

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAVA ARAÇLARINDA KULLANILAN
BASINÇ KOMPANZASYONLU PİSTONLU
POMPANIN MATEMATİKSEL MODELİNİN
OLUŞTURULMASI

Abdulgani ÇAY

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Aviyonik Mühendisliği Anabilim Dalı

Aviyonik Mühendisliği Programı

Danışman

Prof. Dr. Şeref Naci ENGİN

Şubat, 2025

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAVA ARAÇLARINDA KULLANILAN BASINÇ
KOMPANZASYONLU PİSTONLU POMPANIN
MATEMATİKSEL MODELİNİN OLUŞTURULMASI**

Abdulgani ÇAY tarafından hazırlanan tez çalışması 18.02.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Aviyonik Mühendisliği Anabilim Dalı, Aviyonik Mühendisliği Programı **YÜKSEK LİSANS** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Şeref Naci ENGİN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Şeref Naci ENGİN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Mumin Tolga EMİRLER, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Erkin DİNÇMEN, Üye
Işık Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Şeref Naci Engin sorumluluğunda tarafımda hazırlanan “
HAVA ARAÇLARINDA KULLANILAN BASINÇ KOMPANZASYONLU
PİSTONLU POMPANIN MATEMATİKSEL MODELİNİN OLUŞTURULMASI
” başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri
aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz
gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik
yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun
davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu
kabul ederim.

Abdulgani ÇAY

İmza

Anneme

ve

Babama



TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yürütülmesinde desteğini esirgemeyen ve her konuda yardımcı olan danışmanım Prof. Dr. Şeref Naci ENGİN'e; yoğun çalışmalarım esnasında bana verdiği motivasyon ve destek için kıymetli eşim Ayşe DEMİRTAŞ ÇAY'a; lise, lisans ve yüksek lisans öğrenim süreçlerimdeki bütün desteği için ablam Dilek ÇAY'a; stresli anlarımda bana moral kaynağı olan kedilerim Sacha ve Pablo'ya; anlayışları ve destekleriyle yanımda olduklarını hissettiğim tüm TUSAŞ çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

En büyük teşekkürü ise ulaştığım tüm başarıların yegane sağlayıcısı olan, babam Sami ÇAY ile annem Nuran ÇAY'a ederim.

Abdulgani ÇAY

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTIMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
TABLO LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT.....	xiv
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Askeri Maksatlı Hava Araçlarında Hidrolik Sistemler.....	1
1.2 Askeri Maksatlı Hava Araçlarında Hidrolik Pompa.....	2
1.3 Basınç Kompanzasyonlu Pistonlu Pompalara Genel Bakış.....	3
1.4 Çalışmanın Kapsamı ve Amacı.....	3
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1 Literatür Araştırması.....	5
3 BASINÇ KOMPAZASYONLU PİSTONLU POMPA	6
3.1 Çalışma Prensibi	6
3.2 Kalıcı Hal Davranışının İncelenmesi	7
3.3 Geçici Hal Davranışının İncelenmesi	8
4 MATEMATİKSEL MODELİN OLUŞTURULMASI.....	10
4.1 Model Yapısının Oluşturulması ve Parametreler.....	10
5 SİMÜLASYON SONUÇLARI	26
5.1 Matematiksel model – Test Karşılaştırması.....	26
5.1.1 Sistem-1 Test-Simülasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması	27

5.1.2	Sistem-2 Test-Simülasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması	30
5.2	Pompa Dinamik Cevabını Etkileyen Faktörler	35
5.2.1	Hidrolik Sistem Hacminin Pompa Dinamiğine Etkisi	36
5.2.2	Hidrolik Sistem Debi Talebinin Pompa Dinamiğine Etkisi.....	38
6	SONUÇ	40
	KAYNAKÇA.....	41
	TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR.....	43



SİMGE LİSTESİ

c	Akışkan Ses Hızı
R_{art}	Artış Oranı Limitleyici Katsayısı
R_{aza}	Azalış Oranı Limitleyici Katsayısı
ΔP	Basınç Değişimi
l	Boru Hattı Uzunluğu
β	Bulk Modülü
ΔV	Hacim Değişimi
$Q_{tüketim}$	Hidrolik Sistemin Talep Ettiği Hacimsel Debi
P_{ayar}	Pompa Ayar Basıncı
t_{cevap}	Pompa Boyunduruğu Konumunu Ayarlarken Geçen Süre
Q_{pompa}	Pompa Hacimsel Debisi
P_{kritik}	Pompa Kritik Basıncı
t_w	Pompa Sistemdeki Basınç Değişimini Algılamak İçin Geçen Süre
K	Transfer Fonksiyonu Kazanç Katsayısı
τ	Transfer Fonksiyonu Zaman Sabiti

KISALTMA LİSTESİ

cc	Santimetreküp
d	Pompa Deplasmanı
F-4	McDonnell Douglas F-4 Phantom II Uçağı
L	Litre
LPM	Dakika Başına Litre
m	Metre
ms	Milisaniye
P	Basınç
psi	Pounds per Square Inch
Q	Hacimsel Debi
R	Oran Limitleyici
rev	Dönüş (revolution)
rpm	Dakika Başına Dönüş
s	saniye
SW	Boyunduruk Oransal Konumu
w	Pompa Hız

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1. Farklı tip askeri hava araçlarında hidrolik basınçlar	3
Şekil 2. Basınç kompanzasyonlu aksenal pistonlu pompa geometrisi ve karakteristik eğrisi.....	7
Şekil 3. Pompa modeli kalıcı hal basınç-debi karakteristiği	13
Şekil 4. Pompa debi bloğu-Simulink.....	14
Şekil 5. Tüketici bloğu-Simulink.....	15
Şekil 6. Tüketici bloğu debi parametreleri	16
Şekil 7. Tüketici bloğu debi limitleyici parametreleri	16
Şekil 8. Pompa basınç bloğu-Simulink.....	18
Şekil 9. Kompanzasyon valfi algılama gecikmesi-Simulink.....	21
Şekil 10. Boyunduruk modeli-Simulink.....	23
Şekil 11. Boyunduruk mekanizma bloğu-Simulink	24
Şekil 12. Matematiksel model blokları.....	25
Şekil 13. Sistem-1 test-model basınç sonuçlarının karşılaştırılması-tam açma senaryosu	27
Şekil 14. Sistem-1 debi talebi-pompa debisi sonuçlarının karşılaştırılması-tam açma senaryosu	27
Şekil 15. Sistem-1 test-model basınç sonuçlarının karşılaştırılması-tam kapama senaryosu	29
Şekil 16. Sistem-1 debi talebi-pompa debisi sonuçlarının karşılaştırılması-tam kapama senaryosu	29
Şekil 17. Sistem-2 test-model basınç sonuçlarının karşılaştırılması-tam açma senaryosu	31

Şekil 18. Sistem-2 debi talebi-pompa debisi sonuçlarının karşılaştırılması-tam açma senaryosu	31
Şekil 19. Sistem-2 test-model basınç sonuçlarının karşılaştırılması-tam kapama senaryosu	33
Şekil 20. Sistem-2 debi talebi-pompa debisi sonuçlarının karşılaştırılması-tam kapama senaryosu	33
Şekil 21. Test verilerine ait örnek basınç grafiği.....	35
Şekil 22. Hidrolik sistem hacminin pompa dinamiğine etkisi-tam açma senaryosu	36
Şekil 23. Hidrolik sistem hacminin pompa dinamiğine etkisi-tam kapama senaryosu	37
Şekil 24. Debi talebinin pompa dinamiğine etkisi-tam açma senaryosu.....	38
Şekil 25. Debi talebinin pompa dinamiğine etkisi-tam kapama senaryosu.....	39

TABLO LİSTESİ

Tablo 1. Modelde kullanılan girdi parametreleri	10
Tablo 2. Test-model karşılaştırması için senaryo koşulları	26



Hava Araçlarında Kullanılan Basınç Kompanzasyonlu Pompanın Matematiksel Modelinin Oluşturulması

Abdulgani ÇAY

Aviyonik Mühendisliği Anabilim Dalı

Aviyonik Mühendisliği Programı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Şeref Naci ENGİN

Hidrolik pompa, hava araçlarının hidrolik güç ile sürülen uçuş kontrol yüzeylerinin ve iniş takımı, silah kapakları gibi alt sistemlerinin ihtiyaç duyduğu kuvveti sağlayacak basıncı oluşturan hidrolik sistem elemanıdır. Uçağın yunuslama, sapma ve yatış olarak adlandırılan üç eksendeki rotasyonel hareketi sağlayan eyleyicilerin ihtiyaç duydukları akış debisine göre hidrolik pompalar boyutlandırılmaktadır. Bu hareketleri esnasında uçağın ani manevra kabiliyetlerine sahip olabilmesi ve alt sistemlerin istenilen hızda aktif olabilmesi için kullanılan hidrolik pompanın dinamik karakteristiği de kapasitesi kadar büyük önem arz etmektedir. Pompanın dinamik davranışının uygunluğunun tespiti için birtakım test prosedürleri yer testleri esnasında incelenmektedir. Fakat çoğu zaman test maliyetlerini azaltmak, testleri çeşitlendirebilmek ve uçuş simülatörünü destekleyebilmek için bilgisayar ortamında kurulacak bir pompa matematiksel modeline ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada, bir uçağın hidrolik sistemine ait pompanın matematiksel modeli kurulurken dikkate alınması gereken parametreler, bu parametrelerin pompa dinamiğine etkisi ve matematiksel modelin genel yapısı Matlab-Simulink programı kullanılarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında F-4 savaş uçağı hidrolik pompa test verileri incelenmiş olup bu pompaya ait bir matematiksel model kurularak, pompa test verileri elde edilmiş bir pompanın matematiksel modelinin oluşturulması için

bir yöntem ortaya çıkarılmıştır. Pompanın kendi tasarımından kaynaklanan dinamik etkilerin yanı sıra, entegre edildiği hidrolik sistemin bileşenlerinin pompa dinamiği üzerindeki etkisi matematiksel olarak ifade edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik, matematiksel model, pompa dinamiği, boyunduruk, basınç kompanzasyonlu pompa



Mathematical Modelling of Pressure Compensated Pump Used in Aircraft

Abdulgani ÇAY

Department of Avionic
Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Şeref Naci ENGİN

The hydraulic pump is a hydraulic system element that creates the pressure required for the hydraulically driven flight control surfaces of aircraft and subsystems such as landing gear and flight gun covers. Hydraulic pumps are sized according to the flow rate required by the actuators that provide the rotational movement of the aircraft in three axes, namely pitch, yaw and roll. The dynamic characteristics of the hydraulic pump used for the aircraft to have instantaneous maneuverability during these movements and for the subsystems to be active at the desired speed are as important as its capacity. A number of test procedures are examined during ground tests of flight to determine the suitability of the pump's dynamic behavior. However, most of the time, a mathematical model of the pump to be established in a computer environment is needed to reduce test costs, modify test scenarios and support the flight simulator. In this study, the parameters needed when establishing the mathematical model of the pump belonging to an aircraft's hydraulic system, the effect of these parameters on the pump dynamics and the general structure of the mathematical model are examined using Matlab-Simulink program. Within the scope of the study, F-4 fighter jet hydraulic pump test data were examined and a mathematical model of this pump was established, and a method was developed to create a mathematical model of a pump whose pump test data were obtained. In

addition to the dynamic effects originating from the pump's own design, the effects of the components of the hydraulic system integrated with the pump's dynamics are expressed mathematically.

Keywords: Hydraulic, mathematical model, pump dynamic, swashplate, pressure compensated pump



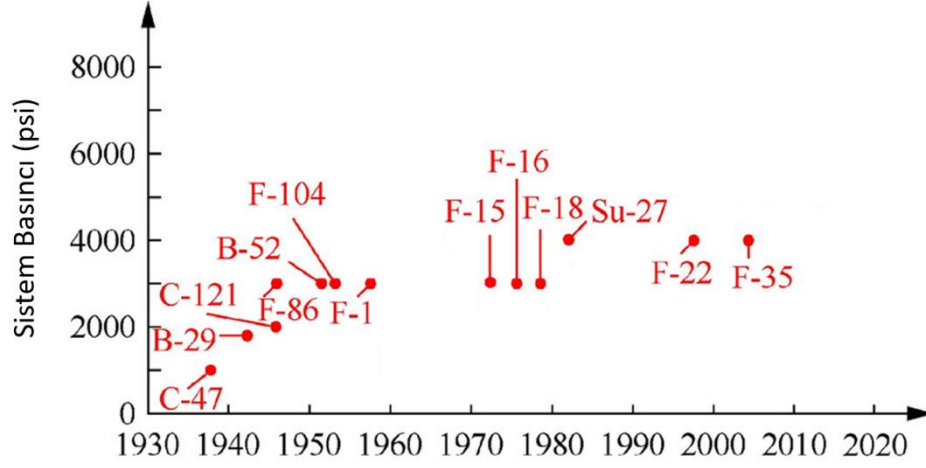
**YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF SCIENCE AND ENGINEERING**

1.1 Askeri Maksatlı Hava Araçlarında Hidrolik Sistemler

Askeri maksatlı hava araçlarında; yunuslama, sapma ve dönme (pitch, yaw, roll) adı verilen ve uçağın 3 boyutlu uzayda tabi olduğu rotasyonel hareketleri sağlayan aktüatörler çoğunlukla hidrolik sistemler tarafından sürülür. Bu sistemler; genellikle birbirini yedekleyen ve benzer işlevlere sahip 2 ya da daha fazla hidrolik sistemin birbirine entegre edilmesi ile oluşabilir. Temel olarak, bir hava aracı hidrolik sisteminde, akışkanın ön basınçlı olarak bekletildiği bir rezervuar, akışkanın basınçlandırılmasını sağlayan bir pompa, basınçlandırılan akışkanın oluşturabileceği basınç dalgalanmalarını sönümleyen ve sistem basıncının stabilitesini sağlayan bir akümülatör, gelen kontrol yüzeyi hareket komutlarıyla akışkanın yönlendirilmesini sağlayan yön kontrol valfleri, akışkanın filtrelenmesini sağlayan filtreler, akışkanın soğutulmasını sağlayan ısı eşanjörü, çek valfler ve basınç emniyet valfleri bulunur. Bazı tasarımlarda, birkaç valfin görevini birden yerine getirmek veyahut başka özel amaçları gerçekleştirmek için özel tasarım valfler de bulunabilir. Uçuş kontrol yüzeyinin veya yardımcı sistemlerin hareketini sağlayan aktüatörler hidrolik sistemin en uç noktasıdır. Bahsi geçen hidrolik elemanların sayısı her bir hava aracı konfigürasyonuna göre değişebilmekle beraber temelde tüm amaç; uçuş kontrol yüzeylerine ve yardımcı sistemlere uygun temizlik ve sıcaklıkta, gerekli basınç ve debide, yeterince hızlı ve güvenli bir şekilde basınçlandırılmış akışkanı iletmektir.

