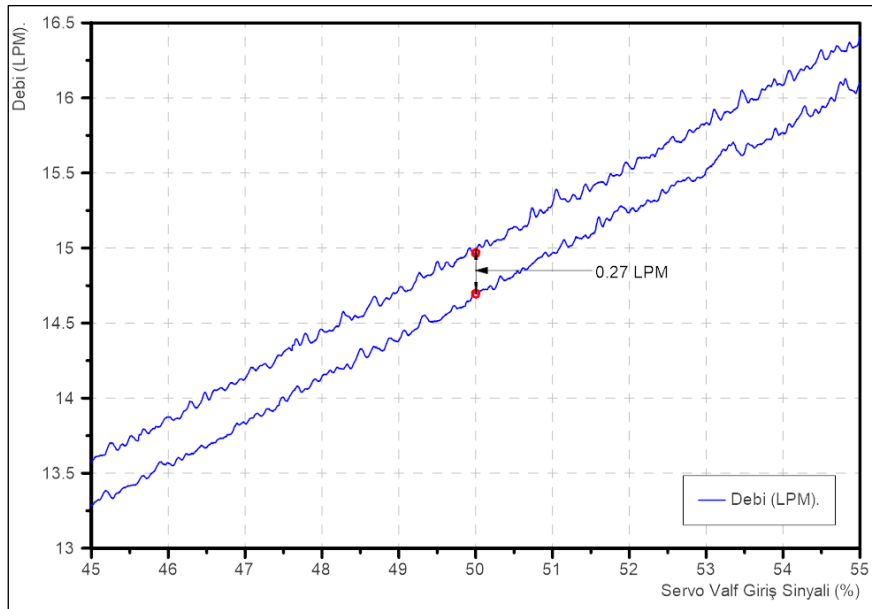


Şekil 6.10. İkinci konfigürasyon histerezis test sonucu

Üçüncü konfigürasyon akış kazancı testinde elde edilen Şekil 6.11 ve Şekil 6.12'deki sonuçlara göre akış kazancı 0,285928 lt/dk / servo valf giriş sinyali (%) ve histerezis değeri de 0,27 lt/dk yani %0,94 olarak elde edilmiştir.

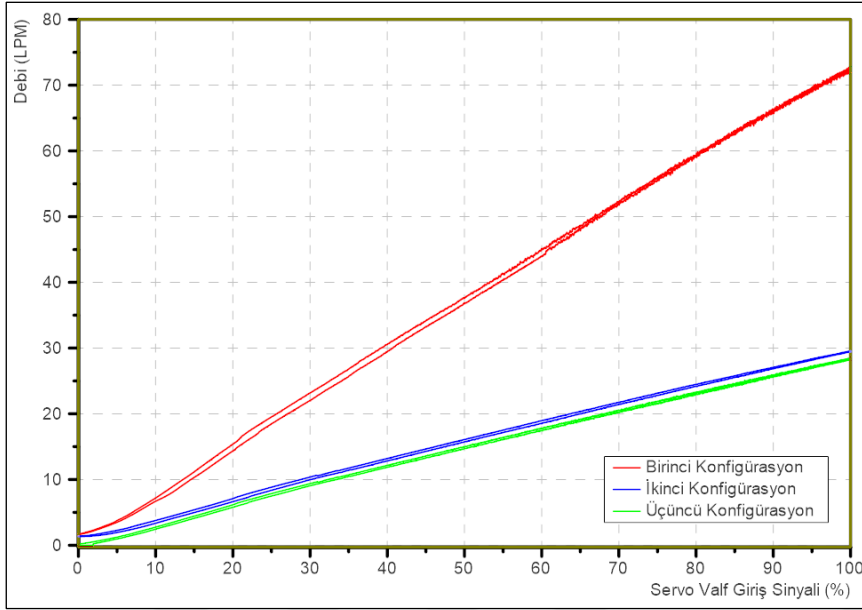


Şekil 6.11. Üçüncü konfigürasyon akış kazancı test sonucu



Şekil 6.12. Üçüncü konfigürasyon histerezis test sonucu

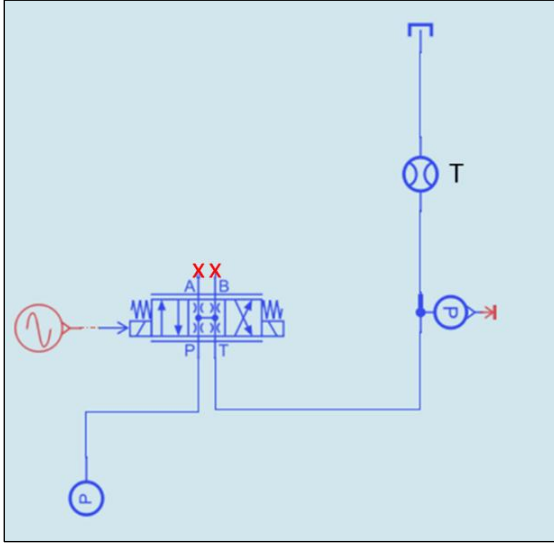
Şekil 6.13’de üç konfigürasyonun akış kazancı test sonuçları karşılaştırılmıştır. Aynı servo valf kullanılarak birinci konfigürasyonda kontrol edilebilen debi değeri diğer konfigürasyonların 2,5 katıdır. En yüksek verimliliğe sahip olmasına karşın tek servo valf ile daha yüksek bir hacim kontrol edildiği için %1,26 ile en yüksek histerezis değerine sahiptir.



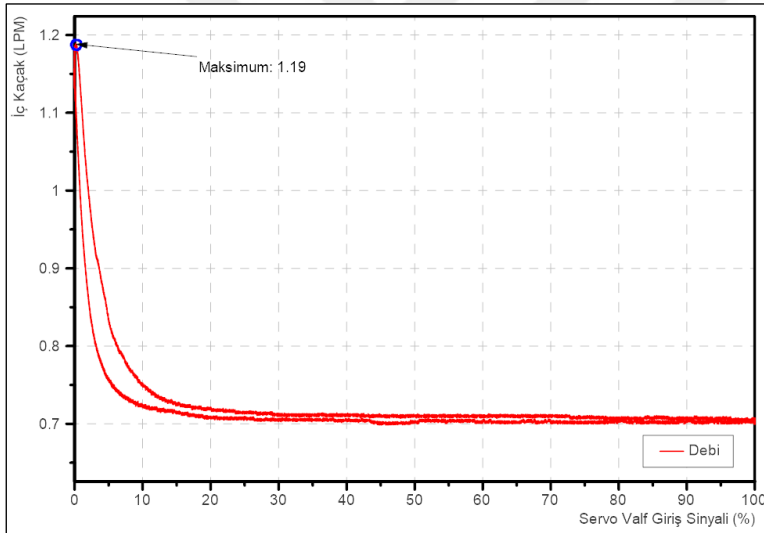
Şekil 6.13. Konfigürasyonların akış kazancı karşılaştırması

6.6.2. İç kaçak testi

Hidrolik valflerde meydana gelen iç kaçak, sistem verimliliği, kontrol doğruluğu ve genel hidrolik performans açısından kritik bir parametre olup, minimum seviyede tutulması gerekmektedir. Debi tüketici sistemlerde kullanılan iki kademeli, sıfır sürgü geçişli servo valflerde iç kaçak hem ana sürgü hem de pilot kademede oluşabilmektedir [58]. Şekil 6.4’te gösterilen servo valf iç kaçak test sonuçlarına göre, en yüksek iç kaçak miktarı sürgünün sıfır konumunda gerçekleşmektedir. Debi tüketici sistem iç kaçak testinde, valf sürgüsünün farklı konumlarındaki iç kaçak miktarları değerlendirilmiştir. Debi tüketicilerin iç kaçak testi için Şekil 6.14’de gösterildiği gibi A ve B portu körlenmiştir. Şekil 6.15’de iç kaçak test sonucu gösterilmiştir.



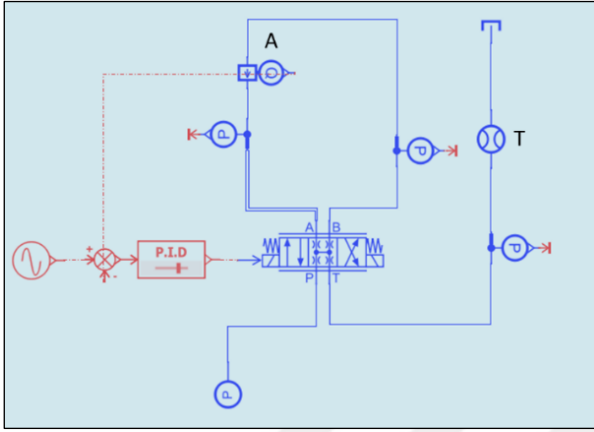
Şekil 6.14. Debi tüketici sistemler iç kaçak test devresi



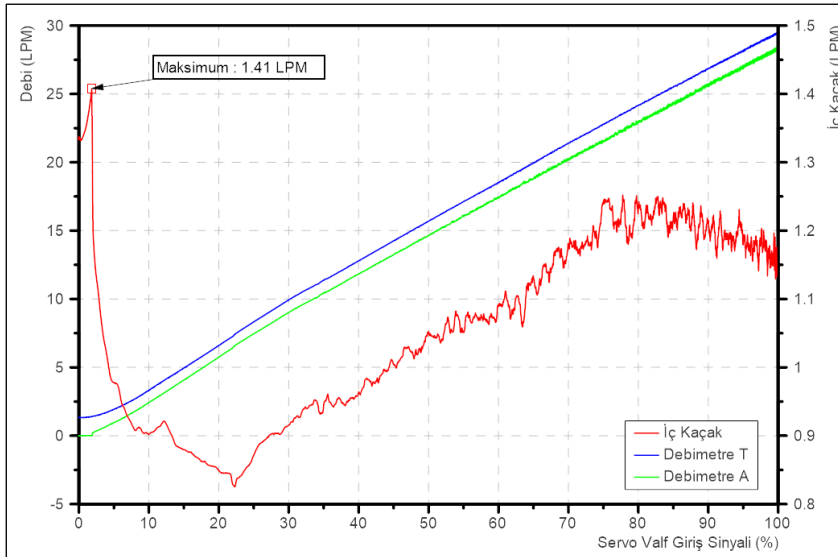
Şekil 6.15. Debi tüketici sistem iç kaçak test sonucu

Birinci ve ikinci konfigürasyonlarda, sürgünün sıfırdan farklı bir konumda olması durumunda, iç kaçak dönüş hattına yerleştirilen debimetre ile ölçülen debiye dahil olacağı için kontrol sınırları içerisinde kalmaktadır. Ancak, üçüncü konfigürasyonda debimetrenin A portu ile B portu arasında konumlandırılması nedeniyle, doğrudan pilot hattından ve P hattından tank hattına yönelen iç kaçaklar dönüş hattına yerleştirilen debimetre ile A portu ile B portu arasında yer alan debimetreden elde edilen veriler arasındaki fark alınarak iç kaçak miktarı belirlenmiştir.

Şekil 6.16’da gösterilen debi tüketici sistem üçüncü konfigürasyon iç kaçak test devresinde yer alan debimetre T ile debimetre A ölçüm değerleri arasındaki fark alınarak (T-A) akış altındaki (dinamik) iç kaçak miktarları ölçülmüştür. Şekil 6.17’de yer alan grafikte görüldüğü gibi valf Debimetre T ile Debimetre A arasında oluşan fark valfin akış altındaki iç kaçaklarıdır. Bu iç kaçak miktarı üçüncü konfigürasyondaki Debimetre A üzerinden okunamamaktadır. Bu durum kontrol edilen akış değerlerinde bir belirsizlik yaratmaktadır.



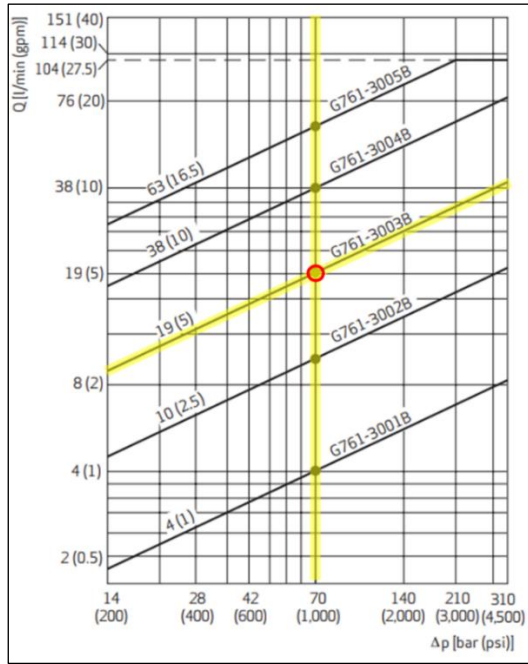
Şekil 6.16. Debi tüketici sistem üçüncü konfigürasyon iç kaçak test devresi



Şekil 6.17. Üçüncü konfigürasyon iç kaçak test sonucu

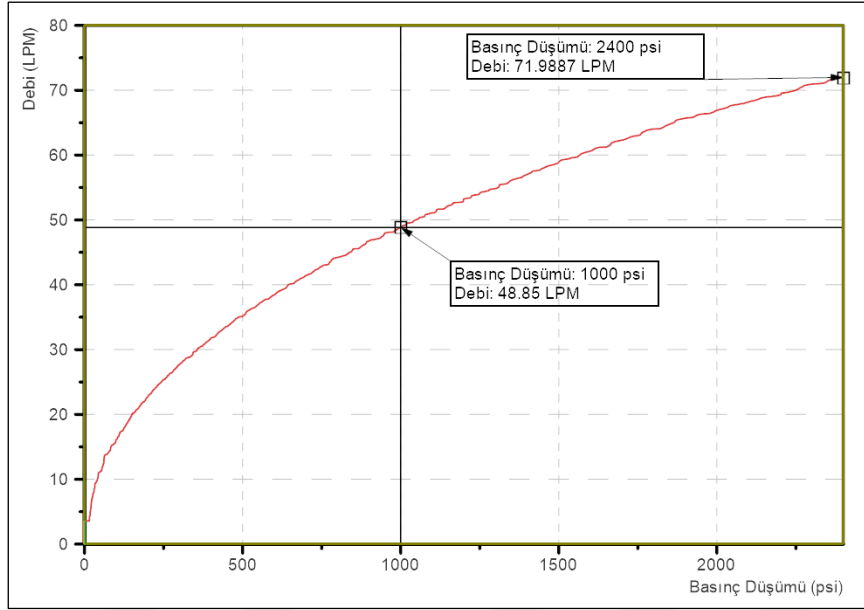
6.6.3. Basınç düşümü testi

Debi tüketici sistemde kullanılan 19 litre (G791-3003B) nominal debiye sahip servo valf modelinin Şekil 6.18'deki ürün kataloğunda verilen basınç düşümü eğrisinin ve bununla birlikte kullanılan hidrolik blok ve ekipmanlar ile birlikte sistemin tüketilen debiye karşılık toplam basınç düşümü (P-Q eğrisi) grafiğinin elde edilmesi için basınç düşümü testi yapılmıştır.



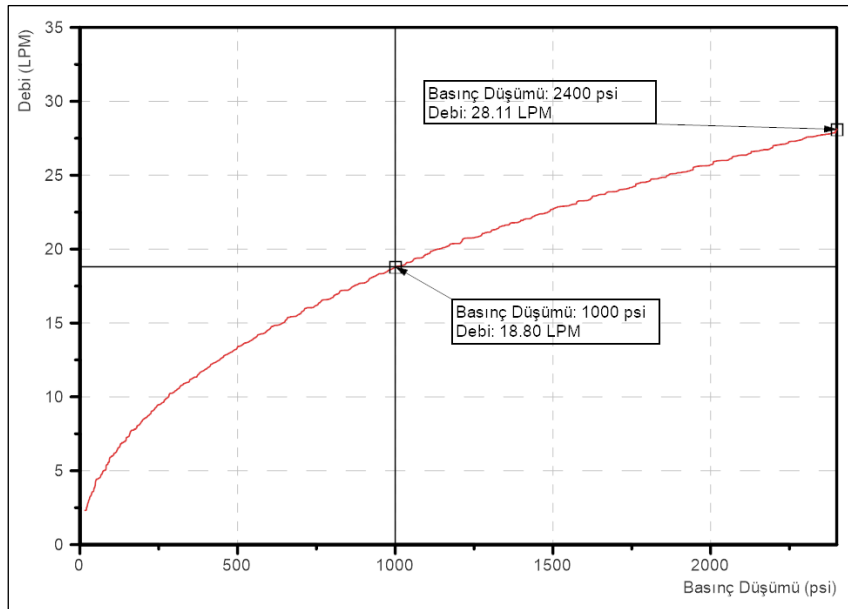
Şekil 6.18. Moog g761 servo valf basınç düşümü eğrisi

Basınç düşümü testinde servo valf giriş sinyali %100 olacak şekilde (sürgü tamamen açık olacak şekilde) sistem giriş basıncı değiştirilerek valf üzerinden geçen debi ölçülmüştür [59]. Test sistemi giriş basıncı 20,68 MPa olduğu için sistem 0-20,68 MPa arası test edilmiştir. Birinci konfigürasyon basınç düşümü testinde Şekil 6.19'da görüldüğü gibi 6,89 MPa basınç düşümünde 48,85 lt/dk ve 16,54 MPa basınç düşümünde 71,98 lt/dk debi geçirdiği gözlenmiştir.



