



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AÇ-KAPA SOLENOİD VALF KUMANDALI ELEKTROPNÖMATİK FREN
VALFİNİN MODELLENMESİ VE ANALİZİ**

Ersel BALI

Yrd. Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2017

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Ersel BALI tarafından hazırlanan "Aç-Kapa Solenoid Valf Kumandalı Elektropnömatik Fren Valfinin Modellenmesi ve Analizi" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU

Başkan : Prof. Dr. Şeref SOYLU
Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Yrd. Doç. Dr. Gürsel ŞEFKAT
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Yrd. Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

25/12/2017

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

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

beyan ederim.

22/12/2017

Ersel BALI

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

AÇ-KAPA SOLENOİD VALF KUMANDALI ELEKTROPNÖMATİK FREN VALFİNİN MODELLENMESİ VE ANALİZİ

Ersel BALI

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU

Bu tez çalışmasında ağır taşıtların fren sistemlerinde kullanılan elektro-pnömatik fren valfinin solenoid valf ve röle valfi kısmının benzetimi yapılmıştır. Solenoid valf kısmında kullanılan oransal solenoid yerine aç-kapa tipi solenoid tasarlanarak Darbe Genişlik Modülasyonu tekniği ile oransal çalıştırılıp çalıştırılmayacağı teorik olarak incelenmiştir.

Çalışmanın ilk aşamasında aç-kapa tipi solenoid valfin statik ve dinamik karakteristikleri ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programı kullanılarak elde edilmiştir. Burada elde edilen statik karakteristik sonuçlarından matris formundaki Look-up tabloları oluşturulmuştur. Bu tablolar MATLAB/Simulink programında oluşturulan solenoid valf modeline dahil edilmiştir. Her iki programdan elde edilen dinamik karakteristik sonuçları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu görüldükten sonra çalışmanın ikinci aşamasına geçilmiştir. Bu aşamada röle valfinin MATLAB/Simulink modeli solenoid valfin modeline dahil edilerek tüm sistemin matematiksel modeli kurulmuş ve elektro-pnömatik fren valf sisteminin basamak giriş ve DGM karakteristikleri incelenmiştir.

Elde edilen teorik sonuçlardan aç-kapa tipi solenoid valf kullanılarak DGM tekniği ile sürülen elektro-pnömatik fren valfinin belirtilen çalışma koşulları altında oransal çalışma şartlarını sağladığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Fren sistemi, elektro-pnömatik fren valfi, solenoid valf, röle valfi, Darbe Genişlik Modülasyonu

2017, x + 74 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

MODELING AND ANALYSIS OF ELECTROPNEUMATIC BRAKE VALVE CONTROLLED WITH ON-OFF SOLENOID VALVE

Ersel BALI

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Elif ERZAN TOPÇU

In this thesis, solenoid valve and relay valve part of electropneumatic brake valve used in brake systems of heavy vehicles have been simulated. On-off type solenoid has been designed in place of proportional solenoid used in solenoid valve part and it has been theoretically investigated if it can be operated proportionally with Pulse Width Modulation technique.

In the first phase of the study, static and dynamic characteristics of on-off type solenoid valve have been obtained by using ANSYS/Maxwell finite element program. Look-up tables in the form of matrix have been set off from the static characteristics obtained here. These tables have been integrated to solenoid valve model created in MATLAB/Simulink program. The dynamic characteristic results obtained from both programs have been analyzed comparatively. After it has been shown that the results are compatible with each other, the second phase of the study has been passed. In this phase, the mathematical model of the whole system has been established by integrating relay valve MATLAB/Simulink model to solenoid valve model and step input and DGM characteristics of electropneumatic brake valve system have been analyzed.

From the theoretical results obtained, it has been shown that electropneumatic brake valve driven with DGM technique by using on-off type solenoid valve has provided proportional operating conditions under specified operating conditions.

Key Words: Brake system, electropneumatic brake valve, solenoid valve, relay valve, Pulse Width Modulation

2017, x + 74 pages

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının fikri Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen 0700. STZ. 2014 kodlu “Elektropnömatik Fren Valfi ve PLC Kontrollü Test Düzenegi Geliştirme” projesi ile olmuştur. Proje yürütücüsü Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL’e ve projede yardımcı araştırmacı olarak görev yapan danışmanım Yrd. Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU’ya verdikleri fikirden dolayı teşekkür ederim.

Bu çalışmayı yöneterek gerçekleştirilmesinde büyük katkı sağlayan, her türlü yardımı ile çalışmayı destekleyen, bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaşan danışmanıma teşekkür ederim.

ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programında bana yardımcı olan Arş. Gör. Ercan DÜZGÜN’e teşekkür ederim.

Danışmanımla görüşmem için Bursa’da bulunmama izin verip çalışmanın biraz daha hızlı ilerlemesini sağlayan bölüm başkanım Prof. Dr. Şeref SOYLU’ya teşekkür ederim.

Sabır ve desteklerinden dolayı aileme ve sözlüme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
3. MATERYAL VE YÖNTEM	15
3.1. Pnömatik Fren Sistemi ve Elektropnömatik Fren Valfinin Yapısı	15
3.2. Elektropnömatik Fren Valfinin Matematiksel Modeli.....	18
3.2.1. Solenoid valf kısmının elektriksel alt sistemi	19
3.2.2. Solenoid valf kısmının manyetik alt sistemi	20
3.2.3. Solenoid valf kısmının mekanik alt sistemi	26
3.2.4. Solenoid valf kısmının akışkan alt sistemi.....	26
3.2.5. Röle valfi kısmının mekanik alt sistemi.....	28
3.2.6. Röle valfi kısmının akışkan alt sistemi	28
3.3. Aç-Kapa Tipi Solenoid Valfin Tasarımı ve Boyutlandırılması	29
3.3.1. Solenoid valf tasarımı için temel denklemler.....	30
3.3.2. Aç-kapa tipi solenoid valfin boyutlandırılması.....	33
3.4. Aç-Kapa Tipi Solenoid Valfin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Modellenmesi.....	36
3.5. Elektropnömatik Fren Valfinin Benzetimi.....	37
3.6. DGM Tekniği.....	44
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	47
4.1. Solenoid Valfin Elektromekanik Kısmının Statik Karakteristikleri	48
4.2. Solenoid Valfin Elektromekanik Kısmının Dinamik Karakteristikleri.....	52
4.3. Aç-Kapa Tipi Solenoid Valfin DGM Karakteristikleri.....	59
4.4. Elektropnömatik Fren Valfinin Dinamik Karakteristiklerinin İncelenmesi.....	65
5. SONUÇ	70
KAYNAKLAR	72
EKLER.....	75
EK 1. Solenoid Valfin Montaj Resmi ve Temel Boyutları	76

EK 2. Look-up Table Verilerini Oluşturan MATLAB Programı	77
ÖZGEÇMİŞ	78



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simge	Açıklama
A	Alan
b	Sönümlenme katsayısı
B_g	Manyetik akı yoğunluğu
c	Özgül ısı
C_d	Boşaltım katsayısı
d	Çap
e, E	Gerilim
f	Boşluk faktörü
f_{DGM}	DGM frekansı
F	Kuvvet
g	Yer çekimi ivmesi
h	Bobinin yüksekliği
H	Manyetik alan yoğunluğu
i	Akım
k	Isı iletim katsayısı
k_y	Yay katsayısı
l	Uzunluk
L	İndüktans
m	Kütle
MR	Doluluk oranı
N	Sarım sayısı
P	Geçirgenlik
P_{atm}	Atmosfer basıncı
P_D, P_E	Haznedeki basınç
P_g	Giriş basıncı
q	Çalışma sıklığı
Q	Debi
r	Yarıçap
R	Gaz sabiti
R_b	Bobinin direnci
s	Hava aralığı
t	Zaman
T	Sıcaklık
T_{DGM}	DGM periyodu
v	Kaçak katsayısı
V	Hacim
x	Solenoid valfin hareketli elemanının konumu
y	Röle valfinin hareketli elemanının konumu
z	Hava aralığı sayısı
γ	Özgül ısılar oranı
θ_f	En yüksek bobin sıcaklığı
λ	Manyetik akı bağı
μ	Havanın geçirgenliği

ρ Özgöl direnç
 φ Manyetik akı

Kısaltma	Açıklama
DGM	Darbe Genişlik Modülasyonu
DOE	Design of Experiment
EBS	Elektronik fren sistemi
ECU	Elektronik kontrol birimi
P	Orantı denetim etkisi
PI	Orantı + integral denetim etkisi
PID	Orantı + integral + türev denetim etkisi



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Pnömatik fren sisteminin yapısı.....	16
Şekil 3.2. Elektropnömatik fren valfinin elemanları.....	17
Şekil 3.3. Elektropnömatik fren valfinin blok şeması.....	19
Şekil 3.4. Akı yollarını gösteren düz yüzlü silindirik pistonlu mıknatısın kesit görünüşü	21
Şekil 3.5. Düz yüzlü piston tipi solenoid geometrisi	30
Şekil 3.6. İndeks numarasına karşılık manyetik akı yoğunluğu ve $\frac{h}{r_2 - r_1}$ değerinin tespit edildiği grafik	31
Şekil 3.7. Oluşturulan dış devre	36
Şekil 3.8. Mesh atamaları.....	37
Şekil 3.9. Elektropnömatik fren valfinin Simulink modeli	38
Şekil 3.10. Solenoid valf kısmının elektromekanik alt sistemine ait Simulink modeli ..	39
Şekil 3.11. Solenoid valf kısmının akışkan alt sistemine ait Simulink modeli	40
Şekil 3.12. Röle valfi kısmının mekanik alt sistemine ait Simulink modeli	41
Şekil 3.13. Röle valfi kısmının akışkan alt sistemine ait Simulink modeli.....	42
Şekil 3.14. Solenoid valf kısmının elektromekanik alt sistemindeki koşul alt modeli ...	43
Şekil 3.15. Röle valfi kısmının mekanik alt sistemindeki koşul alt modeli.....	43
Şekil 4.1. 0,55 mm hava aralığı ve 1,5 A akımda elde edilen kuvvet değeri.....	48
Şekil 4.2. 0,55 mm hava aralığı ve 1,5 A akımda sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen manyetik akı yoğunluğu.....	49
Şekil 4.3. Farklı akım değerlerine karşılık hava aralığı-kuvvet eğrileri	50
Şekil 4.4. Farklı akım değerlerine karşılık hava aralığı-manyetik akı bağı eğrileri.....	50
Şekil 4.5. Aç-kapa tipi solenoid valfin manyetik akı yolları	51
Şekil 4.6. Aç-kapa tipi solenoid valfin manyetik alan yoğunluğu sonuçları	51
Şekil 4.7. Aç-kapa tipi solenoid valfe ait enerji dağılımı.....	52
Şekil 4.8. Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı akım-zaman grafiği (açma davranışlarının incelenmesi)	54
Şekil 4.9. Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı konum-zaman grafiği (açma davranışlarının incelenmesi)	54
Şekil 4.10. Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı akım-zaman grafiği (açma ve kapama davranışlarının incelenmesi)	56
Şekil 4.11. Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı konum-zaman grafiği (açma ve kapama davranışlarının incelenmesi)	56

Şekil 4.12. 12 V basamak giriş gerilimi uygulanması sonucu elde edilen konum-zaman grafiği (Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı).....	57
Şekil 4.13. 16 V basamak giriş gerilimi uygulanması sonucu elde edilen konum-zaman grafiği (Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı).....	58
Şekil 4.14. Atmosfer basıncında 10 V gerilim uygulandığında elde edilen konum grafiği	60
Şekil 4.15. $f=20$ Hz DGM frekansının farklı doluluk oranları için basınç-zaman grafiği	61
Şekil 4.16. Atmosfer basıncında 10 V gerilim uygulandığında elde edilen DGM karakteristikleri	61
Şekil 4.17. Atmosfer basıncında 12 V gerilim uygulandığında elde edilen konum grafiği	62
Şekil 4.18. Atmosfer basıncında 12 V gerilim uygulandığında elde edilen DGM karakteristikleri	63
Şekil 4.19. 9 bar basınçta 16 V gerilim uygulandığında elde edilen konum grafiği.....	64
Şekil 4.20. 9 bar basınçta 16 V gerilim uygulandığında elde edilen DGM karakteristikleri	65
Şekil 4.21. Solenoid valf konumunun zamana bağlı değişimi	66
Şekil 4.22. D haznesindeki basıncın zamana bağlı değişimi	66
Şekil 4.23. Röle valfi konumunun zamana bağlı değişimi.....	67
Şekil 4.24. E haznesindeki basıncın zamana bağlı değişimi	67
Şekil 4.25. 20 Hz DGM frekansının farklı doluluk oranları için röle valfinin çıkış haznesindeki basıncın zamana bağlı değişimi.....	68
Şekil 4.26. 40 Hz DGM frekansının farklı doluluk oranları için röle valfinin çıkış haznesindeki basıncın zamana bağlı değişimi.....	68
Şekil 4.27. Elektropnömatik fren valfinin oransal çalışma karakteristiği.....	69

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Kabul edilen değerler	34
Çizelge 3.2. Solenoid valf ön tasarım ölçüleri	35
Çizelge 4.1. Aç-kapa tipi solenoid valfin açılma ve kapanma zamanları	58
Çizelge 4.2. Solenoid valfin farklı çalışma şartlarında açılma ve kapanma zamanları...	64



1. GİRİŞ

Fren sistemi, taşıt güvenliğini sağlamada taşıtın en önemli bileşenlerinden birisidir. Frenleme işlemi süresince fren sistemi iyi yol tutuş kabiliyetini sürdürmeli ve taşıtın güvenli mesafede durmasını sağlamalıdır. Mal veya yolcu taşıyan ticari taşıtlar için fren sisteminin performansı güvenlik performansının değerlendirilmesinde önemli bir göstergedir (Han ve ark. 2013).

Ticari motorlu taşıtlarda servis, park ve acil durum freni zorunludur. Frenleme mekanik, hidrolik, pnömatik (havalı) veya elektrikli sistemlerle sağlanabilmektedir (Çetinkaya 2015).

Mekanik frenler; kablolar, kumanda kolları, kamlar ve kamalar gibi mekanik araçları kullanarak kuvveti tekerlek frenlerine iletmektedir (Limpert 1999).

Modern taşıtlarda tüm tekerlekler hidrolik veya pnömatik sistemlerle donatılmış olup frenler disk veya kampanalıdır. Hidrolik fren sistemlerinde, pedala uygulanan kuvvet fren merkezine iletilmektedir. Fren ana merkezinde oluşan hidrolik kuvvet tekerlek silindirlere ulaştırılmakta ve frenleme kuvveti uygulanmaktadır (<http://www.muhendisbeyinler.net/fren-sistemleri-ve-cesitleri/>, 2017).

Hidrolik frenlerde fren pedalına uygulanan kuvvet, dingillere bağlı tekerlek silindirlere fren sıvısıyla iletilmektedir (Subramanian ve ark. 2006).

Pnömatik frenlerde basınçlı hava kullanılarak frenleme sağlanmaktadır. Araç hızlarının ve ağırlıklarının gün geçtikçe artması, ağır hizmet tipi araçlarda büyük frenleme kuvvetlerine ihtiyaç duyulmasına neden olmaktadır. Pnömatik frenler, düşük şiddetteki bir kuvvet ile en iyi frenlemeyi sağlayacak şekilde tasarlanmaktadır (http://hbogm.meb.gov.tr/modulerprogramlar/kursprogramlari/motorlu_araclar/moduller/fren_sistemleri.pdf, 2017).

Pnömatik fren sistemlerinin yapısı, hidrolik fren sistemlerinin yapısından daha karmaşıktır. Pnömatik frenlerde servis freni (birincil fren), ikincil fren ve park freni olmak üzere üç farklı frenleme sistemi bulunmaktadır (Çetinkaya 2015).

Tipik bir pnömatik fren sistemi; kompresör, birincil ve ikincil tank, ayak pedalı, fren odaları, ABS modülatör ünitesi, valfler ve bağlantı hatlarından meydana gelmektedir. Fren pedalına basan sürücünün talebine göre hava akışı sağlanarak frenleme kuvvetinin ilgili tekerleğe ulaştırılması sağlanmaktadır (Acarman ve ark. 2000).

Yalın taşıt ağırlığı derecelendirmesi 19 000 lb'nin (yaklaşık 85 kN) üzerinde olan traktör römorklarının çoğu, yalın taşıt ağırlığı derecelendirmesi 31 000 lb'nin (yaklaşık 138 kN) üzerinde olan kamyonların çoğu, transit ve şehirlerarası otobüslerin çoğu ve okul otobüslerinin yaklaşık yarısı pnömatik fren sistemleriyle donanımlıdır (Subramanian ve ark. 2004).

Elektrik-elektronik teknolojisinin fren sistemlerinde kullanılması da oldukça yaygınlaşmış ve taşıt fren sistemlerini taşıtı yavaşlatma, durdurma fonksiyonlarının daha ötesine götürmüştür. Mekanik, pnömatik veya hidrolik sistem elemanlarıyla elektronik fren sistemlerinin bir arada kullanılması kompleks bir mühendislik sistemi oluşturmaktadır (Kaminski 2011).

Elektronik fren sistemi (EBS), frenleme konforunu ve sürüş güvenliğini arttırarak frenleme performansını iyileştirmektedir. Pnömatik EBS'nin kullanımı özellikle ticari araçlarda yaygınlaşmıştır. Bu sistem, geleneksel fren sistemlerinde meydana gelen fren gecikmesini sistemdeki elektriksel eyleyiciler yoluyla dengelemekte ve frenleme sisteminin cevap zamanını iyileştirmektedir.

EBS kullanan ticari araçlarda frenleme kuvveti kontrolü, fren odasındaki basıncın kapalı döngü kontrolü ile gerçekleşmektedir. Bu nedenle tüm sistemin dinamik davranışı, EBS fonksiyonunun gerçekleşmesi ve frenleme performansı açısından önemlidir (Han ve ark. 2013).

EBS; gecikme kontrolü, frenleme kuvvetinin dağıtılması, fren balata aşınma kontrolü, ABS ve ABS üniteleri ile bütünleşik çalışma, çekici kontrolü gibi pek çok fonksiyona da sahiptir.

EBS ilk olarak 1993 yılında Bosch ve Scania tarafından geliştirilmiştir. 1996 yılında Wabco ve Mercedes ortak çalışmasıyla ikinci jenerasyon EBS, ağır vasıta araçlar için kullanıma sunulmuştur (Han ve ark. 2014).

Çekici-römork kullanan ticari araçların frenleme karakteristikleri, otomobillerin frenleme karakteristiklerine göre çok daha karmaşıktır. Çekicinin kontrolü, elektro pnömatik çekici valfi aracılığıyla gerçekleştirilebilmektedir. Bu valf, çekicinin frenleme davranışını pnömatik ve elektro pnömatik devreler kullanarak kontrol edebilmektedir. Valfe sinyaller elektronik kontrol birimi (ECU) ve EBS ile gönderilmektedir. Bu sistemler temel olarak oransal solenoid valf, röle valfi, acil boşaltma valfi ve bir fren basınç sensöründen oluşmaktadır. ECU tarafından belirlenen kontrol akımı, solenoid valfe iletilerek valfin çalışması sağlanmaktadır (<http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/00/57/8150100573-001.pdf>).

Pnömatik fren sistemlerinde elektronik kumanda ile hava akışını ayarlamak için daha çok oransal solenoid valfler kullanılmaktadır. Bunlar tasarımları itibariyle giriş sinyaline karşılık oransal bir çıkış sinyali üretmektedir. Pnömatik sistemlerde yaygın olarak kullanılan diğer bir solenoid valf yapısı da aç-kapa tipindeki solenoid valflerdir. Bu valfler yapıları itibariyle basit, üretimi kolay ve maliyeti düşük valflerdir. Aç-kapa tipi solenoid valflerin kısmi olarak oransal çalıştırılabilmesi amacıyla Darbe Genişlik Modülasyonu (DGM) tekniği gibi tekniklerden faydalanılmaktadır.

Bu tez çalışmasında römorka sahip ticari araçların fren sistemlerinde kullanılan elektro pnömatik fren valfinin içindeki oransal solenoid valfin yerine aç-kapa tipi solenoid valfin kullanılabilirliği incelenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında yapılan literatür araştırmasından sonra valfin tasarımı yapılmış, statik ve dinamik karakteristikleri elde edilmiştir. Valfin statik ve dinamik karakteristiklerinin oluşturulmasında sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Valfin boyutsal tasarımı ve

karakteristiklerinin elde edilmesinden sonra sistemin mevcut çalışma durumu dikkate alınarak akışkan sistemi modellenmiş ve DGM sinyali ile sürülen solenoid valf kısmının karakteristikleri incelenmiştir. İkinci aşamada röle valfinin dinamik denklemleri çıkarılarak modellenmesi ve benzetimi yapılmıştır. Elektropnömatik fren valfinin acil boşaltma valfi bu tez çalışması kapsamında incelenmemiştir.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde fren sistemleri, elektromekanik sistemler ve pnömatik sistemler üzerine yapılan çalışmalar özetlenmiştir.

Pnömatik fren sistemleri başta olmak üzere fren sistemleri üzerine yapılan çeşitli çalışmalar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

Acarman ve ark. (2000), fren haznelere hava akışını düzenleyen solenoid dinamiklerini ve fren haznesindeki basınç dinamiğinin değişimini modellemişlerdir. Sistemler düzeyinde yaklaşımla sıkıştırılabilir akışkanların kütle akış denklemlerine dayanan genel modeli geliştirmişlerdir. Benzetim sonuçlarıyla deneysel sonuçları bağdaştırmak için çalışmalar yapmışlardır. Benzetim sonuçlarıyla deneysel sonuçlar arasında yakınlık olduğu görülmüştür.

Yang ve ark. (2003), optimum basınç üretiminde hidrolik fren sisteminin parametre çalışmasını yapmışlar ve test verilerini karşılaştırarak bileşen tasarım analizine dayalı model geliştirmişlerdir. Parametre çalışması yoluyla ABS'nin her bir alt bileşeni, test ünitesinin verileri doğrulanarak ayarlanmıştır. Bileşende karakteristik değer olarak seçilen parametreler, çalışma sıvısının özellikleri dışında bileşik hidrolik sistemde aynen kullanılmıştır. Fren sisteminin tüm hidrolik devresi, önceden tanımlanmış alt bileşenler eklenerek kurulmuştur. Normal ve olağan dışı şartlardaki fren sıvısı özelliklerine ilişkin evrensel parametrelerin değişimiyle bu devrenin güvenilir bir şekilde benzetimi yapılmıştır.

Subramanian ve ark. (2004), çeşitli giriş basınçlarında fren haznesindeki basınç geçişlerini tahmin edebilmek için belirli varsayımlar yaparak model geliştirmişlerdir. Havanın viskozitesini ihmal etmişlerdir. Havanın ideal gaz gibi davrandığını, valfteki genişleme işleminin izentropik ve valften fren haznelere akışın adyabatik olduğunu varsayımlardır. Bu varsayımlar altında geliştirdikleri modelden elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir.

Subramanian ve ark. (2006), 2004 yılında yapmış oldukları bir çalışmada geliştirdikleri doğrusal olmayan modele bağlı olarak fren haznesindeki basıncı düzenleyen ve hem normal hem de acil fren uygulamaları süresince frenleme miktarını kontrol edebilen basınç kontrol şeması geliştirmişlerdir. Bu basınç kontrol şemasını Texas A&M Üniversitesi'ndeki fren test tesisinde uygulamışlardır. Çeşitli test uygulamalarında elde edilen sonuçlarla gerçek sonuçları karşılaştırmışlardır.

Bu ve Tan (2007), pnömatik fren sistemiyle donanımlı ağır ticari taşıtlar için hassas durma problemleri üzerinde çalışmışlardır. Pnömatik fren sisteminin detaylı modelini tanımlamışlardır. Uygun varsayımlarla modeli basitleştirmişler ve doğrulamışlardır. Basitleştirilmiş modele bağlı olarak, dolaylı uyarlanabilir dayanıklı kontrol denetleyicisini oluşturmuşlardır. Bu denetleyiciyi 12 m uzunluğundaki iki adet CNG otobüsünde uygulamışlardır. Deneyden elde edilen veriler, denetleyici tasarımının etkin ve dayanıklı olduğunu göstermiştir.

Chou ve ark. (2007), elektronik olarak kontrol edilen pnömatik fren sistemleriyle donanımlı ağır yük trenleri için aksel dinamik model geliştirmişlerdir. Modeli Güney Afrika'da Spoornet tarafından işletilen 200 vagonlu COALink treninden topladıkları deneysel verilerle karşılaştırarak doğrulamışlardır. Gerçek deneme çalışmalarından çeşitli veriler toplamışlar ve bu verileri doğrulama veri setine yerleştirmişlerdir. Sönümlenme katsayısı gibi belirli parametreler tahmin edilirken çoğu sistem parametresi, deneysel tren kurulumuna uygun olarak belirlenmiştir.

Sridhar ve ark. (2009), fren valfinin dinamik tepkisinin benzetimi üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Fiziksel tabanlı model geliştirmek ve benzetimi yürütmek amacıyla pnömatik bileşenler için standart kütüphanelere sahip olan, bağ grafik yöntemi ve toplu sistemi çalıştıran bir ticari yazılım kullanmışlardır. Modelin, gerçek test koşullarında benzetimini yapmışlardır. Benzetim sonuçları ile deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Benzetim sonuçlarının deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür.

Wu ve ark. (2009), havalı fren kontrol sisteminin fiziksel modelini oluşturmuşlardır. Çift devreli fren valfi, röle valfi gibi pnömatik fren sisteminin önemli bileşenlerini

AMESim yazılımında modellemiştir. Fren haznesindeki basınç tepkisinin gecikme zamanını hesaplamak için bir yaklaşım ve gazın sarsma basıncını belirlemek için bir kriter ileri sürmüşlerdir. Farklı tasarım değişkenlerinin önceliğini, Design of Experiment (DOE) metoduyla elde etmişlerdir. Gecikme zamanı ve gazın sarsma basıncı için tahmini matematiksel modelin ilişkisini belirlemek amacıyla tepki yüzeyi yöntemini kullanmışlardır. Dayanıklı optimizasyonu yürütmek için hata paylı modeli ileri sürmüşlerdir. Tahmini model ve hata paylı modelden elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır.

Wang ve ark. (2010), ticari taşıtlardaki sürüş destek sistemlerinin taleplerini karşılamak amacıyla pnömatik elektronik fren destek sisteminde bulunan yüksek hızlı valf geliştirmişlerdir. Yüksek hızlı valf içindeki hava akışını analiz ederek pnömatik elektronik fren destek sisteminin matematiksel modelini kurmuşlardır. Modele bağlı olarak, yüksek hızlı valfleri kontrol etmek için DGM tekniğini kullanmışlar ve istenilen frenleme basıncını izlemek için PI (orantı + integral) denetleyicisi ile görev çevrimini ayarlamışlardır. Daha sonra sistemin performansını doğrulamak için donanımla benzetim platformunu kurmuşlardır. Deneyler, geliştirilen pnömatik elektronik fren destek sisteminin kontrol hatasının %5'ten daha az olduğunu göstermiştir.

