



Ağır Hizmet Araçları İçin Elektromekanik Disk Fren Tasarımı

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Doktora Tezi

İbrahim Can Güteryüz

ORCID 0000-0002-2002-6684

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Özgün Başer

Temmuz 2022

İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü öğrencisi **İbrahim Can Güleryüz** tarafından hazırlanan **Ağır Hizmet Araçları İçin Elektromekanik Disk Fren Tasarımı** başlıklı bu çalışma tarafımızca okunmuş olup, yapılan savunma sınavı sonucunda kapsam ve nitelik açısından başarılı bulunarak jürimiz tarafından DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

ONAYLAYANLAR:

Tez Danışmanı: **Dr. Öğr. Üyesi Özgün Başer**
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi

Jüri Üyeleri:

Doç. Dr. Levent Çetin
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Murat Topaç
Dokuz Eylül Üniversitesi

Doç. Dr. Aytaç Gören
Dokuz Eylül Üniversitesi

Doç. Dr. Bozkurt Burak Özhan
Manisa Celal Bayar Üniversitesi

Savunma Tarihi: 18.07.2022

Yazarlık Beyanı

Ben, **İbrahim Can Güteryüz**, başlığı **Ağır Hizmet Araçları İçin Elektromekanik Disk Fren Tasarımı** olan bu tezimin ve tezin içinde sunulan bilgilerin şahsıma ait olduğunu beyan ederim. Ayrıca:

- Bu çalışmanın bütünü veya esası bu üniversitede Doktora derecesi elde etmek üzere çalıştığım süre içinde gerçekleştirilmiştir.
- Daha önce bu tezin herhangi bir kısmı başka bir derece veya yeterlik almak üzere bu üniversiteye veya başka bir kuruma sunulduysa bu açık biçimde ifade edilmiştir.
- Başkalarının yayımlanmış çalışmalarına başvurduğum durumlarda bu çalışmalara açık biçimde atıfta bulundum.
- Başkalarının çalışmalarından alıntıladığımda kaynağı her zaman belirttim. Tezin bu alıntılar dışında kalan kısmı tümüyle benim kendi çalışmamdır.
- Kayda değer yardım aldığım bütün kaynaklara teşekkür ettim.
- Tezde başkalarıyla birlikte gerçekleştirilen çalışmalar varsa onların katkısını ve kendi yaptıklarımı tam olarak açıkladım.

Tarih: 18.07.2022

Ağır Hizmet Araçları İçin Elektromekanik Disk Fren Tasarımı

ÖZ

Bu çalışmada; mekanik tasarım, sonlu elemanlar analizi, sistem modelleme, sistem simülasyonu ve analizi, denetim sistemi tasarımı, ölçüm sistemi tasarımı gibi farklı disiplinleri bir araya getirerek ağır hizmet aracı elektromekanik disk fren tasarımı için bir yöntem oluşturulması amaçlanmıştır. Öncelikle elektromekanik fren sistemi dinamiğinin ve performansının araştırılabilmesi için temel bir deney düzeneği üzerinde kuvvet ve pozisyon denetleyicileri geliştirilmiştir. Doğrusal ve doğrusal olmayan sürtünme modellerini içeren sistem dinamiği modelleri Matlab/Simulink ortamında oluşturulmuştur. Sistem parametreleri deneysel ölçümlerle elde edilmiştir. PID ve kaskad PID kuvvet denetleyicileri ve PID pozisyon denetleyicileri Matlab/Simulink ortamında geliştirilmiştir. Denetleyici parametreleri denetim donanımına tanımlanmıştır. Daha sonra, kuvvet ve pozisyon denetleyicilerinin performansları değerlendirilmiştir. Deney düzeneği üzerinde uygulanan model tabanlı denetleyici geliştirme prosedürü ile ağır hizmet aracı elektromekanik fren denetimi için bilimsel altyapı oluşturulmuştur. Ağır hizmet araçları için çift pistonlu ve tek pistonlu olmak üzere iki farklı elektromekanik disk fren konsepti önerilmiştir. Sıkıştırma kuvveti ve yükselme süresi gereksinimler göz önünde bulundurularak teorik hesaplamalar ile doğru akım motoru seçimi için gerekli parametreler belirlenmiştir. Otomatik boşluk ayarı, elle ayar, park freni, paketleme hacmi, üretilebilirlik gibi detaylar göz önünde bulundurularak, tahrik mekanizması

tasarımları değerlendirilmiştir. Sonlu elemanlar analizlerinde tahrik mekanizması parçalarının, kaliper yuvası ve kaliper kapağının maksimum sıkıştırma kuvveti altındaki mekanik dayanımları araştırılmıştır. Daha sonra, tek pistonlu elektromekanik disk fren mekanizması prototipleri imal edilmiştir. Mekanizma kayıplarının azaltılması için prototipler üzerinde tasarım değişiklikleri gerçekleştirilerek, mekanizmanın sağladığı sıkıştırma kuvveti kapasitesi iyileştirilmiştir. Prototip deneyleri için elektromekanik disk fren sistemi parametrelerinin (motor akımı, motor açısız pozisyonu ve sıkıştırma kuvveti) ölçülmesi ve denetlenmesi için bir deney düzeni tasarlanmıştır. Tek pistonlu elektromekanik disk fren prototipleri üzerinde model tabanlı PID ve kayan kipli kuvvet denetleyicisi ve PID pozisyon denetleyicisi geliştirilmiştir. Tek pistonlu elektromekanik disk fren için doğrusal olmayan sürtünme modelini içeren sistem dinamiği modeli Matlab/Simulink ortamında oluşturulmuştur. Simülasyonlar ile deneysel ölçüm sonuçları (sıkıştırma kuvveti, tahrik dişlisi açısı ve motor akımı sonuçları) karşılaştırılarak, sistem dinamiği modeli doğrulanmıştır. Ağır hizmet aracı fren performans gereksinimleri göz önünde bulundurularak, sıkıştırma kuvvetinin denetimi için PID ve kayan kipli denetleyicisi; fren diski ile balatalar arasındaki çalışma boşluğunun denetimi için PID pozisyon denetleyicisi Matlab/Simulink ortamında geliştirilmiştir. Denetleyici parametreleri fiziki denetim donanımına tanımlanarak, yük hücresi ve gerinim ölçer geri beslemeli kuvvet denetleyicisi deneyleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, kuvvet ve pozisyon denetleyicilerinin performansları değerlendirilmiştir. Son aşamada, kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişim senaryoları uygulanarak, fiziksel sistem üzerinde farklı girdi referansları için fonksiyon testleri gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Sözcükler: Elektromekanik disk fren, sistem dinamiği modeli, PID denetleyici, kayan kipli denetleyici, ağır hizmet aracı

Electromechanical Disc Brake Design for Heavy-duty Vehicles

Abstract

In this study, it is aimed to compose a multi-disciplinary method for a heavy-duty electromechanical disc brake design by integrating different disciplines such as mechanical design, finite element method, system modelling, system simulation and analysis, control system design and measurement system design. Firstly, force and position controllers were developed on a basic test rig to investigate the braking dynamics and performance. The system dynamics models including linear and nonlinear friction models were constructed in Matlab/Simulink environment. System parameters were obtained by experimental measurements. PID and PID cascade force controllers and PID position controllers were developed in Matlab/Simulink environment. Controller parameters were defined to the control hardware. After that, the performances of force and position controllers were evaluated. Using the model-based controller development procedure implemented on a test rig, a scientific infrastructure has been established for heavy-duty electromechanical brake control. Two different electromechanical disc brake concepts, double piston and single piston, have been proposed for heavy-duty vehicles. Considering the clamping force and the rise time requirements, the required parameters for the selection of direct current motor were determined by theoretical calculations. Actuation mechanism designs were evaluated by considering details such as; automatic clearance adjustment, manual adjustment, parking brake, packaging volume and

manufacturability. In finite element analysis, the mechanical strength of the actuation mechanism parts, the calliper housing and the calliper cover were investigated under maximum clamping force. After that, the prototypes of the single piston electromechanical disc brake mechanism were produced. To reduce the losses of the mechanism, design changes were conducted on the prototypes, and the clamping force capacity provided by the mechanism was enhanced. For prototype experiments, an experimental setup was designed to measure and control the system parameters of the electromechanical disc brake (motor current, motor angular position, clamping force). Model based PID and sliding mode controller and PID position controller have been developed on the prototypes of the single piston electromechanical disc brake. System dynamics model including the nonlinear friction model for single piston electromechanical disc brake was constructed in Matlab/Simulink environment. The system dynamics model was verified by comparison of the simulations and experimental measurement results (clamping force, actuation gear angle and motor current). PID and sliding mode controller for the clamping force control and PID position controller for the running clearance control between the brake disc and the pads were developed in Matlab/Simulink environment according to heavy-duty vehicle braking performance requirements. By defining the controller parameters to the physical control hardware, the force controller experiments were performed by loadcell feedback and strain gauge feedback. After that, the performances of the force and the position controllers were evaluated. In conclusion, the switching scenario of force – position controller was implemented and functional tests were carried out for different reference inputs on the physical system.

Keywords: Electromechanical disc brake, system dynamic model, PID controller, sliding mode controller, heavy-duty vehicle

Aileme,

Teşekkür

Lisans eğitimimden bu yana akademik olarak beni destekleyen ve değerli yardımlarını esirgemeyen danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Özgün BAŞER'e içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, değerli Tez İzleme Komitesi Üyeleri Sayın Doç. Dr. Levent ÇETİN ve Sayın Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Murat TOPAÇ'a tez sürecinde verdikleri destek ve değerli geri bildirimleri için teşekkürü borç bilirim.

Tezin yürütülmesinde ve sonuçlandırılmasında desteklerini esirgemeyen Ege Fren Sanayii ve Ticaret A.Ş. firmasına, tez aşamasında karşılaştığım problemlerde tecrübesiyle bana yol gösteren ve beni yönlendiren değerli yöneticim Ürün Tasarım ve Geliştirme Müdürü Sayın Mak. Yük. Müh. Barış YILMAZ'a, tez aşamasındaki deneysel çalışmalarda büyük bir özveriyle benimle birlikte çalışan ve desteğini esirgemeyen değerli çalışma arkadaşım Ürün Test ve Doğrulama Kıdemli Mühendisi Sayın Mak. Yük. Müh. Özgün Cem YILMAZ'a ve destekleri için Ege Fren Arge Merkezi çalışanlarına teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemde emeği olan ve eğitim hayatım boyunca beni destekleyen annem Reyhan GÜLERYÜZ'e, babam Saim GÜLERYÜZ'e ve ablam Tuğçe GÜLERYÜZ ERCAN'a sonsuz teşekkür ederim.

Doktora eğitimim boyunca bana verdiği sonsuz destek, yoğun çalışmalarım süresince gösterdiği anlayış ve sabır için sevgili eşim Öğr. Gör. Dr. Oylum DİKMEN GÜLERYÜZ'e teşekkür ederim.

İbrahim Can GÜLERYÜZ

İçindekiler

Yazarlık Beyanı	ii
Öz	iii
Abstract	v
Teşekkür	viii
Şekiller Listesi.....	xii
Tablolar Listesi.....	xvii
Kısaltmalar Listesi	xix
Semboller Listesi.....	xx
1 Giriş	1
1.1 Literatür Taraması.....	5
1.2 Patent Taraması.....	9
2 Temel Deney Düzenegi (TDD) Denetleyicisinin Geliştirilmesi.....	18
2.1 TDD Sistem Dinamiği Modeli.....	18
2.2 TDD Sistem Parametrelerinin Belirlenmesi	21
2.3 TDD Sistem Dinamiği Modelinin Doğrulanması	29
2.4 TDD Denetleyici Geliştirilmesi ve Performans Değerlendirmesi	31
2.4.1 TDD Denetleyici Geliştirilmesi.....	32
2.4.2 TDD Performans Değerlendirmesi	35
3 Bilgisayar Destekli EMF Tasarımı	44
3.1 Çift Pistonlu EMF Tasarımı.....	45
3.1.1 Çift Pistonlu EMF Konsepti	46
3.1.2 Çift Pistonlu EMF Mekanizması ve Deney Fikstürü Tasarımı	48

3.1.3	Çift Pistonlu EMF Mekanizması Kuvvet Analizleri	50
3.1.3.1	Sadeleştirilmiş Kuvvet Analizleri	54
3.1.3.2	Detaylandırılmış Kuvvet Analizleri	57
3.1.4	Çift Pistonlu EMF Mekanizması ve Deney Fikstürü Gerilme Analizleri	59
3.1.4.1	Çift Pistonlu EMF Mekanizması Gerilme Analizleri.....	59
3.1.4.2	Deney Fikstürü Gerilme Analizleri	67
3.2	Tek Pistonlu EMF Tasarımı.....	70
3.2.1	Tek Pistonlu EMF Konsepti	71
3.2.2	Tek Pistonlu EMF Gerilme Analizleri.....	78
3.2.2.1	Tek Pistonlu EMF Mekanizması Gerilme Analizleri.....	79
3.2.2.2	Tek Pistonlu EMF Kaliper Yuvası – Kapak Montajı Gerilme Analizleri.....	86
3.3	Tasarımların Değerlendirilmesi	90
4	Prototip İmalatı, Açık Devre Ölçümler ve Tasarım İyileştirmeleri	92
4.1	Prototip İmalatı	92
4.2	Deney Düzeni, Açık Devre Ölçümler ve Tasarım İyileştirmeleri	94
5	Tek Pistonlu EMF Denetleyicisinin Geliştirilmesi	103
5.1	Tek Pistonlu EMF Sistem Dinamiği Modeli	103
5.2	Tek Pistonlu EMF Sistem Parametrelerinin Belirlenmesi	106
5.3	Tek Pistonlu EMF Sistem Dinamiği Modelinin Doğrulanması.....	111
5.4	Tek Pistonlu EMF Denetleyicisi Geliştirilmesi	112
5.4.1	Tek Pistonlu EMF Kuvvet Denetleyicisi Geliştirilmesi	113
5.4.2	Tek Pistonlu EMF Pozisyon Denetleyicisi Geliştirilmesi	122
5.4.3	Tek Pistonlu EMF Kuvvet - Pozisyon Denetleyicisi Değişimi	126
6	Sonuçlar ve Öneriler	130
	Kaynaklar	136
	Ekler	143

Ek A Tezden Üretilmiş Yayınlar	144
Özgeçmiş	146

Şekiller Listesi

Şekil 1.1	EMF geliştirme sürecinin aşamaları.....	4
Şekil 1.2	Özel güç aktarma mekanizmasına sahip binek araç EMF mekanizması [13].....	7
Şekil 1.3	Kama (1), levye (2) ve vidalı mil (3) mekanizmasının kullanıldığı ağır hizmet aracı EMF mekanizması [14].....	7
Şekil 1.4	HalDEX firmasına ait ağır hizmet aracı EMF sıkıştırma ve ayar mekanizması [34, 35].....	10
Şekil 1.5	HalDEX firmasına ait ağır hizmet aracı EMF park freni mekanizması [36].....	11
Şekil 1.6	Knorr-Bremse firmasına ait ağır hizmet aracı EMF mekanizması [37]..	12
Şekil 1.7	Wabco firmasına ait ağır hizmet aracı EMF eyleyicisi [38].....	13
Şekil 1.8	Mando firmasına ait tek pistonlu binek araç EMF mekanizması [39]....	15
Şekil 1.9	Continental Teves firmasına ait tek pistonlu binek araç EMF mekanizması [40].....	16
Şekil 1.10	Binek araçlar için Continental Teves'in geliştirdiği tek pistonlu EMF konseptleri: (a) US6158558A [41], (b) DE19944876A1 [42].....	17
Şekil 2.1	Temel deney düzeneği.....	19
Şekil 2.2	Temel deney düzeneği veri toplama – denetleme sistemi.....	20
Şekil 2.3	a) Doğrusal, (b) doğrusal olmayan sistem dinamiği modeli blok diyagramı.....	21
Şekil 2.4	Motor torku ölçüm düzeni.....	23
Şekil 2.5	Motor torku (T_m) – motor akımı (i_m) ilişkisi.....	23
Şekil 2.6	Fırçasız DA motoru ve sürücüsünün yapısı [19].....	24
Şekil 2.7	TDD'e ait dirençlik eğrisi.....	24
Şekil 2.8	TDD üzerinde statik sürtünme (T_s) ölçümleri.....	25
Şekil 2.9	TDD sürtünme ($T_{sürtünme}$) – motor açılma hızı ($\dot{\theta}$) eğrisi.....	26
Şekil 2.10	Sürtünme yük bağımlılığının (G) dâhil edildiği sürtünme – hız grafiği [19].....	27

Şekil 2.11	TDD simülasyon ve deney sonuçları (doğrusal ve doğrusal olmayan model): (a) sıkıştırma kuvveti ($F_{\text{sıkıştırma}}$), (b) motor akımı (i_m), (c) vidalı mil somunu pozisyonu (y_{somun}).....	30
Şekil 2.12	(a) Kaskad kuvvet-akım denetleyicisi, (b) kuvvet denetleyicisi (c) akım denetleyicisi, (d) pozisyon denetleyicisi	32
Şekil 2.13	TDD kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi senaryosu [19].....	34
Şekil 2.14	TDD kuvvet denetleyicisi adım girdi cevabı: (a) kaskad PI, (b) kaskad PID, (c) PI, (d) PID	36
Şekil 2.15	TDD kuvvet denetleyicisi cevabı: (a) adım girdi, (b) rampa girdi, (c) T2 girdi, (d) T3 girdi, (e) T4 girdi, (f) T5 girdi	39
Şekil 2.16	TDD pozisyon denetleyicisi adım girdi cevabı.....	42
Şekil 2.17	TDD kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi ölçümleri.....	43
Şekil 3.1	Çift pistonlu EMF konsepti – perspektif görünüşü (2021/016621)	47
Şekil 3.2	Çift pistonlu EMF konsepti – kesit görünüşü (2021/016621).....	47
Şekil 3.3	Çift pistonlu EMF mekanizması ve deney fikstürü – perspektif görünüşü	49
Şekil 3.4	Çift pistonlu EMF mekanizması ve deney fikstürü – kesit görünüşü	50
Şekil 3.5	Dairesel ve düz rampa profilleri.....	50
Şekil 3.6	Çift pistonlu EMF mekanizması sadeleştirilmiş kuvvet analizleri – Sınır koşulları.....	55
Şekil 3.7	Çift pistonlu EMF sadeleştirilmiş kuvvet analizi sonuçları	56
Şekil 3.8	$R=38 \times 10^{-3}$ m ve $W=7^\circ$ rampa tasarımlarının $y_{\text{def}}=0 / 0,05 \times 10^{-3} / 0,1 \times 10^{-3}$ m durumları için kuvvet grafikleri	57
Şekil 3.9	Çift pistonlu EMF mekanizması detaylandırılmış kuvvet analizleri – Sınır koşulları.....	58
Şekil 3.10	Çift pistonlu EMF detaylandırılmış kuvvet analizi sonuçları	59
Şekil 3.11	Çift pistonlu EMF mekanizması gerilme analizleri – Sınır koşulları.....	60
Şekil 3.12	Çift pistonlu EMF mekanizması sonlu elemanlar ağ yapısı.....	61
Şekil 3.13	Çift pistonlu EMF mekanizması gerilme analizleri – Sıkıştırma kuvveti eğrisi.....	62
Şekil 3.14	Çift pistonlu EMF mekanizması üzerindeki deformasyon dağılımı – analiz sonu.....	63
Şekil 3.15	Blok, rampa üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler..	64

Şekil 3.16	Baskı plakası üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler	65
Şekil 3.17	Tahrik dişlileri üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler	66
Şekil 3.18	Pistonlar üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler	67
Şekil 3.19	Deney fikstürü gerilme analizleri – Sınır koşulları	68
Şekil 3.20	Deney fikstürü gerilme analizleri – Cıvata ön gerilme kuvvetleri	68
Şekil 3.21	Deney fikstürü gerilme analizleri – Sonlu elemanlar ağı	69
Şekil 3.22	Deney fikstürü üzerindeki deformasyon dağılımı	70
Şekil 3.23	Deney fikstürü üzerindeki maksimum asal gerilmeler	70
Şekil 3.24	Tek pistonlu EMF konsepti – perspektif görünüşü (2021/015525)	72
Şekil 3.25	Tek pistonlu EMF konsepti – kesit görünüşü (2021/015525)	73
Şekil 3.26	Tek pistonlu EMF konsepti – (2021/015525) – alt parça perspektif görünüşleri: (a) tahrik dişlisi, (b) ayar pistonu, (c) hatveli bilye mekanizması, (d) torsiyon yayı	73
Şekil 3.27	Elektromanyetik frenli fırçasız DA motoru yapısı [49]	77
Şekil 3.28	17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren – 17,5” jant ölçüsüne uygun elektromekanik disk fren paketleme hacmi karşılaştırması	78
Şekil 3.29	Tek pistonlu EMF mekanizması gerilme analizleri – Sınır koşulları	80
Şekil 3.30	Tek pistonlu EMF mekanizması gerilme analizleri – Sonlu elemanlar ağı	80
Şekil 3.31	Tahrik dişlisi, bilyeler ve ayar pistonunun birbirine göre rölatif yer değiştirmesi: (a) tahrik dişlisi ile bilyelerin başlangıç konumu, (b) tahrik dişlisi 120° yer değiştirdiğinde bilyelerin tahrik dişlisi üzerindeki konumu, (c) ayar pistonu ile bilyelerin başlangıç konumu, (d) tahrik dişlisi 120° yer değiştirdiğinde bilyelerin ayar pistonu üzerindeki konumu	82
Şekil 3.32	Tahrik dişlisi açısına bağlı olarak sıkıştırma kuvveti değişimi grafiği ...	83
Şekil 3.33	Tahrik dişlisi üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler	83
Şekil 3.34	Ayar pistonu üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler	84
Şekil 3.35	İtici piston üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler	85

Şekil 3.36	Tahrik dişlisi üzerindeki deformasyon dağılımı (y doğrultusunda).....	85
Şekil 3.37	Ayar pistonu üzerindeki deformasyon dağılımı (y doğrultusunda)	86
Şekil 3.38	Kaliper yuvası – kapak montajı gerilme analizleri – Sınır koşulları.....	87
Şekil 3.39	Kaliper yuvası – kapak montajı gerilme analizleri – Sonlu elemanlar ağı	87
Şekil 3.40	Kaliper yuvası – kapak montajı üzerindeki deformasyon dağılımı.....	88
Şekil 3.41	Kapak üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler	89
Şekil 4.1	(a) 17,5” jant ölçüsüne uygun EMF prototipi montajı, (b) kapak, (c) tahrik dişlisi, (d) ayar pistonu, (e) itici piston, (f) elle ayar mili, (g) torsiyon yayı, (h) hatveli bilye, (i) pinyon	94
Şekil 4.2	Tek pistonlu EMF sistemi deney düzeni.....	95
Şekil 4.3	Tek pistonlu EMF sistemi veri toplama ve denetleme sistemi akış şeması	96
Şekil 4.4	Tek pistonlu EMF mekanizması üzerinde gerçekleştirilen tasarım değişiklikleri: (a) ilk tasarım (Rev 0), (b) iyileştirilmiş tasarım (Rev 1)	98
Şekil 4.5	(a) İndüksiyon ile sertleştirilmemiş 1. Takım parçalar (Sertlik: 325-384 HV30), (b) İndüksiyon ile sertleştirilmiş 2. Takım parçalar (Sertlik: 650- 700 HV30).....	99
Şekil 4.6	Farklı gerilim kademeleri (1V – 5V) için prototip tek pistonlu EMF ölçümleri (İyileştirilmiş tasarım – Rev 1)	100
Şekil 4.7	Farklı gerilim kademeleri (1V – 5V) için teorik ve deneysel sıkıştırma kuvveti sonuçları	102
Şekil 5.1	Tek pistonlu EMF sistem dinamiği modeli blok diyagramı.....	105
Şekil 5.2	Tek pistonlu EMF (a) motor torku ölçüm düzeni, (b) motor torku (T_m) – motor akımı (i_m) ilişkisi.....	107
Şekil 5.3	Motor akımı (i_m) – analog girde gerilimi (v_{girdi}) ilişkisi.....	108
Şekil 5.4	Tek pistonlu EMF dirençlik eğrisi	108
Şekil 5.5	Tek pistonlu EMF statik sürtünme (T_s) ölçümleri	109
Şekil 5.6	Tek pistonlu EMF sürtünme ($T_{sürtünme}$) – motor açısal hızı ($\dot{\theta}$) eğrisi ...	109
Şekil 5.7	Tek pistonlu EMF simülasyon ve deney sonuçları: (a) sıkıştırma kuvveti ($F_{sıkıştırma}$), (b) motor akımı (i_m), (c) tahrik dişlisi açısı (θ_{tahrik}).....	112

Şekil 5.8	Tek pistonlu EMF (a) PID kuvvet denetleyicisi, (b) kayan kipli kuvvet denetleyicisi blok diyagramı	114
Şekil 5.9	Tek pistonlu EMF kuvvet denetleyicisi adım girdi cevabı: (a) PID V1, (b) PID V2, (c) KKD V1, (d) KKD V2	118
Şekil 5.10	Yük hücresi – gerinim ölçer verilerinin karşılaştırılması (PID V2).....	119
Şekil 5.11	Tek pistonlu EMF yük hücresi geri beslemeli kuvvet denetleyicisi cevabı: (a) adım girdi, (b) rampa girdi, (c) tekrarlı adım girdi	120
Şekil 5.12	Tek pistonlu EMF gerinim ölçer geri beslemeli kuvvet denetleyicisi cevabı: (a) adım girdi, (b) rampa girdi, (c) tekrarlı adım girdi.....	121
Şekil 5.13	Tek pistonlu EMF PID pozisyon denetleyicisi blok diyagramı	122
Şekil 5.14	Tek pistonlu EMF pozisyon denetleyicisi adım girdi cevabı: (a) PID V1, (b) PID V2, (c) PID V3, (d) PID V4, (e) PID V5, (f) denetleyicilerin karşılaştırılması	124
Şekil 5.15	Tek pistonlu EMF kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi [19].....	126
Şekil 5.16	Tek pistonlu EMF kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi senaryosu ölçümleri: EF-S1 girdi.....	128
Şekil 5.17	Tek pistonlu EMF kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi senaryosu ölçümleri: EF-S2 girdi.....	129

Tablolar Listesi

Tablo 2.1	Girdi gerilimi – motor akımı ilişkisi	28
Tablo 2.2	TDD sistem parametreleri	29
Tablo 2.3	Ağır hizmet aracı havalı fren performansı hedefleri [14, 43]	33
Tablo 2.4	TDD için belirlenen PID denetleyici parametreleri	33
Tablo 2.5	TDD kuvvet denetleyicilerinin deneysel yükselme süreleri $t_{(y-k)deney}$ [s].	35
Tablo 2.6	TDD pozisyon denetleyicisi deneysel yükselme süreleri $t_{(y-p)deney}$ [s]....	42
Tablo 3.1	17.5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren gereksinimleri.....	45
Tablo 3.2	Çift pistonlu EMF güç aktarma mekanizması sistem parametreleri	53
Tablo 3.3	Malzeme özellikleri.....	54
Tablo 3.4	Sadeleştirilmiş kuvvet analizleri için tanımlanan disk ve piston yer değiştirmeleri (x_{yd} ve y_{yd}).....	55
Tablo 3.5	Detaylandırılmış kuvvet analizleri için tanımlanan disk ve piston yer değiştirmeleri (x_{yd} ve y_{yd})	59
Tablo 3.6	Gerilme analizleri için tanımlanan yanal kuvvet (F_{yanal}) ve piston yer değiştirmesi (y_{yd})	61
Tablo 3.7	Tek pistonlu EMF konsepti sistem parametreleri	76
Tablo 3.8	GGG50 malzeme özellikleri.....	88
Tablo 4.1	Tek pistonlu EMF prototipi sistem parametreleri (İlk tasarım – Rev 0)	93
Tablo 4.2	Tek pistonlu EMF prototipi sistem parametreleri (İyileştirilmiş tasarım – Rev 1)	100
Tablo 5.1	Tek pistonlu EMF sürtünme yük bağımlılığı (G) katsayısı.....	110
Tablo 5.2	Tek pistonlu EMF sistem dinamiği modeli parametreleri.....	111
Tablo 5.3	Tek pistonlu EMF PID ve kayan kipli kuvvet denetleyicisi parametreleri	114
Tablo 5.4	Tek pistonlu EMF kuvvet denetleyicilerinin deneysel yükselme süreleri $t_{(y-k)deney}$ [s]	115
Tablo 5.5	Tek pistonlu EMF PID pozisyon denetleyicisi parametreleri	122

Tablo 5.6	Tek pistonlu EMF pozisyon denetleyicilerinin deneysel yükselme süreleri	
	$t_{(y-p)deney}$ [s]	123

Kısaltmalar Listesi

ABS	Antiblokaj Fren Sistemi
ACC	Adaptif Seyir Denetim Sistemi
AEBS	Gelişmiş Acil Frenleme Sistemi
DA	Doğru Akım
EMF	Elektromekanik Fren
ESC	Elektronik Stabilite Denetimi
KKD	Kayan Kipli Denetleyici
PID	Oransal İntegral Türevsel
PKN	Potansiyel Kök Neden
Rev	Revizyon
ÖA	Önerilen Aksiyon
TCS	Çekiş Denetim Sistemi
TDD	Temel Deney Düzenegi
TF	Transfer Fonksiyonu
Vx	Versiyon - X

Semboller Listesi

α	Vida tepe açısı [\square]
β	Anahtarlama kazancı
ε	Sıfır hız bandı [rad/s]
μ	Vida dişleri arasındaki sürtünme katsayısı / Tahrik dişlisi üzerindeki kanallar - bilyeler arasındaki sürtünme katsayısı
μ'	Tahrik dişlisi - piston arasındaki üçgen vida dişlerinin sürtünme katsayısı
μ_y	Tahrik dişlisi - eksenleme bilyesi arasındaki sürtünme katsayısı / Eksenleme bilyesi - tahrik dişlisi arasındaki sürtünme katsayısı
μ_{d-b}	Fren diski ile balatalar arasındaki sürtünme katsayısı
σ_{ak}	Akma mukavemeti [MPa]
$\sigma_{\check{c}}$	Çekme mukavemeti [MPa]
λ	Vidalı mil / hatveli bilye mekanizması aktarma oranı
λ'	Bant genişliği
θ	Motor açısal pozisyonu [rad]
$\theta_{tahrık}$	Tahrik dişlisi açısal pozisyonu [rad]
$\dot{\theta}$ veya ω	Motor açısal hızı [rad/s]
$\ddot{\theta}$	Motor açısal ivmesi [rad/s ²]
ν	Poisson oranı
a_0, a_1	Motor akımı – girdi gerilimi TF payındaki katsayılar
b_0, b_1, b_2	Motor akımı – girdi gerilimi TF paydasındaki katsayılar
C	Coulomb sürtünmesi [Nm]
D	Viskoz sürtünme [Nms/rad]

d	Torsiyon yayı tel çapı [m]
d_o	Ortalama vida çapı / tahrik dişlisi ile ayar pistonu üzerindeki bilye kanallarına ait ortalama yuvarlanma çapı [m]
d_{or}	Torsiyon yayı ortalama sarım çapı [m]
d_{o-y}	Eksenleme bilyesi - tahrik dişlisi yuvarlanma çapı / aksenal rulman ile rondelalar arasındaki yuvarlanma çapı [m]
e	Hata
\dot{e}	Hatanın zamana göre türevi
E	Elastisite modülü [Pa]
E_{yay}	Torsiyon yayına ait elastisite modülü [Pa]
F_{mak}	Maksimum sıkıştırma kuvveti [kN]
$F_{mak-deney}$	Ölçülen maksimum sıkıştırma kuvveti [kN]
F_p	İtici pısyon kuvveti [kN]
F_{ref}	Referans sıkıştırma kuvveti [kN]
$F_{sıkıştırma}$	Sıkıştırma kuvveti [kN]
$F_{tasarım}$	Tasarım sıkıştırma kuvveti [kN]
F_{yanal}	Yanal kuvvet [kN]
G	Sürtünme yük bağımlılığı [Nm/kN]
i_a, i_b, i_c	Faz akımları [A]
i_d	Direkt akım [A]
i_m	Eş değer motor akımı [A]
i_{motor}	Motorun redüktör oranı
i_q	Quadrature akım [A]
i_r	Toplam redüktör oranı
i_{ref}	Akım referansı [A]
i_{ss}	Torsiyon yayı sarım sayısı [tur]
J	Motor miline indirgenmiş eş değer atalet momenti [kgm^2]

J_m	Motor milinin atalet momenti [kgm^2]
J_{vida}	Vidalı mil ve kaplinin atalet momenti [kgm^2]
k	Eşdeğer denetleme katsayısı
K_d	Türevsel kazanç
K_i	İntegral kazanç
K_p	Oransal kazanç
K_m	Motor tork sabiti [Nm/A]
L	Vidalı mil / hatveli bilye mekanizması hatvesi [m]
L'	İtici piston - ayar pistonu arasındaki hatve [m]
m_{piston}	İtici piston ve ayar pistonu kütlesi [kg]
m_{somun}	Vidalı mil somunu ve araba kütlesi [kg]
R	Rampa yarıçapı [m]
R_o	Fren diski – balata ortalama sürtünme yarıçapı [m]
s	Kayma yüzeyi
t	Zaman [s]
T_{harici}	Harici tork [Nm]
T_m	Motor torku [Nm]
T_s	Statik sürtünme torku [Nm]
$T_{\text{sürtünme}}$	Sürtünme torku [Nm]
T_{tahrik}	Tahrik dişlisi torku [Nm]
$T_{\text{tasarım}}$	Tasarım torku [Nm]
$T_{\text{yük}}$	Yük torku [Nm]
t_{y-k}	Kuvvet denetleyicisi için yükselme süresi [s]
$t_{(y-k)\text{deney}}$	Deneysel kuvvet denetleyicisi yükselme süresi [s]
t_{y-p}	Pozisyon denetleyicisi için yükselme süresi [s]
$t_{(y-p)\text{deney}}$	Deneysel pozisyon denetleyicisi yükselme süresi [s]
u	Denetleme sinyali [V]

u_{anahtar}	Anahtarlama sinyali [V]
$u_{\text{eş}}$	Eşdeğer denetleme sinyali [V]
V_{girdi}	Girdi gerilimi [V]
V_p	Piston çizgisel hızı [m/s]
W	Rampa açısı [\square]
x_{p-d}	Kaliper yuvasının toplam elastik şekil değiştirmesi [m]
x_{piston}	Piston pozisyonu [m]
x_{ref}	Piston pozisyon referansı [m]
x_{yd}	Fren diski yer değiştirmesi [m]
y_{def}	Eksenleme bilyelerine uygulanan yer değiştirme [m]
y_{ref}	Vidalı mil pozisyon referansı [m]
y_{somun}	Vidalı mil çizgisel pozisyonu [m]
y_{yd}	Piston yer değiştirmesi [m]
$Z_{\text{büyük}}$	Büyük dişli diş sayısı [adet]
Z_{orta}	Orta dişli diş sayısı [adet]
Z_p	Pinyon diş sayısı [adet]
Z_{tahrik}	Tahrik dişlisi diş sayısı [adet]

Bölüm 1

Giriş

Elektrikli araçların geliştirilmesi ile birlikte elektromekanik fren (EMF) sistemleri binek araçlarda park fren sisteminde ve/veya servis fren sisteminde kullanım alanı bulmaktadır. İçten yanmalı motorlu binek araçlarda da EMF çoğunlukla park freni olarak yer almaktadır. Günümüzde, ağır hizmet araçlarında havalı fren sistemleri kullanılmaktadır. Bu araçlarda; ABS (antiblokaj fren sistemi), ESC (elektronik stabilite denetimi), TCS (çekiş denetim sistemi), AEBS (gelişmiş acil frenleme sistemi), ACC (adaptif seyir denetim sistemi) gibi frenlemeye yardımcı elektronik güvenlik fonksiyonları havalı fren sistemlerine ile bütünleştirilmektedir. Ağır hizmet araçlarında, hava sistemi ve elektriksel sistem arasındaki irtibat selenoid valfler vasıtasıyla sağlanmakta olup, fren kuvveti denetimi için fren körüklerindeki hava basıncı değiştirilmektedir. Bu mimari, denetleyicinin frenleme kuvvetine hava basıncının denetimi ile dolaylı olarak etki etmesine neden olmaktadır.

Günümüzde sayıca az olan elektrikli ağır hizmet araçlarının kademeli olarak artacağı öngörüsüyle, ileride fren sistemi altyapısının ağır hizmet araçlarında havalı fren sisteminden EMF sistemine geçişi kaçınılmaz olacaktır. EMF’de eyleyici olarak elektrik motoru kullanımı ile istenilen hassasiyette fren kuvvetinin denetimi sağlanabilmektedir. Hava sisteminin tamamen veya kısmi olarak araç alt yapısından çıkarılması ile beraber sıkıştırılmış hava ihtiyacının azalması; bunun sonucunda elde edilecek enerji tasarrufu ile karbon ayak izinin azaltılmasına katkı sağlayacaktır. Hava tüpleri, valfler ve hava serimlerinin araç altyapısından çıkartılması ile de araç paketlemesinde yer kazanılması sağlanabilecektir.

Ağır hizmet araçlarına uygulanacak EMF sistemlerinin geliştirilme süreci, fren sistemi gereksinimlerinin belirlenmesi, mekanik tasarım, yapısal dayanım, mevcut

havalı fren sistemlerine uygun geometriler ile paketlenmesi, sistem dinamiği modelinin oluşturulması, sistem parametrelerinin belirlenmesi, sistem analizi ve simülasyonu, deneysel doğrulama, denetleyici geliştirilmesi gibi konular ile çok disiplinli bir çalışma gerektirmektedir. EMF sistemi geliştirilme sürecinin aşamaları Şekil 1.1’de verilen akış şemasında özetlenmiştir.

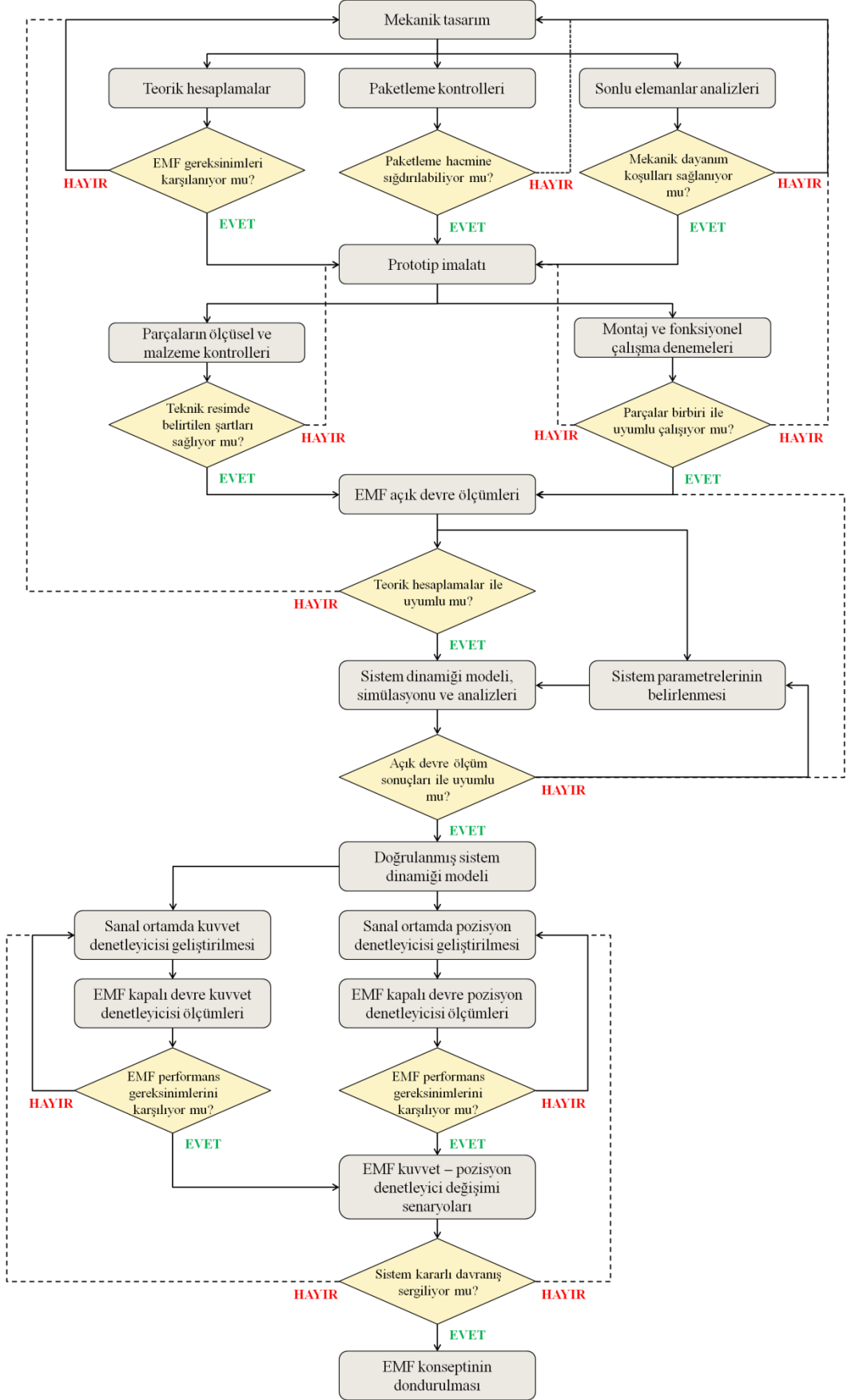
Tez kapsamında, ön çalışma olarak, EMF sistemi dinamiğinin ve performansının incelenmesi için denetleyici geliştirme çalışması temel deney düzeneği üzerinde gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneğine ait sistem dinamiği modeli Matlab/Simulink ortamında oluşturularak, sistem değişkenleri deneysel ölçümler ile belirlenmiştir. Simülasyonlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak, sistem dinamiği modeli doğrulanmıştır. Ağır hizmet aracı fren performansı gereksinimleri göz önünde bulundurularak, PID ve kaskad PID kuvvet denetleyicileri ve PID pozisyon denetleyicileri Matlab/Simulink ortamında geliştirilmiştir. Sayısal olarak elde edilen denetleyici parametreleri temel deney düzeneğine ait denetim donanımına tanımlanarak, sistemin performansı değerlendirilmiştir. Kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi senaryoları göz önünde bulundurularak, temel deney düzeneği üzerinde EMF denetleyicisi fonksiyon testleri gerçekleştirilmiştir.