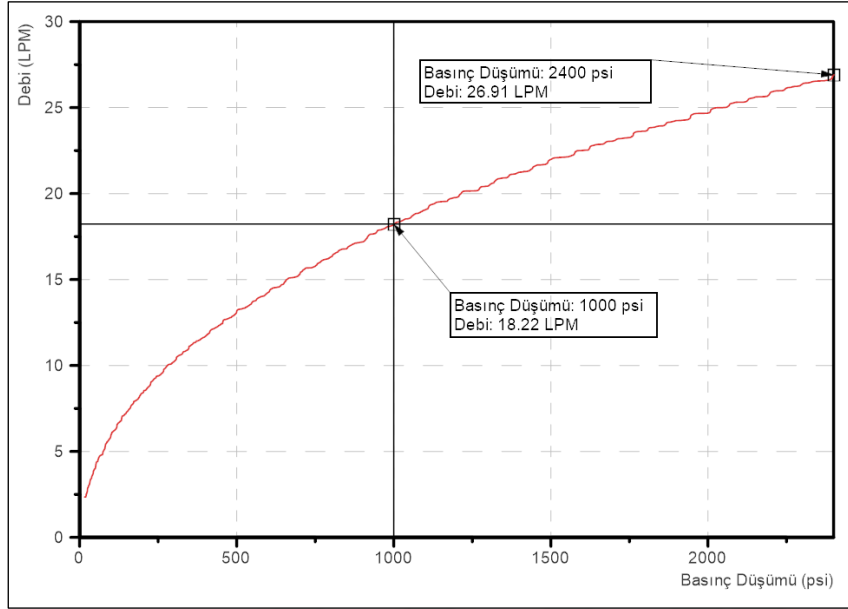
Şekil 6.19. Birinci konfigürasyon basınç düşümü test sonucu

İkinci konfigürasyon basınç düşümü testinde Şekil 6.20’de görüldüğü gibi 6,89 MPa basınç düşümünde 18,80 lt/dk ve 16,54 MPa basınç düşümünde 28,11 lt/dk debi geçirdiği gözlenmiştir.



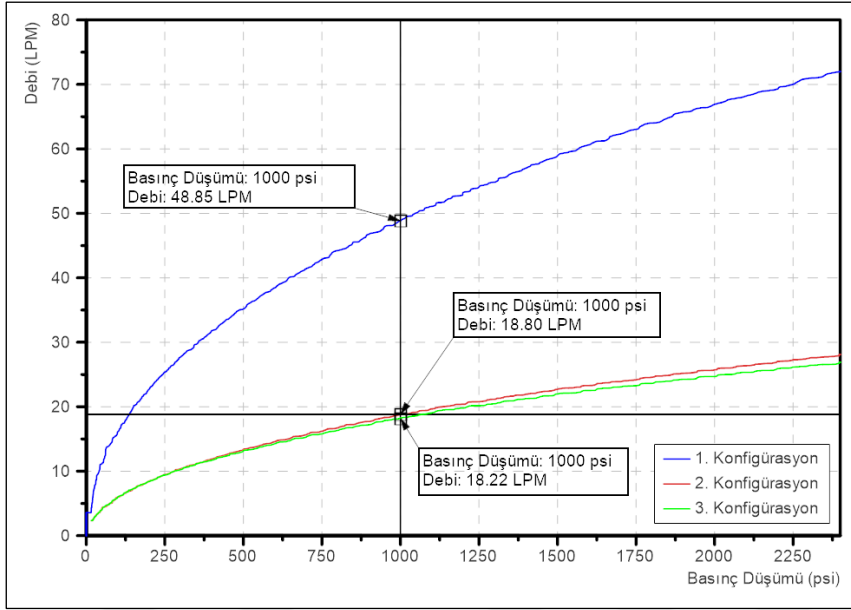
Şekil 6.20. İkinci konfigürasyon basınç düşümü test sonucu

Üçüncü konfigürasyon basınç düşümü testinde Şekil 6.21’de görüldüğü gibi 6,89 MPa basınç düşümünde 18,22 lt/dk ve 16,54 MPa basınç düşümünde 26,91 lt/dk debi geçirdiği gözlenmiştir.



Şekil 6.21. Üçüncü konfigürasyon basınç düşümü test sonucu

Konfigürasyonların basınç düşümü kıyaslandığında Şekil 6.22’de gösterildiği gibi aynı basınç düşümünde birinci konfigürasyonun geçirdiği debi miktarı diğer konfigürasyonların yaklaşık 2,5 katıdır. Basınç düşümünün düşük olması enerji kaybını ve akış altında açığa çıkacak ısı miktarının düşük olacağı anlamına gelmektedir. Bu durumda birinci konfigürasyon enerji verimliliğine ek olarak aynı giriş basıncında daha yüksek akış miktarı kontrol edebilirliği ile öne çıkmaktadır.



Şekil 6.22. Konfigürasyonların basınç düşümü karşılaştırması

6.6.4. Debimetre yerleşimi (bulk modülü) testi

Hidrolik sıvılar sıkıştırılmaz olarak kabul edilseler de yüksek basınç altında bir miktar hacim değişimi ile sıkıştırılabilirler. Debimetrenin sistem girişi 20,68 MPa yüksek basınç hattına ya da 0,68 MPa sistem çıkışı düşük basınç hattına yerleşimini değerlendirmek için Eş. 6.1'de gösterildiği gibi bulk modülü formülü ile hesaplama gerçekleştirilmiş ve sistem giriş çıkışına yerleştirilen debimetreler aracılığı ile teorik hesap test edilmiştir.

$$\beta = -\Delta P \times \frac{V}{\Delta V} \quad (6.1)$$

β = Bulk modülü (Pa) : 1.379.000 kPa (40°C'de, MIL-PRF-83282)

ΔP = Basınç Farkı (Pa) : 20,68 MPa

ΔV = Hacim Değişimi : 0,689 MPa

V = Referans Hacmi : 100 lt/dak

$$\Delta V_{3000} = 100 \times \frac{20,68 \times 1000}{1.379.000} \approx 1,5 \frac{\text{lt}}{\text{dk}} \quad (6.2)$$

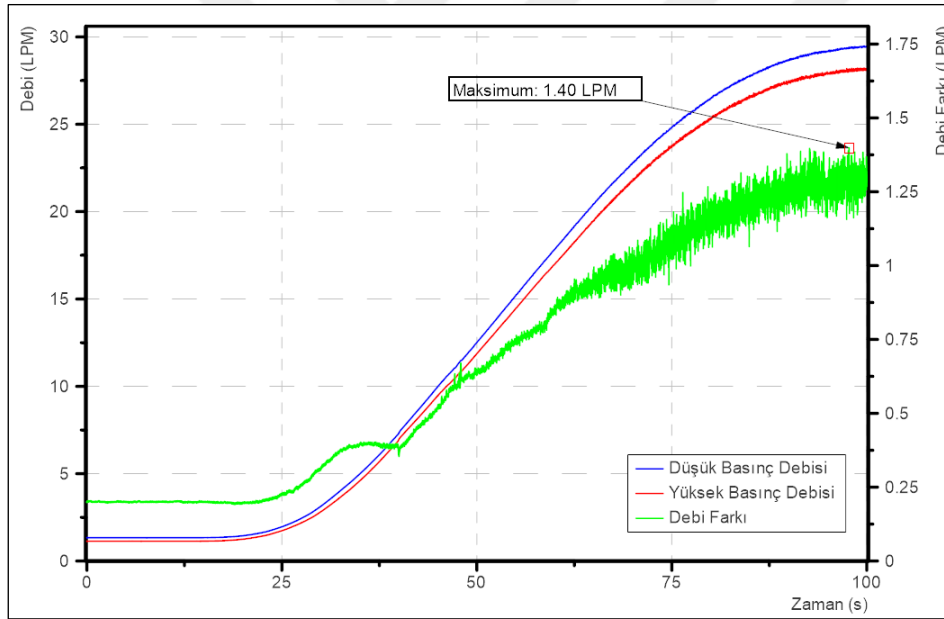
$$V_{3000} = 100 - 1,5 = 98,5 \frac{\text{lt}}{\text{dk}} \quad (6.3)$$

$$\Delta V_{100} = 100 \times \frac{0,689 \times 1000}{1.379.000} \approx 0,05 \frac{\text{lt}}{\text{dk}} \quad (6.4)$$

$$\Delta V_{100} = 100 - 0,05 = 99,95 \frac{\text{lt}}{\text{dk}} \quad (6.5)$$

Yukarıdaki bulk modülü hesabına göre 20,68 MPa yüksek basınç hattında pompa çıkışı 100 lt/dk olan gerçek debi değeri 98,50 lt/dk olarak hesaplanmış, 0,69 MPa düşük basınç hattında ise 99,95 lt/dk olarak hesaplanmıştır. Aradaki 1,45 lt/dk debi farkı yaklaşık %1,45 ölçüm hatasına sebep olmaktadır. Bu doğrultuda debimetrenin düşük basınç hattına yerleştirilmesi teorik hesaba göre gerçeğe daha yakın sonuçlar vermektedir.

Debimetre yerleşimi testinde yüksek basınç hattına ve düşük basınç hattına yerleştirilen debimetreler aracılığıyla ölçülen debi değerleri karşılaştırılmıştır. İki debimetre arasındaki farkın Şekil 6.23’da gösterildiği gibi yaklaşık 1,40 lt/dk değerlerine kadar yükseldiği gözlemlenmiştir. Bu değer 30 lt/dk test debisinde yaklaşık %4,75 hataya sebep olmaktadır. Bu sebeple debimetrenin düşük basınç hattına yerleştirmenin daha doğru olduğu hem teorik hem de deneysel olarak ispatlanmıştır.



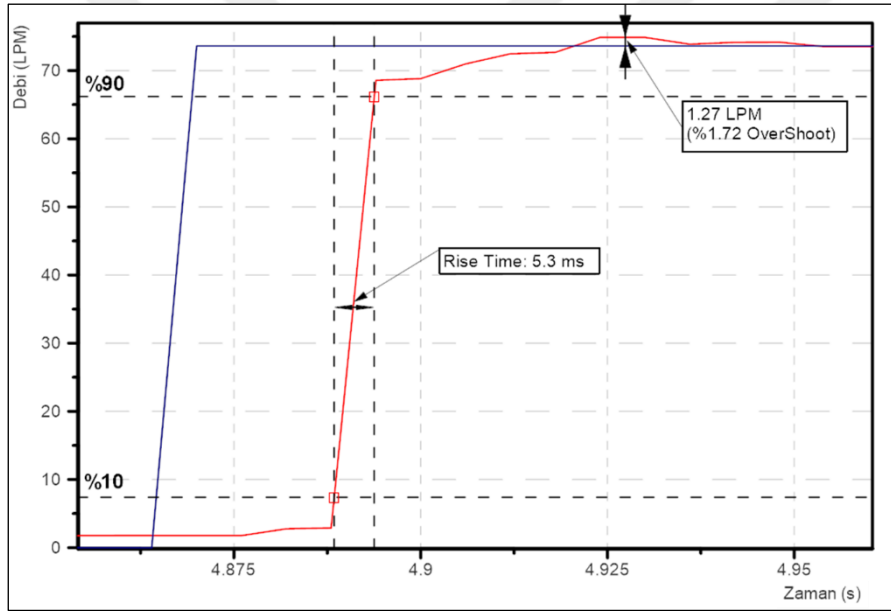
Şekil 6.23. Debi tüketici sistem debimetre yerleşimi testi sonucu

6.6.5. Basamak cevabı testi

Basamak cevabı tepkisi servo valfin belirli bir giriş sinyaline karşılık olarak çıkış değişkenlerinin (örneğin, sürgü konumu, debi veya basınç) zaman içerisindeki değişimini analiz etmek, servo valfin tepki süresi ve dinamik performansını değerlendirmek için kullanılır. Elde edilen veriler, yükselme zamanı (valf çıkışının %10'dan %90'a ulaşma süresi), aşım (overshoot), yerleşme zamanı (settling time), tepki süresi (response time),

sönümlleme oranı (damping ratio), doğal frekans ve kararlılık (sürekli salınım olup olmadığı, stability) gibi parametreler açısından analiz edilir. Bu test, servo valflerin performansını optimize etmek, sistem tasarımını iyileştirmek ve kontrol algoritmalarını geliştirmek için önemli veriler sunar [27]. Debi tüketici test sisteminde basamak cevabı testi servo valfe açık çevrim (open loop) ile verilen anlık giriş sinyaline karşılık ölçülen debi değeri ile değerlendirilmiştir.

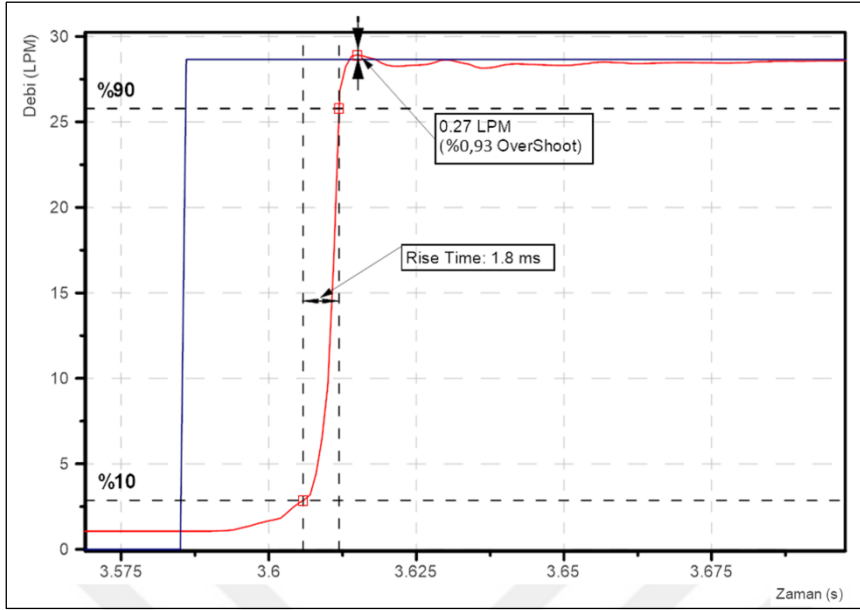
Birinci konfigürasyon basamak cevabı testinde Şekil 6.24’de gösterildiği gibi kontrolcü sinyal gecikmesi hariç (diferansiyel olarak) yükselme süresi (rise time) 5,3 ms ve aşım değeri (overshoot) 1,27 lt/dk (%1,72) olarak ölçülmüştür.



Şekil 6.24. Birinci konfigürasyon basamak cevabı test sonucu

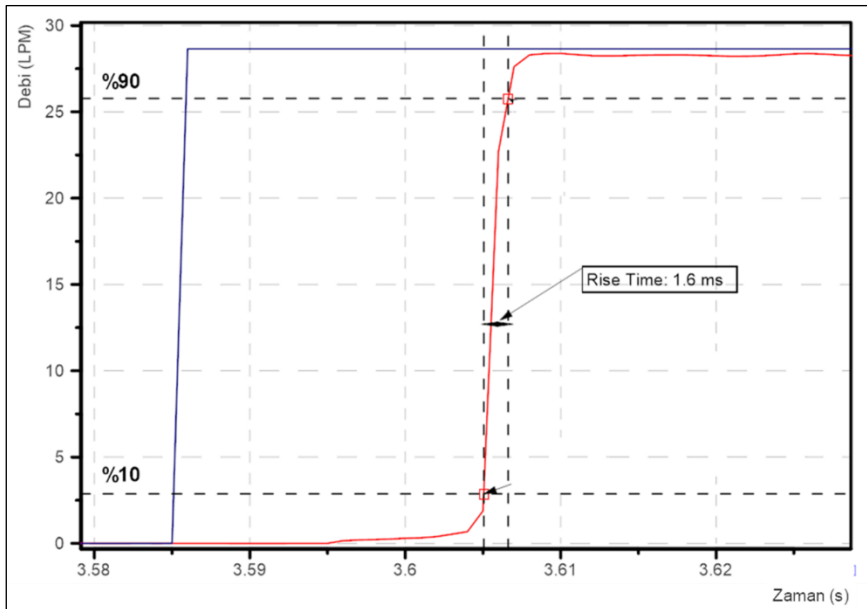
İkinci konfigürasyon basamak cevabı testinde kontrolcü sinyal gecikmesi hariç (diferansiyel olarak) yükselme süresi (rise time) 1,8 ms ve aşım değeri (overshoot) 0,27 lt/dk (%0,93) olarak ölçülmüştür.

İkinci konfigürasyon basamak cevabı testinde Şekil 6.25’de gösterildiği gibi kontrolcü sinyal gecikmesi hariç (diferansiyel olarak) yükselme süresi (rise time) 1,8 ms ve aşım değeri (overshoot) 0,27 lt/dk (%0,93) olarak ölçülmüştür.



Şekil 6.25. İkinci konfigürasyon basamak cevabı test sonucu

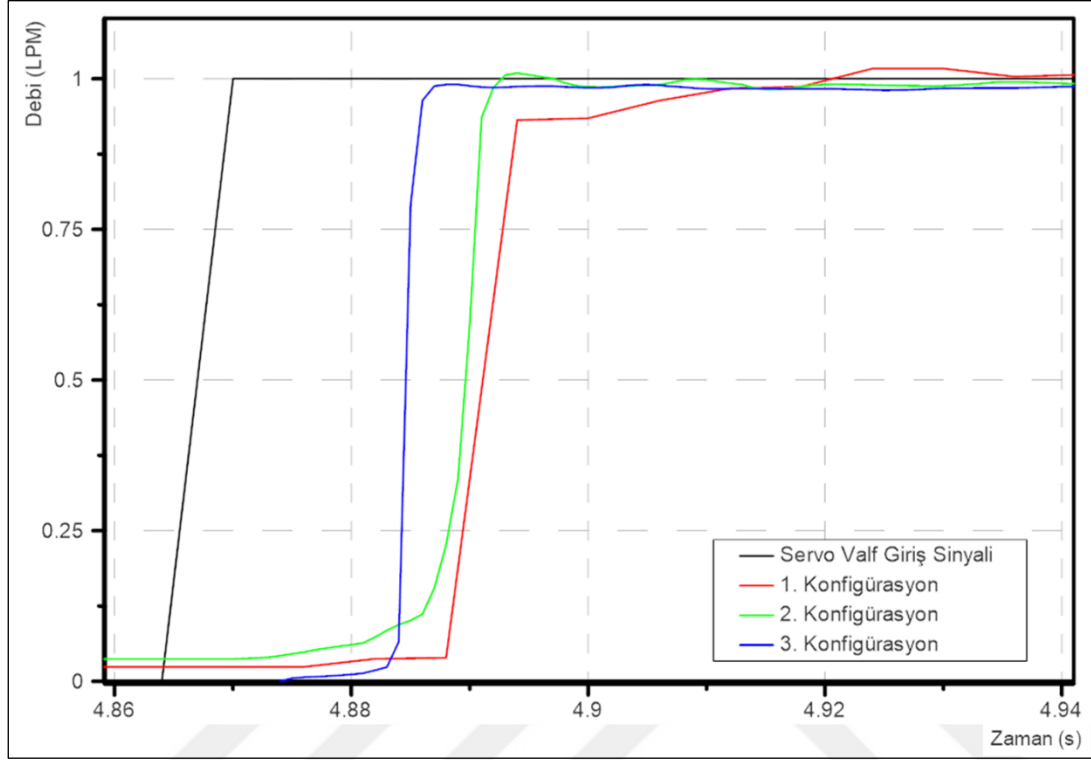
Üçüncü konfigürasyon basamak cevabı testinde Şekil 6.26’da gösterildiği gibi kontrolcü sinyal gecikmesi hariç (diferansiyel olarak) yükselme süresi (rise time) 1,6 ms ve herhangi bir aşım gözlemlenmemiştir.