1.2 Askeri Maksath Hava Araçlarında Hidrolik Pompa

Uçuş ana kontrol sistemlerinin ve ikincil sistemler olarak adlandırılan iniş takımı, silah kapakları ve fren gibi sistemlerin aktivasyonu/deaktivasyonu çoğu tasarımda motor tarafından sürülen pompanın basınçlandığı akışkanın gücüyle sağlanır [1]. Bu pompa genellikle basınç kompanzasyonlu, değişken deplasmanlı aksel pistonlu pompa olarak seçilir [2]. Pompanın basınçlandığı akışkan, kontrol yüzeylerinin ve ikincil sistemlerin hareketi için gerekli gücü hazırda bekletir, böylece ilgili hareket için gerekli komut iletildiğinde açılan/kapanan valflerin konumuna göre basınçlı akışkan ilgili aktüatörlere iletilmiş olur. Askeri hava araçlarının yüksek yüklere maruz kalırken manevralarını güvenle yapmaları gereksinimi ve pilotun komutuna hızlı cevap verme gereksinimi düşünüldüğünde, bu gücü sağlayacak hidrolik pompaların ani gelen güç taleplerini karşılaması için gerekli olan dinamik davranışı oldukça kritik olacaktır. Akümülatörlerin, pompanın dinamik davranışını iyileştirmek ve basınç salınımlarını sönmek için basınçlandırma sistemine bir destek elemanı olarak çalıştığı belirtilebilir. Fakat yeterli basıncın sağlanmasının temelde pompanın görevi olduğu ve pompanın akümülatör olmaksızın belirli dinamik gereksinimleri sağlaması gerektiği vurgulanmalıdır. Pompa basıncı, uçakta bulunan ve hidrolik olarak aktive edilen tüm elemanların boyutunun belirlenmesinde önemli bir parametredir. Bu basıncın yüksek olması daha küçük elemanlar ile aynı gücü oluşturmayı sağlarken, düşük olması daha büyük elemanlar kullanılmasına sebep olarak uçak ağırlığını artıracaktır. Fakat yüksek basınçlarda çalışmak, uygun hidrolik eleman bulmayı zorlaştırmak ve çeşitli emniyet faktörleri sebebiyle tasarımcıyı dezavantajlı duruma düşürebilecektir. Bu nedenle hidrolik sistem basınç seviyesinin doğru tespiti oldukça önemlidir. Geçmişten günümüze askeri hava araçlarında kullanılan hidrolik sistemlerin basınç seviyeleri Şekil 1’de gösterilmiştir [3].



Şekil 1. Farklı tip askeri hava araçlarında hidrolik basınçlar

1.3 Basınç Kompanzasyonlu Pistonlu Pompalara Genel Bakış

Hidrolik sistemin karşısındaki yükü yenebilecek gücü, sisteme ilettiği akışkan ile sağlar. Bazı hidrolik uygulamalarında, tüm çalışma noktalarında neredeyse sabit basıncı verebilen bir pompa tercih sebebidir. Böyle durumlarda basınç kompanzasyonlu pompalar; stabil basınç aralığında çalışması, kendi debi-basınç karakteristiğini ilave bir eleman kullanılmaksızın ayarlayabilmesi ve enerji tasarruflu olması sebebiyle hidrolik sistemlerde tercih edilir. Basınç kompanzasyonlu pompanın çalışma prensibiyle alakalı detaylı teknik bilgiler Bölüm 4'te verilmiştir.

1.4 Çalışmanın Kapsamı ve Amacı

Önceki kısımlarda belirtildiği gibi, uçağın temel hareketlerini sağlayan uçuş kontrol yüzeyleri hidrolik aktüatörler tarafından kontrol edilmektedir ve bu aktüatörlerin gücünü sağlayan basınçlı akışkan bir hidrolik pompa ile sağlanmaktadır. Kalıcı halde (steady-state) çalışma durumunda basınç kompanzasyonlu hidrolik pompa stabil ve basınç-debi karakteristiğine uygun şekilde akışkanı iletecektir. Stabil durumlarda, pompanın sağladığı basınç çoğunlukla ayar basıncına oldukça yakındır. Bir askeri maksatlı hava aracının görev profili düşünüldüğünde, hidrolik sistem; uçuş kontrol yüzeylerinin ani pozisyon değişimlerini güvenli ve hızlı bir şekilde sağlamalı, dolayısı ile akışkan pompa tarafından hızlı bir şekilde

basınçlandırılmalıdır. Ani uçuş kontrol yüzeyi hareket komutlarının yerine getirilmesi, ani debilerin aktüatörlere iletilmesine ihtiyaç duyar. Bu noktada pompanın dinamik davranışı önem arz eder. Çünkü ani debi taleplerinde ve ani talep kesintilerinde pompanın sağladığı basınç seviyesi stabil çalışma durumuna kıyasla anlık düşüşler/yükselişler gösterebilmektedir. Bu çalışmada, bir askeri maksatlı hava aracına ait basınç kompanzasyonlu değişken deplasmanlı eksenel pistonlu pompanın dinamik davranışı incelenmiş olup, kurulacak bir matematiksel model ile dinamik davranışını etkileyen faktörler belirlenmiştir. Hidrolik pompanın tabii tutulduğu performans testleri, uluslararası askeri standartlar tarafından belirlenmiş temel gereksinimler ve geçmişte yapılmış literatür çalışmalarının ışığında pompa modelleme çalışma aşamaları ve yaklaşımlar ele alınmış olup nihayetinde test verileriyle doğrulanmış bir matematiksel model ortaya koyulmuştur. Test verileri toplanmış bir hidrolik pompanın bilgisayar ortamında modellenmesi; test maliyetlerinin azaltılması, daha gerçekçi uçuş simülatörleri oluşturulması gibi birçok amaca hizmet edebilecektir. Matematiksel model, yaklaşık 50 yıldır Türk Silahlı Kuvvetleri tarafından kullanılan ve 2024 yılı itibariyle envanterde yaklaşık 30 adet olan [4] F-4 uçağının hidrolik pompa test parametreleri kullanılarak kurulacak olup, aynı pompanın test verileriyle karşılaştırılacaktır. Çalışma, ortaya çıkardığı matematiksel model ve çalışma yöntemi vasıtasıyla başka hava aracı hidrolik sistemlerine ait pompaların matematiksel modelinin oluşturulması için bir referans olmayı amaçlamaktadır.

2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Literatür Araştırması

Basınç kompanzasyonlu pompalar; hava araçları, endüstriyel uygulamalar ve otomotiv gibi geniş alanlarda kullanıma sahiptir. Bu pompa tipinin yaygın kullanımı, araştırmacıların pompa dinamik karakteristiğini matematiksel olarak modellenmesi konusunda çalışmalar yapmasını sağlamıştır.

Petrovic ve ark. [5] pompaya ait detaylı iç geometri parametrelerini kullanarak statik ve dinamik kuvvet denge denklemlerini oluşturmuş ve oluşturduğu matematiksel modeli test sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. Fiebing ve ark. [6] basınç kompanzasyonlu pompanın dinamik yüklerdeki yüksek basınç tepelerini etkileyen faktörleri incelemiştir. Guo ve ark. [3] modern sivil uçaklarda kullanılan pistonlu pompanın çalışma prensibinin ve alt elemanlarının tanımlanması, bu tip pompanın gelecekteki yeri ve kritik teknolojilerine genel bir bakış sunmuştur. Kavanagh [7] eksenel pistonlu pompanın statik ve dinamik karakteristiklerini matematiksel olarak modellemiş ve test verileriyle karşılaştırmıştır. Achten, [8] eksenel pistonlu pompanın boyunduruk mekanizmasının dinamiğini inceleyerek ani debi değişimlerinde pompanın çalışma karakteristiğinin nasıl etkilendiğini gösteren bir çalışma yürütmüştür. Mondal ve ark. [9] kompanzasyon dinamiğinin geliştirilmesini de kapsayan bir çalışma yapmış, çeşitli tasarım parametrelerinin pompa performansına etkisini incelemiştir. Ericson [10] boyunduruk mekanizmasının osilasyonunu incelemiş, pompa deplasmanı değişikliğinin basınç dalgalanmalarının üzerindeki etkisini araştırmıştır. Bulut ve Keleş [11] muharip uçaklarda kullanılan pompa tiplerinin çalışma karakteristiklerini modelleyerek güç tüketimine olan etkisini araştırmışlardır.

BASINÇ KOMPAZASYONLU PİSTONLU POMPA

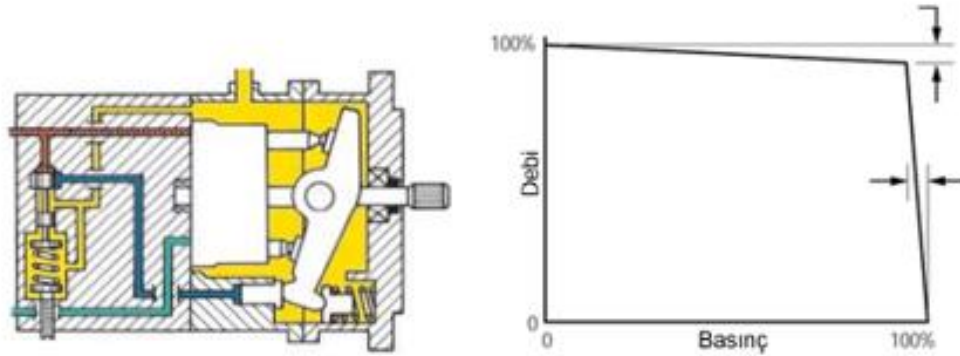
3.1 Çalışma Prensibi

Hava araçlarında yaygın olarak kullanılan hidrolik pompalar sabit ve değişken deplasmanlı aksel pistonlu hidrolik pompalardır. Sabit deplasmanlı pompalar, motora bağlı bir dişli kutusu tarafından sürülen şaftın hızına bağlı olarak sisteme debi iletirken; değişken deplasmanlı pompalar, içerisinde yer alan boyunduruk (swashplate) mekanizması sayesinde deplasmanını ayarlayarak sabit şaft hızlarında farklı debi iletirler. Değişken deplasmanlı pompalar gereksiz güç kullanımını engelleyerek, pompanın çalışabileceği bütün debi aralıklarında yaklaşık olarak sabit basıncı sağlamaları sebebiyle kullanılırlar.

Basınç kompozasyonlu pompa, azami akış ile sıfır akış arasındaki basınç değişimini %3-5 arasında tutar böylece neredeyse sabit çıkış basıncını tüm çalışma aralığında sağlar. Pompanın karşısındaki yük, pompanın sağlaması gereken basıncın artışına sebep olmaktadır. Bu yükün artışıyla, oluşan basınç kompozasyon valfi ayar basıncına ulaşana dek akış devam eder ve nihayet ayar basıncına ulaşıldığında teorik olarak sıfır akış ile sistemin sabit basınçta yükü karşılaması sağlanır. Yalnızca sistemde meydana gelen doğal sızıntıları karşılayacak miktarda akış sisteme gönderilir. Pompanın pistonları ve entegre edildikleri boyunduruk pozisyonları ile kompozasyon valfi arasında hidrolik akışkan ile sağlanan bir ilişki vardır. Basıncın artması kompozasyon valf konumunu ayarlarken, bu konum değişikliği boyunduruğun açısını düşürerek akışı azaltacak bir etki yapar. Ayar basıncına ulaşılan dek devam eden bu ayarlanma süreci, teorik olarak sıfır boyunduruk açısı ve sabit ayar basıncına ulaşılmasıyla son bulur [12]. Fakat hava araçları gibi sistemlerde her zaman basınç hattı sızıntıları (aktüatör içerisinde basınç hattından dönüş hattına olan sızıntılar) olacağı ön

görüldüğünden, basıncın tam olarak ayar basıncında olmayacağı, hiçbir zaman sıfır boyunduruk açısında çalışmayacağı, dolayısıyla sıfır akış görülemeyeceği vurgulanmalıdır.

Şekil 2’de kompanzasyonlu eksenel pistonlu pompaya ait elemanları ve basınç hatlarını gösteren bir şema paylaşılmıştır [13]. Basınç hattındaki akış basıncının; ayarı yapılan kompanzasyon valfi yay kuvvetini yendiğinde boyunduruk açısını sıfıra yaklaştırdığı, yay kuvveti ve sızıntı hattının oluşturduğu kuvvet dengesinin altında kalacak basınçları ilettiğinde ise bu kuvvete yenik düşerek boyunduruk mekanizmasının azami açığa gelmesine sebep olduğu görülebilir.



Şekil 2. Basınç kompanzasyonlu eksenel pistonlu pompa geometrisi ve karakteristik eğrisi

3.2 Kalıcı Hal Davranışının İncelenmesi

Basınç kompanzasyonlu pompanın tüm çalışma aralığında yaklaşık olarak aynı basıncı vermesi önemli bir tercih sebebidir. Pompa en yüksek basıncını en az debi ilettiği bölgede sağlarken, en düşük basıncını da en fazla debi ilettiği bölgede sağlar [11]. Aradaki ilişki ters ilişkili ve lineer olmaktadır ve bu sebeple hangi debiyi hangi basınçta iletebileceğinin kolayca hesaplanması mümkündür. Pompanın sahip olduğu azami deplasman, pompa shaftı dönüş hızı ve hacimsel verim gibi değerlerin bilinmesi halinde pompa karakteristik eğrisi çıkarılabilir. Basınç kompanzasyonlu pompaya ait genel geçer bir karakteristik eğri Şekil 2’de paylaşılmıştır. Çalışmada; pompanın sağlayabileceği azami basınç değeri “ayar basıncı”, dramatik basınç

düşüşünden önce sağlayabildiği son basınç değeri ise “kritik basınç” olarak adlandırılmıştır. Ayrıca, kritik basınca karşılık gelen debi değeri “kritik debi” olarak adlandırılacaktır. Kalıcı halde çalışma durumu, pompanın birim zaman aralığında ilettiği debideki değişimin 0 olduğu veyahut çok kısıtlı kaldığı çalışma halleri için kullanılmıştır. Bir uçuş kontrol yüzeyinin kademeli olarak pozisyon değiştirdiği esnada pompanın, hareket yüzeyine güç sağlayan aktüatörün sabit hızla hareket etmesi için gerekli debiyi ilettiği bir senaryo pompanın kalıcı halde çalışmasına bir örnektir. Pompanın ilettiği bu sabit debi, karakteristik eğride karşılık gelen basınçla iletilebilecektir.