Ardından, ağır hizmet araçlarında kullanılmak üzere 17,5” jant ölçüsüne uygun, özgün bir kama mekanizmasının yer aldığı çift pistonlu bir elektromekanik disk fren konsepti (2021/016621) ve hali hazırdaki 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren kaliper yuvası içerisine paketlenebilecek özgün tek pistonlu elektromekanik disk fren konsepti (2021/015525) önerilmiştir. Çift pistonlu EMF konseptinin deneylerinin kaliper yuvası ve taşıyıcı gibi döküm parçaların yatırımı yapılmadan gerçekleştirilebilmesi için bir deney fikstürü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çift pistonlu EMF kama mekanizmasında düz ve dairesel olmak üzere iki farklı rampa geometrisi göz önünde bulundurulmuştur. Farklı rampa eğimi ve yarıçapları için karşılaştırmalı kuvvet analizleri gerçekleştirilmiştir. Düz ve dairesel geometriye sahip rampaların sıkıştırma kuvveti karakteristiğine etkisi değerlendirilerek, 17,5” jant ölçüsüne uygun frenler için gerekli sıkıştırma kuvveti gereksinimine uygun rampa açısı ve yarıçapı belirlenmiştir. Çift pistonlu EMF mekanizmasının ve yatakladığı deney fikstürünün, tek pistonlu EMF mekanizmasının ve yatakladığı

kaliper yuvası – kapak montajının sonlu elemanlar analizleri ile parçaların mekanik dayanımları araştırılmıştır.

Tek pistonlu EMF mekanizmasının prototipleri imal edilerek; prototip EMF, temel deney düzeneğinde kullanılan hali hazırdaki fırçasız doğru akım (DA) motoru ile montajlanmıştır. Prototip mekanizma üzerinden açık devre ölçümlerin alınması ve sistem parametrelerinin toplanması için bir deney düzeni oluşturulmuştur. Prototip EMF mekanizmasında; ek yataklama elemanları kullanımı, yay sarım çapının artırılması ve birbiri üzerinde yuvarlanan parçalara indüksiyon ile sertleştirme işlemi gibi tasarım iyileştirmeleri gerçekleştirilerek, fiziksel sistemin sıkıştırma kuvveti kapasitesi yükseltilmiştir.

Tek pistonlu EMF ait sistem dinamiği modeli Matlab/Simulink ortamında oluşturularak, sistem parametreleri deneysel ölçümler ile belirlenmiştir. Simülasyonlar, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak, tek pistonlu EMF sistem dinamiği modeli doğrulanmıştır. Matlab/Simulink ortamında sıkıştırma kuvvetinin denetimi için PID ve kayan kipli denetleyicisi; balata ile fren diski arasındaki çalışma boşluğunun denetimi için PID pozisyon denetleyicisi geliştirilmiştir. Sanal ortamda geliştirilen denetleyici katsayıları fiziksel denetleme sistemine tanımlanarak, kuvvet ve pozisyon denetleyicilerinin performansları değerlendirilmiştir. Kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişim senaryoları oluşturularak, fiziksel sistem üzerinde fonksiyon testleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1.1: EMF geliştirme sürecinin aşamaları

Literatürde, ağır hizmet araçlarına yönelik EMF mekanizması ve denetleyicisi geliştirme çalışmaları yaygın değildir. Bu tez çalışması, ağır hizmet araçları alanındaki bu boşluğun doldurulmasına yönelik bilimsel altyapının oluşturulmasına katkıda bulunmak amacıyla hazırlanmıştır. Bu tez kapsamında, ağır hizmet araçları için çift pistonlu ve tek pistonlu olmak üzere 2 farklı özgün EMF konsepti önerilmiş olup, bu konseptlerle ilgili patent başvurusunda bulunulmuştur. Literatürde, ağır hizmet aracı elektromekanik disk fren denetleyicisi olarak PID denetleyici yapısı ile ilgili bir çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışmada, ağır hizmet aracı EMF kuvvet denetleyicisi olarak PID ve kayan kipli denetleyici; pozisyon denetleyicisi olarak PID denetleyici yapıları önerilmektedir. Ayrıca, ağır hizmet araçları özelinde yasa koyucu tarafından elektrik tahrikli fren sistemi gereksinimleri yayınlanmamış olup, bu gereksinimlerin Avrupa Fren Sistemleri Mevzuatına (European Braking Legislation) eklenmesi ile ilgili çalışmalar devam etmektedir. Bu nedenle tez konusu güncelliğini korumaktadır.

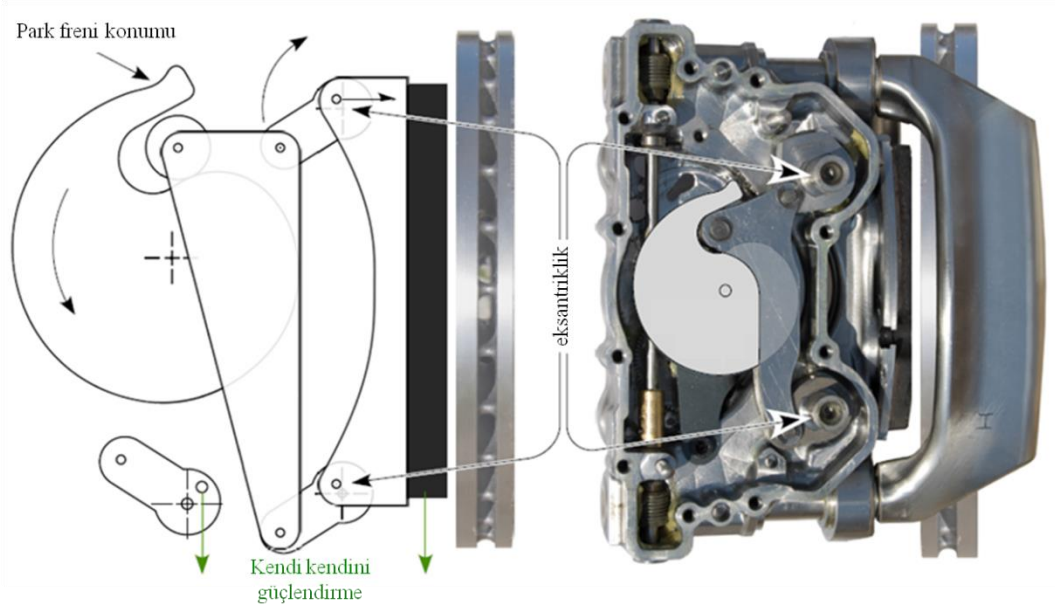
Çalışmanın genel düzeni şu şekildedir: Bölüm 2’de temel deney düzeneği üzerinde EMF denetleyicisi geliştirilmesi ve performans değerlendirmelerine ilişkin detaylar verilmektedir. Bölüm 3’de tasarımı gerçekleştirilen çift pistonlu ve tek pistonlu EMF konseptlerine ilişkin detaylar ve sonlu elemanlar analizlerine ilişkin bilgiler verilmektedir. Bölüm 4’de tek pistonlu EMF prototipleri, prototip deney düzeni, açık devre ölçümler ve mekanizma üzerinde gerçekleştirilen tasarım iyileştirmelerine ilişkin detaylar özetlenmektedir. Bölüm 5’de tek pistonlu EMF prototipi üzerinde kuvvet ve pozisyon denetleyicilerinin geliştirilmesi konusunda izlenmesi gereken adımlar detaylandırılmaktadır. Bölüm 6, çalışmanın sonucunu içermektedir.

1.1 Literatür Taraması

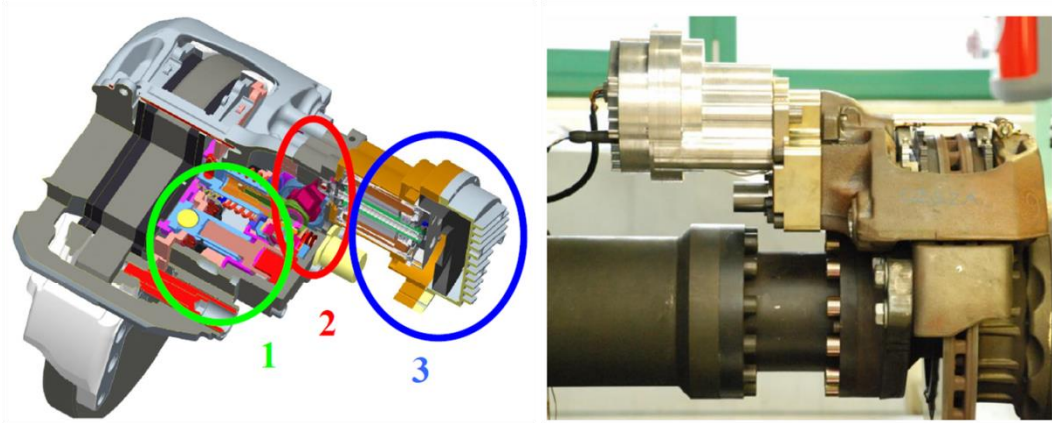
Binek araçlar için tasarlanan birçok elektromekanik disk frende, elektrik motorun ürettiği tork dişli mekanizması veya planet dişli sistemi ile yükseltilmekte ve yükseltile tork vidalı mil sistemi ile sıkıştırma kuvvetine çevrilmektedir [1, 2]. Bu tasarımlarda, fren sinyali elektronik denetim ünitesine iletdikten sonra elektrik motorunu tahrik ederek, dişli mekanizması ve vidalı mil sistemi sürülmektedir. Bu sayede, vidalı mil somunu balatayı iterek fren diski ve balata arasındaki boşluğu kapatmaktadır. Motor çıkış mili ile fren diski arasında yer alan aktarma sistemindeki

boşluklar kapandığında motora yük binmektedir. Bu yükü karşılayabilmek için motor torku dişli mekanizması ile yükseltilmekte ve vidalı mil sistemi ile aksenal sıkıştırma kuvveti elde edilmektedir. Frenleme ortadan kaldırılmak istendiğinde, motor dönüş yönü değiştirerek, vidalı mil somunu frenleme öncesi konumuna geri sürülmektedir. Bu sayede, balata ile disk arasındaki çalışma boşluğu sağlanmaktadır [3. 4].

İlk olarak Siemens firması tarafından tanıtılan elektromekanik kamalı disk fren mekanizmasında, kama mekanizması sayesinde girdi kuvveti mekanik olarak yükseltilerek ihtiyaç duyulan sıkıştırma kuvvetleri elde edilebilmektedir [5, 6]. Kama mekanizması kullanılan EMF’de, tork denetimli motor kullanılarak ihtiyaç duyulan tahrik kuvvetleri sağlanmaktadır [7, 8]. Motor torku ilk olarak vidalı mil sistemi ile aksenal kuvvete çevrilmektedir. Daha sonra kama mekanizması vasıtasıyla ihtiyaç duyulan sıkıştırma kuvvetleri elde edilmektedir [5, 9]. Motor torkunun veya sıkıştırma kuvvetinin dişli veya kama sistemi dışında özel bir mekanizma ile yükseltildiği EMF mekanizması Vienna Mühendislik tarafından binek araçlar için geliştirilmiştir (Şekil 1.2). Bu mekanizmada krankın balatayı diske bastıracağı küçük bir krank mili yer almaktadır. Krankın krank miline göre küçük bir eksantrikliği olup, döndüğünde yüksek sıkıştırma kuvvetlerini (40-46 kN) sağlayabilmektedir. Dönen disk, krank diske, üst noktasından daha yakın olduğunda krank milinin dönmesine yardımcı olur ve kendi kendini güçlendirme (self-reinforcing) meydana gelir. Mekanizmaya ait geometri sayesinde istenilmeyen pozisyonlara ulaşılmadığı için mekanizmanın takılması veya sıkışması mümkün olmamaktadır [10 – 13]. Literatürde yer alan tek ağır hizmet aracı EMF çalışmasında; elektrik motoru ile vidalı mil, levye ve kama mekanizmaları sürülerek sıkıştırma kuvvetinin denetimi sağlanmaktadır (Şekil 1.3). Bu çalışmada, ağır hizmet aracı havalı disk fren performans gereksinimleri göz önünde bulundurularak; prototip bir kamalı EMF üzerinde kayan kipli denetleyici geliştirilmesine odaklanılmıştır. Farklı yükleme senaryoları için EMF sistem cevapları irdelenmiştir [14]. Bu çalışma, EMF mekanizması ile ağır hizmet araçlarında kullanılan havalı disk frenler ile elde edilen çıktı kuvvetlerine ulaşılabildiğini göstermektedir (100 kN). Ancak, çalışmanın kapsamı kayan kipli kuvvet denetleyicisi geliştirme konusu ile sınırlı tutulmuştur. Elle ayar/otomatik ayar durumları ile ilgili denetleyici algoritmasına ilişkin detaylara değinilmemiştir.



Şekil 1.2: Özel güç aktarma mekanizmasına sahip binek araç EMF mekanizması [13]



Şekil 1.3: Kama (1), levye (2) ve vidalı mil (3) mekanizmasının kullanıldığı ağır hizmet aracı EMF mekanizması [14]

EMF sistemlerinin yeni nesil elektrikli araçlarda yaygın olarak kullanılabilmesi için bir takım problemlerin çözümüne yanıt aranması gerekmektedir. İhtiyaç duyulan frenleme torklarının ve mevcut fren diski ve balata çiftlerine ait sürtünme katsayısı seviyeleri ile elde edilebilmesi için binek araçlar için 40,0 kN büyüklüğündeki sıkıştırma kuvvetinin [15] ve ağır hizmet araçları için 17.5" jant ölçüsüne uygun frenler için 120,0 kN (tasarım torku: 10,5 kNm) ve 22.5" jant ölçüsüne uygun frenler için 248,0 kN (tasarım torku: 30 kNm) büyüklüğündeki sıkıştırma kuvvetinin EMF mekanizması tarafından sağlanabilmesi gerekmektedir. Ayrıca elektromekanik

sistemlerin aşırı soğuk, aşırı sıcak, aşırı çamurlu ve aşırı korozif ortamlarda, titreşim altında, elektromanyetik girişim durumlarında üründen beklenen tüm fonksiyonların yerine getirmesi beklenmektedir [16, 17].

Oldukça kısa olan frenleme prosesinde, sürücünün hızlı bir şekilde tepki göstermesi gerektiği kadar fren sisteminde kullanılmakta olan elektrik motorunun sürücünün frenleme sinyaline karşılık hızlı bir şekilde tepki göstermesi gereklidir. Çok hızlı tepkiler çıktı sinyalinin kararsızlaşmasına yol açabilir. Bu nedenle, fren sisteminin denetim mimarisi hızlı tepki, hassas denetim, sistem kararlılığı ve gürbüzlük arasındaki dengeyi sağlayacak şekilde geliştirilmelidir. Araştırmacılar tarafından kuvvet denetimi için önerilen başlıca denetim metotları kaskad denetim, kayan kipli denetim ve bulanık denetim olarak üç ayrı başlıkta incelenebilmektedir. Çoğu EMF matematik modeli sadeleştirilerek kuvvet, pozisyon/hız ve motor akımı geri besleme çevrimlerini içerecek şekilde kaskad yapıda modellenmektedir [15, 18 – 21]. Line ve ark. çalışmasında, kaskad yapıdaki kuvvet, hız ve akım geri besleme çevrimleri ile yüksek dinamik gereksinimler sağlanmıştır. En dıştaki geri besleme çevriminde kuvvet PI denetleyicisi, ortadaki çevrimde motor hızı PI denetleyicisi ve içteki çevrimde motor akımı PI denetleyicisine yer verilmiştir. Doğrusal olmayan direngenlik, eyleyici doygunluğu ve yüke bağlı değişken sürtünme kayıpları EMF matematik modeline dâhil edilmiştir. Ayrıca, fren performansının iyileştirilmesi amacıyla sürtünme kompanzasyonu, ters kazanç planlaması, geri beslemenin doğrusallaştırılması ve motor torkunun tahminletildiği modelleri kullanmışlardır [15].

Elektromekanik eyleyici çevresel ve sistem karakteristiklerindeki değişkenliklerden (sıcaklık değişiklikleri, balata aşınması ve doğrusal olmayan sürtünme vb.) dolayı yüksek miktarda doğrusal olmayan davranış ve belirsizliğe sahiptir. Bu nedenle yeterli gürbüzlük performansına sahip, kayan kipli denetleyici birçok araştırmacı tarafından tercih edilen bir denetim yöntemi olmaktadır [5, 7, 22 – 27]. Kama mekanizmasının yer aldığı EMF'ler, dişli ve vidalı mil sisteminin bulunduğu diğer EMF'lere göre; sürtünme katsayısındaki değişkenlik ve sıcaklık değişimi gibi faktörlerden daha fazla etkilenmektedir. Han ve ark. çalışmalarında iki farklı kayan kipli denetleyici yapısını önermişlerdir. Birincisinde kayan kipli denetleyicisi tahminlenen sıkıştırma kuvveti geri beslemesini, diğerinde ise ölçülen sıkıştırma

kuvveti geri beslemesini kullanmaktadır [5]. Peng ve ark. çalışmasında, EMF'deki doğrusal olmayan davranış ve belirsizlikler nedeniyle bulanık – kayan kipli denetleyicisi önermişlerdir. Bulanık kayan kipli denetleyici; PID denetleyici ve geleneksel kayan kipli denetleyici ile karşılaştırıldığında önerilen denetleyicinin tüm yol/zemin türlerinde daha kısa frenleme mesafesi sunduğu raporlanmıştır [27].

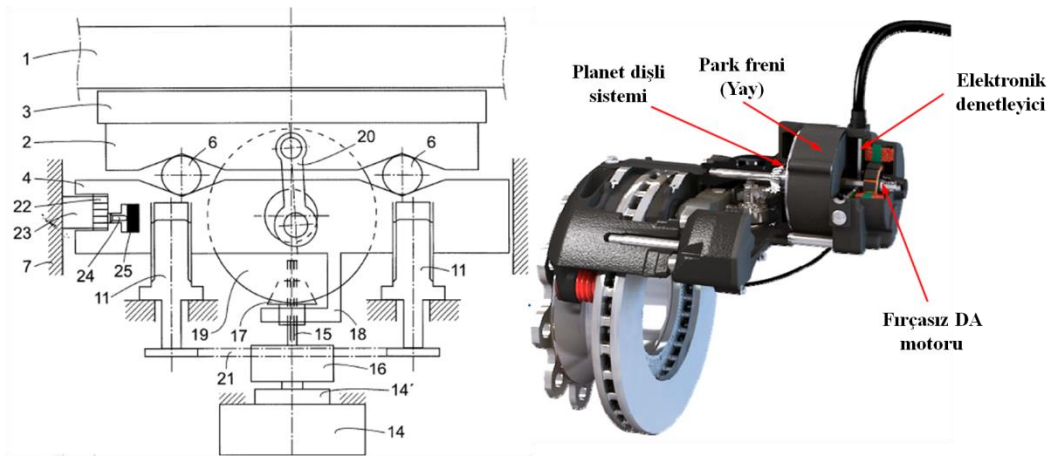
EMF yüksek ve kararlı bir fren performansı ve hızlı fren tepkisi avantajlarına sahip olmasına rağmen, aynı zamanda yüksek miktarda doğrusal olmayan davranış, karmaşık bir denetim, büyük yük değişiklikleri ve yüksek arıza riskine sahiptir. Bulanık denetim, doğrusal olmayan bir denetleyici olması, zamanla değişen yüklere karşı gürbüz bir karakteristik sergilemesi nedeniyle EMF denetimi konusunda araştırmacıların ilgisini çekmektedir [28 – 33].

1.2 Patent Taraması

Ağır hizmet araçlarında kullanılmak üzere tanıtılan tek ticari EMF Haldex firmasına aittir (Şekil 1.4). Fırçasız doğru akım motoru planet dişli sistemini tahrik etmektedir. Planet dişli sisteminin çıkış milinde bağlanan konik dişli mekanizması ile motor dönme eksenindeki hareket 90° döndürülmektedir. Planet dişli mekanizmasının çıkışına kamalı mil ile tespit edilen konik dişli (17) ile kamalı mil (15); motor ekseninde birbiri üzerinde kayarak doğrusal olarak yer değiştirebilmektedir. Diş sayısı fazla olan büyük konik dişli (19) krank-biyel mekanizmasına şekil kapalı olacak şekilde dönme hareketini iletmektedir. Bu sayede biyel kolu (20) balatanın bağlı olduğu balata sırt sacını (2), sıkıştırma yönünde ve sıkıştırma yönüne dik (tanjant) yönde iletirmektedir. Bu sırada silindirler (6), balata sırt sacındaki (2) ve ayar pistonlarının (11) yatakladığı parça (4) üzerinde ilerleyerek bu parçalar üzerindeki rampalara çıkmaktadır. Motorun ürettiği tork sırasıyla, planet dişli sistemi, konik dişli ve krank-biyel mekanizması üzerinden mekanik olarak yükseltilmektedir. Silindir ve rampaların yer aldığı kama mekanizması sayesinde kendi kendini güçlendirme etkisi ile de sıkıştırma kuvveti mekanik olarak istenilen seviyelere yükseltilmektedir.

Otomatik ayar veya elle ayar durumunda motor ile konik dişli sistemi arasındaki hatta bulunan elektromanyetik kaplin/kavrama (16) sayesinde konik dişlinin şekil

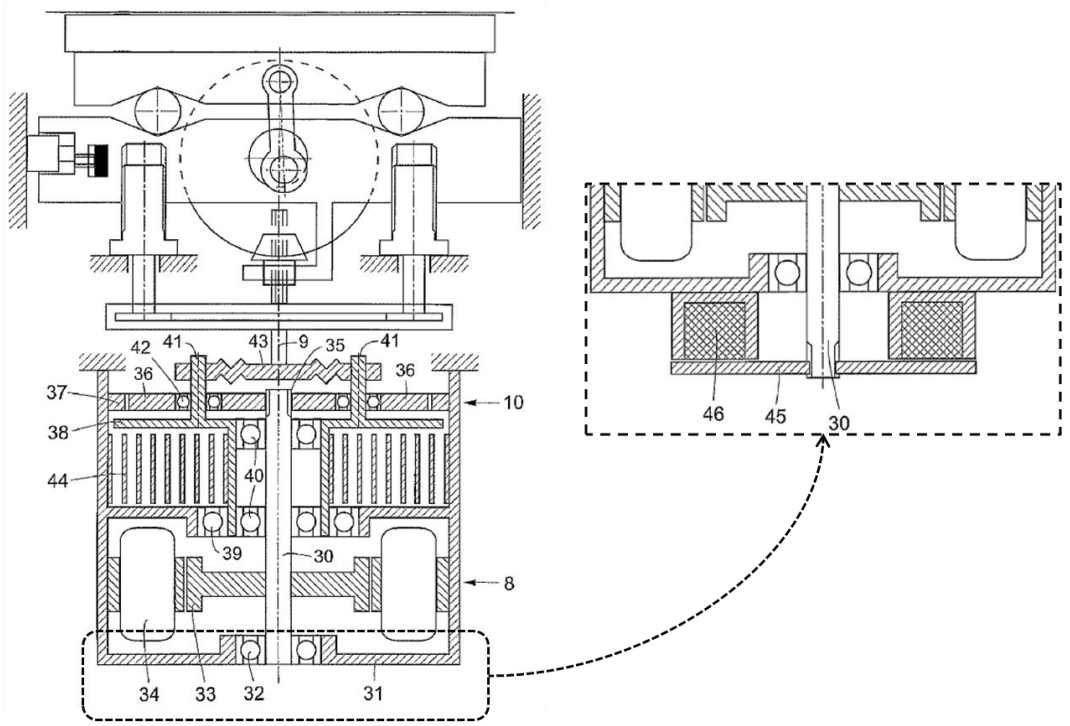
kapalı olduğu kamalı mil (15) ile motor arasındaki irtibat kesilmektedir. Elektromanyetik kaplin/kavrama ile motorun hareketi her iki ayar pistonunun (11) şekil kapalı olduğu zincir mekanizması (21) üzerinden ayar pistonlarına (11) iletilmektedir. Ayar pistonlarının dönüş yönüne göre alt kamanın bulunduğu parça (4), otomatik ayar için ileri yönde, elle ayar için ileri veya geri yönde sürülmektedir. Otomatik veya elle ayar operasyonu tamamlandığında, elektromanyetik kaplin/kavrama (16) sayesinde motor ile konik dişlinin (17) şekil kapalı olduğu kamalı mil (15) arasındaki irtibat tekrar kurulmaktadır.



Şekil 1.4: Haldex firmasına ait ağır hizmet aracı EMF sıkıştırma ve ayar mekanizması [34, 35]

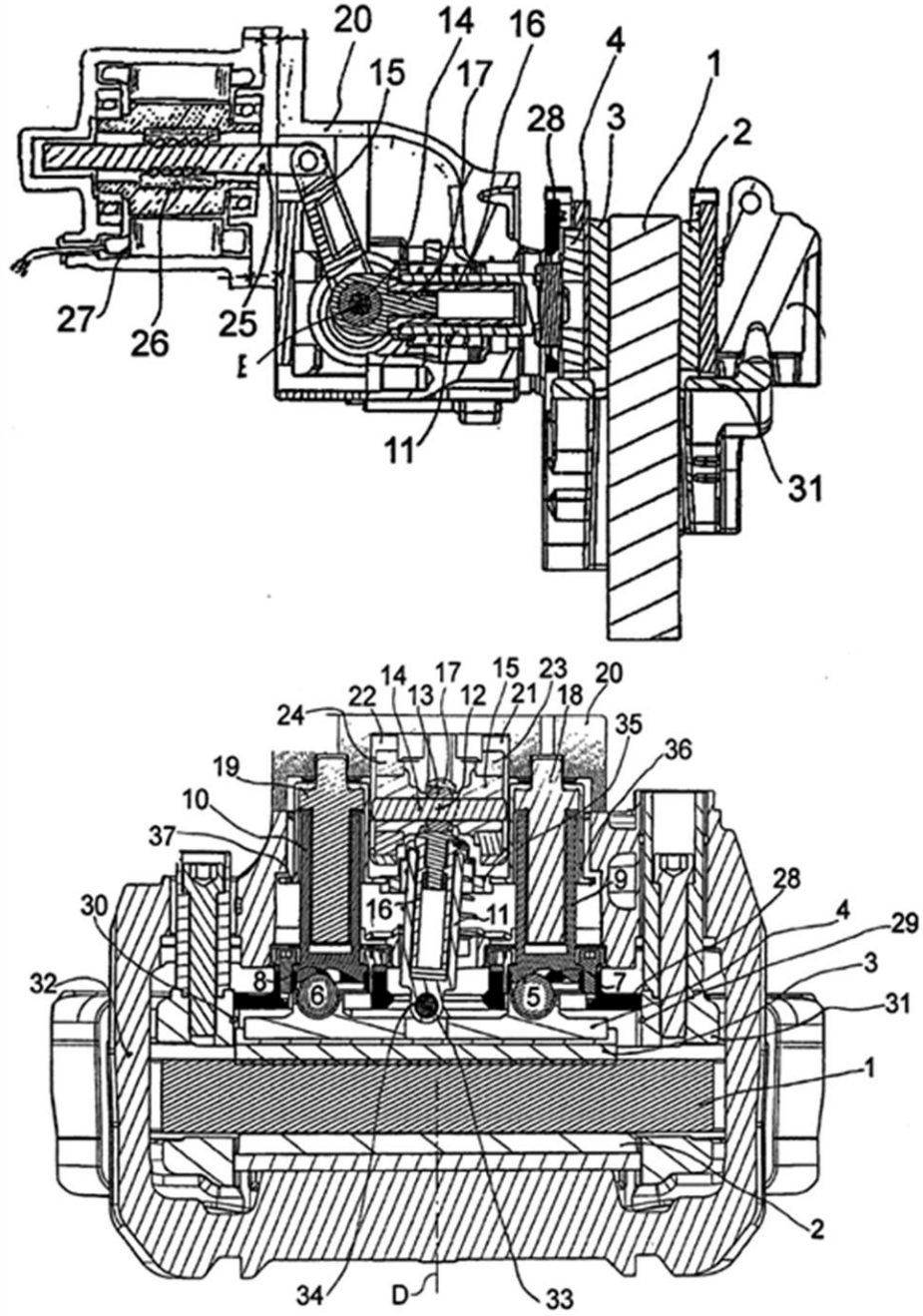
Park freni mekanizması için motor şaftına (30) ön gerilmeli bir spiral yay (44) şekil kapalı olarak tespit edilmiştir. Motor şaftı (30) üst tarafta planet dişli sistemi (35), (36) ile irtibatı sağlarken, alt tarafta bir disk (45) ile elektromanyetik bobin (46) ile irtibat halindedir. Spiral yaya (44) fren uygulama yönü için ön gerilme verilmiştir. Elektrik motorunun enerjisi kesildiğinde spiral yayın (44) etkisiyle fren uygulanmaktadır. Elektrik motoruna enerji verilir ve motor freni bırakma (geri çekme) yönünde döndürüldüğünde spiral yaya (44) daha fazla ön gerilme verilmiş olmaktadır. Elektrik motoruna park freni uygulaması istenmediği tüm durumlarda enerji verilmesi gerekmektedir. Bu gereklilikten dolayı, elektrik motoru elektromanyetik kilitleme bobini (46) ile beraber kullanılmaktadır. Elektromanyetik

bobine enerji verildiğinde, spiral yaydaki (44) ön gerilmeye rağmen disk (45) ve motor şaftı (30) hareket edemediği için park freni uygulanmamaktadır (Şekil 1.5).



Şekil 1.5: Haldex firmasına ait ağır hizmet aracı EMF park freni mekanizması [36]

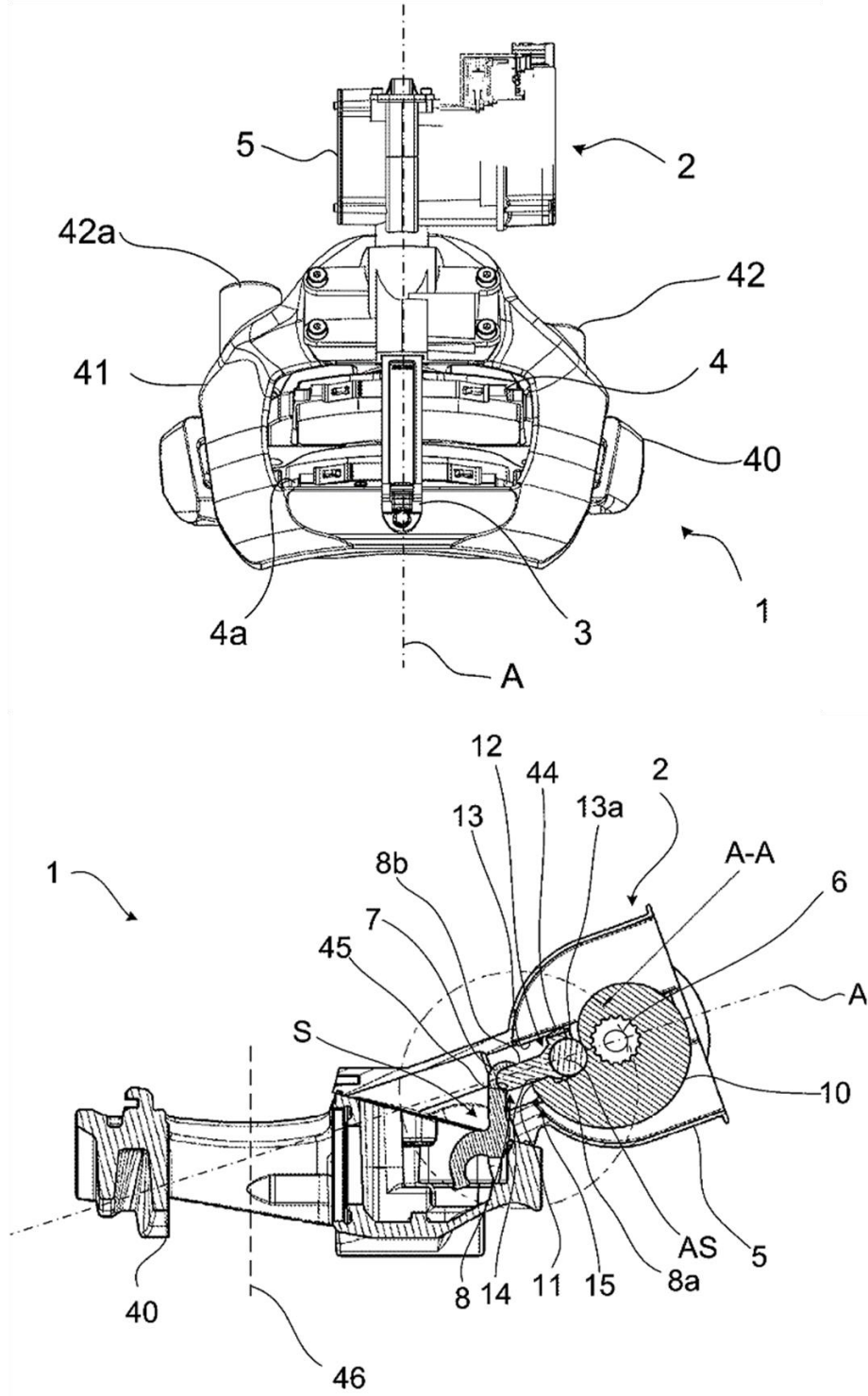
Literatürde yer alan, ağır hizmet araçları için denetleyici geliştirme çalışmasının [14] gerçekleştirildiği EMF Knorr Bremse'ye aittir (Şekil 1.6). Fırçasız DA motorunun (27) torku vidalı mil sistemi (25), (26) ile doğrusal kuvvete dönüştürülmektedir. Vidalı milin sisteminin mili (25) tarafından levye mekanizması (15) tahrik edilerek kuvvet kazancı sağlanmaktadır. Balata sırt sacının arka tarafında yer alan kama mekanizması sayesinde kendi kendini güçlendirme etkisi ile istenilen çıktı sıkıştırma kuvvetleri elde edilebilmektedir. Kama mekanizmasını küre formundaki bilyeler (5), (6) ile balata sırt sacına tespit edilen üzerinde her iki yönde rampa bulunan silindirik parçalar (7), (8) oluşturmaktadır.



Şekil 1.6: Knorr-Bremse firmasına ait ağır hizmet aracı EMF mekanizması [37]

Şekil 1.7’de, Wabco firmasının tescillenen ağır hizmet aracı disk fren elektromekanik eyleyicisine ait detaylar verilmektedir. Elektromekanik eyleyicide (2) bir kamalı mil (6) üzerinden bir kam diski (10) tahrik edilmektedir. Burada kam diskinin (10) saat ibresinin tersinde hareketi ile itici mil (8) “A” eksenı boyunca disk

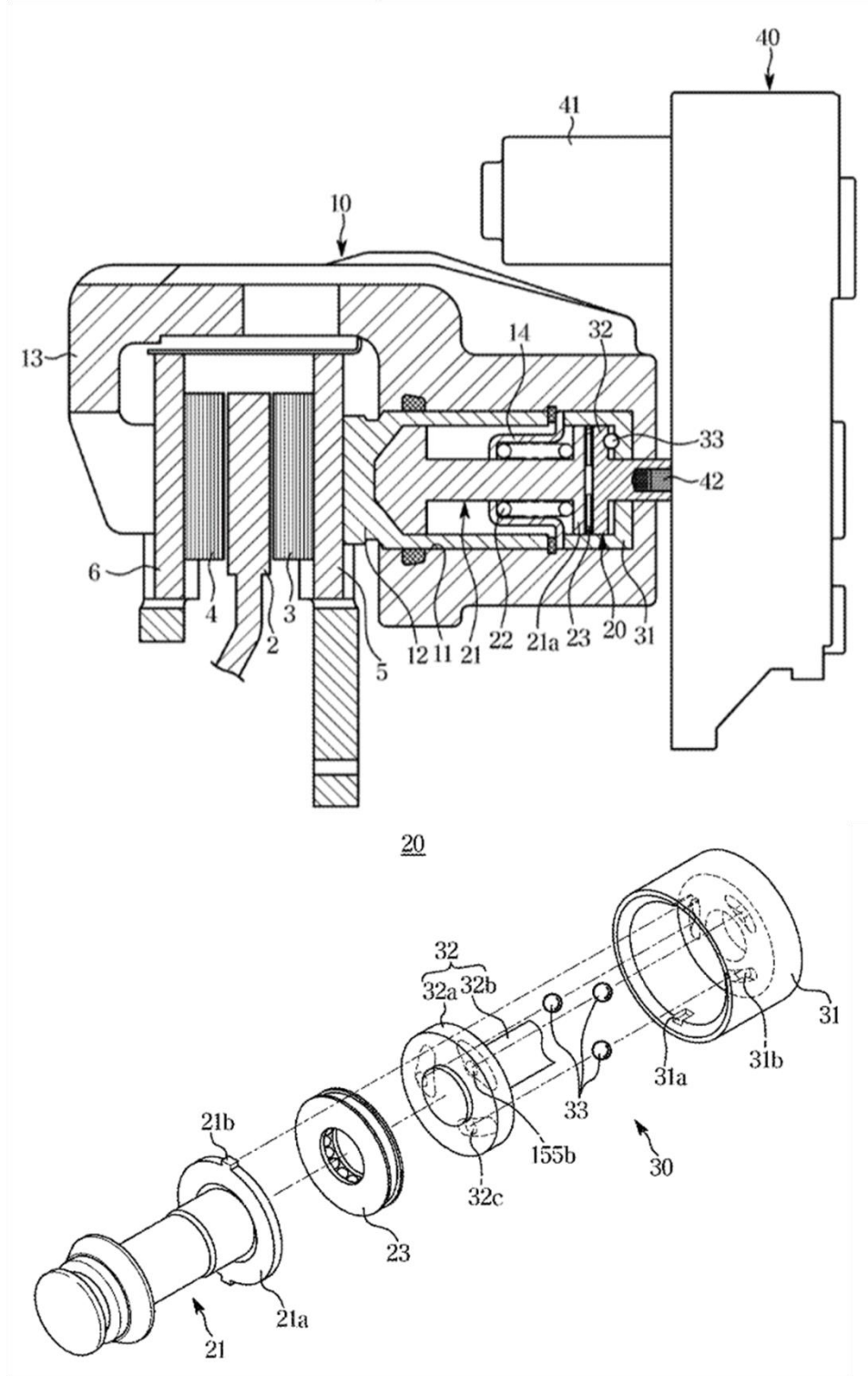
fren levyesini (7) ileri yönde tahrik etmektedir. Bu sayede kam mekanizmasının itici mile ilettiği kuvvet; fren levyesi (7) ile mekanik olarak yükseltilmektedir.



Şekil 1.7: Wabco firmasına ait ağır hizmet aracı EMF eyleyicisi [38]

Yukarıda detayları verilen, ağır hizmet araçları için Haldex ve Knorr Bremse'nin geliştirdiği EMF sistemlerde [34, 37]; tahrik ile ayar mekanizmaları arasındaki geçiş için elektromekanik kaplin/kavrama mekanizmaları ve sıkıştırma kuvvetinin yükseltilmesi için kullanılan karmaşık mekanizmalar nedeniyle bu parçaların üretimi zor ve maliyetli olmaktadır. Wabco firması tarafından geliştirilen EMF eyleyici her ne kadar hali hazırdaki havalı disk fren sistemlerine bir takım değişiklikler gerçekleştirilerek uygulanabilir olmasına karşılık; dingil ucu paketleme sınırları göz önüne alındığında hali hazırda kullanılan disk fren ve fren körüğü paketleme hacmi içerisine sığdırılabilmesi zor olmaktadır.