Kulesza ve Siemieniako (2010), çift devreli ayak fren valfi ve röle valfine sahip hava fren sisteminin matematiksel modelini sunmuşlardır. Modeli, hava fren sisteminin önceden hazırlanmış ve deneysel olarak doğrulanmış modellerine bağlı olarak geliştirmişlerdir. Röle valfi ve fren valfinin hareketli parçalarının hareketini tanımlayan cebirsel denge denklemlerini, haznelerdeki basınç değişimlerinin diferansiyel denklemlerini ve pistonun hareket denklemlerini göstermişlerdir. Yay rijitliği ve piston çapı gibi tüm model parametrelerinin değerlerini, valfi parçalarına ayırarak veya literatürden referans olarak belirlemişlerdir.

Kaminski (2011), tarımsal römorkların pnömatik fren sistemlerinde kullanılan röle emniyet valfinin matematiksel modelini sunmuştur. Kontrol elemanlarının eylemsizliğini, statik ve kinetik sürtünmeyi ve her bir valf haznesindeki ısı değişimini dikkate alarak geliştirdiği matematiksel modeli tek dingilli tarımsal römorkların çift

hatlı fren sistemindeki geçici süreçlerin benzetiminde kullanmıştır. Bileşenlerin matematiksel modelini MATLAB/Simulink programında, orijinal algoritmalara dayalı işlevsel yapısal bloklar şeklinde oluşturmuştur. Römork fren sisteminin matematiksel modelinin doğrulanması, pnömatik fren sistemleri tasarımının bilgisayar destekli sürecinde dinamik hesaplamaların daha geniş kullanımı için potansiyel göstermiştir.

He ve ark. (2011), havalı fren sisteminin dinamik modelini oluşturmuşlardır. Bazı standart pnömatik bileşenlerin matematiksel modelini elde etmişler ve MWorks yazılımında kurmuşlardır. Standart pnömatik bileşenlere bağlı olarak fren valfi, röle valfi ve fren haznesi gibi havalı fren sisteminin önemli bileşenlerini oluşturmuşlardır. Bu önemli bileşenleri kullanarak bütünleşik havalı fren sistemini kurmuşlardır. Benzetim sonuçları, havalı fren sisteminin dinamik karakteristiklerini göstermiştir.

Han ve ark. (2013), histerezis karakteristiğini de sisteme dahil ederek oransal röle valfinin matematiksel modelini kurmuşlardır. MATLAB/Simulink programını kullanarak oransal röle valfinin statik, dinamik ve histerezis karakteristiklerinin benzetimini yapmışlardır. Donanımla benzetim test tezgahı üzerinde oransal röle valfinin karakteristiklerine yönelik deneyler yapmışlardır. Benzetim sonuçlarıyla deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Benzetim ve test sonuçları; oransal röle valfinin karakteristikleri için matematiksel modelin kabul edilebilir ve güvenilir olduğunu göstermiştir.

Han ve ark. (2014), ticari taşıtların elektro pnömatik fren sistemi için kontrol stratejisi geliştirmişlerdir. Pnömatik elektronik fren sisteminin önemli bileşenlerinin benzetim modelini ve kontrol stratejisini; farklı çalışma koşullarında, donanımla benzetim testleriyle doğrulamışlardır. Benzetim ve test sonuçları; kontrol stratejisinin, taşıtın frenleme kararlılığını ve aktif güvenliğini arttırdığını göstermiştir.

Wan ve ark. (2014), oransal röle valfinin yapısını açıklamışlar ve oransal röle valfinin tepki süresini ve histerezis karakteristiklerini analiz etmişlerdir. Açık döngü test tezgahıyla basınç tepki süresini ve histerezis eğrisinin kalıcı durum karakteristiğini test etmişlerdir. Oransal röle valfinin histerezis karakteristiklerini azaltmak için PID (oranlı

+ integral + türev) kapalı döngü kontrolü ve ileri beslemeli dengeleme kontrolünü bütünleştiren histerezis dengeleme kontrol metodunu sunmuşlardır. Kontrol stratejisi geliştirmek ve onu doğrulamak için MATLAB/Simulink ve AMESim'in eş zamanlı benzetimiyle taşıt dinamiği benzetim platformunu oluşturmuşlardır. Bu platformda kontrol stratejisinin taşıt frenleme performansı üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir.

Mithun ve ark. (2014), tahrik valfleri, kontrol valfleri, eyleyiciler ve temel frenlerden ibaret fren sistemi ürünlerinin detaylı modelini oluşturmuşlardır. 4x2 ağır ticari taşıt için tepki süresinin tahminini yapmışlardır. Ayrıca mevcut kampanalı frenin ürettiği geçici moment ile eşdeğer disk freni modelinden üretilen geçici momenti karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda mevcut kampanalı frenin daha fazla moment ürettiği görülmüştür.

Ma ve ark. (2014), sürüş güvenliği için tepki süresini azaltmak amacıyla DOE metodunu kullanarak boru hattı çapının optimum tasarımını araştırmışlardır. Öncelikle pnömatik fren sisteminin bilgisayar destekli sayısal dinamik modelini geliştirmişler ve doğrulamışlardır. Fren sisteminin bileşenlerine ait benzetim modellerini, AMESim yazılımında oluşturmuşlardır. Benzetim sonuçlarını doğrulamak için deney düzeneği kurmuşlar ve fren devrelerindeki basınçları ölçmüşlerdir. Fren sisteminin tepki süresini büyük ölçüde azaltabilen boru çaplarının temel faktörlerini belirlemek için DOE analizi yapmışlardır. Her bir borunun çapını değiştirerek pnömatik fren sisteminin performansında kayda değer bir iyileştirme elde etmişlerdir.

Bauer ve Fleischhacker (2015), elektro pnömatik fren sisteminin elektronik kontrol birimi için donanımla benzetim sistemini sunmuşlardır. Elektro pnömatik fren sisteminin benzetimini yapmak amacıyla gerçek zamanlı model geliştirmişler ve doğrulamışlardır. Fren sisteminin modeliyle, elektronik kontrol birimi tarafından verilen elektriksel sinyallerin sonucu olarak tekerleklerdeki fren momentlerinin geçici tepkisini belirlemişlerdir. Donanımla benzetim yaklaşımını kullanarak, kitlemesiz fren hareketi süresince hava tüketimini tahmin etmişler ve çeşitli hareketler süresince elektronik denge kontrolünün performansını değerlendirmişlerdir.

Elektromekanik sistemler üzerine yapılan çeşitli çalışmalar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

Wang ve ark. (1993), aksel simetrik iki valfli solenoid eyleyicilerin dinamik performansının değerlendirilmesi ve geliştirilmesi için vektör potansiyeli sonlu elemanlar modeli ve hesaplama şeması geliştirmişlerdir. Prototip solenoid valfin manyetik karakteristiklerini ve dinamik davranışını incelemek için geliştirdikleri modeli kullanmışlardır. Her iki valfin açılma ve kapanma zamanlarının yanı sıra bobin akımı ve piston konumuna bağlı manyetik kuvvet ve bobin indüktansının hesaplanan değerleri, ölçülen verilerle uygunluk göstermiştir.

Kajima ve Kawamura (1995), dizel motoru elektronik olarak kontrol etmek için 1 ms anahtarlama zamanına sahip yüksek hızlı solenoid valf geliştirmişlerdir. Öncelikle matematiksel model kullanarak solenoid ölçüleri, bobinin sarım sayısı gibi tasarım özelliklerinin anahtarlama zamanı üzerindeki etkilerini nicel olarak incelemişlerdir. Solenoid valfin çalışmasına özgü çeşitli kısıtlar altında belirli özellikleri sağlayacak uygun ve kapsamlı metotları araştırmışlardır. Bu metotlara uygun olarak solenoid valfleri üretmişler ve solenoid valflerin performansını değerlendirmişlerdir.

Şefkat ve Yüksel (2003), hareketli elemanı disk biçiminde olan, çift hava aralığına sahip, düz yüzlü elektromekanik aygıtın statik davranışını incelemişlerdir. Elektromekanik aygıtın elektriksel, mekanik ve manyetik ifadelerini elde ettikten sonra mıknatıs geçirgenliğinin hesaba katıldığı bir yöntem kullanmışlardır. Bu amaçla görsel ara yüze sahip bir MATLAB programı geliştirmişlerdir. Bu program yardımıyla elektromekanik aygıtın statik analiz sonuçlarını elde etmişlerdir. Hesaplanan sonuçlarla deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Hesaplanan sonuçlarla deneysel sonuçların belli oranda uygunluk sağladığı görülmüştür.

Devarajan ve ark. (2003), elektriksel, mekanik ve hidrolik sistemlerden oluşan doğrusal bir tahrik sistemi geliştirmişler ve benzetim sonuçlarını incelemişlerdir. Doğrusal tahrik sisteminde kullanılan solenoidin detaylı modellemesi için çeşitli yaklaşımlar belirlemişlerdir. Solenoidin doğrusal olmayan davranışlarını doğru bir şekilde karakterize etmek için taramalı tablo (Look-up Table) yöntemini kullanmışlardır.

Erzan Topçu ve ark. (2008), elektromekanik sistemlerin toplu parametre modelini geliştirmişler ve Look-up Table yöntemini kullanarak modelin çözümünü basitleştirmişlerdir. Modeli iki aşamada geliştirmişlerdir. İlk aşamada, doğrusal olmayan etkiler içeren manyetik devrenin cebirsel denklemlerini kullanarak elektromekanik sistemin MATLAB/Simulink modelini oluşturmuşlardır. İkinci aşamada, doğrusal olmayan etkilerin yerine Look-up Table yöntemini kullanarak modeli basitleştirmişlerdir. Çözümlerin doğruluğu aynı kalırken basitleştirilmiş modelin benzetim çalışma zamanının, ilk modelin benzetim çalışma zamanından yaklaşık %50 daha az olduğu görülmüştür. Basitleştirilmiş modelin doğruluğunu göstermek amacıyla iki farklı elektromekanik sistem üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneysel sonuçlarla benzetim sonuçları arasında iyi bir uyum olduğu görülmüştür.

Şefkat (2009), düz yüzlü disk tipi elektromıknatısın tasarım optimizasyonunu tanımlamıştır. Hacmi ve güç yayılımını minimize etmek için; tüketilen güç, manyetik etki kuvveti, bobin sıcaklığı ve mıknatıs hacmiyle ilgili ifadeler elde etmiştir. Ardışık ikinci dereceden programlama yöntemi ile doğrusal olmayan optimizasyon problemini çözmüş, sıcaklık ve güç tüketimindeki değişikliklerin önemini vurgulamak için farklı optimum çözümler elde etmiştir. Güç tüketiminin minimizasyonu ile mıknatısın statik karakteristiğinin yaklaşık %20 oranında iyileştirildiğini göstermiştir.

Düzgün (2015), ağır taşıtların elektropnömatik fren sisteminde kullanılan solenoid valfin tasarımını ve imalatını gerçekleştirmiştir. ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programında solenoid valfin statik karakteristiklerini, MATLAB/Simulink programında ise solenoid valfin dinamik karakteristiklerini incelemiştir. Tasarımı yapılan oransal solenoid valfin sağladığı mıknatıs kuvvetinin hava aralığından bağımsız olduğunu ve sadece akıma bağlı olarak değiştiğini göstermiştir. Solenoid valfin statik ve dinamik karakteristik testlerinin yürütülmesi amacıyla bir test düzeneği tasarlanıp imal edilmiştir. Test düzeneğini kullanarak elde ettiği deneysel sonuçlarla teorik sonuçları karşılaştırmıştır. Deneysel sonuçlarla teorik sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür.

Pnömatik sistemler üzerine yapılan çeşitli çalışmalar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

Sorli ve ark. (1999), hem doğrusal hareket hem dönme hareketi yapan eyleyicilerin dinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Pnömatik devreyi modellemek için eyleyici ve dijital valf içeren iki farklı formülasyon sunmuşlardır. Birincisinde, hava termodinamik dönüşümü varsayılmış ve MATLAB/Simulink ortamında benzetim yapılmıştır. İkincisinde, enerji denklemi uygulanmış yani haznelere dış ortam arasındaki ısı değişim dikkate alınmıştır. Ayrıca her iki eyleyicinin modellenmesinde kullanılan bağ grafik yöntemi verilmiş, enerji ve süreklilik denklemleri uygulanmıştır. Son olarak, iki farklı formülasyonla elde edilen benzetim sonuçları karşılaştırılmıştır.

Richer ve Hurmuzlu (2000), oransal makaralı valflerle kontrol edilen hem doğrusal hareket hem dönme hareketi yapan pnömatik eyleyicilerin detaylı matematiksel modelini geliştirmişlerdir. Valfteki doğrusal olmayan akışın etkilerini, silindir haznelerindeki havanın sıkıştırılabilirliğini, piston stroğunun sonundaki aktif olmayan hacmi, piston contalarındaki sürtünmeyi, valf-silindir bağlantı borularındaki zaman gecikmesini ve akış genliği zayıflamasını dikkate almışlardır. Sistem tanımlamasını ve sayısal benzetimi yaptıktan sonra, iki hava silindiri tipi ve iki farklı bağlantı borusu uzunluğu için deneyler yapmışlardır. Deneysel sonuçlarla sayısal benzetimden elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır. Deneysel sonuçların sayısal benzetimden elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür.

Erzan Topçu ve Yüksel (2003), aç-kapa denetim ve DGM tekniği ile bilgisayar denetimli bir elektro pnömatik sistemin konum denetimini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneylerde 20 Hz cevap hızına sahip valfler kullanmışlardır. Valfin cevap hızının altında ve üstünde olmak üzere 5 Hz, 10 Hz ve 100 Hz değerlerinde üç farklı DGM frekansını test etmişlerdir. 5 Hz ve 10 Hz'de iyi bir doğrusallık elde etmişler ve kalıcı durum hatasını hemen hemen sıfıra indirebilmişlerdir. 100 Hz gibi yüksek frekanslarda kalıcı durum hatasını tam olarak sıfırlayamamışlardır. Deneysel sonuçlar, sistemin cevap hızı açısından karşılaştırıldığında aç-kapa denetim ile DGM tekniği uygulaması arasında kayda değer bir fark görülmemiştir.

Belforte ve ark. (2004), pnömatrik servo sistemlerde farklı akış oranlı ve tepki süreli dijital valflerle sürülen DGM kullanımını koordine etmek için bir metot geliştirmişler ve bu metodu test etmişlerdir. Bir çifti küçük boyutlu ve çok kısa cevap hızlı, diğer çifti büyük boyutlu ve uzun cevap hızlı olmak üzere iki çift valf kullanmışlardır. Hem hassasiyeti hem de sinyal güncelleme sıklığını en uygun hale getiren valflerin çalışmasını senkronize etmek için kontrol stratejisi geliştirmişlerdir. Basınç kontrolünün örnek çalışması üzerinde deneyler yapmışlar ve servo sistemin geçiş bandının 2 Hz'e ulaştığını vurgulamışlardır.

Erzan Topçu ve Yüksel (2005), piyasada bulunan elektropnömatik valflere alternatif bir elektropnömatik hızlı anahtarlama valfi tasarımı üzerinde çalışmışlar, sistemin statik ve dinamik karakteristiklerini incelemişlerdir. 7 bar mutlak besleme basıncında 1 barlık basınç düşümünde 300 l/dk nominal debi sağlayacak şekilde doğrudan kumandalı, iki yollu, iki konumlu, düz yüzlü disk tipi mıknatıs devresine sahip valf tasarlamışlardır. MATLAB/Simulink ile elde ettikleri teorik sonuçları, deneysel çalışmalardan elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Valfin cevap hızı yaklaşık 4 ms olarak hesaplanmış ve teorik sonuçlarla deneysel sonuçlar arasında uygunluk gözlenmiştir.

Erzan Topçu ve ark. (2006), pnömatrik konum kontrolü uygulamaları için hızlı anahtarlama valfi geliştirmişlerdir. Aç-kapa tipi, iki konumlu ve iki yollu valf tasarlamışlar ve valfin imalatını gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca valfi sürmek ve valfin DGM kontrolü için elektronik devreler tasarlamışlar ve oluşturmuşlardır. Valfin anahtarlama ve DGM karakteristiklerini hem teorik hem de deneysel olarak incelemişlerdir. Valfin 33 Hz frekansa kadar iyi bir doğrusallık sağladığı görülmüştür.

Erzan Topçu ve Yüksel (2007), hızlı anahtarlama valfine sahip elektropnömatik bir sistemin konum denetimini deneysel olarak araştırmışlardır. 460 l/dk nominal debili, oturma elemanlı, aç-kapa tipi, doğrudan kumandalı, iki yollu, iki konumlu, yay geri dönüşlü ve normalde kapalı olup düz yüzlü disk tipi mıknatıs devresine sahip valfler tasarlamışlar ve bu valflerin prototip olarak imalatını gerçekleştirmişlerdir. Deneyleri MATLAB/Simulink programı ve Advantech veri toplama kartı içeren bir bilgisayar ile yapmışlardır. Valfleri DGM tekniğini kullanarak oransal sürmüşlerdir. Sisteme P

(orantı) ve PI denetim yordamlarını uygulamışlar ve sistemin minimum hata ile referans konumuna oturmasını hedeflemişlerdir. PI denetimli sistemde farklı DGM frekanslarının etkisini de incelemişler ve yüksek frekanslarda dahi iyi bir konumlama hassasiyeti elde edilebileceğini göstermişlerdir.

Sorli ve ark. (2010), oransal bir solenoidle çalıştırılan üç yollu pnömatik oransal valfin statik ve dinamik modelini tanımlamak için bir yöntem ileri sürmüşlerdir. Valfin temel fiziksel parametrelerinin deneysel tanımı için önerilen deneysel yöntemlerle test düzeneğini kurmuşlardır. Elektromanyetik alt sistem olarak servosolenoidi, mekanik alt sistem olarak valfin hareketli parçalarını ve pnömatik alt sistem olarak akışkan parçaları dikkate alan mekatronik dinamik model sunmuşlardır. Bu modeli akım, piston konumu ve ani akış hızı için deneysel sonuçlarla benzetim sonuçlarını karşılaştırarak doğrulamışlardır.

Xu ve ark. (2013), elektromanyetik, elektronik, mekanik ve hidrolik benzetim modeli oluşturarak yüksek hızlı, oransal solenoid valfin akım-basınç karakteristiği eğrisini analiz etmişlerdir. Benzetim sonuçları, titreşim akımı kontrolünün solenoid valfin histerezis etkisini azaltabileceğini göstermiştir. Bunu solenoid valfin performans testiyle doğrulamışlardır.

Chen ve ark. (2015), geniş akış kapasiteli regülatör valfinin statik karakteristiklerini incelemek için benzetim modeli geliştirmişlerdir. Valfin çalışma prensibini açıklamak amacıyla detaylı teorik model ve bu teorik modele bağlı olarak benzetim modeli kurmuşlardır. Kurulan modelin benzetimi yapılırken kauçuk contanın sönümlenme etkisi ve elastik etkisi dikkate alınmıştır. Aynı zamanda kauçuk contaların ve valf yaylarının statik karakteristik üzerindeki etkileri tartışılmıştır. Benzetim modelini doğrulamak için basınç/akış karakteristiklerinin deneyi yapılmıştır. Benzetim sonuçlarıyla deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında, benzetim modelinin regülatör valfinin statik karakteristiklerini açıklamada yeterince uygun olduğu anlaşılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde öncelikle pnömatik fren sistemleri ve tez çalışması kapsamında incelenen elektropnömatik fren valfinin yapısı, elemanları ve çalışma prensibi anlatılmıştır. Daha sonra sırasıyla solenoid valf ve röle valfinin matematiksel modelleri, solenoid valfin tasarımı, sistemin dinamik cevabının incelenmesi için kurulan modeller ve DGM tekniği hakkında detaylı bilgiler sunulmuştur.

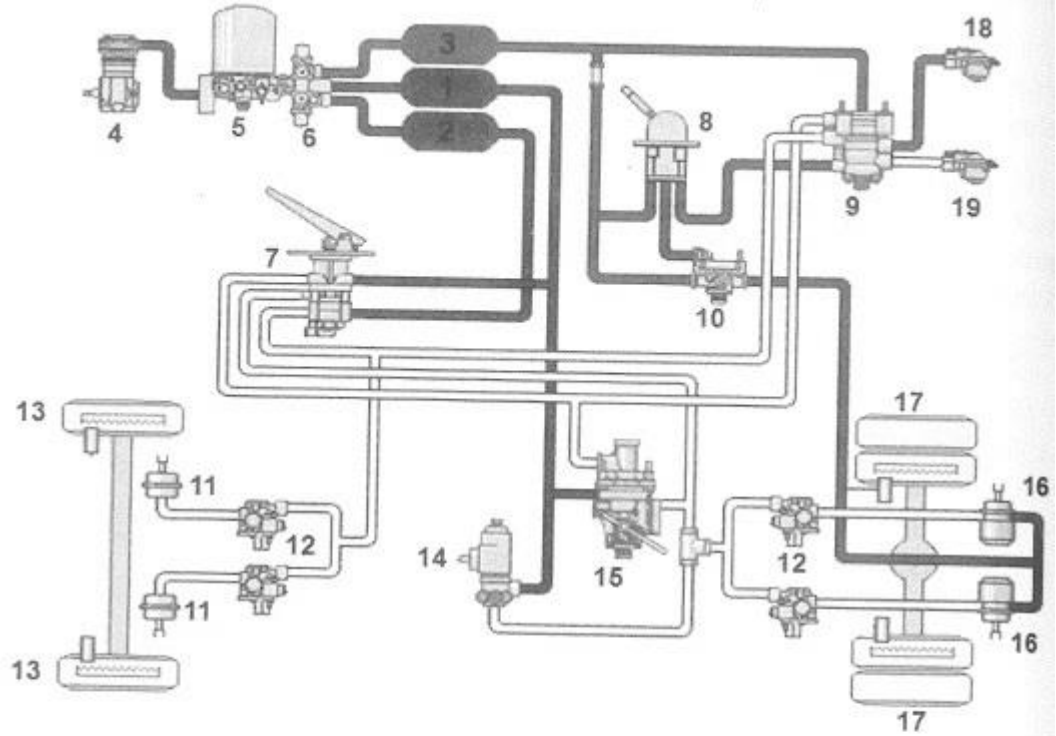
Elektropnömatik fren valfi temel olarak solenoid valf, acil boşaltma valfi, röle valfi ve basınç algılayıcısından oluşmaktadır. Mevcut halde elektropnömatik fren valfinin solenoid valf kısmında kullanılan yapı oransal solenoid tipindedir. Tez çalışması kapsamında oransal solenoid yerine aç-kapa tipi solenoid yapısının kullanılabilirliği teorik olarak incelenmiştir. Aç-kapa tipi solenoidden oransal çıkış elde etmek amacıyla DGM tekniği kullanılmıştır.

Bu çalışmada elektropnömatik fren valfinin solenoid valf ve röle valfi kısmı incelenmiştir. Acil boşaltma valfi kısmı tez çalışması kapsamında incelenen konunun dışında olduğu için kapsam dışında bırakılmıştır.

3.1. Pnömatik Fren Sistemi ve Elektropnömatik Fren Valfinin Yapısı

Pnömatik frenler, frenlerin çalışması için basınçlı hava kullanan sistemlerdir. Pnömatik frenler, ağır taşıtların frenlenmesinin iyi ve güvenli bir yoludur. Pnömatik frenlerde servis freni (birincil fren), ikincil fren ve park freni olmak üzere üç farklı frenleme sistemi bulunmaktadır.

Şekil 3.1’de pnömatik fren sisteminin yapısı ve temel elemanları gösterilmektedir.



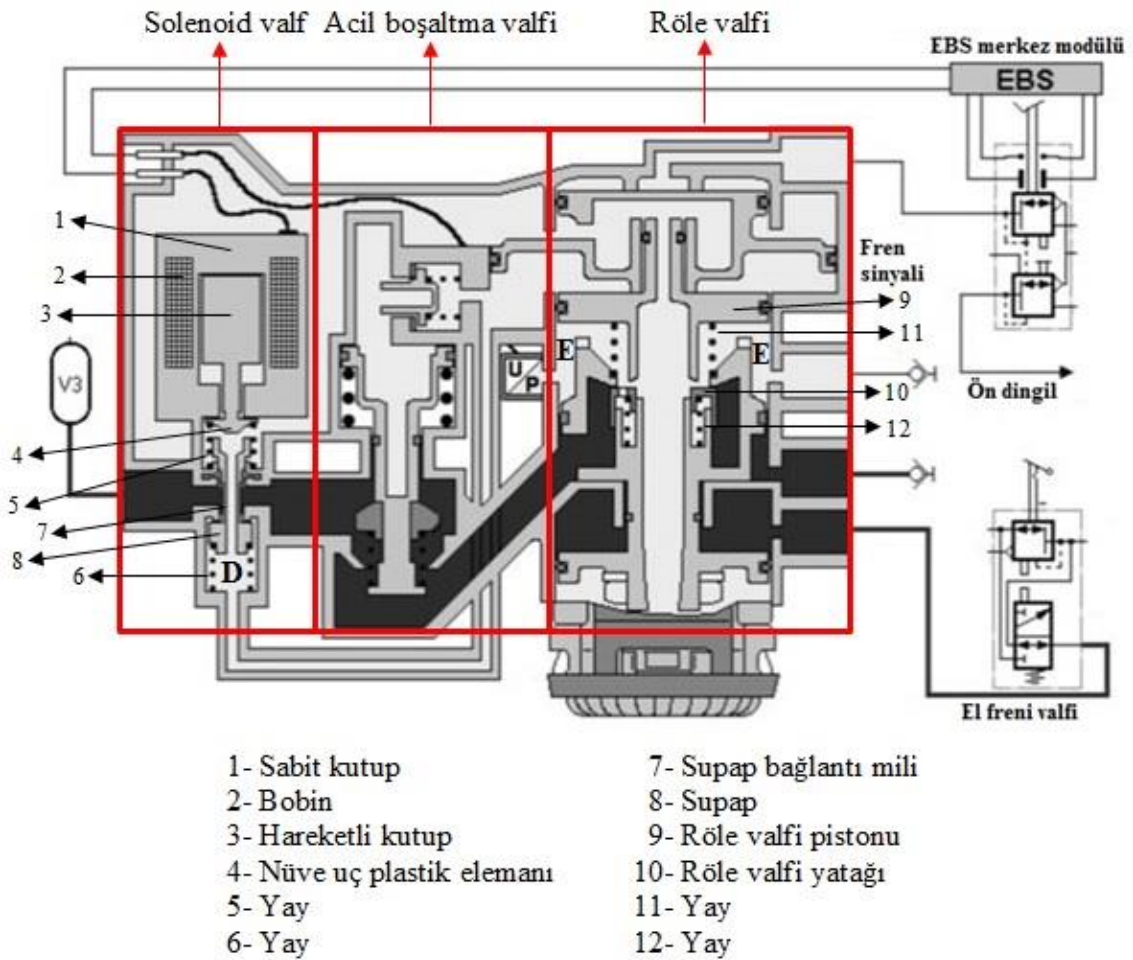
- | | | | |
|----|---------------------------------------------------------|----|---------------------------------|
| 1 | Arka servis fren hattı basınçlı hava deposu | 11 | Mebran fren silindirleri |
| 2 | Ön servis fren hattı basınçlı hava deposu | 12 | Röle valfler |
| 3 | Park freni ve yrd. sistemler hattı basınçlı hava deposu | 13 | Ön fren tablaları |
| 4 | Kompresör | 14 | Röle valf (ABS'li araçlar için) |
| 5 | Hava kurutuculu basınç regülatörü | 15 | Yüke duyarlı fren valfi |
| 6 | Dört devreli emniyet valfi | 16 | Kombi fren silindirleri |
| 7 | İki devreli fren pedal valfi ve fren pedalı | 17 | Arka fren tablaları |
| 8 | El freni kolu | 18 | Kırmızı kaplin bağlantısı |
| 9 | Römork kumanda valfi | 19 | Sarı kaplin bağlantısı |
| 10 | El freni valfi | | |

Şekil 3.1. Pnömatik fren sisteminin yapısı

Yeni ağır taşıtlarda güvenlik amacıyla ikili pnömatik fren sistemleri kullanılmaktadır. İkili pnömatik fren sisteminde, iki ayrı fren sistemi kontrolü bulunmaktadır. Her sistemin kendi hava deposu, hortumları, boruları vb. bulunmaktadır. Sistemlerden biri arka dingil ya da dingilin servis frenlerini çalıştırmaktadır. Diğer sistem ise ön dingildeki servis frenini ve bazen ilave bir arka dingilin frenlerini çalıştırmaktadır. Eğer bir römork varsa her iki sistem de römorka hava sağlamaktadır.