3.3 Geçici Hal Davranışının İncelenmesi

Basınç kompanzasyonlu pompa, kalıcı hallerde oldukça öngörülebilir ve kolay hesaplanabilir bir çalışma fonksiyonuna sahiptir. Fakat geçici hal (transient) davranışı, pompa iç elemanlarının dinamik davranışına ve pompanın kullanılacağı hidrolik sistemin karakteristiğine bağlı olarak ortaya çıkacağı için daha karmaşık bir mühendislik problemi olarak karşımıza çıkar. Eğer bu pompa bir askeri maksatlı hava aracında kullanılacaksa ve uçuş kontrol yüzeylerinin hareketini sağlayan mekanizmaları sürecekse, dinamik davranışı oldukça büyük önem arz etmektedir. Ani uçuş kontrol yüzeyi hareket taleplerine pompanın geç cevap vermesi uçağı katastrofik sonuçlara götürebilecek önemli bir sorundur [14]. Bu sebeple pompanın debi taleplerine ne kadar hızda cevap verdiği gerek alt sistem testlerinde gerekse yer testlerinde incelenmektedir. Pompanın cevap verme süreleriyle alakalı askeri standartlar bir çerçeve çizmişlerdir ve askeri maksatlı hava araçlarında kullanılan pompaların dinamik davranışının yeterli olup olmadığını belirlemek için bir takım test prosedürleri yayınlamışlardır [15]. Pompa, karşısında oluşan basınca göre içerisinde yer alan valf aracılığıyla ve boyunduruk mekanizmasının açısını ayarlayarak iletilecek debiyi belirlemektedir. Bu hareket esnasında pompanın karşısında oluşan basıncı algılaması ve boyunduruk açısını ayarlayarak cevap vermesi 2 ayrı dinamik olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu iki dinamik davranışın çözümlenmesi, çalışmamızın temel mühendislik problemini oluşturmakla beraber; çalışma kapsamında çeşitli yaklaşımlarla uygun dinamik karakteristiğinin matematiksel olarak modellenmesi amaçlanmıştır. Pompanın geçici hal cevabını incelerken, bu davranışını etkileyen faktörler de irdelenmiştir. Buna göre,

pompanın cevabını etkileyen faktörlerin; boyunduruk açısının değişim hızı, pompa dönüş hızı, hidrolik sistem elastisitesi, yük davranışı ve akümülatör kullanımının olduğu belirlenmiştir.

Boyunduruk açısının değişim hızı, pompanın tasarımıyla alakalı bir değişkendir. Bu açının istenilen açığa çok hızlı ulaşması pompanın dinamik cevabının iyi olmasını sağlayan ve istenilen bir özellik olmakla beraber, mekanizmanın doğası gereği bir miktar gecikmeler veya sapmalar meydana gelmektedir. Çalışmada bu gecikmeler ve sapmalar matematiksel olarak ifade edilerek modellenmiştir.

Pompa dönüş hızı, tıpkı boyunduruk açısı gibi pompa debisini doğrudan etkileyen bir değişkendir. Pompa dönüş hızındaki değişimin debiye ve boyunduruk açısına bir etkisi olacaktır. Fakat çalışmamız kapsamında pompa sabit dönüş hızındaki veriler incelenmiş olup, bu parametrenin pompa dinamiğine etkisi izlenmemiştir.

Hidrolik sistem elastisitesi; sistemin hacmi, akışkan elastisite modülü ve boru malzemesine bağlı bir kavramdır. Küçük hacimler, yüksek akışkan elastisite modülü ve rijit borular daha hızlı pompa dinamik cevabına sebep olmaktadır. Çalışmamızda, akışkan özellikleri sabit tanımlanacak olup, değişen sistem hacminin pompa cevabına etkisi gözlemlenmiştir.

Yük davranışı, pompanın basınçlandığı sistemlerin akış ihtiyaçlarının nasıl bir dinamikte ortaya çıktığını belirlemektedir. İstenen akış, aktüatörlerin hareketleri esnasında çok kısa da olsa bir süre zarfında ortaya çıkmaktadır. Bu sürenin kısa olması pompanın hızlı cevap vermesini daha kritik hale getirmektedir. Uluslararası standartlar, bir pompanın askeri hava aracının hidrolik sistemini yeterli hızda cevap verip vermediğini gözlemlenmek adına yük karakteristiğindeki değişimi bir prosedüre bağlamıştır. Buna göre pompa azami debisinin %90'ından %5'ine ve %5'inden %90'ına değişen bir sistem debi talebi en fazla 20 ms içerisinde ortaya çıkmalıdır [15]. Yani, sistem debi talebindeki değişim en fazla 20 ms sürmelidir. Ayrıca, çalışmada kullanılacak olan test pompasına ait test düzeneği incelendiğinde, geçici hal testlerinde hidrolik sistem yükü açma/kapama kontrol valfinin bu standarda yakın bir dinamikte çalıştığı görülmüştür.

4

MATEMATİKSEL MODELİN OLUŞTURULMASI

4.1 Model Yapısının Oluşturulması ve Parametreler

Model yapısı oluşturulurken, doğrulama yapılacak test düzeneğinin yapısı dikkate alınmış ve test düzeneğiyle eşlenik bir model yapısı kurulması amaçlanmıştır. Model; hızı ayarlanabilir ve pompayı sürececek bir motor, değişken deplasmanlı basınç kompanzasyonlu hidrolik pompa debi bloğu, basınç bloğu, pompanın statik ve dinamik karakteristiğini temsil eden matematiksel fonksiyonların yer aldığı boyunduruk mekanizması bloğu ve hidrolik sistemin debi talebinin ayarlanmasını sağlayan bir debi tüketim elemanından oluşmaktadır. Modelde kullanılan tüm parametreler Tablo 1’de gösterilmiştir.

Tablo 1. Modelde kullanılan girdi parametreleri

Parametre	Sistem – 1 Değeri	Sistem – 2 Değeri
Pompa deplasmanı	33 cc (0.9 verim)	33 cc (0.9 verim)
Pompa dönüş hızı	3750 rpm	3750 rpm
Pompa ayar basıncı	3100 psi	3100 psi
Pompa kritik basıncı	3050 psi	3050 psi
Hidrolik sistem hacmi	4.435 L	8.820 L
Hidrolik hat uzunluğu	11.2 m	22.27 m
Akışkan bulk modülü	223000 psi	223000 psi
Akışkan ses hızı	1329 m/s	1329 m/s

Çalışmada incelenen pompaya ait karakteristik eğri, pompanın belirli bir debiyi hangi basınçta sağlayabileceğini ifade etmektedir. Bu eğriyi elde etmek için pompaya ait ayar basıncı, kritik basınç, deplasman, hacimsel verim ve dönüş hızı gibi parametrelere ihtiyaç vardır.

Pistonlu pompanın sahip olduğu her bir piston ayrı ayrı modellenerek yapılacak bir çalışmada, pompanın doğası gereği sabit debi iletirken dahi %2-3 arasında bir basınç dalgalanması meydana gelebilmektedir. Fakat çalışmanın kapsamı dinamik basınç davranışının incelenmesi olduğundan dolayı, pompanın pistonlarından kaynaklanan ilave dinamiklerin sonuçları etkilememesi ve modelin amaca uygun karmaşıklıkta kalması için daha basit fonksiyonlarla modellenmiştir.

Sistemin debi ihtiyacı sabit artarken/azalırken, pompa basıncı da sabit oranda azalacak/artacaktır. Pompa debi artışında basınçta yaşanan düşüş, pompanın ayar basıncı, pompanın kritik basıncı ve pompanın debisi arasında bir fonksiyon ile ifade edilecek olup, kritik debi değeri pompanın azami debisinin %97'si olarak kabul edilmiştir. Ara değerler aşağıdaki denklemdeki gibi interpolasyon metoduyla belirlenmiştir.

$$SW_{pompa} = \frac{P_{ayar} - P_{pompa}}{P_{ayar} - P_{kritik}} \quad (1)$$

$$Q_{pompa} = SW_{pompa} \times d_{pompa} \times w_{pompa} \times \eta \times 0.001 \quad (2)$$

SW_{pompa} : Swashplate açıklığı [0 , 1]

P_{ayar} : Pompa ayar basıncı (psi)

P_{pompa} : Anlık basınç (psi)

P_{kritik} : Kritik debinin sağlandığı noktadaki basınç (psi)

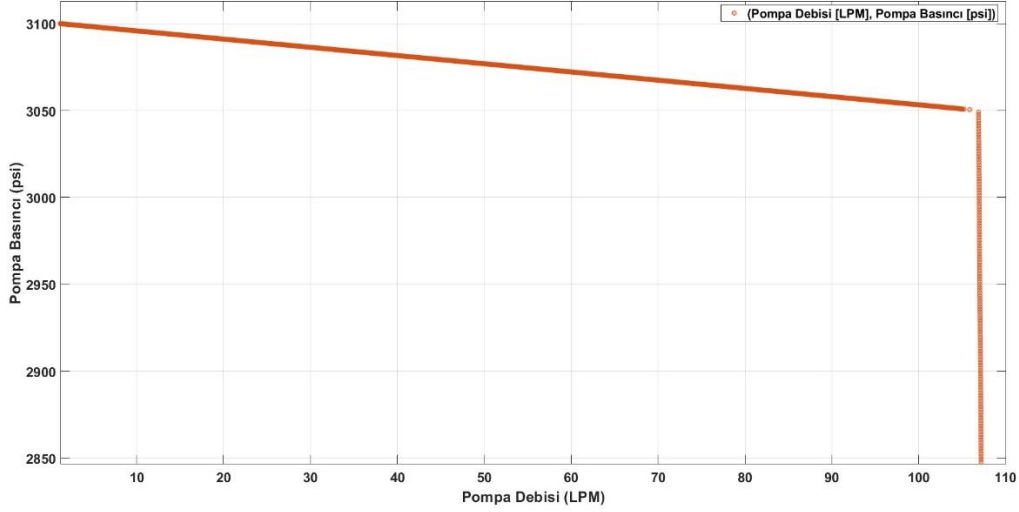
d_{pompa} : Pompa deplasmanı $\left(\frac{cc}{rpm}\right)$

w_{pompa} : Pompa dönüş hızı (rpm)

η : Hacimsel verim

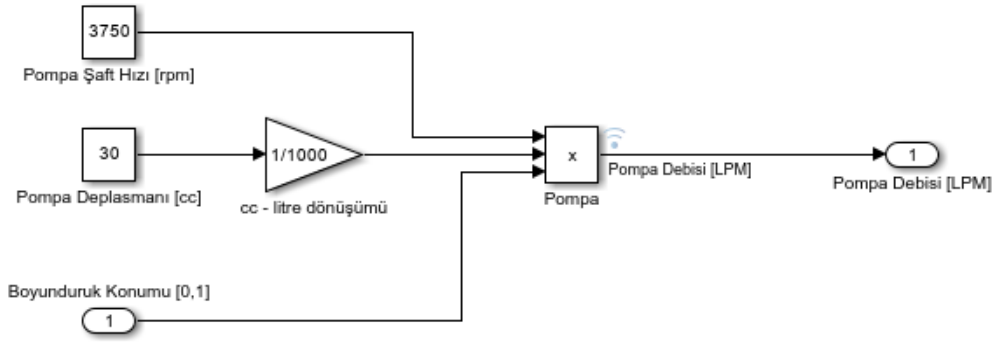
Q_{pompa} : Anlık pompa debisi ($\frac{Litre}{dk}$)

Bu eşitliğe göre, P_{pompa} ayar basıncına (P_{ayar}) eşit olduğunda boyunduruk açısı değeri 0 olacak, yani pompa debi iletmeyecek olup, P_{pompa} kritik basınca (P_{kritik}) eşit olduğunda ise tamamen açılarak 1 değerine sahip olacaktır. Debiyi oluşturan diğer iki bileşen pompa dönüş hızı ve pompa azami deplasmanı olmakla beraber; pompa azami deplasmanı bir sabit olarak modellenmenin başlangıcında tanımlanacak, pompa dönüş hızı ise incelenen senaryolara göre simülasyonun öncesinde tayin edilerek girdi olarak modele tanımlanacaktır. Test pompası incelendiğinde, ayar basıncının 3100 psi, kritik basıncın 3050 psi, verimli pompa deplasmanının yaklaşık 30 cc/rev olduğu görülmüştür. Bu pompa verimli pompa deplasmanını karşılayacak pompanın 33 cc/rev deplasmana ve 0.90 hacimsel verime sahip bir pompa olduğu varsayılmıştır. Test kalıcı durum pompa debi grafiğiyle karşılaştırmak için testte olduğu gibi modelde de 3750 rpm pompa dönüş hızı tanımlanmıştır. Bu verilerle pompanın değişen debilerinin karşılık geldiği basınç verilerini haritalamak amacıyla simülasyon koşullarında pompa kalıcı durum çalışma grafiği MATLAB Simulink programı ile çizdirilmiştir. Oluşan pompa debi-basınç karakteristiği Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 3. Pompa modeli kalıcı hal basınç-debi karakteristiği

Pompanın debi-basınç karakteristik eğrisi, pompa dinamiği modellemesinde girdisi basınç, çıktısı debi olarak kullanılacak bir 1-D tablo içerisinde tanımlanmıştır. Model yapısı gereği, pompa debisi yerine, debi çıktısı normalleştirilerek boyunduruk pozisyonuna indirgenmiş, tablonun çıktısı olarak 0 ile 1 arasında bir değer kullanılmıştır. Bu değer, boyunduruk konumunu belirleyerek, Denklem 1 ile doğrudan pompa debisinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. Şekil 4'te gösterilen "Pompa Debi Bloğu" Denklem 1 ve Denklem 2'ye göre hesaplanan pompa debisini tanımlamaktadır. Pompa boyunduruk konumu pozisyonuyla pompa debisi dinamiği arasında anlamlı bir gecikme gözükmediğinden modele ilave bir gecikme elemanı eklenmemiştir[15].



Şekil 4. Pompa debi bloğu-Simulink

Hidrolik sistemden tüketilecek debiyi ifade etmek için bir debi tüketim bloğu oluşturularak tüketim debisinin dinamiği bu blok içerisinde modellenmiştir. Çalışmaya konu olan test sistemi incelendiğinde, pompanın karşısındaki yükü ayarlamak için kullanılan kontrol valfinin açılma süresinin yaklaşık 30 ms, kapanma süresinin yaklaşık 10 ms olduğu görülmüştür. Benzer koşulları modelleyebilmek için sisteme iletilen debi talebi, basamak fonksiyonu olarak girilmiş, fonksiyonun çıkışına bir “rate limiter” elemanı eklenmiştir. Bu eleman girdi olarak sağlanan değer artış hızını limitlemektedir. Sistemin azami debisi yaklaşık 110 LPM alınarak, tamamen açılma ve tamamen kapanma sürelerinin sırasıyla 30 ms ve 10 ms olmasını sağlayan limit değerleri hesaplanmıştır.

Artış hızını limitleyen değer aşağıdaki Denklem 3 ile bulunmuştur;

$$R_{art} = \dot{Q}_{tuketim,azami} \quad (3)$$

$$R_{art} = \frac{Q_{tuketim,azami}}{t_{art}} \quad (4)$$

$$R_{art} = \frac{110 \text{ LPM}}{30 \text{ ms}}$$

$$R_{art} = \frac{110 \text{ LPM}}{0.030 \text{ s}}$$

$$R_{art} = 3666.67 \text{ LPM/s}$$

Benzer yaklaşımla debi kontrol valfinin kapanma hızını, yani talep debisinin azalış hızını limitleyen Denklem 5 ile bulunmuştur, azalış hızını göstereceğinden dolayı artış hızını limitleyen Denklem 4'ün negatifi alınmıştır;

$$R_{aza} = -\dot{Q}_{tuketim,azami} \quad (5)$$

$$R_{aza} = -\frac{Q_{tuketim,azami}}{t_{aza}} \quad (6)$$

$$R_{aza} = -\frac{110 \text{ LPM}}{10 \text{ ms}}$$

$$R_{aza} = -\frac{110 \text{ LPM}}{0.010 \text{ s}}$$

$$R_{aza} = -11000 \text{ LPM/s}$$

Sistem debi talebini tanımlayan matematiksel elemanlar ve değerlerin yerine koyulmasıyla, “Tüketici Bloğu” aşağıdaki gibi oluşturulmuştur.