Mando firmasının binek araçlar için geliştirdiği tek pistonlu EMF mekanizmasına ilişkin detaylar Şekil 1.8'de verilmektedir. Burada, elektrik motorunun (41) torku bir redüktör (40) üzerinden yükseltilmektedir. Bir sıkıştırma mekanizması (20) ile redüktör (40) çıkışındaki dönme hareketi öteleme hareketine çevrilmiştir. Sıkıştırma mekanizması (20), bir bilyeli rampa mekanizması (30), bir iticiden (21) ve bilyeli rampa mekanizması (30) ile itici (21) arasına konumlandırılmış bir aksenal rulmandan (23) oluşmaktadır. Bilyeli rampa mekanizmasını (20); bilyeler (33), sabit rampa (31) ve hareketli rampa (32) oluşturmaktadır. Bilyeler (33), sabit ve hareketli rampalardaki eğimli oluklar (31b), (32c) üzerinde yuvarlanmaktadır. Oluk açısı ile orantılı olacak şekilde kuvvet kazancı sağlanmaktadır. İtici (21), itici üzerindeki prizmatik çıkıntılar (21b) ile sabit rampa üzerindeki prizmatik kanallar (31a) vasıtasıyla kılavuzlanmaktadır. Bu sayede, iticinin (21) dönme serbestliği sınırlandırılarak, dönme hareketi öteleme hareketine çevrilmiştir. Mekanizmaya dâhil edilen bir elastik eleman (22) sayesinde fren bırakıldığında itici (21) frenleme öncesi pozisyonuna geri dönmektedir. Eğimli oluklara (31b), (32c) yerleştirilen bilyelerin (33) sayıca az olması aksenal sıkıştırma kuvvetini taşımak için yetersiz kalmaktadır.

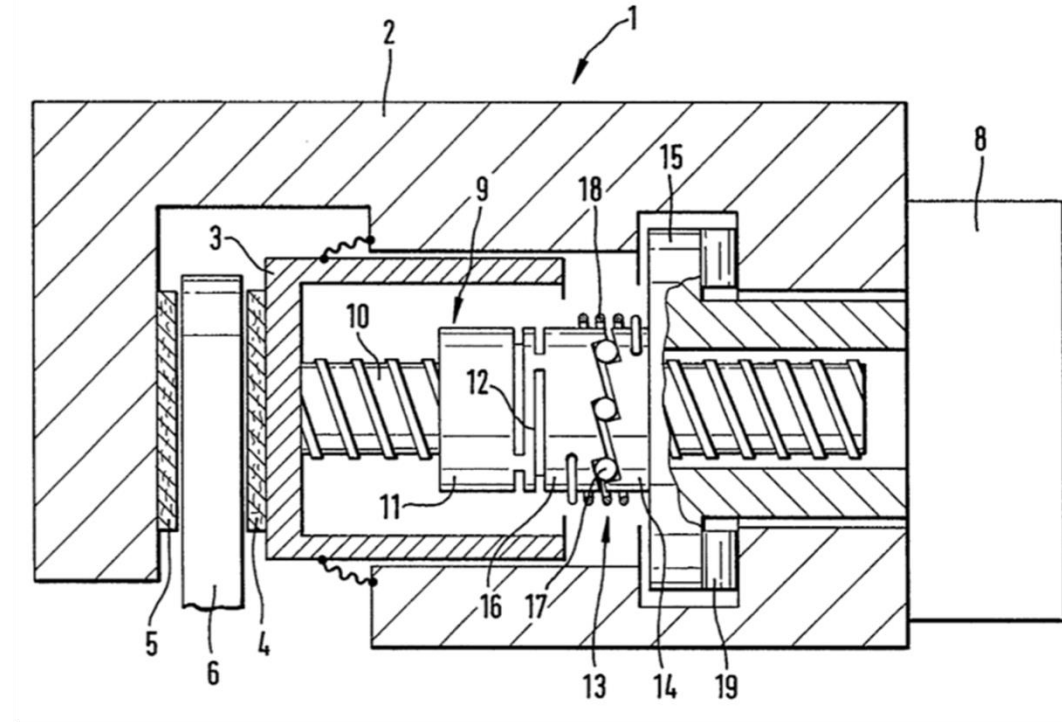


Şekil 1.8: Mando firmasına ait tek pistonlu binek araç EMF mekanizması [39]

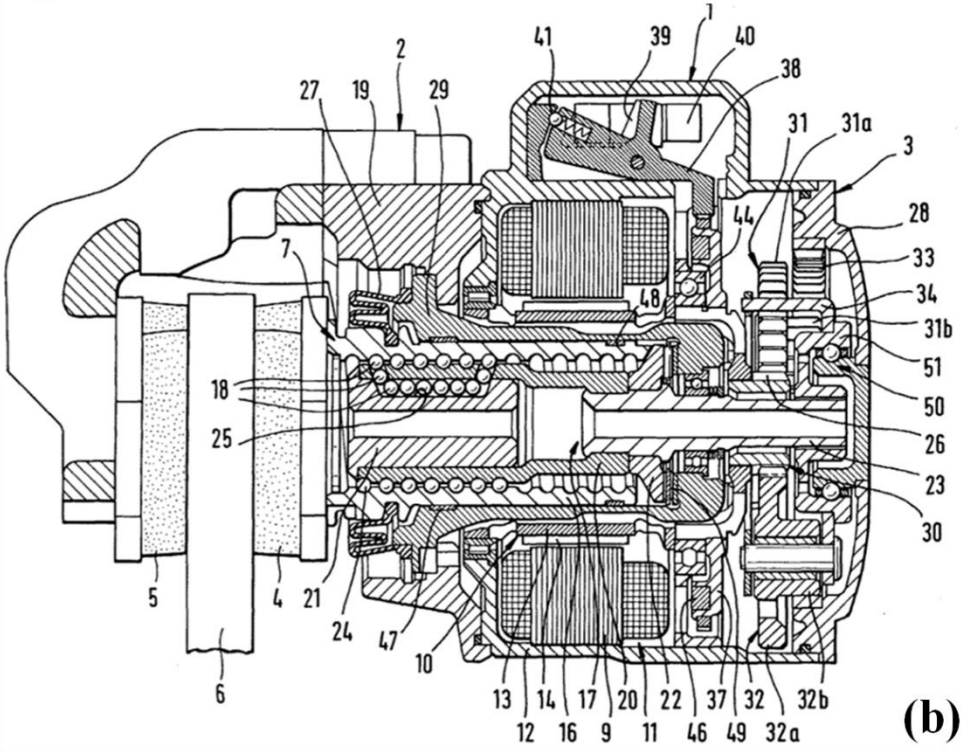
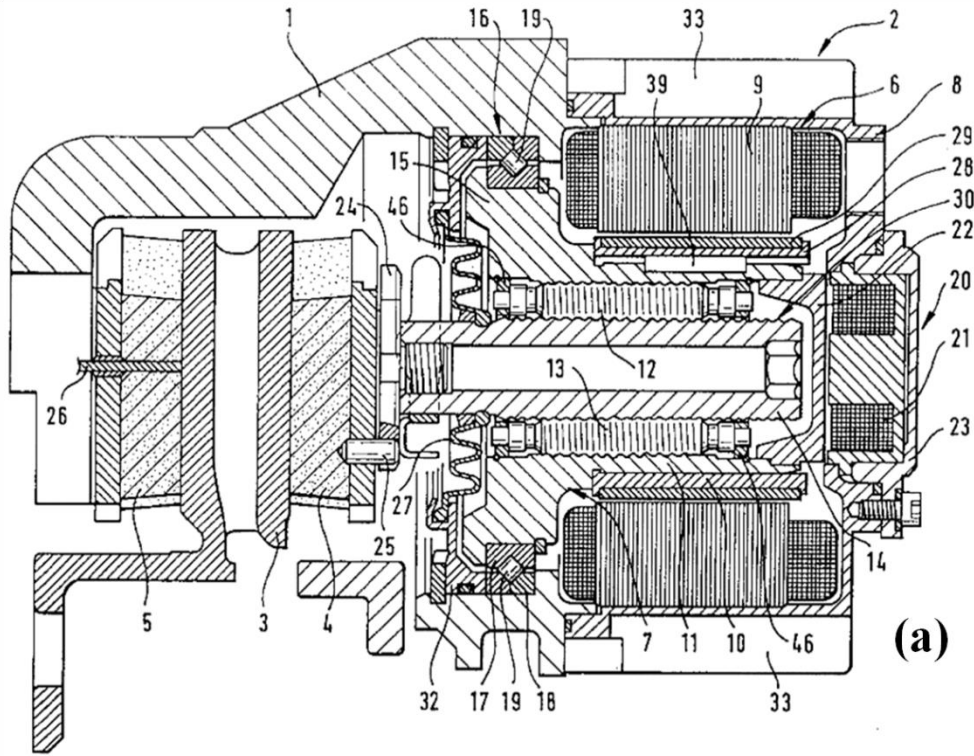
Continental Teves firması tarafından geliştirilen binek araç EMF konseptinde (Şekil 1.9); bir vidalı mil (10) ve rampalar (14), (16) üzerine yerleştirilmiş yuvarlanma elemanları (17) bulunmaktadır. Yuvarlanma elemanlarının (17) hareket edebildiği

rampa mesafelerinin kısa ve rampa açılarının yüksek olması nedeniyle kuvvet ve kazancı ve itici pistonun (3) ilerleyebilme kapasitesi sınırlı olmaktadır. Rampaların yer aldığı parçalar ve vidalı mili süren somun kısmı kaliper (2) içerisinde geniş bir yer kaplamaktadır. Torsiyon yayı (18), rampa yüzeylerinin birbirinden ayrılmasını engellemektedir. Sıkıştırma kuvveti belirlenen bir eşik değeri aştığında torsiyon yayı (18) şekil değiştirerek, yuvarlanma elemanlarının (17) rampalar (14), (16) üzerinde ilerlemesi sağlanmaktadır. Bu sayede, sıkıştırma kuvvetini rampaların eğimi ile orantılı olacak şekilde yükseltmektedir. Bu iki görevi yerine getirdiği için torsiyon yayı (18) daha erken deforme olmakta ve fonksiyonunu kaybetmektedir.

Binek araçlar için geliştirilen tek pistonlu EMF tasarımlarında [41, 42]; sıkıştırma kuvvetinin yükseltilmesi için kullanılan hatveli sistemlerde sürtünmelerin azaltılması için yivli makaralar ve bilyeli mile benzer bilyelerin sirkülasyonunun zorunlu olduğu karmaşık sistemler tercih edildiği görülmektedir (Şekil 1.10).



Şekil 1.9: Continental Teves firmasına ait tek pistonlu binek araç EMF mekanizması [40]



Şekil 1.10: Binek araçlar için Continental Teves'in geliştirdiği tek pistonlu EMF konseptleri: (a) US6158558A [41], (b) DE19944876A1 [42]

Bölüm 2

Temel Deney Düzeneği (TDD)

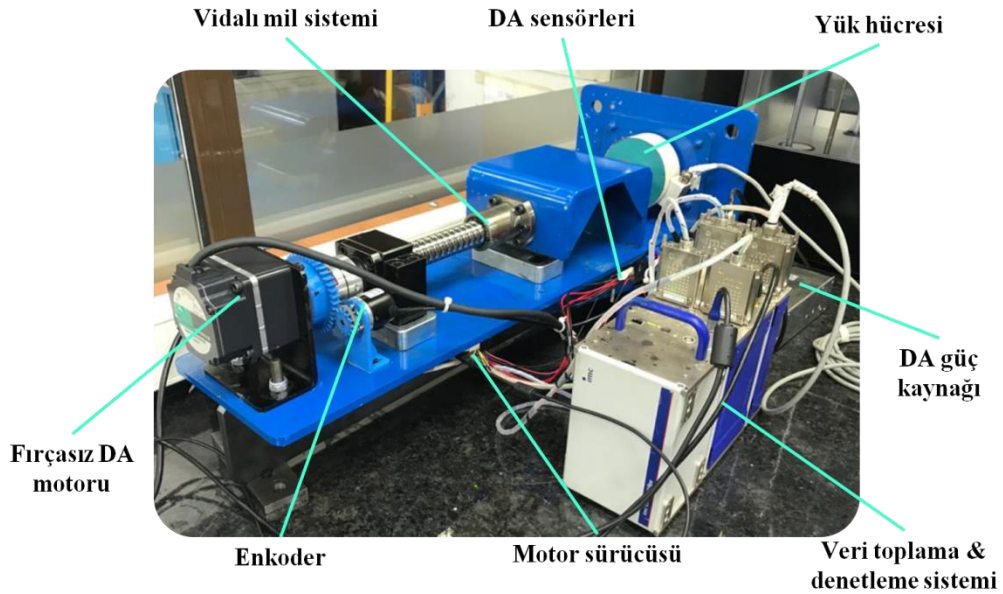
Denetleyicisinin Geliştirilmesi

Bu bölümde, EMF sistemi dinamiğinin ve performansının incelenebilmesi için temel deney düzeneği (TDD) üzerinde gerçekleştirilen kuvvet ve pozisyon denetleyicisi geliştirme çalışmasına ilişkin detaylar verilmektedir. Tez kapsamında, TDD üzerinde gerçekleştirilen ön denetleyici geliştirme çalışması ile EMF denetleyici geliştirme çalışmaları için bilimsel altyapının oluşturulması sağlanmıştır. Bu amaca uygun olarak, deney düzeneğine ait doğrusal ve doğrusal olmayan sürtünme modellerini içeren sistem dinamiği modelleri Matlab/Simulink ortamında oluşturularak; sistem parametreleri deneysel ölçümler ile belirlenmiştir. Simülasyonlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak, sistem dinamiği modeli doğrulanmıştır. Ağır hizmet aracı fren performansı gereksinimleri göz önünde bulundurularak, PID ve kaskad PID kuvvet denetleyicileri ve PID pozisyon denetleyicileri Matlab/Simulink ortamında geliştirilmiştir. Sayısal olarak elde edilen denetleyici parametreleri temel deney düzeneğine ait denetim donanımına tanımlanarak, sistemin performansı değerlendirilmiştir. Kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi senaryoları göz önünde bulundurularak, TDD üzerinde EMF denetleyicisi fonksiyon testleri gerçekleştirilmiştir.

2.1 TDD Sistem Dinamiği Modeli

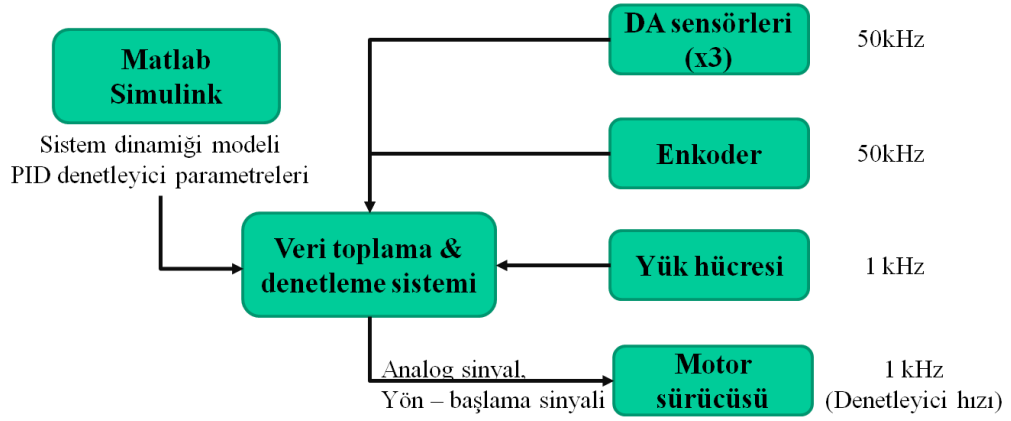
Denetleyici geliştirme konusunda ön çalışmanın gerçekleştirildiği temel deney düzeneği Şekil 2.1’de verilmektedir. Deney düzeneğinin mekanik altyapısını vidalı mil sistemi (HIWIN 30x10 mm), redüktörlü fırçasız DA motoru (Oriental BLHM450KC / GFS4G20 – 50W) ve deney düzeneği şasisi oluşturmaktadır.

Literatürde yer alan çoğu EMF çalışmasında güç aktarma mekanizmasını elektrik motoru ve vidalı mil sistemi oluşturmaktadır [1 – 4, 14]. Bu nedenle, ön çalışmanın benzer bir düzenek üzerinde gerçekleştirilmesi gerekli altyapının oluşturulması açısından yararlı olmaktadır. Elektriksel sistemin altyapısını ise yük hücresi (HBM – Z4A – 50 kN), 2 fazlı arttırımlı enkoder (OVW6-04-2HC 400P/R), motor sürücüsü (Oriental BLH2D50-KD), veri toplama ve denetim sistemi (imc CRONOSflex), DA sensörleri (ACS712 – 5A) ve DA güç kaynağı (24V) oluşturmaktadır. Deney düzeneğine ait veri toplama ve denetleme sistemine ait detaylar Şekil 2.2’de verilmektedir. Temel deney düzeneği mekanizmasının sağlayabildiği maksimum sıkıştırma kuvveti 2,5 kN mertebesindedir.



Şekil 2.1: Temel deney düzeneği

Sanal ortamda denetleyici geliştirilebilmesi için sanal ortamda oluşturulmuş, deneysel olarak doğrulanmış bir sistem dinamiği modeline ihtiyaç duyulmaktadır. Bu amaca uygun olarak, Matlab/Simulink ortamında sistem dinamiği modeli oluşturulmuştur. Bu bölümde, doğrusal ve doğrusal olmayan sürtünme modellerini içerecek şekilde iki farklı sistem dinamiği modeli önerilerek (Şekil 2.3), bu modellerin genel geçerliliği raporlanmaktadır.



Şekil 2.2: Temel deney düzeneği veri toplama – denetleme sistemi

Sistem dinamiği modellerinde elektrik motoru eksenine indirgenmiş Denklem (2.1) ile verilen tork eşitliği göz önünde bulundurulmuştur:

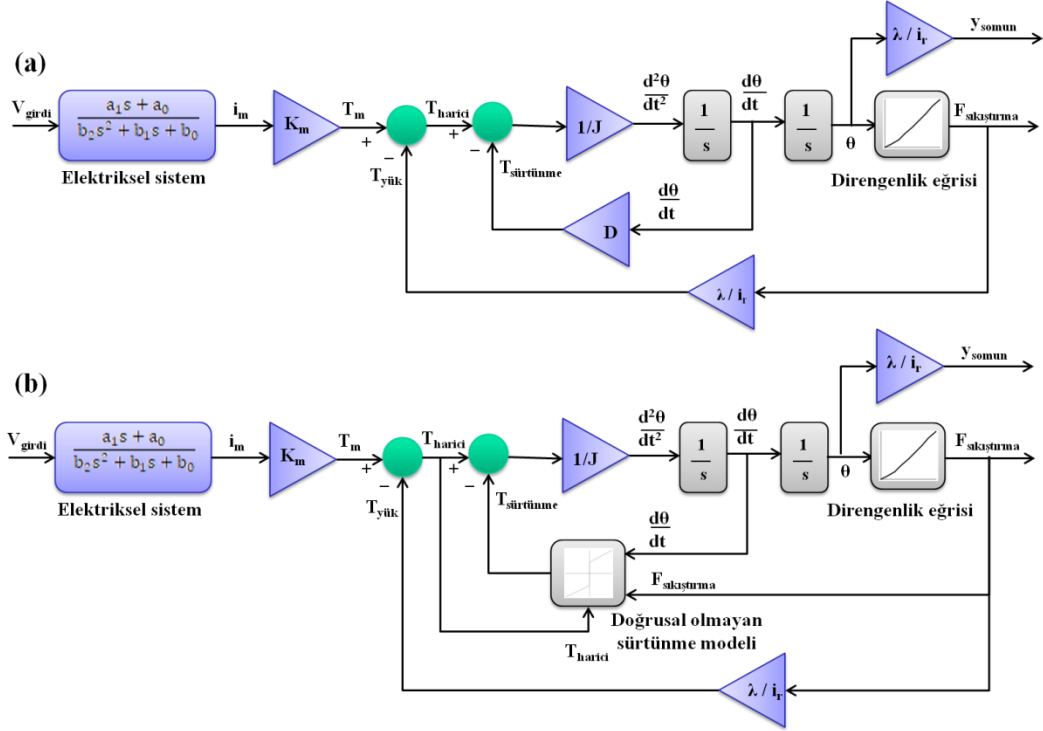
$$T_m - T_{yük} - T_{sürtünme} = J\ddot{\theta} \quad (2.1)$$

burada T_m motor torku, $T_{yük}$ yük torku, $T_{sürtünme}$ sürtünme torku, J motor miline indirgenmiş eş değer atalet momenti ve $\ddot{\theta}$ motor açısal ivmesidir.

Doğrusal sürtünme modelinde sadece viskoz sürtünmeler yer alırken, doğrusal olmayan sürtünme modelinde statik sürtünme (T_s), viskoz (D) ve coulomb (C) sürtünmeleri ve sürtünme yük bağımlılığı (G) dikkate alınmıştır. Doğrusal olmayan sürtünme modelinin matematiksel olarak Denklem (2.2)'ye göre ifade edilmektedir [15, 18 – 19].

$$T_{sürtünme} = \begin{cases} D\dot{\theta} + (C + GF_{sıkıştırma})\text{sign}(\dot{\theta}), & |\dot{\theta}| > \varepsilon \\ T_{harici}, & |\dot{\theta}| < \varepsilon \text{ ve } |T_E| < (T_s + GF_{sıkıştırma}) \\ (T_s + GF_{sıkıştırma})\text{sign}(T_{harici}), & \text{aksi halde} \end{cases} \quad (2.2)$$

burada $\dot{\theta}$ motor açısal hızı, $F_{sıkıştırma}$ sıkıştırma kuvvetini, T_{harici} harici torkunu, ε sıfır hız bandını ifade etmektedir.



Şekil 2.3: a) Doğrusal, (b) doğrusal olmayan sistem dinamiği modeli blok diyagramı

2.2 TDD Sistem Parametrelerinin Belirlenmesi

Sistem parametrelerinin belirlenmesi için TDD üzerinden 1V, 2V ve 3V olmak üzere farklı gerilim kademelerdeki gerilim girdileri altında motor torku, motor akımı, sıkıştırma kuvveti ve pozisyon çıktılarının ölçümleri alınmıştır. Sistem üzerinden alınan deneysel ölçüm verileri kullanılarak, sistem parametrelerinin belirlenmesi için izlenen adımlara ilişkin detaylar aşağıda paylaşılmaktadır.

Hareketli sistem bileşenlerine ait ataletler/kütleler kullanılarak, motor miline indirgenmiş eşdeğer atalet momenti (J) Denklem (2.3)'e göre hesaplanmaktadır.

$$J = \frac{(J_m \cdot i_r^2 + J_{vida} + m_{somun} \cdot \lambda^2)}{i_r^2} \quad (2.3)$$

burada J_m motor milinin ataleti, J_{vida} vidalı mil ve kaplinin ataleti, m_{somun} vidalı mil somunu ve araba kütlesi, i_r redüktör oranı ve λ vidalı mil mekanizması aktarma oranıdır.

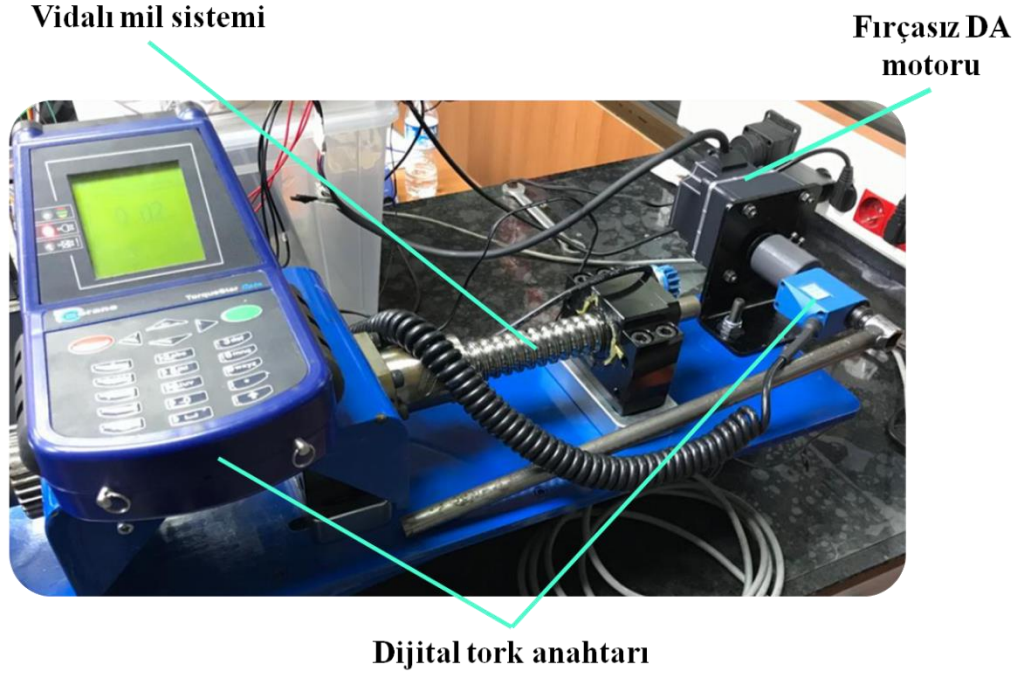
$$\lambda = \frac{L}{2\pi} \quad (2.4)$$

burada, L vidalı mil sisteminin hatvesidir.

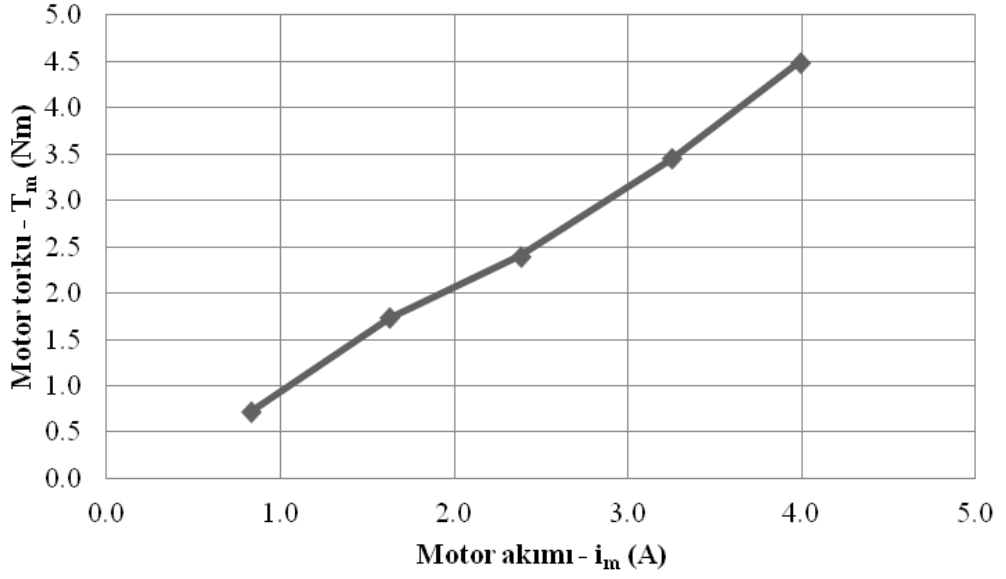
Bir sonraki adımda, motor torku – motor akımı ilişkisinin elde edilebilmesi için izlenecek adımlar özetlenmektedir. Motor tork sabiti, sistem üzerinden alınacak motor torku – motor akımı ölçümleri ile elde edilmektedir. Motor torkunun, motor akımı ile beraber ölçülebilmesi için motor çıkış mili – vidalı mil bağlantısı sökülerek, motor çıkış miline Şekil 2.4’de verilen dijital tork anahtarı (Crane Electronics) bağlanmıştır. 1 V’dan 3 V’a kadar 0,5 V’luk adımlarla farklı girdi gerilim kademeleri için motor torku – motor akımı değerleri ölçülmüştür (Şekil 2.5). Fırçasız DA motorların denetiminde faz akımlarından (i_a , i_b , i_c), quadrature (i_q) ve direkt akımlara (i_d) geçilmesi için Clark ve Park dönüşümleri uygulanmaktadır [19]. Fırçasız DA motoru ve sürücüsü yapısına ilişkin detaylar Şekil 2.6’da verilmektedir. Park ve Clark dönüşümlerinin uygulanabilmesi için motor rotorunun statora göre açısız pozisyon değişiminin ölçülmesi gerekmektedir. Deney düzeneğinde kullanılan fırçasız DA motoruna akuple olan dâhili enkoder üzerinden bu veri alınmadığı için eş değer motor akımının (i_m), faz akımları cinsinden (i_a , i_b , i_c) hesabında Denklem (2.5)’deki kabul yapılmıştır. Şekil 2.5’deki tüm noktalar göz önünde bulundurularak, Denklem (6) kullanılarak, ortalama motor tork sabiti (K_m) hesaplanmaktadır.

$$i_m = \frac{|i_a| + |i_b| + |i_c|}{2} \quad (2.5)$$

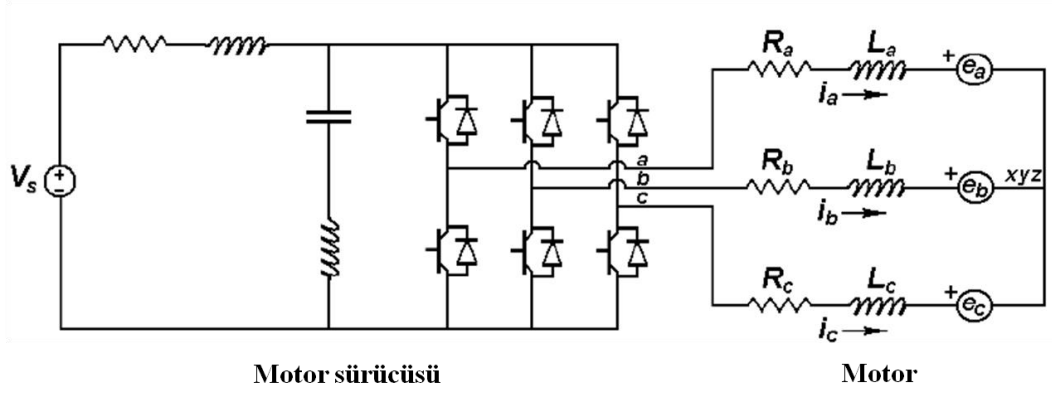
$$K_m = \frac{T_m}{i_m} \quad (2.6)$$



Şekil 2.4: Motor torku ölçüm düzeni



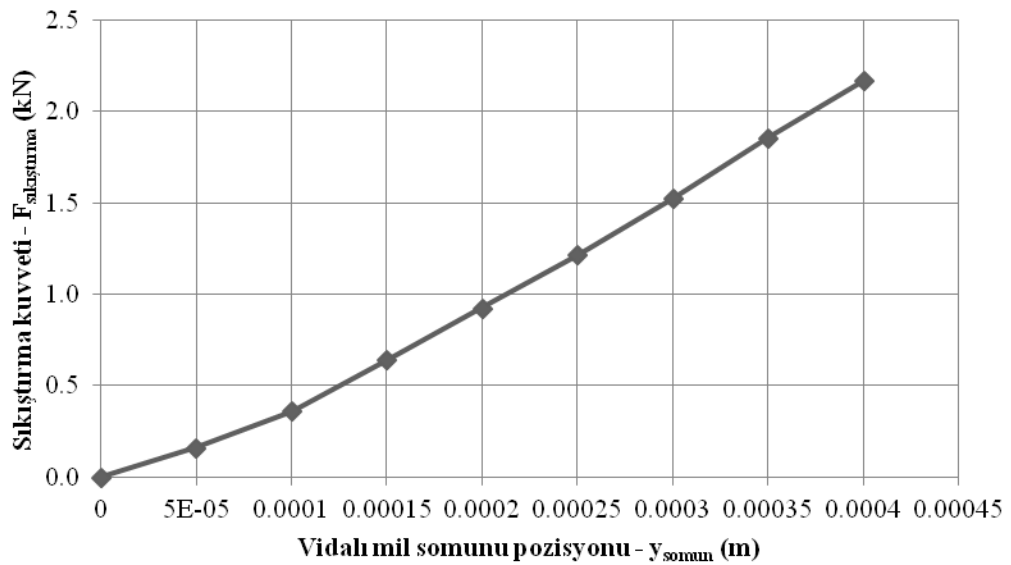
Şekil 2.5: Motor torku (T_m) – motor akımı (i_m) ilişkisi



Şekil 2.6: Fırçasız DA motoru ve sürücüsünün yapısı [19]

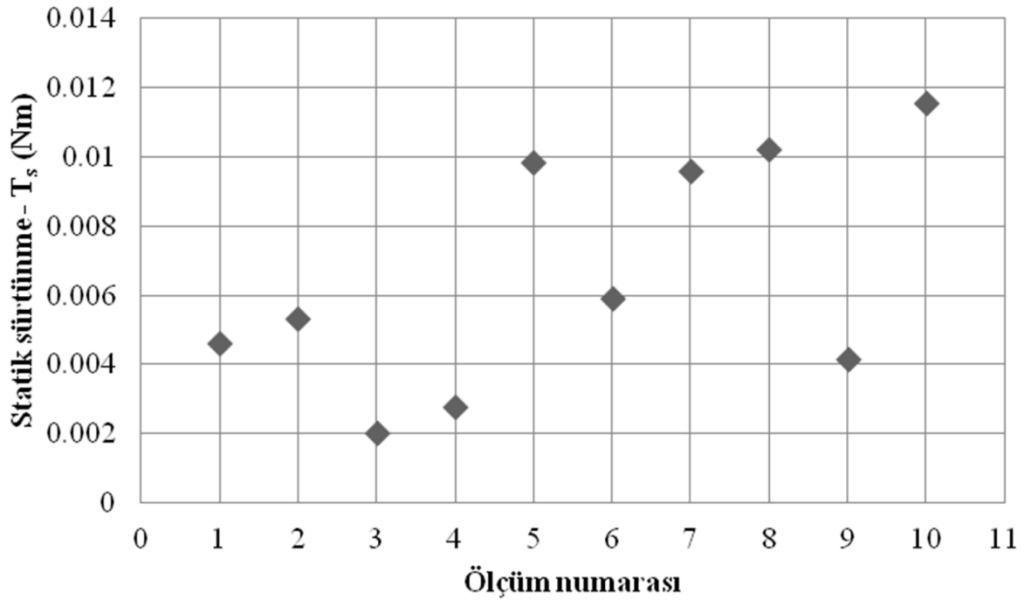
Sisteme ait direngenlik eğrisinin elde edilmesi için, sıkıştırma kuvveti – motor açıl pozisyonu ölçümleri alınmıştır. TDD'e ait direngenlik eğrisi Şekil 2.7'de verilmektedir. Motor açıl pozisyonundan vidalı mil somununun çizgisel pozisyonuna geçiş ifadesi Denklem (2.7) ile elde edilmektedir.

$$y_{\text{somun}} = \frac{\lambda \theta}{i_r} \quad (2.7)$$



Şekil 2.7: TDD'e ait direngenlik eğrisi

Doğrusal ve doğrusal olmayan sürtünme modeli parametreleri; statik sürtünme (T_s), viskoz (D) ve Coulomb (C) sürtünmeleri ve sürtünme yük bağımlılığı (G) olarak ifade edilmektedir. Statik sürtünmenin deneysel eldesi için; enkoder verisi izlenerek motor çıkış milinde açısız yer değiştirme gözlenene kadar girdi gerilimi arttırılır. Motor çıkış milinde yer değiştirme görüldüğü anda, motorun uyguladığı tork; statik sürtünme tokunu yenmeye başladığı nokta olarak değerlendirilmektedir. Motor tork sabiti (K_m) ve deney süresince eş değer motor akımı (i_m) ölçüldüğü için bu noktadaki motorun uyguladığı tork bir diğer deyişle statik sürtünme (T_s) değeri hesaplanmaktadır. Ortalama statik sürtünme değerinin eldesi için ölçümler tekrarlanmıştır (şekil 2.8).



şekil 2.8: TDD üzerinde statik sürtünme (T_s) ölçümleri

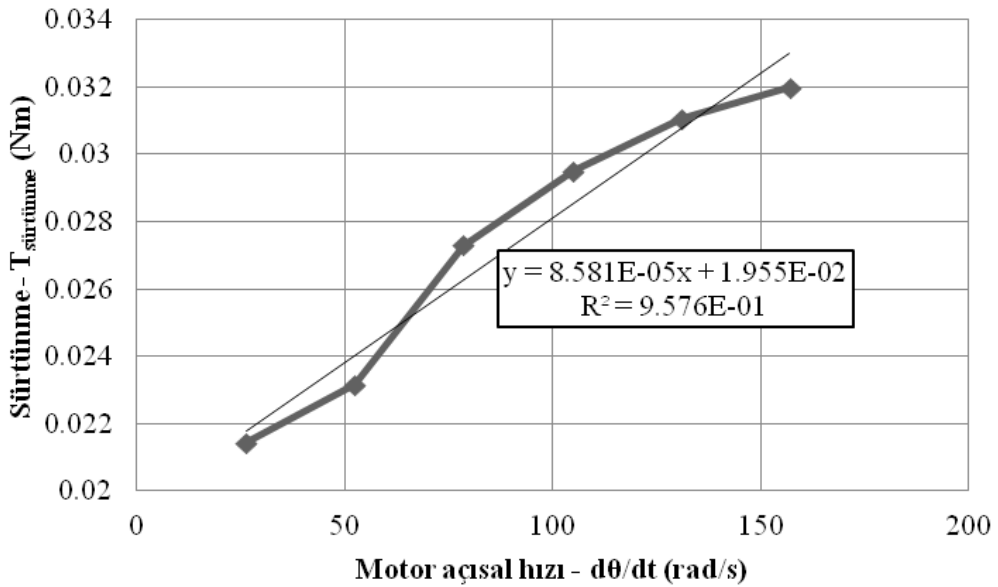
Viskoz (D) ve Coulomb (C) sürtünmelerinin elde edilebilmesi için; deney başlangıcında, vidalı mil somunu deney sırasında yük hücresinde sıkıştırma kuvveti oluşturmayacak şekilde geri çekilir. Bu sayede, somun ile yük hücresi arasındaki mesafe arttırılmış olur. Sisteme sabit gerilim girdisi uygulanarak; sistem motor çıkış miline ait açısız hız sabit olacak şekilde sürülmüştür. Motor açısız hızı ($\dot{\theta}$) sabit olduğu için motor açısız ivmesi $\ddot{\theta} = 0$ olmaktadır. Sıkıştırma kuvveti elde edilmediği

için motor yüke torku $T_{yük} = 0$ olmaktadır. Bu nedenle, motorun uyguladığı torku viskoz ve Coulomb sürtünmelerinin toplamına ($T_{sürtünme}$) eşit olmaktadır. Motor tork sabiti (K_m) bilindiği ve deney süresince eş değer motor akımı (i_m) ölçüldüğü için motorun uyguladığı tork (T_m) bir diğer deyişle viskoz ve Coulomb sürtünmelerinin toplamı ($T_{sürtünme}$) hesaplanmaktadır. Motor sürücüsü ara yüz programından maksimum motor açısız hızı değiştirilerek, farklı açısız hız kademeleri için ölçümler tekrarlanmıştır. Sürtünme – motor açısız hızı eğrisinin doğrusal eşitliğinden viskoz (D) ve Coulomb (C) sürtünme katsayıları elde edilmektedir (Şekil 2.9).

$$T_{sürtünme} = T_m - T_{yük} - J\ddot{\theta} \quad (T_{yük} = 0, \ddot{\theta} = 0) \quad (2.8)$$

$$T_{sürtünme} = D\dot{\theta} + C \quad (2.9)$$

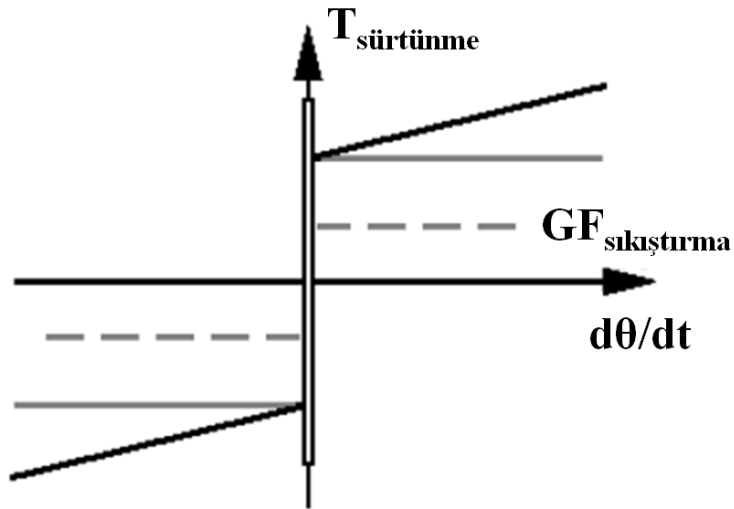
$$T_m = D\dot{\theta} + C \quad (2.10)$$



Şekil 2.9: TDD sürtünme ($T_{sürtünme}$) – motor açısız hızı ($\dot{\theta}$) eğrisi

Diğer bir doğrusal olmayan sürtünme modeli parametresi sürtünme yük bağımlılığı (G) katsayısıdır. Sürtünme yük bağımlılığı (G), Şekil 2.10'da verilen sürtünme – hız grafiği ile tasvir edilmektedir. Sürtünme yük bağımlılığı katsayısının (G) belirlenebilmesi için tekrarlı sıkıştırma kuvveti ölçümlerinin alınması gerekmektedir.