Şekil 6.26. Üçüncü konfigürasyon basamak cevabı test sonucu

Üç konfigürasyonun basamak cevabı test sonuçları Şekil 6.27’de gösterildiği gibi karşılaştırıldığında birinci konfigürasyon yükselme süresi en yavaş ve aşma değeri en yüksek

konfigürasyondur. Üçüncü konfigürasyon ise en hızlı yükselme süresi ve en düşük aşma değerine sahiptir.



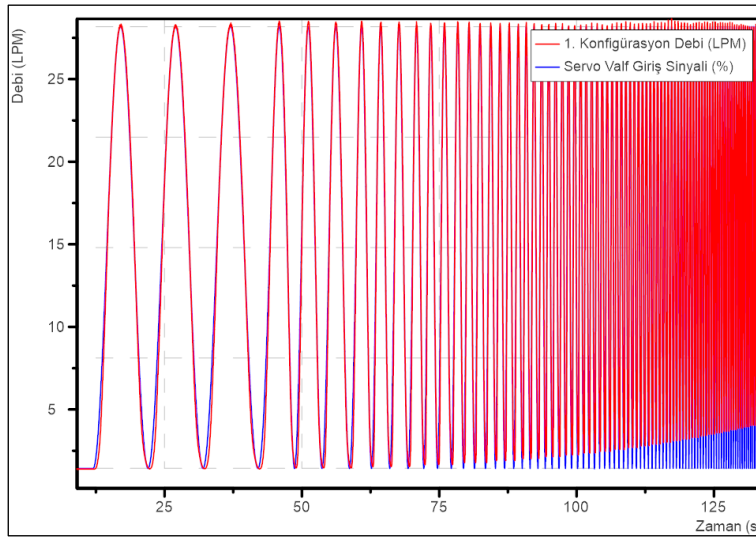
Şekil 6.27. Konfigürasyonların basamak cevabı karşılaştırması

6.6.6. Frekans cevabı testi

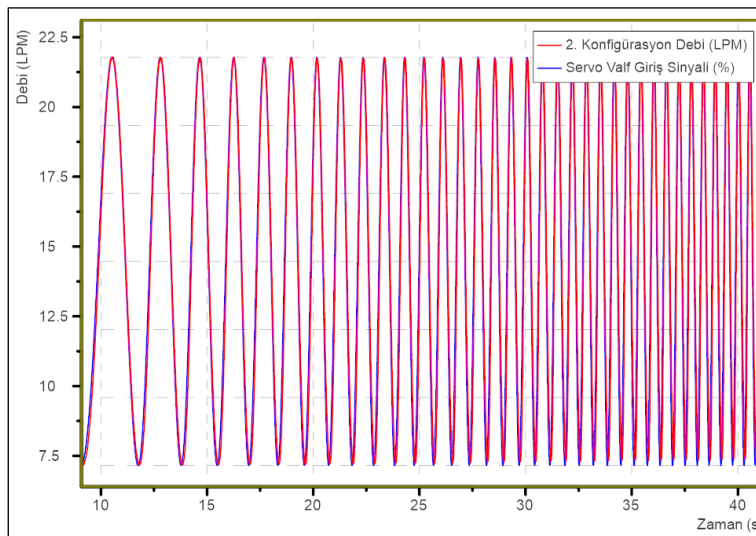
Servo valfin frekans cevabı, valfe farklı frekanslarda uygulanan sinüzoidal giriş sinyaline karşılık olarak çıkış sinyalinde (genellikle akış veya basınç) oluşan genlik oranı (dB cinsinden) ve faz kaymalarını (derece cinsinden) ifade eder. Frekans cevabı ile valfin dinamik performansı analiz edilir. Elde edilen genlik oranları ve faz kaymaları ile iki farklı Bode diyagramı oluşturulur. Bode diyagramında genlik grafiği, frekansın logaritmik ölçeğinde genlik oranını, faz grafiği ise faz kaymasını gösterir. Frekans yanıtından elde edilen önemli parametreler arasında -3 dB genlik düşümü valfin bant genişliğini gösterir ve 45° faz kayması frekansı valfin 45° faz gecikmesiyle yanıt verdiği nokta yer alır [29].

Örneğin, debi tüketici sistemde kullanılan Moog G761 Serisi servo valf kataloglarında %40 valf giriş sinyali genliği ile gerçekleştirilen frekans cevabı testinde -3 dB genlik düşümü 100 Hz frekansta gerçekleşmektedir. Bu değer de servo valfin 100 Hz. bant genişliğine sahip olduğunu göstermektedir. Debi tüketici test sisteminde 0-10V giriş sinyali ile kontrol edilen

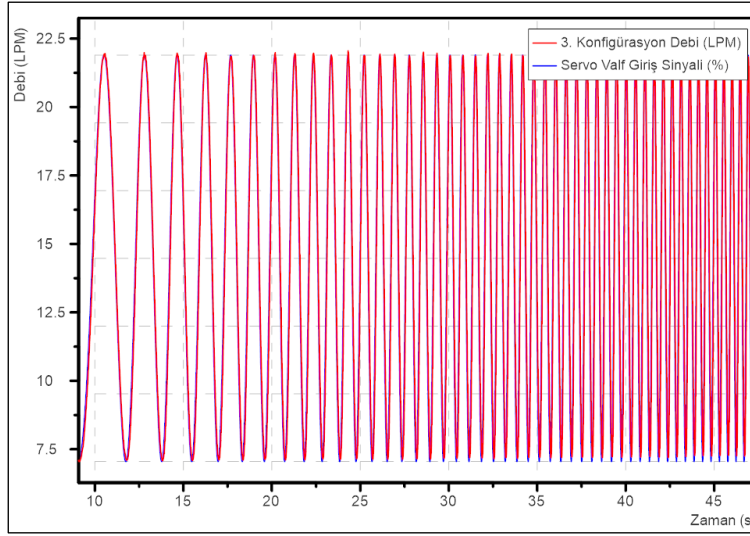
servo valf için %20 giriş sinyali genliği ile 2V orta değerler $\pm 2V$ sinüs sinyalleri ile valf 0-100 Hz frekans aralığında test edilmiştir. Tüm konfigürasyonlara ait frekans cevabı test sonuçları sırasıyla Şekil 6.28, Şekil 6.29 ve Şekil 6.30'da verilmiştir. Debi tüketici sistem testlerinde yer alan hortumlara, borular, sensörler, hidrolik servis manifoldu ve diğer hidrolik bağlantı elemanları sistemde belirli bir hidrolik direnç yaratmaktadır. Bu sebeple servo valfin yalın olarak test edilerek ölçülen katalog bant genişliği değerine debi tüketici test sistemlerinde ulaşılammış daha düşük bant genişliği frekans değerleri ölçülmüştür. Bant genişliği ve faz kayması değerleri sistem modelleri belirlendikten sonra Bode diyagramları ile simülasyon adımı gösterilmiştir.



Şekil 6.28. Birinci konfigürasyon frekans cevabı test sonuçları



Şekil 6.29. İkinci konfigürasyon frekans cevabı test sonuçları

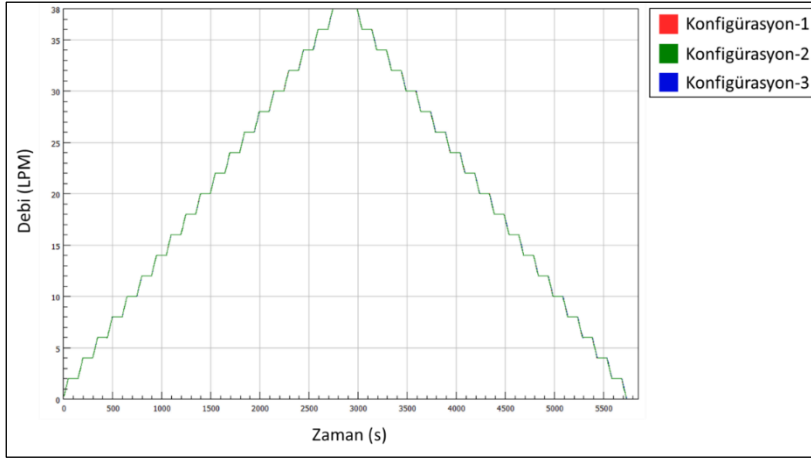


Şekil 6.30. Üçüncü konfigürasyon frekans cevabı test sonuçları

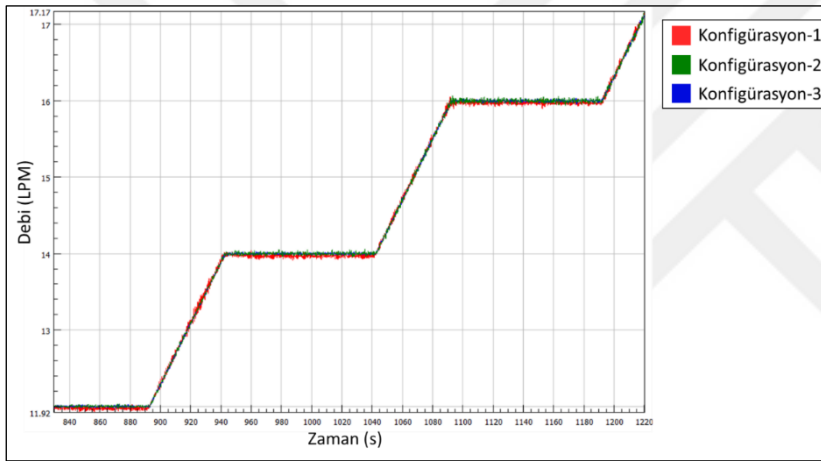
6.6.7. Basamak profil takibi

Debi tüketici test sisteminde gerçekleştirilen basamak profil takibi testleri, sistemlerin komut takibini değerlendirmek, farklı debi tüketimlerinde enerji tüketimi ve sıcaklık artışını analiz etmek amacıyla uygulanmıştır. Kapalı döngü (closed-loop) PID kontrol ile yürütülen bu testler, sistemlerin farklı debi seviyelerindeki statik performansını belirlemek için gerçekleştirilmiştir.

Debi tüketici konfigürasyonları basamak profilini çok düşük hatalar ile takip etmektedir. Test öncesi her konfigürasyonun PID parametreleri ayrı ayrı ayarlanmış ve optimize edilmiştir. Şekil 6.31 ve Şekil 6.32’de verilen test sonuçlarına göre birinci konfigürasyon 0.7 lt/dk (%0.92 FS), ikinci konfigürasyon 0.24 lt/dk (%0.63 FS) ve üçüncü konfigürasyon 0.18 lt/dk (%0.47 FS) hata ile basamak profilini takip etmiştir.

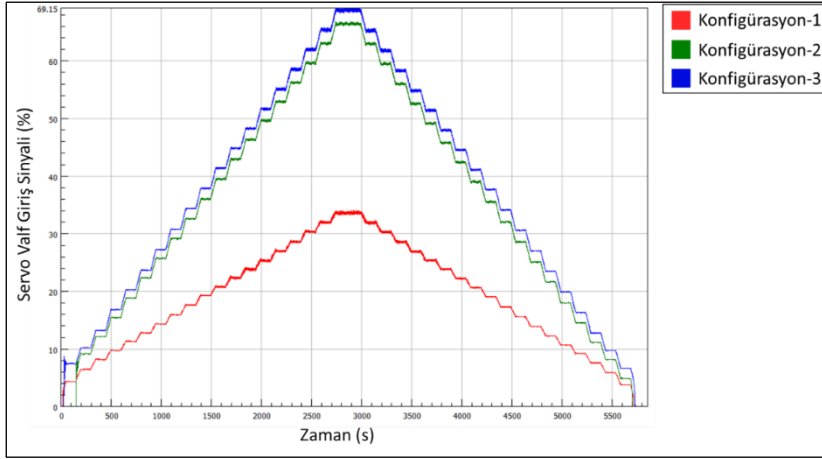


Şekil 6.31. Konfigürasyonların basamak profil takibi karşılaştırması



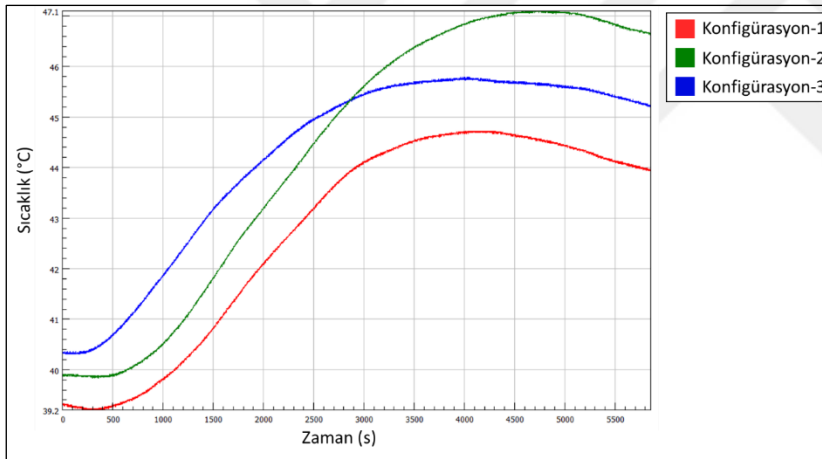
Şekil 6.32. Konfigürasyonların basamak profil takibi detaylı karşılaştırması

Üç konfigürasyonun basamak profili test sonuçları karşılaştırıldığında, Şekil 6.33'de görüldüğü gibi aynı debi kontrolünde birinci konfigürasyonun giriş sinyali diğer konfigürasyonların yarısıdır. Çok daha düşük giriş sinyaliyle yüksek debilerin kontrol edilmesi enerji verimliliği konusunda birinci konfigürasyonu öne çıkarmaktadır. İkinci ve üçüncü konfigürasyon giriş sinyalleri arasındaki fark, üçüncü konfigürasyondaki geri besleme debimetresi ile ölçülemeyen iç kaçaklardan kaynaklanmaktadır.



Şekil 6.33. Konfigürasyonların basamak profil testi giriş sinyali karşılaştırması

Şekil 6.34’te görüldüğü gibi aynı debi kontrolünde basınç düşümü ve enerji tüketiminin az olması birinci konfigürasyon sıcaklığının daha az artmasını sağlamıştır.



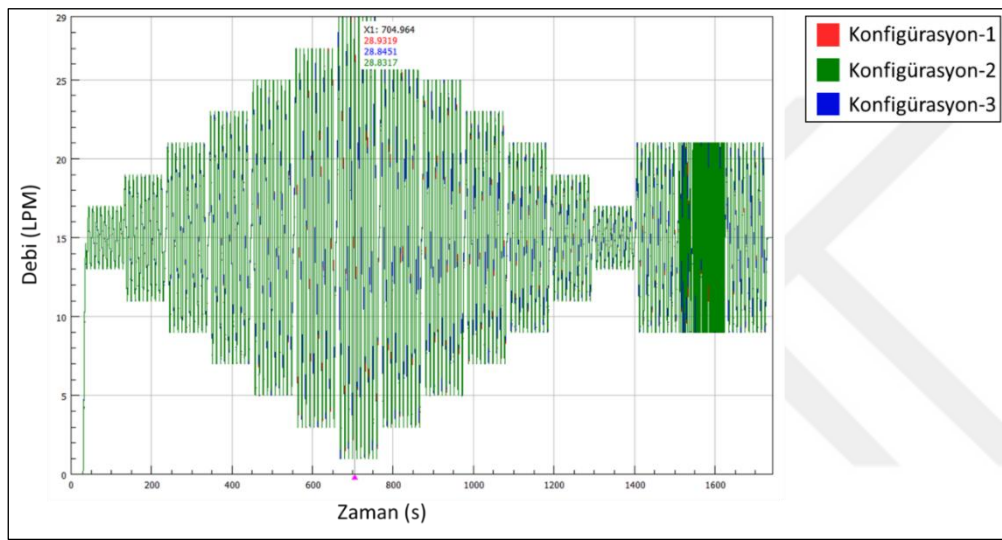
Şekil 6.34. Konfigürasyonların basamak profil testi sıcaklık karşılaştırması

6.6.8. Sinüs profil takibi

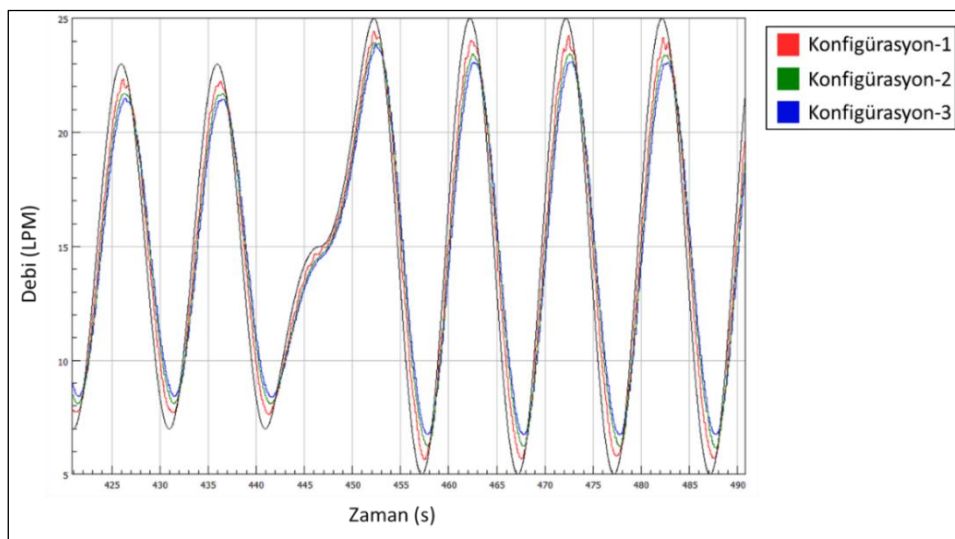
Debi tüketici test sistemlerinde sinüs profil takibi gerçekleştirilerek, sistemlerin kapalı döngü (closed-loop) PID kontrol altında verilen değişken genlik ve değişken frekanslı sinüs profili komutlarına karşılık, debimetreden alınan geri besleme verileri analiz edilmiştir. Bu analiz kapsamında, debi tüketici sistemlerinin kapalı döngü kontrol performansı değerlendirilmiş ve PID kontrol parametrelerinin optimizasyonu sağlanmıştır. PID parametrelerinin optimizasyon sürecinde, komut sinyali ile geri besleme sinyali karşılaştırılarak aradaki fark

hata olarak tanımlanmış ve bu hata en aza indirilecek şekilde PID kazanç değerleri ayarlanmıştır.