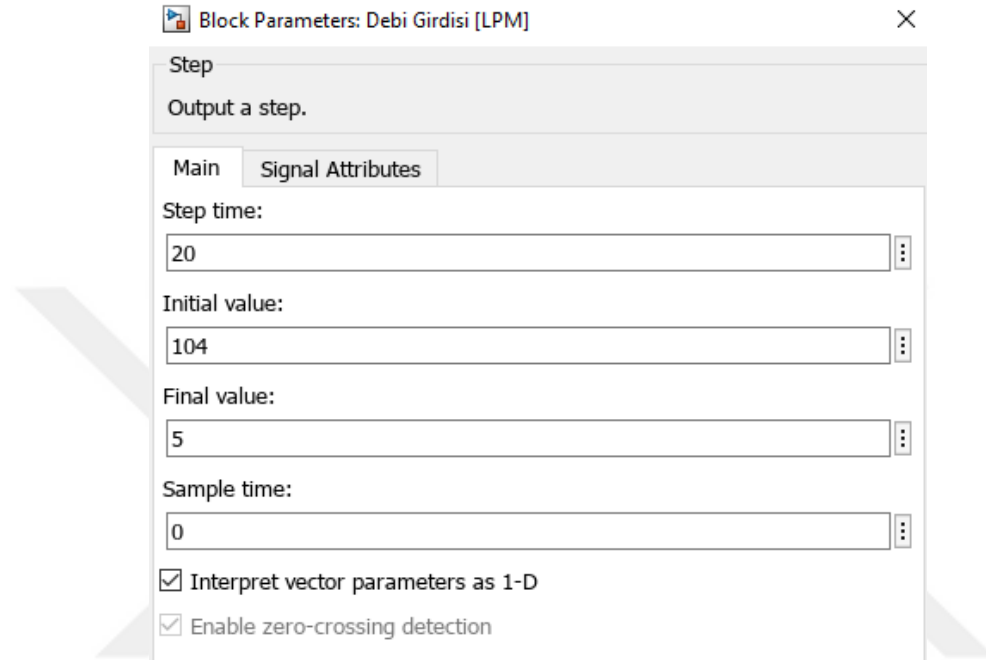
Şekil 5



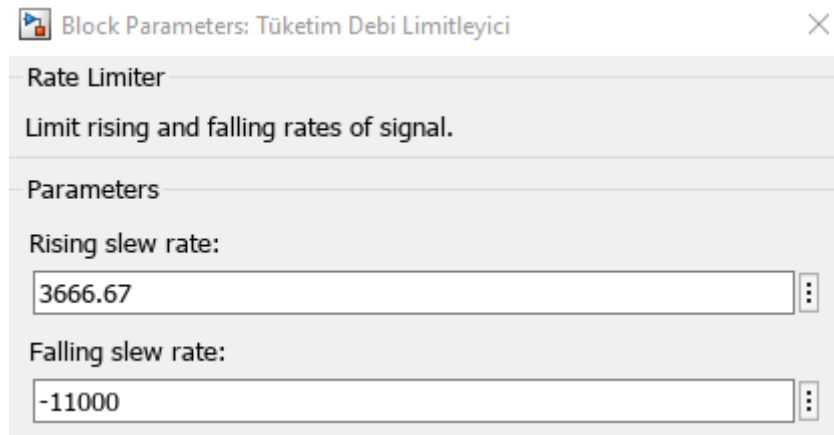
Şekil 5. Tüketici bloğu-Simulink

Bu blokta yer alan debi girdisi, basamak fonksiyon olarak başlangıç ve bitiş debilerini tanımlamaktadır. Ani açma durumunda başlangıçta düşük bir debi talebi varken, basamak fonksiyonunun devreye girdiği anda yüksek debiye çıkılmaktadır. Ani kapama durumunda ise başlangıçta yüksek bir debi varken, basamak

fonksiyonunun devreye girdiği anda düşük debiye inilmektedir. Debi girdisinin çıktısı “Tüketim Debi Limitleyici” elemanına girdi olarak sağlanmaktadır. Bu eleman, debinin artış ve azalış hızını Denklem 3 ve Denklem 5 ile bulunan değerler çerçevesinde limitlemektedir. “Debi Girdisi” ve “Tüketim Debi Limitleyici” elemanlarına ait parametreler sırasıyla Şekil 6 ve Şekil 7’de gösterilmiştir.



Şekil 6. Tüketici bloğu debi parametreleri



Şekil 7. Tüketici bloğu debi limitleyici parametreleri

Pompa Debi Bloğu ve Tüketici Bloğu olarak tanımlanan bloklardan çıkan debi değerleri, sırasıyla sisteme verilen ve sistemden alınan debileri ifade etmektedir.

Sistemdeki net debi değişimi ise pompanın sağladığı debiden, tüketilen debinin çıkarılmasıyla bulunur.

$$Q_{net} = Q_{pompa} - Q_{tüketim} [LPM] \quad (7)$$

Dinamik davranış sırasında pompa doğası gereği cevap süresinde gecikmeler ve verilen cevapta sapmalar olmaktadır. Dinamik davranışı doğru modelleyebilmek için modele debi-basınç ilişkisinin kurulmasını sağlayan pompa elemanlarının dinamiğini temsil eden transfer fonksiyonları ve gecikme elemanları eklenmelidir.

Basınç kompanzasyonlu pompa, çalışma prensibi gereği, sistemdeki basınç düşüşünü algılayıp, bu basıncı yeniden artırmak üzere debi sağlayan bir eleman olarak çalışmaktadır. Basıncıdaki düşüşü içerisinde yer alan bir kontrol valfi aracılığıyla algılayıp valf konumunu ayarlayarak boyunduruk mekanizmasına konum değiştirmesi gerektiğini hidrolik olarak iletir. Boyunduruk mekanizması da plaka eğikliğini ayarlayarak istenen debinin iletileceği konuma kendisini ayarlar. Bu adımların her biri sistemin dinamiğine bir etkide bulunmaktadır. Bu etkiyi matematiksel olarak ifade edebilmek için izlenen metot ve kullanılan matematiksel elemanlardan bu kısımdan itibaren bahsedilmiştir.

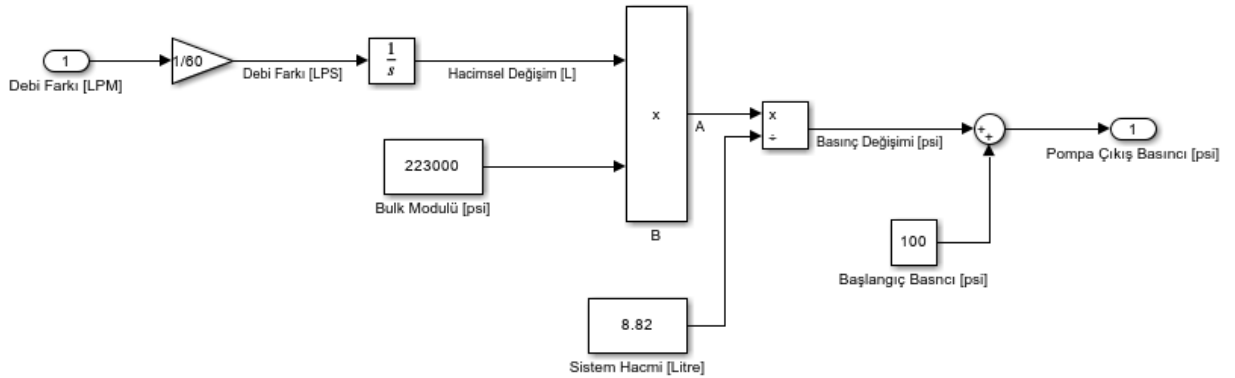
Sistem basıncının hesaplanmasında kullanılan matematiksel fonksiyon aşığıda belirtilmiştir.

$$\Delta P = \beta \times \frac{\Delta V}{V} \quad (8)$$

Bulk modülü (β) sabit olarak kabul yapılmıştır. Hacimsel değişim (ΔV) modellenirken, pompanın iletteği debi ile sistemin ihtiyaç duyduğu debi farkı (Q_{net}) alınmıştır, bu değer simülasyon boyunca sistemin ihtiyacına ve pompanın verdiği cevaba göre değişmektedir. Değer saniye cinsinden integrale alınacağından dolayı 1/60 ile çarpılarak birim değişimi (LPM'den Litre/saniye'ye) sağlanmıştır. Hacim (V), sistemi oluşturan boruların toplam iç hacmi olarak sabit tanımlanmıştır. Bu hesaba göre belirlenen basıncın pompa çıkış basıncı olduğu belirtilmelidir. Çalışma kapsamında, hat kayıpları modellenmediğinden dolayı, pompa çıkış basıncı aynı zamanda sistem basıncı olarak da ifade edilebilmektedir. Simülasyon

sonuçlarına ait pompa çıkışı basınç grafikleri bu fonksiyonun çıkışındaki sinyalden ölçülmüştür.

Yukarıda gösterilen Denklem 8'in model içerisindeki tanımlamasını gösteren "Pompa Basınç Bloğu" isimli blokta kullanılan elemanlar Şekil 8'de gösterilmiştir.



Şekil 8. Pompa basınç bloğu-Simulink

Pompa, bu fonksiyonun sonucu olarak çıkan pompa çıkış basıncını gecikmeli olarak hissetmekte ve bu değere göre cevap oluşturmakta yani akışkan göndermektedir. Pompa sisteme akışı iletirken, içerisinde yer alan kontrol valfi vasıtasıyla sistem basıncına göre boyunduruk açısını ayarlar. Karşı basıncın olmadığı durumlarda kontrol valfi içerisindeki yay serbest kalarak boyunduruğun azami açıda kalmasını ve pompanın tam kapasite debi iletmesini sağlar. Benzer şekilde, ayar basıncına ulaşıldığında yay sıkışarak boyunduruğun asgari açıda (sıfır dereceye yakın) kalmasını sağlar, böylece debi iletimi asgari düzeye indirilir. Pompa içerisindeki kontrol valfi, bu ayarlamaları üzerinde bulunan herhangi bir elektriksel sinyal ile değil, sistemin hidrolik basıncını algılayarak yapmaktadır. Hidrolik sistemin en uç noktalarında bulunan aktüatörlerin sürüldüğü basınç pompa için esas olacaktır. Fakat pompanın hattın ucundaki basıncı algılamasının milisaniye mertebesinde de olsa bir gecikmeye sebep olmasından dolayı pompanın algıladığı basınç ile hattın basıncı aynı olmayacaktır. Hat kayıpları ihmal edildiğinde dahi ortaya çıkan bu durum "Waterhammer etkisi" olarak adlandırılmıştır [16]. Bu yaklaşıma göre pompa aniden durduğunda veya karşı yük aniden kapatıldığında akışkanın sahip olduğu hareket enerjisi bir anda yok olmaz. Bu ani değişim sistemde bir basın

dalgalanması oluşmasına sebep olur. Oluşan dalga hat boyunca yayılır. Hidrolik sistemin uzunluğuna göre dalganın pompaya ulaşması belirli bir zaman alır. Dolayısıyla basınç değişimi önce hattın ucunda gerçekleşirken pompaya çalışmamızda t_w olarak tanımlanan sürede ulaşır. Bu süre basınç dalgasının yayılma hızı ve hat uzunluğuna bağlıdır. Hat uzunluğu ve akışkan özelliklerine bağlı dalga yayılma hızı test verilerinin alındığı kaynaktan elde edilmiştir [17]. Ani basınç değişimlerinin yaşandığı durumlarda pompanın basıncı algılaması için gereken süre Denklem 9 ile bulunur.

$$t_w = \frac{l}{c} \quad (9)$$

t_w : Pompanın basınç değişimini algılaması için gereken süre (s)

l : Boru hattı uzunluğu (m)

c : Akışkanın ses hızı ($\frac{m}{s}$)

4.435 litrelik sistem için boru uzunluğu 11.2 metre, akışkanın ses hızı 1329 m/s olup değerler Denklem 9'da yerine koyulursa;

$$t_{w,v1} = \frac{l_{v1}}{c} \quad (10)$$

$$t_{w,v1} = \frac{11.2 \text{ m}}{1329 \text{ m/s}}$$

$$t_{w,v1} = 0.00842 \text{ s}$$

8.820 litrelik sistem için boru uzunluğu 22.27 metre, akışkanın ses hızı 1329 m/s olup değerler Denklem 9'da yerine koyulursa;

$$t_{w,v2} = \frac{l_{v1}}{c} \quad (11)$$

$$t_{w,v2} = \frac{22.27 \text{ m}}{1329 \text{ m/s}}$$

$$t_{w,v2} = 0.0167 \text{ s}$$

Pompanın waterhammer etkisi ile basınç değişimini algılamasında yaşanan gecikme birinci dereceden transfer fonksiyonu ile ifade edilmiştir.

Sistem-1 için (4.435 Litre) basınç değeri, herhangi bir değer değişikliğine uğramadan iletilecek olup basınç değişiminin tamamen algılanma süresi 0.00842 s olacağından;

$$G_{v1}(s) = \frac{K_{v1}}{\tau_{v1}s + 1} \quad (12)$$

$$K_{v1} = 1$$

$$5\tau_{v1} = 0.00842$$

$$\tau_{v1} = 0.001684$$

Değerler yerine yazılırsa oluşan transfer fonksiyonu aşağıdaki haliyle modele eklenir.

$$G_{v1}(s) = \frac{1}{0.001684s + 1}$$

Sistem-2 için (8.820 Litre) basınç değeri, herhangi bir değer değişikliğine uğramadan iletilecek olup basınç değişiminin tamamen algılanma süresi 0.0167 s olacağından;

$$G_{v2}(s) = \frac{K_{v2}}{\tau_{v2}s + 1} \quad (13)$$

$$K_{v2} = 1$$

$$5\tau_{v2} = 0.0167$$

$$\tau_{v2} = 0.00334$$

Değerler yerine yazılırsa oluşan transfer fonksiyonu aşağıdaki haliyle modele eklenir.

$$G_{v2}(s) = \frac{1}{0.00334s + 1}$$

Birinci dereceden transfer fonksiyonu pompanın algıladığı basıncın, pompanın sisteme ilettiği gerçek basınç değerinin gecikmeli hali olacağından, fonksiyon gerçek pompa çıkış basıncının çıkışına eklenmiştir. Birinci dereceden transfer fonksiyonunun çıktısı olan basınç değeri ise, pompanın boyunduruk açısını ayarlayacağı pompa debi-basınç karakteristiği tablo elemanına iletilir. Şekil 9’da birinci derece transfer fonksiyonunun model içerisindeki yeri “Kompanzasyon Valfi Algılama Gecikmesi” isimli elemanla gösterilmiştir.