Deneysel olarak elde edilen motor akımı (i_m), sıkıştırma kuvveti ($F_{\text{sıkıştırma}}$) ve motor açıl pozisyon (θ) verileri kullanılarak, Denklem (2.1)'e göre sürtünme torku ($T_{\text{sürtünme}}$) değeri hesaplanmaktadır. Motor tork sabiti (K_m) bilindiği ve deney süresince eş değer motor akımı (i_m) ölçüldüğü için motor torku hesaplanabilmektedir. Güç aktarma mekanizması oranları (i_r , λ) bilindiği ve sıkıştırma kuvveti ($F_{\text{sıkıştırma}}$) deney süresince ölçüldüğü üzere bu veriler kullanılarak yük torku ($T_{\text{yük}} = \frac{F_{\text{sıkıştırma}} \lambda}{i_r}$) hesaplanabilmektedir. TDD'ye ait statik sürtünme (T_s), viskoz (D) ve Coulomb (C) sürtünmeleri önceki adımda elde edildiği için bilinen sürtünme parametreleri Denklem (2.2)'deki yerine yazılarak, sürtünme yük bağımlılığı katsayısı (G) hesaplanmıştır.



Şekil 2.10: Sürtünme yük bağımlılığının (G) dâhil edildiği sürtünme – hız grafiği [19]

Son olarak, girdi gerilimi ile motor akımı arasındaki elektriksel ilişkiye ait parametrelerin belirlenmesi gerekmektedir. Fırçasız DA motorlarının sürücülerinde

quadrature ve direkt akımların (i_q , i_d) denetimi için iki adet PI denetleyici bulunmaktadır. Motorun ürettiği tork rotor alanına dik manyetik alan oluşturan quadrature akım tarafından sağlanmaktadır. Direkt akım ise paralel manyetik alan oluşturduğu için tork üretmez ve sürücü tarafından $i_d=0$ olacak şekilde denetlenmektedir [19]. Motor sürücüsüne ait PI denetleyicisi Denklem (2.11), DA motorunun 1. mertebeden elektriksel bağıntısı Denklem (2.12) ile ifade edilmektedir. Buna göre, girdi gerilimi ile motor akımı arasındaki ilişki Denklem (2.13)'e göre elde edilmektedir.

$$C(s) = k_p + \frac{k_i}{s} \quad (2.11)$$

$$P(s) = \frac{b}{s + a} \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} G(s) = \frac{I_m(s)}{V(s)} &= \frac{P(s)C(s)}{1 + P(s)C(s)} = \frac{b(k_p s + k_i)}{s^2 + (a + bk_p)s + bk_i} \\ &= \frac{a_1 s + a_0}{b_2 s^2 + b_1 s + b_0} \end{aligned} \quad (2.13)$$

1V, 2V ve 3V girdi gerilimleri için toplanan deneysel akım verileri kullanılarak, Denklem (2.13)'de yer alan transfer fonksiyonundaki bilinmeyen parametreler *Matlab System Identification Toolbox* vasıtasıyla tahminletilmiştir (Tablo 2.1). Girdi gerilimi 1V için tahminletilen transfer fonksiyonu (TF) parametrelerinin tüm gerilim kademeleri için yüksek güvenilirlik sağladığı için TF-1V parametreleri sistem dinamiği analizleri için tercih edilmiştir. TDD sistem dinamiği parametreleri Tablo 2.2'de verilmektedir.

Tablo 2.1: Girdi gerilimi – motor akımı ilişkisi

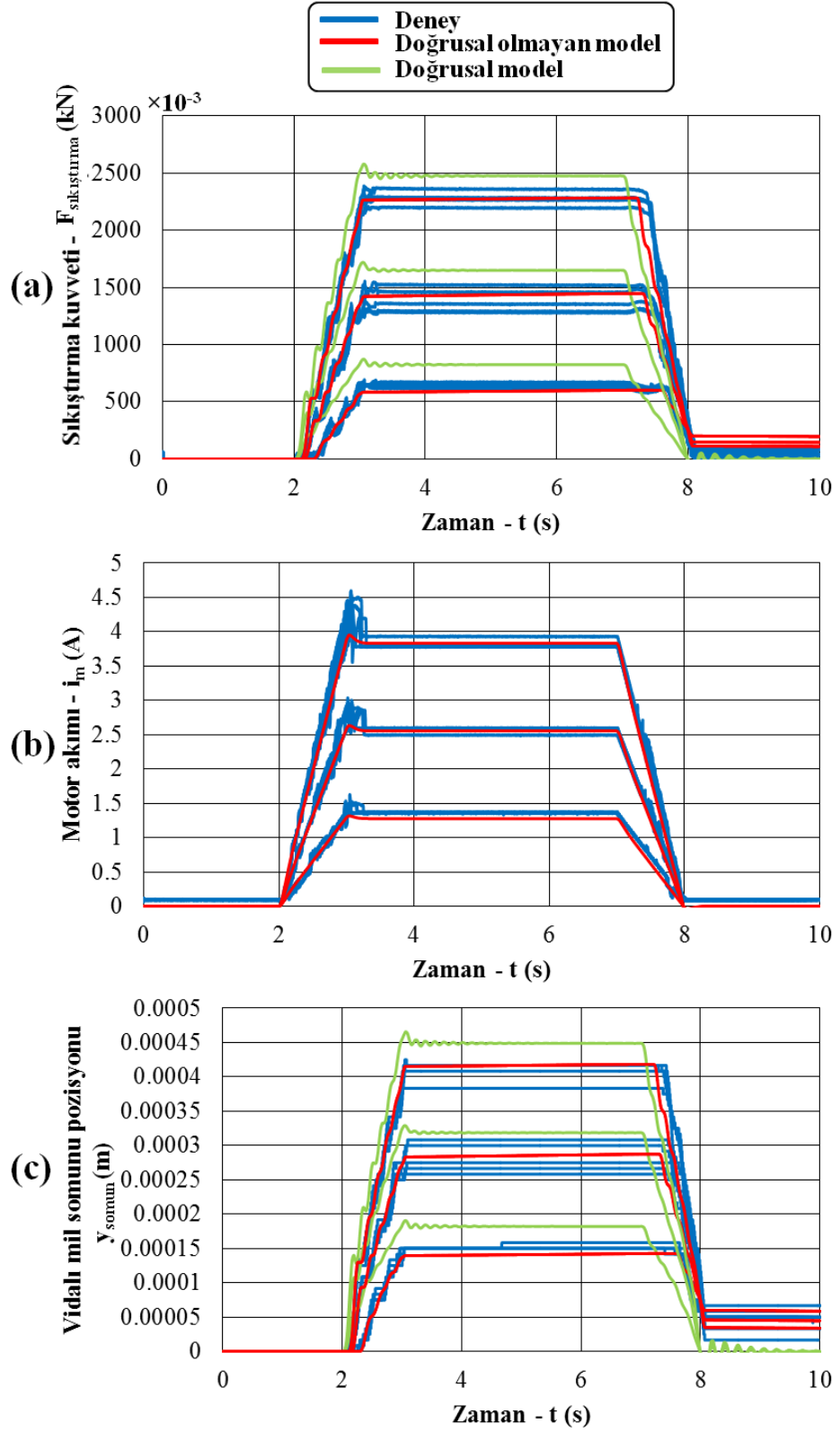
Parametre	a_1	a_0	b_2	b_1	b_0	Güvenilirlik (%)
TF-1V	52,3	486,5	1	35,46	38,7	% 95,67 (1V)
						% 94,56 (2V)
						% 95,85 (3V)
TF-2V	18,69	239,6	1	11,76	187,2	% 95,54 (1V)
						% 94,74 (2V)
						% 95,37 (3V)
TF-3V	154,2	2072	1	105,8	1627	% 95,45 (1V)
						% 94,27 (2V)
						% 96,00 (3V)

Tablo 2.2: TDD sistem parametreleri

Parametre	Değer
Eş değer atalet, J (kgm^2)	$2,4397 \times 10^{-5}$
Redüktör oranı, i_r (-)	20
Vidalı mil hatvesi, L (m)	10×10^{-3}
Motor tork sabiti, K_m (Nm/A)	0,051373
Statik sürtünme, T_s (Nm)	0,006605
Coulomb sürtünmesi, C (Nm)	0,01955362
Viskoz sürtünme, D (Nms/rad)	$8,58069 \times 10^{-5}$
Sürtünme yük bağımlılığı, G (Nm/kN)	$3,7876 \times 10^{-3}$

2.3 TDD Sistem Dinamiği Modelinin Doğrulanması

Tablo 2.1 ve Tablo 2.2’de yer alan TDD sistem parametreleri Şekil 2.3’de blok diyagramı verilen sistem dinamiği modeline tanımlanmıştır. Sırasıyla 1V, 2V ve 3V girdi gerilimleri için doğrusal ve doğrusal olmayan sürtünme modellerini içeren sistem dinamiği modelleri ile simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Benzer şekilde TDD üzerinde her bir gerilim kademesi için 5’er adet ölçüm alınmıştır. Sayısal ve deneysel sıkıştırma kuvveti ($F_{\text{sıkıştırma}}$), motor akımı (i_m) ve vidalı mil somunu pozisyonu (y_{somun}) verileri beraber çizdirilerek, doğrusal ve doğrusal olmayan sistem dinamiği modellerinin geçerliliği değerlendirilmiştir (Şekil 2.11).



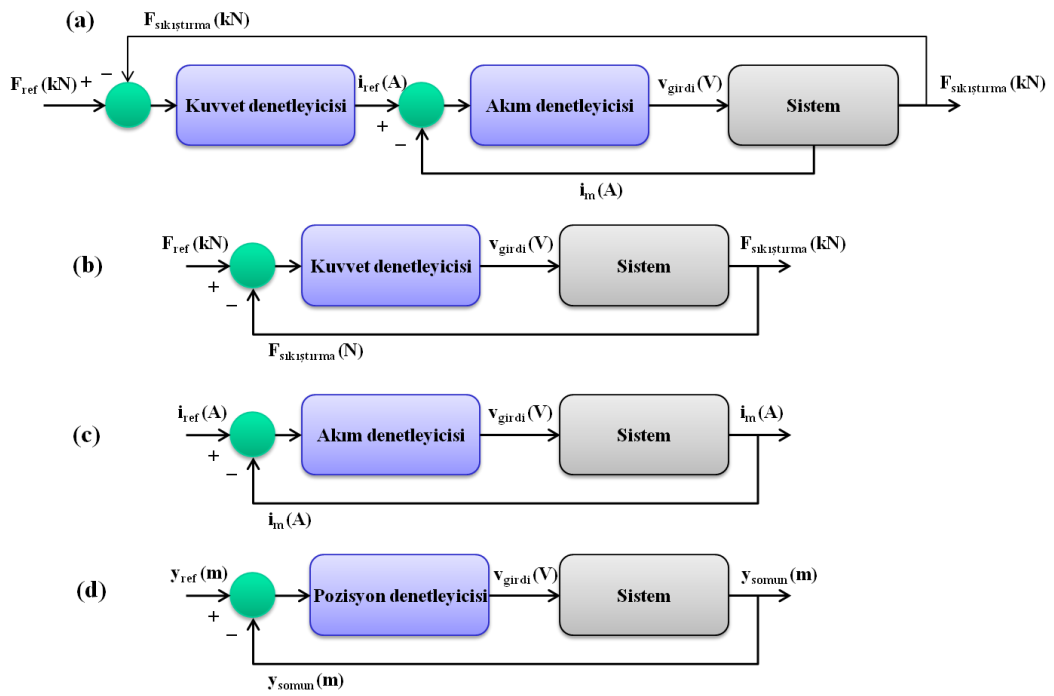
Şekil 2.11: TDD simülasyon ve deney sonuçları (doğrusal ve doğrusal olmayan model): (a) sıkıştırma kuvveti ($F_{sıkıştırma}$), (b) motor akımı (i_m), (c) vidalı mil somunu pozisyonu (y_{somun})

Doğrusal ve doğrusal olmayan sürtünmelerin bulunduğu her iki modelde de girdi gerilimi (v_{girdi}) – motor akımı (i_m) ilişkisi için aynı transfer fonksiyonu kullanılmaktadır. Bu nedenle, simülasyon sonuçlarında motor akımı sonuçları üst üste gelmektedir. Deney düzeneğinde kullanılan fırçasız DA motorunun dâhili enkoderından veri alınmadığı için eş değer motor akımının (i_m), faz akımları cinsinden (i_a , i_b , i_c) hesabında Denklem (2.5)'deki kabul yapılmıştır. Bunun bir sonucu olarak, deneysel olarak Denklem (2.5)'e göre hesaplatılan motor akımı (i_m) geçici rejim bölgesinde salınımlı olarak elde edilmektedir. Doğrusal sürtünme modelinde sadece viskoz sürtünmeler dâhil edilmektedir. Bu nedenle, her bir gerilim kademesinde erişilen sıkıştırma kuvveti ($F_{sıkıştırma}$) ve vidalı mil somunu pozisyonu (y_{somonu}) sonuçları deneysel sonuçların üzerinde kalmaktadır. Deney düzeneği direngenliği ve sistem sürtünmeleri nedeniyle sıkıştırma kuvveti ($F_{sıkıştırma}$) doğrusal bir şekilde yükselmemektedir. Benzer yükselme karakteristiği doğrusal olmayan sürtünme modeli ile gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarında da görülmektedir. Doğrusal olmayan modelden ve deneysel olarak elde edilen vidalı mil somunu pozisyonu (y_{somonu}) verileri arasındaki farklılık deney düzeneğinde kullanılan enkoderın çözünürlüğünden kaynaklanmaktadır. Tüm gerilim kademelerinde doğrusal olmayan sürtünme modeli ile gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarının deneysel sonuçlar ile uyum halinde olduğu görülmektedir. Buna göre, çalışmanın ilerleyen aşamalarında doğrusal olmayan sistem dinamiği modelinin kullanılmasına uygun görülmüştür.

2.4 TDD Denetleyici Geliştirilmesi ve Performans Değerlendirmesi

Bu bölümde, kuvvet ve akım geri besleme çevrimlerinin kaskad yapıdaki PID denetleyicisine uyarlanmasına odaklanılmıştır. PID denetleyiciler; oransal, integral ve türevsel işlevleri içeren ve endüstriyel kontrol sistemlerinde yaygın olarak kullanılan bir geri besleme denetleyicisi yöntemidir. Kaskad yapıdaki denetleyicide en dıştaki geri besleme çevriminde sıkıştırma kuvveti denetleyicisi ve içteki çevrimde motor akımı denetleyicisine yer verilmiştir (Şekil 2.12). Ayrıca, aynı

denetleyici parametreleri ile sadece kuvvet ve sadece akım geri besleme çevrimlerini (Şekil 2.12b, Şekil 2.12c) içeren PID denetleyici simülasyonları ve deneyleri gerçekleştirilerek, sistemin performansı değerlendirilmiştir. Ayrıca, fren sinyali (kuvvet referansı - F_{ref}) ortadan kaldırıldığında motor dönüş yönü değiştirerek, vidalı mil somunu frenleme öncesi pozisyonuna geri sürülmesi için PID pozisyon denetleyicisi geliştirilmiştir (Şekil 2.12d). Son olarak, fiziki sistem üzerinde kuvvet ile pozisyon denetleyicisi değişim senaryoları çalışılmıştır.



Şekil 2.12: (a) Kaskad kuvvet-akım denetleyicisi, (b) kuvvet denetleyicisi (c) akım denetleyicisi, (d) pozisyon denetleyicisi

2.4.1 TDD Denetleyici Geliştirilmesi

Elektrik ile tahrik edilen fren sistemlerinin ağır hizmet araçlarında kullanımı günümüzde yaygınlaşmadığı için bu konuda yasa koyucu tarafından elektrik tahrikli fren sistemi gereksinimleri yayınlanmamıştır. Bu nedenle elektromekanik disk fren performans hedefleri belirlenirken ağır hizmet araçlarında kullanılan havalı fren performans hedefleri (Tablo 2.3) göz önünde bulundurulmuştur [14, 43]. Buna göre, fren uygulaması sırasında sıkıştırma kuvveti için referans sıkıştırma kuvvetinin (F_{ref})

%75'ine ulaşma süresi 0,193 s olarak belirtilmektedir. Buna göre elektromekanik fren kuvvet denetleyicisi için referans kuvvetin (F_{ref}) %75'ine yükselme süresi $t_{y-k} = 0,193$ s olarak hedeflenmiştir. Kaskad yapıdaki kuvvet denetleyicisinde içteki çevrimin (akım), dıştaki çevrimden (kuvvet) daha hızlı olması gerekmektedir. Bu nedenle elektromekanik fren akım denetleyicisi için referans akım (i_{ref}) değerinin %75'ine yükselme süresi $t_{y-a} = 0,035$ s olarak belirlenmiştir. Fren uygulaması tamamlandığı andan balatanın frenleme öncesi pozisyonuna sürülmesi için gerekli sürenin 0,2 s'nin altında olması istenmektedir. Bu nedenle, elektromekanik fren pozisyon denetleyicisi için referans pozisyonun (y_{ref}) %75'ine yükselme süresi $t_{y-p} = 0,2$ s olarak hedeflenmiştir. TDD için kuvvet referansı değeri $F_{ref} = 1,5$ kN, pozisyon referansı değeri ise $y_{ref} = 0,8 \times 10^{-3}$ m olarak belirlenmiştir. Belirlenen başarımlar hedefleri doğrultusunda *Matlab Response Optimization Tool* ile uyarlanan kaskad yapıdaki PI/PID, sadece kuvvet/akım geri çevrimlerinin olduğu PI/PID denetleyici parametreleri Tablo 2.4'te özetlenmektedir.

Tablo 2.3: Ağır hizmet aracı havalı fren performansı hedefleri [14, 43]

Gereksinim	Değer
Sıkıştırma kuvveti için yükselme süresi, t_{y-k} (s)	$\leq 0,193$
Balatanın çalışma boşluğuna geri sürülme süresi, t_{y-p} (s)	$\leq 0,200$

Tablo 2.4: TDD için belirlenen PID denetleyici parametreleri

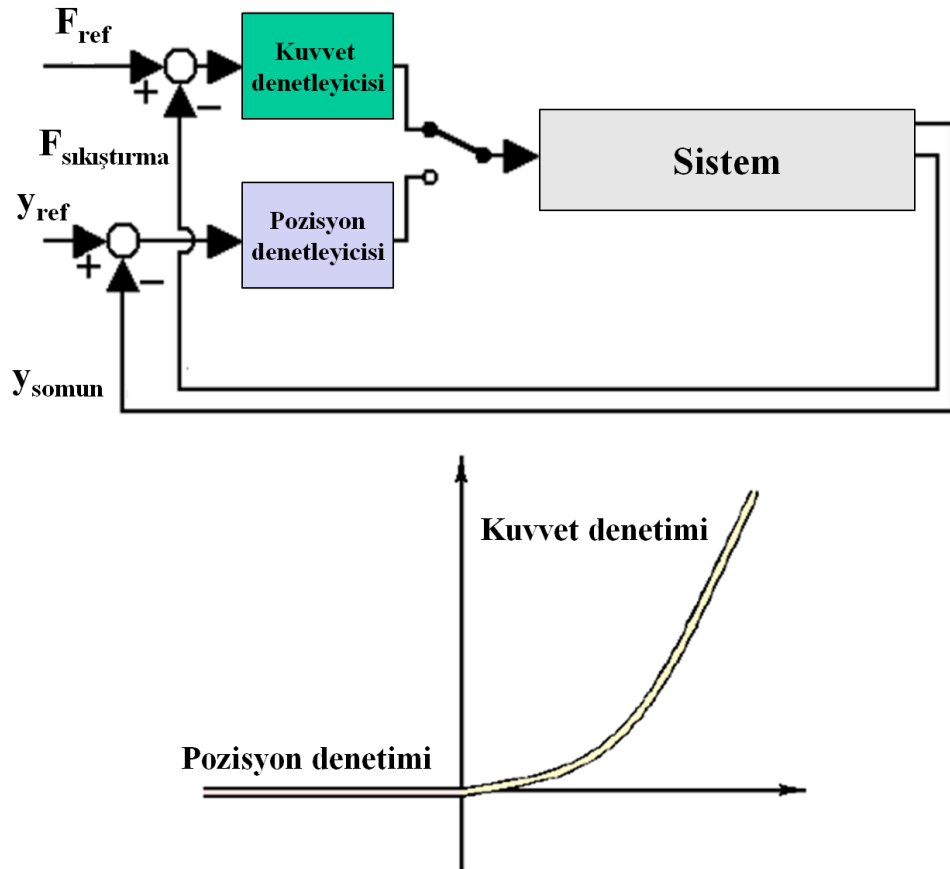
Parametre	Kuvvet denetleyicisi		Akım denetleyicisi	Pozisyon denetleyicisi
	PI	PID	PI	PID
K_p	0,10123	0,1045	0,57658	714,5456
K_i	9,0085	13,663	35,6519	5,0003
K_d	(-)	0,0399	(-)	2,8579

Tablo 2.4'te verilen TDD kuvvet denetleyicisi parametreleri kaskad yapıdaki PI/PID, sadece kuvvet/akım geri çevrimlerinin olduğu PI/PID denetleyici yapılarına

tanımlanmıştır. Simülasyonlar ve deneyler adım, rampa ve Balogh'un çalışmasındaki kuvvet referansları (T2, T3, T4, T5) ile gerçekleştirilmiştir [14].

Pozisyon denetleyicisi simülasyonları ve deneyleri belirlenen pozisyon referansı $y_{ref} = 0,8 \times 10^{-3}$ m referansı için gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlarda ve deneylerde motor tek yönde hareket edecek şekilde denetlenmiştir. Bu nedenle, pozisyon referansı aşıldıktan sonra denetleyici hatayı sıfırlamak için elektrik motoru dönüş yönünü değiştirmemektedir. Hareket vidalı mil somunu yük hücresinden uzaklaşacak şekilde olduğu için elektrik motoru yüke binmemektedir ($F_{sıkıştırma} = 0$).

Fren sinyali (kuvvet referansı - F_{ref}) ortadan kaldırıldığında motor dönüş yönü değiştirilerek, itici pistonun frenleme öncesi pozisyonuna geri sürülmesi için fiziksel denetim sisteminde kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi senaryosu uyarlanmıştır (Şekil 2.13).



Şekil 2.13: TDD kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi senaryosu [19]

2.4.2 TDD Performans Değerlendirmesi

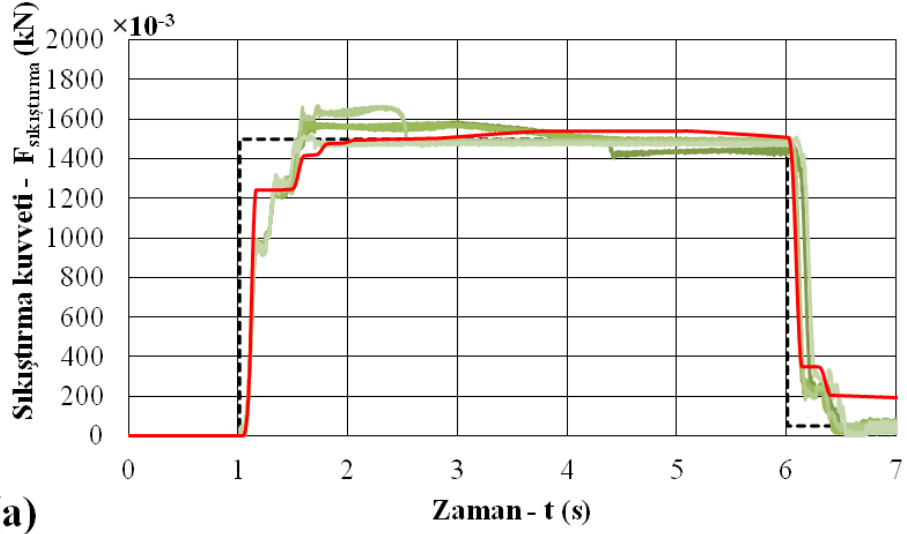
Sanal ortamda geliştirilen kuvvet denetleyici parametreleri fiziksel sisteme tanımlanarak, 5'er adet sıkıştırma kuvveti ölçümü alınmıştır. Deneysel ölçümlerden faydalanılarak kuvvet referansı $F_{ref} = 1,5$ kN değerinin %75'ine ($F_{ref\%75} = 1,125$ kN) yükselme süreleri hesaplanarak, Tablo 2.5'te karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Deneysel yükselme süreleri incelendiğinde, kaskad PI denetleyici için deneysel yükselme süresi $t_{(y-k)deney} > 0,193$ s'nin üzerinde olduğu için denetleyici performansı yeterli bulunmamıştır. Diğer denetleyicilerin yükselme süreleri ($t_{(y-k)deney}$) 0,193 s'nin altında yer almaktadır.

Adım girdi durumunda, her bir kuvvet denetleyicisi tipi için kapalı devre simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Her bir simülasyon sonucu fiziki sistem üzerinden alınan 5 adet ölçüm sonucu ile birlikte Şekil 2.14'te çizdirilmiştir. Sayısal ve deneysel sıkıştırma kuvveti ve denetleyicilerin motor sürücüsüne uyguladığı gerilim verileri karşılaştırılmıştır. Tüm denetleyici tipleri için sayısal olarak elde edilen sıkıştırma kuvveti ve denetleyici gerilimi sonuçlarının gerçek duruma çok uygun sonuç verdiği görülmektedir.

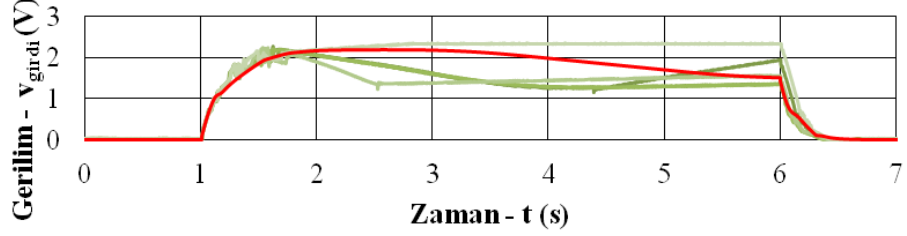
Tablo 2.5: TDD kuvvet denetleyicilerinin deneysel yükselme süreleri $t_{(y-k)deney}$ [s]

$t_{(y-k)deney}$ [s]	Kuvvet denetleyicisi			
	Kaskad PI	Kaskad PID	PI	PID
Deney-1	0,297	0,123	0,122	0,080
Deney-2	0,298	0,111	0,123	0,085
Deney-3	0,296	0,112	0,121	0,084
Deney-4	0,297	0,124	0,122	0,086
Deney-5	0,296	0,114	0,117	0,086
Deney 1-5 Ortalaması	0,297	0,117	0,121	0,084

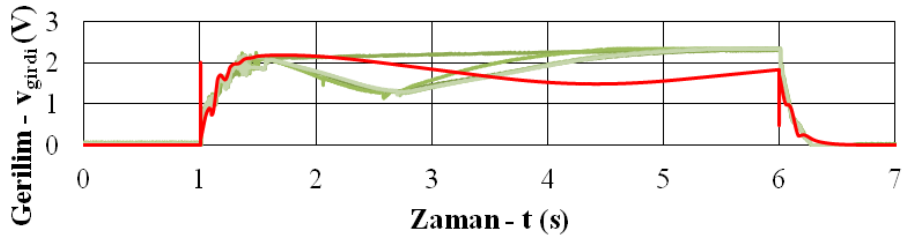
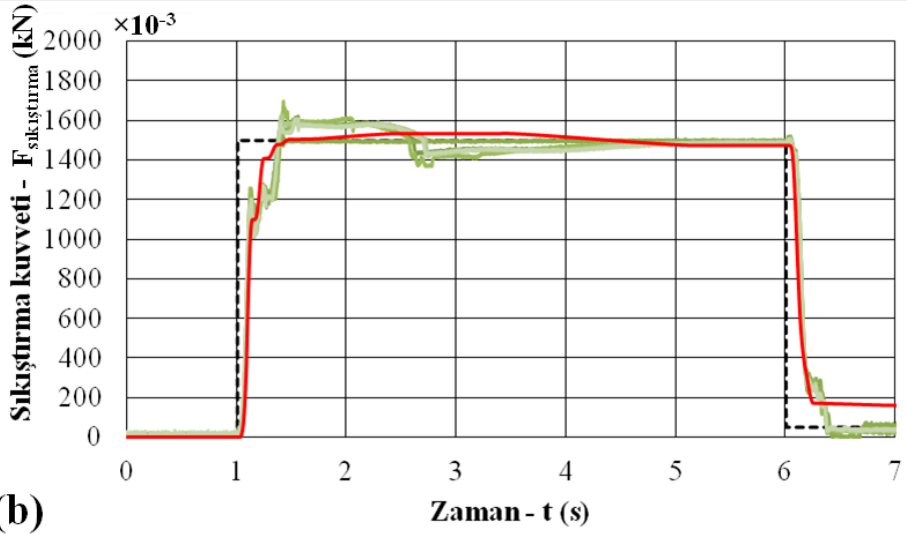
--- Kuvvet referansı - F_{ref}
— Simülasyon (doğrusal olmayan model)
 — Deneysel



(a)

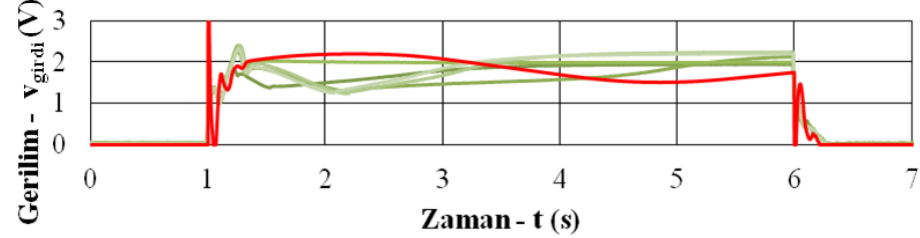
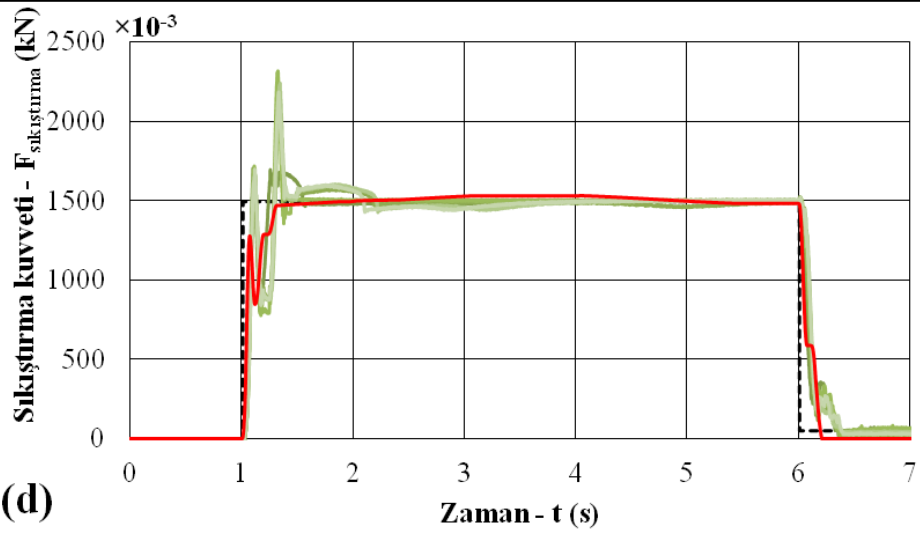
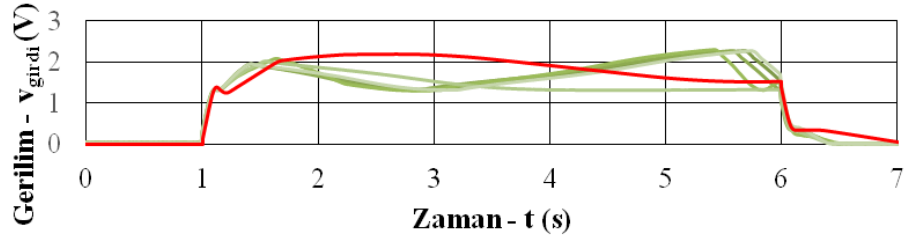
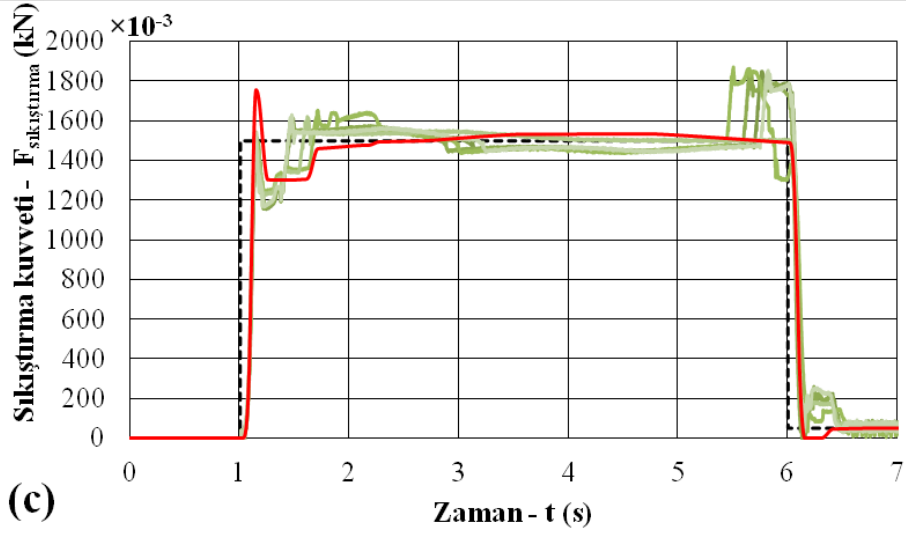


(b)



Şekil 2.14: TDD kuvvet denetleyicisi adım girdi cevabı: (a) kaskad PI, (b) kaskad PID, (c) PI, (d) PID

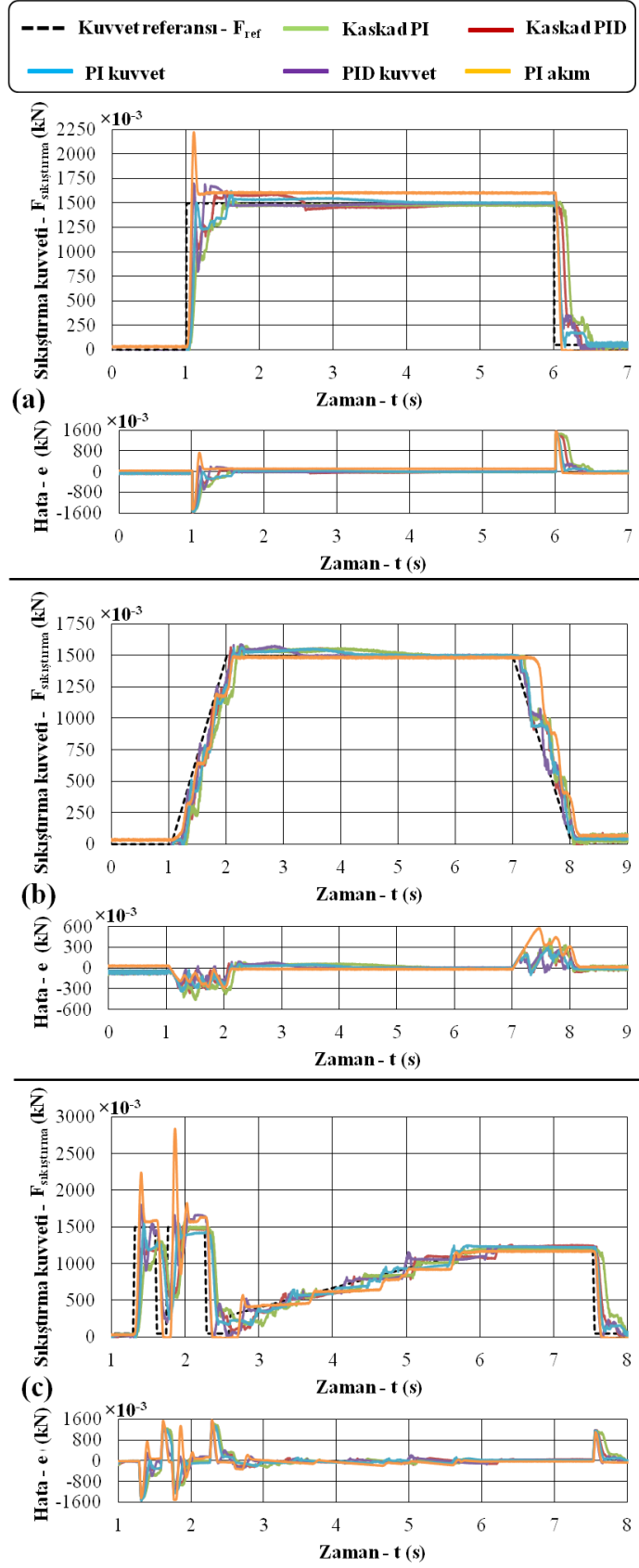
--- Kuvvet referansı - F_{ref}
— Simülasyon (doğrusal olmayan model)
 — Deneysel



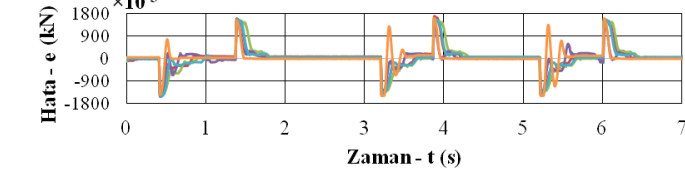
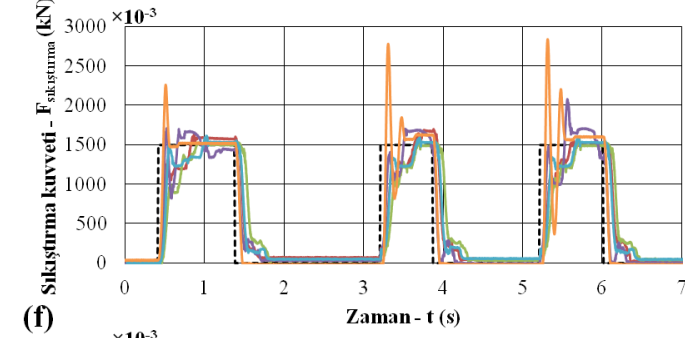
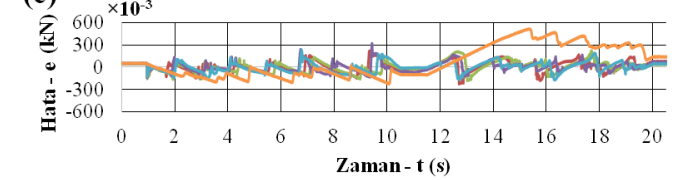
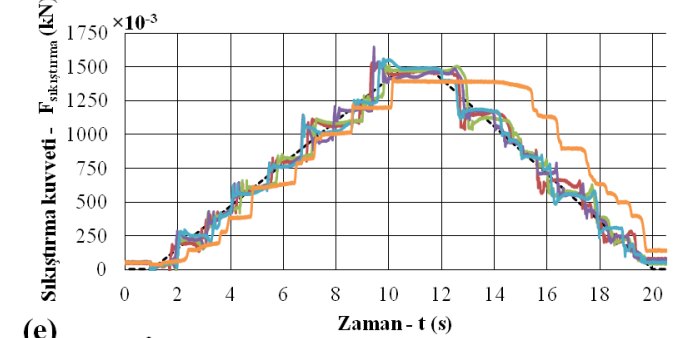
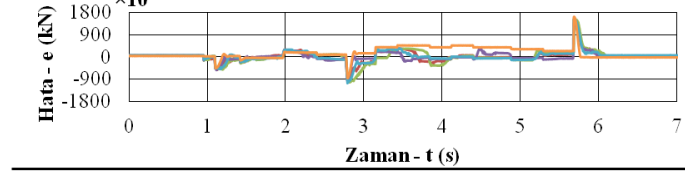
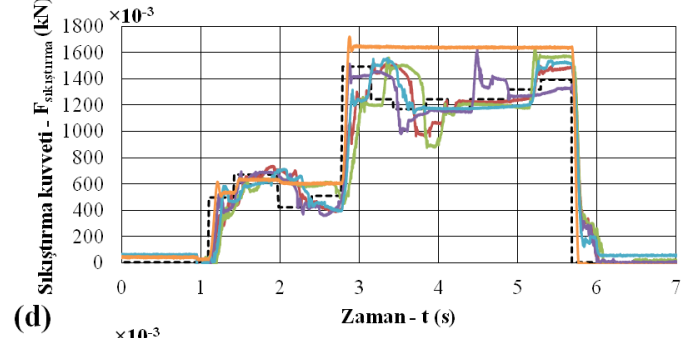
Şekil 2.14 (devamı): TDD kuvvet denetleyicisi adım girdi cevabı: (a) kaskad PI, (b) kaskad PID, (c) PI, (d) PID

Kuvvet denetleyicilerine ait performans karşılaştırması için tüm referans girdi tipleri (adım, rampa, T2, T3, T4 ve T5) için TDD üzerinden alınan denetleyici cevapları birlikte çizdirilmiştir (Şekil 2.15). Buna göre, adım girdi sonuçları incelendiğinde PI akım denetleyicisinin bulunduğu durumda en kısa yükselme ve düzenli rejime ulaşma süreleri elde edilmektedir. Ancak, diğer referans girdiler için kuvvet referansındaki küçük değişimlerde sistem istenilen akım değerine hızlı bir şekilde ulaşabilmesine karşılık, sistem sürtünmeleri nedeniyle kuvvet değerinde herhangi bir değişim görülmemektedir. Ayrıca referansın kaldırıldığı ($F_{ref} = 0$) durumda yani frenin bırakılma fazında bir histerezis söz konusudur. Bu nedenle, sadece akım denetleyicisinin yer aldığı bir kuvvet denetleyicisi yapısı uygun olmamaktadır. Kaskad olmayan yapılarda (PI ve PID kuvvet denetleyicisi) rampa girdi dışındaki tüm referans girdi durumlarında yükselme safhasında kuvvet referansının aşıldığı görülmektedir. Kaskad PI denetleyici için deneysel yükselme süresi $t_{(y-k)deney} > 0,193$ s'nin üzerinde olduğu için uygun bir denetleyici değildir. Buna göre, TDD denetleyicisi olarak en uygun yapının kaskad PID denetleyici olduğu görülmüştür.