Parçaların herhangi birinin kırılması, kopması, delinmesi veya ana fren sisteminde olabilecek bir arıza durumunda (hatalı çalışma, enerji deposunun tamamen ya da kısmen tükenmesi) ikincil fren sistemi ya da ana fren sisteminin arızadan etkilenmeyen kısmı devreye girerek ikincil fren için önceden belirlenen performansta aracı durdurmaktadır (Çetinkaya 2015).

Elektropnömatik fren valfinin solenoid valf kısmı temel olarak sabit kutup, hareketli kutup, bobin, nüve uç plastik elemanı, supap, supap bağlantı mili ve yay elemanlarından meydana gelmektedir. Elektropnömatik fren valfinin röle valfi kısmı ise röle valfi pistonu, röle valfi yatağı ve yay elemanlarından oluşmaktadır. Şekil 3.2’de elektropnömatik fren valfinin elemanları gösterilmektedir.



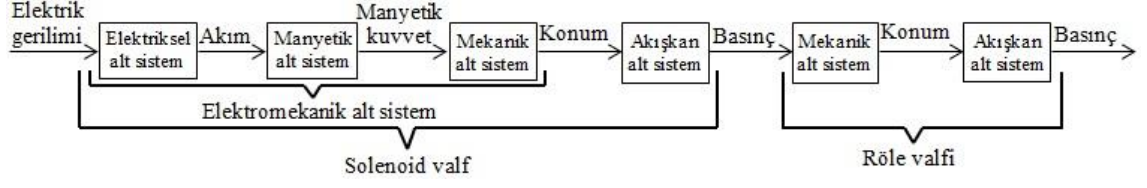
Şekil 3.2. Elektropnömatik fren valfinin elemanları

Elektropnömatik fren valfinin çalışma prensibi kısaca aşağıdaki gibi özetlenebilir:

Hareketli kutba (3) etki eden yay (5), ön gergi kuvveti ile nüve uç plastik elemanını (4) kapalı konumda tutmaktadır. Aynı şekilde supap bağlantı miline (7) etki eden yay (6), ön gergi kuvveti ile supabı (8); röle valfi pistonuna (9) etki eden yay (11) ve röle valfi yatağına (10) etki eden yay (12), ön gergi kuvveti ile röle valfini kapalı konumda tutmaktadır. Bobine (2) elektrik gerilimi uygulanması sonucu oluşan akım değişimi, manyetik kuvvetin oluşmasına neden olmaktadır. Manyetik kuvvetin karşı kuvvetleri yenmesiyle hareketli kutup ve nüve uç plastik elemanı aşağı doğru hareket etmekte ve hareketli kutup, supap bağlantı miline temas etmektedir. Hareketli kutup, supap bağlantı miline temas edene kadar supap bağlantı mili hareket etmemektedir. Temas gerçekleştikten sonra hareketli kutup, nüve uç plastik elemanı ve supap bağlantı mili birlikte hareket ederek supabı açmakta ve supap ile röle valfi pistonu arasındaki basınç kontrol haznesine (D haznesi) akışkan geçişi olmaktadır. Akışkan geçişi sonucu oluşan basınç kuvvetinin etkisiyle röle valfi pistonu hareket ederek röle valfi yatağına temas etmektedir. Röle valfi pistonu, röle valfi yatağına temas edene kadar röle valfi yatağı hareket etmemektedir. Temas gerçekleştikten sonra röle valfi pistonu ile röle valfi yatağı birlikte hareket ederek röle valfini açmakta ve röle valfinin çıkış haznesine (E haznesi) akışkan geçişi olmaktadır.

3.2. Elektropnömatik Fren Valfinin Matematiksel Modeli

Bu tez çalışmasında elektropnömatik fren valfinin solenoid valf ve röle valfi alt sistemleri incelenmiştir. Valf sistemi alt sistemlere ayrıştırıldığında solenoid valf kısmının elektriksel, manyetik, mekanik ve akışkan alt sistemlerden; röle valfi kısmının ise mekanik ve akışkan alt sistemlerden oluştuğu söylenebilmektedir. Şekil 3.3'te valf sisteminin sinyal akışlarını ve alt sistemlerini gösteren blok şema verilmiştir. Buna göre valf sisteminin matematiksel modeli, her bir alt sistemin hareket denklemlerinin incelenmesiyle elde edilmiştir.



Şekil 3.3. Elektropnömatik fren valfinin blok şeması

3.2.1. Solenoid valf kısmının elektriksel alt sistemi

Elektriksel kısmın esasını teşkil eden bobin, ideal olarak seri bağlı direnç ve indüktans elemanından oluşmaktadır. Bobine elektrik gerilimi uygulandığında oluşan akım değişimi sonucu, devrede bir manyetik akı değişimi meydana gelmektedir. Kirchoff Yasası'na göre bu ifadenin matematiksel bağıntısı;

$$e(t) = e_R(t) + e_L(t) \quad (3.1)$$

şeklindedir.

Burada $e_R(t)$ direnç elemanı üzerinde meydana gelen gerilim farkı olup $e_R(t) = R_b \cdot i(t)$ şeklinde ifade edilmektedir. İndüktans elemanı üzerinde meydana gelen gerilim farkı $e_L(t)$ zıt elektromotor kuvvet olarak adlandırılmakta ve manyetik akı bağı λ cinsinden $e_L(t) = \frac{d\lambda}{dt}$ şeklinde ifade edilmektedir. Manyetik akı bağı λ ise indüktans değişimi veya manyetik akı değişimine bağlı olarak iki şekilde ifade edilmektedir.

Manyetik akı bağı, indüktans değişimine bağlı olarak $\lambda = L \cdot i(t)$ şeklinde ifade edilebilmektedir. Bu durumda (3.1) nolu denklemin açılımı, (3.2) nolu denklemde verildiği gibi olmaktadır.

$$e(t) = R_b \cdot i(t) + L(x) \cdot \frac{di(t)}{dt} + i(t) \cdot \frac{dL(x)}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} \quad (3.2)$$

(3.2) nolu denklemdeki indüktans ve indüktansın konuma göre değişimi ise;

$$L = \frac{\mu.A.N^2}{2.(x_i - x)} \quad (3.3)$$

$$\frac{dL}{dx} = \frac{\mu.A.N^2}{2.(x_i - x)^2} \quad (3.4)$$

şeklinde ifade edilmektedir (Yüksel 2014-a).

Manyetik akı bağı, N sarımlı bobinde oluşan manyetik akıya göre $\lambda = N.\varphi$ şeklinde ifade edilebilmektedir. Bu durumda (3.1) nolu denklemin açılımı, (3.5) nolu denklemde verildiği gibi olmaktadır.

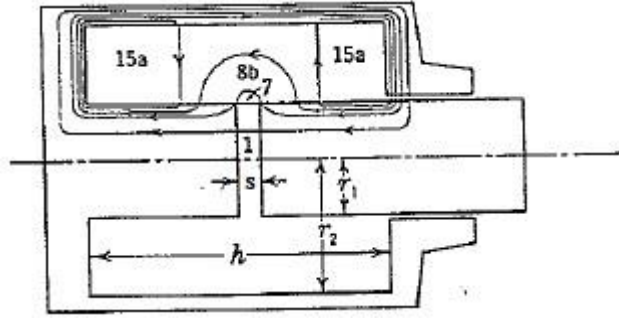
$$e(t) = R_b.i(t) + N.\frac{d\varphi(i, x)}{dt} \quad (3.5)$$

(3.2) ve (3.5) nolu denklemler analitik olarak çözülememektedir. Sayısal çözüm için manyetik akı ile akım arasında daha fazla denkleme ihtiyaç duyulmaktadır (Erzan Topçu ve ark. 2008).

3.2.2. Solenoid valf kısmının manyetik alt sistemi

Manyetik alt sistem; bobin, bobinin içine yerleştirildiği sabit kutup ve hareketli kutuptan oluşmaktadır.

Bu çalışmada düz yüzlü silindirik pistonlu mıknatıs devresi kullanılmıştır. Bu tip mıknatıs devresinin akı yolları Şekil 3.4'te gösterilmektedir. Faydalı akı (1) yolunu, saçak akı (7) ve (8b) yolunu ve kaçak akı (15a) yolunu takip etmektedir.



Şekil 3.4. Akı yollarını gösteren düz yüzlü silindirik pistonlu miknatısın kesit görünüşü

(1) yolunun geçirgenliği;

$$P_1 = \frac{\mu \cdot \pi \cdot r_1^2}{s} \quad (3.6)$$

(7) yolunun geçirgenliği;

$$P_7 = 0,26 \cdot \mu \cdot l \quad (3.7)$$

Burada $l = 2 \cdot \pi \cdot (r_1 + s/4)$ şeklinde hesaplanmaktadır. Bu ifade (3.7) nolu denklemde yerine konulduğunda (7) yolunun geçirgenliği, (3.8) nolu denklemdeki gibi olmaktadır.

$$P_7 = 1,63 \cdot \mu \cdot \left(r_1 + \frac{s}{4} \right) \quad (3.8)$$

(8b) yolunun geçirgenliği;

$$P_{8b} = \frac{\mu \cdot l}{\pi} \cdot \ln \left(1 + \frac{2 \cdot t}{s} \right) \quad (3.9)$$

Bu yoldaki en uzun akış çizgisi, sargı alanının radyal kalınlığının iki katına eşit olmalıdır. Eğer en uzun akış çizgisi bu uzunluğu aşarsa, akının pistondan kabağa

gitmesi ve tekrar pistonu geri dönmesi yani (15a) yolunu takip etmesi daha kolay olmaktadır. Buna göre t uzunluğu (3.10) nolu denklemdeki gibi belirlenmektedir.

$$\pi \cdot \left(t + \frac{s}{2} \right) = 2 \cdot (r_2 - r_1) \quad (3.10)$$

(3.9) nolu denklemdeki akı yolu uzunluğu da $l = 2 \cdot \pi \cdot r_1$ şeklinde hesaplanabilmektedir. Bu ifade ve (3.10) nolu denklemde elde edilen t eşitliği (3.9) nolu denklemde yerine konulduğunda (8b) yolunun geçirgenliği, (3.11) nolu denklemdeki gibi elde edilmektedir.

$$P_{8b} = 2 \cdot \mu \cdot r_1 \cdot \ln \left[\frac{4 \cdot (r_2 - r_1)}{\pi \cdot s} \right] \quad (3.11)$$

(15a) yolunun sadece tek taraf için toplam geçirgenliği;

$$P_{15a} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot (r_1 + r_2)}{r_2 - r_1} \cdot l \quad (3.12)$$

şeklindedir. Burada $l = \frac{h}{2} - \frac{2 \cdot (r_2 - r_1)}{\pi}$ şeklinde hesaplanmaktadır. Bu ifade (3.12) nolu denklemde yerine konulduğunda (3.13) nolu denklem elde edilmektedir.

$$P_{15a} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot (r_1 + r_2) \cdot h}{2 \cdot (r_2 - r_1)} - 2 \cdot \mu \cdot (r_1 + r_2) \quad (3.13)$$

Bu geçirgenliğin etkin değeri, ürettiği kaçak akıya bağlı olmaktadır ancak (3.13) nolu denklemdeki değerden biraz daha küçüktür. Çünkü yolun bir ucunda magnetomotor

kuvvet sıfırken yolun diğer ucunda toplam magnetomotor kuvvetin $\frac{\frac{h}{2} - \frac{2 \cdot (r_2 - r_1)}{\pi}}{h}$

kadarı uygundur. Bu yüzden bu yolun etkinliği, diğerleriyle karşılaştırıldığında $\frac{1}{4} - \frac{r_2 - r_1}{\pi.h}$ kadar olmaktadır. (15a) yolunun toplam geçirgenliği;

$$P_{15a} = \left[\frac{\pi.\mu.(r_1 + r_2).h}{2.(r_2 - r_1)} - 2.\mu.(r_1 + r_2) \right] \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{r_2 - r_1}{\pi.h} \right) \quad (3.14)$$

veya

$$P_{15a} = \mu \cdot \left[\frac{\pi.h}{8} \cdot \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} - (r_2 + r_1) + \frac{2.(r_2^2 - r_1^2)}{\pi.h} \right] \quad (3.15)$$

olmaktadır.

Tüm akı yollarının toplam geçirgenliği;

$$P_t = P_1 + P_7 + P_{8b} + P_{15a} = \mu \cdot \left[\frac{\pi.r_1^2}{s} + 1,63 \cdot \left(r_1 + \frac{s}{4} \right) + 2.r_1 \cdot \ln \left[\frac{4.(r_2 - r_1)}{\pi.s} \right] + \frac{\pi.h}{8} \cdot \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} - (r_2 + r_1) + \frac{2.(r_2^2 - r_1^2)}{\pi.h} \right] \quad (3.16)$$

olarak elde edilmektedir. Buradan kaçak katsayısı, (3.16) nolu denklem P_t 'e bölünerek elde edilebilmektedir.

$$\nu = \frac{P_t}{P_1} = \frac{P_1 + P_7 + P_{8b} + P_{15a}}{P_1} \quad (3.17)$$

P_1 , P_7 , P_{8b} ve P_{15a} ifadeleri (3.17) nolu denklemde yerine yazılıp düzenlendiğinde kaçak katsayısı;

$$\nu = 1 + \frac{s}{r_1} \cdot \left[0,52 + 0,13 \cdot \frac{s}{r_1} + \frac{r_2 + r_1}{\pi.r_1} \cdot \left(\frac{\pi.h}{8.(r_2 - r_1)} + \frac{2.(r_2 - r_1)}{\pi.h} - 1 \right) + \frac{2}{\pi} \cdot \ln \left[\frac{4.(r_2 - r_1)}{\pi.s} \right] \right] \quad (3.18)$$

olarak elde edilmektedir.

$\left(\frac{2}{\pi}\right)\ln\left(\frac{4}{\pi}\right)$ 0,15'e eşittir ve e tabanındaki logaritma 10 tabanında logaritmaya dönüştürüldüğünde, kaçak katsayısı (3.19) nolu denklemdeki gibi olmaktadır.

$$\nu = 1 + \frac{s}{r_1} \left[0,67 + 0,13 \cdot \frac{s}{r_1} + \frac{r_2 + r_1}{\pi \cdot r_1} \left(\frac{\pi \cdot h}{8 \cdot (r_2 - r_1)} + \frac{2 \cdot (r_2 - r_1)}{\pi \cdot h} - 1 \right) + 1,465 \cdot \log_{10} \left(\frac{r_2 - r_1}{s} \right) \right] \quad (3.19)$$

(3.19) nolu denklem, $s > \frac{4 \cdot (r_2 - r_1)}{\pi}$ olduğu durumda uygulanamamaktadır (Roters 1941).

Buradan manyetik akı ve Manyetik Ohm Yasası ile ilgili denklemler kullanılarak hava aralığındaki manyetik akı yoğunluğu ve magnetomotor kuvvet ile ilgili değerler elde edilebilmektedir.

Belli bir kuvvet ve hava aralığında gerekli olan manyetik akıyı sağlayacak magnetomotor kuvvet;

$$N \cdot i = \frac{z \cdot B_g(x, i) \cdot x_t}{\mu} + \sum H_i \cdot l_i \quad (3.20)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada $\frac{z \cdot B_g(x, i) \cdot x_t}{\mu}$ ifadesi hava aralığı üzerinden geçen magnetomotor kuvveti, $\sum H_i \cdot l_i$ ifadesi demir parçaları üzerinden geçen magnetomotor kuvveti, z ise hava aralığı sayısını temsil etmektedir.

Manyetik kuvvet, manyetik akının fonksiyonu olarak (3.21) nolu denklemdeki gibi ifade edilebilmektedir.

$$F_m = \frac{z}{2} \cdot \frac{\varphi^2}{\mu \cdot A_e} = \frac{z}{2} \cdot \frac{B_g^2 \cdot A_e}{\mu} \quad (3.21)$$

Manyetik kuvvet, akım ve yer değiştirmenin fonksiyonu olarak da (3.22) nolu denklemdeki gibi ifade edilebilmektedir.

$$F_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu \cdot A_e \cdot (N \cdot i)^2}{z \cdot (x_t - x)^2} \quad (3.22)$$

Elektromanyetik devrelerin hesabı ve dinamik davranışlarının incelenmesi yukarıdaki denklemlerden de görüldüğü gibi oldukça karmaşıktır. Bu nedenle bu denklemlerin çözümleri için bilgisayar destekli çözümlerden faydalanılmaktadır. Bunun için farklı yöntemler kullanılabilir. Manyetik alt sistem geçirgenlik denklemlerini veren karmaşık cebirsel denklemler kullanılarak uygun programların yazılması bu yollardan bir tanesidir (Şefkat ve Yüksel 2003, Erzan Topçu 2006). Diğer bir yol ise akım ve hava aralığı değerlerine karşılıklı manyetik kuvvet ve manyetik akı bağı değerlerinin yer aldığı matrislerin kullanılmasıdır. Deneysel veya statik analizle hazırlanan bu tablolar MATLAB/Simulink programında “Look-up Table” fonksiyonu olarak kullanılabilir (Erzan Topçu ve ark. 2008, Düzgün 2015).

Bu tez çalışmasında solenoid valfin elektromekanik kısmının tasarımı ve boyutlandırılması yapıldıktan sonra ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programında sistemin akım ve hava aralığı değerlerine karşılıklı manyetik kuvvet ve manyetik akı bağı değerleri elde edilmiştir. Daha sonra elde edilen statik karakteristik değerleri ile matrisler oluşturularak MATLAB/Simulink programında sistemin dinamik davranışı incelenmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemiyle de elektromekanik bir sistemin dinamik davranışının incelenmesi mümkündür. Bu tez çalışmasında elektromekanik kısmın hareketi iki aşamalı olduğu için bu yöntemle inceleme valfin ön tasarım çalışmalarında kullanılmış olup, iki aşamalı çalışma MATLAB/Simulink programında modellenmiştir.

3.2.3. Solenoid valf kısmının mekanik alt sistemi

Solenoid valf kısmının mekanik kısmının hareketi iki aşamada gerçekleşmektedir. İlk aşamada manyetik kuvvetin etkisiyle hareketli kutup ve nüve uç plastik elemanı hareket etmekte ve hareketli kutup, supap bağlantı miline temas etmektedir. İkinci aşamada hareketli kutup, nüve uç plastik elemanı, supap bağlantı mili ve supap birlikte hareket etmektedir.

Mekanik alt sistemin hareket denklemleri Newton'un İkinci Hareket Yasası kullanılarak (3.23) nolu denklemdeki gibi elde edilmektedir.

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} &= F_m - b_1 \cdot \frac{dx}{dt} - k_{y1} \cdot (x_{1ön} + x) + m_1 \cdot g - P_D \cdot A_1 & 0 \leq x < x^* \\ (m_1 + m_2) \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} &= F_m - (b_1 + b_2) \cdot \frac{dx}{dt} - k_{y1} \cdot (x_{1ön} + x) - k_{y2} \cdot (x_{2ön} + x - x^*) + (m_1 + m_2) \cdot g - P_D \cdot A_1 & x^* \leq x \leq x_{\max} \end{aligned} \quad (3.23)$$

Burada x^* , hareketsiz durumda hareketli kutup ile supap bağlantı mili arasındaki boşluktur.

3.2.4. Solenoid valf kısmının akışkan alt sistemi

Sistemde akışkan olarak kullanılan hava sıkıştırılabilir olduğu için çıkış basıncının giriş basıncına oranı, kritik basınç oranından büyük olduğunda kütle akışı, her iki basıncın doğrusal olmayan fonksiyonudur. Çıkış basıncının giriş basıncına oranı, kritik basınç oranından küçük olduğunda kütle akışı, giriş basıncına lineer olarak bağlı olmaktadır.

Solenoid valfin mekanik kısmındaki hareketin ikinci aşamasında besleme hattından D haznesine doğru akışkan geçişi başlamaktadır. Hareketin ilk aşamasında ise D haznesinden egzost tarafına akışkan geçişi olmaktadır. Her iki aşamadaki kütleli debi değişimi;

$$\frac{dm_D}{dt} = \left\{ \begin{array}{ll} 0,0405.C_d.A_{v1} \cdot \frac{P_D}{\sqrt{T}} & \frac{P_{atm}}{P_D} \leq 0,528 \\ C_d.A_{v1} \cdot \frac{P_D}{\sqrt{T}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma - 1)} \left[\left(\frac{P_{atm}}{P_D} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_{atm}}{P_D} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]} & \frac{P_{atm}}{P_D} > 0,528 \\ 0,0405.C_d.A_{v2} \cdot \frac{P_g}{\sqrt{T}} & \frac{P_D}{P_g} \leq 0,528 \\ C_d.A_{v2} \cdot \frac{P_g}{\sqrt{T}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma - 1)} \left[\left(\frac{P_D}{P_g} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_D}{P_g} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]} & \frac{P_D}{P_g} > 0,528 \end{array} \right. \quad \left. \begin{array}{l} 0 \leq x < x^* \\ x^* \leq x \leq x_{max} \end{array} \right\} \quad (3.24)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir. Burada etkin akış kesit alanı $A_v = \pi \cdot d \cdot x_h$ şeklinde hesaplanmaktadır.

Bir hacim içindeki gazın davranışının incelenmesinde ideal gaz yasası ve enerjinin korunumu yasası kullanılmaktadır. İdeal gaz yasası $P \cdot V = m \cdot R \cdot T$ denklemiyle ifade edilmektedir. Sistemin adyabatik olduğu, sistemdeki kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edildiği kabulüyle enerjinin korunumu yasası;

$$\frac{dm}{dt} \cdot c_p \cdot T - P \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{d}{dt} (m \cdot c_v \cdot T) \quad (3.25)$$

şeklindedir. İdeal gaz yasasından elde edilen $m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}$ eşitliği (3.25) nolu denklemde yerine yazılıp düzenlendiğinde (3.26) nolu denklem elde edilmektedir.

$$\frac{dP}{dt} = \gamma \cdot \frac{R \cdot T}{V} \cdot \frac{dm}{dt} - \gamma \cdot \frac{P}{V} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (3.26)$$

Akışın sabit hacimli tank içine olduğu durumda basınç değişimi;

$$\frac{dP}{dt} = \gamma \cdot \frac{R \cdot T}{V} \cdot \frac{dm}{dt} \quad (3.27)$$

şeklinde elde edilmektedir (McCloy ve Martin 1980).

3.2.5. Röle valfi kısmının mekanik alt sistemi

Röle valfinin hareketi iki aşamada gerçekleşmektedir. İlk aşamada basınç kuvvetinin etkisiyle röle valfi pistonu hareket etmekte ve röle valfi yatağına temas etmektedir. İkinci aşamada röle valfi pistonu ile röle valfi yatağı birlikte hareket etmektedir.

Röle valfinin mekanik alt sisteminin hareket denklemleri Newton'un İkinci Hareket Yasası kullanılarak (3.28) nolu denklemdeki gibi elde edilmektedir.

$$\begin{aligned}
 m_3 \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} &= P_d \cdot A_2 - b_3 \cdot \frac{dy}{dt} - k_{y3} \cdot (y_{3ön} + y) + m_3 \cdot g - P_E \cdot A_2 - F_s \cdot \text{sign}\left(\frac{dy}{dt}\right) & 0 \leq y < y^* \\
 (m_3 + m_4) \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} &= P_d \cdot A_2 - (b_3 + b_4) \cdot \frac{dy}{dt} - k_{y3} \cdot (y_{3ön} + y) - k_{y4} \cdot (y_{4ön} + y - y^*) + (m_3 + m_4) \cdot g - P_E \cdot A_2 - \\
 F_s \cdot \text{sign}\left(\frac{dy}{dt}\right) & & y^* \leq y \leq y_{\max}
 \end{aligned} \tag{3.28}$$

Burada y^* , hareketsiz durumda röle valfi pistonu ile röle valfi yatağı arasındaki boşluktur.

3.2.6. Röle valfi kısmının akışkan alt sistemi

Röle valfinin mekanik kısmındaki hareketin ikinci aşamasında besleme hattından E haznesine doğru akışkan geçişi başlamaktadır. Hareketin ilk aşamasında ise E haznesinden egzost tarafına akışkan geçişi olmaktadır. Her iki aşamadaki kütleli debi değişimi;

$$\frac{dm_E}{dt} = \left\{ \begin{array}{ll} 0,0405.C_d.A_{v3} \cdot \frac{P_E}{\sqrt{T}} & \frac{P_{atm}}{P_E} \leq 0,528 \\ C_d.A_{v3} \cdot \frac{P_E}{\sqrt{T}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma - 1)} \left[\left(\frac{P_{atm}}{P_E} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_{atm}}{P_E} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]} & \frac{P_{atm}}{P_E} > 0,528 \end{array} \right. \quad \left. \begin{array}{l} 0 \leq y < y^* \\ y^* \leq y \leq y_{max} \end{array} \right\} \quad (3.29)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir. Burada etkin akış kesit alanı $A_v = \pi \cdot d \cdot y_h$ şeklinde hesaplanmaktadır.

(3.27) nolu denklem kullanılarak E haznesindeki basınç değişimi elde edilmektedir (McCloy ve Martin 1980).