Debi tüketici konfigürasyonları basamak profilini çok düşük hatalar ile takip etmektedir. Test öncesi her konfigürasyonun PID parametreleri ayrı ayrı ayarlanmış ve optimize edilmiştir. Şekil 6.35 ve Şekil 6.36’da verilen test sonuçlarına göre birinci konfigürasyon 0.75 lt/dk (%0.99 FS), ikinci konfigürasyon 0.28 lt/dk (%0.74 FS) ve üçüncü konfigürasyon 0.37 lt/dk (%0.97 FS) hata ile sinüs profilini takip etmiştir.

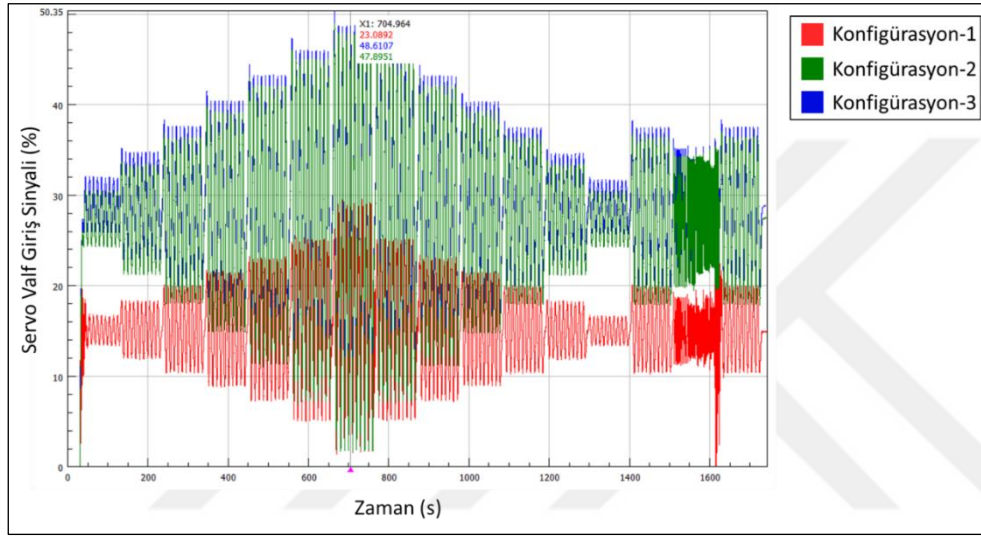


Şekil 6.35. Konfigürasyonların sinüs profil takibi karşılaştırması

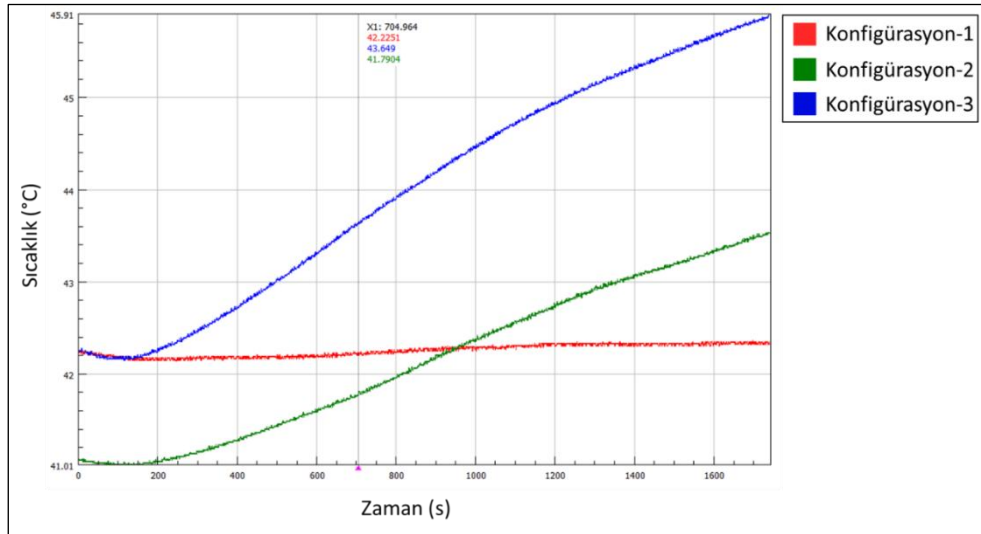


Şekil 6.36. Konfigürasyonların sinüs profil takibi detaylı karşılaştırması

Debi tüketici sistemlerin sinüs profil test sonuçları karşılaştırıldığında tüm konfigürasyonlar verilen profili kapalı döngü sisteminde PID kontrol ile profili çok düşük hatalarla takip edebildiği gözlemlenmiştir. Birinci konfigürasyonun yüksek kapasite kaynaklı sinüslerin uç noktalarında dalgalandığı gözlemlenmiştir. Basamak profili testinde olduğu gibi Şekil 6.37’te verilen grafik incelendiğinde birinci konfigürasyon en düşük enerji tüketimine sahiptir. Şekil 6.38’te verilen grafik incelendiğinde birinci konfigürasyonda ısı kaybının en düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 6.37. Konfigürasyonların sinüs profil testi giriş sinyali karşılaştırması

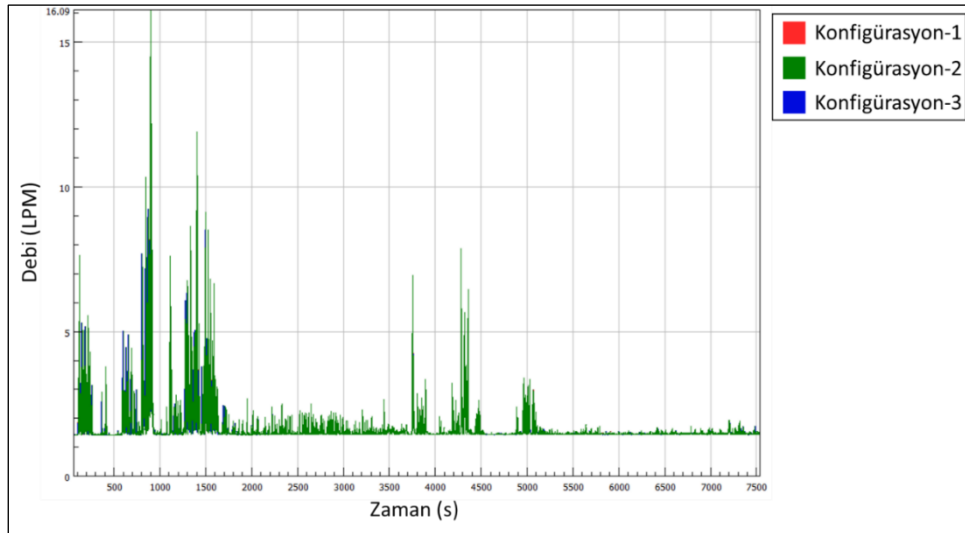


Şekil 6.38. Konfigürasyonların sinüs profil testi sıcaklık karşılaştırması

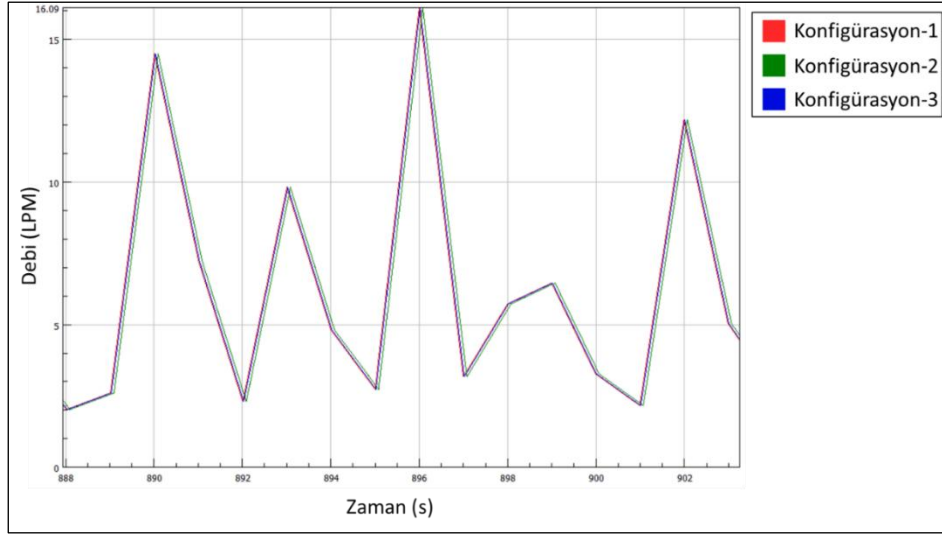
6.6.9. Uçuş profili testi

Debi tüketici test sistemlerinde gerçekleştirilen uçuş profili testleri, hava araçlarında bulunan kontrol yüzeylerine (eyleyicilere) ait yer simülatörlerinde veya uçuş sırasında toplanan verilere dayalı olarak oluşturulan veri gruplarından oluşmaktadır. Uçuş profilleri hava aracı eyleyicilerinin anlık ve hızlı değişen hareketleri sonucu yüksek frekanslı ve dinamik veriler içermektedir. Debi tüketici sistemlerin hava aracı hidrolik testlerinde eyleyiciler yerine kullanımını değerlendirmek amacıyla, eyleyicilere ait debi tüketim profilleri, kapalı döngü (closed-loop) PID kontrol yöntemi ile test edilmiştir. Test sonuçlarına göre debi tüketici sistemlerin uçuş profili takip (hava aracı eyleyicileri yerine kullanımı) performansı ve sistemin PID kontrol performansı analiz edilmiştir.

Debi tüketici konfigürasyonları basamak profilini çok düşük hatalar ile takip etmektedir. Test öncesi her konfigürasyonun PID parametreleri ayrı ayrı ayarlanmış ve optimize edilmiştir. Şekil 6.39 ve Şekil 6.40’de verilen test sonuçlarına göre birinci konfigürasyon 0.73 lt/dk (%0.96 FS), ikinci konfigürasyon 0.31 lt/dk (%0.82 FS) ve üçüncü konfigürasyon 0.34 lt/dk (%0.89 FS) hata ile profili takip etmiştir.

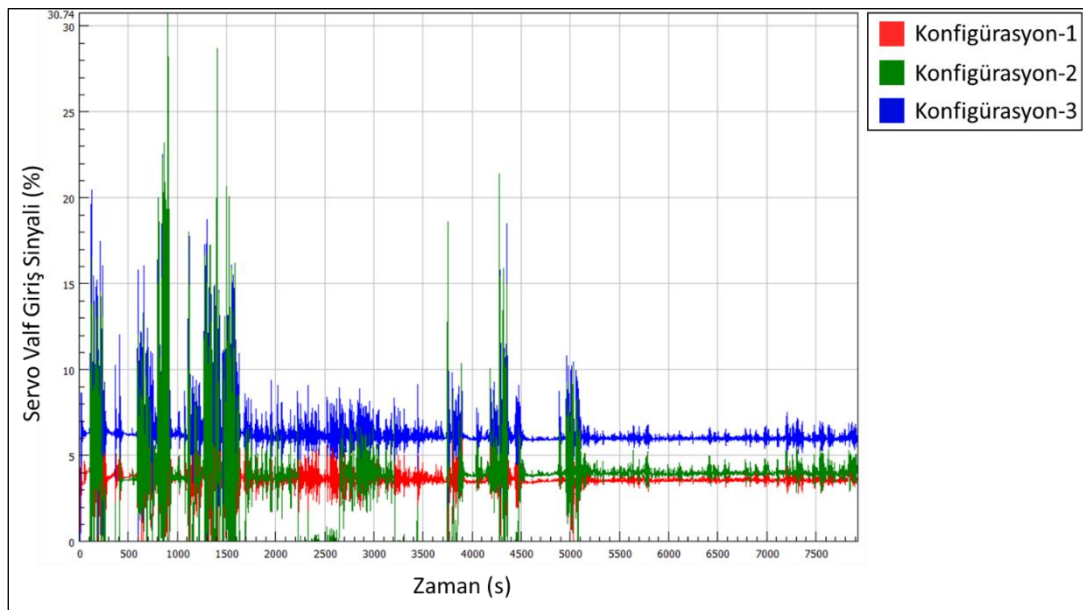


Şekil 6.39. Konfigürasyonların uçuş profili takibi karşılaştırması

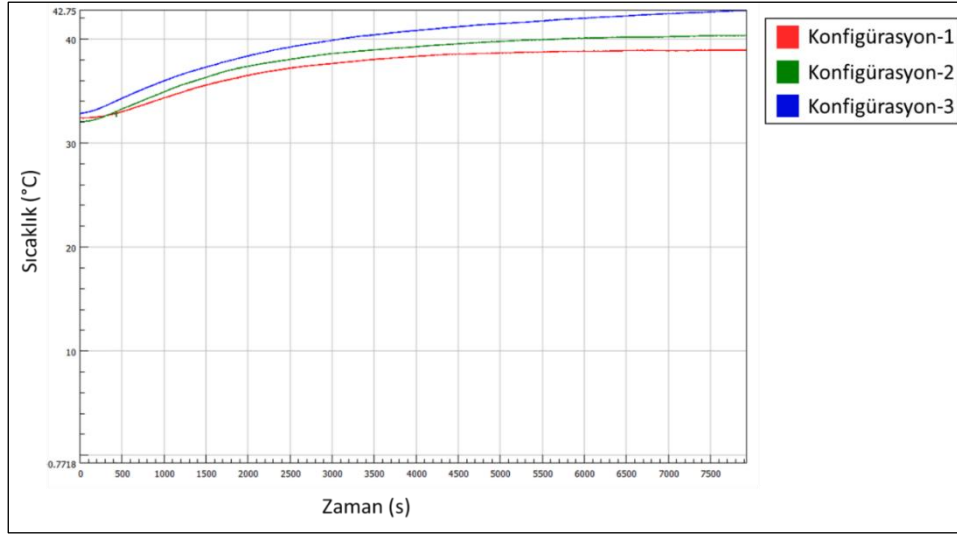


Şekil 6.40. Konfigürasyonların uçuş profili takibi detaylı karşılaştırması

Debi tüketici sistemlerin uçuş profili test sonuçları karşılaştırıldığında optimize edilmiş bir PID kontrol ile hepsinin 10 Hz veri sıklığına sahip uçuş profillerini çok düşük hatalar ile takip edebildiği gözlemlenmiştir. Anlık debi taleplerine en hızlı cevap veren ikinci konfigürasyondur. Debi kazancı test sonuçlarında görüldüğü gibi debi kapasitesinin daha yüksek olması düşük debi kontrollerini zorlaştırmaktadır. İkinci ve üçüncü konfigürasyonun düşük debi kontrollerinde daha başarılı olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 6.41 ve Şekil 6.42’de yer alan sonuçlara göre düşük enerji tüketimi ve ısı kaybı konusunda birinci konfigürasyon öne çıkmaktadır.



Şekil 6.41. Konfigürasyonların uçuş profili testi giriş sinyali karşılaştırması



Şekil 6.42. Konfigürasyonların uçuş profili testi sıcaklık karşılaştırması



7. DEBİ TÜKETİCİ SİSTEM SİMÜLASYONU VE MODELLERİN DOĞRULANMASI

Havacılık, otomotiv, imalat ve ağır makine sanayinde kullanılan hidrolik sistemlerin tasarım ve geliştirme süreçleri kritik bir öneme sahiptir. Performans, verimlilik ve güvenilirlik açısından sistem doğru bir şekilde tasarlanması gerekmektedir. Bu noktada hidrolik sistemlerin simülasyonu fiziksel prototip oluşturma ve test etme öncesinde sistemlerin modellenmesi, analiz edilmesi ve optimize edilmesi için sanal bir test ortamı sağlayarak kilit bir rol oynar. Simülasyon ortamı özellikle sistem davranışlarını önceden tahmin ederek gerçek dünya uygulamalarında karşılaşılabilecek sorunları önceden tespit etmek için güçlü bir araçtır.