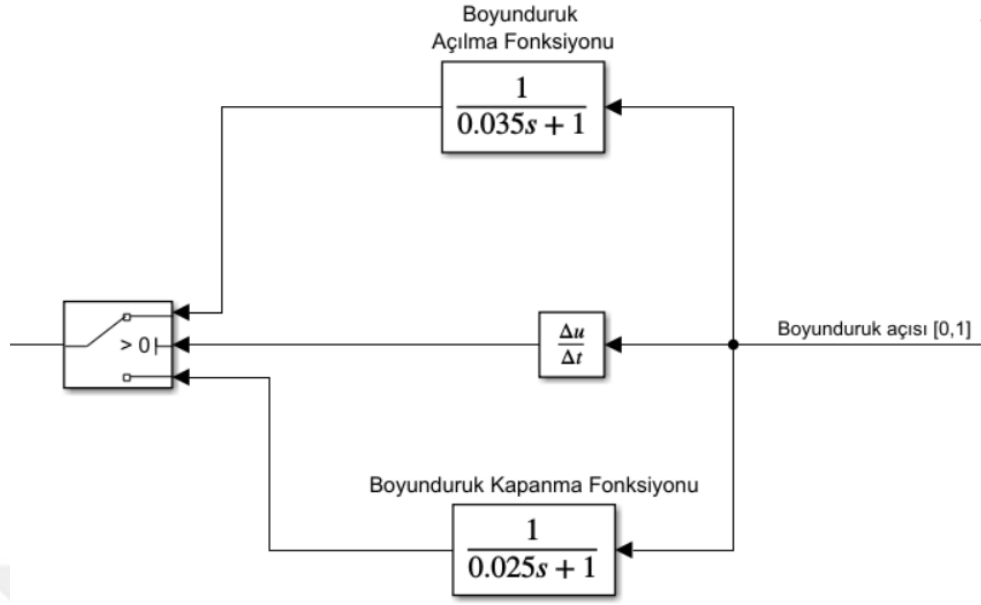
Şekil 9. Kompanzasyon valfi algılama gecikmesi-Simulink

Pompa algıladığı basınç değişimine boyunduruk açısını ayarlayarak sisteme ilettiği debiyi belirlemektedir. Bunu sağlarken boyunduruk mekanizmasının açılma/kapanma hareketleri yapması da pompanın iç tasarımındaki parametrelere bağlı olarak bir gecikme ile gerçekleşmektedir. Pompa herhangi bir t_0 anında boyunduruk açısını belirli bir konuma getirmesi gerektiğini algılamakta fakat bunun cevabını vermesi de bir gecikme ile gerçekleşmekte ve pompa nihai konumuna $t_0 + t_{cevap}$ anında gelmektedir. t_{cevap} sistemden bağımsız pompanın tasarimsal parametreleriyle ilgili bir değerdir. Bu değer, pompanın ayar basıncı, boyutu, yay ayar mekanizması, boyunduruk kütlesi, boyunduruk ataleti gibi birçok tasarimsal parametreden etkilenebilmekte olup; bu çalışma kapsamındaki kısıtlı

veriyle pompa davranışını modelleyebilmek amacıyla bu parametrelerin tamamının pompa dinamiğine etkisi birinci dereceden transfer fonksiyonuyla elde edilmiştir. Gerçekten de boyunduruk mekanizmasının cevabının birinci dereceden transfer fonksiyonuyla ifade edilebiliyor olması, çalışma kapsamında belirlenecek transfer fonksiyonu parametrelerinin tümevarım ile değil tündengelemlim ile bulunmasının uygun olabileceğini göstermektedir. Özetle, birden çok parametrenin oluşturduğu dinamik cevap, bu parametrelerin bilinmemesi nedeniyle, test verilerinden gözlemlenen dinamik cevap davranışına yakınsayan en uygun parametrelerin tespit edilmesiyle tanımlanacaktır.

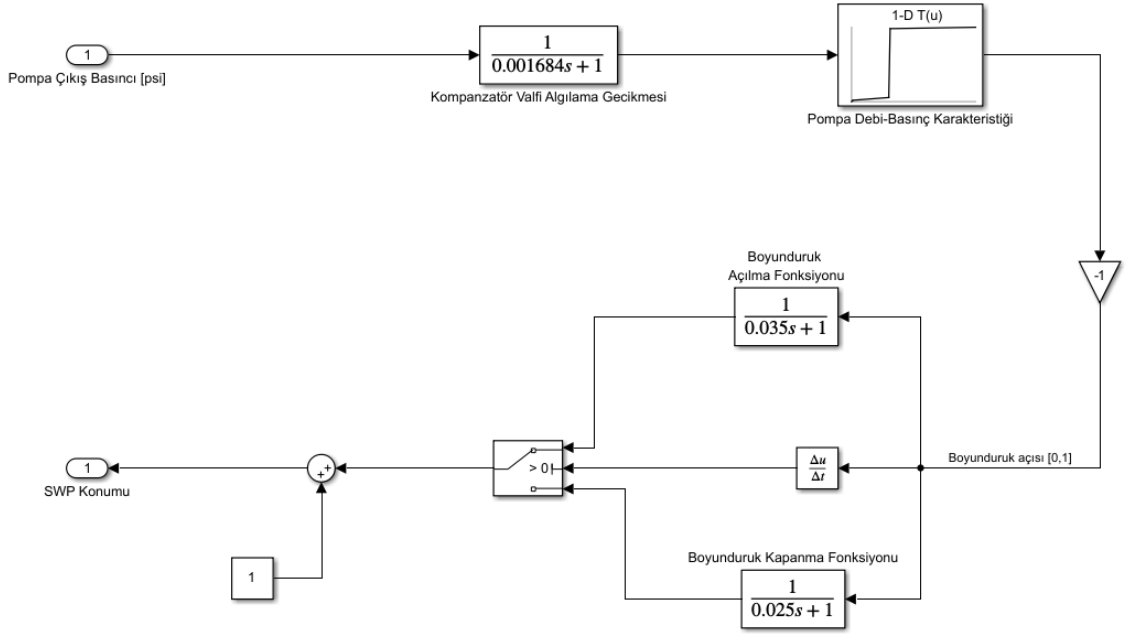
Pompanın doğası gereği sağlayacağı dinamik cevabın, her sistem ve senaryoda aynı boyunduruk açısı değişim parametrelerinin kullanılması ile oluşturulması ve farklı sistemlerde elde edilen test sonuçlarına yakın model sonuçları elde edilmesi ile pompa boyunduruk dinamik cevabının doğru modellendiği sonucuna varılır. Test verilerinden yararlanılarak, pompanın boyunduruk açısı artış ve azalış cevabı birinci dereceden transfer fonksiyonları olarak modellenmiştir.

Pompanın debisini artırırken ve azaltırken verdiği dinamik cevapların birbirinden farklı olması sebebiyle artış ve azalış yönlerindeki dinamik cevaplar 2 ayrı transfer fonksiyonu ile modellenmiştir. Buna göre pompa boyunduruğunun debi artırırken (açılırken) verdiği cevabın debi azaltırken (kapanırken) verdiği cevaptan daha yavaş olduğu gözlemlenmiştir. Yüksek basınç altındaki pompanın, debiyi azaltmak için boyunduruk elemanını nötr konuma getirmesi gerekir. Sistem basıncının yüksek olması boyunduruğun geri hareketine yardımcı olur. Böylece pompa göreceli olarak daha hızlı bir cevap verir. Boyunduruk açısını artırmak için ise sisteme karşı çalışmak gerekeceğinden dolayı cevap süresi daha uzun olur. Bu nedenle, modele boyunduruk açısının artıp azalmasına bağlı olarak pompa cevabındaki gecikmeyi ifade eden 2 ayrı fonksiyon tanımlanmıştır. Şekil 10'da boyunduruk açısının değişimindeki gecikmeyi gösteren model elemanları gösterilmiştir. Buna göre boyunduruk açısı pozisyonunun türevi (açı hızı) pozitif olduğunda "boyunduruk açılma fonksiyonu", negatif olduğunda ise "boyunduruk kapanma fonksiyonu" devreye girmektedir. Açısal değişimin olmadığı, hızın sıfır olduğu anlarda, pompa kalıcı halde çalışıyor olacağından hangi fonksiyonun çalışacağı fark etmemektedir.



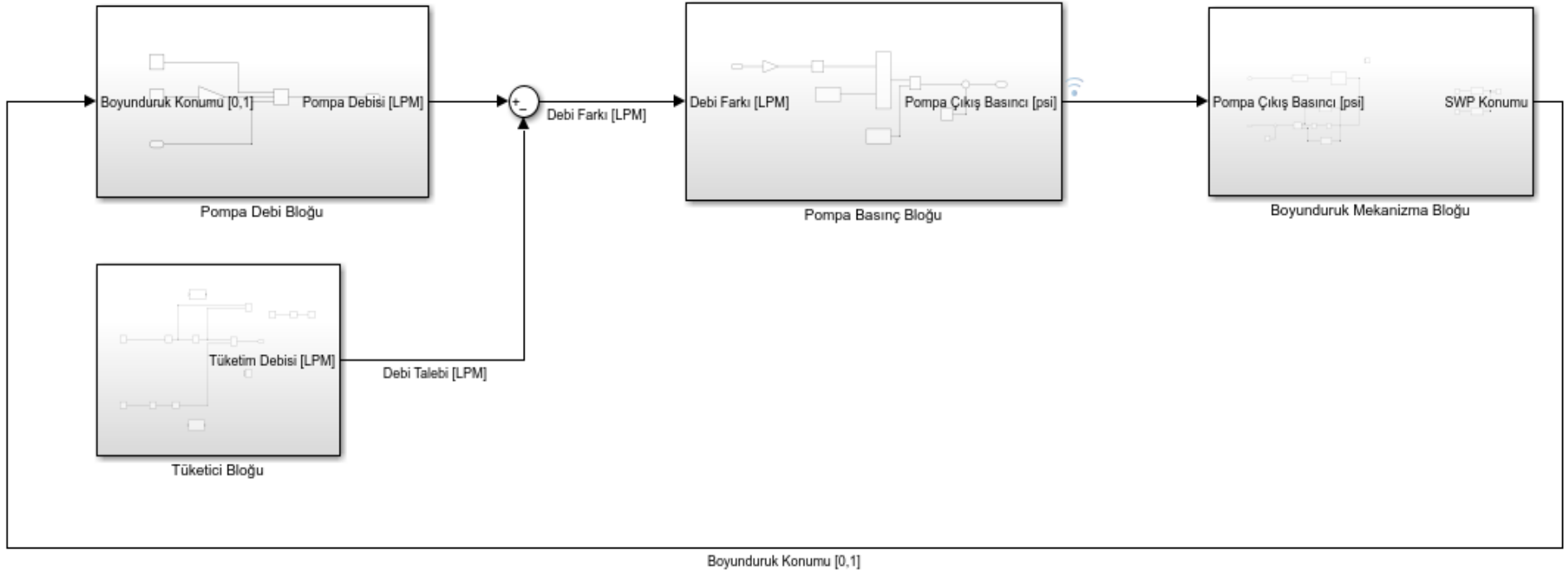
Şekil 10. Boyunduruk modeli-Simulink

Boyunduruk açısı, sistemin ilk çalışmaya başladığı anda tamamen açık (1 konumunda) olacaktır. Sistem debi talebinin kesilmesi ve sistem basıncının ayar basıncına ulaşmasıyla tamamen kapalı (0 konumunda) olacaktır. Ara değerlerde ise yukarıda tanımlanan matematiğe uygun bir değer belirlenmektedir. Dolayısıyla modelleme yapılırken, başlangıç koşulunun gerçek çalışma prensibini karşılaması için, boyunduruk açısı sabit 1 değerine, yukarıdaki boyunduruk açılma fonksiyonundan çıkan uygun boyunduruk açısının (negatif) eklenmesi ile bulunur. Kısaca, bu blok içerisindeki elemanlar, pompanın ne kadar kapanacağını tayin edecek matematikle tanımlanmışlardır. “Boyunduruk Mekanizma Bloğu” Şekil 11’de gösterilmektedir.



Şekil 11. Boyunduruk mekanizma bloğu-Simulink

Boyunduruk mekanizma bloğu pompa çıkışındaki gerçek basıncı girdi olarak alan ve boyunduruk açısının gecikmeli pozisyonunu ([0-1] olarak normalleştirilmiş) halini çıktı olarak vermektedir. Bu çıktı, “Pompa Debi Bloğu” adı verilen bloğa girdi olarak işlenmekte ve model döngüsü tamamlanmaktadır.



Şekil 12. Matematiksel model blokları

5

SİMÜLASYON SONUÇLARI

Kurulan model ile F-4 uçağı hidrolik sistemine ait pompa testleri ile aynı pompanın model verileri karşılaştırılmıştır. Ayrıca, pompa dinamik karakteristiğini etkileyen faktörleri incelemek amacıyla, değişen hidrolik sistem hacminin ve değişen talep debisinin pompa cevabına olan etkisi incelenmiştir. Simülasyon sonuçları Matlab Simulink programı ile elde edilmiş olup, test verileri “McDonnell Aircraft Company-Advanced Fluid Simulation” dokümanından alınmıştır. Bu dokümandan alınan değerler, Simulink’te yapılan simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılması için Simulink programına yüklenmiştir ve sonuçlar tek bir grafikte çizdirilmiştir.