3.3. Aç-Kapa Tipi Solenoid Valfin Tasarımı ve Boyutlandırılması

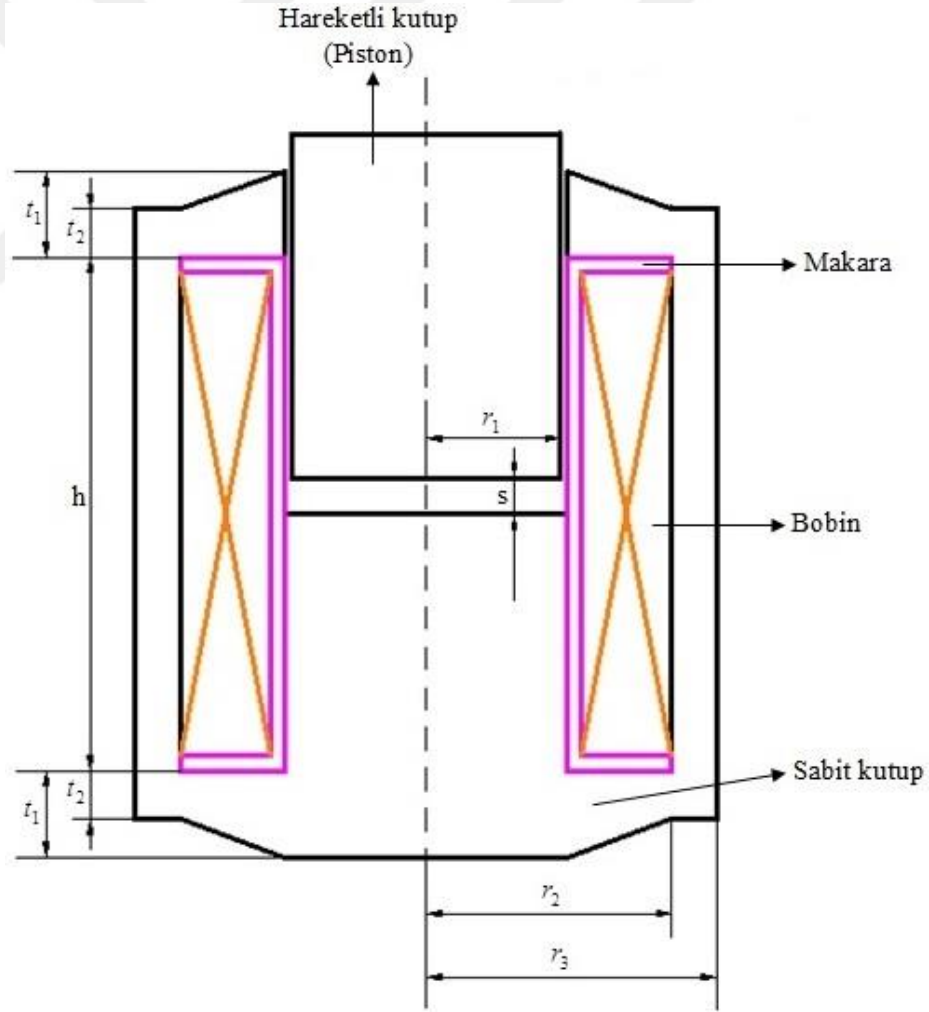
Elektrik enerjisini öteleme hareketine dönüştüren solenoid devresi, sabit ve hareketli olmak üzere iki kutuptan oluşmaktadır. Bobine elektrik gerilimi uygulanması sonucu oluşan manyetik kuvvet, hareketli kutbu sabit kutba çekerek valfin açılmasını sağlamaktadır. Elektrik gerilimi kesildiğinde yay, hareketli kutbu sabit kutuptan uzaklaştırmakta ve valf kapanmaktadır (Yüksel 2014-b).

Solenoid valfler, aç-kapa tipi ve oransal olmak üzere iki çeşittir. Aç-kapa tipi valfler, basit yapılı ve düşük maliyetli olmasına rağmen dinamik performansları düşük olduğundan hassas denetim gerektiren yerlerde kullanılamamaktadır. Oransal valfler ise daha hassas denetim sağlamasına rağmen karmaşık yapılı ve yüksek maliyetli olduğundan endüstride her alanda yaygın olarak kullanılamamaktadır. Bu nedenle aç-kapa tipi valfler ile oransal valfler arasında alternatif bir valf türü olarak bulunan hızlı anahtarlama valfleri kullanılabilir. Temelde aç-kapa biçiminde çalışan hızlı

anahtarlama valfleri, basit yapılı ve düşük maliyetlidir. Bu valflerin, DGM tekniği ile sürülerek belli bir çalışma aralığında oransal çalışması sağlanabilmektedir. Bu tip valflerin oransal çalıştığı bölgenin arttırılması için, yüksek cevap hızına sahip olmaları avantajlı olmaktadır (Erzan Topçu ve Yüksel 2005).

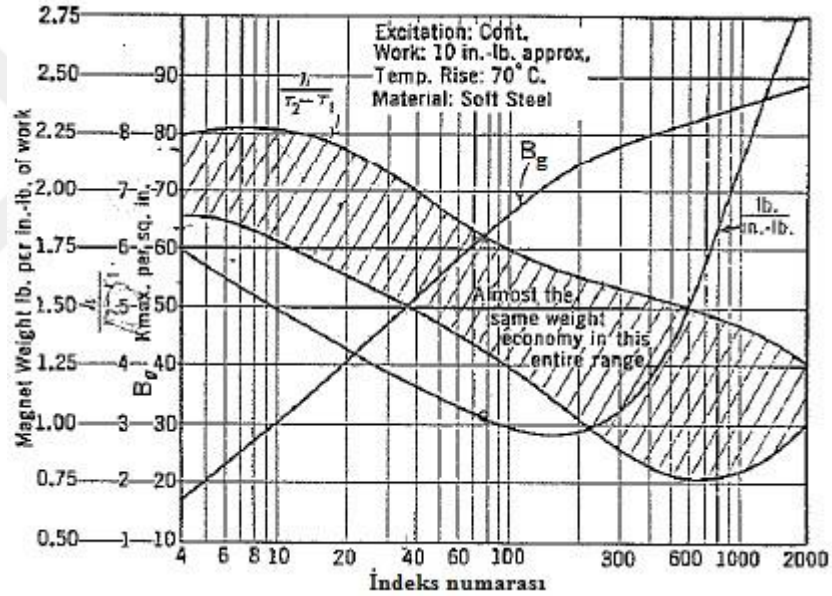
3.3.1. Solenoid valf tasarımı için temel denklemler

Solenoid tasarımında literatürde düz yüzlü piston tipi solenoid geometrisi tercih edilmiştir. Düz yüzlü piston tipi solenoidler, esas olarak büyük kuvvetli ve kısa strokludur (Roters 1941). Şekil 3.5'te düz yüzlü piston tipi solenoid geometrisi gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Düz yüzlü piston tipi solenoid geometrisi

Solenoid tasarımı, belli bir manyetik kuvveti sağlayacak piston yarıçapı hesaplanarak başlamaktadır. Bobin tarafından pistonu uygulanan manyetik kuvvet (3.21) nolu denklemde verildiği gibidir. Bu denklemde $A_e = \pi.r_1^2$ şeklindedir ve z hava aralığı sayısı olup düz yüzü piston tipi solenoid için 1'e eşittir. Başlangıçta manyetik kuvveti sağlayan manyetik akı yoğunluğu B_g değeri bilinmediğinden, manyetik kuvvet ve maksimum hava aralığına bağlı bir indeks numarası belirlenmekte ve bu indeks numarasına karşılık gelen manyetik akı yoğunluğu değeri Şekil 3.6'daki grafikten tespit edilmektedir. Manyetik kuvvet ve maksimum hava aralığına bağlı indeks numarası $\sqrt{F_m}/s$ şeklinde belirlenmektedir. Manyetik akı yoğunluğu değeri tespit edildikten sonra (3.21) nolu denklemden piston yarıçapı r_1 hesaplanmaktadır.



Şekil 3.6. İndeks numarasına karşılık manyetik akı yoğunluğu ve $\frac{h}{r_2 - r_1}$ değerinin

tespit edildiği grafik

Belli bir kuvvet ve hava aralığında gerekli olan manyetik akıyı sağlayacak magnetomotor kuvvet (3.20) nolu denklemde verildiği gibidir. Bu denklemde $\frac{z.B_g.x_t}{\mu}$

ifadesi hava aralığı üzerinden geçen magnetomotor kuvveti, $\sum H_i.l_i$ ifadesi demir parçaları üzerinden geçen magnetomotor kuvveti temsil etmektedir.

Bobine uygulanan magnetomotor kuvvetine karşılık oluşacak sıcaklık değeri;

$$\theta_f = \frac{\rho.q}{2.k.f.(r_2 - r_1)} \left(\frac{N.i}{h} \right)^2 \quad (3.30)$$

ifadesine göre hesaplanmaktadır. Şekil 3.6'daki grafikten indeks numarasına göre $\frac{h}{r_2 - r_1}$ değeri tespit edilerek belli bir sıcaklık için bobin yüksekliği h değeri hesaplanmaktadır. h değeri hesaplandıktan sonra sabit kutbun iç yarıçapı r_2 değeri hesaplanmaktadır.

Genellikle solenoid dış kısmında kullanılan malzemenin manyetik akı yoğunluğu, hareketli kutupta (piston) kullanılan malzemenin manyetik akı yoğunluğundan daha düşük olmaktadır. Bu durumda piston kesit alanı ile sabit kutbun kesit alanı arasında 0,8 oranı kabulüyle (3.31) nolu denklemden sabit kutbun dış yarıçapı r_3 değeri hesaplanmaktadır.

$$\pi.r_1^2 = 0,8.\pi.(r_3^2 - r_2^2) \quad (3.31)$$

Sabit kutbun kesit alanı $A = \pi.(r_3^2 - r_2^2)$ formülüyle hesaplandıktan sonra t_1 ve t_2 uzunlukları hesaplanmaktadır.

$$t_1 = \frac{A}{2.\pi.r_1} \quad (3.32)$$

$$t_2 = \frac{A}{2.\pi.r_2} \quad (3.33)$$

Belli bir gerilim ve magnetomotor kuvvet değerlerini sağlayacak tel çapı;

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \rho \cdot (r_2 + r_1) \cdot (N \cdot i)}{E}} \quad (3.34)$$

formülüyle hesaplanmaktadır (Roters 1941).

3.3.2. Aç-kapa tipi solenoid valfin boyutlandırılması

Mevcut valf sisteminin çalışma durumu dikkate alınarak döz yüzlü piston tipi solenoid valfin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Daha sonra sistem üzerinde gerekli görölen değişiklikler yapılmıştır.

Aşağıda aç-kapa tipi solenoid valfin tasarım kriterleri sunulmuştur.

- Çalışma gerilimi 10 Volt, alışma sıcaklığı -40°C ile 80°C arasında olmalıdır.
- 0,55 mm hava aralığında (0,5 mm hareket mesafesi + 0,05 mm tutma mesafesi), 1,5 A akımda 30 N kuvvet elde edilmelidir.

Kuvvet ve hava aralığına bağlı indeks numarası gerekli birim dözüşümleri yapılarak $\sqrt{6,7443}/0,0217 = 119,68$ olarak hesaplanmıştır. Bu indeks numarasına karşılık gelen manyetik akı yoğunluğu değeri Şekil 3.6'daki grafikten 68 kmax/in^2 olarak okunmuş ve birim dözüşümü yapılarak $B_g = 1,054 \text{ Wb/m}^2$ olarak elde edilmiştir.

$$(3.21) \text{ nolu denklemden piston yarıçapı } r_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot F_m \cdot \mu}{z \cdot \pi \cdot B_g^2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 30 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}}{1 \cdot \pi \cdot (1,054)^2}} = 4,65 \text{ mm}$$

olarak bulunmuştur.

(3.20) nolu denklemde verilen magnetomotor kuvvetin %70'inin hava aralığı üzerinden, %30'unun ise demir parçaları üzerinden geçtiği varsayılarak toplam magnetomotor

$$\text{kuvvet } N \cdot i = \frac{z \cdot B_g \cdot s}{0,7 \cdot \mu} = \frac{1 \cdot 1,054 \cdot 0,55 \cdot 10^{-3}}{0,7 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}} = 659 \text{ amper-sarım olarak bulunmuştur.}$$

Bobin yüksekliği, Çizelge 3.1'de verilen değerler kullanılarak (3.30) nolu denklemden hesaplanmaktadır.

Çizelge 3.1. Kabul edilen değerler

$\theta_f=$	80°C (En yüksek bobin sıcaklığı)	$f=$	0,45 (Boşluk faktörü)
$q=$	0,1 (Varsayılan çalışma sıklığı)	$k=$	12,09 W/m ² .°C (Malzemenin ısı iletim katsayısı)
$\rho=$	2,1184.10 ⁻⁸ Ω.m (80°C'de bakır telin özgül direnci)	$h/(r_2 - r_1)=$	4,8 (Şekil 3.6'daki grafikten tespit edilmiştir.)

(3.30) nolu denklemden
$$h = \sqrt[3]{\frac{4,8 \cdot \rho \cdot q \cdot (N \cdot i)^2}{2 \cdot k \cdot f \cdot \theta_f}} = \sqrt[3]{\frac{4,8 \cdot 2,1184 \cdot 10^{-8} \cdot 0,1 \cdot 659^2}{2 \cdot 12,09 \cdot 0,45 \cdot 80}} = 17,18 \text{ mm}$$

olarak bulunmuştur. $\frac{h}{r_2 - r_1} = 4,8$ eşitliğinden $r_2 = 8,23$ mm olarak hesaplanmıştır.

(3.31) nolu denklemden
$$r_3 = \sqrt{\frac{r_1^2}{0,8} + r_2^2} = \sqrt{\frac{(4,65)^2}{0,8} + (8,23)^2} = 9,73 \text{ mm}$$
 olarak bulunmuştur.

Sabit kutbun kesit alanı $A = \pi \cdot ((9,73)^2 - (8,23)^2) = 84,63 \text{ mm}^2$ olarak hesaplanmıştır.

(3.32) nolu denklemden $t_1 = \frac{84,63}{2 \cdot \pi \cdot 4,65} = 2,9 \text{ mm}$ olarak, (3.33) nolu denklemden

$t_2 = \frac{84,63}{2 \cdot \pi \cdot 8,23} = 1,64 \text{ mm}$ olarak bulunmuştur.

Tel çapı (3.34) nolu denklemden
$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,1184 \cdot 10^{-8} \cdot (4,65 + 8,23) \cdot 10^{-3} \cdot 659}{10}} = 0,268$$

mm olarak bulunmuştur. İlgili standarttan bu tel çapına en yakın standart tel çapı olarak $d=0,286$ mm seçilmiştir.

Ön tasarım hesaplarına göre elde edilen solenoid valfin ölçüleri Çizelge 3.2’de görülmektedir.

Çizelge 3.2. Solenoid valf ön tasarım ölçüleri

$r_1 =$	4,65 mm	$h =$	17,18 mm
$r_2 =$	8,23 mm	$t_1 =$	2,9 mm
$r_3 =$	9,73 mm	$t_2 =$	1,64 mm

Belirlenen boyutlara göre sarım sayısı hesabı, (3.35) nolu denkleme göre yapılmaktadır.

$$f \cdot (h - 2t_m) [(r_2 - r_1) - l_m - 0,05] = N \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (3.35)$$

Burada makaranın çekirdeğe geçen kısmının kalınlığı l_m ve makara kenarının kalınlığı t_m 0,5 mm olarak alınmıştır. (3.35) nolu denklemden sarım sayısı $N = \frac{4 \cdot 0,45 \cdot (17,18 - 2 \cdot 0,5) \cdot (8,23 - 4,65 - 0,5 - 0,05)}{\pi \cdot (0,286)^2} = 343$ sarım olarak bulunmuştur.

Belirlenen geometriye göre tel uzunluğu;

$$l = \pi \cdot d_{ort} \cdot N \quad (3.36)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Burada d_{ort} ortalama çaptır. Ortalama çap, r_1 ve r_2 yarıçaplarının toplamına eşittir. Tel uzunluğu $l = \pi \cdot (4,65 + 8,23) \cdot 343 = 13879,05$ mm olarak bulunmuştur. Bobinin direnci;

$$R_b = \frac{\rho \cdot l}{A} \quad (3.37)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Burada ρ bakır telin özgül direnci, A ise bakır telin kesit alanıdır. Bobinin direnci $R_b = \frac{2,1184 \cdot 10^{-8} \cdot 13879,05 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (0,286 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,25} = 4,58 \Omega$ olarak bulunmuştur.

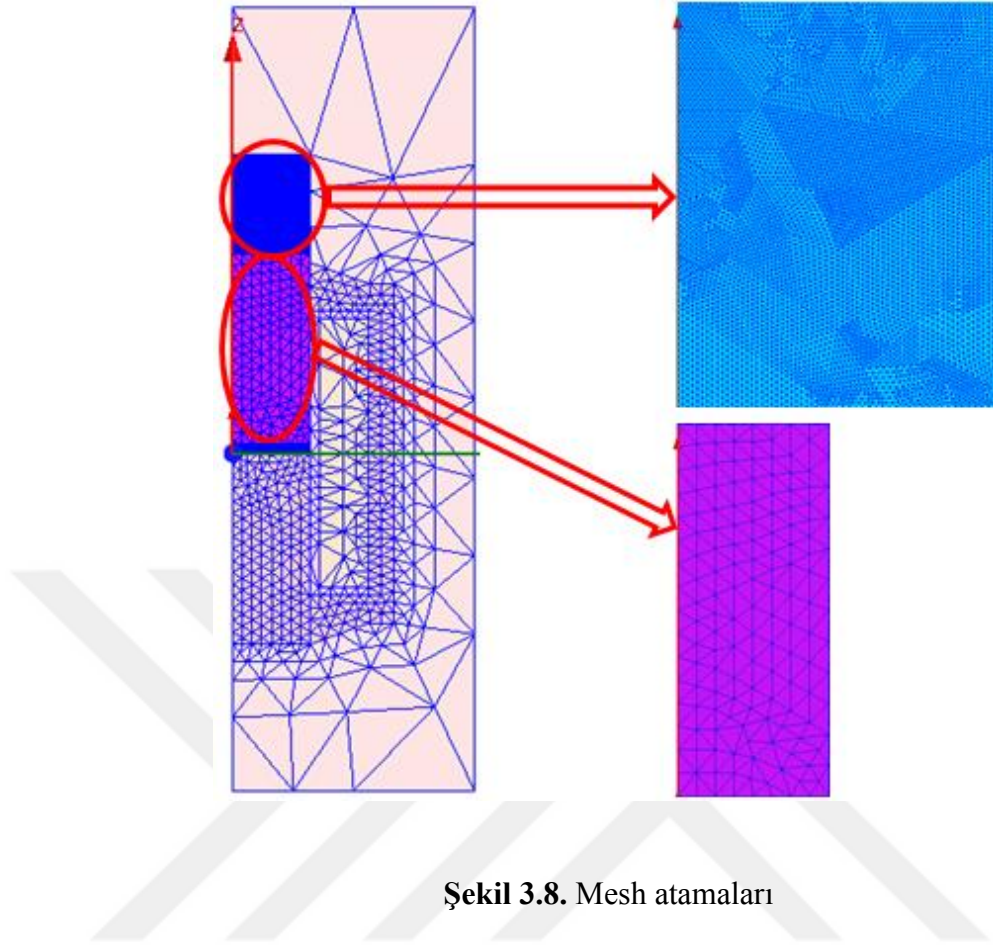
3.4. Aç-Kapa Tipi Solenoid Valfin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Modellenmesi

Aç-kapa tipi solenoid valfin elektromekanik kısmının benzetiminde ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programından faydalanılmıştır. Solenoid valfin hareketi normal şartlarda sistemin yük durumu değiştiği için iki aşamada gerçekleşmektedir. ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programında elektromekanik kısmın dinamik davranışının incelenmesinde farklı yük durumlarının verilmesi mümkün olmamıştır. Bu nedenle ön çalışma olarak elektromekanik sistemin 0,55 mm hava aralığında tek yük koşulunda modellenmesi yapılmış, elde edilen sonuçlar MATLAB/Simulink programında elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. İki farklı yük durumundaki hal ile ilgili çalışmalar MATLAB/Simulink programında sürdürülmüştür.

ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programında Çizelge 3.2'deki değerlere göre solenoid valfin çizimi yapılmış, uygun malzemeler atanmış ve sınır şartı tanımlanmıştır. Statik analiz için; manyetik akı bağı, bobindeki magnetomotor kuvvet ve pistonu etki eden kuvvet tanımlanmıştır. Dinamik analiz için ise sarım sayısı, akım, direnç, indüktans ve gerilim parametreleri tanımlanmış, dış devre oluşturularak modele çağrılmış, hareket parametreleri tanımlanmış ve gerekli mesh atamaları yapılmıştır. Çizimi yapılan solenoid valfin montaj resmi EK 1'de verilmiştir. Oluşturulan dış devre ve mesh atamaları sırasıyla Şekil 3.7 ve Şekil 3.8'de gösterilmektedir.



Şekil 3.7. Oluşturulan dış devre



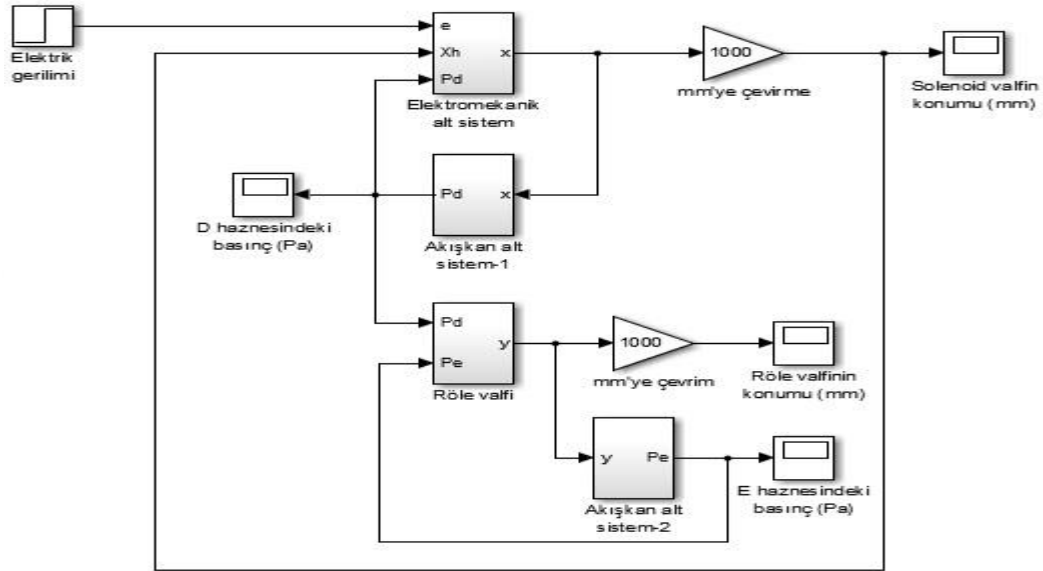
Şekil 3.8. Mesh atamaları

3.5. Elektropnömatik Fren Valfinin Benzetimi

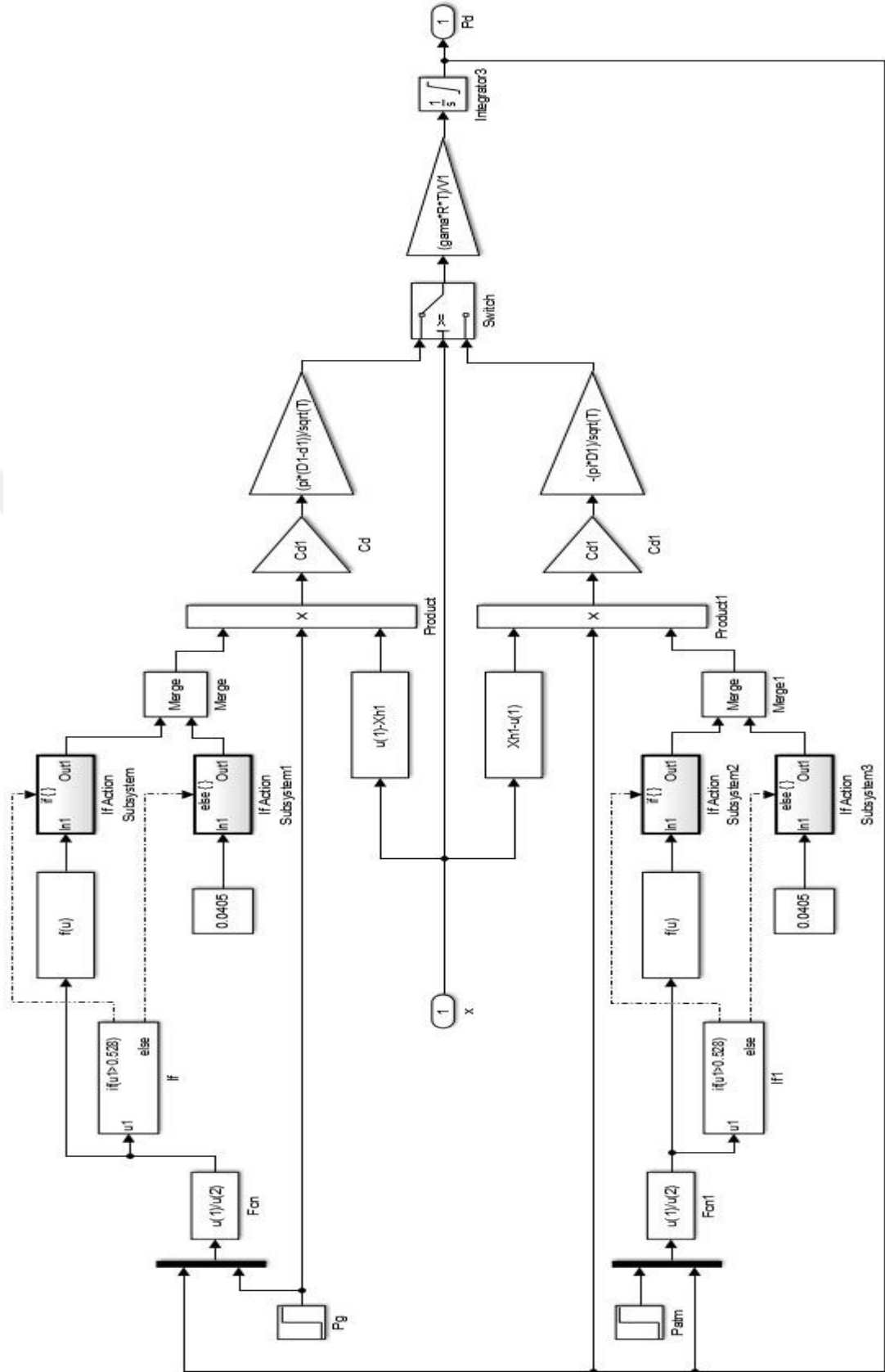
Bu tez çalışmasında elektropnömatik fren valfinin solenoid valf kısmının benzetimi yapılırken Look-up Table yöntemi kullanılmıştır. Look-up Table’da yer alan veriler, ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programından alınmıştır.

ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programında, akım ve hava aralığı değerlerine karşılık manyetik kuvvet ve manyetik akı bağı değerlerini veren matrisler oluşturulmuştur. Farklı hava aralığı değerlerinde, manyetik akı bağı değerine karşılık akım değerini veren MATLAB programı hazırlanmıştır (Bakınız EK 2). Hava aralığı ve manyetik akı bağı değerlerine karşılık akım, $i=f(x, \lambda)$ değerleri ile akım ve hava aralığı değerlerine karşılık manyetik kuvvet, $F_m=f(i, x)$ değerleri Look-up Table bloklarında tanımlanmıştır.