Hidrolik devre tasarımı yapılan debi tüketici sistem konfigürasyonlarının devre tasarımlarını doğrulamak, çalışma performanslarını değerlendirmek, ileride sahada yapılacak fiziksel test senaryolarını önce sanal ortamda test ederek karşılaşılabilecek problemleri önceden tespit etmek ve konfigürasyonların kendi içinde değerlendirmesini önce sanal ortamda yapabilmek için simülasyon ortamı kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları fiziksel ortamda gerçekleştirilen test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

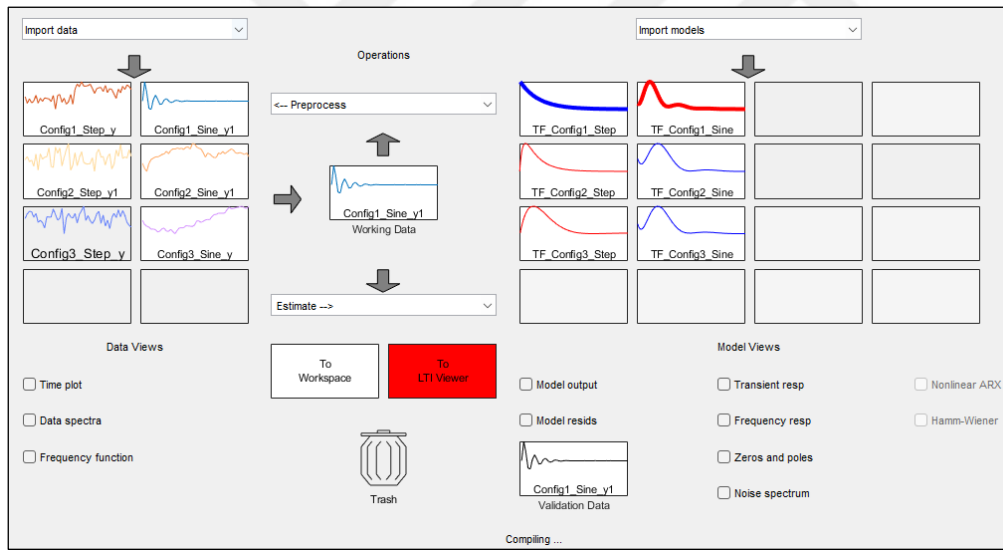
Simülasyonun avantajları;

- **Maliyet ve Zaman Verimliliği:** Fiziksel prototip ihtiyacını azaltarak malzeme ve işçilik maliyetlerini ve gerekli zamanı en aza indirir.
- **Gelişmiş Doğruluk:** Gerçek dünya çalışma koşullarını içeren analizlerle sistem performansı tahminlerinin doğruluğunu artırır.
- **Güvenlik ve Risk Azaltma:** Potansiyel güvenlik risklerini ve sistem arızalarını simülasyon ortamında tespit etmek, gerçek uygulamalarda oluşabilecek kazaları önler.
- **Optimizasyon Yeteneği:** Sistem parametrelerini değiştirerek en optimal performansı elde etmek mümkündür.
- **Ölçeklenebilirlik:** Fiziksel kısıtlamalar olmadan farklı konfigürasyonların ve sistem genişlemelerinin incelenmesine olanak tanır.

7.1. Matlab Sistem Tanımlama

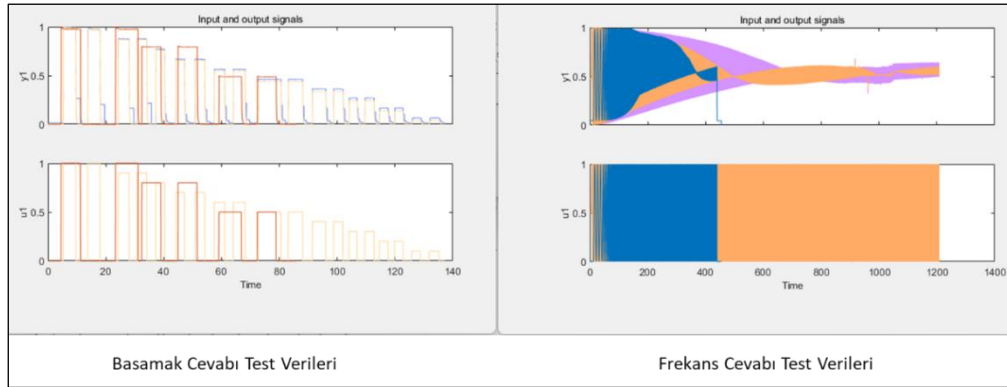
Matlab Sistem Tanımlama (System Identification) Modülü kullanılarak test sonuçları ile konfigürasyonlara ait transfer fonksiyonları elde edilmiştir. Matlab Sistem Tanımlama (System Identification) Modülü, dinamik sistemlerin ölçülmüş giriş-çıkış verilerinden matematiksel modeller oluşturmak için kullanılan bir Matlab araç kutusudur. Deneysel verilere dayalı sistem tanımlama yöntemleri ile valfin elektriksel ve mekanik dinamiği bir transfer fonksiyonu olarak belirlenebilir. [60]

Şekil 7.1’de gösterilen Matlab Sistem Tanımlama Modülü ara yüzünde sol kısım zamana bağlı test sonuçlarına ait girdi-çıkış olarak veri setlerinin yer aldığı kısımdır. Orta kısımda yer alan operasyonlar alanı bu veriler ile yapılacak işlemin seçildiği kısımdır. Sağ kısım da elde edilen matematiksel modellerin yer aldığı kısımdır.



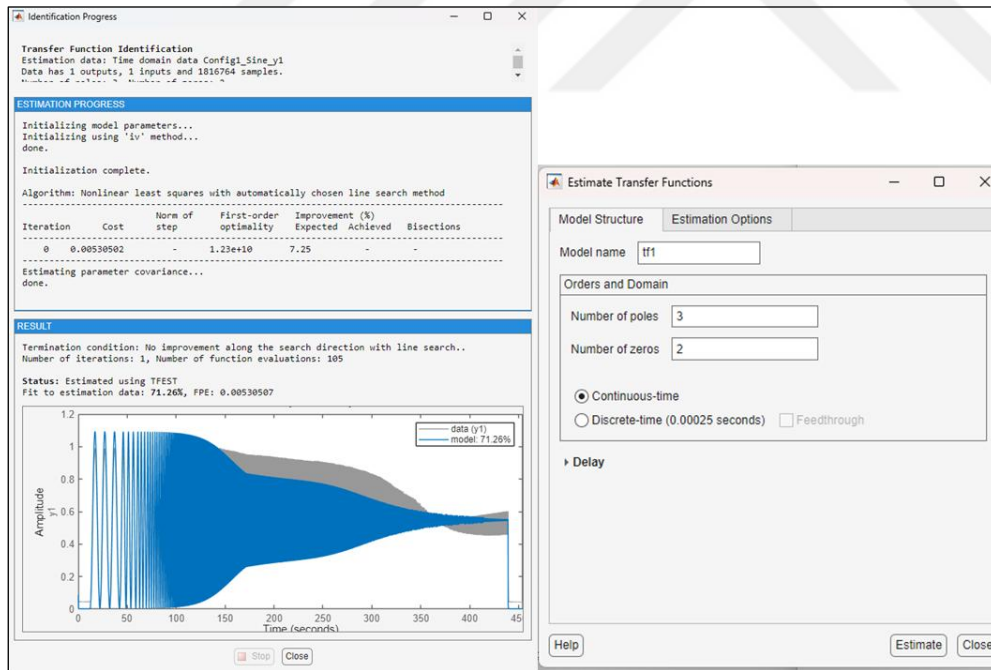
Şekil 7.1. Matlab sistem tanımlama modülü

Her konfigürasyona ait basamak ve frekans cevabı test sonuçları girdileri (u1) ve çıktıları (y1) Şekil 7.2’de görüldüğü gibi modüle eklenmiştir. Eklenen sistemin giriş-çıkış verileri, frekans ve basamak yanıt analizleriyle değerlendirilmiş; her analiz türü için ayrı transfer fonksiyonu modelleri oluşturulmuştur. Frekans ve basamak cevabı test verileriyle elde edilen modellerin cevaplarının benzer olduğu görülmüştür.



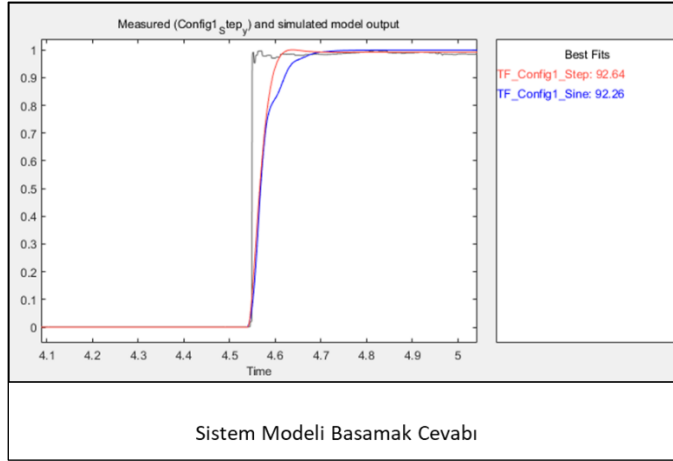
Şekil 7.2. Basamak ve frekans cevabı test verileri

Sistem modeller elde edilirken Şekil 7.3'te görüldüğü gibi sistem kutupları ve sıfırları değiştirilerek test sonuçlarına en çok yakınsayan modeller seçilmiştir. Frekans cevabı test verileriyle en iyi uyum, 3. mertebe transfer fonksiyonlarıyla sağlanmıştır. Basamak cevabı verileriyle ise en iyi uyum 2. mertebe transfer fonksiyonlarıyla elde edildiğinden, sistem tanımlaması her bir analiz için uygun mertebedeki modellerle gerçekleştirilmiştir.



Şekil 7.3. Sistem modellerinin oluşturulması

Şekil 7.4'te örnek olarak birinci konfigürasyon verileriyle elde edilen modellerin basamak cevabı performansları karşılaştırılmıştır.



Şekil 7.4. Sistem modeli cevapları

7.1.1. Sistem modellerinin elde edilmesi

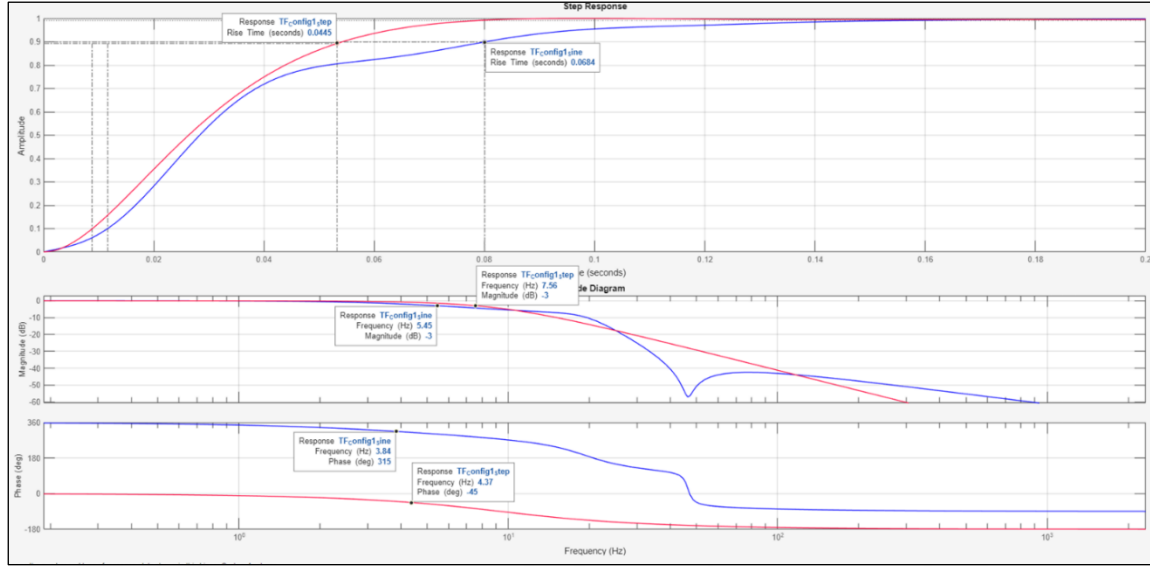
Birinci konfigürasyon frekans cevabı ile elde edilen transfer fonksiyonu;

$$G_{Frekans\ 1}(s) = \frac{5,447s^2 - 103,27s + 4,63e^5}{s^3 + 108,8s^2 + 1,725e^4s + 4,634e^5} \quad (7.1)$$

Birinci konfigürasyon basamak cevabı ile elde edilen transfer fonksiyonu;

$$G_{Basamak\ 1}(s) = \frac{3424,3}{s^2 + 98,3156s + 3452,6} \quad (7.2)$$

Şekil 7.5'te gösterilen grafiklerde, birinci konfigürasyon debi tüketici için elde edilen iki modelin basamak cevabı grafiği ile yükselme süresi, Bode Diyagramı ile bant genişliği (-3dB genlik düşümündeki frekans) ve faz kayması (45° faz gecikmesi) değerleri gösterilmiştir. Uyum oranı daha yüksek olan basamak cevabı modelinin yükselme süresi 44,5 ms, bant genişliği 7,56 Hz ve faz gecikmesi 4,37 Hz frekans değerleri birinci konfigürasyonun performans parametreleri olarak kabul edilebilir.



Şekil 7.5. Birinci konfigürasyon modeli basamak cevabı ve frekans cevabı bode diyagramı

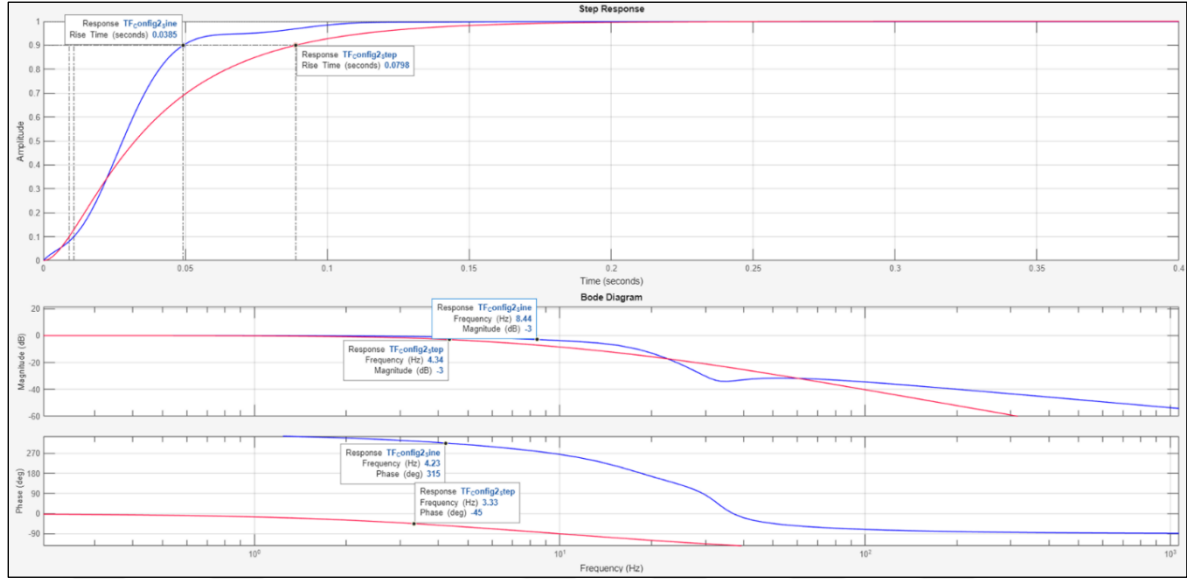
İkinci konfigürasyon frekans cevabı ile elde edilen transfer fonksiyonu;

$$G_{Frekans\ 2}(s) = \frac{12,797s^2 - 763,41s + 5,488e05}{s^3 + 137,7s^2 + 1,616e^4s + 5,491e^5} \quad (7.3)$$

İkinci konfigürasyon basamak cevabı ile elde edilen transfer fonksiyonu;

$$G_{Basamak\ 2}(s) = \frac{3876,9}{s^2 + 164,3s + 3877} \quad (7.4)$$

Şekil 7.6’da gösterilen grafiklerde, ikinci konfigürasyon debi tüketici için elde edilen iki modelin basamak cevabı grafiği ile yükselme süresi, Bode Diyagramı ile bant genişliği (-3dB genlik düşümündeki frekans) ve faz kayması (45° faz gecikmesi) değerleri gösterilmiştir. Uyum oranı daha yüksek olan frekans cevabı modelinin yükselme süresi 38,5 ms, bant genişliği 8,44 Hz ve faz gecikmesi 4,23 Hz frekans değerleri ikinci konfigürasyonun performans parametreleri olarak kabul edilebilir.



Şekil 7.6. İkinci konfigürasyon modeli basamak cevabı ve frekans cevabı bode diyagramı

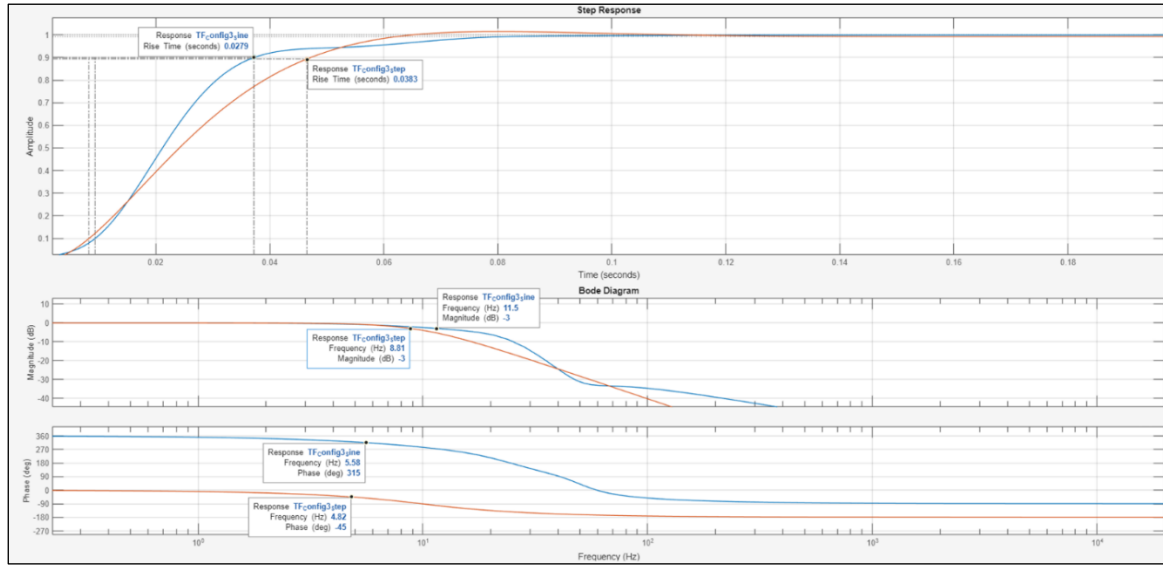
Üçüncü konfigürasyon frekans cevabı ile elde edilen transfer fonksiyonu;

$$G_{Frekans\ 3}(s) = \frac{14,023s^2 - 2369,9s + 14,013e05}{s^3 + 190,9s^2 + 3,072e^4s + 1,402e^6} \quad (7.5)$$