5.1 Matematiksel model – Test Karşılaştırması

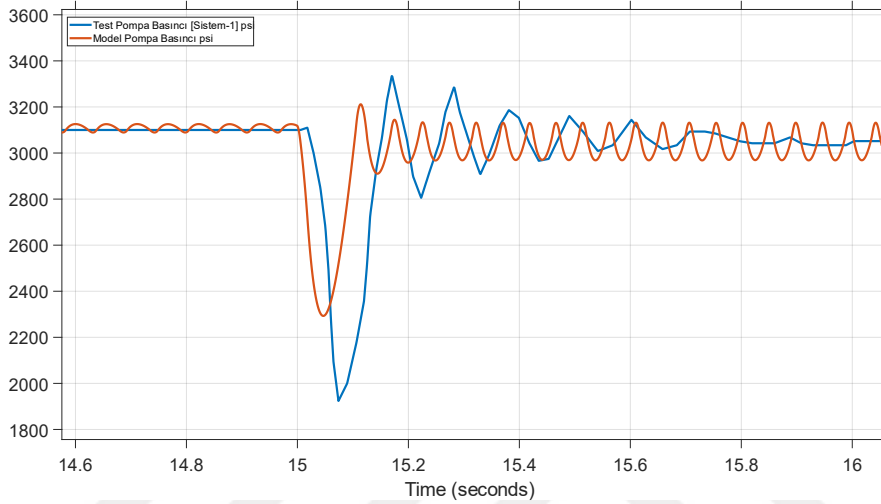
Kurulan matematiksel modelin parametreleri ve incelenen senaryolar, F-4 savaş uçağı pompa ve hidrolik test sisteminden alınmıştır. Sistem-1 ve Sistem-2’de aynı pompalar kullanılmış, hidrolik sistem hacmi ile ani debi değişiminin başlangıç bitiş değerleri değişiklik göstermiştir. Senaryo koşulları Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Test-model karşılaştırması için senaryo koşulları

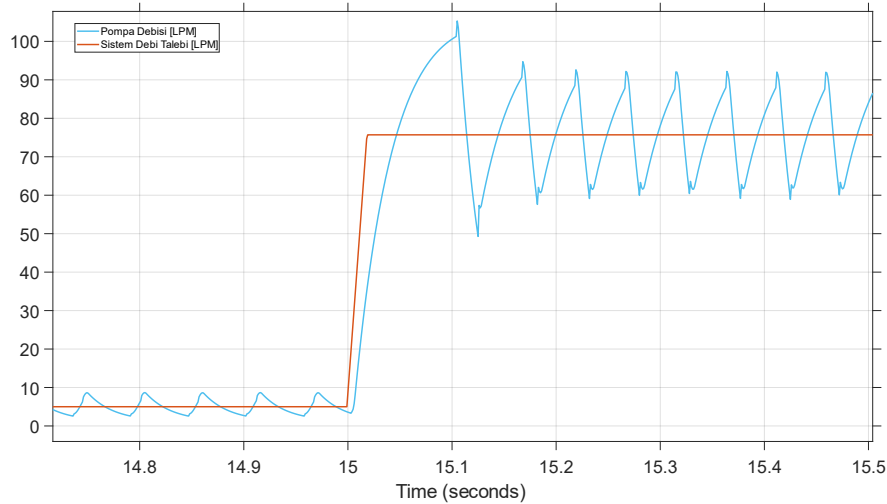
Parametre	Sistem -1	Sistem-2
Pompa Hızı	3750 rpm	3750 rpm
Hidrolik Hat uzunluğu	11.2 m	22.27 m
Toplam Hidrolik Hacim	4.435 L	8.820 L
Ani Açılışta/Kapanışta Kullanılan Debi	75.5 LPM	102 LPM
Kapalı Durumda İletilen Debi	5 LPM	5 LPM

5.1.1 Sistem-1 Test-Simülasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması

Sistem-1 simülasyonları kontrol valfine uygulanan bir basamak sinyali vasıtasıyla, 15. Saniyede pompa debi talebinin 5 LPM'den 75.5 LPM'ye yükselmesi; 20. saniyede ise 75.5 LPM'den 5 LPM'ye düşürülmesi senaryosunu incelemektedir. Bu sinyallerin uygulanmasıyla beraber pompa çıkışında ölçülen basınç değerleri test verileriyle karşılaştırmalı olarak sırasıyla Şekil 13 ve Şekil 15'te gösterilmiştir.



Şekil 13. Sistem-1 test-model basınç sonuçlarının karşılaştırılması-tam açma senaryosu

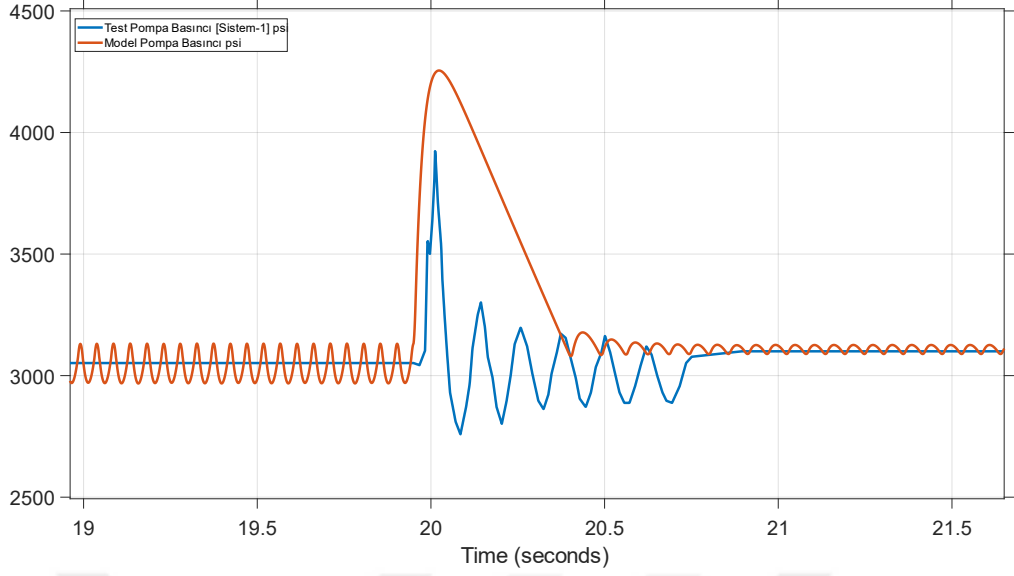


Şekil 14. Sistem-1 debi talebi-pompa debisi sonuçlarının karşılaştırılması-tam açma senaryosu

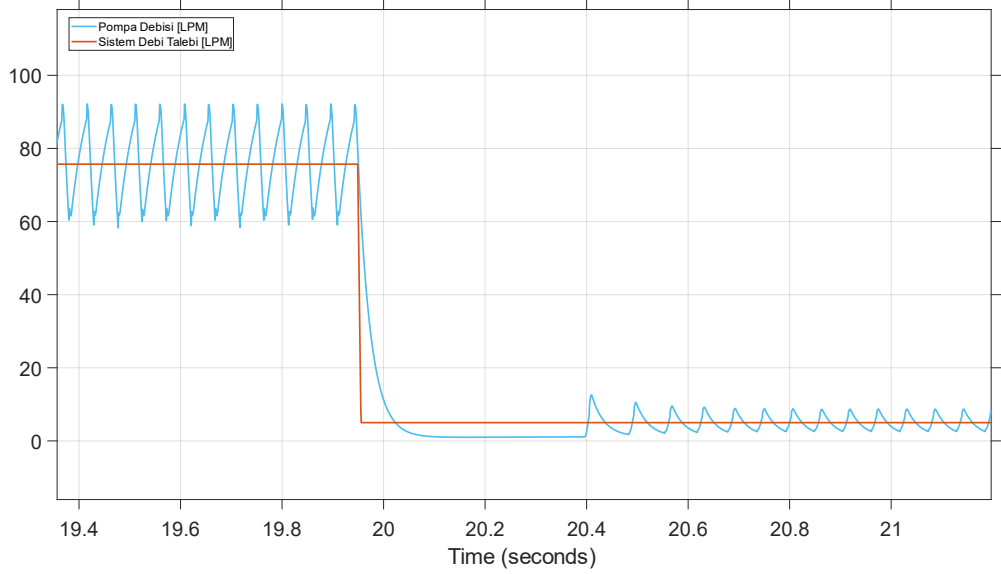
Şekil 13 incelendiğinde basınç eğrisinin genel karakteristiği test sonuçlarıyla uyumlu olmakla beraber, cevap süresi olarak ifade edilen, ani basınç düşüşünde görülen ilk dip değerine ulaşma süreleri birbirleriyle uyumludur ve standartlarda

sağlanması gerektiği belirtilen 50 ms değerinin altında kalmıştır. Basıncın son değere oturması için geçen süre modelde yaklaşık 200 ms iken, testte yaklaşık 400 ms mertebesinde olduğu görülmektedir. Bu değer, standartlarda 1000 ms'nin altında kalması gerektiği yönünde ifade edilmiştir. Test ve modele ait basınç grafiğinin dip basınç değerleri incelendiğinde, test basınç değerinin modeldekinden yaklaşık 300 psi daha düşük kaldığı görülmüştür. Tüm sonuçlar beraber incelendiğinde, ulaşılan dip değer ve oturma sürelerinde meydana gelen farklılıklar kabul edilebilir seviyede kalmıştır.

Şekil 14 incelendiğinde pompa boyunduruğunun 15. Saniyeye kadar düşük genlikte bir salınım hareketi yaparak 5 LPM debiyi ilettiği, 15. Saniyede gelen ani taleple beraber açılıp sistemi basınçlandırdığı, sistemden aniden çekilen akışkanın yerini doldurmak için referans debi olan 75 LPM değerinin üzerine çıktığı görülmüştür. Basınç seviyesine ulaşıldığında ise boyunduruk +/-15 LPM debi genliğinde akışkanı iletecek şekilde salınım yapmaktadır.



Şekil 15. Sistem-1 test-model basınç sonuçlarının karşılaştırılması-tam kapama senaryosu



Şekil 16. Sistem-1 debi talebi-pompa debisi sonuçlarının karşılaştırılması-tam kapama senaryosu

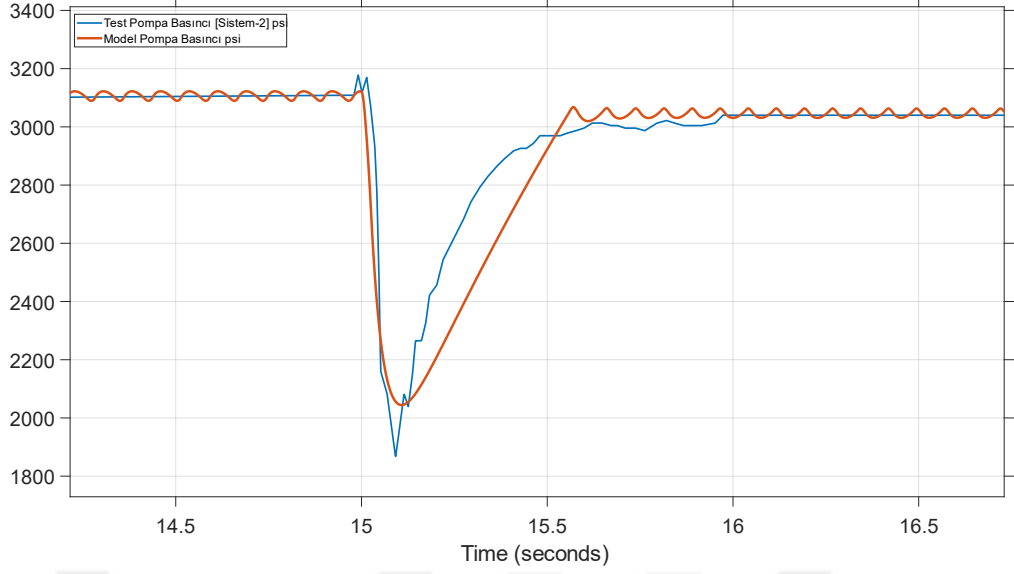
Şekil 15 incelendiğinde basınç eğrisinin genel karakteristiği test sonuçlarıyla uyumlu olmakla beraber, cevap süresi olarak ifade edilen, ani basınç artışında görülen ilk tepe değerine ulaşma süreleri birbirleriyle uyumludur ve standartlarda sağlanması gerektiği belirtilen 50 ms değerinin altında kalmıştır. Basıncın son değere oturması için geçen süre modelde yaklaşık 500 ms iken, testte yaklaşık 800 ms mertebesinde olduğu görülmektedir. Bu değer, standartlarda 1000 ms'nin

altında kalması gerektiği yönünde ifade edilmiştir. Test ve modele ait basınç grafiğinin tepe basınç değerleri incelendiğinde, test basınç değerinin modelden yaklaşık 250 psi daha düşük kaldığı görülmüştür.

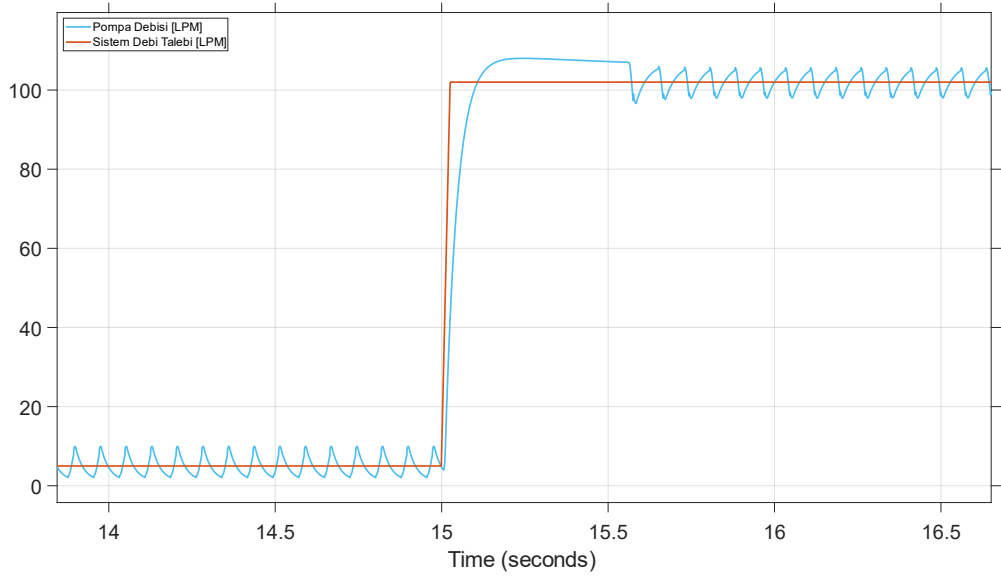
Şekil 16 incelendiğinde pompa boyunduruğunun 20. Saniyeye kadar yüksek genlikte bir salınım hareketi yaparak 75 LPM debiyi ilettiği, 20. Saniyede gelen ani kapama sinyalinin gecikmeli etkisiyle kısa bir süre daha sisteme akışkan göndererek pompa çıkışındaki basıncı artırdığı, sonrasında kısa bir süre için referans debi değerinin altında debi ileterek sistem basıncının ayar basıncına gelmesi için bir denge oluşturduğu görülmüştür. Basınç seviyesine ulaşıldığında ise boyunduruk 5 LPM debi mertebesi civarında küçük bir debi genliğinde akışkanı iletecek şekilde salınım yapmaktadır.

5.1.2 Sistem-2 Test-Simülasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması

Sistem-2 simülasyonları kontrol valfine uygulanan bir basamak sinyali vasıtasıyla, 15. Saniyede pompa debi talebinin 5 LPM'den 102 LPM'ye yükselmesi; 20. saniyede ise 102 LPM'den 5 LPM'ye düşürülmesi senaryosunu incelemektedir. Bu sinyalin uygulanmasıyla beraber pompa çıkışında ölçülen basınç değerleri test verileriyle karşılaştırmalı olarak sırasıyla Şekil 17 ve Şekil 19'da gösterilmiştir. Sistem debi talebine pompanın verdiği debi cevabı ise sırasıyla Şekil 18 ve Şekil 20'de gösterilmiştir.