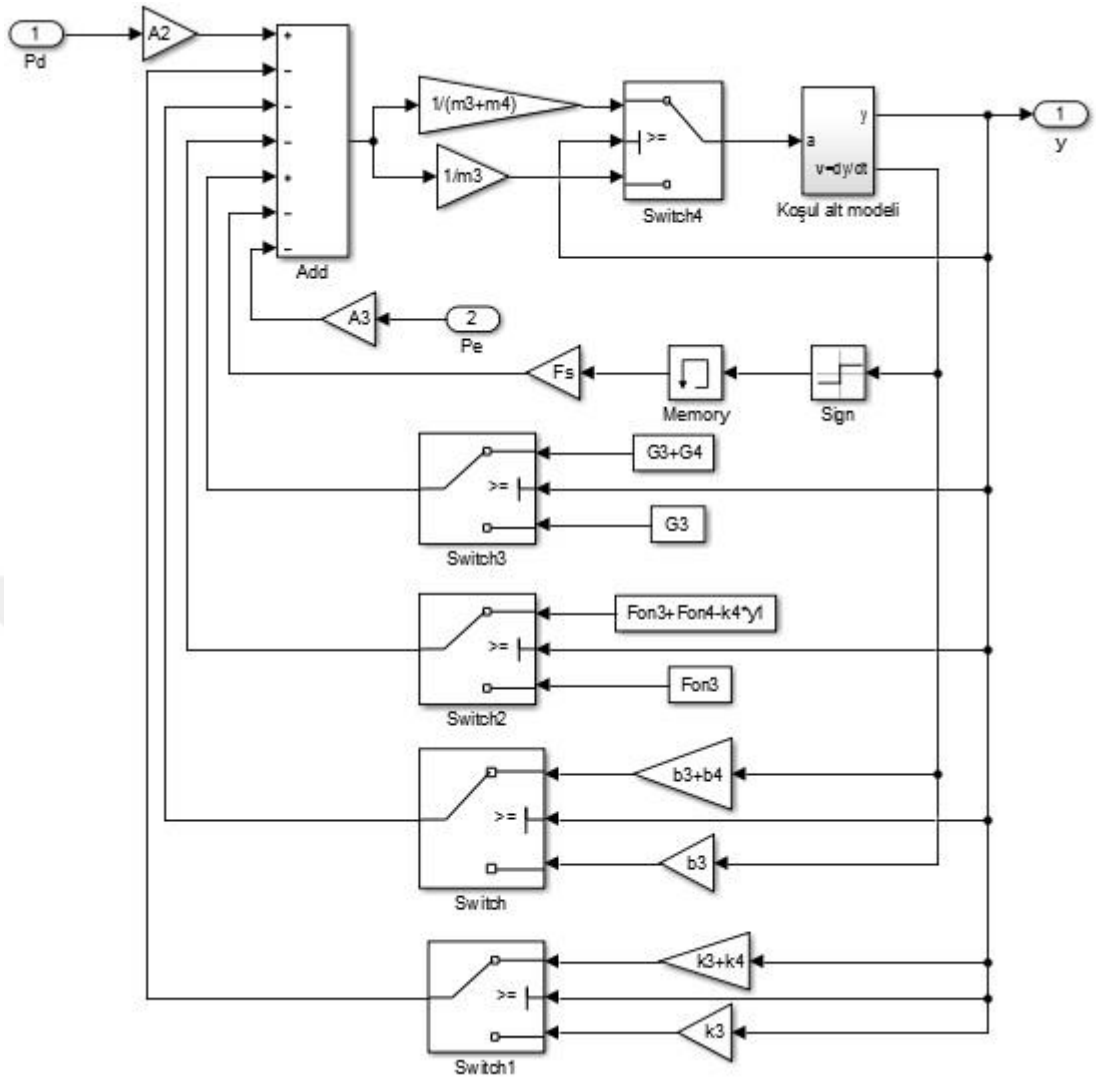
Şekil 3.9’da elektropnömatik fren valfinin Simulink modeli görülmektedir. Solenoid valf kısmının elektromekanik alt sistemine ait Simulink modeli, (3.5) ve (3.23) nolu denklemlerdeki ifadeler kullanılarak oluşturulmuştur. Solenoid valf kısmının akışkan alt sistemine ait Simulink modeli, (3.24) ve (3.27) nolu denklemlerdeki ifadeler kullanılarak oluşturulmuştur. Röle valfi kısmının mekanik alt sistemine ait Simulink modeli, (3.28) nolu denklemdeki ifade kullanılarak oluşturulmuştur. Röle valfi kısmının akışkan alt sistemine ait Simulink modeli, (3.29) ve (3.27) nolu denklemlerdeki ifadeler kullanılarak oluşturulmuştur. Solenoid valf kısmının elektromekanik alt sistemine, akışkan alt sistemine, röle valfi kısmının mekanik alt sistemine ve akışkan alt sistemine ait matematiksel modeller sırasıyla Şekil 3.10, Şekil 3.11, Şekil 3.12 ve Şekil 3.13’te görülmektedir.



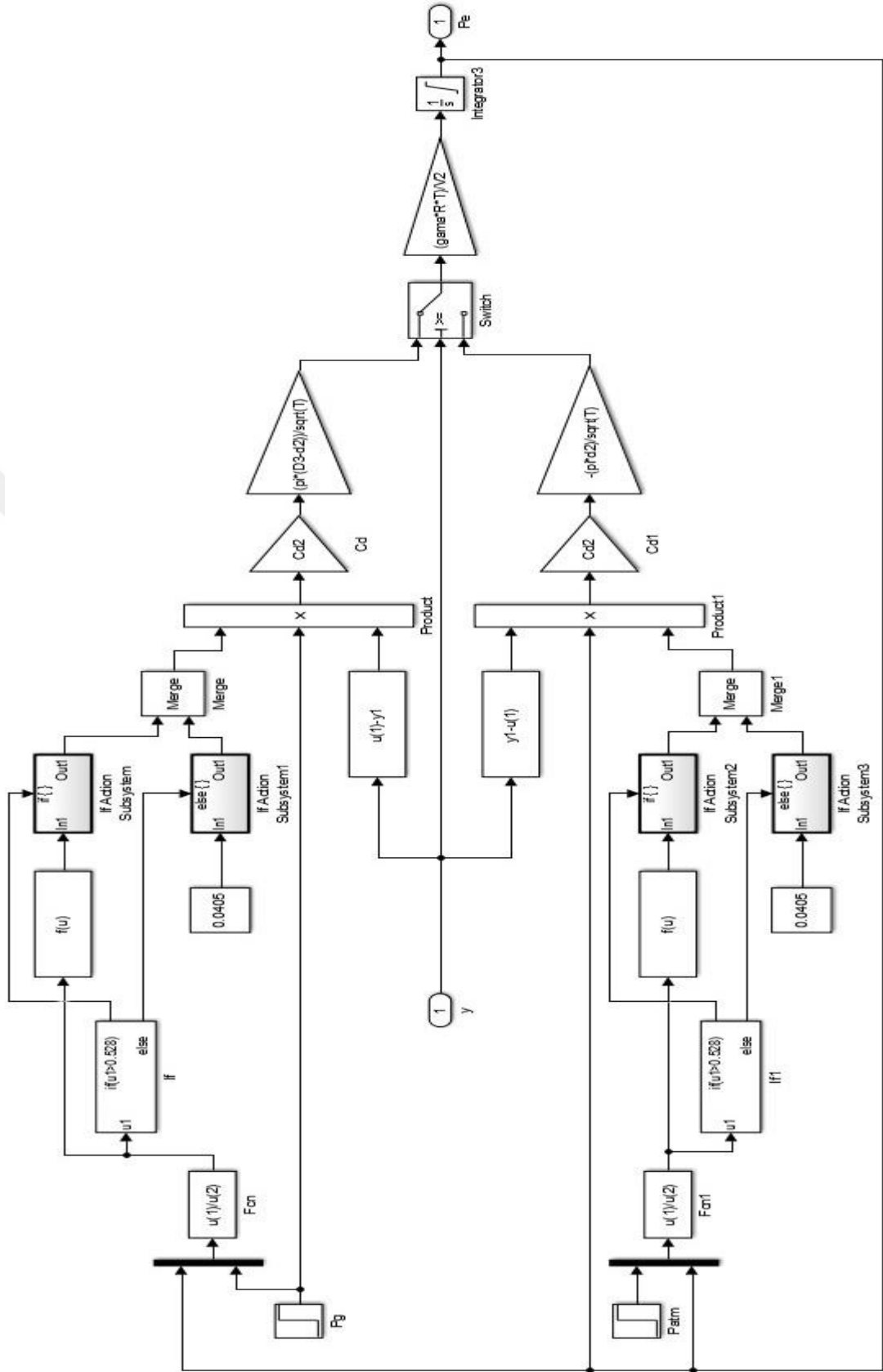
Şekil 3.9. Elektropnömatik fren valfinin Simulink modeli



Şekil 3.11. Solenoid valf kısmının akışkan alt sistemine ait Simulink modeli

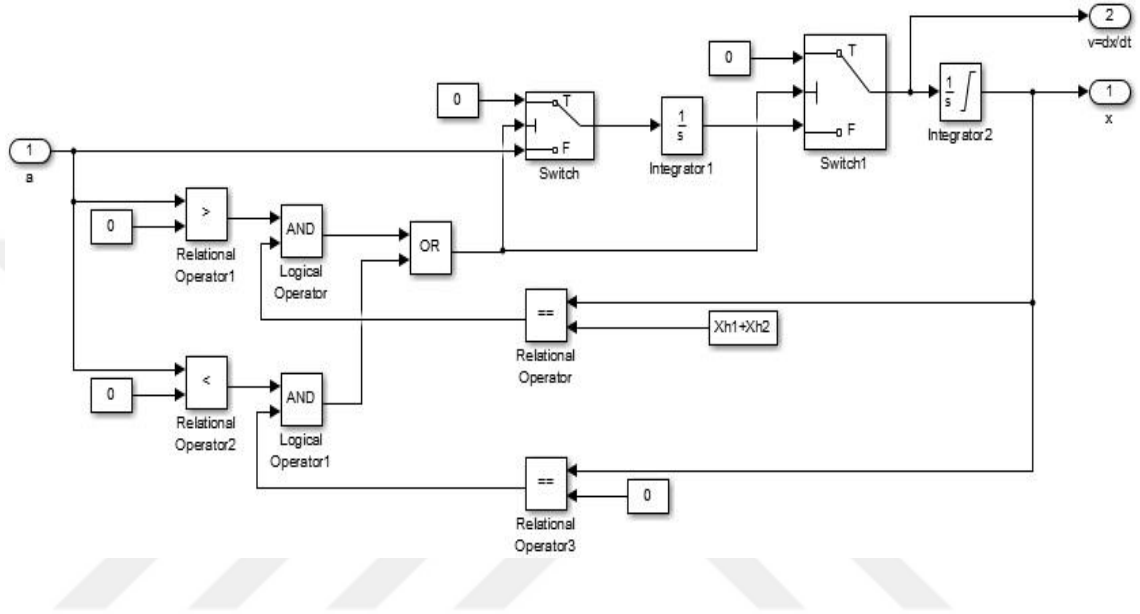


Şekil 3.12. Röle valfi kısmının mekanik alt sistemine ait Simulink modeli

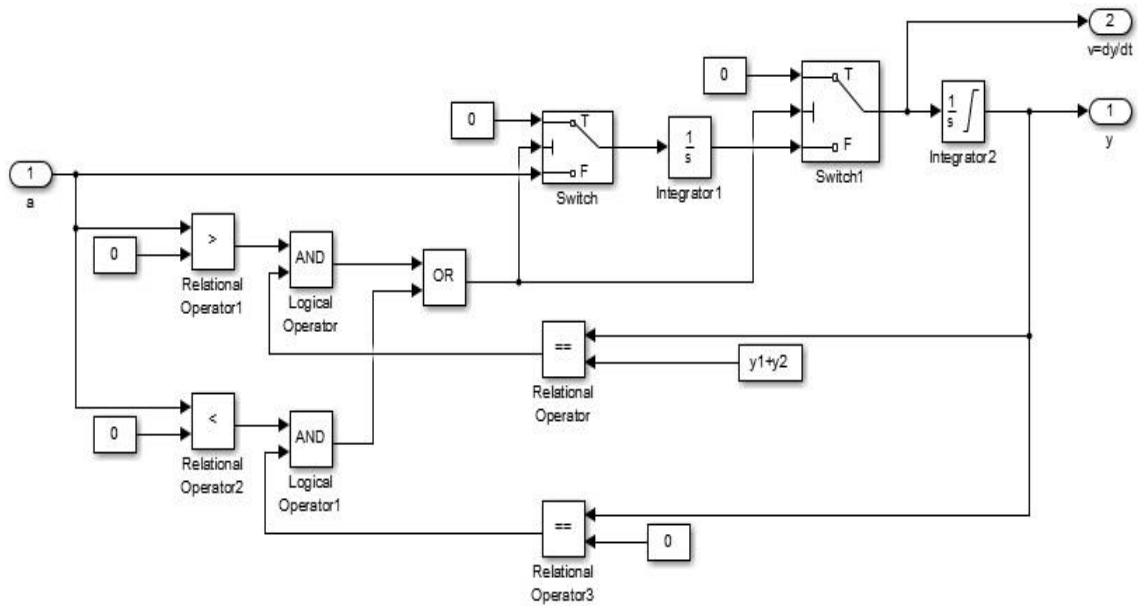


Şekil 3.13. Röle valfi kısmının akışkan alt sistemine ait Simulink modeli

Solenoid valf kısmının elektromekanik alt sistemi ve röle valfi kısmının mekanik alt sisteminde hareket başlayana kadar ve hareket tamamlandıktan sonra ivme ve hız değerleri sıfır olmaktadır. Bu durumlar koşul alt modelinde tanımlanmıştır. Solenoid valf kısmının elektromekanik alt sistemi ve röle valfi kısmının mekanik alt sistemindeki koşul alt modelleri sırasıyla Şekil 3.14 ve Şekil 3.15'te görülmektedir.



Şekil 3.14. Solenoid valf kısmının elektromekanik alt sistemindeki koşul alt modeli



Şekil 3.15. Röle valfi kısmının mekanik alt sistemindeki koşul alt modeli

3.6. DGM Tekniği

DGM tekniği, valf giriş sinyali ile akışkan debisi arasında doğrusal bir bağıntı elde etmek için aç-kapa tipi solenoid valflere uygulanmaktadır. Uygun bir doğrusal bağıntı elde etmek için DGM frekansının seçiminde bazı kriterlerin göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

İdeal anahtarlama koşullarında valften geçen akışkanın hacmi, nominal akış debisi ve darbe süresine bağlı olarak

$$V_d = \int_0^{t_d} Q_n dt = Q_n \cdot t_d \quad (3.38)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Valf belirli bir darbe sresinde periyodik olarak açılıp kapanırsa V_d hacim artımları serisi elde edilmektedir. Bu akış salınımının ortalama debisi; akışkan hacmi, darbe süresi ve DGM frekansına bağlı olarak

$$\bar{Q} = V_d \cdot f_{DGM} = Q_n \cdot t_d \cdot f_{DGM} \quad (3.39)$$

şeklinde elde edilmektedir. Bu ifadeye göre darbe süresi ve DGM frekansı değiştirilerek doğrusal olmayan bir elemandan zaman ortalaması doğrusal olan bir çıkış elde etmek mümkün olmaktadır.

Dinamik davranış özelliklerinden dolayı bir valfin gerçek akış karakteristikleri, ideal akış karakteristiklerine göre farklılık göstermektedir. Valflerin gerçek ve ideal karakteristikleri arasındaki farklılık büyük ölçüde valflerin sahip olduğu açma kapama ölü zaman gecikmelerinden ($T_{a}$, $T_{k}$) kaynaklanmaktadır. Bu koşullar altında (3.39) nolu denklemin geçerliliğini koruyabilmesi için valfin açma kapama anlarındaki dinamik karakteristik eğrilerinin simetrik olması ($T_{ta} = T_{tk}$) ve valfin her açma kapama işleminden sonra kalıcı durum haline ulaşabilmesi gerekmektedir. T_{ta} ve T_{tk} , açma kapama işlemlerinden sonra valfin kalıcı durum haline ulaşabilmesi için gerekli zaman

değerleridir. Belirtilen şartlar altında valfin anahtarlama zamanı, darbe süresi ve DGM periyodu arasındaki ilişki;

$$T_a \leq t_d \leq T_{DGM} - T_a \quad (3.40)$$

veya

$$T_{DGM} \geq 2T_a \quad (3.41)$$

ile ifade edilmektedir. Gerçekte yay geri dönüşlü solenoidlerde açma ve kapama zamanları birbirine eşit olmamaktadır. Bu nedenle (3.40) nolu denklem tekrar düzenlenirse DGM periyodu ve darbe süresi,

$$T_{ta} \leq t_d \leq T_{DGM} - T_{tk} \quad (3.42)$$

veya

$$T_{DGM} \geq T_{ta} + T_{tk} \quad (3.43)$$

olarak tanımlanmaktadır.

DGM tekniğinde herhangi bir darbe süresinin DGM periyoduna oranı modülasyon oranı olarak tanımlanmaktadır. (3.42) nolu denkleme bağlı olarak valfin minimum ve maksimum modülasyon oranları;

$$MR_{\min} = \frac{T_{ta}}{T_{DGM}} \quad (3.44)$$

$$MR_{\max} = 1 - \frac{T_{tk}}{T_{DGM}} \quad (3.45)$$

olarak elde edilmektedir. (3.44) ve (3.45) nolu denklemlerden valfin açma kapama zamanı ne kadar küçülürse DGM frekansının ($f_{DGM} = 1/T_{DGM}$) o kadar büyüyeceği görülmektedir (Erzan Topçu ve Yüksel 2005, Erzan Topçu 2005).



4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde çalışmalar birkaç aşamada sunulmuştur.

İlk aşamada elektropnömatik fren valfinin alt sistemi olan solenoid valfin elektromekanik kısmının statik ve dinamik karakteristikleri incelenmiştir. Statik karakteristiklerin elde edilmesi için ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programı kullanılmıştır. Dinamik karakteristiklerin incelenmesinde hem ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programı hem de MATLAB/Simulink programı ile yapılan model kullanılmıştır. Tüm sistemin çalışması sırasında solenoid valfin hareketli kutbunda iki aşamalı bir yük değişimi olmaktadır. ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programında bu değişken yük durumu modellenememiştir. Bu nedenle sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan dinamik karakteristik incelemesinde elektromekanik kısım, tek bir yük durumu varmış gibi düşünülerek modellenmiştir. Daha sonra ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programından elde edilen sonuçlarla MATLAB/Simulink programından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Elektromekanik sistemin statik karakteristik sonuçları kullanılarak MATLAB/Simulink programında kodlar yazılmış, matrisler oluşturulmuş ve bu sonuçlar elektromekanik kısmın MATLAB/Simulink programında dinamik karakteristiklerinin elde edilmesi aşamasında kullanılmıştır.

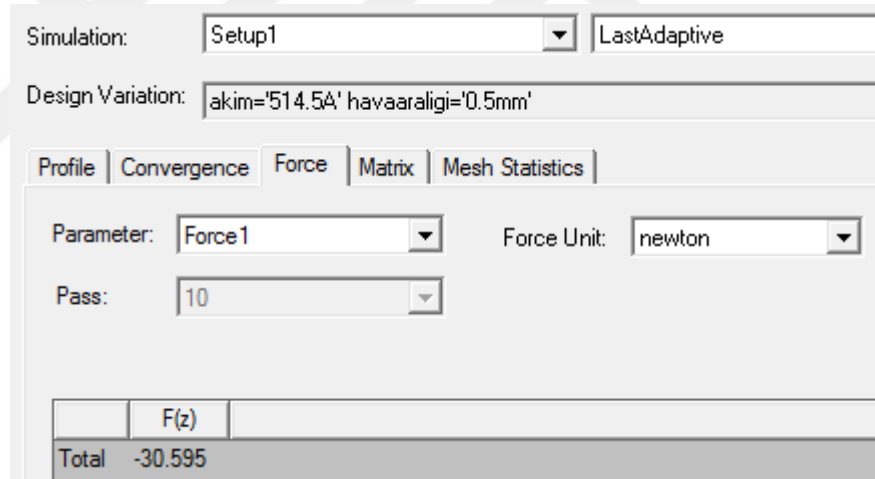
Bu çalışmada sistemin elektromekanik kısmının statik ve dinamik karakteristikleri sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programında akışkan alt sistemlerin ve valfin diğer kısımlarının karakteristiklerini incelemek mümkün olmadığı için sistemin modellenmesinde MATLAB/Simulink programı kullanılmıştır.

İkinci aşamada solenoid valfin DGM karakteristikleri farklı frekans ve doluluk oranları için incelenmiştir. Burada aç-kapa tipinde çalışan solenoid valf DGM tekniği ile sürülerek oransal çalışabilirliği incelenmiştir.

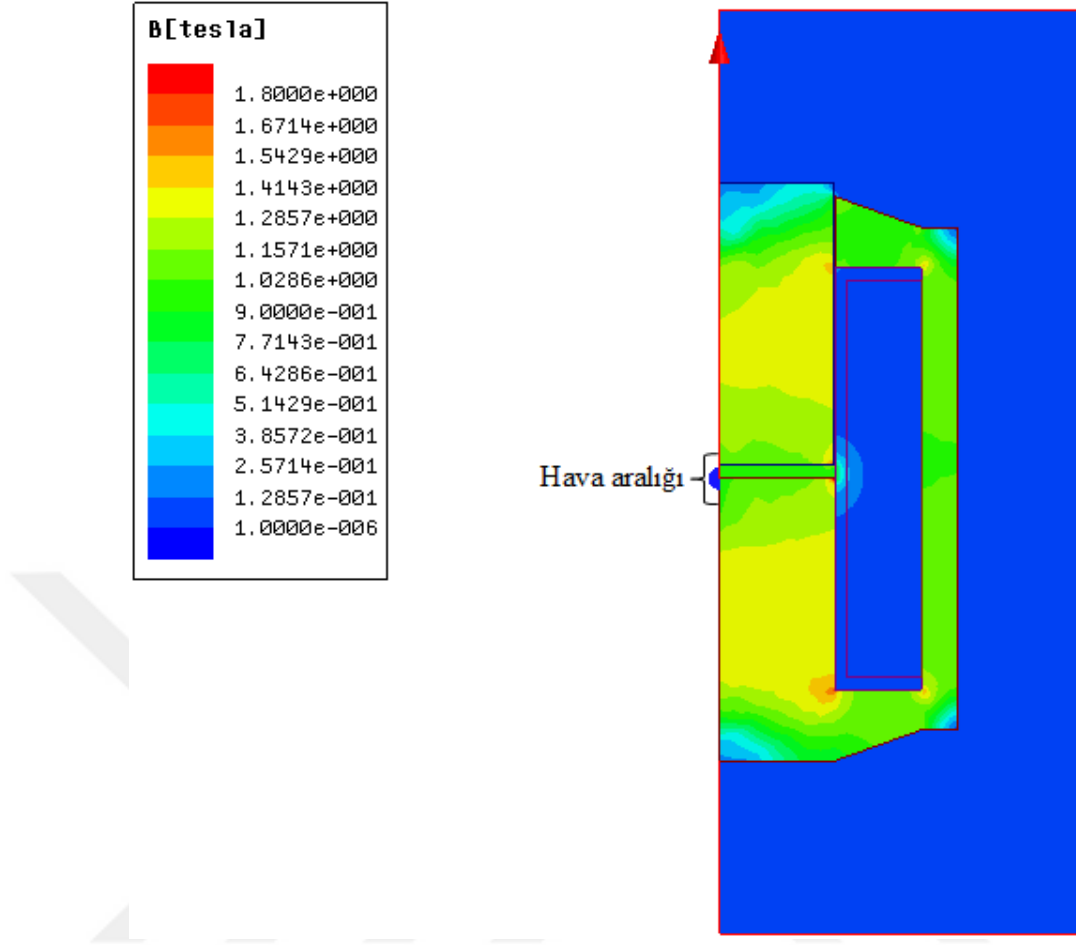
Üçüncü aşamada ise röle valfinin hareket denklemleri de modele dahil edilerek elektropnömatik fren valfinin modeli tamamlanmış ve tüm sistemin dinamik davranışı teorik olarak incelenmiştir.

4.1. Solenoid Valfin Elektromekanik Kısımının Statik Karakteristikleri

Aç-kapa tipi solenoid valfin elektromekanik kısmının ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programında geometrik modeli oluşturularak statik analizi gerçekleştirilmiş, 0,55 mm hava aralığı ve 1,5 A akım değerinde 30,595 N kuvvet değeri elde edilmiştir. Bu değer, tasarım kriteri olan 30 N'a çok yakın olduğundan tasarım revize edilmemiştir. Şekil 4.1'de 0,55 mm hava aralığı ve 1,5 A akımda elde edilen kuvvet değeri, Şekil 4.2'de 0,55 mm hava aralığı ve 1,5 A akımda sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen manyetik akı yoğunluğu görülmektedir.