Üçüncü konfigürasyon basamak cevabı ile elde edilen transfer fonksiyonu;

$$G_{Basamak\ 3}(s) = \frac{3797}{s^2 + 95,51s + 3824} \quad (7.6)$$

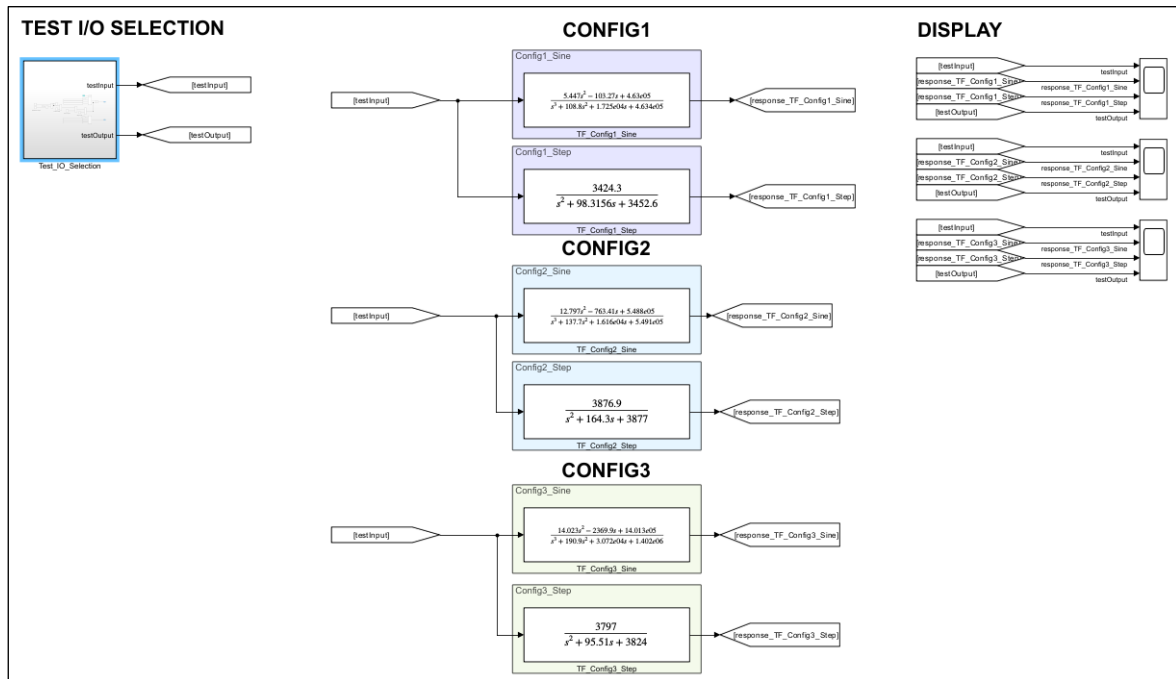
Şekil 7.7’de gösterilen grafiklerde, üçüncü konfigürasyon debi tüketici için elde edilen iki modelin basamak cevabı grafiği ile yükselme süresi, Bode Diyagramı ile bant genişliği (-3dB genlik düşümündeki frekans) ve faz kayması (45° faz gecikmesi) değerleri gösterilmiştir. Uyum oranı daha yüksek olan frekans cevabı modelinin yükselme süresi 27,9 ms, bant genişliği 11,5 Hz ve faz gecikmesi 5,58 Hz frekans değerleri üçüncü konfigürasyonun performans parametreleri olarak kabul edilebilir.



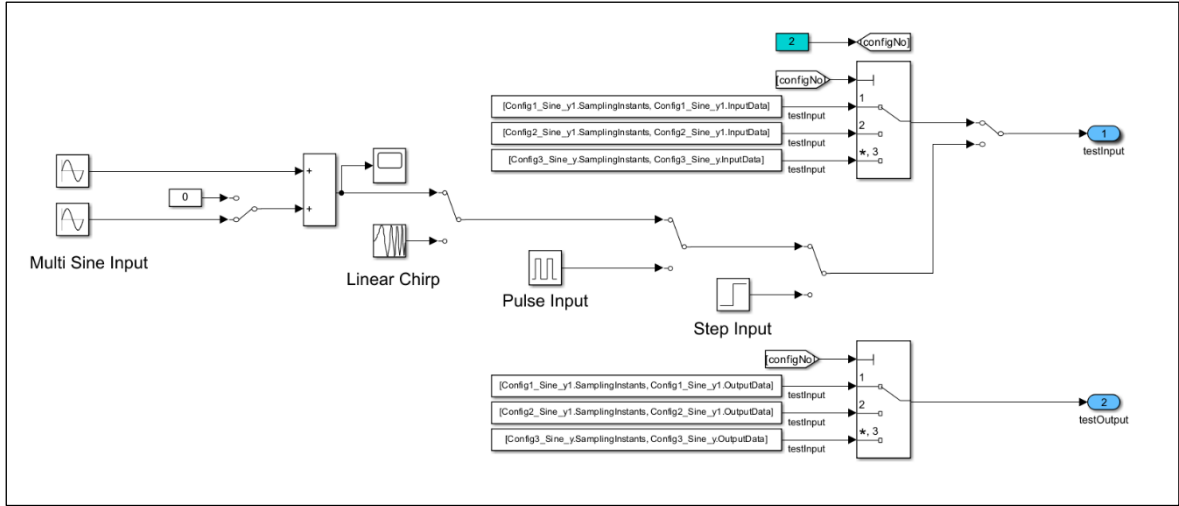
Şekil 7.7. Üçüncü konfigürasyon modeli basamak cevabı ve frekans cevabı bode diyagramı

7.1.2. Sistem modellerinin doğrulanması

Şekil 7.8 ve Şekil 7.9’de görüldüğü gibi Simulink üzerinde debi tüketici sistem test verileri ile sistem modelleri farklı giriş sinyalleri ile incelenerek test çıktıları ve model cevapları karşılaştırılarak model doğruluğu değerlendirilmiştir. Modeller hem test verileriyle hem de kendi içlerinde karşılaştırılmıştır.



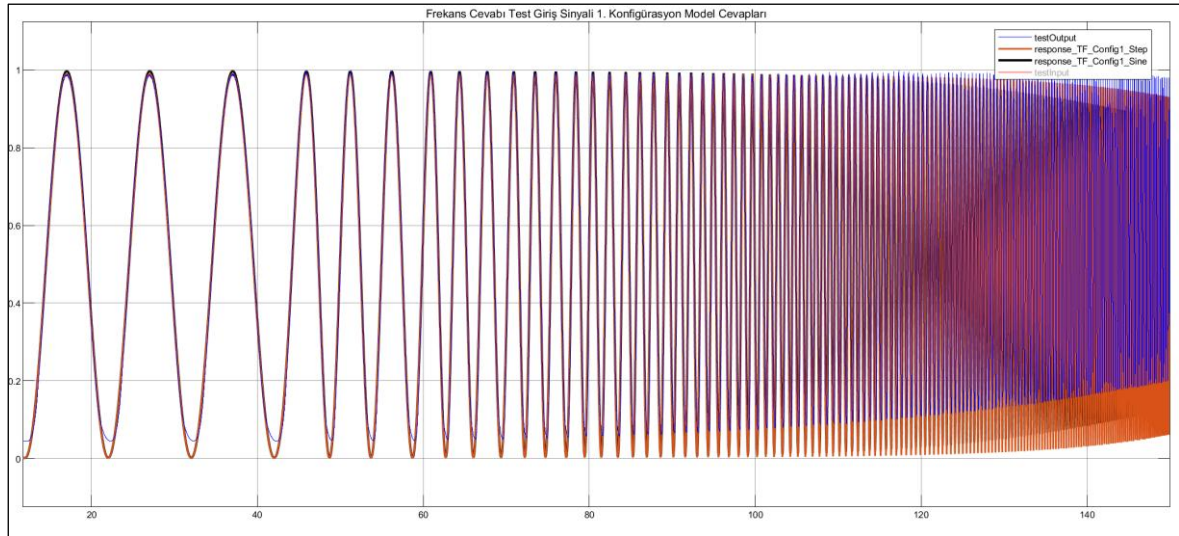
Şekil 7.8. Simulink sistem modeli doğrulama diyagramı



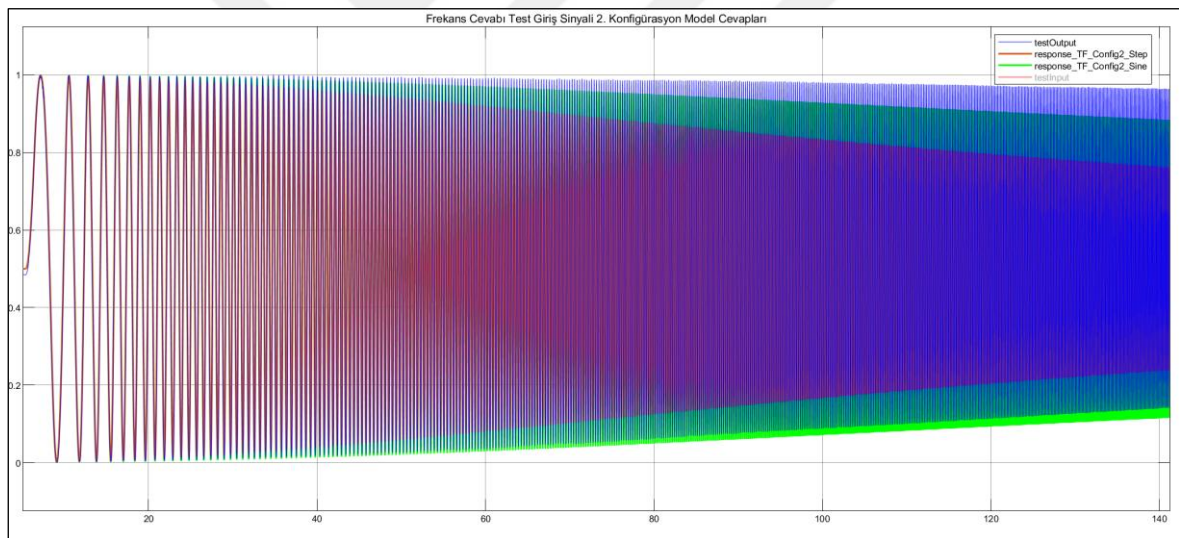
Şekil 7.9. Çeşitli sinyal girişleri diyagramı

7.2. Frekans Cevabı Test Verileri ve Model Cevaplarının Karşılaştırılması

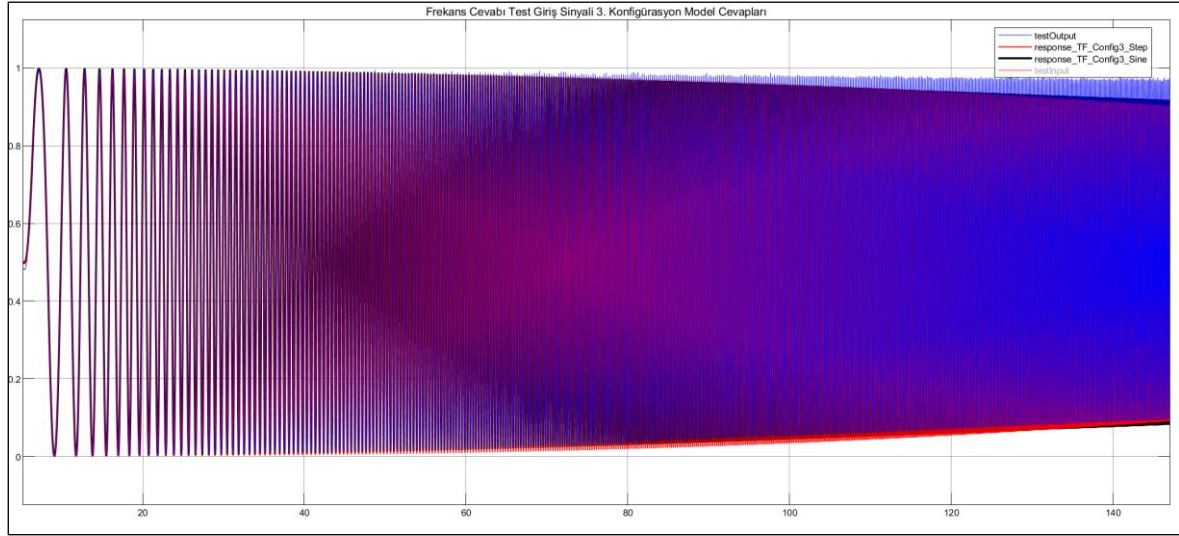
Konfigürasyon testlerinde kullanılan frekans cevabı test verilerinin giriş sinyalleri konfigürasyonlar için oluşturulmuş modellere girdi olarak verilmiştir. Model çıktıları ile aynı giriş sinyalleri ile elde edilen test sonuçları aşağıdaki grafiklerle karşılaştırılmıştır. Frekans cevabı testlerinde de bahsedildiği ve aşağıdaki grafiklerde de açıkça görüldüğü gibi sinyal frekansı arttıkça test verilerinden ve modellerden elde edilen cevapların genlik azalmaktadır. Bunun nedeni yukarıda frekans cevabı testleri ve bode diyagramlarında da gösterildiği gibi sistemin bant genişliğinin servo valf katalog verilerinden daha düşük olmasıdır.



Şekil 7.10. Frekans cevabı birinci konfigürasyon model cevapları ve test verilerinin karşılaştırılması



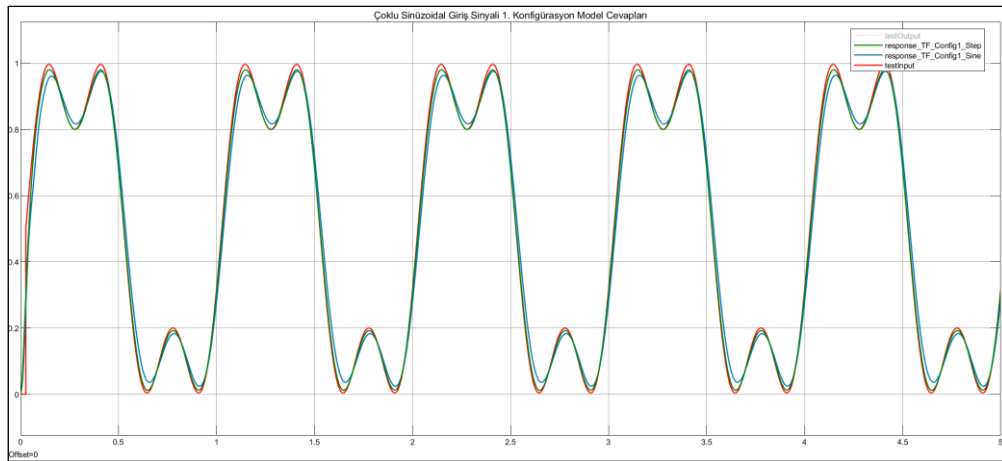
Şekil 7.11. Frekans cevabı ikinci konfigürasyon model cevapları ve test verilerinin karşılaştırılması



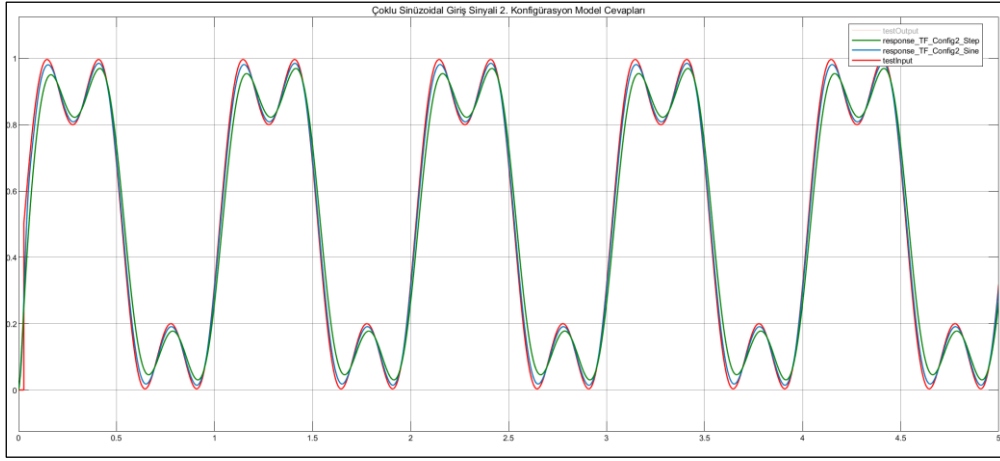
Şekil 7.12. Frekans cevabı üçüncü konfigürasyon model cevapları ve test verilerinin karşılaştırılması

7.3. Çoklu Sinüzoidal Giriş Sinyali ile Sistem Modellerinin Karşılaştırılması

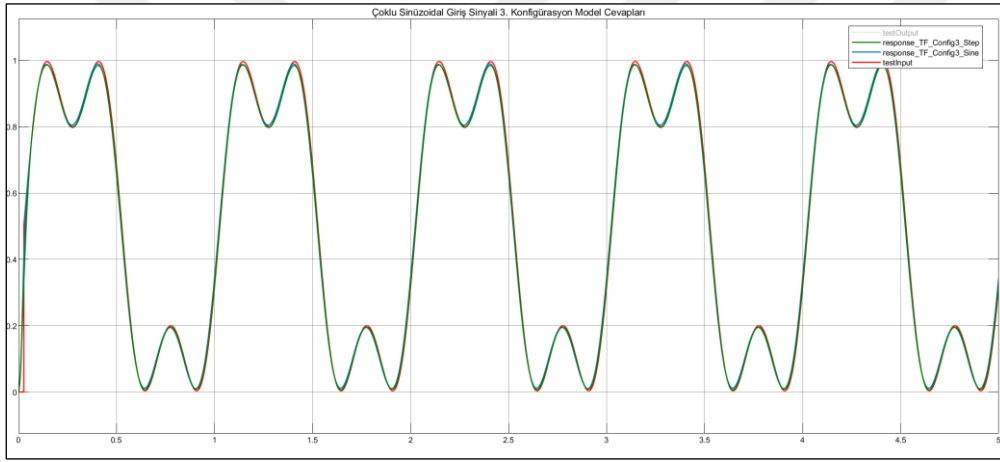
Çoklu sinüzoidal giriş sinyali frekans cevabı ve basamak cevabı ile elde edilen sistem modelleri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırılmada $f(t) = 0,5 \sin(2\pi t) + 0,2 \sin(6\pi t)$ çoklu sinüzoidal fonksiyonu kullanılmıştır.