Sanal ortamda geliştirilen pozisyon denetleyici parametreleri fiziksel sisteme tanımlanarak, 5 adet pozisyon ($y_{sorumun}$) ölçümü alınmıştır. Pozisyon denetleyicisi simülasyon sonucu, fiziki sistem üzerinden alınan ölçüm sonuçları ile birlikte çizdirilmiştir (Şekil 2.16). Tüm durumlarda sayısal olarak elde edilen pozisyon eğrilerinin gerçek duruma çok uygun sonuç verdiği görülmüştür. Deneysel ölçümlerden faydalanılarak pozisyon referansı değerinin %75'ine ($y_{ref\%75}$) yükselme süreleri (t_{y-p}) hesaplanarak, Tablo 2.6'da karşılaştırılmıştır. Pozisyon denetleyicisi için yükselme süresi $t_{(y-p)deney} < 0,2$ şartını sağladığı görülmektedir.



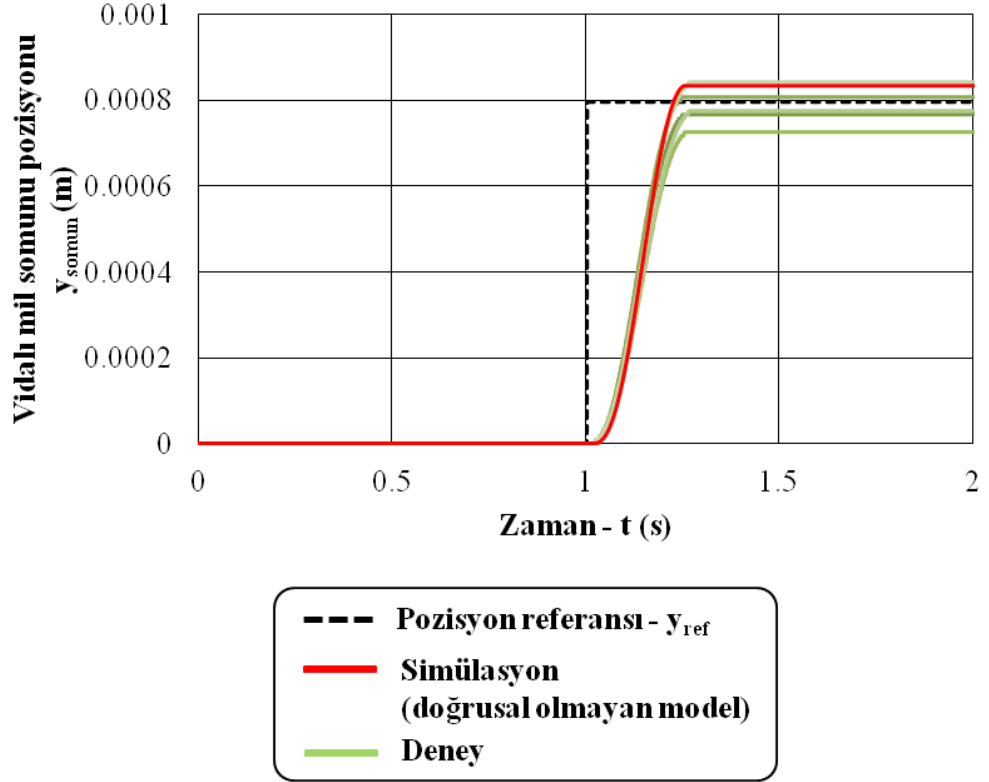
Şekil 2.15: TDD kuvvet denetleyicisi cevabı: (a) adım girdi, (b) rampa girdi, (c) T2 girdi, (d) T3 girdi, (e) T4 girdi, (f) T5 girdi



Şekil 2.15 (devamı): TDD kuvvet denetleyicisi cevabı: (a) adım girdi, (b) rampa girdi, (c) T2 girdi, (d) T3 girdi, (e) T4 girdi, (f) T5 girdi

Kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişim senaryosu için fiziki sistem üzerinde 5 adet ölçüm alınmıştır (Şekil 2.17). Ölçümlerin 0 – 1 ve 6 – 9 saniyeleri arasında kuvvet referansı olmadığı için pozisyon denetleyicisi devredeyken, kuvvet referansının bulunduğu 1 – 6 saniyeler arasında kaskad kuvvet denetleyicisi devrededir. Kuvvet denetleyicisi devrede olduğu sırada elektrik motoru vidalı mil somununu pozitif yönde sürerken, pozisyon denetleyicisinin devreye girdiği aralıkta elektrik motoru vidalı mil somununu negatif yönde sürmektedir. Pozitif yöndeki yer değiştirme miktarı deney düzeneğinin yüklenmesi sonucu TDD'nin elastik şekil değiştirme miktarını belirtirken, negatif yönde yer değiştirme miktarı yük hücresi ve vidalı mil somunu arasında açılan boşluğu ifade etmektedir. Tekrarlı olarak gerçekleştirilen fiziksel ölçümlerle kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi senaryosunun fonksiyonel olarak gerçekleştiği görülmektedir.

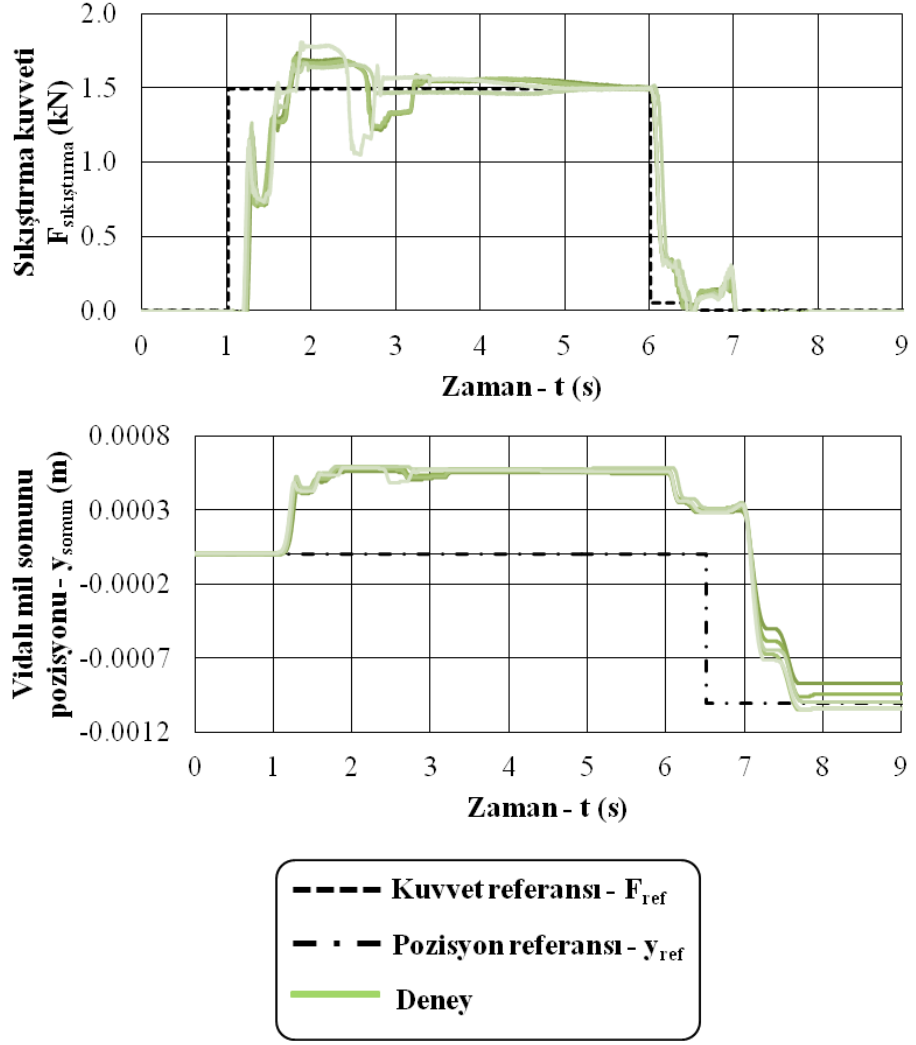
Bu bölümde yapılan detaylı analizler sonucunda; kuvvet ve pozisyon denetleyicileri ile gerçekleştirilen simülasyon ve ölçüm sonuçlarının oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Kaskad PID kuvvet denetleyicisinin en iyi başarımı sağladığı görülmüştür. Bu bölümde önerilen doğrulanan modelleme ve denetleyici geliştirme sistematiği; Bölüm 5 kapsamında gerçekleştirilen tek pistonlu EMF denetleyici geliştirme çalışmaları için yol gösterici olmuştur.



Şekil 2.16: TDD pozisyon denetleyicisi adım girdi cevabı

Tablo 2.6: TDD pozisyon denetleyicisi deneysel yükselme süreleri $t_{(y-p)deney}$ [s]

$t_{(y-p)deney}$ [s]	PID pozisyon denetleyicisi
Deney-1	0,183
Deney-2	0,171
Deney-3	0,197
Deney-4	0,194
Deney-5	0,178
Deney 1-5 Ortalaması	0,184



Şekil 2.17: TDD kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi ölçümleri

Bölüm 3

Bilgisayar Destekli EMF Tasarımı

Tez kapsamında, 17,5” jant ölçüsüne uygun ve hali hazırda kullanılmakta olan 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren gereksinimlerini karşılayacak elektromekanik disk fren mekanizması tasarımı amaçlanmaktadır (Tablo 3.1). 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk frenler için ihtiyaç duyulan frenleme torkunun ($T_{\text{tasarım}}=10,5 \times 10^3$ Nm); mevcut fren diski ve balata çiftine ait sürtünme katsayısı ($\mu_{d-b}=0,34$) ve mevcut ortalama sürtünme yarıçapı ($R_o=0,127$ m) ile elde edilebilmesi için 120,0 kN büyüğündeki tasarım sıkıştırma kuvvetine ihtiyaç duyulmaktadır. Fren diski – balata için çalışma boşluğunun $0,6 - 1,2 \times 10^{-3}$ m arasında yer alması istenmektedir. Fren mekanizmasının toplam balata aşınma miktarı $34,0 \times 10^{-3}$ m kompanze edecek şekilde otomatik boşluk ayarı fonksiyonunu yerine getirmesi beklenmektedir. Balata aşınma durumundan bağımsız olarak, fren mekanizmasının her bir fren uygulamasında balatayı $2,8 \times 10^{-3}$ m kadar ileri sürebilmesi beklenmektedir. Ayrıca, SAEJ992’e göre, fren uygulaması sırasında sıkıştırma kuvveti için tasarım sıkıştırma kuvvetinin ($F_{\text{tasarım}}$) %75’ine ulaşma süresi 0,193 s olarak belirtilmektedir. Fren uygulaması tamamlandığı andan balatanın frenleme öncesi pozisyonuna sürülmesi için gerekli sürenin 0,2 s’nin altında olması istenmektedir [14, 43].

Literatürdeki ağır hizmet aracı elektromekanik disk fren konseptlerinde [14, 34, 35, 37], kullanılan kama mekanizmaları sayesinde kendi kendini güçlendirme etkisi ile sıkıştırma kuvvetinin mekanik olarak yükseltildiği görülmektedir. Mekanik kuvvet kazancı ile beraber kama mekanizması sayesinde fren uygulaması sırasında fren mekanizmasını süren elektrik motorunun ihtiyacı olan enerji miktarı da azaltılmaktadır. Kama mekanizmasının avantajları göz önünde bulundurularak, bu çalışmada özgün bir kama mekanizmasının yer aldığı çift pistonlu elektromekanik disk fren konsepti önerilmiştir (2021/016621). Çift pistonlu EMF mekanizmasının

deneylerinin bir fikstür üzerinde yapılacağı göz önünde bulundurularak, deney fikstürü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çift pistonlu EMF mekanizmasının ve deney fikstürünün sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilerek, sıkıştırma kuvveti, parçalar üzerindeki deformasyon ve gerilme dağılımları elde edilmiştir.

Ayrıca, hali hazırdaki 17,5” jant ölçüsüne uygun tek pistonlu havalı disk fren kaliperi göz önünde bulundurularak, mevcut kaliper yuvası içerisine paketlenebilecek tek pistonlu elektromekanik disk fren tahrik mekanizması tasarımı önerilmiştir (2021/015525). Tek pistonlu EMF tahrik mekanizmasının teorik hesaplamaları ile istenilen sıkıştırma kuvveti için gerekli motor torku ve motor açılma hızı gibi parametreler belirlenmiştir. Tek pistonlu mekanizmasının ve kaliper yuvasının sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilerek, parçalar üzerindeki deformasyon ve gerilme dağılımları elde edilmiştir.

Tablo 3.1: 17.5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren gereksinimleri

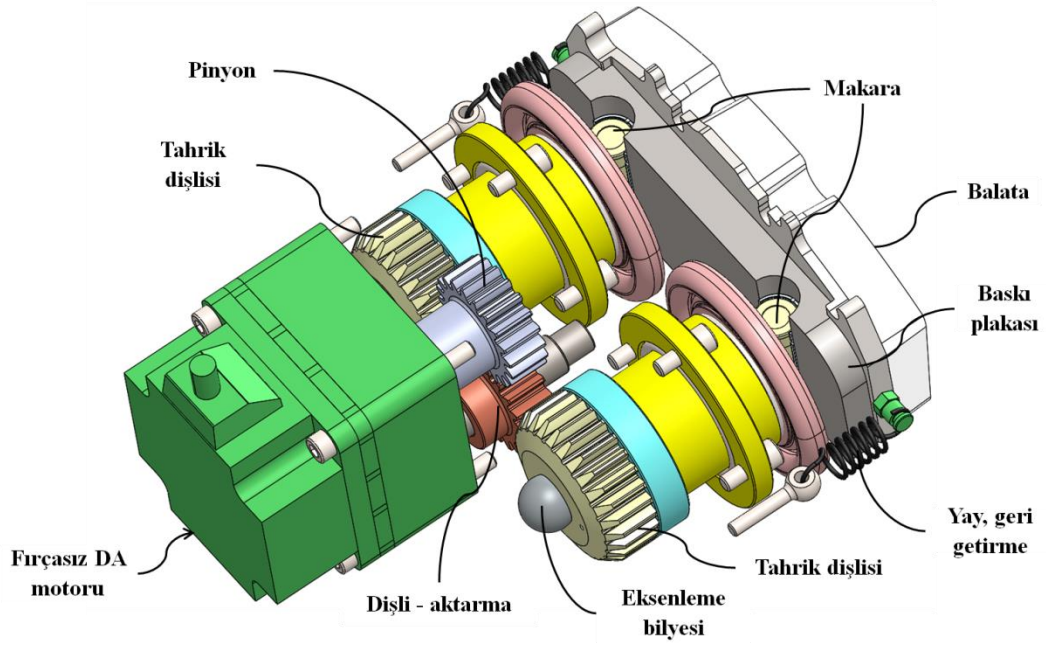
Gereksinim	Değer
Tasarım sıkıştırma kuvveti, $F_{\text{tasarım}}$ (kN)	120,0
Balata – disk arasındaki çalışma boşluğu (m)	$0,6 - 1,2 \times 10^{-3}$
Maksimum balata yer değiştirmesi (m)	$2,8 \times 10^{-3}$
Toplam balata aşınma miktarı (m)	$34,0 \times 10^{-3}$
Sıkıştırma kuvveti için yükselme süresi, t_{y-k} (s)	$\leq 0,193$ [14, 43]
Balatanın çalışma boşluğuna geri sürülme süresi, t_{y-p} (s)	$\leq 0,200$ [14, 43]

3.1 Çift Pistonlu EMF Tasarımı

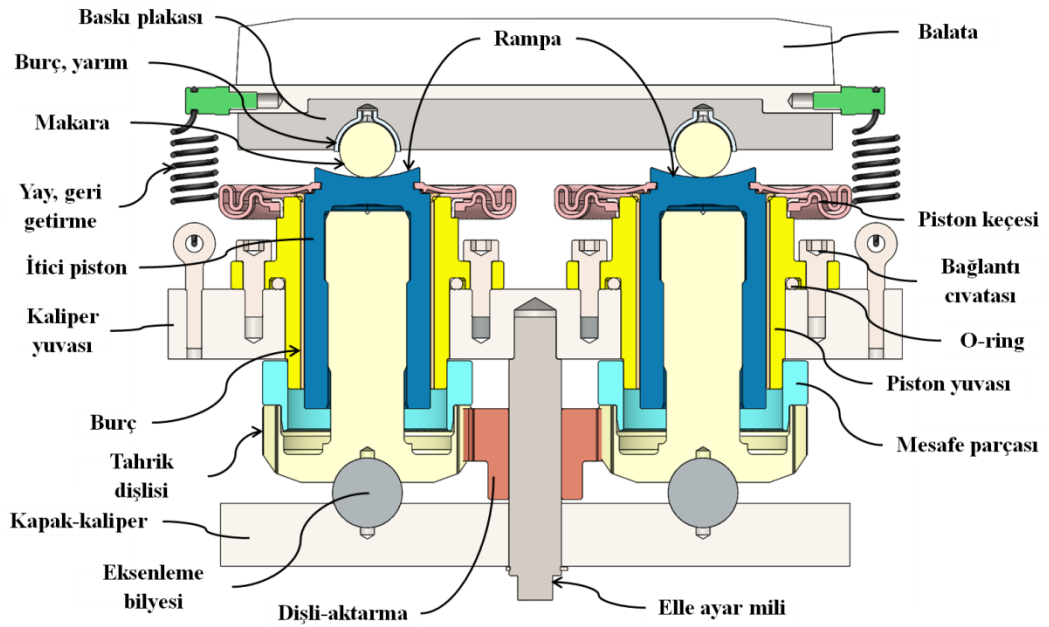
Bu bölümde, önerilen çift pistonlu elektromekanik disk fren konseptine, çift pistonlu EMF mekanizmasının ve deney düzeneğinin tasarımına ve bu tasarım üzerinde gerçekleştirilen teorik hesaplamalar, kuvvet ve gerilme analizlerine ilişkin detaylar verilmektedir.

3.1.1 Çift Pistonlu EMF Konsepti

Bu çalışma kapsamında önerilen, özgün bir kama mekanizmasının yer aldığı çift pistonlu elektromekanik disk fren konsepti Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de verilmektedir. Elektrik motoru çıkışındaki pinyon ile aktarma dişlisi ve aktarma dişlisi ile tahrik dişlileri tahrik edilmektedir. Tahrik dişlisi eksenindeki tork, tahrik dişlileri ve itici pistonlar arasındaki vida dişlerinin hatvesi ile orantılı olarak piston kuvvetine çevrilmektedir. Tahrik dişlilerinin açılma yer değişimi ile itici pistonlar ileri/geri yönde sürülmektedir. İtici pistonlar ve pistonların yatakladığı piston burçları ve piston yuvaları üç loblu bir profile sahiptir. Üç loblu profil sayesinde itici pistonlar, piston burçları ile kılavuzlanmaktadır. Makaralar pistonlar üzerine belirli bir yarıçaptaki piston rampaları üzerinde yuvarlanmaktadır. Makaralar baskı plakası üzerindeki yarım burçlar ile yataklanmaktadır. Eksenel sıkıştırma kuvvetinin kaliper yuvasına aktarılması eksenleme bilyeleri ile sağlanmaktadır. İtici pistonlardan gelen yanal yükler piston burçları ve piston yuvası üzerinden kaliper yuvasına aktarılmaktadır. Piston yuvaları sayesinde piston burçları kaliper yuvasına montajı bağlantı civataları ile birbirinden bağımsız olarak yapılabilmekte ve bu sayede montaj kolaylığı sağlanmaktadır. Kaliper yuvası – piston yuvası bağlantı bölgesinin sızdırmazlığı için piston yuvası ile kaliper yuvası arasında o-ring bulunmaktadır. İtici piston – piston yuvası arasındaki sızdırmazlık için piston keçesi bulunmaktadır. Geri getirme yayları balata sırt sacı ile kaliper yuvasına ön gerilmeli olarak bağlandığı için, fren uygulanmadığında fren diski ile iç balatanın teması ile meydana gelen kalıntı fren torku ortadan kaldırılmaktadır. Bu sayede kalıntı fren torku kaynaklı balata emisyonları azaltılabilmektedir. Frene bakım yapılması veya balata değişiminde itici pistonların kaliper yuvasına doğru çekilmesi ve yeni konumlandırılacak balatalar için yer açılması gereklidir. Yeni konumlandırılacak balatalar için gerekli boşluğun ayarlanabilmesi için bir elle ayar mili bulunmaktadır. Elle ayar mili, aktarma dişlisi ile bütünleşik yapıda tasarlandığı için elektrik motoru çalıştırılmadığı durumda da elle boşluk ayarı bu mekanizma yardımı ile yapılabilmektedir.



Şekil 3.1: Çift pistonlu EMF konsepti – perspektif görünüşü (2021/016621)



Şekil 3.2: Çift pistonlu EMF konsepti – kesit görünüşü (2021/016621)

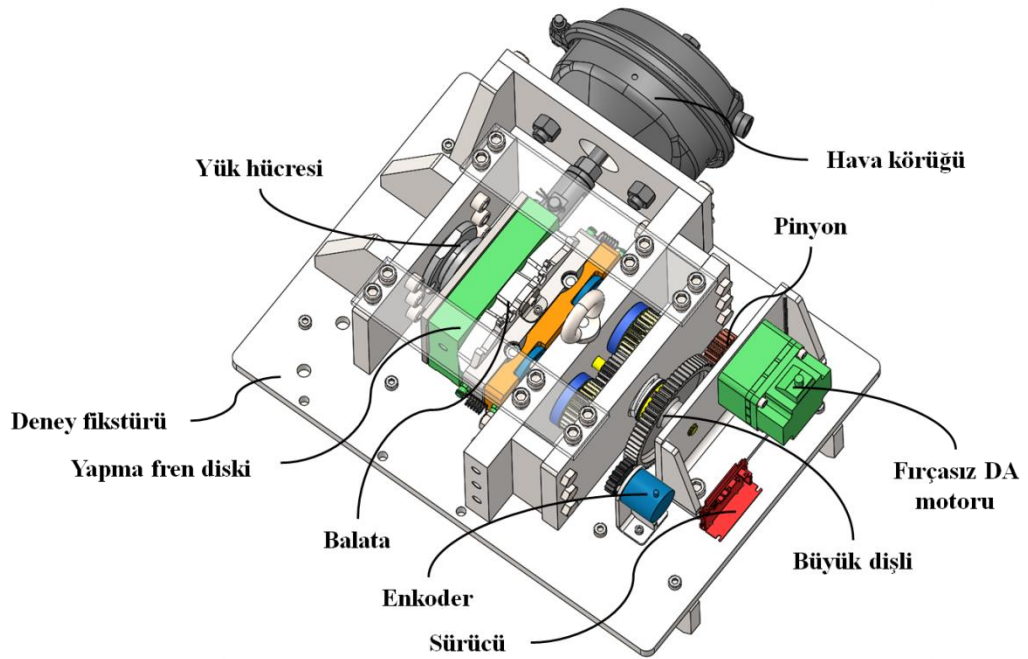
3.1.2 Çift Pistonlu EMF Mekanizması ve Deneysel Fikstürü Tasarımı

Çift pistonlu EMF konseptine ait deneylerin kaliper yuvası ve taşıyıcı gibi döküm parçaların yatırımı yapılmadan gerçekleştirilebilmesi için bir deney fikstürü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.3 ve Şekil 3.4’de tasarımı gerçekleştirilen çift pistonlu EMF mekanizmasının deney fikstürü üzerindeki yerleşimi görülmektedir. Elektrik motorunun ürettiği tork pinyon ve büyük dişli arasındaki çevrim oranı ile yükseltilmektedir. Yükseltilecek tork, aktarma mili üzerinden orta dişliye iletilmektedir. Aktarma mili ve orta dişli arasında lamelli emniyet kavraması bulunmaktadır. Ani tork yükselmesi, herhangi bir sıkışma veya arıza durumunda lamelli emniyet kavraması ile elektrik motoru ve mekanizma parçalarının zarar görmesi engellenmektedir. Lamelli emniyet kavramasının torku, maksimum sıkıştırma kuvvetini üretmesine izin verecek mertebededir. Orta dişli eksenindeki tork, orta dişli ve tahrik dişlisi arasındaki çevrim oranı ile yükseltilerek; tahrik dişlisi ile piston arasındaki metrik vida dişleri ile aksel sıkıştırma kuvvetine çevrilmektedir. Pistonlar rampaların bulunduğu bloğa şekil kapalı bağlı olup, sıkıştırma kuvveti blok üzerinden sırasıyla makaralara, baskı plakasına ve balataya iletilmektedir. Makaralar baskı plakası üzerinde bulunan yarım burçlar ve blok üzerinde yer alan rampalar üzerinde yuvarlanabilmektedir. Balata ve baskı plakası fren diskinin dönüş yönü ile aynı yönde hareket ederek, makaraların blok üzerindeki rampalar üzerinde ilerlemesini sağlamaktadır. Makaralar ile blok üzerindeki rampaların (kama mekanizması) temas noktasındaki açı ile orantılı olarak aksel sıkıştırma kuvveti yükseltilmektedir (kendi kendini güçlendirme etkisi). Blok üzerinde makaraların yuvarlandığı rampa yüzeyleri dairesel bir forma sahiptir. Makaralar dairesel rampalar üzerinde ilerledikçe makara-rampa temas noktasındaki rampa açısı artmaktadır. Bu nedenle, sabit rampa açısına sahip tasarımlara göre daha yumuşak bir kuvvet geçişi söz konusudur.

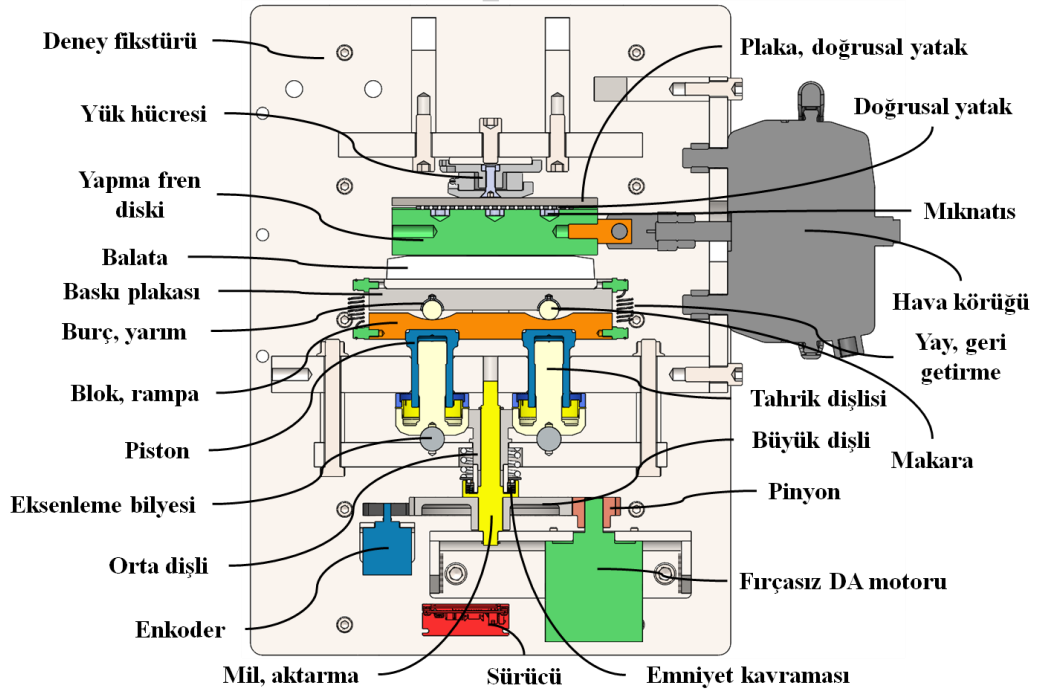
Baskı plakası, makaralar ve rampaların bulunduğu bloğun birbirinden ayrılmaması için baskı plakası ve blok ön gerilme verilmiş geri getirme yayları ile bağlanmaktadır. Aksel sıkıştırma kuvvetinin deney fikstürüne aktarılması ve tahrik dişlilerinin tek bir eksende dönmesi akselleme bilyeleri ile sağlanmaktadır.

Kama mekanizmasının kendi kendini güçlendirme etkisi ile sıkıştırma kuvvetini yükseltebilmesi için frenleme sırasında yapma fren diskinin balata üzerinde kayma hareketi yapması gereklidir. Bu amaca yönelik, deney fikstürüne yapma fren diskini disk dönüş yönünde hareketini sağlayacak bir fren körüğü eklenmiştir. Sıkıştırma kuvvetinin ölçülebilmesi için fikstür ile doğrusal yatak plakası arasında yük hücresi yerleştirilmiştir. Yük hücresinin tanjant (sıkıştırma kuvvetine dik) doğrultudaki kuvvetlere maruz kalmaması için yapma fren diski rulman plakası arasında doğrusal rulman eklenmiştir. Bu sayede yapma fren diski rulman plakası üzerinde kayarak, yük hücresine tanjant doğrultuda kuvvet etkisi ortadan kaldırılacaktır. Balata ile yapma fren diski arasında boşluk bulunduğu anda doğrusal rulman ile yapma fren diski ve rulman plakasının birbirinden ayrılmaması için yapma fren diski üç adet mıknatıs tespit edilmiştir.

Fren diskinin veya balataların aşınması nedeniyle çalışma boşluğunun belli bir değerde tutulması gerekmektedir. Bu değer sabit tutulması için otomatik ayar işleminin gerçekleştirilmesi zorunlu olmaktadır. Bunun için elektromekanik fren denetleyicisi, bahsedilen itici pistonları aşınma miktarı kadar ileri sürmektedir. Böylece çalışma boşluğunun belirlenen değerde tutulması sağlanmaktadır.



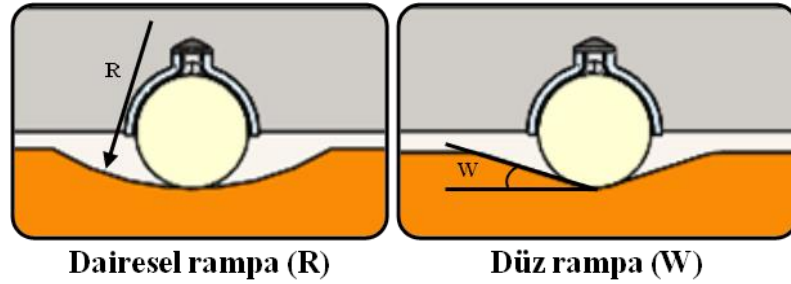
Şekil 3.3: Çift pistonlu EMF mekanizması ve deney fikstürü – perspektif görünüşü



Şekil 3.4: Çift pistonlu EMF mekanizması ve deney fikstürü – kesit görünüşü

3.1.3 Çift Pistonlu EMF Mekanizması Kuvvet Analizleri

17,5” jant ölçüsüne uygun frenler için gerekli sıkıştırma kuvveti gereksinimine uygun çift pistonlu EMF rampa yarıçapının belirlenebilmesi; önerilen rampa profilinin mevcut kamalı EMF konseptlerine göre avantajlarının raporlanması için sadeleştirilmiş sonlu elemanlar modeli ile kuvvet analizleri gerçekleştirilmiştir. Kuvvet analizlerinde, önerilen dairesel rampa profili ve mevcut kamalı EMF konseptlerinde yer alan düz rampa profili göz önünde bulundurulmuştur (Şekil 3.5).



Şekil 3.5: Dairesel ve düz rampa profilleri

Kuvvet analizleri öncesinde, sınır koşulu olarak itici pistonların yer aldığı bloğa uygulayabileceği maksimum kuvvet değeri $F_p = 30,0$ kN olarak kabul edilmiştir.

Güç aktarma vidaları için geçerli bağıntılardan faydalanılarak, Denklem (3.1)'de itici piston kuvvetinin elde edilmesi için gerekli tahrik dişlisi eksenindeki girdi torku ifadesi (T_{tahrik}) elde edilmiştir [44]. Mekanizma kayıpları olarak; tahrik dişlileri ile eksenleme bilyeleri arasındaki sürtünmeler (μ_y) ve tahrik dişlileri ile pistonlar arasındaki vida dişlerinin sürtünmeleri (μ') göz önünde bulundurulmuştur.

$$T_{\text{tahrik}} = F_p \left[\frac{d_o}{2} \frac{(\mu' \pi d_o + L)}{(\pi d_o - \mu' L)} + \mu_y \frac{d_{o-y}}{2} \right] \times 10^3 \quad (3.1)$$

burada, L vida hatvesini, d_o ortalama vida çapını, μ' üçgen vida için sürtünme katsayısını, μ_y eksenleme bilyesi ile tahrik dişlisi arasındaki sürtünme katsayısını, d_{o-y} eksenleme bilyesi ile tahrik dişlisi temas bölgesindeki ortalama çapı ve F_p itici piston kuvvetini ifade etmektedir. Üçgen vida için sürtünme katsayısı μ' Denklem (3.2)'ye göre elde edilir.

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (3.2)$$

burada, μ vida dişleri arasındaki sürtünme katsayısı ve α vida tepe açısını belirtmektedir.

Tahrik dişlisi torku (T_{tahrik}) ile motor torku (T_m) arasındaki ilişki Denklem (3.3)'de verilmektedir.

$$T_{\text{tahrik}} = T_m i_r \quad (3.3)$$

burada, i_r toplam güç aktarma oranı olup, Denklem (3.4)'e göre elde edilir.

$$i_r = \frac{i_{\text{motor}} Z_{\text{büyük}} Z_{\text{tahrik}}}{Z_p Z_{\text{orta}}} \quad (3.4)$$

burada, i_{motor} motorun redüktör oranını, z_p pinyon diş sayısını, $z_{\text{büyük}}$ büyük dişli diş sayısını, z_{orta} orta dişli diş sayısını, z_{tahrik} tahrik dişlisi diş sayısını ifade etmektedir.

Denklem (3-1) ve (3.3) tekrar düzenlendiğinde, piston kuvvetinin elde edilmesi için gerekli motor torku ifadesi Denklem (3.5)'e göre verilmektedir.

$$T_m = \frac{F_p}{i_r} \left[\frac{d_o}{2} \frac{(\mu' \pi d_o + L)}{(\pi d_o - \mu' L)} + \mu_y \frac{d_{o-y}}{2} \right] \times 10^3 \quad (3.5)$$

Motor açısal hızı (ω_m) ile piston çizgisel hızı (V_p) arasındaki ilişki Denklem (3.6)'da verilmektedir.

$$V_p = \frac{\omega_m \lambda}{i_r} \quad (3.6)$$

Piston ilerleme doğrultusunda fren mekanizmasının yataklandığı sistemin toplam elastik şekil değiştirme miktarı; sıkıştırma kuvveti altında piston ilerleme miktarını (x_{p-d}) belirlemektedir. 17,5" jant ölçüsüne uygun havalı disk frenlerde, tasarım sıkıştırma kuvveti $F_{\text{tasarım}} = 120,0$ kN altında kaliper yuvasına ait toplam elastik şekil değiştirme miktarı $x_{p-d} = 0,95 \times 10^{-3}$ m olarak elde edilmektedir. Sistemin elastik şekilde değiştirme miktarının EMF güç aktarma mekanizması tarafından kapatılma süresi yükselme süresi olarak değerlendirilmiştir. Başlangıç anından itibaren motorun açısal hızının en üst değerine ulaştığı kabulüyle; sıkıştırma kuvveti için yükselme süresi Denklem (3.7)'ye göre elde edilmektedir. Balatanın nominal çalışma boşluğuna geri sürülmesi için yükselme süresi hedefi ($t_{y-p} \leq 0,200$), sıkıştırma kuvveti için beklenen yükselme süresi hedefinden ($t_{y-k} \leq 0,193$) büyük olduğu ve nominal çalışma boşluğunun sistemin elastik şekilde değiştirmesinden düşük olduğu için; sıkıştırma süresinin için belirlenen gereksinimin karşılanması yeterli olmaktadır.

$$t_{y-k} = \frac{x_{p-d}}{V_p} * 0,75 \quad (3.7)$$

Denklem (3.6) ve (3.7) tekrar düzenlendiğinde, sıkıştırma kuvveti yükselme süresi hedefinin sağlanabilmesi için gerekli motor hızı ifadesi Denklem (3.8) olarak elde edilmektedir.

$$\omega_m = \frac{x_{p-d} \dot{i}_r}{\lambda t_{y-k}} * 0,75 \quad (3.8)$$

Tablo 3.2’de çift pistonlu EMF güç aktarma mekanizmasına ait sistem parametreleri verilmektedir. Tahrik dişlisi ve piston arasındaki metrik vida dişlerinin sürtünme katsayısı (μ) için metal üzerinde metal (gresli) durumu göz önünde bulundurulmuştur [45]. Eksenleme bilyesinin temas halinde olduğu tahrik dişlisi arasındaki sürtünme katsayısı (μ_y) için aksenal bilyeli rulmanlar için geçerli sürtünme katsayısı referans alınmıştır [46]. Buna göre, istenilen piston kuvveti $F_p = 30,0$ kN ve sıkıştırma kuvveti yükselme süresi hedefinin ($t_{y-k} \leq 0,193$ s) sağlanabilmesi için motor torkunun $T_m \geq 1,127$ Nm ve motor açısal hızının $\omega_m \geq 234,6$ rad/s şartlarını sağlaması gereklidir. Raf ürünü bir redüktörlü fırçasız DA motoru (Oriental BLV620K□□ - 200 W [47]) ile ihtiyaç duyulan motor torku ve motor açısal hızı ihtiyacı sağlanabilmektedir.

Tablo 3.2: Çift pistonlu EMF güç aktarma mekanizması sistem parametreleri

Parametre	Değer
Sürtünme katsayısı, μ (-)	0,08 [45]
Hatve, L (m)	$4,5 \times 10^{-3}$
Ortalama çap, d_o (m)	$21,08 \times 10^{-3}$
Tepe açısı, α (°)	60
Sürtünme katsayısı, μ_y (-)	0,0015 [46]
Ortalama çap, d_{o-y} (m)	$19,08 \times 10^{-3}$
Pinyon diş sayısı, z_p (adet)	20
Motorun redüktör oranı, i_{motor} (-)	10
Büyük dişli diş sayısı, $z_{büyük}$ (adet)	65
Orta dişli diş sayısı, z_{orta} (adet)	20
Tahrik dişlisi diş sayısı, z_{tahrik} (adet)	28

3.1.3.1 Sadeleştirilmiş Kuvvet Analizleri

EMF mekanizmasının kuvvet analizleri için, parçanın montaj ve hizmet koşulları göz önünde bulundurularak 3 boyutlu katı model ANSYS Mechanical 19.2 yazılımına aktarılmıştır. Piston cıvataları, baskı plakası braketleri ve cıvataları sadeleştirilmiş modele dâhil edilmemiştir. Balata dışındaki tüm parçalar için doğrusal yapısal çelik malzeme modeli tercih edilmiştir. Yapısal çelik ve balata malzemesi için elastisite modülü (E) ve poisson oranı (ν) değerleri Tablo 3.3’de verilmektedir.

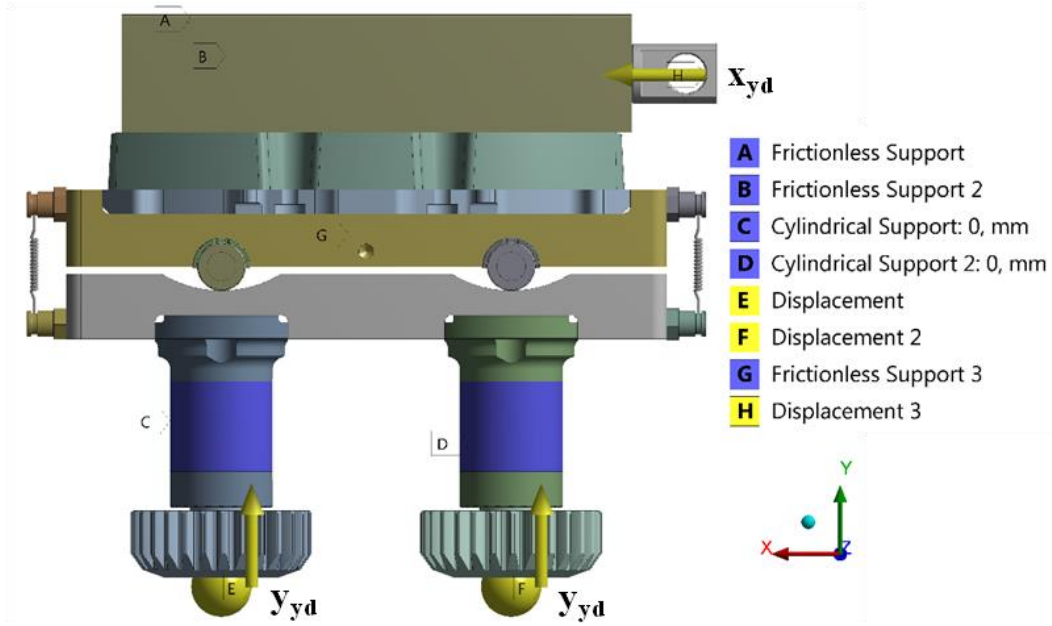
Tablo 3.3: Malzeme özellikleri

Malzeme	E (Pa)	ν (-)
Yapısal çelik	200×10^9	0,30
Balata malzemesi	$0,998 \times 10^9$	0,29

Balata ile yapma fren diski arasında sürtünme katsayısı 0,32 olan sürtünmeli temas tanımlanmıştır. Makaralar ile yarım burçlar arasında sürtünme katsayısı 0,009; makaralar ile blok arasında sürtünme katsayısı 0,08 olan sürtünmeli temas tanımlanmıştır. Diğer birbiri ile temas halinde ve birbiri ile beraber hareket eden parçalar arası yapışık temas tanımlanarak analiz modeli sadeleştirilmiştir. Baskı plakası ve blok üzerinde karşılıklı bağlantı pimleri arasında yay sabiti 25.000 N/m olan ön gerilmeli (serbest boy: 36×10^{-3} m, montajlandığı boy: $39,5 \times 10^{-3}$ m) geri getirme yayı tanımlanmıştır.