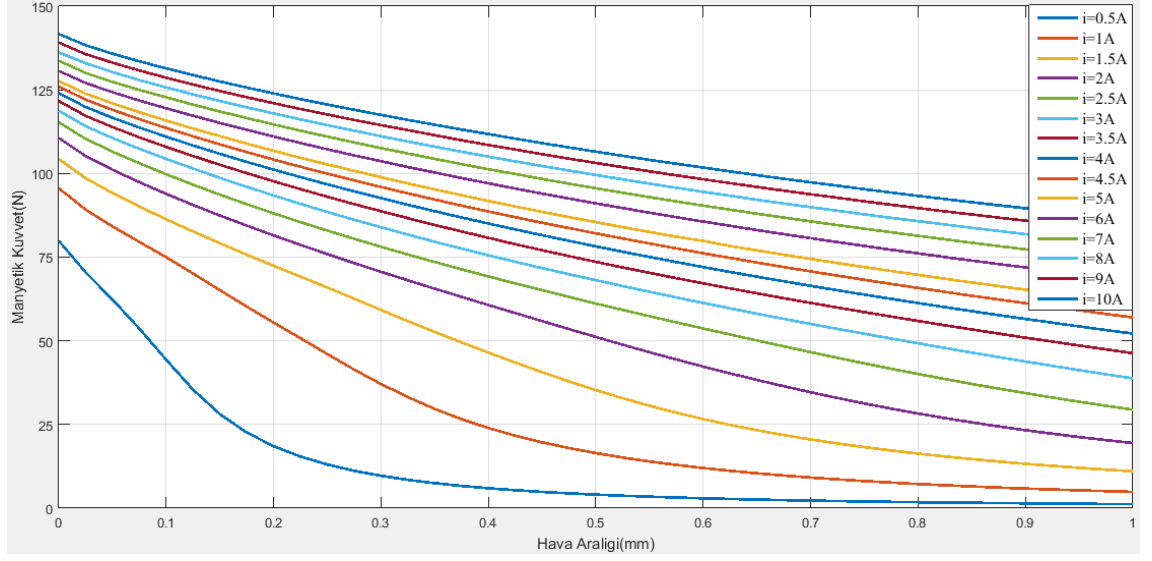
Şekil 4.1. 0,55 mm hava aralığı ve 1,5 A akımda elde edilen kuvvet değeri



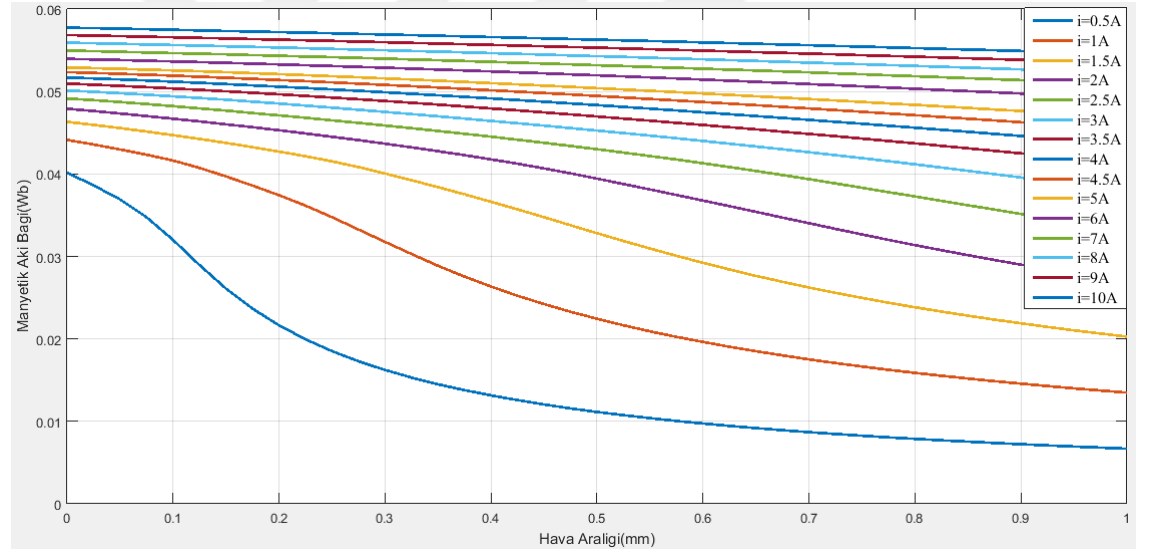
Şekil 4.2. 0,55 mm hava aralığı ve 1,5 A akımda sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen manyetik akı yoğunluğu

Şekil 4.2'den hava aralığındaki manyetik akı yoğunluğu değerinin 1,0286 Tesla (Wb/m^2) olduğu görülmektedir. Bu da tasarımın başlangıcında Şekil 3.6'daki grafikten okunan değere ($68 \text{ kmax/inç}^2 = 1,054 \text{ Wb/m}^2$) yakın bir değerdir.

Şekil 4.3'te aç-kapa tipi solenoid valfin statik karakteristiği olarak tanımlanan farklı akım değerlerine karşılık hava aralığı-kuvvet eğrileri ve Şekil 4.4'te farklı akım değerlerine karşılık hava aralığı-manyetik akı bağı eğrileri görülmektedir.



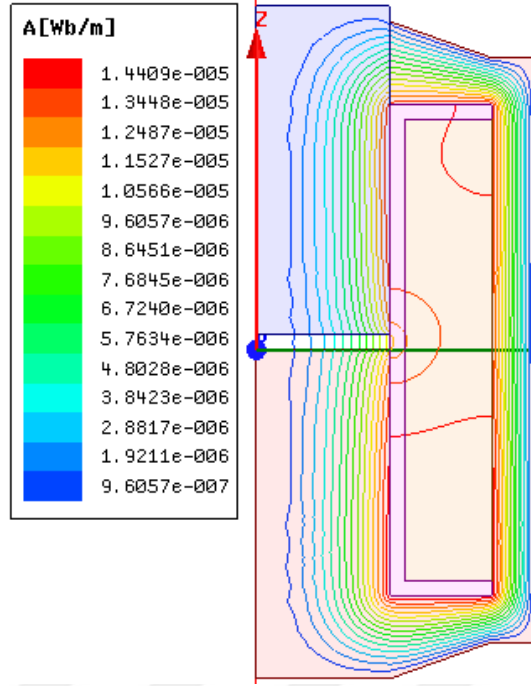
Şekil 4.3. Farklı akım değerlerine karşılık hava aralığı-kuvvet eğrileri



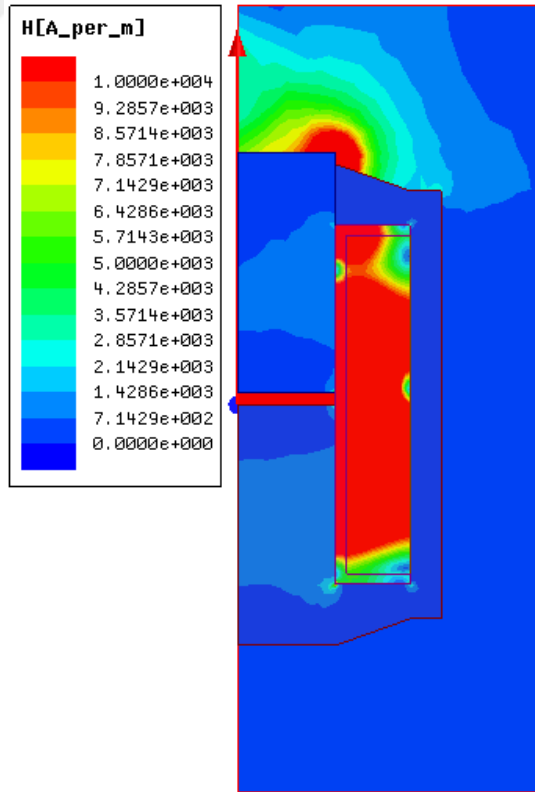
Şekil 4.4. Farklı akım değerlerine karşılık hava aralığı-manyetik akı bağı eğrileri

Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'teki grafiklerden kuvvet ile manyetik akı bağı'nın benzer eğilim gösterdiği görülmektedir. Hava aralığı arttıkça kuvvet ve manyetik akı bağı değerleri azalmakta, akım arttıkça kuvvet ve manyetik akı bağı değerleri artmaktadır.

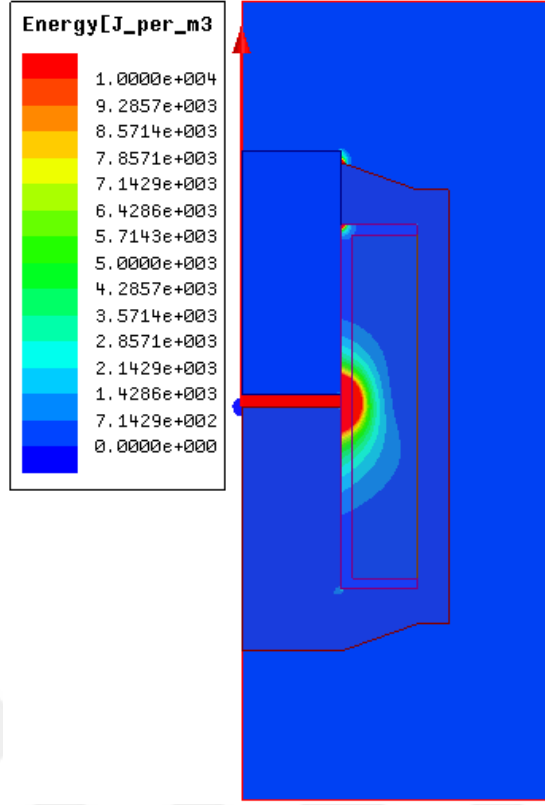
Şekil 4.5'te manyetik akı yolları, Şekil 4.6'da manyetik alan yoğunluğu sonuçları ve Şekil 4.7'de enerji dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.5. Aç-kapa tipi solenoid valfin manyetik akı yolları



Şekil 4.6. Aç-kapa tipi solenoid valfin manyetik alan yoğunluğu sonuçları



Şekil 4.7. Aç-kapa tipi solenoid valfe ait enerji dağılımı

Şekil 4.5'teki sonuçlara göre manyetik akının büyük bir çoğunluğunun faydalı akı olduğu, geriye kalan kısmın ise saçak ve kaçak akı olduğu görülmektedir.

Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'deki grafiklerden manyetik alan yoğunluğu ile enerji dağılımı sonuçlarının paralellik gösterdiği, manyetik alan yoğunluğunun yüksek olduğu bölgelerde manyetik enerjinin de yüksek olduğu görülmektedir.

4.2. Solenoid Valfin Elektromekanik Kısımının Dinamik Karakteristikleri

Elektromekanik kısmın dinamik karakteristiklerinin incelenmesinde hem ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programı hem de MATLAB/Simulink programında modelleme yapılmıştır.

İlk olarak elektromekanik sistemin dinamik analizinin yapılabilmesi için gerekli elektrik devresinin “Maxwell Circuit Editor” programında modellenmesi yapılmış ve bu elektrik devresi ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programındaki modele çağırılmıştır. Bu aşamada elektromekanik kısmın yük durumu, tek bir ön gergili yay ve ağırlık kuvvetinden ibaret şekilde modellenmiştir.

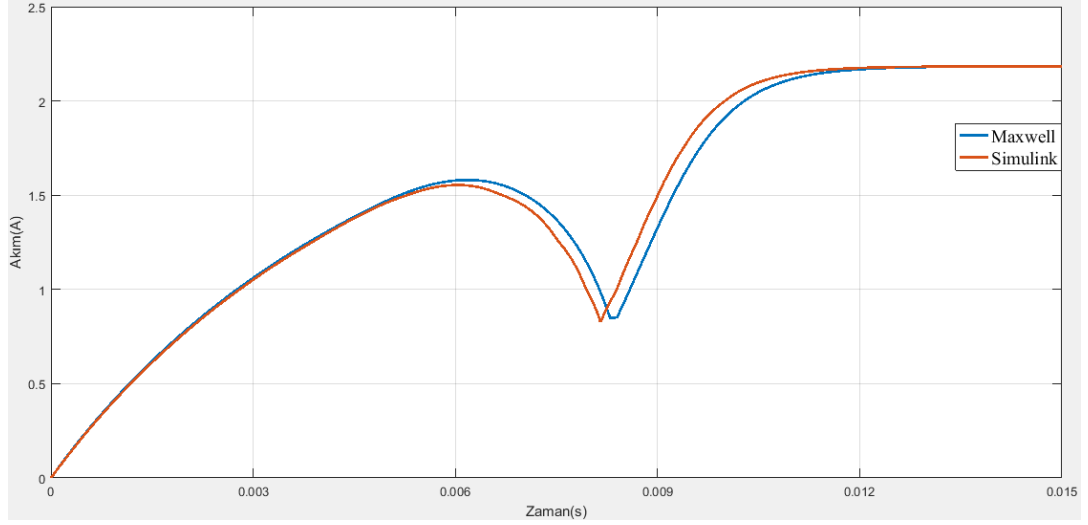
Solenoid valfin çalışması Kısım 3.2.3’te anlatıldığı gibi iki aşamalı yük durumunda gerçekleşmektedir. Bu durumun sisteme ilave edilebilmesi ve tüm sistemin çalışmasının incelenebilmesi için MATLAB/Simulink programında da elektromekanik kısmın modellenmesi yapılmıştır.

Elektromekanik kısmın dinamik analiz sonuçlarının doğruluğunu tespit edebilmek amacıyla sonlu elemanlar yöntemindeki gibi tek aşamalı yük durumunu içeren MATLAB/Simulink modeli oluşturulmuş ve sistem cevapları karşılaştırılmıştır.

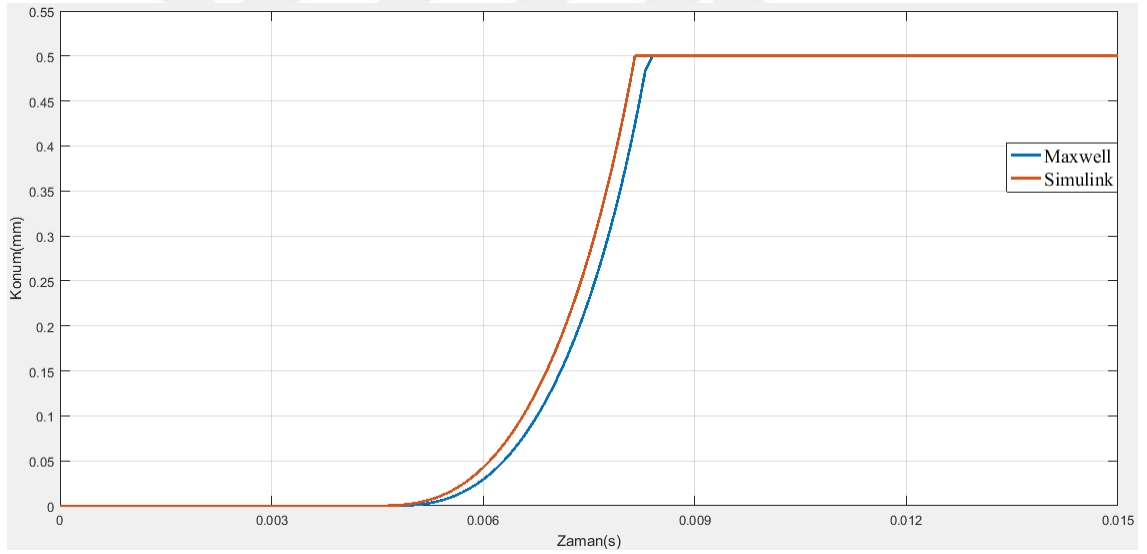
Elektromekanik kısmın dinamik davranışının incelenmesi için sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen statik analiz sonuçlarından faydalanılmıştır. Farklı akım ve hava aralığı değerlerine bağlı olarak elde edilen manyetik kuvvet ve manyetik akı bağı değerleri kullanılarak matrisler oluşturulmuştur. Bu kısım için gerekli programlar hazırlanırken Erzan Topçu ve ark. (2008) ve Düzgün (2015)’ün uyguladığı yöntemlerden faydalanılmıştır.

Elektromekanik alt sistemin dinamik karakteristiklerinde devreye uygulanan bir giriş gerilimine karşılık bobindeki akım değişimi ve hareketli elemanın yer değiştirmesi incelenmiştir. Elektromekanik alt sistemin dinamik davranış karakteristikleri Şekil 3.9’da gösterilen Simulink modelinin “Elektromekanik alt sistem” kısmının uygun şekilde düzenlenmesiyle elde edilmiştir. Bu kısmın detayları Şekil 3.10’da gösterilmiştir.

Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da valfin 10 V basamak giriş gerilimi ile çalıştırılması halinde elde edilen akım ve yer değiştirme karakteristik eğrileri görülmektedir.



Şekil 4.8. Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı akım-zaman grafiği (açma davranışlarının incelenmesi)

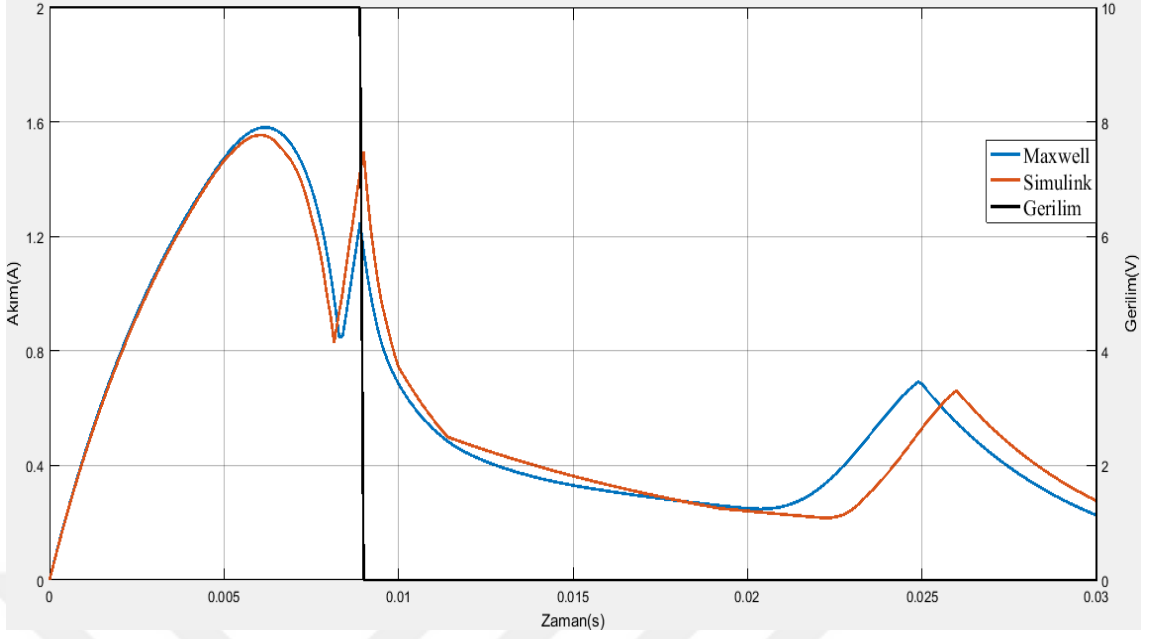


Şekil 4.9. Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı konum-zaman grafiği (açma davranışlarının incelenmesi)

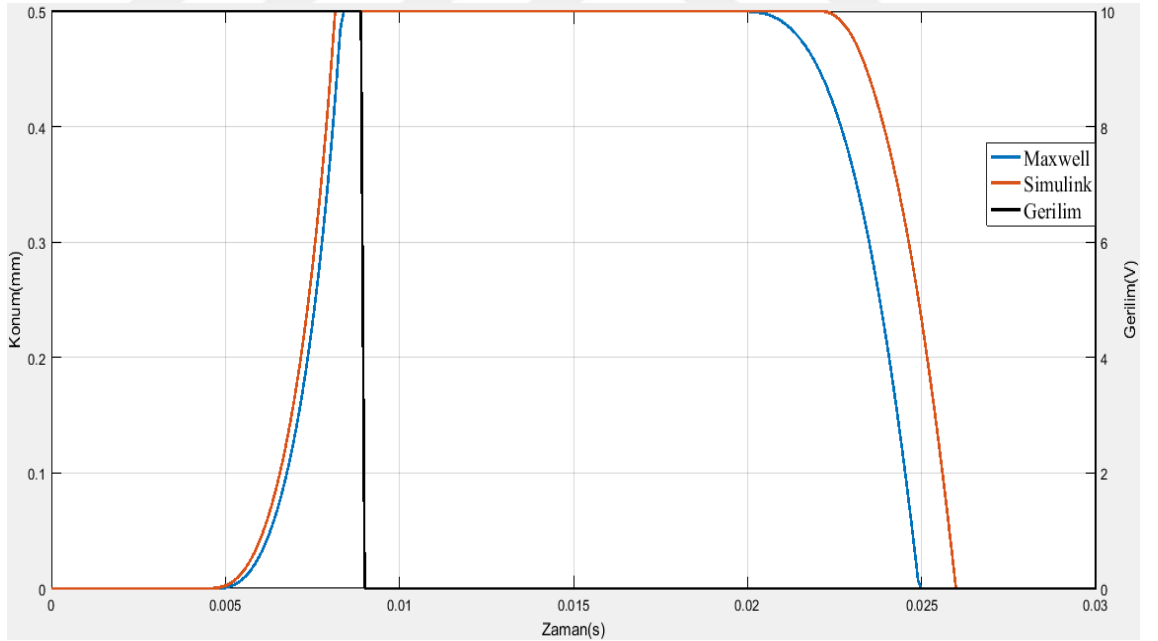
Uyarı sinyali verildikten sonra yay kuvvetinin etkisiyle valf kapalı konumda tutulduğundan manyetik kuvvet yay kuvvetini yenene kadar hareketli eleman harekete başlamamaktadır. Bu aşamada elektromekanik sistem seri bağlı bir indüktans - direnç (L-R) devresi gibi davranmaktadır. Devrede akımın artmasıyla manyetik kuvvet de

artmakta ve manyetik kuvvet yay kuvvetini yendiğinde hareketli eleman harekete başlamakta ve valfin açılması sağlanmaktadır. Hareketli elemanın harekete başlamasına kadar geçen zaman gecikmesi ölü zaman olarak tanımlanmaktadır. Benzetim sonuçlarından bu değerin 4,5 ms olduğu görülmüştür. Bobinin indüktansı yer değiştirmenin fonksiyonu olduğu için hareket başladığında akım değişimi indüktans değişimine bağlı olarak karakteristik bir değişim göstermekte ve hareketin tamamlanmasıyla en düşük değerine ulaşmaktadır. Hareketin başladığı ve tamamlandığı ana kadar geçen zaman hareket zamanı olarak tanımlanmaktadır. Valfin toplam hareket zamanı ise ölü zaman ve hareket zamanlarının toplamı kadardır. Benzetim sonuçlarından hareket zamanının 3,7 ms ve valfin toplam hareket zamanının 8,2 ms olduğu görülmüştür.

Solenoid valfin elektromekanik kısmının açma-kapama karakteristiklerinin beraber incelendiği grafik Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’de görülmektedir. Kapanma sürecindeki davranış, açılma sürecinin tersi şeklinde gerçekleşmektedir. Gerilim sıfırlanmasına rağmen akım ani bir düşüş göstermemekte ve manyetik kuvvet de hemen azalmamaktadır. Bu durumda valfin hareketli elemanı da geri hareketine başlayamamakta ve geri harekette 13,2 ms’lik bir ölü zaman gecikmesi oluşmaktadır. Yay kuvveti manyetik kuvveti yendiğinde hareketli eleman harekete başlamakta ve başlangıç konumuna ulaşmaktadır. Benzetim sonuçlarından valfin toplam kapanma zamanı 17 ms olarak elde edilmiştir.

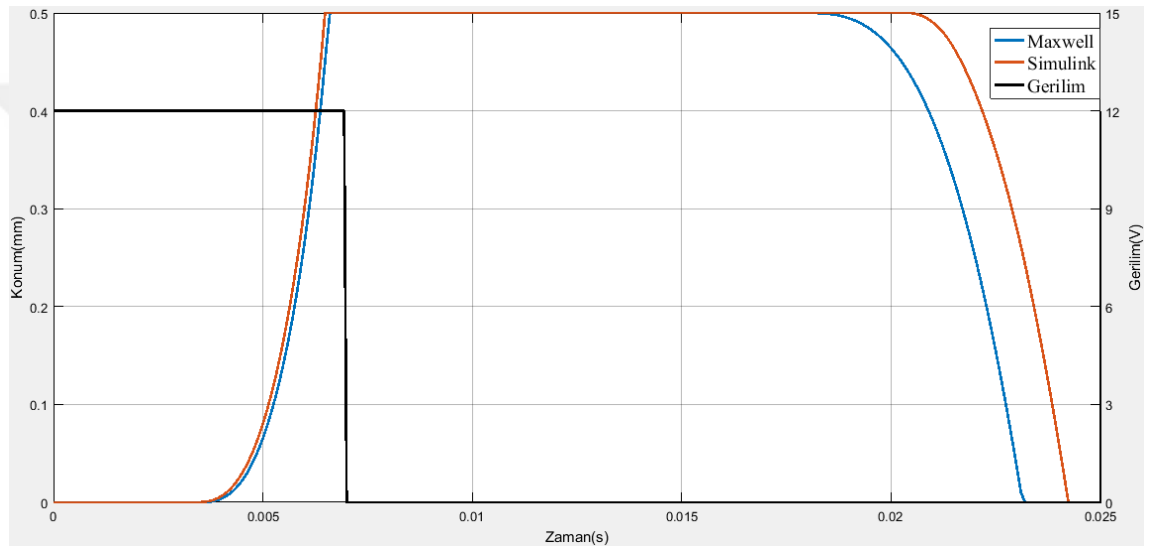


Şekil 4.10. Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı akım-zaman grafiği (açma ve kapama davranışlarının incelenmesi)

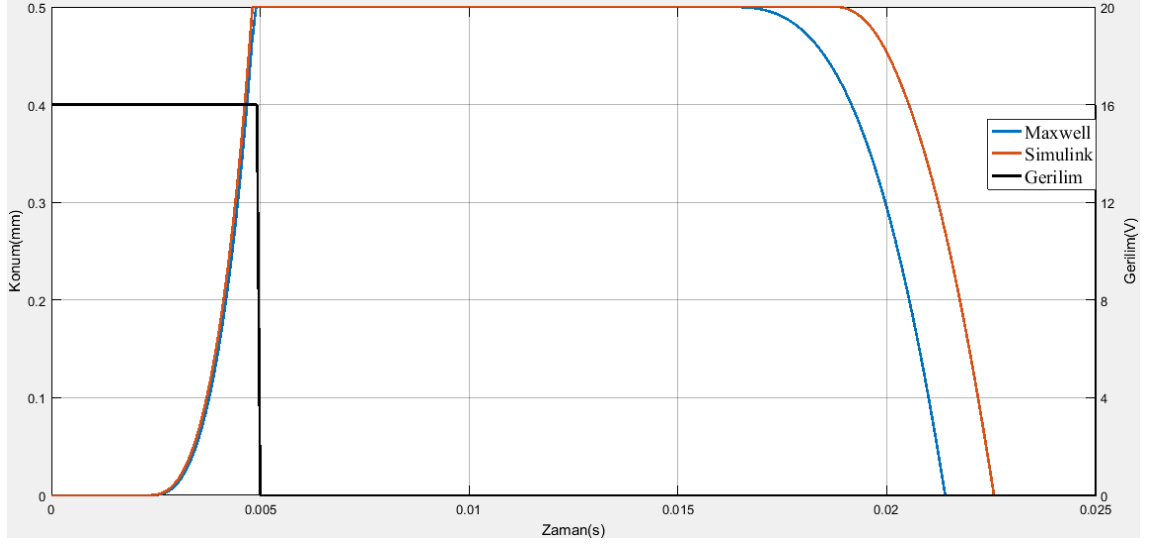


Şekil 4.11. Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı konum-zaman grafiği (açma ve kapama davranışlarının incelenmesi)

Valfin farklı değerlerdeki basamak giriş gerilimlerdeki açma-kapama karakteristikleri Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'te görülmektedir. Bu Őekillerden de görüldüğü gibi giriş geriliminin artmasıyla valfin açılma cevap hızı artmakta, kapanma cevap hızı azalmaktadır. Valfte ortaya çıkan bu durum valfe iki kademeli bir giriş sinyali uygulanarak giderilebilmekte ve valfin açma-kapama davranışı iyileştirilebilmektedir (Erzan Topçu 2005, Erzan Topçu ve ark. 2006). Bu tez çalışmasında valfin kademeli bir girişe gösterdiği cevap incelenmemiş olup tez sonrası çalışmalarda değerlendirilmesi planlanmaktadır.



Şekil 4.12. 12 V basamak giriş gerilimi uygulanması sonucu elde edilen konum-zaman grafiği (Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı)



Şekil 4.13. 16 V basamak giriş gerilimi uygulanması sonucu elde edilen konum-zaman grafiği (Maxwell ve Simulink karşılaştırmalı)

ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar ve MATLAB/Simulink programlarında aç-kapa tipi solenoid valfin çeşitli gerilim değerlerinde açılma ve kapanma zamanları Çizelge 4.1’de görülmektedir.