Şekil 7.13. Çoklu sinüzoidal giriş sinyali birinci konfigürasyon model cevapları



Şekil 7.14. Çoklu sinüzoidal giriş sinyali ikinci konfigürasyon model cevapları



Şekil 7.15. Çoklu sinüzoidal giriş sinyali üçüncü konfigürasyon model cevapları

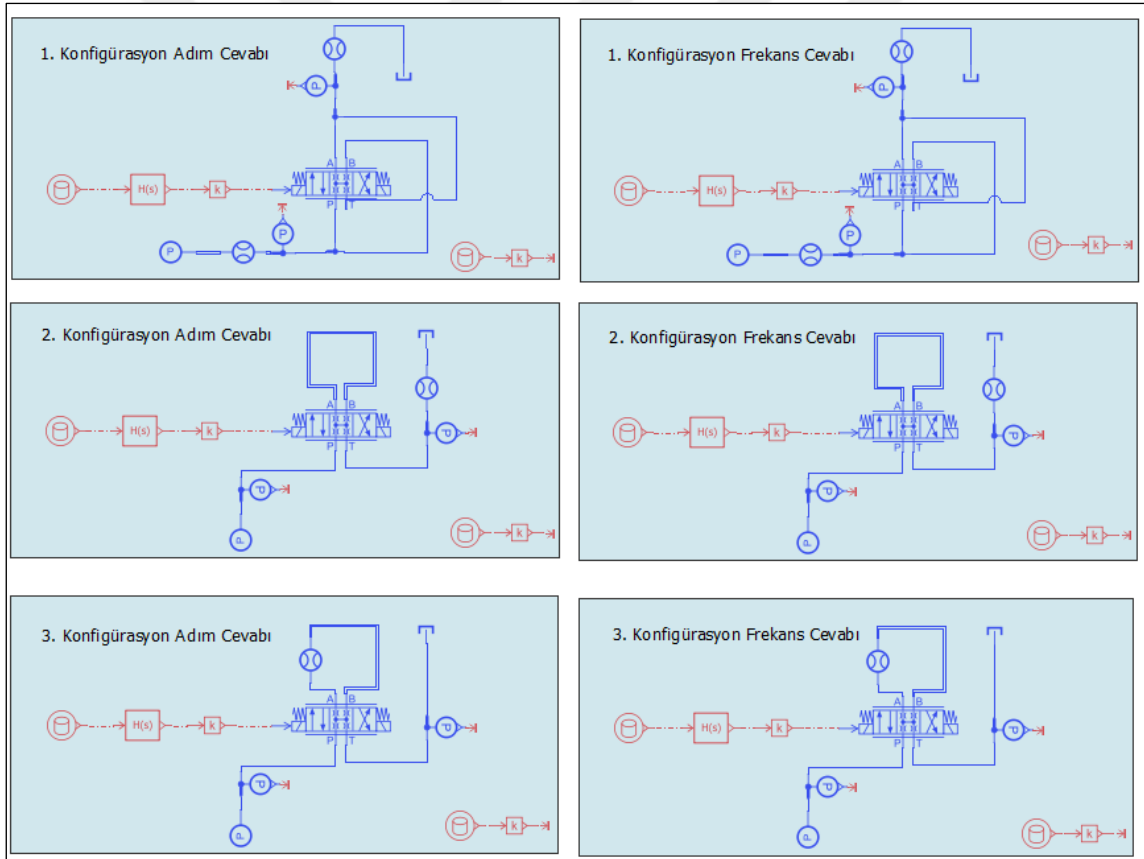
Tüm modellerin çoklu sinüzoidal frekans sinyallerini başarılı bir şekilde takip ettiği gözlemlenmiştir. Yukarıdaki grafikler ile elde edilen cevaplar, frekans cevabı ve basamak cevabı ile elde edilen modellerin doğru elde edildiğini göstermektedir.

7.4. Amesim ile Sistem Modelleme

Debi tüketici sistemlerin simülasyonu için Siemens firmasına ait Simcenter Amesim simülasyon yazılımı kullanılmıştır. Simcenter Amesim, karmaşık fiziksel sistemlerin davranışlarını modellenmesini, simüle edilmesini ve analiz edilmesini sağlayan bir simülasyon platformudur. Amesim, hidrolik, termal, elektrik, mekanik ve kontrol sistemlerinin simülasyonuna olanak sağlar. Amesim, oluşturulan modeller üzerinde çeşitli senaryoları test etme ve analiz etme imkânı sunmaktadır. Hidrolik tasarım için, Amesim

aracılığıyla hidrolik sistemin fiziksel modeli doğrudan oluşturulabilir, bileşen ve sistem simülasyonu gerçekleştirilebilir ve böylece hidrolik sistemlerin geliştirme süresi kısalar, maliyet ve risk azalır [61]. Amesim'in sağladığı analiz araçları sayesinde, debi tüketici sistemin istenen özellikleri karşılayıp karşılamadığı belirlenebilecektir.

Şekil 7.16'da gösterildiği gibi Amesim ortamında hazırlanan debi tüketici hidrolik devreleri, hidrolik güç kaynağı, dönüş hattı tankı, servo valf, debimetre, basınç sensörleri ve hidrolik bağlantılar kullanılarak oluşturulmuştur. Kullanılan servo valf modeli ve diğer hidrolik bileşenler Amesim Hidrolik Komponent Kütüphanesi içerisinde seçilmiştir. Model üzerinde yer alan debimetre ve basınç sensörleri konfigürasyon tasarımlarına uygun hatlara yerleştirilmiştir.



Şekil 7.16. Debi tüketici sistemler amesim simülasyon modelleri

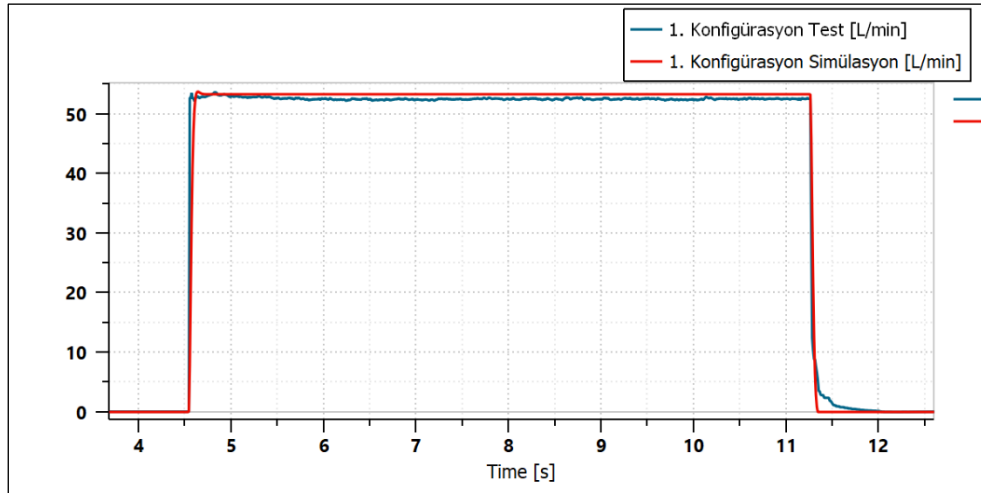
Fiziksel olarak yapılan testlerde kullanılan hidrolik güç ünitesi 20,68 MPa yüksek basınç hattına ve 0,69 MPa dönüş hattı basıncına sahip olduğu için simülasyon için de bu sınırlar kullanılmıştır. Modelde hidrolik akışkan olarak MIL-PRF-83282D seçilmiş ve simülasyon boyunca akışkan sıcaklığının değişmediği kabul edilmiştir. Model doğruluğunu arttırmak

için test verileri kullanılarak Matlab Sistem Tanımlama ile elde edilen modeller debi tüketicilerin Amesim modellerine entegre edilmiştir. Test verileriyle Amesim simülasyon sonuçları değerlendirilmiştir.

7.4.1. Sistem basamak cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması

Amesim programında oluşturulan simülasyon ortamında, basamak cevabı test girdileri kullanılarak elde edilen simülasyon verileri ile fiziksel test verileri karşılaştırılmıştır. Tüm konfigürasyonlarda fiziksel veriler ile simülasyon verileri arasında yükselme ve oturma olarak adlandırılan düz bölgelerde yakınsama yüksektir ancak sıfır debiye geçiş aşaması fiziksel veriler ile farklı olmaktadır.

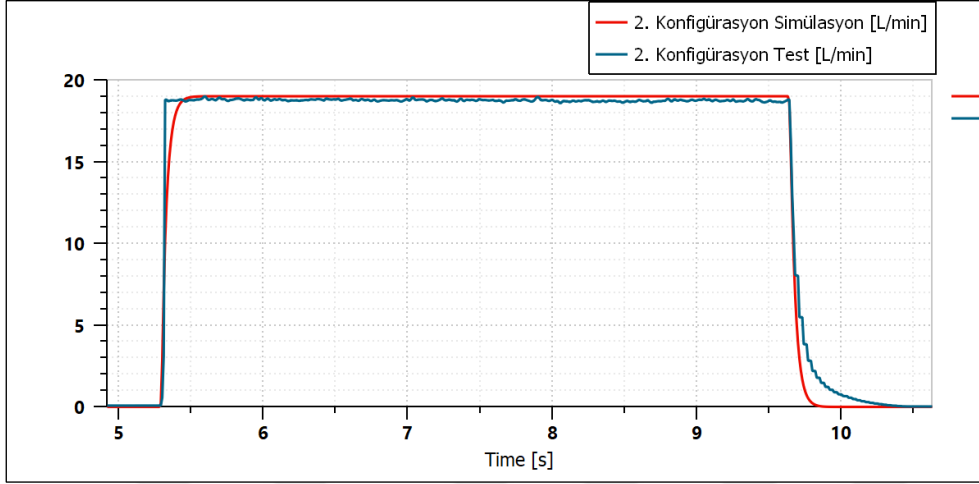
Birinci konfigürasyonda simülasyon verileri ile fiziksel test verileri arasında çok yüksek bir yakınsama elde edilmiştir. Debimetre yerleşimi dolayısı ile sıfır debiye geçiş kısmında da daha kontrollü bir azalma hem fiziksel hem de simülasyon verilerinde gözlemlenmiştir. Şekil 7.17’de verilen grafiğe göre ortalama debi hatası 0.84 lt/dk olup, bu hata değeri %1.58 FS (ful scale, tam ölçekte) olarak elde edilmiştir. Bu düşük sapma, sistem modellemesinin kararlı bölgedeki davranışları başarıyla yansıttığını göstermektedir.



Şekil 7.17. Birinci konfigürasyon basamak cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması

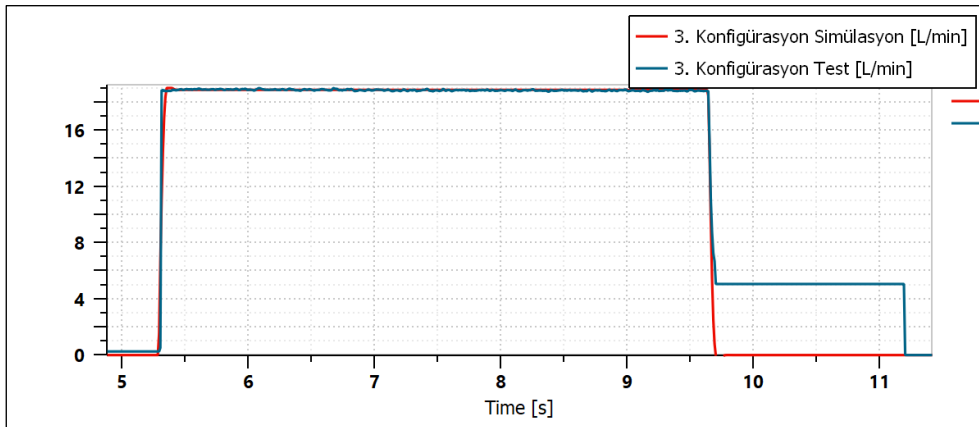
İkinci konfigürasyon simülasyon sonuçlarında artış ve azalış aşamalarında test verileri ile yakınsama birinci konfigürasyondan daha düşüktür. Şekil 7.18’de verilen grafiğe göre

ortalama debi hatası 0.41 lt/dk olup, bu hata değeri %2.16 FS (ful scale, tam ölçekte) olarak elde edilmiştir.



Şekil 7.18. İkinci konfigürasyon basamak cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması

Üçüncü konfigürasyon simülasyon verileri artış aşamasında test verileri ile oldukça yüksek yakınsamaya sahiptir. Ancak sıfır debiye geçiş aşamasında, sistemde kontrol edilemeyen iç kaçaklardan dolayı test verileri ile simülasyon verileri arasında bir uyumsuzluk meydana gelmiş ve ortalama hatayı bir miktar arttırmıştır. Şekil 7.19’da verilen grafiğe göre ortalama debi hatası 0.64 lt/dk olup, bu hata değeri %3.66 FS (ful scale, tam ölçekte) olarak elde edilmiştir.



Şekil 7.19. Üçüncü konfigürasyon basamak cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması

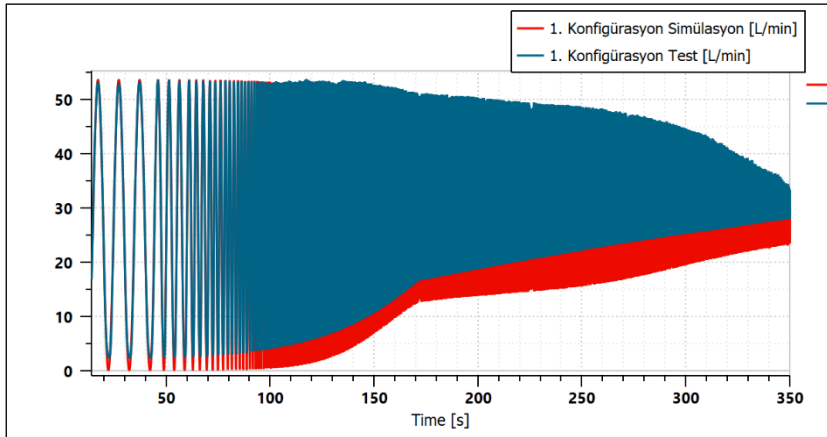
Sıfır debiye geçiş sırasında test verilerinde gözlemlenen yavaş ve kesintili dinamik hareketlerin temel nedeni, sistemlerde kullanılan servo valflerin giriş sinyalinin ± 50 mA

yerine 0–50 mA aralığında uygulanmasıdır. Servo valf giriş akımının negatif olmaması ve sürgünün yalnızca sıfır konumu ile pozitif konum arasında hareket etmesi, debinin azalma aşamasında (özellikle sıfır debiye yaklaşırken) performansın, artış aşamasındaki hareket dinamiklerinden farklı olmasına yol açmaktadır.

7.4.2. Sistem frekans cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması

Amesim programında oluşturulan simülasyon ortamında, frekans cevabı test girdileri kullanılarak elde edilen simülasyon verileri ile fiziksel test verileri karşılaştırılmıştır. Tüm konfigürasyonlarda fiziksel veriler ile simülasyon verileri arasındaki büyük ölçüde yakınsama gözlemlenmiştir.

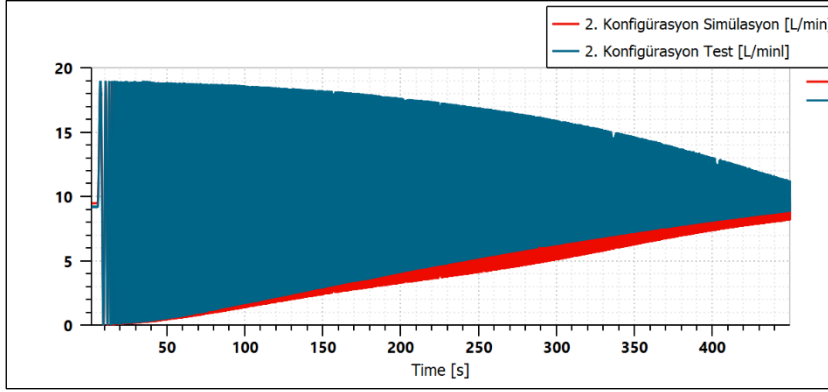
Test verileri ve sistem modeli cevaplarında olduğu gibi simülasyon verilerine bakıldığında birinci konfigürasyon debi tüketiciler düşük frekanslarda daha iyi performans göstermekte ancak frekans arttıkça genlik düşümü gözlemlenmektedir. Şekil 7.20’de verilen grafikler incelendiğinde frekans arttıkça genlik hatası belirgin şekilde artmakta, simülasyon alt zarf değerleri test verisinin altında kalmaktadır. Ortalama debi hatası yaklaşık 3.9 lt/dk, yüzdelik hata ise %6.5 FS (full scale, tam ölçekte) seviyesindedir.



Şekil 7.20. Birinci konfigürasyon frekans cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması

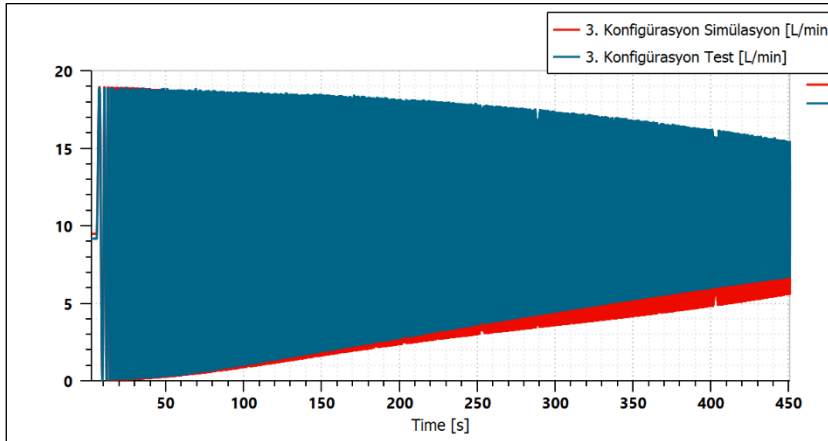
İkinci konfigürasyon debi tüketicilerin simülasyon verileri ile test verileri karşılaştırıldığında birinci konfigürasyona göre yüksek frekansta çalışma performansı daha iyidir. Şekil 7.21’de verilen grafikler incelendiğinde simülasyon ve test verileri düşük frekansta birbirine yakın seyretse de zamanla fark artmakta ve simülasyon verileri daha düşük genlikte kalmaktadır.