Şekil 17. Sistem-2 test-model basınç sonuçlarının karşılaştırılması-tam açma senaryosu



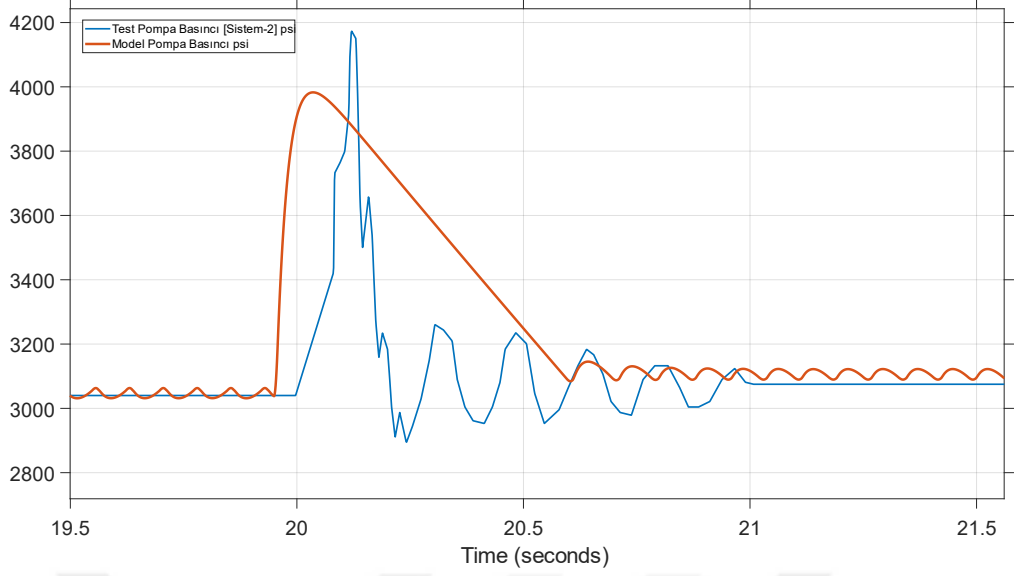
Şekil 18. Sistem-2 debi talebi-pompa debisi sonuçlarının karşılaştırılması-tam açma senaryosu

Şekil 17 incelendiğinde basınç eğrisinin genel karakteristiği test sonuçlarıyla uyumlu olmakla beraber, cevap süresi olarak ifade edilen, ani basınç düşüşünde görülen ilk dip değerine ulaşma süreleri birbirleriyle uyumludur. Basıncın son değere oturması için geçen süre hem modelde hem de testte 600 ms civarındadır.

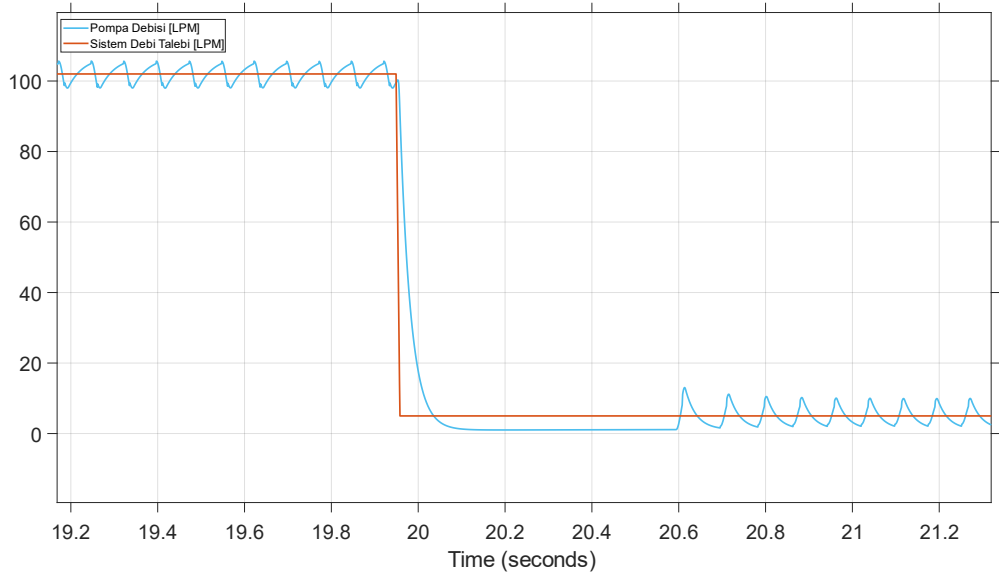
Test ve modele ait basınç grafiğinin dip basınç değerleri incelendiğinde, 50 psi civarında küçük bir fark göze çarpmaktadır. Tüm sonuçlar beraber incelendiğinde, ulaşılan dip değer ve oturma süreleri çok iyi bir uyum göstermektedir.

Şekil 18 incelendiğinde pompa boyunduruğunun 15. Saniyeye kadar düşük genlikte bir salınım hareketi yaparak 5 LPM debiyi ilettiği, 15. Saniyede gelen ani taleple beraber açılıp sistemi basınçlandırdığı, sistemden aniden çekilen akışkanın yerini doldurmak için referans debi olan 102 LPM değerinin üzerine çıktığı görülmüştür. Basınç seviyesine ulaşıldığında ise boyunduruk +5 LPM debi genliğinde akışkanı iletecek şekilde salınım yapmaktadır.





Şekil 19. Sistem-2 test-model basınç sonuçlarının karşılaştırılması-tam kapama senaryosu



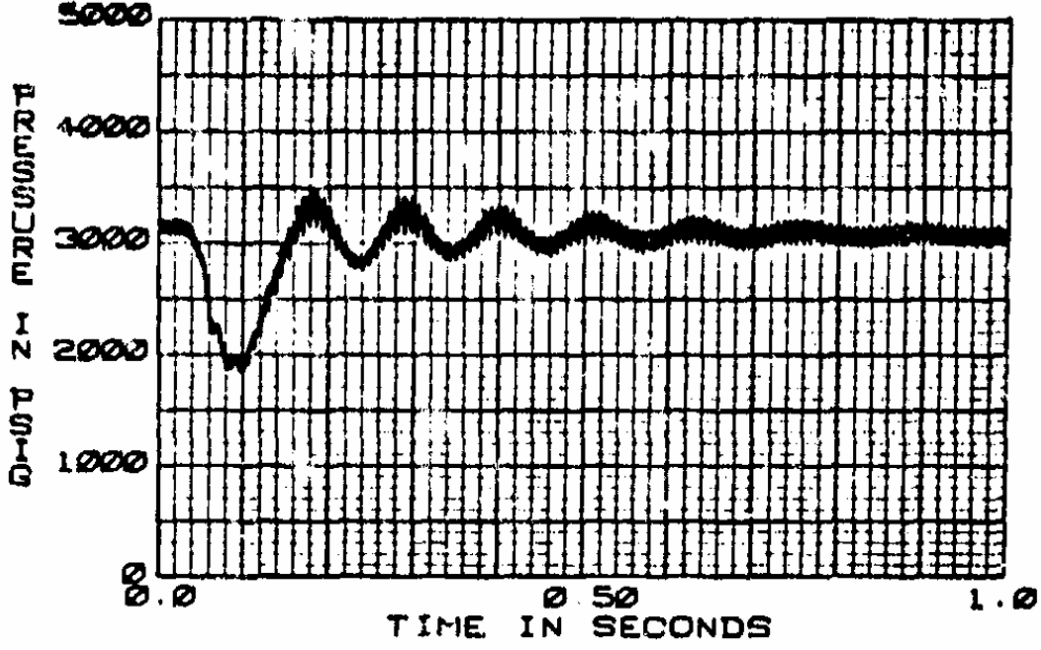
Şekil 20. Sistem-2 debi talebi-pompa debisi sonuçlarının karşılaştırılması-tam kapama senaryosu

Şekil 19 incelendiğinde basınç eğrisinin genel karakteristiği test sonuçlarıyla uyumlu olmakla beraber, cevap süresi olarak ifade edilen, ani basınç artışında görülen ilk tepe değerine ulaşma süresi model sonuçlarında 40 ms kadar daha kısa bulunmuştur. Basıncın son değere oturması için geçen süre hem model hem de test sonuçlarında 600 ms mertebesinde-dir. Test ve modele ait basınç grafiğinin tepe

basınç değerleri incelendiğinde, test basınç değerinin modeldekinden yaklaşık 200 psi daha yüksek kaldığı görülmüştür.

Şekil 20 incelendiğinde pompa boyunduruğunun 20. Saniyeye kadar düşük genlikte bir salınım hareketi yaparak 102 LPM debiyi iletteği, 20. Saniyede gelen ani kapama sinyalinin gecikmeli etkisiyle kısa bir süre daha sisteme akışkan göndererek pompa çıkışındaki basıncı artırdığı, sonrasında kısa bir süre için referans debi değerinin altında debi ileterek sistem basıncının ayar basıncına gelmesi için bir denge oluşturduğu görülmüştür. Basınç seviyesine ulaşıldığında ise boyunduruk 5 LPM debi mertebesi civarında küçük bir debi genliğinde akışkanı iletcek şekilde salınım yapmaktadır.

Modele ait basınç sonuçları incelendiğinde, pompa çıkış basıncındaki salınım hareketleri dikkat çekmektedir. Referans alınan test basınç değerleri de benzer salınımlara sahiptir fakat referans olarak grafiklerde gösterilen test verileri bu salınımlı grafiklerin orta değerleri seçilerek grafiklere yansıtılmıştır. Referans test verilerinin alındığı dokümandaki örnek bir basınç grafiği Şekil 21’de gösterilmiştir. Basınç kompanzasyon valfinin gecikmesinden kaynaklanan bu osilasyon hem test hem de model basınç sonuçlarında gözükmemektedir.



Şekil 21. Test verilerine ait örnek basınç grafiği

Matematiksel model ve test sonuçlarının karşılaştırılmasına ilişkin genel bir yorum yapılırsa;

- Pompa basıncının normal çalışma koşullarında dahi $\pm 100-150$ psi basınç genliğinde dalgalanabileceği düşünülerek, test ve model tepe/dip basınçlarındaki farkların kabul edilebilir seviyede kaldığı görülmüştür.
- Basınç değerinin oturma süreleri test ve modelde incelenen tüm senaryolarda birbirine oldukça yakındır.
- Pompa modelinin kalıcı haldeyken ilettiği debide ve bu debinin oluşturduğu basınçta meydana gelen küçük genlikli dalgalanmalar boyunduruk mekanizmasının karakteristiğinden kaynaklanmaktadır ve model çıktıları referans değere uyumlu bir profil seyretmektedir.
- İlk tepe/dip değere ulaşma süresi olarak tanımlanan cevap süreleri test ve model sonuçlarında birbirlerine oldukça yakın gözlemlenmiştir.

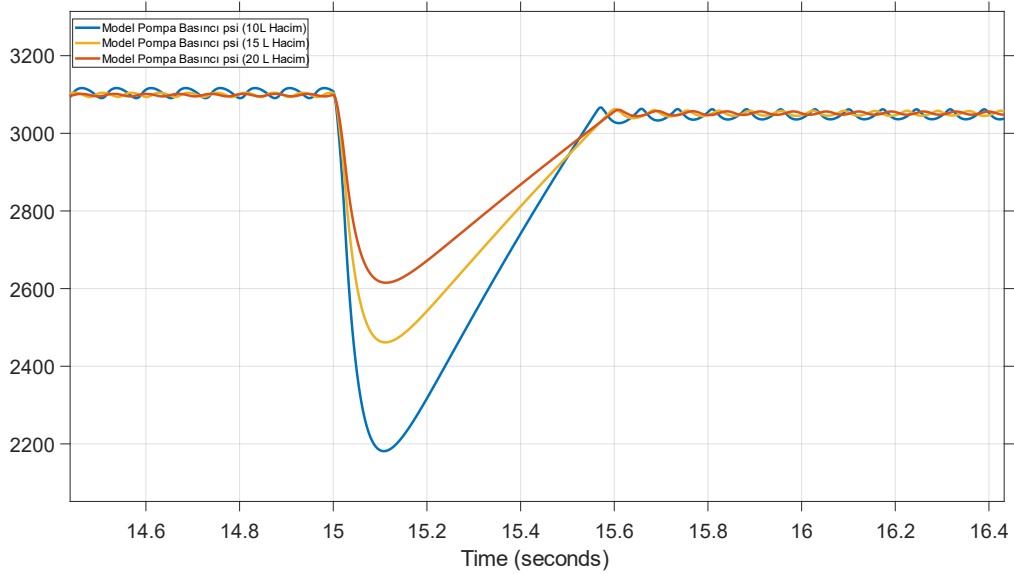
5.2 Pompa Dinamik Cevabını Etkileyen Faktörler

Pompa dinamik cevabına etkileyen faktörlerden sistem hacmi ve talep edilen debinin etkisi incelenmiştir.

5.2.1 Hidrolik Sistem Hacminin Pompa Dinamiğine Etkisi

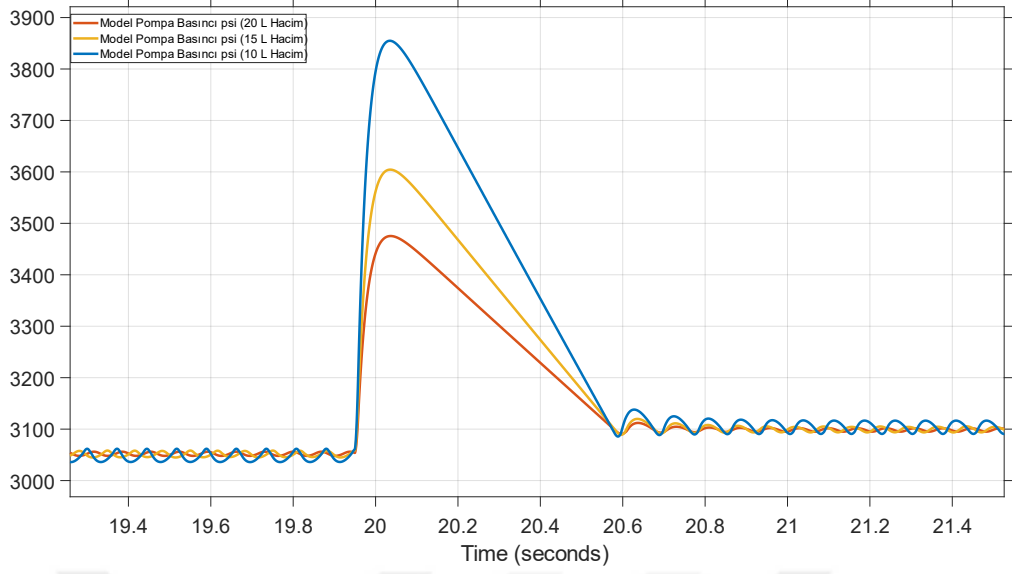
Uçak hidrolik sistemi basınç hattı, pompadan başlayarak aktüatörlere kadar giden boru elemanlarından oluşmaktadır. Bu hatlarda filtreler, valfler, ısı değiştiriciler ve hidrolik bağlantı elemanları bulunabilmektedir. Basınç hattının toplam iç hacmi, pompanın çalışması esnasında akışkanı basınçlandırdığı hacim olarak düşünüldüğünde, kalıcı halde bu hacmin etkisi ihmal edilebilse de geçici halde çalışılırken kısa süreler içerisinde görülen anlık basınçların sistem hacminden etkilendiği görülmüştür. Bu etkiyi gösterebilmek adına, kurulan modeldeki Sistem-2 olarak adlandırılan konfigürasyon simülasyonları 10 L, 15 L ve 20 L hidrolik sistem hacminde incelenmiştir.