Çizelge 4.1. Aç-kapa tipi solenoid valfin açılma ve kapanma zamanları

Gerilim (V)		Açılma zamanı (ms)	Kapanma zamanı (ms)	Toplam anahtarlama zamanı (ms)
10	ANSYS/Maxwell	8,4	16	24,4
	MATLAB/Simulink	8,2	17	25,2
12	ANSYS/Maxwell	6,6	16,2	22,8
	MATLAB/Simulink	6,5	17,3	23,8
16	ANSYS/Maxwell	4,9	16,4	21,3
	MATLAB/Simulink	4,9	17,6	22,5

Elde edilen sonuçlardan her iki programla yapılan çözümlerin birbiriyle oldukça yakın olduğu görülmektedir. ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programında elde edilen statik analiz sonuçlarının kullanılmasıyla oluşturulan elektromekanik alt sistem dinamik

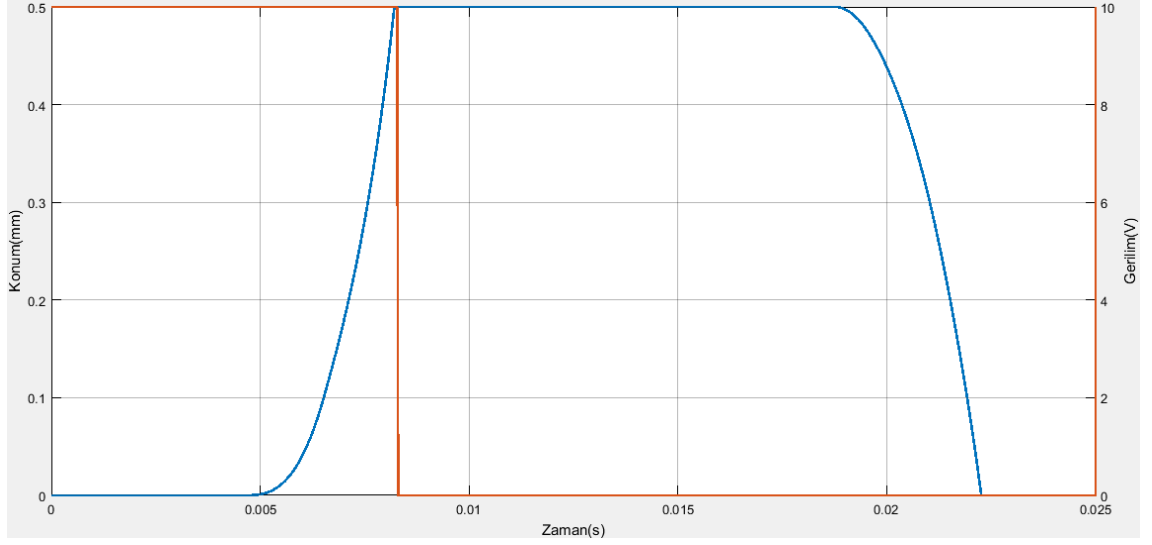
modelinin yeterli doğrulukta çalıştığı bu sonuçlardan görülmektedir. Sonuçlar arasındaki farklılığın iki programın çözüm yöntemlerinin farklı olmasından kaynaklandığı söylenebilir.

4.3. Aç-Kapa Tipi Solenoid Valfin DGM Karakteristikleri

DGM tekniği ile sürülen solenoid valfin akış karakteristikleri Şekil 3.9'da gösterilen Simulink modelinin “Elektromekanik alt sistem” ve “Akışkan alt sistem-1” alt sistem bloklarının uygun şekilde düzenlenmesiyle elde edilmiştir. İlgili kısımların detayları Şekil 3.10 ve Şekil 3.11'de gösterilmiştir. Bu aşamada ve bundan sonraki aşamalarda elektromekanik alt sistemin iki aşamalı çalışma hali dikkate alınarak benzetim çalışmaları yapılmıştır.

DGM periyodunun belirlenmesinde solenoid valfin elektromekanik kısmının açılma ve kapanma zamanları esas alınmıştır. DGM sinyalinin en küçük doluluk süresi solenoid valfin açılma zamanı kadar seçilirken, en büyük doluluk süresi solenoid valfin DGM periyodu sonunda kapanmasına izin verecek şekilde belirlenmiştir (Erzan Topçu 2005, Erzan Topçu ve ark. 2006)

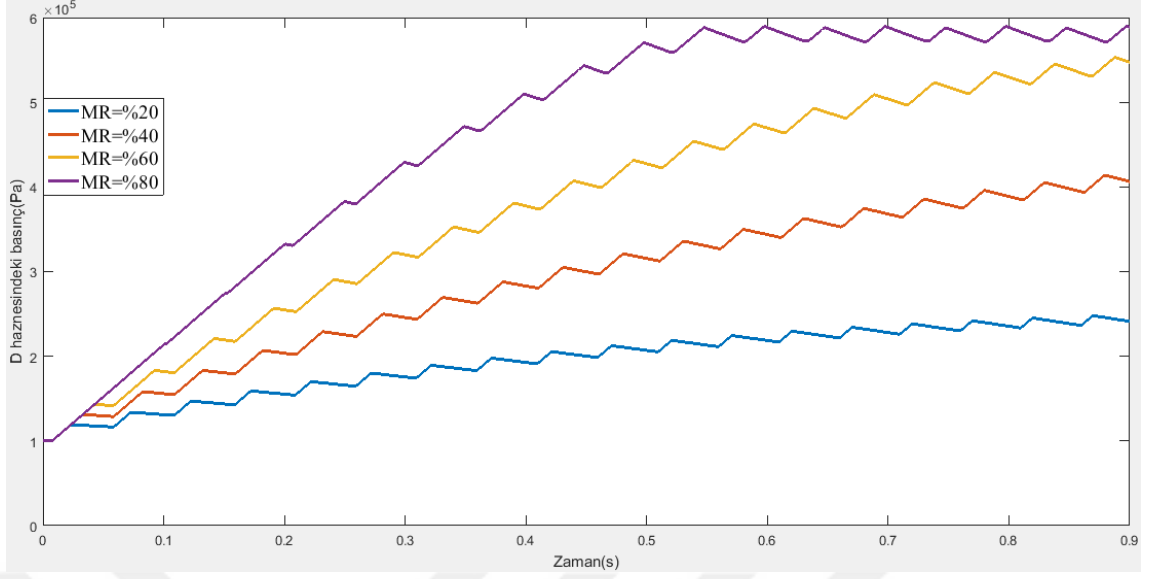
DGM frekansının maksimum değerini belirlemek için solenoid valfin çeşitli giriş gerilimi ve yük durumlarında çalışması incelenmiştir. Solenoid valfe atmosfer basıncında 10 V giriş gerilimi uygulanması halinde elde edilen konum grafiği Şekil 4.14'te görülmektedir. Burada valf açılır açılmaz gerilim sinyali sıfırlanmıştır. Solenoid valfin bu durumda toplam anahtarlama süresi 22,3 ms ve en büyük DGM frekansı 44,84 Hz olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.14. Atmosfer basıncında 10 V gerilim uygulandığında elde edilen konum grafiği

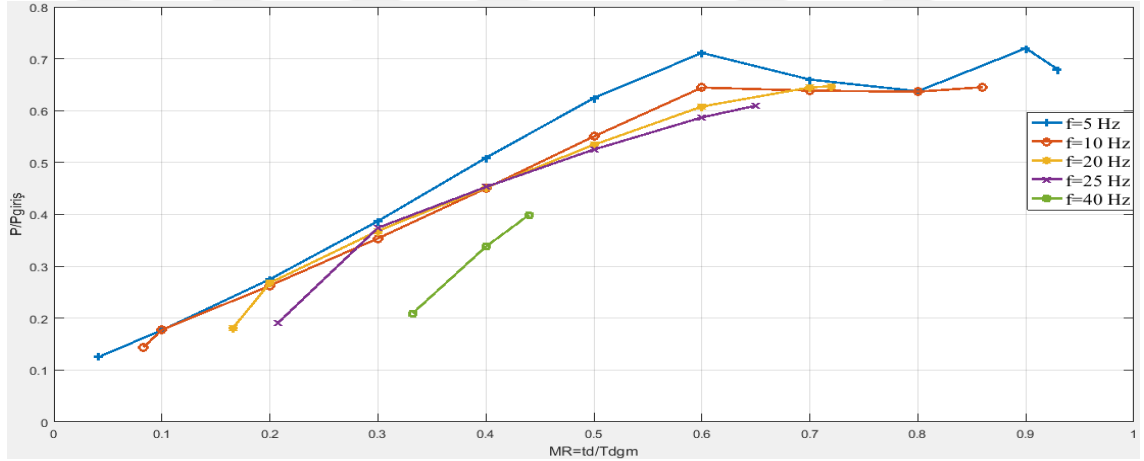
Bu şartlar altında solenoid valfe 9 bar besleme basıncında 0,5 lt'lik bir hacmi ne kadar sürede dolduracağını belirlemek için giriş sinyali uygulanmıştır. Daha sonra solenoid valfe sabit bir frekans için farklı doluluk oranlarında DGM sinyali uygulanmış ve tank içindeki kalıcı durum basıncı değeri elde edilmiştir. 5 Hz, 10 Hz, 20 Hz, 25 Hz ve 40 Hz DGM frekansı değerleri için benzetim çalışması tekrarlanmıştır.

DGM karakteristiklerinin nasıl elde edildiğine açıklık getirmek açısından 20 Hz DGM frekansında ve farklı doluluk oranlarında tank içindeki basınç değişimini gösteren basınç-zaman grafiği Şekil 4.15'te gösterilmiştir. Sistemin %100 doluluk oranında çalıştırılması halinde tank içindeki basıncın kalıcı durum değerine ulaştığı an referans değeri olarak alınmıştır. Diğer doluluk oranlarında referans değerinde ulaşılan basınç değeri okunarak valfin DGM karakteristiği elde edilmiştir.



Şekil 4.15. $f=20$ Hz DGM frekansının farklı doluluk oranları için basınç-zaman grafiği

Şekil 4.16'da solenoid valfe 10 V maksimum genlikli DGM gerilimi uygulanması sonucu elde edilen DGM karakteristiği grafiği görülmektedir.



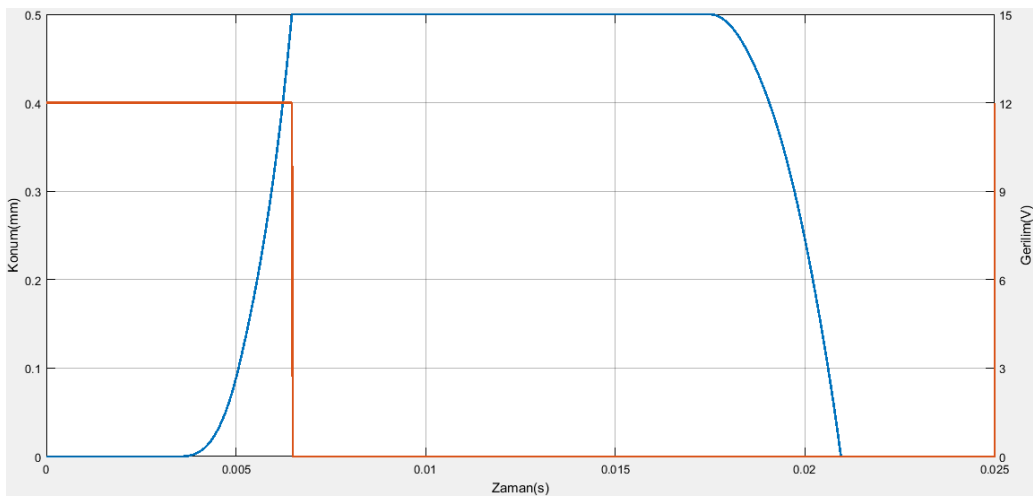
Şekil 4.16. Atmosfer basıncında 10 V gerilim uygulandığında elde edilen DGM karakteristikleri

Şekil 4.16'daki grafikten 40 Hz DGM frekansında dar bir bölgede oransallık elde edildiği, 20 Hz ve 25 Hz DGM frekanslarında daha geniş bir bölgede oransallık elde edildiği görülmektedir. 5 Hz ve 10 Hz DGM frekanslarında ise modülasyon oranının 0,6

olduğu bölgeye kadar oransallık elde edildiği ancak modülasyon oranının 0,6'dan büyük olduğu bölgelerde oransallığın bozulduğu görülmektedir. Tank içindeki basınç belli bir değere ulaştığında 10 V'luk bir gerilim valfi açmak için yeterli olmamakta ve bu durumda tank içindeki basınç azalmaktadır. Bu da oransallığı olumsuz yönde etkilemektedir.

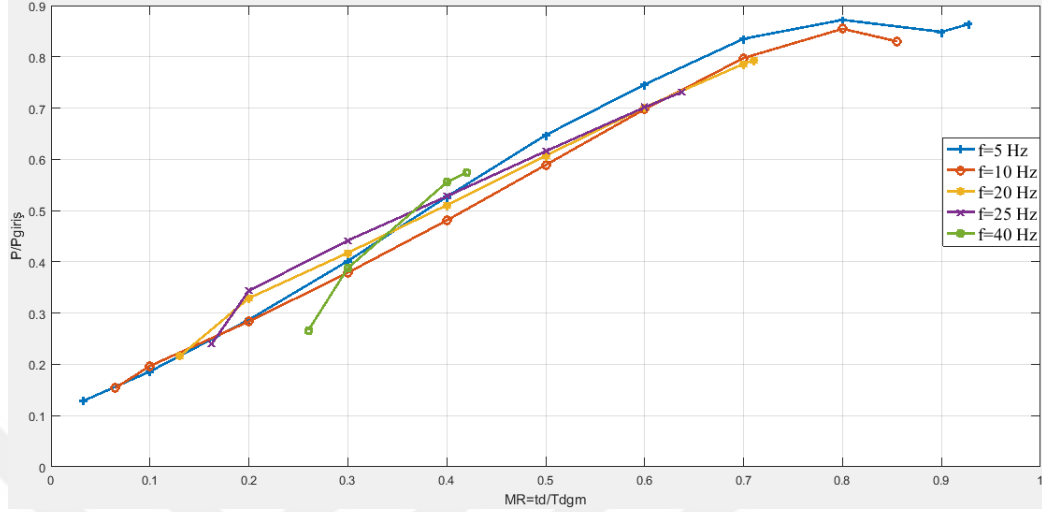
Valfin tasarımına başlarken mevcut oransal solenoid valfin üzerine gelen yük durumu dikkate alınarak boyutlandırma yapılmıştır. Uyarı sinyalinin genliği de yine mevcut çalışma durumu dikkate alınarak incelenmiştir. Ancak yapılan tasarımda elde edilen sonuçlara göre aynı uyarı sinyali ile aç-kapa tipi solenoid valf DGM tekniği ile çalıştırıldığında modülasyon oranının 0,6'nın üzerine çıktığı durumda 5 Hz ve 10 Hz gibi düşük DGM frekanslarında oransallığın elde edilemediği ve tank içindeki basınç arttıkça valfin açılmasının geciktiği görülmüştür. Bu durumu ortadan kaldırmak için tasarımı değiştirmeden solenoid valfin çalıştırıldığı gerilim değeri artırılarak DGM karakteristikleri incelenmiştir.

Aynı çalışma şartlarında solenoid valfe atmosfer basıncında 12 V giriş gerilimi uygulanması halinde elde edilen konum grafiği Şekil 4.17'de görülmektedir. Şekil 4.17'deki grafikten görülebileceği gibi giriş geriliminin artmasıyla solenoid valfin açılma zamanı azalmış, kapanma zamanı çok az da olsa artmıştır.



Şekil 4.17. Atmosfer basıncında 12 V gerilim uygulandığında elde edilen konum grafiği

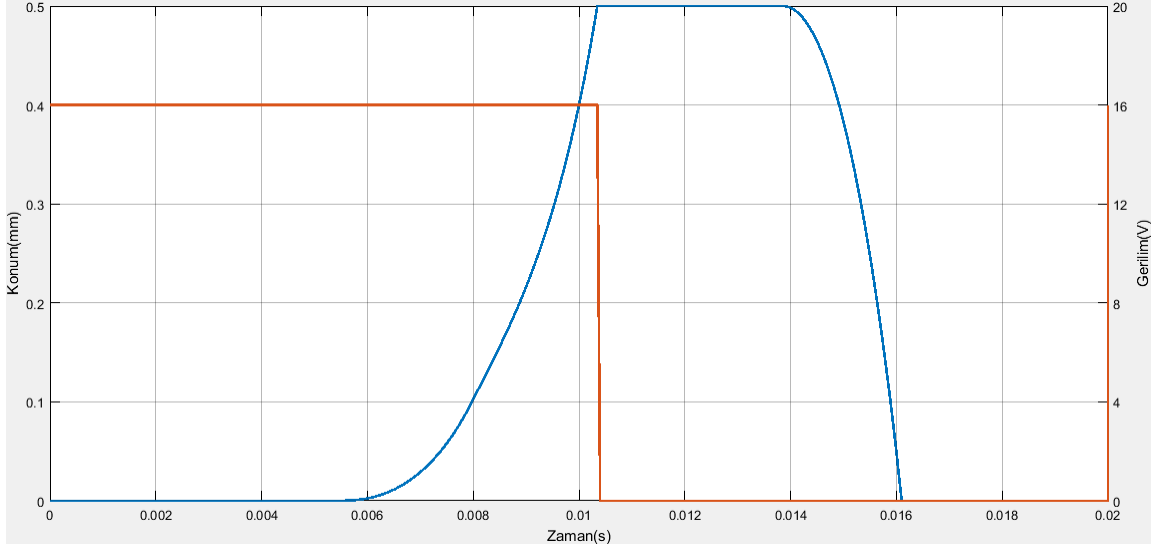
Şekil 4.18’de solenoid valfin 12 V maksimum genlikli DGM gerilimi ile çalıştırılması sonucu elde edilen DGM karakteristiği grafiği görülmektedir.



Şekil 4.18. Atmosfer basıncında 12 V gerilim uygulandığında elde edilen DGM karakteristikleri

Şekil 4.18’deki grafikten 40 Hz DGM frekansında dar bir bölgede oransallık elde edildiği, 20 Hz ve 25 Hz DGM frekanslarında daha geniş bir bölgede oransallık elde edildiği görülmektedir. 5 Hz ve 10 Hz DGM frekanslarında ise modülasyon oranının 0,8 olduğu bölgeye kadar oransallık elde edildiği ancak modülasyon oranının 0,8’den büyük olduğu bölgelerde oransallığın bozulduğu görülmektedir. Tank içindeki basınç belli bir değere ulaştığında 12 V’luk bir gerilim valfi açmak için yeterli olmamakta ve bu durumda tank içindeki basınç azalmaktadır. Bu da oransallığı olumsuz yönde etkilemektedir.

Aynı çalışma şartlarında solenoid valfe 9 bar basınçta 16 V giriş gerilimi uygulanması halinde elde edilen konum grafiği Şekil 4.19’da görülmektedir. Solenoid valfin farklı çalışma şartlarında açılma ve kapanma zamanları ile en büyük DGM frekansı değerleri Çizelge 4.2’de verilmiştir.

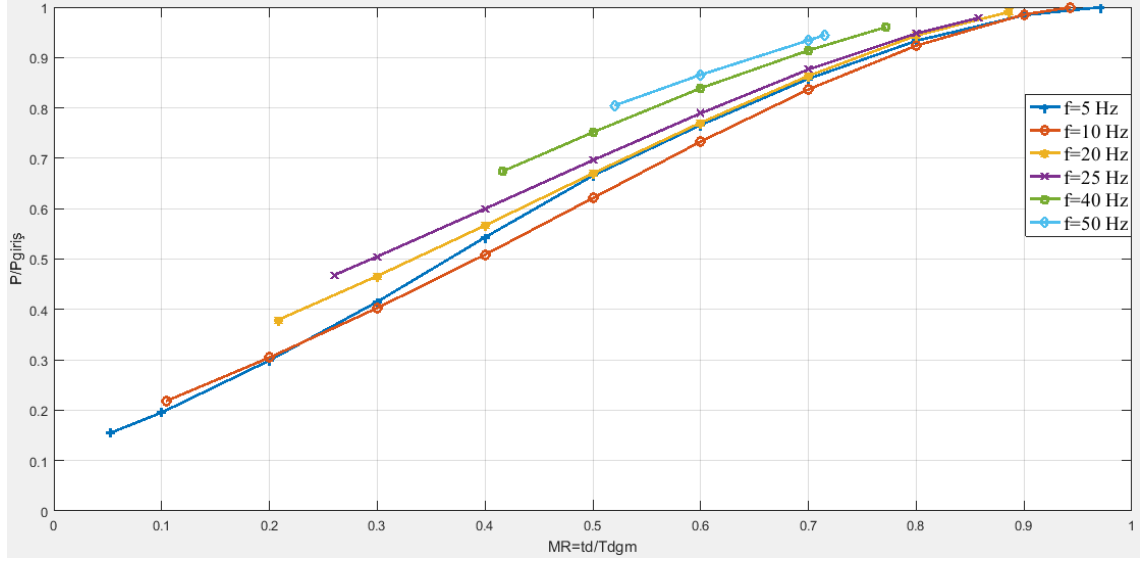


Şekil 4.19. 9 bar basınçta 16 V gerilim uygulandığında elde edilen konum grafiği

Çizelge 4.2. Solenoid valfin farklı çalışma şartlarında açılma ve kapanma zamanları

Çalışma şartı	Açılma zamanı (ms)	Kapanma zamanı (ms)	En büyük DGM frekansı (Hz)
10 V (atmosfer basıncında)	8,3	14	$1/(0,0083+0,014)=44,84$
12 V (atmosfer basıncında)	6,5	14,5	$1/(0,0065+0,0145)=47,62$
16 V (9 bar basınçta)	10,4	5,7	$1/(0,0104+0,0057)=62,11$

Şekil 4.20'de sinyal giriş genliğinin 16 V olması halinde elde edilen DGM karakteristiği grafiği görülmektedir.



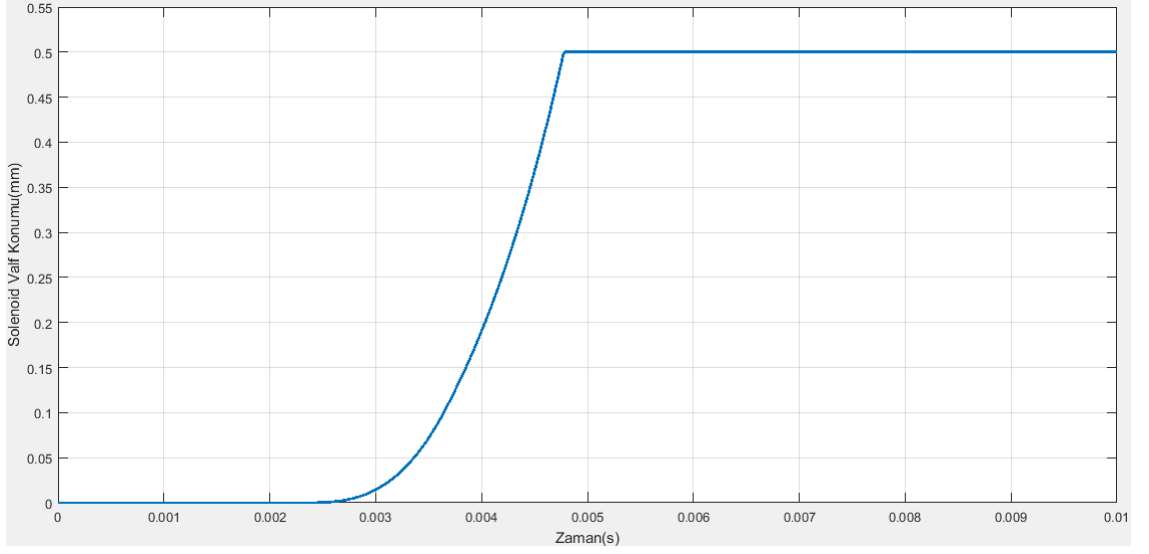
Şekil 4.20. 9 bar basınçta 16 V gerilim uygulandığında elde edilen DGM karakteristikleri

Şekil 4.20'deki grafikten 50 Hz DGM frekansında 0,52-0,7 modülasyon oranı aralığında oransallık elde edildiği, 5 Hz DGM frekansında ise 0,05-0,96 modülasyon oranı aralığında oransallık elde edildiği görülmektedir. Bu grafiğe bakılarak DGM frekansı azaldıkça oransal çalışma bölgesinin arttığı söylenebilmektedir.

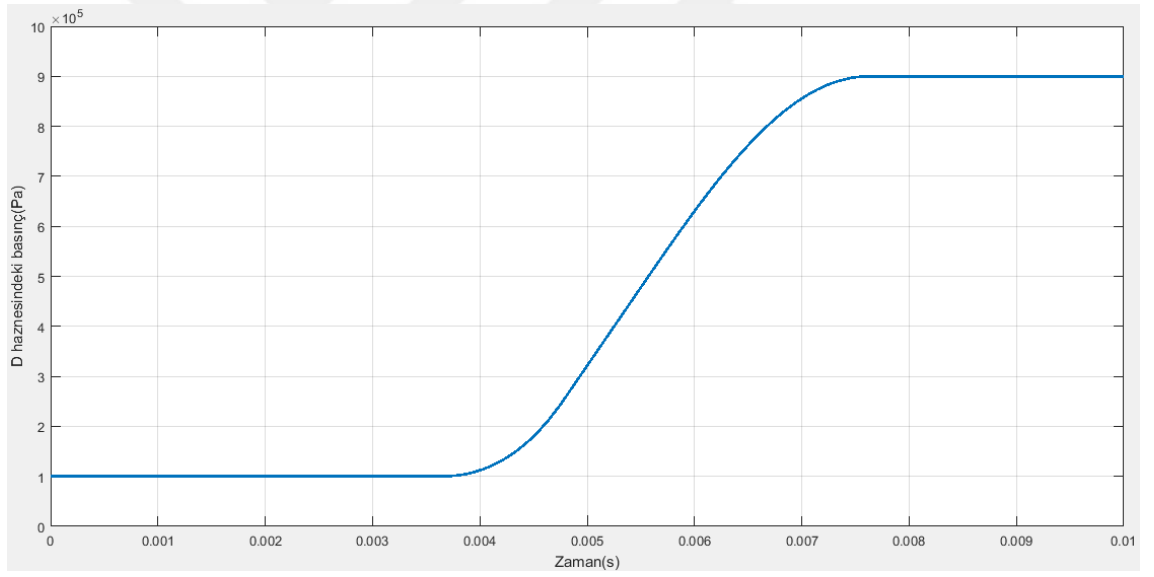
4.4. Elektropnömatik Fren Valfinin Dinamik Karakteristiklerinin İncelenmesi

Röle valfi kısmının mekanik alt sistemi ile akışkan alt sistemi modele dahil edilerek MATLAB/Simulink programında elektropnömatik fren valfinin dinamik karakteristikleri elde edilmiştir. 10 V ve 12 V gerilim uygulandığında solenoid valfte iyi bir oransallık elde edilemeyip 16 V gerilimde oransallık daha iyi bir şekilde sağlandığı için bu kısımda da giriş sinyalinin genliği 16 V olarak alınmış ve sistemin basamak giriş cevabı incelenmiştir.