Ortalama debi hatası 0.59 lt/dk, yüzdelik hata %2.95 FS (full scale, tam ölçekte) seviyesindedir.



Şekil 7.21. İkinci konfigürasyon frekans cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması

Üçüncü konfigürasyonun gerçek test verileri ve sistem modeli cevaplarında olduğu gibi simülasyon ortamında da yüksek frekansta çalışma performansı en yüksek konfigürasyon olduğu gözlemlenmektedir. Şekil 7.22’de verilen grafikler incelendiğinde frekansın yükselmesiyle birlikte simülasyon ve test verileri arasındaki fark artmakta, özellikle test verisinin düşüş eğrisine simülasyonun tepkisi daha yavaş kalmaktadır. Ortalama debi hatası 0.72 lt/dk, yüzdelik hata %3.62 FS (full scale, tam ölçekte) seviyesindedir.



Şekil 7.22. Üçüncü konfigürasyon frekans cevabı testi ve simülasyonu karşılaştırılması

8. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu tez çalışmasında, özellikle hidrolik sistemlerin ve ekipmanların testinde yüksek performanslı akış kontrolü sağlayacak debi tüketici sistemlerin tasarımı, simülasyonu ve testleri gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen sistemlerde kullanılan farklı konfigürasyonlar hem gerçek testlerle hem de test verileriyle geliştirilmiş sayısal modellemelerle detaylı bir şekilde değerlendirilmiştir. Test sonuçlarıyla elde edilen veriler ile Matlab Sistem Tanımlama Modülü kullanılarak sistem modelleri elde edilmiş ve Amesim ortamında oluşturulan debi tüketici konfigürasyonlarına entegre edilmiştir. Test verileri ile simülasyon verileri karşılaştırılarak sistemin doğruluğu ve güvenilirliği analiz edilmiştir.

Debi tüketici sisteminde yer alan servo valflerin histerezis ve iç kaçakları, kullanılan akışkanın sıkıştırılabilir olması ve değişken sıcaklığı gibi lineer olmayan etkiler bulunduğundan, simülasyon sonuçları ile test verileri arasında özellikle yüksek frekanslı çalışmalarda sapmalar gözlenmiştir. Bu sapmaların önemli bir nedeni, servo valfli sistemlerin gerçekte tam lineer bir yapı sergilememesidir.

Elde edilen bulgular, farklı bileşen yerleşimlerinin sistem dinamiklerini önemli ölçüde etkilediğini göstermiştir. Gelecekte, debi tüketici sistemlerin kullanımı daha da yaygınlaşacak ve hidrolik sistemlerin test ve doğrulama aşamalarında daha kritik bir role sahip olacaktır.

8.1. Tezin Genel Bulguları ve Çıkarımları

- Çalışma kapsamında incelenen üç farklı debi tüketici konfigürasyonu, performans kriterleri açısından birbirinden önemli ölçüde farklılık göstermektedir. Özellikle servo valflerin sistemdeki konumu, debi kazancı, iç kaçak miktarı, histerezis ve basınç düşümü gibi parametreleri doğrudan etkilemektedir.
- Sistem modeli entegre edilmiş simülasyon ve test verileri karşılaştırıldığında, sistem modelinin gerçek davranışa büyük ölçüde yakınsadığı gözlemlenmiştir. Bu durum, oluşturulan modelin sistem tasarımı ve öngörü süreçlerinde güvenle kullanılabileceğini ortaya koymuştur.
- Yapılan testler neticesinde, birinci konfigürasyonun debi kazancı ve enerji verimliliği bakımından yüksek performans gösterdiği, ancak dinamik performansının (yükselme

süresi ve bant genişliği) düşük olduğu; ikinci konfigürasyonun ise enerji kaybı ve dinamik performans açısından daha optimize bir yapı sunduğu tespit edilmiştir.

- Üçüncü konfigürasyon, sistem kararlılığı ve düşük histerezis değeri ile öne çıkarken, ölçülemeyen iç kaçaklardan dolayı belirsizlik oluşturmaktadır.
- Literatürde yer almayan, doğrudan hassas akış kontrolü yapan özgün bir debi tüketici sistem yaklaşımı sunulmuş ve bu yaklaşımın hidrolik test sistemleri için uygulanabilirliği ve önemi ortaya konmuştur.
- Simülasyon ve test verilerinin entegrasyonu ile sistem modellerinin doğrulanarak güvenilirliğinin artırılması sağlanmıştır.

8.2. Gelecek Çalışmalar için Öneriler

- Debi tüketici sistemlerin geliştirilmesine yönelik yeni test metotlarının oluşturulması ve mevcut sistemlerde iyileştirme alanlarının belirlenmesi önem arz etmektedir. Bu sayede test doğruluğu ve sistem verimliliği artırılabilir.
- Bu sistemlerin, hidrolik bileşenlerin performanslarının değerlendirilmesi ve iyileştirilmesi amacıyla daha fazla kullanımı teşvik edilmelidir. Böylece tasarım doğrulama süreçleri daha etkili ve güvenilir hâle getirilebilir.
- Geliştirilecek yeni nesil sistemlerle, test hassasiyetinin ve kontrol yeteneklerinin daha üst seviyelere taşınması hedeflenmelidir.
- Sistemin farklı çevresel koşullarda (farklı sıcaklık, viskozite vb.) davranışı detaylı olarak incelenmelidir. Bu sayede sistemin dayanıklılığı ve çevresel faktörlere karşı kararlılığı değerlendirilebilir.

KAYNAKLAR

1. Ali, H. H. and Fales, R. C. (2021). A review of flow control methods. *International Journal of Dynamics and Control*, 9(4), 1847–1854.
2. Coskun, G., Kolcuoglu, T., Dogramacı, T., Turkmen, A. C., Celik, C. and Soyhan, H. S. (2017). Analysis of a priority flow control valve with hydraulic system simulation model. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39(5), 1597–1605.
3. Elsaed, E. and Linjama, M. (2024). Analyzing the design and performance of a high flow rate digital flow control unit: Structural insights and simulation findings. *Advances in Mechanical Engineering*, 16(9), 1–16.
4. Jangnoi, T. and Pinsopon, U. (2018). Velocity control of electro-hydraulic pump control system using gear pump. *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, 14(6), 2307–2323.
5. Meng, B., Xu, H., Ruan, J. and Li, S. (2021). Theoretical and experimental investigation on novel 2D maglev servo proportional valve. *Chinese Journal of Aeronautics*, 34(4), 416–431.
6. Xie, H., Liu, J., Hu, L., Yang, H. and Fu, X. (2015). Design of pilot-assisted load control valve for proportional flow control and fast opening performance based on dynamics modeling. *Sensors and Actuators A: Physical*, 235, 95–104.
7. Zhang, J., Wang, D., Xu, B., Su, Q., Lu, Z. and Wang, W. (2019). Flow control of a proportional directional valve without the flow meter. *Flow Measurement and Instrumentation*, 67, 131–141.
8. Wang, H., Wang, X., Huang, J. and Quan, L. (2020). Flow control for a two-stage proportional valve with hydraulic position feedback. *Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition)*, 33(1), 93.
9. Ferrari, A., Pizzo, P. and Rundo, M. (2018). Modelling and experimental studies on a proportional valve using an innovative dynamic flow-rate measurement in fluid power systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 232(13), 2404–2418.
10. Hao, Y., Quan, L. and Huang, J. (2017). Research on the performance of electro-hydraulic proportional flow valve controlled by active pilot pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 231(4), 720–731.
11. Pan, M., Plummer, A. and El Agha, A. (2017). Theoretical and experimental studies of a switched inertance hydraulic system in a four-port high-speed switching valve configuration. *Energies (Basel)*, 10(6), 780.
12. Wrut, G., Bhola, M., Ranjan, P., Mishra, S. K. and Das, J. (2020). Energy saving and Fuzzy-PID position control of electro-hydraulic system by leakage compensation through proportional flow control valve. *ISA Transactions*, 101, 269–280.

13. Kral, L. D. (1998). Active flow control technology. *ASME Fluids Engineering Division Technical Brief*, 2, 1–28.
14. Samtaş, G. ve Korucu, S. (2013). Hidrolik servo sistemler, kontrol ve modellenmesi. *Ejovoc (Electronic Journal of Vocational Colleges)*, 3(1), 68–81.
15. Domagala, M. and Fabis-Domagala, J. (2023). A review of the CFD method in the modeling of flow forces. *Energies*, 16(16), 6059.
16. Włodarczak, S., Ochowiak, M., Doligalski, M., Kwapisz, B., Krupińska, A., Mrugalski, M. and Matuszak, M. (2021). Flow rate control by means of flow meter and PLC controller. *Sensors*, 21(18), 6153.
17. Manring, N. and Fales, R. (2020). *Hydraulic control systems*. New York: Wiley, 98–102.
18. Neese, W. A. (1991). *Aircraft hydraulic systems* (3rd ed.). Malabar, FL: Krieger Publishing Co., 53–114.
19. Lisowski, E. and Filo, G. (2016). CFD analysis of the characteristics of a proportional flow control valve with an innovative opening shape. *Energy Conversion and Management*, 3, 123.
20. Gerken, T., Fritsch, G., Seyffert, C., Büttner, J., Mugtussidis, I. and Morrish, I. (2004). The iron bird for the Fairchild-Dornier 728. *Aerospace Science and Technology*, 8(3), 231–243.
21. Mikota, G., Manhartgruber, B., Kogler, H. and Hammerle, F. (2017). Modal testing of hydraulic pipeline systems. *Journal of Sound and Vibration*, 2(1), 409.
22. Hoelscher, S. and Bothwell, M. (2015). 525 Aircraft Zero, *The Relentless Advanced Systems Integration Lab*. In Proceedings of the 71st Annual Forum & Technology Display (presentation No. 2549). Vertical Flight Society, Virginia Beach, VA, 78–85.
23. Jacazio, G. and Balossini, G. (2007). Real-time loading actuator control for an advanced aerospace test rig. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 221(2), 199–210.
24. Ali, H., Hakan, D., Tuna Balkan, Ç. R. ve Erbay, E. (2022). *Bir helikoptere ait ana rotor hidrolik kontrol sisteminin modellenmesi ve test düzeneğiyle doğrulanması*. IX. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, İzmir, 12–22.
25. Tamburrano, P., Plummer, A. R., Distaso, E. and Amirante, R. (2019). A review of direct drive proportional electrohydraulic spool valves: Industrial state-of-the-art and research advancements. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 141(2).
26. Ghasemi, E., Jazayeri, S. A. and Moosavian, S. A. A. (2008). *Model improvement for a servovalve with force feedback and back pressure*. In Proceedings of the 2008 IEEE International Conference on Robotics, Automation and Mechatronics. Chengdu, 895–900.

27. İnternet: Yazıcı, S. (2004). Servo valfler – özellikleri ve bakımı. Web: <https://www.researchgate.net/publication/277298519>, Son Erişim Tarihi: 22/04/2025.
28. İnternet: M. Inc. (t.y). Electro-Hydraulic-Valves: A Technical Look. Web: <https://www.moog.com.cn/content/dam/moog/literature/ICD/Moog-Servo%20Valves-Overview-en.pdf>, Son Erişim Tarihi: 16/04/2025.
29. Xiaochu, L., Qitao, H., Dacheng, C., Junwei, H. and Lin, X. (2008). *New modeling and analysis of three-stage electro-hydraulic servo valve*. Proceedings - International Workshop on Modelling, Simulation and Optimization (WMSO 2008), IEEE Computer Society, 146–150.
30. Wu, L., Chen, K. S. and Guo, Y. (2019). Research on cavitation phenomena in pilot stage of jet pipe servo-valve with a rectangular nozzle based on large-eddy simulations. *AIP Advances*, 9(2), 025109.
31. Basu, S. (2019). Flow metering: General discussions (an overview). *Plant Flow Measurement and Control Handbook*. New York: CRC Press, 1–148.
32. Singh, V. K. and Tharakan, T. J. (2015). Numerical simulations for multi-hole orifice flow meter. *Flow Measurement and Instrumentation*, 45, 375–383.
33. Prettyman, J. J., Johnson, M. C. and Barfuss, S. L. (2016). Comparison of selected differential-producing, ultrasonic and magnetic flow meters. *Journal of the American Water Works Association*, 108(1), E39–E49.
34. Edwards, R. and Otterson, J. (2015). Tech talk (6) flow measurement basics (part 1). *Measurement and Control (United Kingdom)*, 48(1), 18–25.
35. Chen, B., Zhou, Y., Huang, T., Ying, S. and Chen, T. (2020). *Technical features and application of electromagnetic flow meter*. Proceedings - International Conference on Communications, Information System and Computer Engineering (CISCE 2020), Kuala Lumpur, Malaysia, 1–5.
36. Hamouda, A., Manck, O., Hafiane, M. L. and Bouguechal, N. E. (2016). An enhanced technique for ultrasonic flow metering featuring very low jitter and offset. *Sensors (Switzerland)*, 16(7), 1008.
37. Zhang, H., Guo, C. and Lin, J. (2019). Effects of velocity profiles on measuring accuracy of transit-time ultrasonic flowmeter. *Applied Sciences (Switzerland)*, 9(8), 1629.
38. Rzasa, M. R. and Czapla-Nielacna, B. (2021). Analysis of the influence of the vortex shedder shape on the metrological properties of the vortex flow meter. *Sensors*, 21(14), 4697.
39. Lipták, B. G. (1993). *Flow measurement*. Boca Raton: CRC Press, 78-85.
40. Mills, C. (2020, March). Calibrating and operating Coriolis flow meters with respect to process effects. *Flow Measurement and Instrumentation*, 71, 101649.

41. Hariri, S., Hashemabadi, S. H., Noroozi, S. and Rostami, A. (2015). Analysis of operational parameters, distorted flow and damaged blade effects on accuracy of industrial crude oil turbine flow meter by CFD techniques. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 127, 318–328.
42. Caldas, A. M. A., Caldas, A. G. A., Dos Santos, C. A. C., Ochoa, A. A. V., Cézar, K. L. and Michima, P. S. A. (2020). Design, development and construction of Hall effect-based turbine meter type to measure flow in low-cost lithium bromide salt: Proposed flowmeter and first results. *International Journal of Refrigeration*, 112, 240–250.
43. İnternet: TrigasDM GmbH (2025). Turbine flowmeters. TrigasDM. Web: <https://trigasdm.com/en/produkte/liquid-flowmeters/turbine-flowmeters/>, Son Erişim tarihi: 21/05/2025.
44. Morris, A. S. and Langari, R. (2016). Pressure measurement. In *Measurement and Instrumentation*. New York: Academic Press, 463–491.
45. Bolton, W. (2021). Instrumentation system elements. In *Instrumentation and Control Systems*. New York: Academic Press, 17-70.
46. Li, R., et al. (2021). Research progress of flexible capacitive pressure sensor for sensitivity enhancement approaches. *Sensors and Actuators A: Physical*, 321, 112425.
47. Vu, C. C. and Kim, J. (2020). Simultaneous sensing of touch and pressure by using highly elastic e-fabrics. *Applied Sciences*, 10(3), 9889.
48. Jiang, T., Wang, C., Ling, T., Sun, S. and Yang, L. (2024). Recent advances and new frontier of flexible pressure sensors: Structure engineering, performances and applications. *Materials Today Physics*, 48, 101576.
49. Reverter, F. (2024). A tutorial on mechanical sensors in the 70th anniversary of the piezoresistive effect. *Sensors*, 24(11), 13690.
50. Abdul Razak, A. H., Zayegh, A., Begg, R. K. and Wahab, Y. (2012). Foot plantar pressure measurement system: A review. *Sensors*, 12(7), 9884–9905.
51. Siren, K., Rosén, G., Vad, J. and Nielsen, P. V. (2001). Experimental Techniques. In H. Goodfellow & E. Tähti (Eds.), *Industrial Ventilation Design Guidebook* (Ch. 12). San Diego, CA: Academic Press, 1105–1195.
52. İnternet: Instrumentation Tools (2025). Strain gauge Wheatstone bridge. Web: <https://instrumentationtools.com/strain-gauge-working-principle/>, Son Erişim tarihi: 21/05/2025.
53. Fang, X., Wu, C., Tian, B., Zhao, L., Wei, X. and Jiang, Z. (2025). Pressure sensors based on the third-generation semiconductor silicon carbide: A comprehensive review. *Engineering*, 2, 45-65.
54. Kubba, A. E., Hasson, A., Kubba, A. I. and Hall, G. (2016). A micro-capacitive pressure sensor design and modelling. *Journal of Sensors and Sensor Systems*, 5(1), 95–112.

55. İnternet: Variohm Eurosensor (2025). EPTTE5100 – Multi-Function Pressure-Temperature Sensor. Variohm. Web: <https://www.variohm.com/products/pressure-sensors/combined-pressure-and-temperature-transducers/eptte5100>, Son Erişim tarihi: 21/05/2025.
56. Sotoodeh, K. (2019). Actuator selection and sizing for valves. *SN Applied Sciences*, 1, 1207.
57. Jianying, L., Junpeng, S., Zhongwen, W.B. and Wu, G.H. (2009). *Study of the electro-hydraulic load simulator based on double servo valve concurrent control*. In ICEMI 2009 – Proceedings of the 9th International Conference on Electronic Measurement and Instruments, New York, 876–881.
58. Liang, Q., Wang, W., Zhai, Y., Sun, Y. and Zhang, W. (2023). Modeling and fault simulation of a new double-redundancy electro-hydraulic servo valve based on AMESim. *Actuators*, 12(11), 417.
59. Batu, U., Gürcan, M.B. ve Balkan, T. (2003). *Hidrolik servo valflerin dinamik modelleri ve performans testleri*. III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, İzmir, 15–26.
60. Aboelela, M. A. S., Essa, M. E. S. M. and Hassan, M. A. M. (2018). Modeling and identification of hydraulic servo systems. *International Journal of Modelling and Simulation*, 38(3), 173–182.
61. Tao, L. (2016). *Design analysis and optimization for the civil aircraft hydraulic supply system based on AMESim*. In AUS 2016 – IEEE/CSAA International Conference on Aircraft Utility Systems, Beijing, 423–427.





Gazili olmak ayrıcalıktır...