Sadeleştirilmiş kuvvet analizleri dört adımda gerçekleştirilmiş olup, sınır koşulları Şekil 3.6’da verilmektedir. Analiz başlangıcında yapma fren diski ile balata temas halindedir. Yapma fren diskine x yönünde ve eksenleme bilyelerine y yönünde uygulanan yer değiştirmeler her bir analiz adımı için Tablo 3.4’te özetlenmektedir. Birinci ve ikinci adımda teorik piston kuvveti oluşacak şekilde ($F_p=30,0$ kN) eksenleme bilyelerine +y yönünde yer değiştirme ($y_{def}=0,1 \times 10^{-3}$ m) uygulanmıştır. Üçüncü adımda eksenleme bilyeleri analiz başındaki konumuna geri sürülerek, dördüncü adımda disk ile balatalar arası temasın ortadan kalkması için eksenleme bilyeleri geri sürülmüştür. Tüm analiz adımlarında yapma fren diskine +x yönünde

artan yer değiştirme uygulanarak, analiz boyunca diskin balata üzerinde kayması sağlanmıştır. Pistonlar dış çaplarından silindirik mesnet ile yataklanmıştır. Yapma fren diski doğrusal yataklar üzerinde kaydığı yzeylerden srtünmesiz mesnet ile sınırlandırılmıştır.



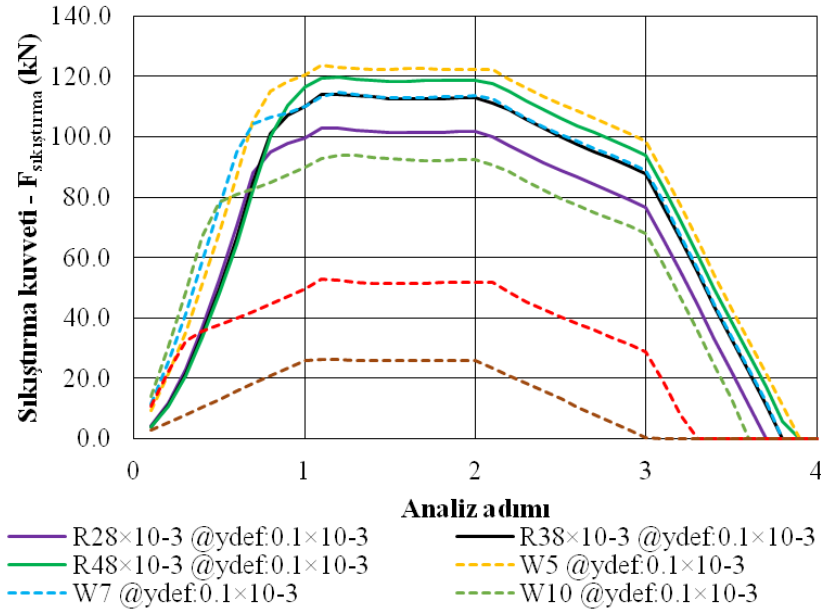
şekil 3.6: Çift pistonlu EMF mekanizması sadeleştirilmiş kuvvet analizleri – Sınır koşulları

Tablo 3.4: Sadeleştirilmiş kuvvet analizleri için tanımlanan disk ve piston yer değiştirmeleri (x_{yd} ve y_{yd})

Analiz adımı	y_{yd} (m)	x_{yd} (m)
1	y_{def}	$3,0 \times 10^{-3}$
2	y_{def}	$4,0 \times 10^{-3}$
3	0	$5,0 \times 10^{-3}$
4	$-0,4 \times 10^{-3}$	$6,0 \times 10^{-3}$

Kuvvet analizleri farklı yarıçaplara sahip dairesel profilli rampa tasarımları ($R=28 \times 10^{-3}$, 38×10^{-3} ve 48×10^{-3} m) ve farklı açılara sahip döz eğimli rampa

tasarımları ($W=5^\circ$, 7° , 10° , 15° ve 20°) için gerçekleştirilmiştir. Kuvvet analizi sonuçları Şekil 3.7’de karşılaştırmalı olarak verilmektedir.

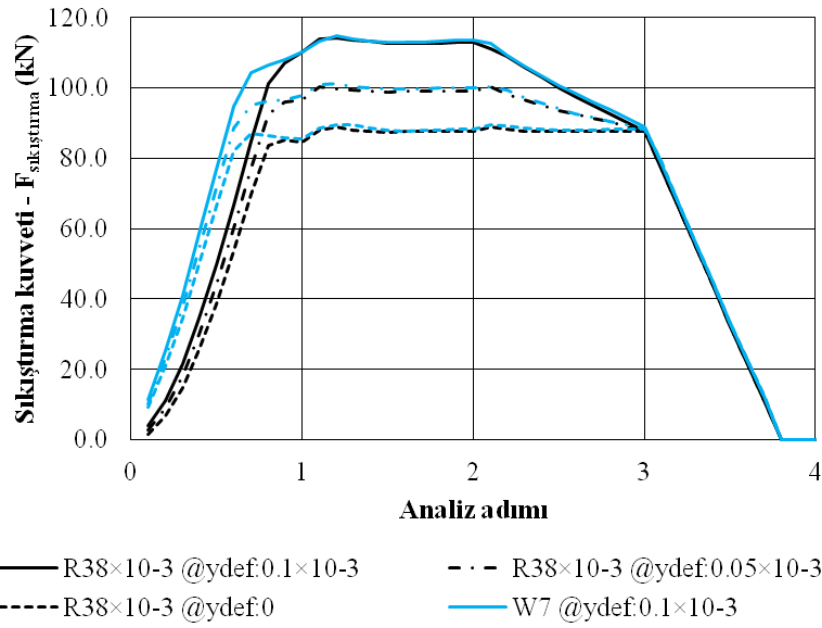


Şekil 3.7: Çift pistonlu EMF sadeleştirilmiş kuvvet analizi sonuçları

Sonuçlar incelendiğinde düz rampa tasarımı için rampa açısı azaldığında; dairesel rampa tasarımı için rampa yarıçapı arttığında kuvvet kazancının arttığı görülmektedir. Düz rampa $W=5^\circ$, 7° ve dairesel rampa $R=38 \times 10^{-3}$, 48×10^{-3} m tasarımları ile $>115,0$ kN mertebesinde sıkıştırma kuvvetlerinin elde edildiği görülmüştür. Bu nedenle, detaylandırılmış analizler için düz rampa $W=7^\circ$ ve dairesel rampa $R=38 \times 10^{-3}$ m seçilmiştir. Benzer kuvvet kazancına sahip düz ve dairesel rampalı tasarımlar karşılaştırıldığında (Ör: düz rampa tasarımı $W=7^\circ$ ve dairesel rampa tasarımı $R=38 \times 10^{-3}$ m); dairesel rampa tasarımında sabit rampa açısına sahip tasarıma (düz rampa) göre daha yumuşak bir kuvvet artışı söz konusudur. Bunun nedeni, dairesel rampalı blok tasarımında, makara ile rampa temas noktasındaki açının makaraların dairesel rampalar üzerinde ilerlemesiyle artıyor olmasıdır. Temas noktasındaki açının artması kuvvet kazancını azaltarak, kama mekanizmasının daha istikrarlı şekilde kontrolüne olanak sağlamaktadır. Bu nedenle dairesel forma sahip $R=38 \times 10^{-3}$ m yarıçapındaki rampa tasarımı gerilme analizleri için seçilmiştir.

Düz rampa $W=7^\circ$ ve dairesel rampa $R=38 \times 10^{-3}$ m tasarımlarının piston kuvveti $F_p=30,0$ kN ($y_{def}=0,1 \times 10^{-3}$ m) dışında; $F_p=15,0$ kN ($y_{def}=0,05 \times 10^{-3}$ m) ve balataların

diske yaslanıp, piston kuvveti uygulamadığı ($F_p=0$ kN, $y_{def}=0$ m) durumlar için basitleştirilmiş kuvvet analizleri gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.8). Buna göre, piston kuvveti uygulanmadığı durumda diskin hareketi ile sürüklenen balata ve baskı plakasına yataklanan makaralar blok üzerindeki rampalara çıkarak kendi kendini güçlendirme etkisi ile 89,0 kN mertebesinde sıkıştırma kuvveti üretebilmektedir. Pistonların motora yük binecek şekilde ileri sürülmesi ile sıkıştırma kuvveti seviyesi 115,0 kN mertebesine yükseltilebilmektedir.

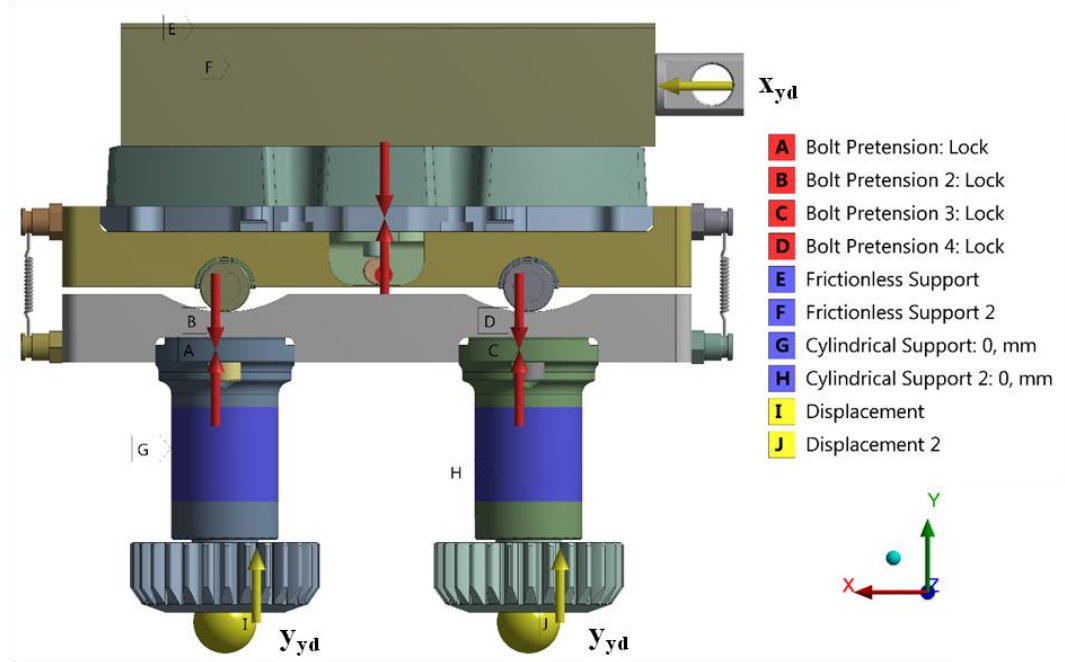


Şekil 3.8: $R=38 \times 10^{-3}$ m ve $W=7^\circ$ rampa tasarımlarının $y_{def}=0 / 0,05 \times 10^{-3} / 0,1 \times 10^{-3}$ m durumları için kuvvet grafikleri

3.1.3.2 Detaylandırılmış Kuvvet Analizleri

Sadeleştirme kapsamında modele dâhil edilmeyen parçalar (piston civataları, baskı plakası braketi ve civataları) ve yapışık temas ile sadeleştirilen parçalar arası etkileşimler detaylandırılarak, analizler dairesel rampa $R=38 \times 10^{-3}$ m ve düz rampa $W=7^\circ$ için tekrarlanmıştır. Detaylandırılmış kuvvet analizi modelinde, civata ön gerilme kuvvetleri tanımlandığı için analiz beş adımda gerçekleştirilmiştir. Civata ön gerilme kuvvetleri birinci adımda tanımlanarak, bu adımdaki disk ve piston yer değiştirmeleri sıfır olarak tanımlanmıştır. Diğer adımlar için disk ve piston yer

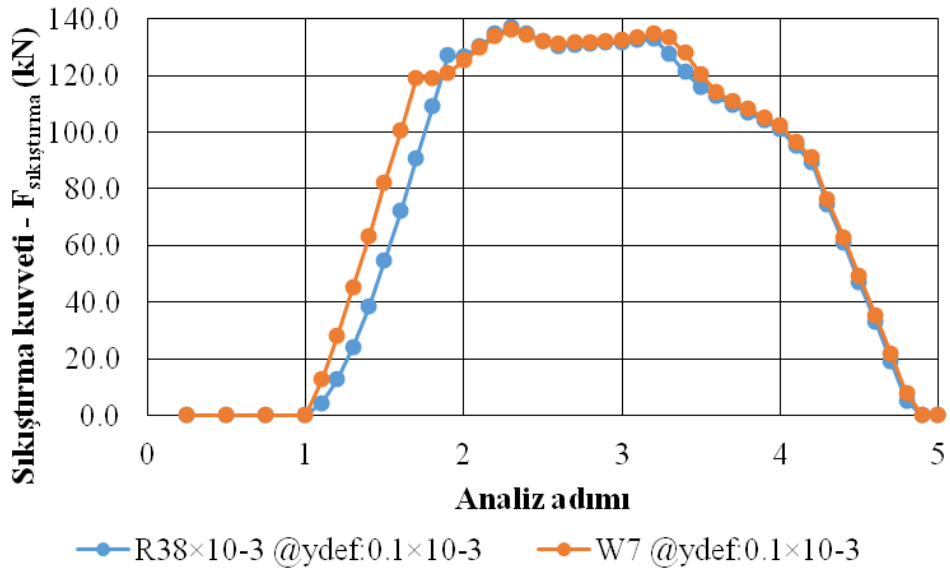
değiştirmeleri basitleştirilmiş modeldeki sıralamaya uygun olarak tanımlanmıştır. Detaylandırılmış kuvvet analizi sınır koşulları Şekil 3.9'da; disk ve piston yer değiştirmeleri Tablo 3.5'te verilmektedir. Cıvataların oturma yzeyleri ile karşılık parçalar arasında srtünme katsayısı 0,2 olan srtünmeli temas ve cıvataların boyun kısımları ile karşılık parçalar arasında srtünmesiz temas tanımlanmıştır. Cıvatalardaki vida dişleri ile karşılık parçalarda vida dişlerinin olduğu yzeyler arasında yapışık temas tanımlanmıştır. Cıvataların bir araya getirdiği parçalar arasında srtünme katsayısı 0,3 olan srtünmeli temas ve birbiri üzerinde hareket eden parçalar arasında srtünmesiz temas tanımlanmıştır. Basitleştirilmiş kuvvet analizlerindeki srtünmeli temaslar, malzeme özellikleri ve diğer tanımlamalar detaylandırılmış analizler için de geçerlidir. Kuvvet analizi sonuçları Şekil 3.10'da karşılaştırılmal olarak verilmektedir. Her iki rampa tasarımı için ~ 130,0 kN mertebesinde sıkıştırma kuvvetleri elde edilmektedir. Ayrıca, kuvvet eğrilerinin eğilimlerinin sadeleştirilmiş analiz sonuçları ile benzer olduğu görülmektedir.



Şekil 3.9: Çift pistonlu EMF mekanizması detaylandırılmış kuvvet analizleri – Sınır koşulları

Tablo 3.5: Detaylandırılmış kuvvet analizleri için tanımlanan disk ve piston yer değiştirmeleri (x_{yd} ve y_{yd})

Analiz adımı	y_{yd} (m)	x_{yd} (m)	Cıvata ön gerilme
1	0	0	Yükle
2	y_{def}	$3,0 \times 10^{-3}$	Kilitle
3	y_{def}	$4,0 \times 10^{-3}$	Kilitle
4	0	$5,0 \times 10^{-3}$	Kilitle
5	$-0,4 \times 10^{-3}$	$6,0 \times 10^{-3}$	Kilitle



Şekil 3.10: Çift pistonlu EMF detaylandırılmış kuvvet analizi sonuçları

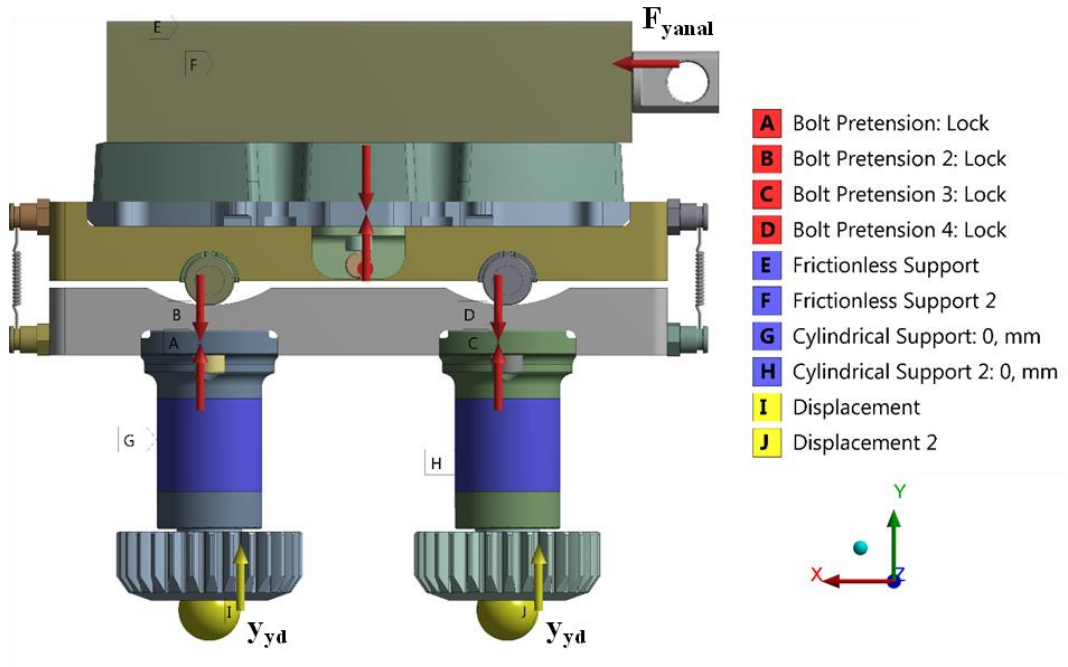
3.1.4 Çift Pistonlu EMF Mekanizması ve Deneysel Fikstür Gerilme Analizleri

3.1.4.1 Çift Pistonlu EMF Mekanizması Gerilme Analizleri

Çift pistonlu EMF mekanizması ve deneysel fikstürünün gerilme analizleri yapma fren diskine disk dönüş yönünde hareket veren hava körüğünün uygulayabildiği maksimum itme kuvveti 20,0 kN göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir.

Gerilme analizleri üç adımda gerçekleştirilmiş olup, sınır koşulları Şekil 3.11’de verilmektedir. Analiz başlangıcında yapma fren diski ile balata temas halinde olacak şekilde konumlandırılmıştır. Yapma fren diskine x yönünde uygulanan yanıl kuvvet ve eksenleme bilyelerine y yönünde uygulanan yer değıştirme her bir analiz adımı için Tablo 3.6’da verilmektedir. Birinci adımda cıvata ön gerilme kuvvetleri tanımlanarak, bu adımdaki disk ve piston yer değıştirmeleri sıfır olarak tanımlanmıştır. İkinci ve üçüncü adımda teorik piston kuvveti oluşacak şekilde ($F_p=30,0$ kN) eksenleme bilyelerine +y yönünde yer değıştirme ($y_{def}=0,1 \times 10^{-3}$ m) uygulanmıştır. Üçüncü adımda yapma fren diskine yanıl kuvvet (F_{yanal}) uygulanarak, diskin balataya göre rölatif hareketi sağlanmıştır.

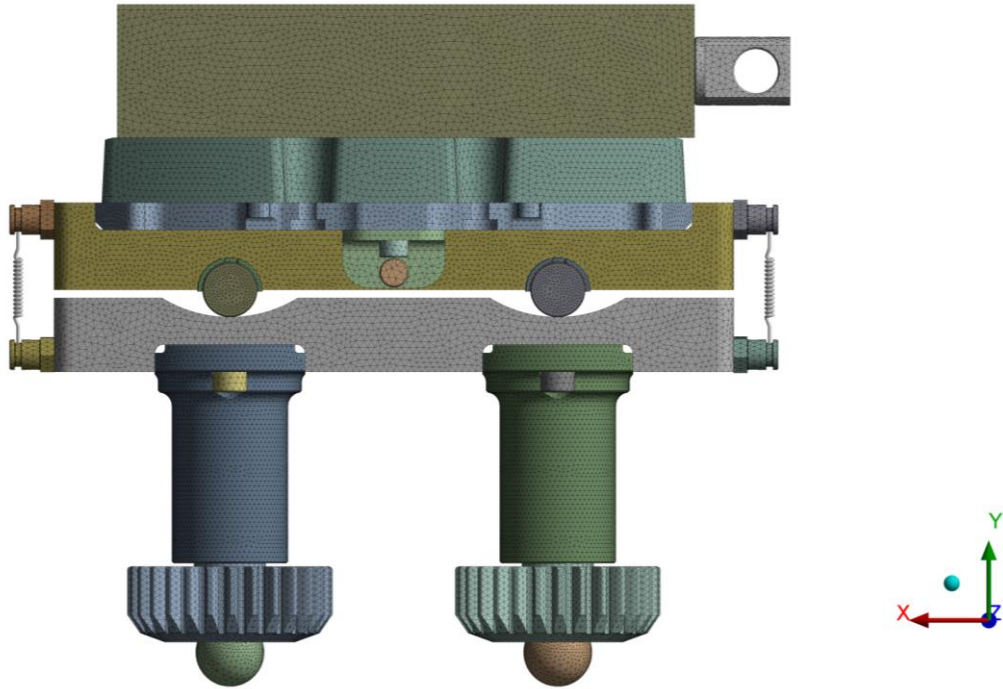
Detaylandırılmış kuvvet analizleri için tanımlanan malzeme, mesnet, temas ve yay tanımlamaları gerilme analizleri için de geçerlidir. Sonlu elemanlar ağ yapısı için tüm yüzeylere 2 mm eleman boyutu; makaralar ile komşu parçalar, eksenleme bilyesi ile tahrik dişlisi, tahrik dişlisi ile piston ve balata ile baskı plakası arasındaki temaslara 1 mm eleman boyutu tanımlanmıştır. 1060 k düğüm noktası ve 609 k elemandan oluşan sonlu elemanlar modeli Şekil 3.12’de verilmektedir.



Şekil 3.11: Çift pistonlu EMF mekanizması gerilme analizleri – Sınır koşulları

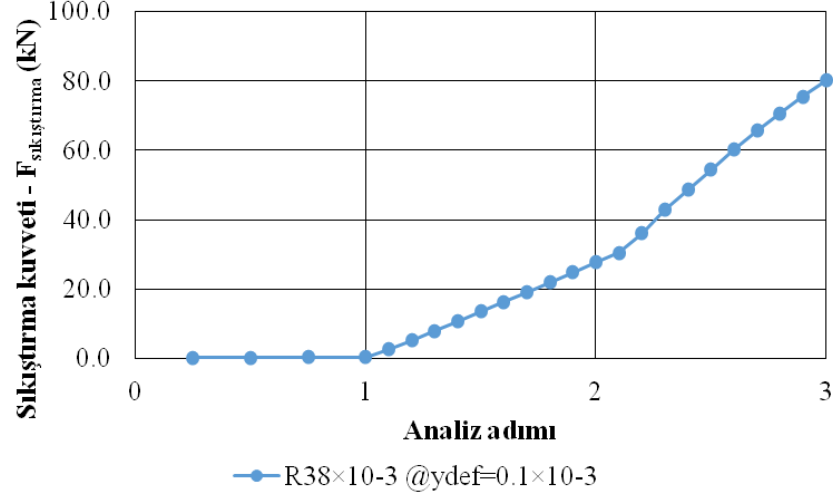
Tablo 3.6: Gerilme analizleri için tanımlanan yanıl kuvvet (F_{yanal}) ve piston yer değıştirmesi (y_{yd})

Analiz adımı	y_{yd} (m)	F_{yanal} (kN)	Cıvata ön gerilme
1	0	0	Yükle
2	y_{def}	0	Kilitle
3	y_{def}	20,0	Kilitle



Şekil 3.12: Çift pistonlu EMF mekanizması sonlu elemanlar ağ yapısı

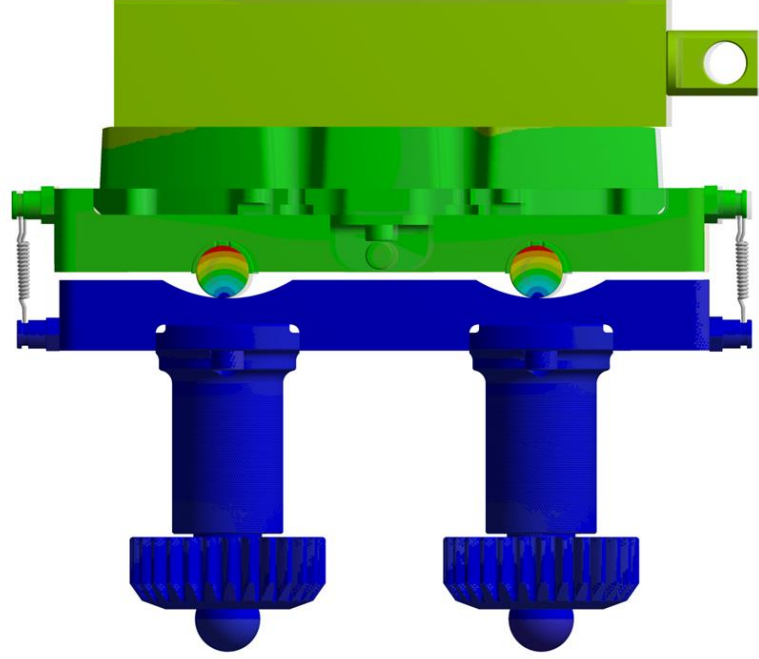
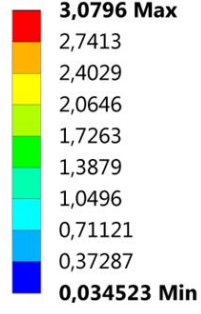
Sıkıştırma kuvvetinin değışimi Şekil 3.13’de verilen kuvvet eğrisinde görölmektedir. İkinci adımda disk sabit olduğu için maksimum piston kuvveti ($F_p=30,0$ kN) elde edilirken; üçüncü adımda hava körüğünün uygulayabildiği maksimum itme kuvveti ($F_{yanal}=20,0$ kN) altında kama mekanizması sıkıştırma kuvveti $\sim 80,0$ kN mertebesine yükseltilmiştir.



Şekil 3.13: Çift pistonlu EMF mekanizması gerilme analizleri – Sıkıştırma kuvveti eğrisi

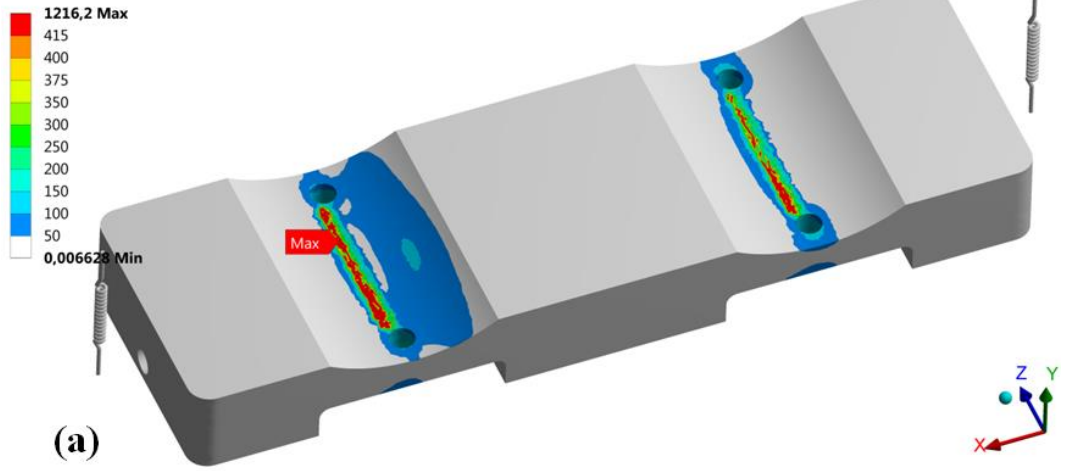
Çift pistonlu mekanizma üzerindeki deformasyon dağılımı, alt parçalar üzerindeki von-Mises ve maksimum asal gerilme dağılımları Şekil 3.14 – Şekil 3.18’de verilmektedir. Deformasyon dağılımı bu analiz için daha çok analiz başlangıcına göre analiz sonunda birbirine göre rölatif hareket eden parçaların yer değiştirme miktarını ifade etmektedir. Yer değiştirme/deformasyon miktarları incelendiğinde mekanizmanın çalışmasını olumsuz olarak etkileyecek bir durum söz konusu değildir. Mekanik olarak zorlanan parçalarda yapısal hasara çeki gerilmelerinin yüksek olduğu bölgelerde rastlanmaktadır. Bu nedenle von-Mises gerilmelerinin yüksek olup, aynı yerde maksimum asal gerilmelerin düşük olduğu lokasyonlarda (bası durumu) mekanik hasar oluşma olasılığı düşük olarak değerlendirilmektedir. Parçalar üzerindeki maksimum çeki gerilmeleri çift pistonlu EMF mekanizma parçalarını için seçilecek SAE 1040 malzemesinin akma gerilmesi $\sigma_{ak}=415$ MPa’nın altında olduğu için herhangi bir hasar beklenmemektedir.

Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 3

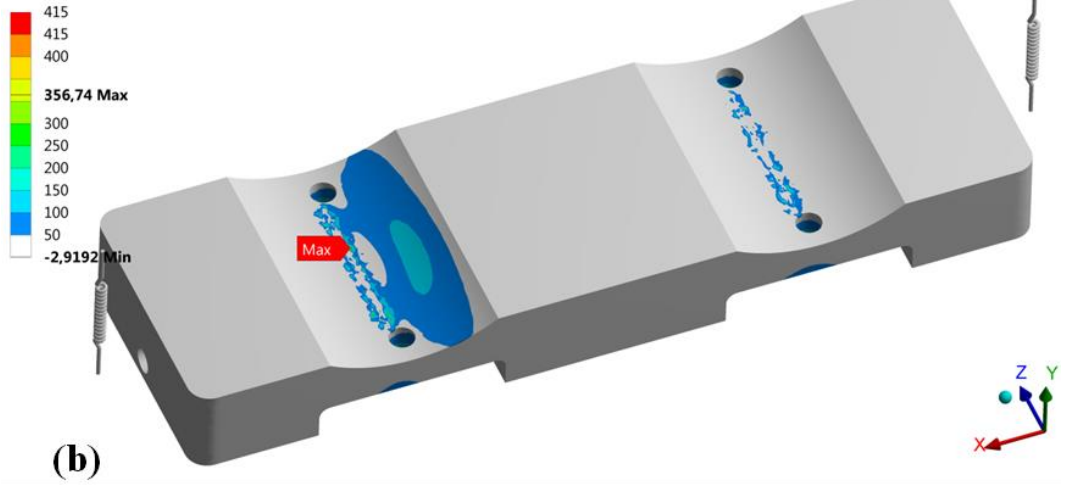


Şekil 3.14: Çift pistonlu EMF mekanizması üzerindeki deformasyon dağılımı – analiz sonu

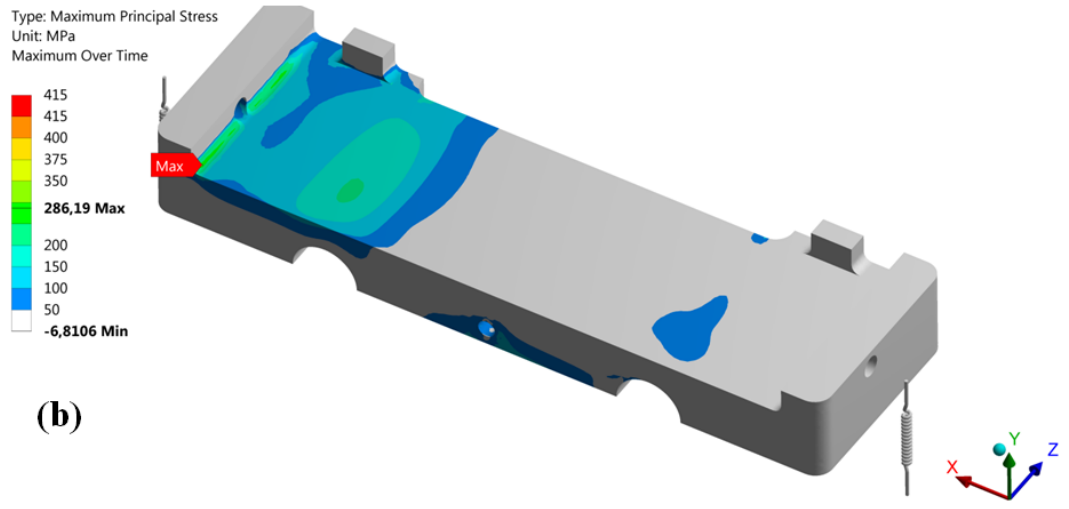
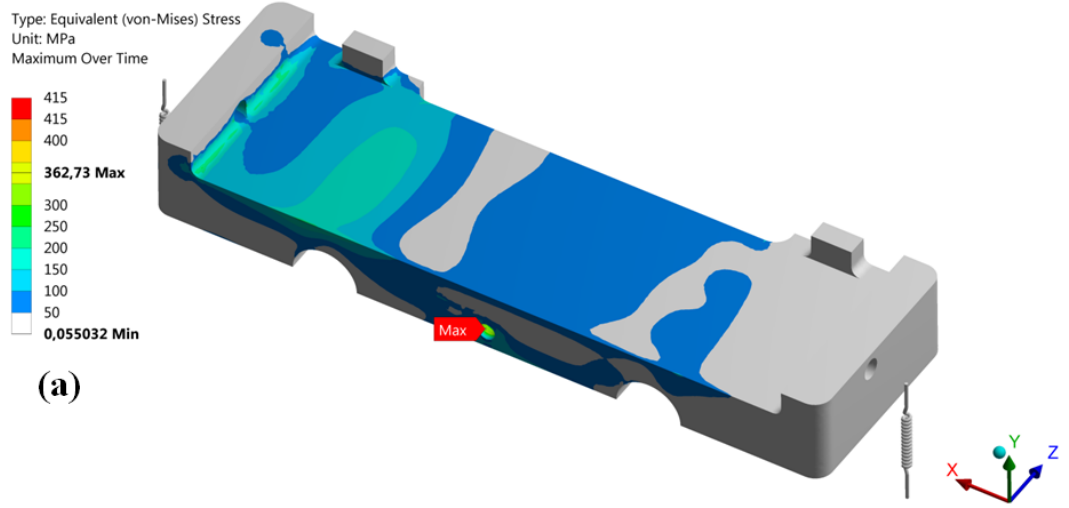
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Maximum Over Time



Type: Maximum Principal Stress
Unit: MPa
Maximum Over Time

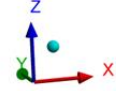
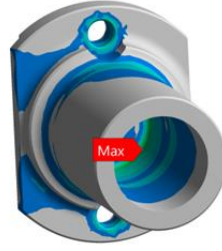
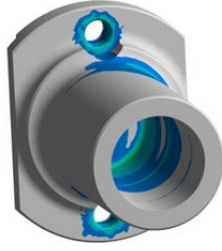
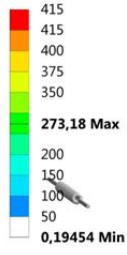


Şekil 3.15: Blok, rampa üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler

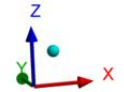
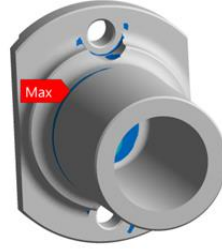
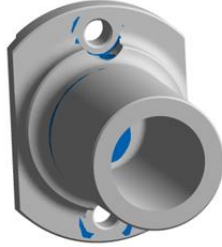
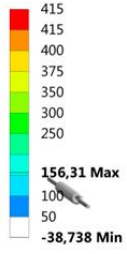


Şekil 3.16: Baskı plakası üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler

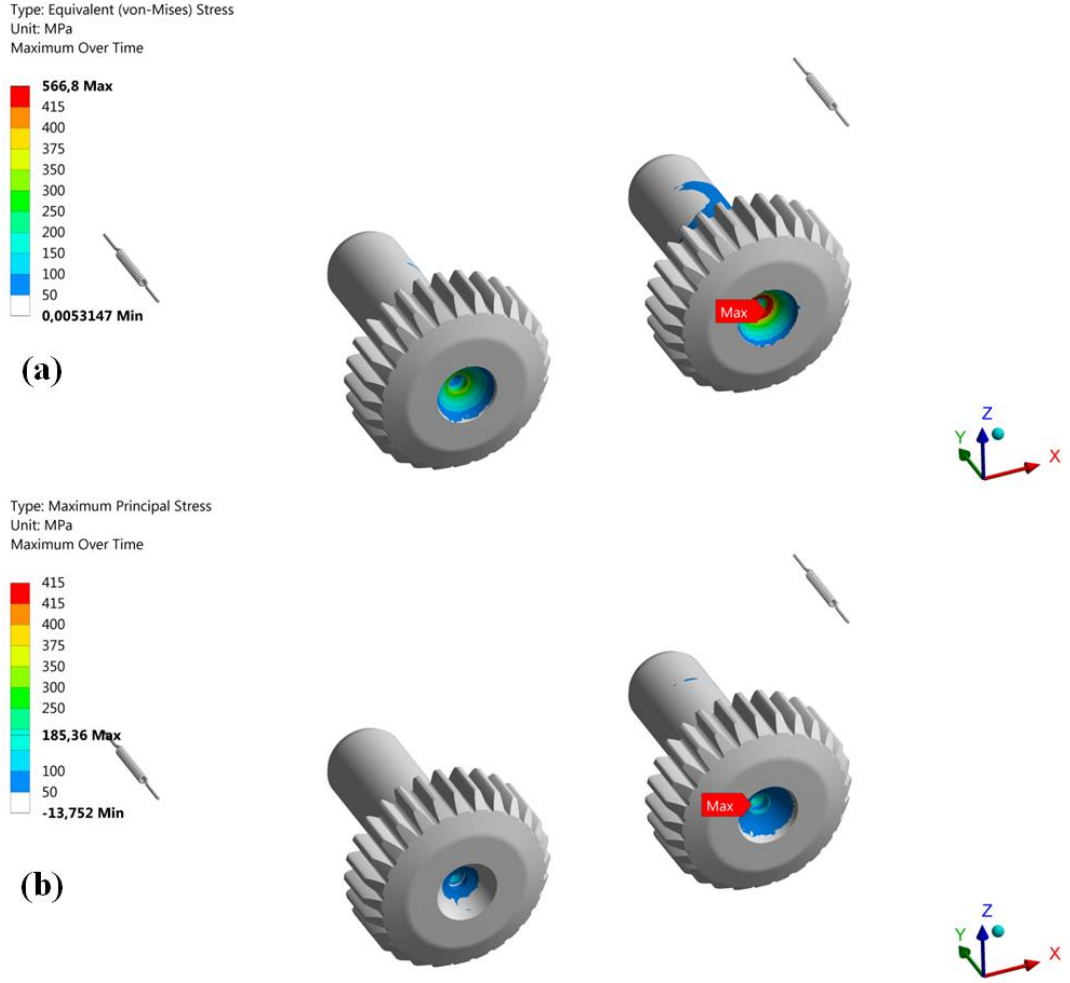
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Maximum Over Time



Type: Maximum Principal Stress
Unit: MPa
Maximum Over Time



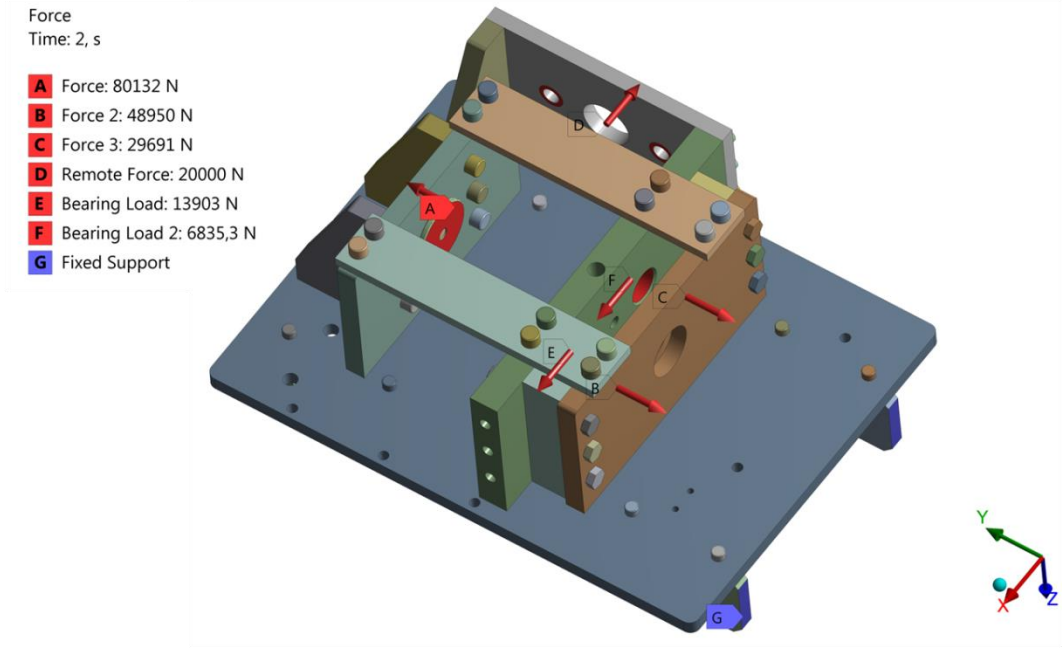
Şekil 3.17: Tahrik dişlileri üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler



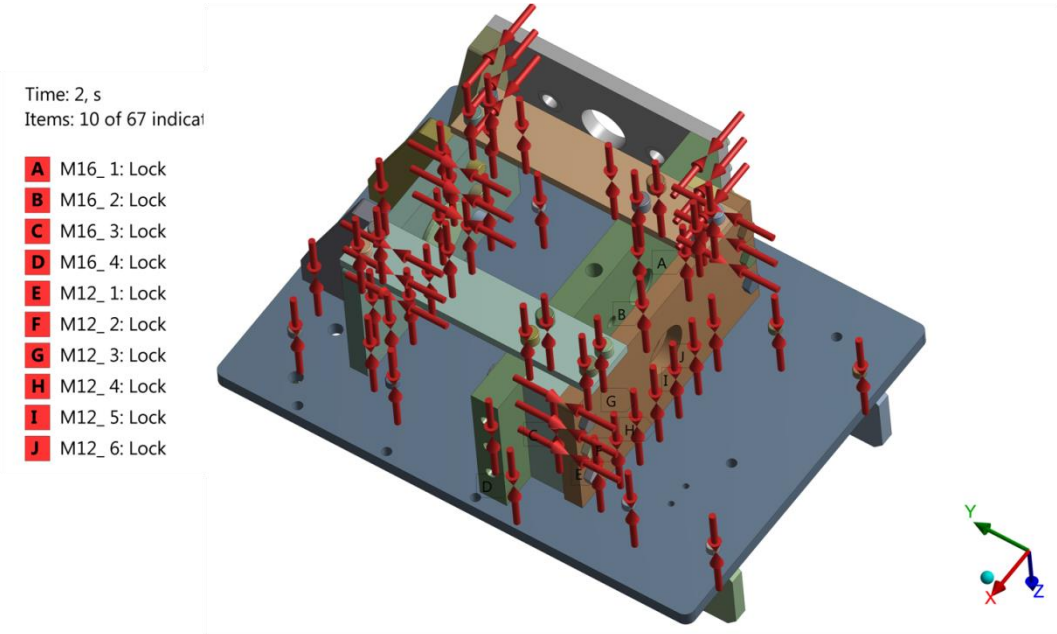
Şekil 3.18: Pistonlar üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler

3.1.4.2 Deney Fikstürü Gerilme Analizleri

Çift pistonlu EMF mekanizması gerilme analizlerinde piston kuvvet reaksiyonları, eksenleme bilyesi reaksiyonları, yapma disk-balata arayüzündeki kuvvet reaksiyonları ve hava körüğü kuvvet reaksiyonları deney fikstürü analizlerinde sınır koşulu olarak tanımlanmaktadır (Şekil 3.19). Deney fikstürü kaburga yan yüzeylerinden sabit mesnet ile sınırlandırılmıştır. Analiz iki adım olup, fikstür alt parçaları cıvata bağlantısı ile montajlandığı için cıvata ön gerilmeleri analizin birinci adımında tanımlanmıştır (Şekil 3.20). Fikstüre etki eden reaksiyon kuvvetleri ikinci analiz adımında tanımlanmaktadır.