Ani talep artışı durumunda 10 L, 15 L ve 20 L hacme sahip sistemlerde meydana gelen basınç değişim grafikleri karşılaştırmalı olarak Şekil 22'de gösterilmiştir.



Şekil 22. Hidrolik sistem hacminin pompa dinamiğine etkisi-tam açma senaryosu

Ani talep kesilmesi durumunda 10 L, 15 L ve 20 L hacme sahip sistemlerde meydana gelen basınç değişim grafikleri karşılaştırmalı olarak Şekil 23'de gösterilmiştir.



Şekil 23. Hidrolik sistem hacminin pompa dinamiğine etkisi-tam kapama senaryosu

Şekil 22 ve Şekil 23 incelendiğinde hem ani açma hem de ani kapama senaryolarında hidrolik sistem hacmi büyüdükçe, basınç tepe/dip değer genliklerinin azaldığı görülmüştür.

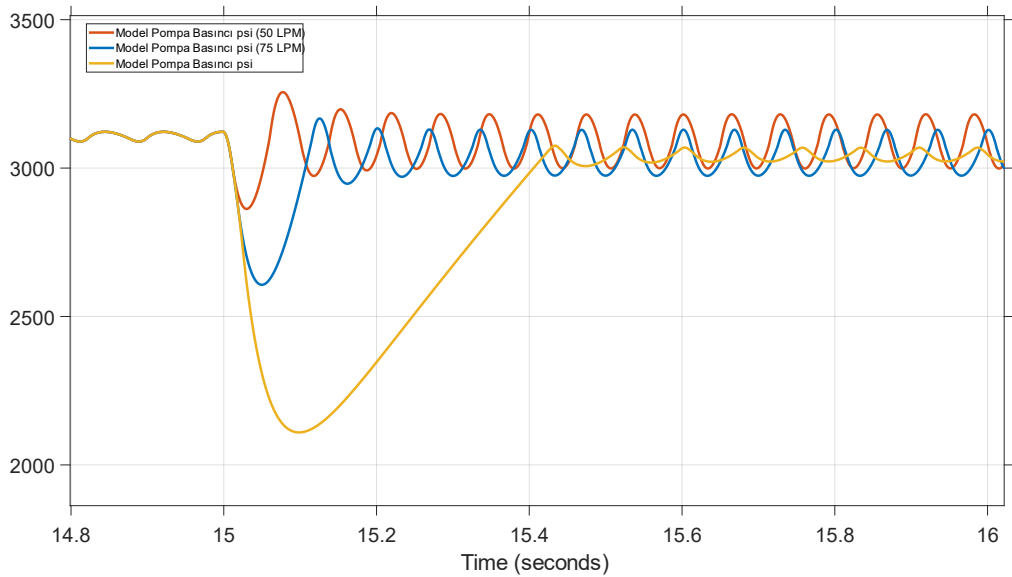
Ani açma senaryosunda, büyük hacimden çekilmeye başlanan akışkan hacminin toplam hacme oranının göreceli olarak daha düşük kalması, pompa cevap verene kadar geçen kısa zaman diliminde sistem basıncını çok fazla düşmemesini sağlamıştır. 10 L, 15 L ve 20 L sistem hacimleri için ani açma senaryosunda görülen dip basınç değer ile referans değer arasındaki farklar sırasıyla yaklaşık 170 psi, 220 psi ve 320 psi olmuştur. Referans değere oturma sürelerinde anlamlı bir fark görülmemiştir.

Ani kapanma senaryosunda, büyük hacme eklenmeye devam eden akışkan hacminin toplam hacme oranının göreceli olarak daha düşük kalması, pompa cevap verene kadar geçen kısa zaman diliminde sistem basıncını çok fazla yükselmemesini sağlamıştır. 10 L, 15 L ve 20 L sistem hacimleri için ani kapama senaryosunda görülen tepe basınç değer ile referans değer arasındaki farklar sırasıyla yaklaşık 250 psi, 350 psi ve 650 psi olmuştur. Referans değere oturma sürelerinde anlamlı bir fark görülmemiştir.

5.2.2 Hidrolik Sistem Debi Talebinin Pompa Dinamiğine Etkisi

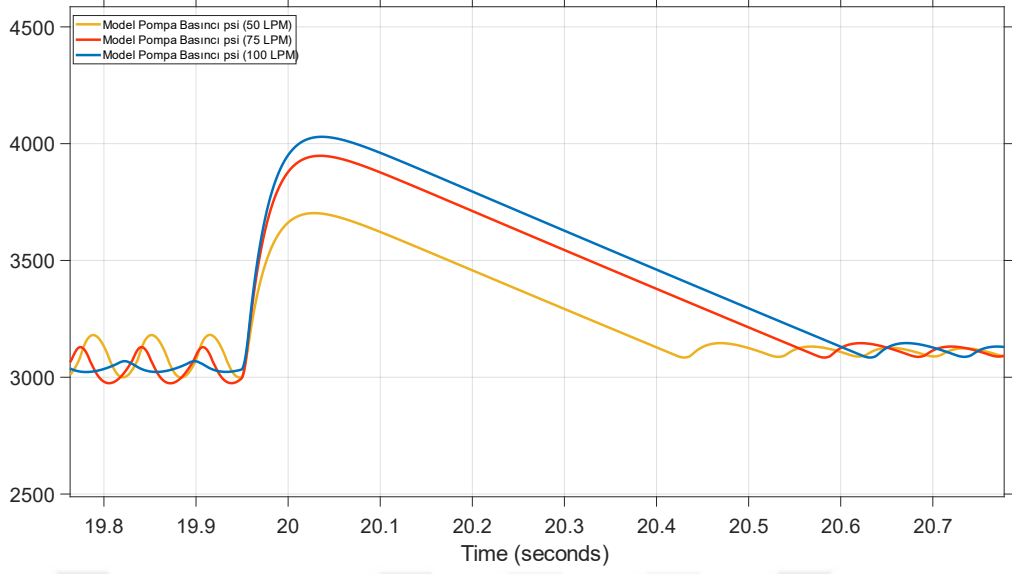
Hidrolik sistemin beslemekle sorumlu olduğu eyleyicilerin açma kapama hareketleri esnasında kontrolü için sistemden basınçlı akışkana ihtiyaçları vardır. Bu ihtiyacın miktarının, pompa dinamik basınç karakteristiği üzerine etkisi incelenmiştir. Kalıcı halde çalışırken pompanın her debiyi iletebileceği bir basınç değeri pompa karakteristiğinde tanımlanmıştır fakat pompanın ani debi talep veya kesinti miktarlarına vereceği cevap pompanın dinamik karakteristiğiyle alakalıdır. Bu etkiyi gösterebilmek adına, kurulan modeldeki Sistem-2 olarak adlandırılan konfigürasyon simülasyonları 50 LPM, 75 LPM ve 100 LPM hidrolik sistem debi taleplerinde incelenmiştir.

Ani talep artışı durumunda 50 LPM, 75 LPM ve 100 LPM hidrolik sistem debi taleplerinde meydana gelen basınç değişim grafikleri karşılaştırmalı olarak Şekil 24'te gösterilmiştir.



Şekil 24. Debi talebinin pompa dinamiğine etkisi-tam açma senaryosu

Ani talep kesilmesi durumunda 50 LPM, 75 LPM ve 100 LPM hidrolik sistem debi taleplerinde meydana gelen basınç değişim grafikleri karşılaştırmalı olarak Şekil 25'te gösterilmiştir.



Şekil 25. Debi talebinin pompa dinamiğine etkisi-tam kapama senaryosu

Şekil 24 ve Şekil 25 incelendiğinde hem ani açma hem de ani kapama senaryolarında hidrolik sistem debi talebi büyüdükçe, basınç tepe/dip değer genliklerinin arttığı görülmüştür.

Ani açma senaryolarında sistemden anlık olarak çekilen akışkan debisini, pompanın bu süre zarfında iletebildiği akışkan miktarının karşılayabildiği doğrultuda bir basınç dengesi oluşmaktadır. Yüksek miktarda akışkan çekilmesi durumunda pompanın cevabının göreceli olarak yeterince hızlı olmaması nedeniyle basınç dengesi basınç düşüşü lehine daha fazla bozulmaktadır. Dolayısıyla daha yüksek ani debi talebi olan senaryolarda basınç dip değerleri daha düşük olmaktadır. Aynı sebeple, pompanın referans basınç değerine ulaşabilecek debiyi iletmesi için geçen süre yüksek debi talebi olan senaryolarda daha fazla olacağından dolayı, referans basınca oturma süresi daha uzun olmaktadır.

Ani kapama senaryolarında pompanın debi talebinin kesildiğini algılaması ve buna cevap vermesi bir süre almasından dolayı, sisteme ihtiyaç fazlası bir akışkan debisi iletilmektedir. Bu nedenle basınçta anlık tepeler göze çarpmaktadır. Ani kesilen debi miktarı arttıkça pompanın bu kesintiye karşılık vermesi daha uzun süre almaktadır. Çünkü boyunduruk mekanizmasının tam kapalı hale yaklaşması için kat etmesi gereken daha fazla yolu vardır.

Bu çalışma kapsamında pompa dinamik test verileri elde edilmiş bir basınç kompanzasyonlu pompanın matematiksel modelinin kurulumu gerçekleştirilmiştir. Bir pompanın tasarımsal parametrelerinin bir kısmına veya tamamına erişim olan durumlarda analitik çözümlerle pompa dinamiğini modellemek mümkündür fakat çalışmamızda pompanın detaylı tasarım parametrelerinden değil pompa üzerinde yapılmış çeşitli test verilerinden yararlanılmıştır. Matematiksel modelin dinamik karakteristiğini tanımlayabilmek için yapılması gereken hesaplamalar ve sahip olunması gereken test verileri ortaya koyulmuştur.

F-4 savaş uçağına ait pompa test verileri kullanılarak bu pompanın matematiksel modeli Matlab-Simulink programı ile oluşturulmuştur. Günümüzdeki modern uçaklarda halen basınç kompanzasyonlu pompaların kullanıldığı göz önüne alındığında, test verilerine sahip olunan veya testlerin yapılması mümkün olan pompaların matematiksel modelinin oluşturulması için bir yöntem ortaya koyulmuştur.

Kurulan matematiksel model ile test verileri karşılaştırıldığında sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Ayrıca kurulan model üzerinde incelenen çeşitli senaryolar vasıtasıyla pompa dinamik karakteristiğine etki eden faktörlerden sistem hacmi ve hidrolik sistem debi talebinin etkisi gösterilmiştir.

Bu çalışma kapsamında yapılan örnek çalışma, daha modern imkanlara sahip bir test düzeneğinde güncel uçak hidrolik pompaları için tekrarlanabilir. Ayrıca sistem hidrolik sistem basıncını etkileyen akümülatörün testleri de yapılarak kapsam genişletilebilir. Pompa ve akümülatörün önce ayrı ayrı daha sonra beraber testlere tabi tutulmasıyla beraber hem akümülatörün hem pompanın dinamik karakteristiği ortaya çıkarılabilir. Uçuş kontrol eyleyici modellerine entegre bir pompa dinamik modeli ile pompa dinamiğinin uçuş kontrolüne etkisi incelenebilir. Ayrıca pompanın dinamik karakteristiğinin pompa ömrüne etkisi de bir başka çalışmanın konusu olabilir.

- [1] Wang, H., Shang, Y., Li, M., & Jiao, Z. (2016, October). Analysis on the flow requirement of an aircraft hydraulic energy system. In 2016 IEEE International Conference on Aircraft Utility Systems (AUS) (pp. 820-824). IEEE.
- [2] Wang, S., Tomovic, M., & Liu, H. (2015). Commercial Aircraft Hydraulic Systems: Shanghai Jiao Tong University Press Aerospace Series. Academic Press.
- [3] Shengrong, G. U. O., Jinhua, C. H. E. N., Yueliang, L. U., Yan, W. A. N. G., & Hongkang, D. O. N. G. (2020). Hydraulic piston pump in civil aircraft: Current status, future directions and critical technologies. Chinese Journal of Aeronautics, 33(1), 16-30.
- [4] Göksedef, E. (2024) <https://www.bbc.com/turkce/articles/cy809gpne2yo> adresinden erişildi.
- [5] Petrović, R., Banaszek, A., Andjelković, M., Qananah, H. R., & Alnagasa, K. A. (2023). Experimental Tests of the Piston Axial Pump with Constant Pressure and Variable Flow. Designs, 8(1), 5.]
- [6] Fiebing, C., Xiujuan, L., & Smolka, S. (2015, August). Pressure compensator (PC) pressure overshoot analysis and experimental research of an open circuit pump. In 2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM) (pp. 910-913). IEEE.
- [7] Kavanagh, G. P. (1987). The dynamic modelling of an axial piston hydraulic pump (Doctoral dissertation, University of Saskatchewan).
- [8] Achten P. Dynamic high-frequency behaviour of the swash plate in a variable displacement axial piston pump. Proc IMechE, Part I: J Systems and Control Engineering 2013; 227: 529–540.
- [9] Mondal, N., Saha, R., Mookherjee, S., & Sanyal, D. (2019). A novel method to design pressure compensator for variable displacement axial piston pump. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 233(2), 314-334.
- [10] Ericson, L. (2014, March). Swash plate oscillations due to piston forces in variable in-line pumps. In Proceedings of 9th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany.
- [11] Bulut, A., & Keleş, Ö. (2022) Muharip Uçaklarda Farklı Değişken Deplasmanlı Pistonlu Pompa Tiplerinin Güç Tüketimine Etkisinin İncelenmesi. IX. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi
- [12] Mondal, N., Saha, R., & Sanyal, D. (2022). An experimental exploration on pressure-compensated swash plate-type variable displacement axial piston pump. Journal of The Institution of Engineers (India): Series C, 1-11.
- [13] A Descriptive Summary of Vickers Inline Pumps and their Applications – Vickers Fluid Systems, 5-19, 2000.

- [14] Woch, M., Zieja, M., Tomaszewska, J., & Janicki, M. (2019). Statistical analysis of aviation accidents and incidents caused by failure of hydraulic systems. In MATEC Web of conferences (Vol. 291, p. 01005). EDP Sciences.
- [15] U.S. Department of Defense. (1991). MIL-P-19692E: Military Specification Pumps, Hydraulic, Variable Flow, General Specification
- [16] Wylie, E. B., Streeter, V. L., & Suo, L. (1993). Fluid transients in systems (Vol. 1, p. 464). Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall.
- [17] McDonnell Aircraft Company (1979). Advanced Fluid System Simulation



TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Abdulgani Çay & Prof. Dr. Şeref Naci ENGİN - Mathematical Modelling of a Pressure Compensated Axial Piston Pump – 6th International Istanbul Current Scientific Research Congress