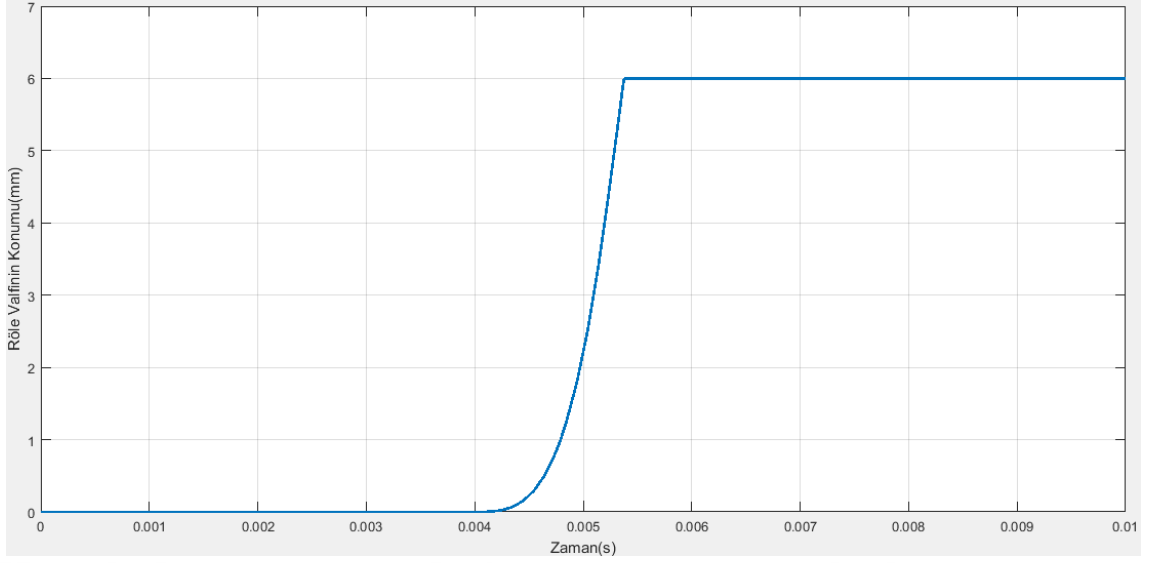
Şekil 4.21, Şekil 4.22, Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'te sırasıyla solenoid valf konumunun, solenoid valf ile röle valfi pistonu arasında bulunan haznedeki (D haznesi) basıncın, röle valfi konumunun ve röle valfinin çıkış haznesindeki (E haznesi) basıncın zamana bağlı değişimleri görülmektedir.



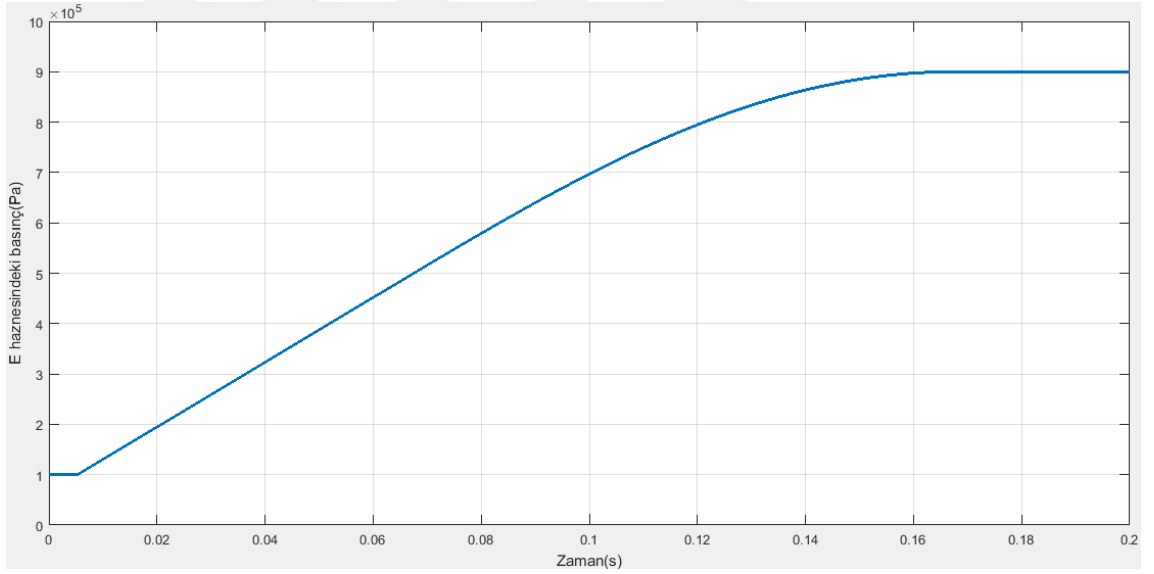
Şekil 4.21. Solenoid valf konumunun zamana bağlı değişimi



Şekil 4.22. D haznesindeki basıncın zamana bağlı değişimi



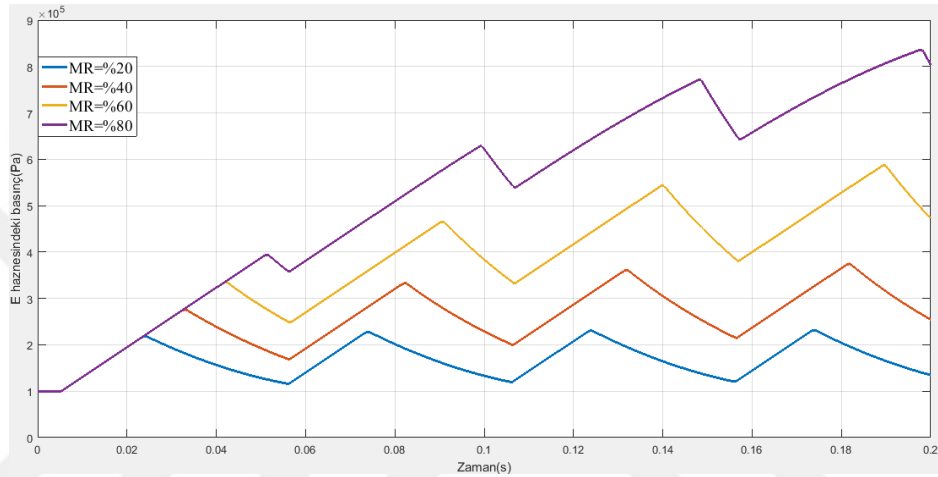
Şekil 4.23. Röle valfi konumunun zamana bağlı değişimi



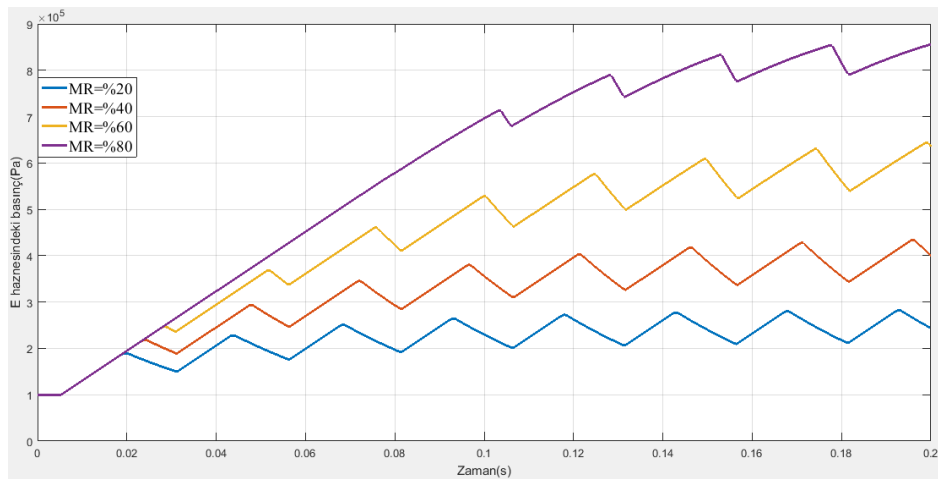
Şekil 4.24. E haznesindeki basıncın zamana bağlı değişimi

Şekil 4.21'deki grafikten solenoid valfin yaklaşık 4,8 ms'de açıldığı görülmektedir. Şekil 4.22'deki grafikten D haznesindeki basıncın yaklaşık 7,7 ms'de giriş basıncına ulaştığı görülmektedir. Şekil 4.23'teki grafikten röle valfinin yaklaşık 5,4 ms'de açıldığı görülmektedir. Şekil 4.24'teki grafikten E haznesindeki basıncın yaklaşık 167,5 ms'de giriş basıncına ulaştığı görülmektedir.

DGM sinyali ile sürülen solenoid valfin elektropnömatik fren valfi sisteminde uygulanabilirliğini incelemek için tüm sistem modeli üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Giriş olarak 16 V genlikli DGM gerilimi uygulanarak 20 Hz, 25 Hz, 40 Hz, 50 Hz ve 100 Hz DGM frekanslarının farklı doluluk oranları için röle valfinin çıkış haznesindeki kalıcı durum basıncı değeri elde edilmiştir. Şekil 4.25'te 20 Hz DGM frekansının, Şekil 4.26'da ise 40 Hz DGM frekansının farklı doluluk oranları için röle valfinin çıkış haznesindeki basıncın zamana bağlı değişimi gösterilmiştir.

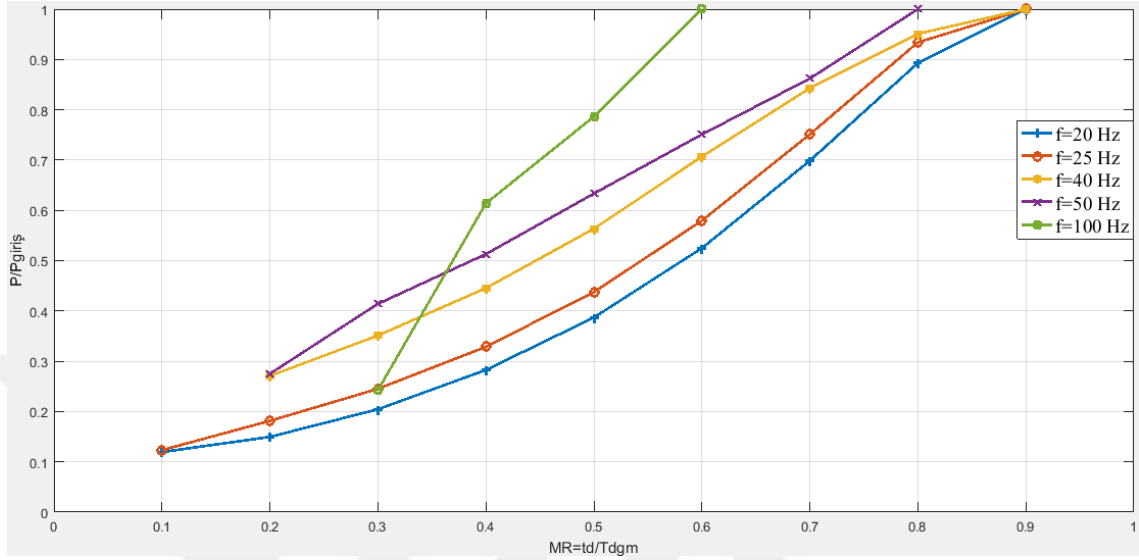


Şekil 4.25. 20 Hz DGM frekansının farklı doluluk oranları için E haznesindeki basıncın zamana bağlı değişimi



Şekil 4.26. 40 Hz DGM frekansının farklı doluluk oranları için röle valfinin çıkış haznesindeki basıncın zamana bağlı değişimi

Elektropnömatik fren valfine farklı frekans ve doluluk oranlarında DGM sinyalinin uygulanması durumunda elde edilen oransal çalışma karakteristiği Şekil 4.27'deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.27. Elektropnömatik fren valfinin oransal çalışma karakteristiği

Şekil 4.27'deki grafikten 100 Hz DGM frekansında 0,3-0,6 modülasyon oranı aralığında elektropnömatik fren valfinde oransallık elde edildiği görülmektedir. Sistemin 50 Hz DGM frekansında çalıştırılması halinde 0,2-0,8 modülasyon oranı aralığında oransal bir çalışma elde edildiği görülmektedir. Şekil 4.27'deki grafikten DGM frekansının değeri azaldıkça oransal çalışma bölgesinin arttığı görülmektedir.

5. SONUÇ

Bu tez çalışmasında römorka sahip ticari araçların fren sistemlerinde kullanılan elektropnömatik fren valfinin solenoid valf kısmının ve röle valfi kısmının benzetimi yapılmıştır. Mevcut halde elektropnömatik fren valfinin solenoid valf kısmında kullanılan yapı oransal solenoid şeklindedir. Bu tez çalışmasında oransal solenoid yerine aç-kapa tipi solenoid tasarlanarak DGM tekniği ile oransal çalıştırılıp çalıştırılmayacağı teorik olarak incelenmiştir.

İlk aşamada mevcut oransal solenoid valfin üzerine gelen yük ve mevcut çalışma durumu dikkate alınarak aç-kapa tipi solenoid valfin boyutlandırması yapılmıştır.

İkinci aşamada solenoid valf kısmının elektromekanik alt sisteminin ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar ve MATLAB/Simulink programında benzetimi yapılarak solenoid valfin tek aşamalı bir hareket yapması durumu için dinamik karakteristikleri incelenmiştir. MATLAB/Simulink programında solenoid valfin modellenmesinde ANSYS/Maxwell sonlu elemanlar programından elde edilen statik analiz sonuçları kullanılarak manyetik kuvvet ve manyetik akı bağı değerlerini veren matrisler oluşturulmuştur. Her iki benzetimden elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak birbirleriyle uyumlu sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Bu aşamada elde edilen sonuçların uyumluluğu görüldükten sonra model elektropnömatik fren valfinin çalışmasına uygun şekilde genişletilerek solenoid valfin hareketli kutbunun iki aşamalı hareketi ve akışkan alt sistemi de modele dahil edilmiştir.

Üçüncü aşamada aç-kapa tipi solenoid valfin DGM karakteristikleri incelenmiştir. Sisteme 10 V genlikli DGM sinyali uygulandığında aç-kapa tipi solenoid valfte oransallık elde edilememiştir. DGM geriliminin genliği artırılarak tekrar analiz yapılmış ve 16 V maksimum genlikli DGM gerilimi uygulandığında 50 Hz DGM frekansında 0,52-0,7 modülasyon oranı aralığında, 5 Hz DGM frekansında 0,05-0,96 modülasyon oranı aralığında oransallık elde edilebildiği görülmüştür. DGM frekansının azalmasıyla oransal çalışma bölgesinin genişlediği gözlemlenmiştir.

Son olarak röle valfinin mekanik alt sistemi ile akışkan alt sistemi modele dahil edilerek elektropnömatik fren valfinin 16 V gerilimde basamak giriş ve DGM karakteristikleri incelenmiştir. Farklı DGM frekansları ve doluluk oranlarında elektropnömatik fren valfinin çıkışındaki basınç değişiminin oransallığı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlardan 100 Hz DGM frekansında 0,3-0,6 modülasyon oranı aralığında elektropnömatik fren valfinde oransallık elde edildiği görülmektedir. Sistemin 40 Hz ve 50 Hz DGM frekansında çalıştırılması halinde 0,2-0,8 modülasyon oranı aralığında oransal bir çalışma elde edildiği gözlemlenmiştir. Frekans değeri azaldıkça oransal çalışma bölgesinin arttığı da görülmüştür. Sistemde kullanılan solenoidin cevap hızının oransal çalışma bölgesinin genişliğini etkileyen en önemli faktör olduğu söylenebilmektedir. Benzer şekilde sistem cevabının da modülasyon frekansı üzerinde etkisinin olduğu gözlemlenmiştir. Sistemin zaman sabiti dikkate alındığında bu değere karşılık gelen sistem frekansının yaklaşık 4 katı olan 50 Hz'lik DGM frekansında iyi bir oransallık sağlandığı da sonuçlardan gözlemlenmiştir.

Çalışmanın bundan sonraki aşamasında sistemin kademeli giriş sinyali ile karakteristiklerinin incelenmesi hedeflenmektedir. Yapılan bu teorik çalışmanın deneysel çalışmalarla desteklenmesi de önerilmektedir. DGM tekniği ile sürülen aç-kapa tipi solenoid valf kullanan elektropnömatik fren valfinin tüm araç fren sistemi üzerindeki etkinliğinin de incelenmesi hedeflenmektedir.

KAYNAKLAR

- Acarman, T., Ozguner, U., Hatipoğlu C., Igusky, A.M. 2000.** Pneumatic Brake System Modeling for Systems Analysis. Truck and Bus Meeting and Exposition, 4-6 Aralık 2000, Portland, Oregon.
- Anonim, 2004.** Basic Training. <http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/00/57/8150100573-001.pdf>- (Erişim tarihi: 14.11.2017).
- Anonim, 2006.** Motorlu Araçlar Teknolojisi Fren Sistemleri Modülü. Ankara, http://hbogm.meb.gov.tr/modulerprogramlar/kursprogramlari/motorlu_araclar/moduller/fren_sistemleri.pdf- (Erişim tarihi: 03.08.2017).
- Bauer, F., Fleischhacker, J. 2015.** Hardware-in-the-Loop Simulation of Electro-Pneumatic Brake Systems. SAE 2015 Commercial Vehicle Engineering Congress.
- Belforte, G., Mauro, S., Mattiazzo, G. 2004.** A method for increasing the dynamic performance of pneumatic servosystems with digital valves. *Mechatronics*, 14: 1105-1120.
- Bu, F., Tan, H.S. 2007.** Pneumatic Brake Control for Precision Stopping of Heavy-Duty Vehicles. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 15(1): 53-64.
- Chen, X., Zhu, D., Bao, G. 2015.** Study on Static Characteristic of a Regulator Valve with Large Flow Capacity. International Conference on Fluid Power and Mechatronics, 5-7 Ağustos 2015, Harbin, Çin.
- Chou, M., Xia, X., Kayser, C. 2007.** Modeling and model validation of heavy-haul trains equipped with electronically controlled pneumatic brake systems. *Control Engineering Practice*, 15: 501-509.
- Çetinkaya, S. 2015.** Taşıt Mekaniği. Nobel Akademik Yayıncılık Eğitim Danışmanlık Ticaret Ltd.Şti., Ankara, 402.
- Devarajan, D., Stanton, S., Knorr, B. 2003.** Multi-domain Modeling and Simulation of a Linear Actuation System. IEEE International Workshop on Behavioral Modeling and Simulation, 8 Ekim 2003, San Jose, ABD.
- Düzgün, E. 2015.** Ağır taşıt, elektro-pnömatik fren valfi için oransal solenoid tasarımı ve analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Erzan Topçu, E., Yüksel, İ. 2003.** Elektropnömatik Bir Sistemde Konum Denetiminin Araştırılması. III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, 4-7 Aralık 2003, İzmir.
- Erzan Topçu, E. 2005.** Elektropnömatik bir sistem için valf tasarımı ve denetim tekniklerinin araştırılması. *Doktora Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Erzan Topçu, E., Yüksel, İ. 2005.** Elektropnömatik Hızlı Anahtarlama Valfi Tasarımı ve DGM Tekniği ile Sürülmesinin Araştırılması. TOK'05 Türkiye Otomatik Kontrol Bilimsel Toplantısı, 2-3 Haziran 2015, İstanbul.
- Erzan Topçu, E., Yüksel, İ., Kamış, Z. 2006.** Development of electro-pneumatic fast switching valve and investigation of its characteristics. *Mechatronics*, 16(6): 365-378.
- Erzan Topçu, E., Yüksel, İ. 2007.** DGM Denetimli Hızlı Anahtarlama Valfi ile Pnömatik Bir Sistemin Konum Denetiminin Deneysel Araştırılması. *Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 19(2): 193-200.
- Erzan Topçu, E., Kamış, Z., Yüksel, İ. 2008.** Simplified numerical solution of electromechanical systems by look-up tables. *Mechatronics*, 18: 559-565.

- Han, J., Weiqiang, Z., Zong, C., Zheng H. 2013.** Research on Characteristics of Proportional Relay Valve for Commercial Vehicle Pneumatic EBS. 8th SAEINDIA International Mobility Conference & Exposition and Commercial Vehicle Engineering Congress (SIMCOMVEC).
- Han, J., Changfu, Z., Weiqiang, Z. 2014.** Development of a Control Strategy and HIL Validation of Electronic Braking System for Commercial Vehicle. SAE 2014 World Congress & Exhibition.
- He, L., Wang, X., Zhang, Y., Wu, J., Chen, L. 2011.** Modeling and Simulation Vehicle Air Brake System. Proceedings 8th Modelica Conference, 20-22 Mart 2011, Dresden, Almanya.
- Kajima, T., Kawamura, Y. 1995.** Development of a High-Speed Solenoid Valve: Investigation of Solenoids. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 42(1): 1-8.
- Kaminski, Z. 2011.** Mathematical modelling of the pneumatic relay emergency valve for dual-line agricultural trailer braking systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 226(5): 603-612.
- Kulesza, Z., Siemieniako, F. 2010.** Modeling the air brake system equipped with the brake and relay valves. *Scientific Journals*, 24(96): 5-11.
- Limpert, R. 1999.** Brake Design and Safety. Society of Automotive Engineers Inc., ABD, 525.
- Ma, Z., Wu, J., Zhang, Y., Jiang, M. 2014.** Modeling, Experimentation and Sensitivity Analysis of a Pneumatic Brake System in Commercial Vehicles. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 7(1): 37-44.
- McCloy, D., Martin, H.R. 1980.** Control of Fluid Power: Analysis and Design. Ellis Horwood Ltd., 506.
- Mithun, S., Mariappa, S., Gayakwad, S. 2014.** Modeling and simulation of pneumatic brake system used in heavy commercial vehicle. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, 11(1): 01-09.
- Özbaş, E., 2017.** Fren Sistemleri ve Çeşitleri. <https://www.muhandisbeyinler.net/fren-sistemleri-ve-cesitleri/> (Erişim tarihi: 03.08.2017)
- Richer, E., Hurmuzlu, Y. 2000.** A High Performance Pneumatic Force Actuator System: Part I-Nonlinear Mathematical Model. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 122(3): 416-425.
- Roters, H.C. 1941.** Electromagnetic Devices. John Wiley and Sons Inc., New York, 561.
- Sorli, M., Gastaldi, L., Codina, E., Heras, S. 1999.** Dynamic analysis of pneumatic actuators. *Simulation Practice and Theory*, 7: 589-602.
- Sorli, M., Figliolini, G., Almondo, A. 2010.** Mechatronic Model and Experimental Validation of a Pneumatic Servo-Solenoid Valve. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 132(5): 1-10.
- Sridhar, S., Narayanan, S., Kumaravel, B. 2009.** Dynamic Simulation of a Brake Valve in Air Brake System. International Mobility Engineering Congress and Exposition.
- Subramanian, S.C., Darbha, S., Rajagopal, K.R. 2004.** Modeling the Pneumatic Subsystem of an S-cam Air Brake System. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 126: 36-46.
- Subramanian, S.C., Bowlin, C.L., Darbha, S., Rajagopal, K.R. 2006.** Pressure control scheme for air brakes in commercial vehicles. *IEE Proceedings Intelligent Transport Systems*, 153(1): 21-32.

- Şefkat, G., Yüksel, İ. 2003.** Bir Elektromekanik Sistemin Statik Davranışının İncelenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 8(1): 147-155.
- Şefkat, G. 2009.** The design optimization of the electromechanical actuator. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 37(5): 635-644.
- Wan, Y., Zhang, D., Weiqiang, Z., Zong, C., Han, J. 2014.** Development of Simulation Platform and Control Strategy of Electronic Braking System for Commercial Vehicles. SAE 2014 Commercial Vehicle Engineering Congress.
- Wang, J., Yang, B., Li, S., Zhang, D., Li, K. 2010.** Pneumatic electronic braking assistance system using high-speed valves. IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety (ICVES), 15-17 Temmuz 2010.
- Wang, S.M., Miyano, T., Hubbard, M. 1993.** Electromagnetic Field Analysis and Dynamic Simulation of a Two-Valve Solenoid Actuator. *IEEE Transactions on Magnetics*, 29(2): 1741-1746.
- Wu, J., Zhang, H., Zhang, Y., Chen, L. 2009.** Robust Design of a Pneumatic Brake System in Commercial Vehicles. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 2(1): 17-28.
- Xu, Q., Wei, G., Li, X. 2013.** Characteristic Analysis and Control for High Speed Proportional Solenoid Valve. IEEE 8th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA).
- Yang, I., Lee, W., Hwang, I. 2003.** A Model-Based Design Analysis of Hydraulic Braking System. SAE World Congress, 3-6 Mart 2003, Detroit, Michigan.
- Yüksel, İ. 2014-a.** MATLAB İle Mühendislik Sistemlerinin Analizi ve Çözümü. Dora Basım-Yayın Dağıtım Ltd. Şti., Bursa, 396.
- Yüksel, İ. 2014-b.** Otomatik Kontrol Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri. Dora Basım-Yayın Dağıtım Ltd. Şti., Bursa, 401.

EKLER

EK 1. Solenoid Valfin Montaj Resmi ve Temel Boyutları

EK 2. Look-up Table Verilerini Oluşturan MATLAB Programı



EK 2. Look-up Table Verilerini Oluşturan MATLAB Programı

```
%Hava aralığı ve manyetik akı bağı değerlerine karşılık akım değerlerini oluşturan
program
x1=[0:0.025:1]; %Hava aralığı değerleri
i1=[0:0.25:5 6:10]; %Akım değerleri
%Hava aralığı ve akıma bağlı manyetik akı bağı değerleri
lmd=[.....
.....
.....];
%Hava aralığı ve akıma bağlı kuvvet değerleri
Fm=[.....
.....
.....];
for l=1:80
    x(l)=l*0.0125;
    for h=1:5451
        Lg(h)=h*0.00001-0.00001;
        for k=1:length(x1)-1
            if x(l)>=x1(k)&x(l)<=x1(k+1)
                lmdh=[lmd(:,k) lmd(:,k+1)];
                lamda=interp2([x1(k) x1(k+1)],i1,lmdh,x(l),i1);
            end
        end
        for t=1:length(i1)-1
            if Lg(h)>=lamda(t)&Lg(h)<=lamda(t+1)
                i(l,h)=interp1(lamda,i1,Lg(h));
            end
        end
    end
end
end
```

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ersel BALI
Doğum Yeri ve Tarihi : Osmangazi / 18.05.1990
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Bilgileri (Kurum ve Yıl)

Lise : Ulubatlı Hasan Anadolu Lisesi / 2004-2008
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği / 2008-2012
Lisans (Çift Anadal) : Uludağ Üniversitesi Endüstri Mühendisliği / 2009-2013

Çalıştığı Kurumlar ve Yıl : Has Fren Sistemleri Sanayi ve Ticaret Ltd. Şti. / 2015
Beyçelik Gestamp Kalıp ve Oto Yan Sanayi Pazarlama
ve Ticaret A.Ş. / 2015
Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi / 2015-Devam

İletişim (e-posta) : ersel.bali@bilecik.edu.tr
Yayınları :