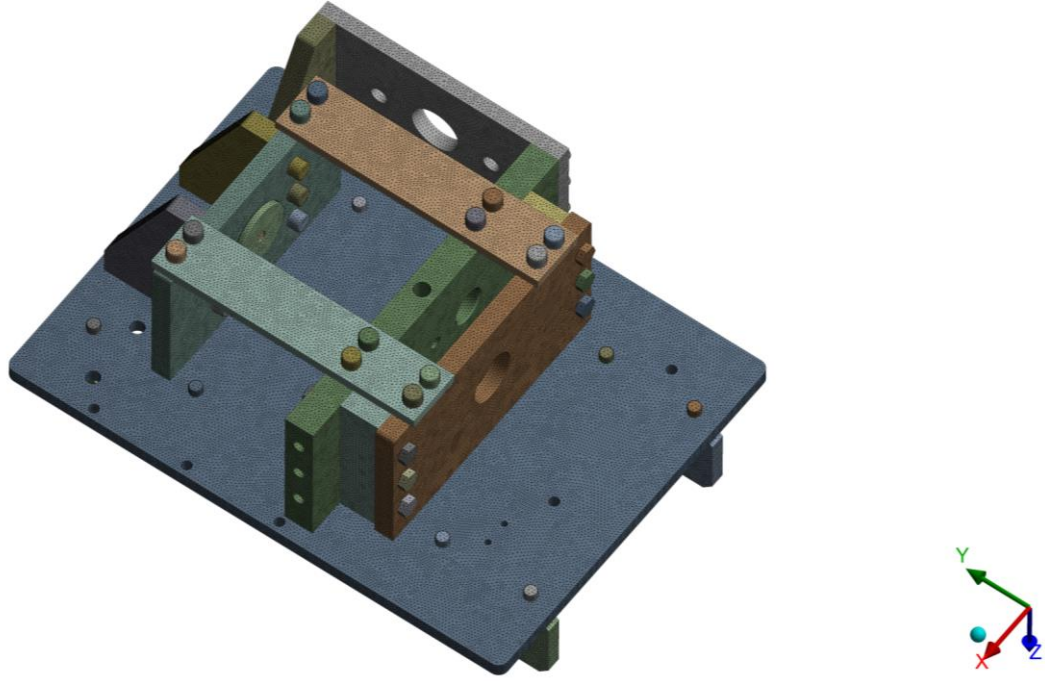
Şekil 3.19: Deney fikstürü gerilme analizleri – Sınır koşulları



Şekil 3.20: Deney fikstürü gerilme analizleri – Cıvata ön gerilme kuvvetleri

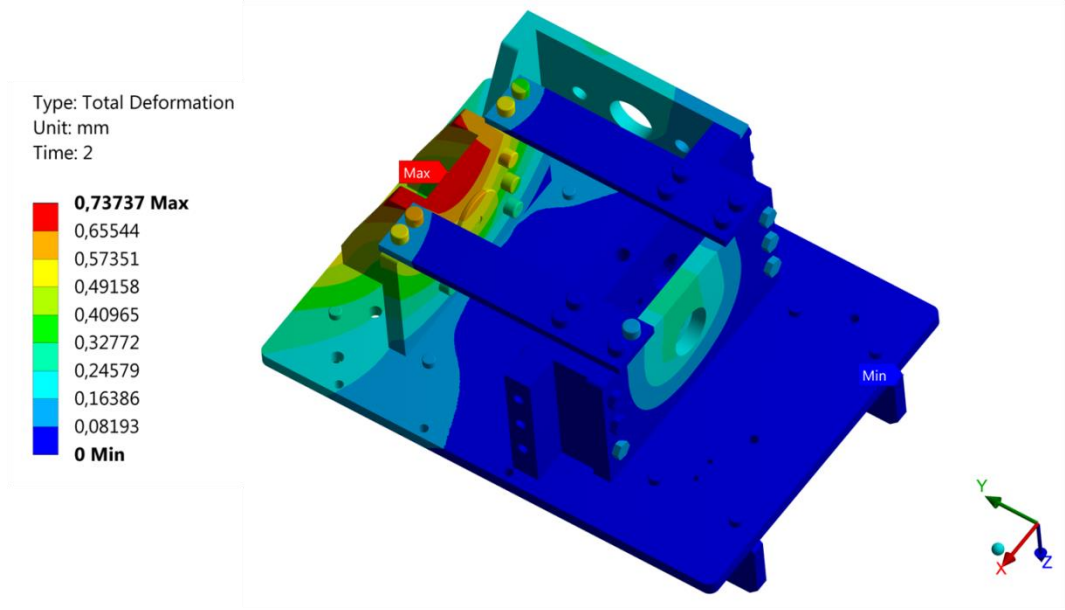
Sonlu elemanlar ağ yapısı için tüm yüzeylere 3 mm eleman boyutu tanımlanmıştır. 1743 k düğüm noktası ve 1001 k elemandan oluşan sonlu elemanlar modeli Şekil 3.21’de verilmektedir. Cıvataların oturma yüzeyleri ile karşılık parçalar arasında sürtünme katsayısı 0,2 olan sürtünmeli temas ve cıvataların boyun kısımları ile

karşılık parçalar arasında sürtünmesiz temas tanımlanmıştır. Cıvatalardaki vida dişleri ile karşılık parçalarda vida dişlerinin olduğu yüzeyler arasında yapışık temas tanımlanmıştır. Cıvataların bir araya getirdiği parçalar arasında sürtünme katsayısı 0,3 olan sürtünmeli temas tanımlanmıştır.

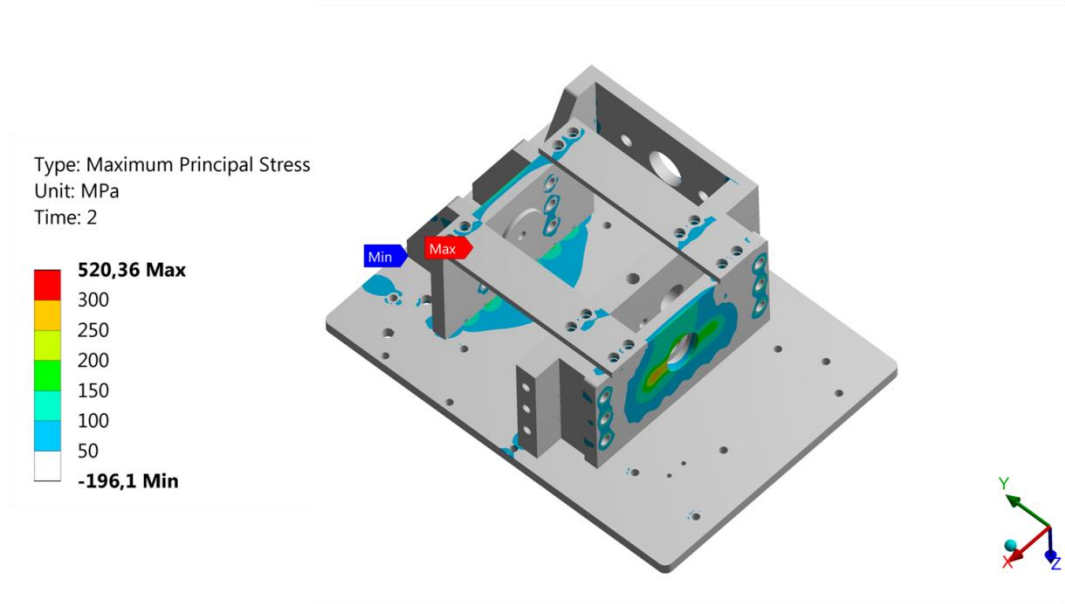


Şekil 3.21: Deney fikstürü gerilme analizleri – Sonlu elemanlar ağı

Deney fikstürü üzerindeki deformasyon ve maksimum asal gerilme dağılımları Şekil 3.22 ve Şekil 3.23’de verilmektedir. Maksimum deformasyon miktarı 0,74 mm olup, aksenal sıkıştırma kuvveti reaksiyonuna maruz kalan yük hücresinin yataklandığı plaka üzerindedir. Deformasyon miktarları değerlendirildiğinde fren mekanizmasının çalışmasını olumsuz olarak etkileyecek bir durum söz konusu değildir. Parçalar üzerindeki gerilme dağılımı değerlendirildiğinde tek bir lokasyonda 520 MPa çeki gerilmesi (takviye cıvata bağlantı deliği yüzeyi) görülmekte olup, diğer tüm lokasyonlarda çeki gerilmeleri < 300 MPa’dır. Fikstür parçalarının malzemesi St-52 ($\sigma_{ak}=355$ MPa) olarak seçilebileceği göz önünde bulundurulduğunda herhangi bir yapısal hasar beklenmemektedir.



Şekil 3.22: Deney fikstürü üzerindeki deformasyon dağılımı



Şekil 3.23: Deney fikstürü üzerindeki maksimum asal gerilmeler

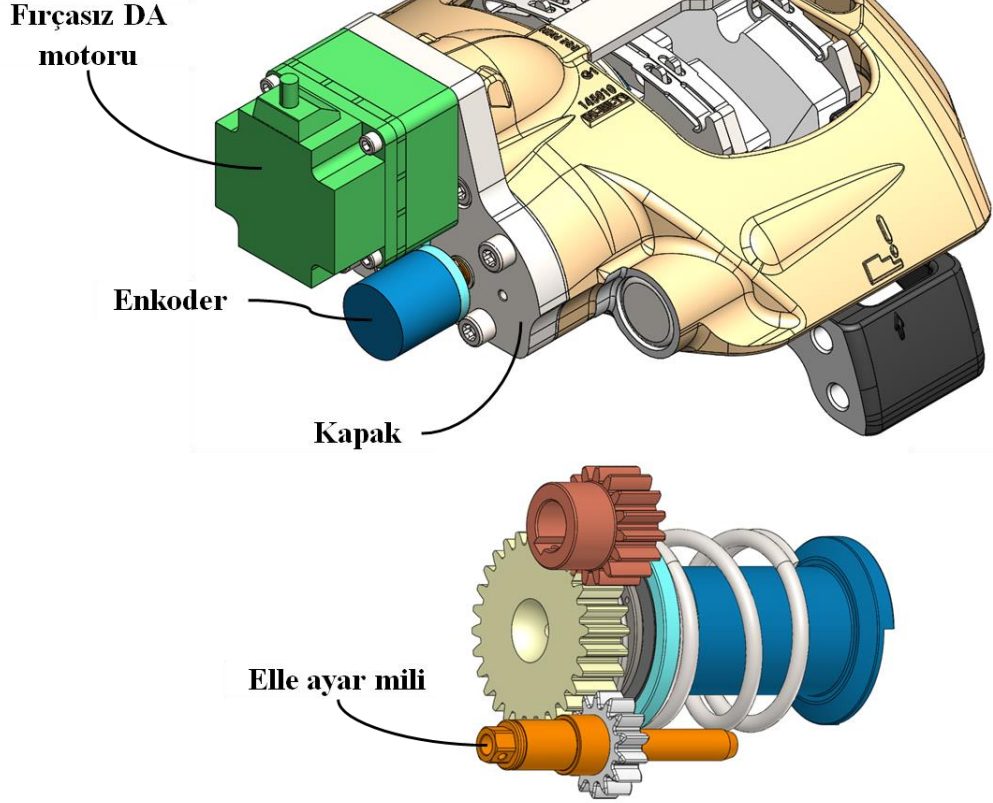
3.2 Tek Pistonlu EMF Tasarımı

Bu bölümde, önerilen tek pistonlu elektromekanik disk fren konsepti, bu konsept üzerinde gerçekleştirilen teorik hesaplamalar ve gerilme analizlerine ilişkin detaylar verilmektedir.

3.2.1 Tek Pistonlu EMF Konsepti

Bu çalışma kapsamında önerilen, hali hazırdaki 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı fren kaliperi içerisindeki çalışma hacmine sığdırılmış, özgün tek pistonlu EMF mekanizması tasarımına ait perspektif ve kesit görünüşleri Şekil 3.24 ve Şekil 3.25’de verilmektedir. Kaliper yuvası içerisinde, balatalardan birine baskı kuvveti uygulayarak, freni aktif hale getirebilen bir tahrik mekanizması bulunmaktadır. Tahrik mekanizması fırçasız elektrik motoru, aralarındaki çevrim oranı ile elektrik motorunun torkunu yükselten pinyon ve tahrik dişlisi, tahrik dişlisi ile arasındaki düşük hatveli bilye mekanizması sayesinde tahrik dişlisi eksenindeki torku sıkıştırma kuvvetine çeviren ayar pistonu, itici piston, eksenleme bilyesi ve piston burcundan oluşmaktadır. Tahrik dişlisi ile ayar pistonu arasındaki irtibatı sağlayan bir torsiyon yayı bulunmaktadır. Elektrik motoru ve eksenleme bilyesi kaliper kapağı üzerinde yataklanmaktadır.

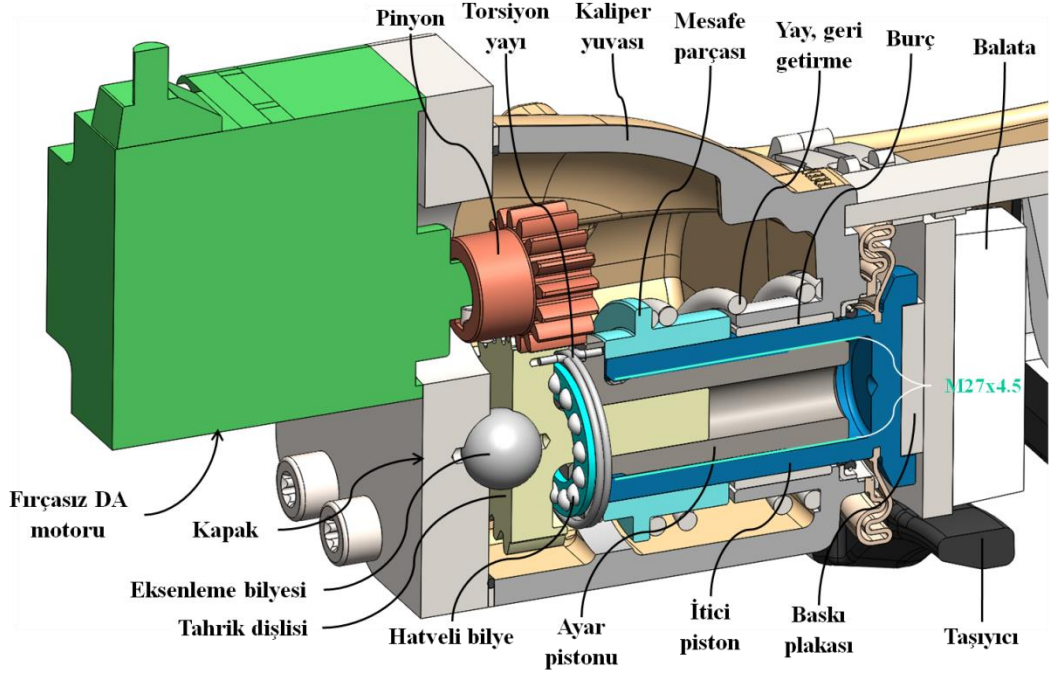
Tahrik dişlisi ile ayar pistonu üzerine açılmış düşük hatveli kanallar üzerinde yuvarlanan hatveli bilye mekanizması yer almaktadır. Tahrik dişlisi ve ayar pistonu üzerindeki kanallar tam tura yakın olacak şekilde tasarlanmıştır. Hatveli bilye mekanizması 240° süpürecek şekilde boyutlandırılmış olan 10 adet bilye ve bilyelerin birbirinden bağımsız olarak merkezleri etrafında dönmesini sağlayan kafesten meydana gelmektedir. Tahrik dişlisi ve ayar pistonu üzerindeki kanallar hatve yönü aynı olacak şekilde konumlandırılmış olup, mekanizma tahrik dişlisinin 240°’ye kadar dönmesine olanak sağlamaktadır. Bu nedenle, hatvenin maksimum sıkıştırma kuvvetindeki kaliper yuvasının ve mekanizma parçalarının esnemesini kompanze edecek şekilde seçilmesi gerekmektedir. Şekil 3.26’da tek pistonlu EMF mekanizması alt parçalarına ait perspektif görünüşleri verilmektedir. Bilyeler ile temas halinde bulunduğu kanallar arasında çizgisel temas söz konusudur. Bu sayede bilyeler ile kanal arasındaki sürtünme düşük, dolayısı ile mekanizma verimi yüksek olmaktadır. Tahrik kuvveti azaltıldığında ya da ortadan kalktığında itici pistonu, balatadan ayıran bir geri getirme yayı bulunmaktadır. Geri getirme yayı mesafe parçası üzerine baskı uygulayarak, tahrik dişlisi, ayar pistonu ve hatveli bilye mekanizmasını bir arada tutmaktadır. Tahrik dişlisi eksenleme bilyesi ve ayar pistonunun iç çapından hassas biçimde yataklanmaktadır.



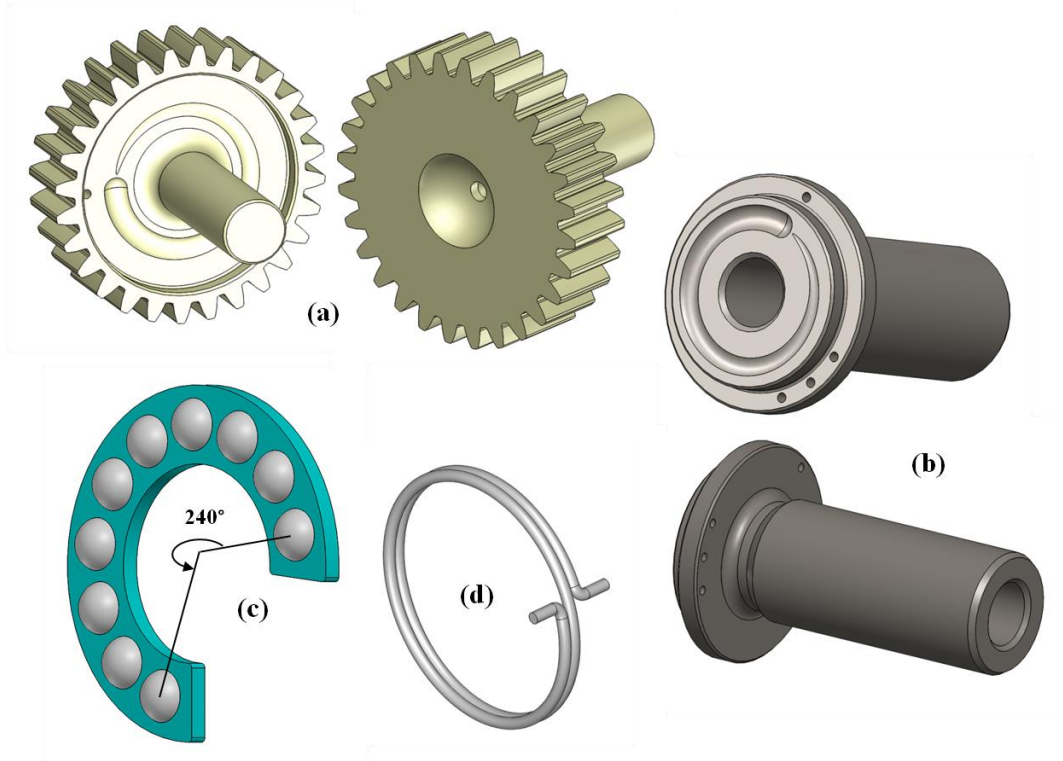
Şekil 3.24: Tek pistonlu EMF konsepti – perspektif görünüşü (2021/015525)

Çalışma boşluğunun kapatılması veya otomatik boşluk ayarı durumunda, tahrik dişlisinin dönmesi ile torsiyon yayı hareketi ayar pistonuna iletmektedir. Böylece torsiyon yayı, ayar pistonu ve hatveli bilye mekanizması birlikte dönmektedir. İtici piston ve ayar pistonu birbirine göre rölatif hareket etmesiyle itici piston ileri veya geri yönde sürülmektedir. İtici piston ve ayar pistonu arasında yüksek hatvede vida dişleri bulunmaktadır.

İtici piston, balataları sıkıştırmaya başlayıp, aksenal yüke maruz kaldığı durumda, ayar pistonunun itici piston içerisinde yaptığı rölatif dönme hareketi sona ermektedir. Dönme hareketi tahrik dişlisi ile ayar pistonunun birbirine göre rölatif hareket etmesiyle devam eder ve torsiyon yayı elastik olarak şekil değiştirmektedir. Bunun sonucunda, hatveli bilye mekanizması ile ayar pistonu ve itici piston birlikte ileri yönde sürülmekte ve sıkıştırma kuvvetini yükseltmektedir.



Şekil 3.25: Tek pistonlu EMF konsepti – kesit görünüşü (2021/015525)



Şekil 3.26: Tek pistonlu EMF konsepti – (2021/015525) – alt parça perspektif görünüşleri: (a) tahrik dişlisi, (b) ayar pistonu, (c) hatveli bilye mekanizması, (d) torsiyon yayı

İtici piston ve ayar pistonu arasındaki vida dişlerinin hatvesi tahrik dişlisi ve ayar pistonu arasındaki hatveli bilye mekanizmasının hatvesinden büyük olacak şekilde seçilmektedir. Bu sayede, balata ile fren diski arasındaki çalışma boşluğu kapatılırken itici piston ve ayar pistonu arasındaki yüksek hatveden faydalanılarak, çalışma boşluğu hızlı bir şekilde kapatılabilmektedir. Balataların ve fren diskinin aşınması sonucu balata ile fren diski arasındaki çalışma boşluğunun arttığı durumlarda da, bu mekanizma sayesinde çalışma boşluğu hızla azaltılarak otomatik boşluk ayarı gerçekleştirilebilmektedir. Çalışma boşluğu kapatıldıktan sonra hatvesi düşük olan hatveli bilye mekanizması devreye girerek, yüksek mekanik oran ile aksenal sıkıştırma kuvvetini meydana getirmektedir.

Frene bakım yapılması veya balata değişiminde itici pistonların kaliper yuvasına doğru çekilmesi ve yeni konumlandırılacak balatalar için yer açılması gerekmektedir. Bunun için kaliper yuvası ve kaliper kapağı üzerine yataklanmış, itici pistonun ileri veya geri yönde ilerletilerek balata boşluğunun ayarlanmasını sağlayan bir elle ayar mekanizması bulunmaktadır. Benzer şekilde balata boşluğu elektrik motoru ile aktif bir şekilde ayarlanabilmektedir. Elektrik motorunun dâhili enkoderı bulunmadığı uygulamalarda elle ayar mekanizmasının çıkışına harici bir enkoder yerleştirilerek, motorun açısal pozisyon verisi fren denetleyicisine geri besleme olarak verilebilmektedir.

Tek pistonlu EMF mekanizması tarafından Tablo 3.1’de verilen sıkıştırma kuvveti ve yükselme süresi gereksinimlerin sağlanabilmesi ve motor parametrelerinin belirlenmesi için teorik hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Denklem (3.5) tek pistonlu EMF mekanizması için tekrar düzenlendiğinde, tasarım sıkıştırma kuvvetinin ($F_{\text{tasarım}}$) elde edilmesi için gerekli motor torku ifadesi Denklem (3.9)’a göre elde edilmektedir.

$$T_m = \frac{F_{\text{tasarım}}}{i_r} \left[\frac{d_o}{2} \frac{(\mu\pi d_o + L)}{(\pi d_o - \mu L)} + \mu_y \frac{d_{o-y}}{2} \right] \times 10^3 \quad (3.9)$$

burada, L tahrik dişlisi ile ayar pistonu üzerindeki kanallar ile bilyeler arasındaki hatveyi, d_o tahrik dişlisi ile ayar pistonu üzerindeki bilye kanallarına ait ortalama yuvarlanma çapını, μ tahrik dişlisi ile ayar pistonu üzerindeki kanallar ile bilyeler arasındaki sürtünme katsayısını, μ_y eksenleme bilyesi ile tahrik dişlisi arasındaki

sürtünme katsayısını, $d_{o,y}$ eksenleme bilyesi ile tahrik dişlisi temas bölgesindeki ortalama çapını ifade etmektedir. Tek pistonlu EMF mekanizması için sistemin toplam aktarma oranı (i_r) Denklem (3.10)'e göre verilmektedir.

$$i_r = i_{\text{motor}} \frac{z_{\text{tahrik}}}{z_p} \quad (3.10)$$

burada, i_{motor} motorun redüktör oranını, z_p pinyon diş sayısını, z_{tahrik} tahrik dişlisi diş sayısını ifade etmektedir.

Sıkıştırma kuvveti yükselme süresi hedef için gerekli motor hızı hesabı için Denklem (3.8) kullanılmaktadır. Tek pistonlu EMF konseptine ait sistem parametreleri Tablo 3.7'de yer almaktadır. İtici piston ile ayar pistonu arasındaki hatve (L'), havalı disk frenlerin ayar mekanizmasının hatvesi ile aynı olacak şekilde seçilmiştir. Eksenleme bilyesi ve tahrik dişlisi arasındaki sürtünme katsayısı için aksel bilyeli rulmanlar için geçerli sürtünme katsayısı referans alınmıştır [46]. Bilyeler ve bilyelerin temas halinde olduğu tahrik dişlisi ve ayar pistonu arasındaki sürtünme katsayısı için vidalı miller için geçerli sürtünme katsayısı referans alınmıştır [48]. Tek pistonlu EMF kaliper yuvası ile kapak montajına ait gerilme analizlerinde, tasarım sıkıştırma kuvveti $F_{\text{tasarım}} = 120,0$ kN altında kaliper yuvasına ait toplam esneme miktarı $x_{p-d} = 0,84 \times 10^{-3}$ m olarak elde edilmektedir. Teorik hesaplamalar, tahrik dişlisi ile ayar pistonu üzerindeki kanallar ile bilyeler arasındaki hatvenin $L=1,5 \times 10^{-3}$ m ve $L=2,0 \times 10^{-3}$ m olduğu durumlar için gerçekleştirilmiştir. Buna göre, hatvenin $L=1,5 \times 10^{-3}$ m olduğu durumda; motor torkunun $T_m \geq 1,405$ Nm ve motor açısal hızının $\omega_m \geq 348,0$ rad/s şartlarını sağlaması gereklidir. Sistem hatvesinin $L=2,0 \times 10^{-3}$ m olduğu durumda; motor torkunun $T_m \geq 1,780$ Nm ve motor açısal hızının $\omega_m \geq 261,0$ rad/s şartlarını sağlaması gereklidir. Hatvenin $L=1,5 \times 10^{-3}$ m olduğu durum için Oriental firmasının uygun bir raf ürünü bulunmamaktadır. Hatvenin $L=2,0 \times 10^{-3}$ m olduğu durumda, raf ürünü bir redüktörlü fırçasız DA motoru (Oriental BLV640N□□ - 400 W, [47]) ile ihtiyaç duyulan motor torku ve motor açısal hızı ihtiyacı sağlanabilmektedir. Buna göre, tek pistonlu EMF konsepti sıkıştırma kuvveti ve yükselme süresi açısından uygun olarak değerlendirilmektedir. Balatanın nominal çalışma boşluğuna geri sürülmesi için yükselme süresi hedefi ($t_{y-p} \leq 0,200$), sıkıştırma kuvveti için beklenen yükselme süresi hedefinden ($t_{y-k} \leq 0,193$) büyüktür. Ayrıca, nominal çalışma boşluğu sistemin elastik şekilde değiştirmesinden düşüktür.

Sistemin çalışma boşluğunu kapatırken ayar pistonu ve itici piston arasındaki yüksek hatveyi kullandığı göz önünde alındığında; sıkıştırma kuvveti için belirlenen yükselme süresi gereksinimin karşılanması yeterli olmaktadır.

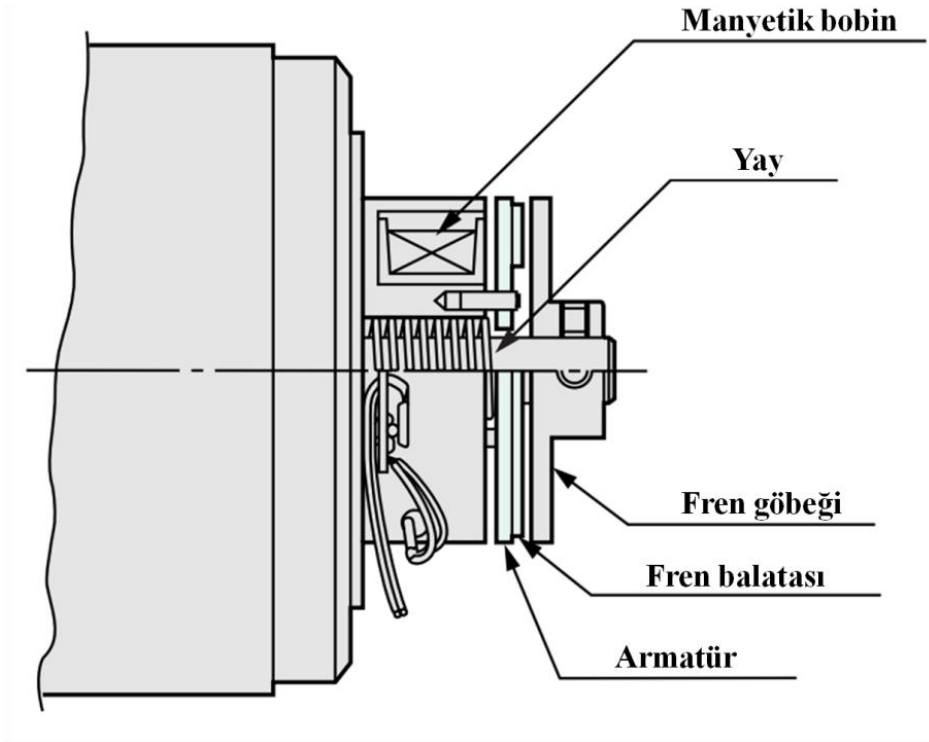
Havalı disk frenlerde yer alan otomatik boşluk ayarı mekanizması zaman içerisinde gerçekleşen balata ve disk aşınmalarını kompanze edecek şekilde itici pistonu ileri sürerek, disk ile balata arasındaki boşluğun nominal çalışma boşluğunda kalmasını sağlamaktadır. Bu görevi yerine getirmesi için, itici piston ile ayar pistonu birbirinin içerisine geçecek şekilde teleskopik yapıda tasarlanmıştır. Toplam aşınma miktarı olan $34,0 \times 10^{-3}$ m ve bitmiş balata durumundaki yatak yüklerini karşılayacak şekilde teleskopik yapı detaylandırılmıştır. Havalı disk frenlerde otomatik boşluk ayarının tamamlanması için balata ile disk arasındaki boşluk miktarına bağlı olarak birden fazla sayıda frenleme yapılması gerekmektedir. Tek pistonlu EMF mekanizması toplam aşınma miktarı $34,0 \times 10^{-3}$ m'ye kadar balata – disk arasındaki toplam boşluğu tek bir frenleme ile kapatabilmektedir. Havalı disk frenlerde olduğu gibi, tek bir fren uygulamasında, tek pistonlu EMF mekanizması da maksimum balata yer değiştirmesi gereksinimini ($2,8 \times 10^{-3}$ m) yerine getirmektedir.

Tablo 3.7: Tek pistonlu EMF konsepti sistem parametreleri

Parametre	Değer
Sürtünme katsayısı, μ (-)	0,003 [48]
İtici piston – ayar pistonu hatvesi, L' (m)	$4,5 \times 10^{-3}$
Ortalama çap, d_o (m)	$30,0 \times 10^{-3}$
Sürtünme katsayısı, μ_y (-)	0,0015 [46]
Ortalama çap, d_{o-y} (m)	$19,08 \times 10^{-3}$
Pinyon diş sayısı, z_p (adet)	22
Motorun redüktör oranı, i_{motor} (-)	20
Tahrik dişlisi diş sayısı, z_{tahrik} (adet)	28

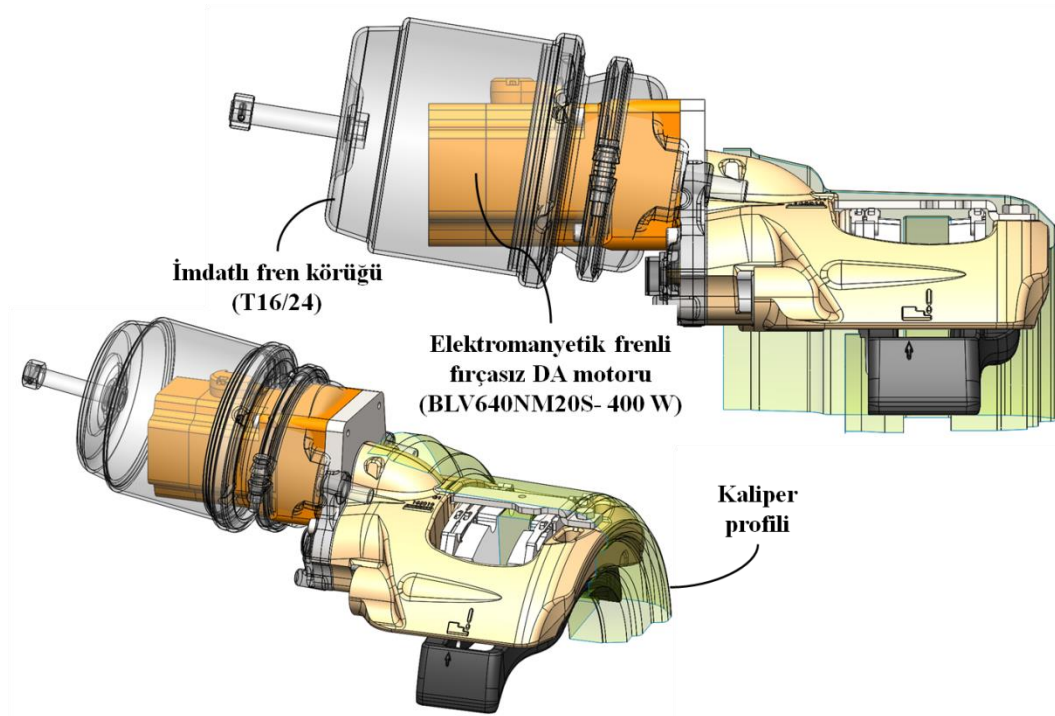
Hali hazırdaki havalı fren sistemlerinde park freni için frenler imdatlı fren körükleri ile birlikte kullanılmaktadır. Servis fren körüklerinden farklı olarak, imdatlı fren

körüklerinde ön gerilmeli olarak montajlanmış bir yayın bulunduğu ek bir odacık yer almaktadır. Park freni çekildiğinde; ön gerilmeli yayın yer aldığı odacıktaki hava tahliye edilerek, imdat olarak ifade edilen ön gerilmeli yay, körük itici pimini disk freni tahrik etmek üzere serbest bırakmaktadır. Bu sayede, sistemde sıkıştırılmış hava bulunmadığı durumda aracı sabitlemek üzere park freni fonksiyonu yerine getirilebilmektedir. Park freni uygulaması için tek pistonlu EMF konseptinde benzer şekilde elektromanyetik frenli fırçasız DA akım motoru kullanılması önerilmektedir. Elektromanyetik frenli fırçasız DA motoru yapısı Şekil 3.27’de verilmektedir. Elektromanyetik frenli fırçasız DA motorları, armatürü fren göbeğine bastıran, motoru durduran ve yükü tutan ön gerilmeli bir yay temelinde çalışmaktadır. Elektromanyetik frene enerji verildiğinde armatürü manyetik olarak geri çekerek ve frenlemeyi gerçekleştiren fren balatası ile fren göbeği birbirlerinden uzaklaşmaktadır [49]. Elektromanyetik frenli fırçasız DA motorunun sağladığı statik sürtünme torku, motorun uygulayabildiği nominal tork değerine eşit olmaktadır. Bu nedenle, servis ve park freni durumlarında tek pistonlu EMF mekanizmasının sağlayacağı statik frenleme torkunun aynı mertebede olması beklenmektedir.



Şekil 3.27: Elektromanyetik frenli fırçasız DA motoru yapısı [49]

Paketleme hacmi kontrolü için; raf ürünü elektromanyetik frenli fırçasız DA motoru (Oriental BLV640NM20S - 400 W, [47]) montajlanmış tek pistonlu EMF konsepti ile imdatlı fren körüğü (T16/24) montajlanmış 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren Şekil 3.28’de karşılaştırılmaktadır. Buna göre, önerilen tek pistonlu EMF konseptinin mevcut 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren paketleme sınırları içerisinde kaldığı görülmektedir. Tek pistonlu EMF konsepti paketleme açısından uygun olarak değerlendirilmiştir.



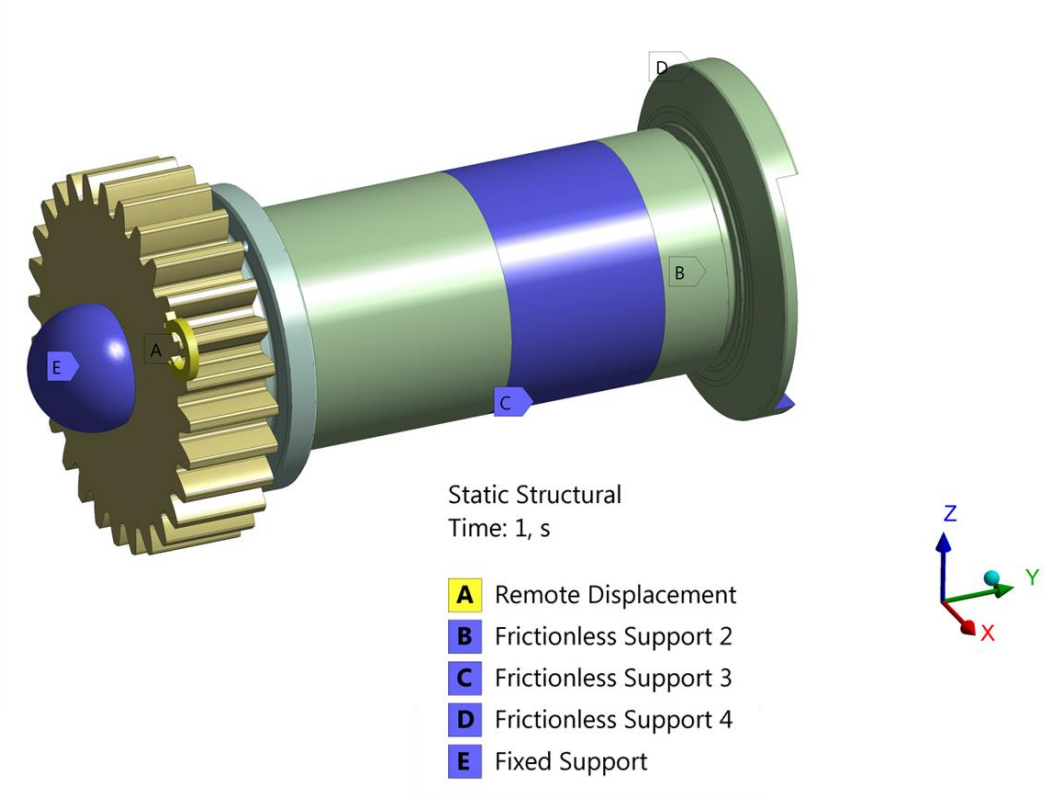
Şekil 3.28: 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren – 17,5” jant ölçüsüne uygun elektromekanik disk fren paketleme hacmi karşılaştırması

3.2.2 Tek Pistonlu EMF Gerilme Analizleri

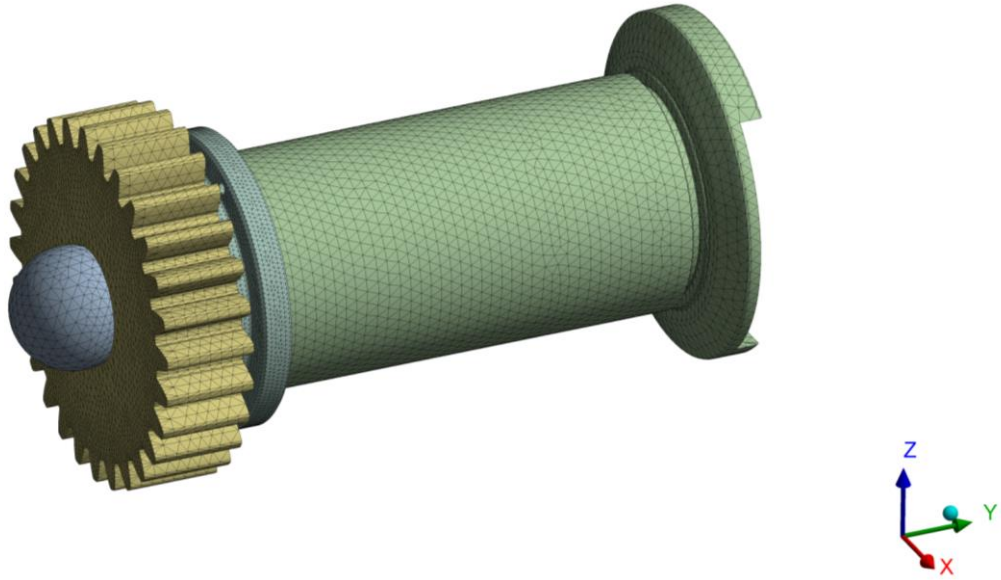
Bu bölümde, tek pistonlu EMF mekanizmasının ve mekanizmanın yatakladığı kaliper yuvası ve kaliper kapağı montajının sonlu elemanlar yöntemiyle mekanik dayanımları araştırılmaktadır.

3.2.2.1 Tek Pistonlu EMF Mekanizması Gerilme Analizleri

Tek pistonlu EMF mekanizması gerilme analizinde, tahrik dişlisine belirli bir açısız yer değiştirme uygulanarak, tahrik dişlisi eksenindeki 17,5° jant ölçüsüne uygun disk fren için gerekli sıkıştırma kuvveti elde edilmesi sağlanmıştır. Sonlu elemanlar modeline eksenleme bilyesi, tahrik dişlisi, hatveli bilye mekanizması, ayar ve itici pistonlar dâhil edilmiştir. Tüm parçalar için doğrusal yapısal çelik malzeme modeli tercih edilmiştir. Yapısal çelik için elastisite modülü (E) ve poisson oranı (ν) değerleri Tablo 3.3’de verilmektedir. Gerilme analizi tek bir adımda gerçekteştirilmiş olup, sınır koşulları Şekil 3.29’da verilmektedir. Eksenleme bilyesi sabit mesnet, itici pistonun piston burcu ile yatakladığı yüzey sürtünmesiz mesnet ve itici pistonun baskı plakası ile kılavuzlandığı yüzeylere sürtünmesiz mesnet tanımlanmıştır. Tahrik dişlisi iç çapından tutularak $-y$ yönünde 120° açısız yer değiştirme tanımlanmıştır. Tek bir adımda modellenen gerilme analizi, tahrik dişlisi her bir alt adımda 0,75° açısız yer değiştirme yapacak Şekilde toplam 160 alt adımdan meydana gelmektedir. Eksenleme bilyesi ile tahrik dişlisi arasında sürtünmesiz temas, ayar pistonu ile itici piston arasında vida dişlerinin bulunduğu yüzeyler arasında yapışık temas ve tahrik dişlisi ile ayar pistonu arasında sürtünmesiz temas tanımlanmıştır. Hatveli bilye mekanizmasında, bilyeler ile kafes arasında sürtünmesiz temas, bilyeler ile bilyelerin yuvarlandığı tahrik dişlisi ve ayar pistonu üzerindeki kanallar arasında sürtünmeli temas tanımlanmıştır. Analizin yakınsayabilmesi için bilyeler ve kanallar arası sürtünme katsayısı 0,05 olarak tanımlanmış olup, temas parametresi olarak Augmented Lagrange formülasyonu ve normal direngenlik faktörü 0,1 olarak tanımlanmıştır [50]. Sonlu elemanlar ağ yapısı için tüm yüzeylere 2 mm eleman boyutu; eksenleme bilyesi ile tahrik dişlisi temas yüzeylerinde 1,5 mm eleman boyutu, hatveli bilye mekanizmasındaki bilyeler ve kafes yüzeylerine 0,3 mm ve bilyeler ile temas halinde bulunan kanal yüzeylerine 0,3 mm eleman boyutu tanımlanmıştır. 522 k düğüm noktası ve 302 k elemandan oluşan sonlu elemanlar modeli Şekil 3.30’da verilmektedir.



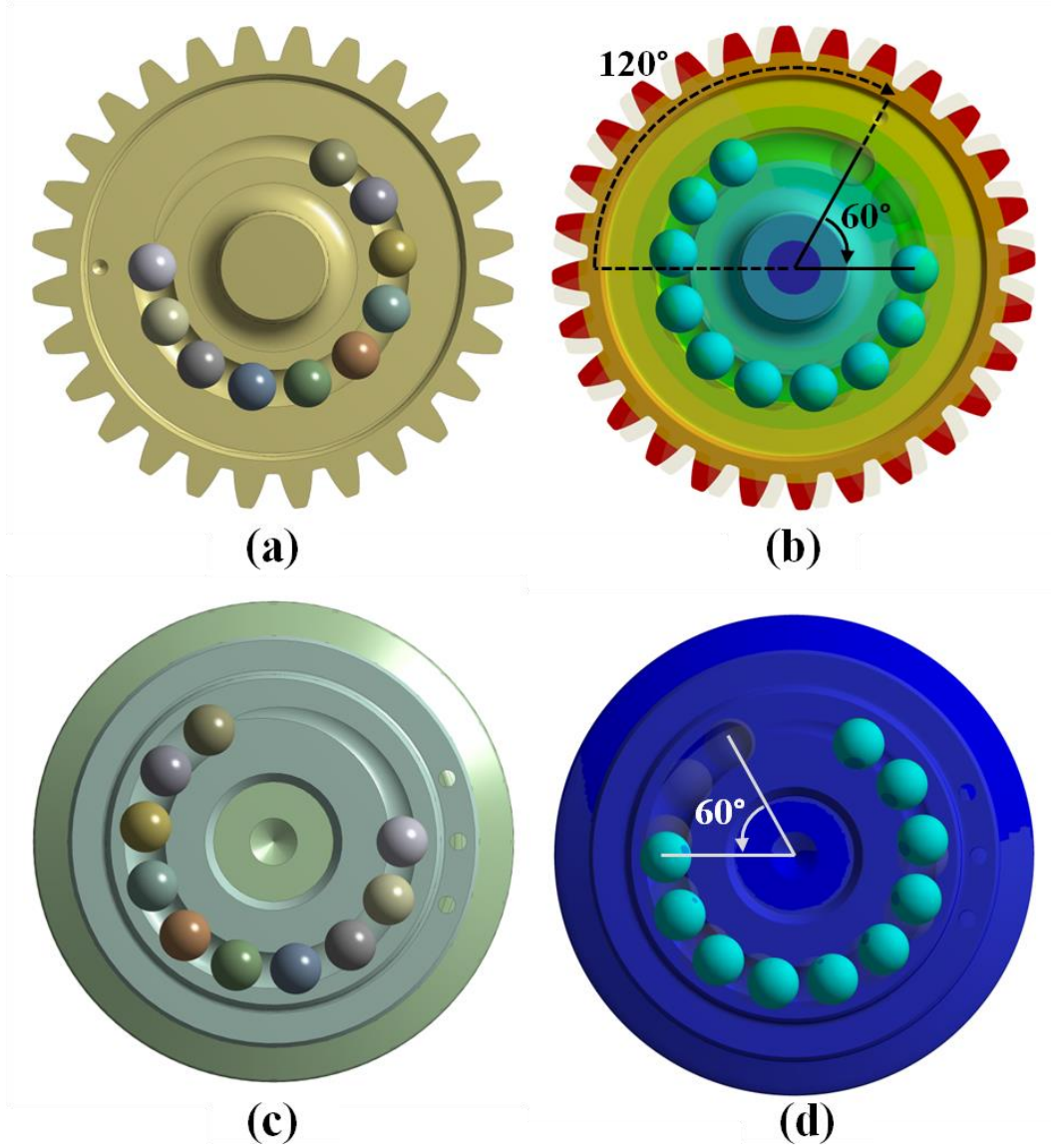
Şekil 3.29: Tek pistonlu EMF mekanizması gerilme analizleri – Sınır koşulları



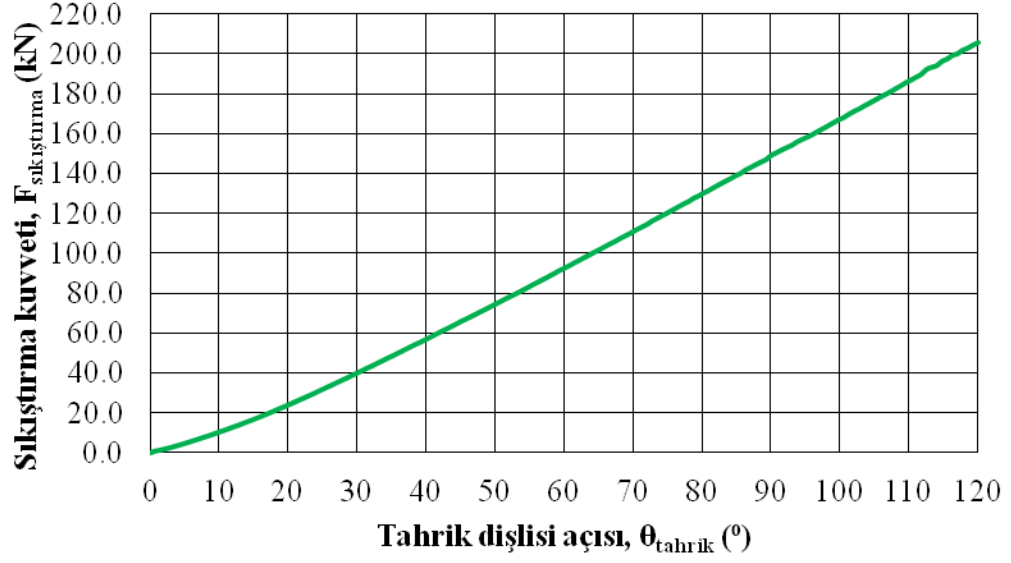
Şekil 3.30: Tek pistonlu EMF mekanizması gerilme analizleri – Sonlu elemanlar ağı

Şekil 3.31’de tahrik dişlisi, bilyeler ve ayar pistonunun birbirine göre rölatif yer değiştirmesi tasvir edilmektedir. Beklenildiği üzere tahrik dişlisinin 120° açısız yer değiştirmesine karşılık, bilyelerin başlangıç konumuna göre açısız yer değiştirmesi tahrik dişlisinin yer değiştirme miktarının yarısı kadardır. Hatveli bilye mekanizması analiz sonrası konumdan tahrik dişlisinin 120° ; bilyelerin ise 60° daha –y doğrultusunda hareketine olanak sağlamaktadır. Tahrik dişlisi açısına (θ_{tahrik}) bağılı olarak itici piston eksenindeki kuvvet reaksiyonunun (sıkıştırma kuvveti – $F_{\text{sıkıştırma}}$) analiz süresince değişimi Şekil 3.32’de verilmektedir. Buna göre, 17,5” jant ölçüsüne uygun disk fren için gerekli sıkıştırma kuvveti 120,0 kN için tahrik dişlisinin başlangıç konumuna göre 75° yer değiştirmesi gerekmektedir. Tahrik dişlisinin 75° yer değiştirdiği analiz adımı için mekanizma parçaları üzerindeki von-Mises ve maksimum asal gerilme dağılımları Şekil 3.33-3.35’de verilmektedir. Tahrik dişlisi ve ayar pistonu üzerindeki kanallar ve bilyeler arasında çizgisel temas gerçekleştiği için bu bölgelerde yüksek bası gerilmeleri meydana gelmektedir. Yüksek bası gerilmeleri nedeniyle tahrik dişlisi ve ayar pistonu kanallarının zamanla aşınmaması ve hasarlanmaması için bu parçalara ait malzemenin 41Cr4 gibi yüksek mekanik dayanıma sahip yüksek karbonlu çelik seçilmesi ve kanalların indüksiyon ile sertleştirilmesi gereklidir. Bu nedenle, bu bölgeler değerlendirmeye dâhil edilmemiştir. Fren parçaları üzerinde mekanik hasara çeki gerilmelerinin yüksek olduğu bölgelerde rastlanmaktadır. Bu nedenle von-Mises gerilmelerinin yüksek olup, aynı yerde maksimum asal gerilmelerin düşük olduğu lokasyonlarda (bası durumu) mekanik hasar oluşma olasılığı düşük olarak değerlendirilmektedir. Tahrik dişlisi üzerindeki en kritik bölgedeki von Mises ve maksimum asal gerilmeler 881 MPa ve 1018 MPa olarak elde edilmiştir. 41Cr4 malzemesi için akma ve çekme gerilmeleri $\sigma_{\text{ak}}=800$ MPa / $\sigma_{\text{ç}}=1200$ MPa olduğu için benzer havalı fren mekanizma parçaları için çeki gerilme limiti 1000 MPa ve bası gerilme limiti 1500 MPa olarak kabul edilmektedir. Buna göre, tahrik dişlisinde herhangi bir yapısal hasar beklenmemektedir. Ayar pistonu üzerindeki en kritik bölgedeki von Mises ve maksimum asal gerilmeler 902 MPa ve 1310 MPa olarak elde edilmiştir. Gerilme limitleri göz önünde bulundurulduğunda, ayar pistonunda herhangi bir hasar beklenmemektedir. İtici piston üzerindeki en yüksek von Mises gerilmesi 824 MPa olup, bu bölgede bası durumu söz konusudur. Parça üzerindeki maksimum asal

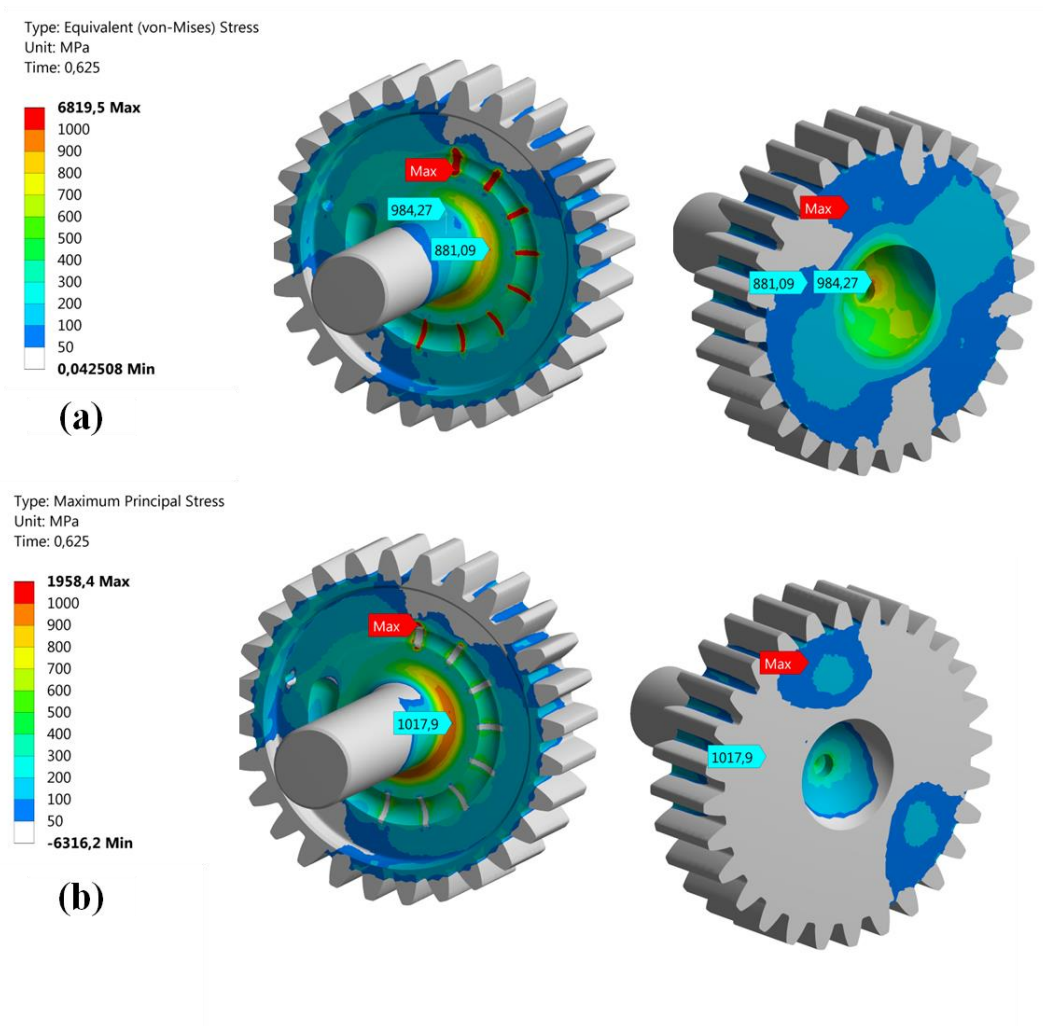
gerilme değeri 119 MPa olup, bu parça için akma ve çekme gerilmeleri $\sigma_{ak}=415$ MPa / $\sigma_{\check{c}}=620$ MPa olan SAE 1040 malzemesinin kullanımı önerilmektedir.



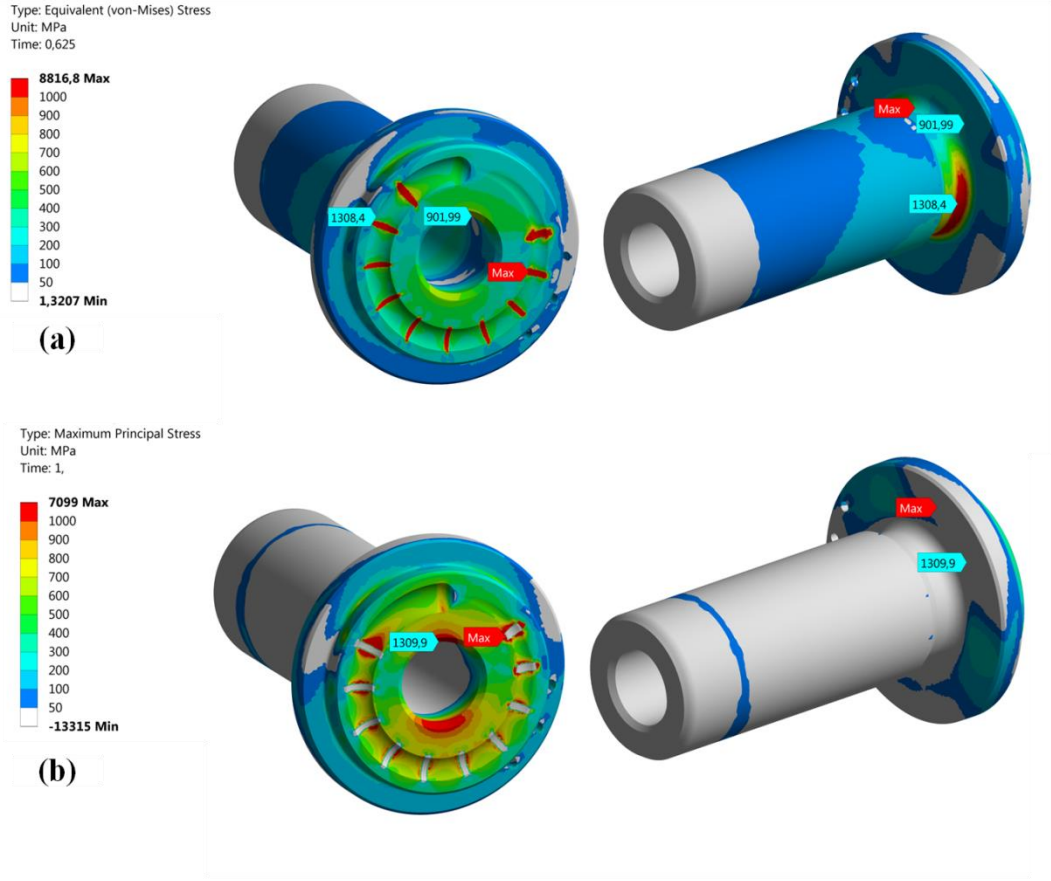
Şekil 3.31: Tahrik dişlisi, bilyeler ve ayar pistonunun birbirine göre rölative yer değiştirmesi: (a) tahrik dişlisi ile bilyelerin başlangıç konumu, (b) tahrik dişlisi 120° yer değiştirdiğinde bilyelerin tahrik dişlisi üzerindeki konumu, (c) ayar pistonu ile bilyelerin başlangıç konumu, (d) tahrik dişlisi 120° yer değiştirdiğinde bilyelerin ayar pistonu üzerindeki konumu



Şekil 3.32: Tahrik dişlisi açısına bağlı olarak sıkıştırma kuvveti değişimi grafiği

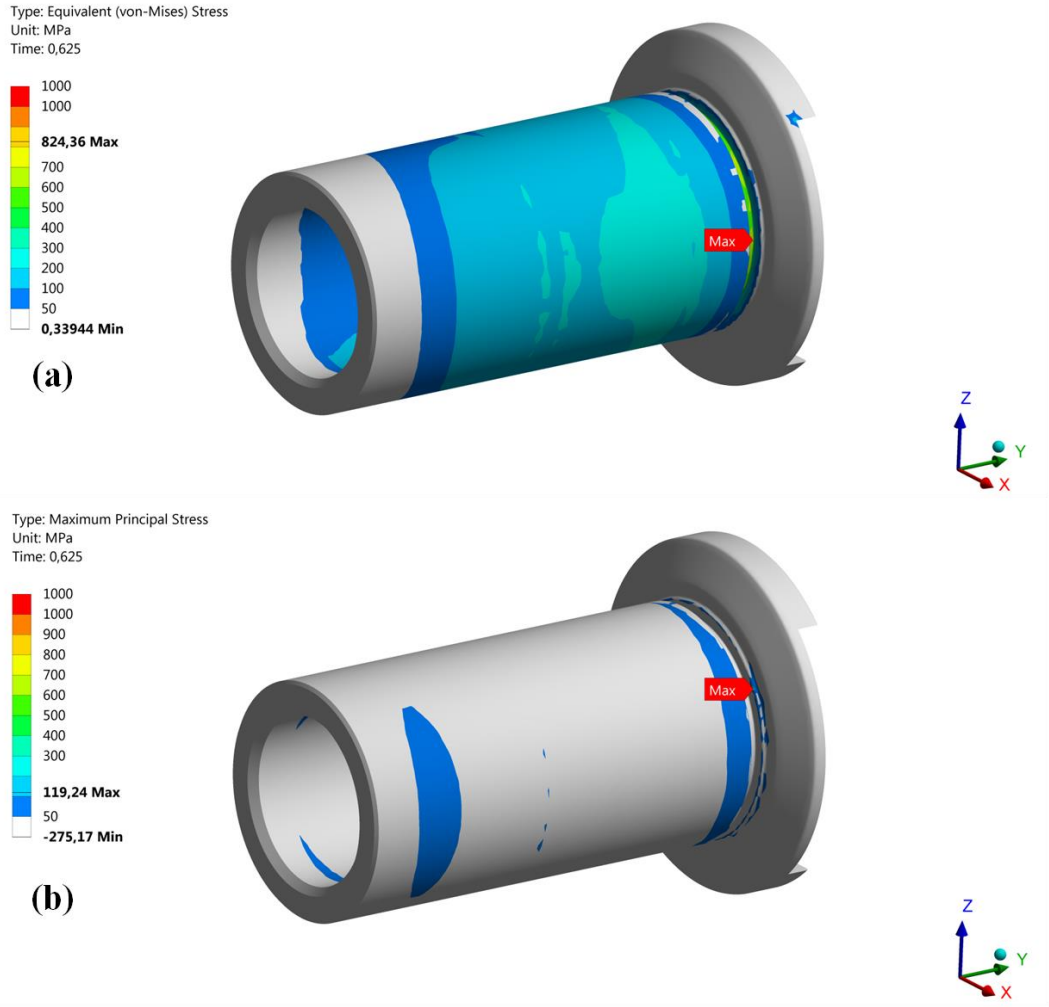


Şekil 3.33: Tahrik dişlisi üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler

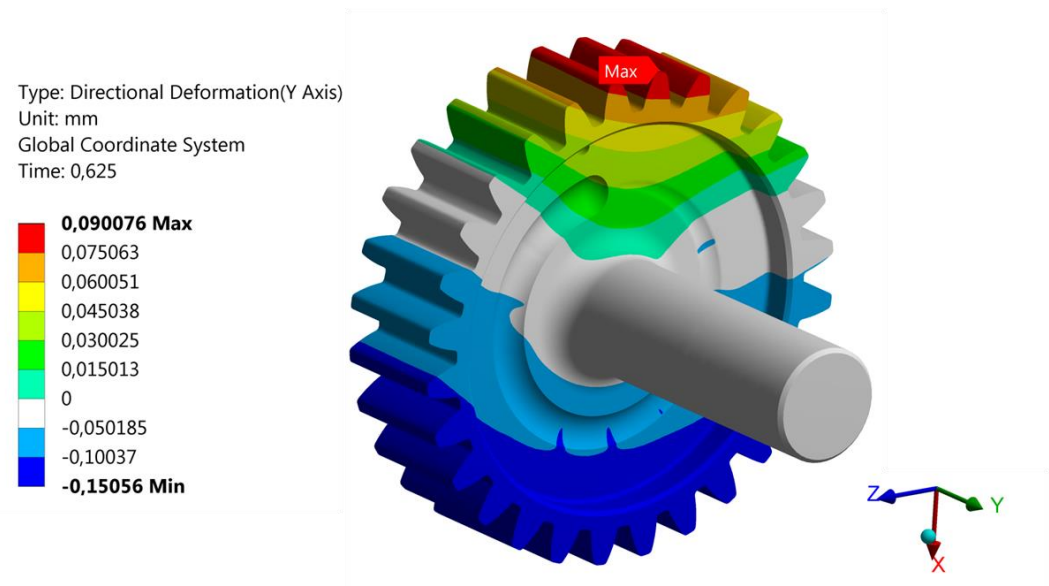


Şekil 3.34: Ayar pistonu üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler

Şekil 3.36 ve 3.37’de tahrik dişlisi ve ayar pistonu üzerindeki aksel deformasyon miktarları görülmektedir. Bilyelerin yuvarlandığı bölgelerdeki deformasyon miktarları $\sim 0,1$ mm mertebesinde olduğu için bu deformasyonun fren mekanizmasının üzerinde olumsuz bir etki beklenmemektedir. Tüm bu değerlendirmeler ışığında, tek pistonlu EMF mekanizması alt parçalarında maksimum sıkıştırma kuvvetinde herhangi bir hasar beklenmemektedir.

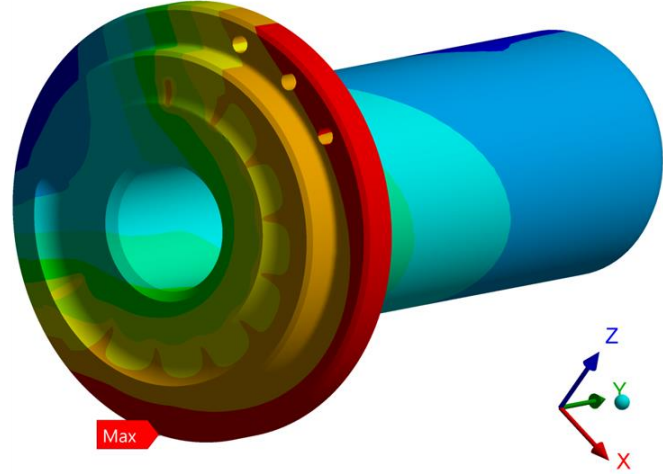
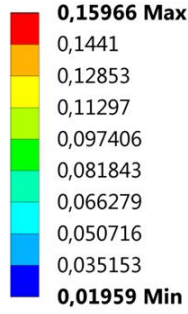


Şekil 3.35: İtici piston üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler



Şekil 3.36: Tahrik dişlisi üzerindeki deformasyon dağılımı (y doğrultusunda)

Type: Directional Deformation(Y Axis)
Unit: mm
Global Coordinate System
Time: 0,625

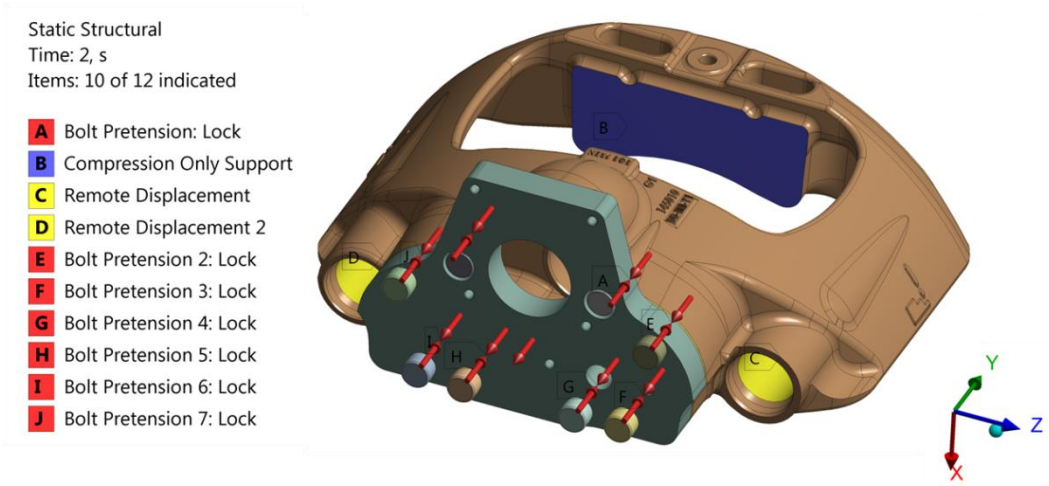


Şekil 3.37: Ayar pistonu üzerindeki deformasyon dağılımı (y doğrultusunda)

3.2.2.2 Tek Pistonlu EMF Kaliper Yuvası – Kapak Montajı Gerilme Analizleri

Kaliper yuvası – kapak montajının gerilme analizleri maksimum sıkıştırma kuvveti altında aksel doğrultudaki esneme miktarının ve kapak üzerindeki gerilmelerin hesaplanabilmesi gerçekleştirilmiştir. Analiz modeline kaliper yuvası, kapak, kapak contası ve bağlantı civataları dâhil edilmiştir. Gerilme analizi iki adımda gerçekleştirilmiş olup, birinci adımda kaliper yuvası – kapak bağlantı civatalarına ait ön gerilme kuvvetleri tanımlanmıştır. İkinci adımda, eksenleme bilyesi üzerinden kapağa iletilen maksimum sıkıştırma kuvveti reaksiyonu ($F_{maks}=120,0$ kN) uygulanmıştır. Kaliper yuvası dış balatanın kaliper yuvasına yaslandığı yüzeyden yüzey sürtünmesiz mesnet ile sınırlandırılmıştır. Kaliper yuvası üzerinde kısa kılavuz pim yatakladığı delik yüzeyi y yönünde dönme ve öteleme hareketine izin verecek şekilde; uzun kılavuz pim yatakladığı delik yüzeyi ise y ve z yönünde dönme ve öteleme hareketine izin verecek şekilde sınırlandırılmıştır. Sınır koşulları Şekil 3.38’de verilmektedir. Sonlu elemanlar ağ yapısı için tüm yüzeylere 1,75 mm eleman boyutu tanımlanmış olup, 1241 k düğüm noktası ve 719 k elemandan oluşan sonlu elemanlar modeli Şekil 3.39’da verilmektedir. Kaliper yuvası malzemesi için doğrusal küresel grafitli dökme demir (GGG50); kapak, kapak contası ve bağlantı civataları için doğrusal yapısal çelik malzeme modeli tercih edilmiştir. Yapısal çelik

için mekanik malzeme özellikleri Tablo 3.3’de ve GGG50 için Tablo 3.8’de verilmektedir. Kaliper yuvası ile kapak contası, kapak contası ile kapak arasında sürtünme katsayısı 0,3 olan sürtünmeli temas; cıvataların oturma yüzeyleri ve kapak üzerindeki karşılık yüzeyleri arasında sürtünme katsayısı 0,2 olan sürtünmeli temas tanımlanmıştır. Cıvataların gövde yüzeyleri ile contadaki ve kapak üzerindeki delikler arasında sürtünmesiz temas; cıvatalardaki vida dişleri ile kaliper yuvasındaki vida dişlerinin olduğu yüzeyler arasında yapışık temas tanımlamaları yapılmıştır.



Şekil 3.38: Kaliper yuvası – kapak montajı gerilme analizleri – Sınır koşulları

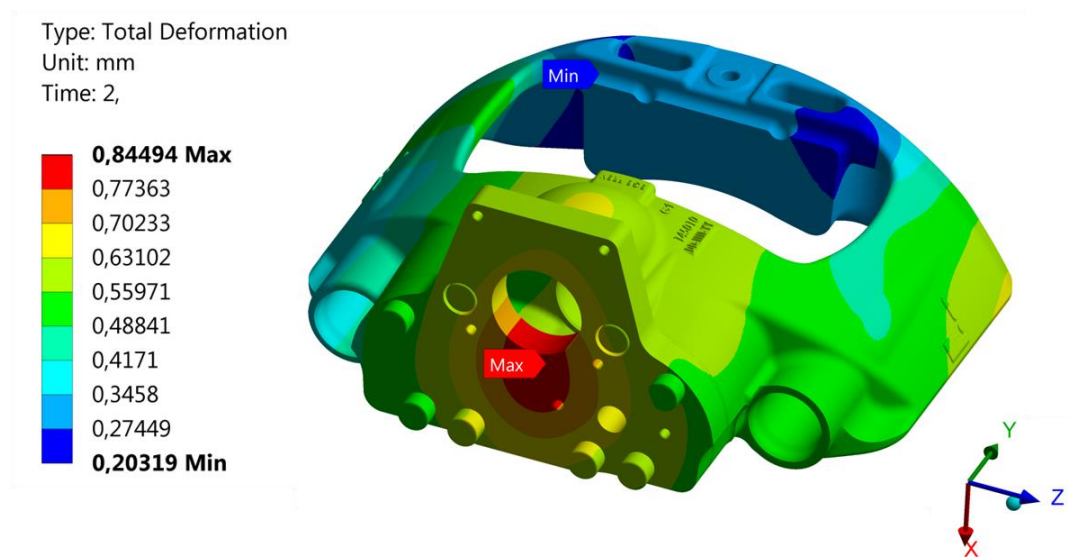


Şekil 3.39: Kaliper yuvası – kapak montajı gerilme analizleri – Sonlu elemanlar ağı

Tablo 3.8: GGG50 malzeme özellikleri

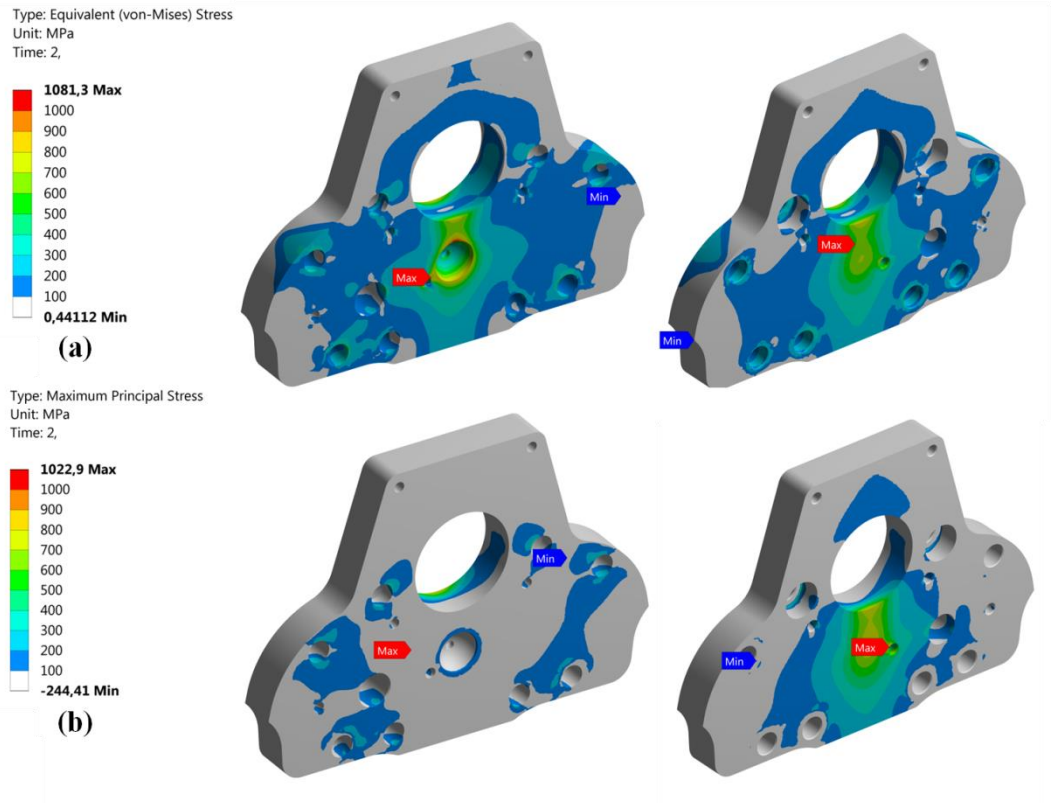
Malzeme	E (Pa)	v (-)
GGG50 (EN-GJS-500)	170×10^9	0.29

Kaliper yuvası – kapak montajı üzerindeki deformasyon dağılımı Şekil 3.40’da verilmektedir. Buna göre, maksimum deformasyon miktarı 0,84 mm olarak elde edilmiştir. Hali hazırdaki 17,5” havalı disk fren tasarımında aynı sıkıştırma kuvveti altında maksimum deformasyon 0,95 mm mertebesindedir. Hatve 1,5 mm olarak seçildiğinde hatveli bilye mekanizması tahrik dişlisinin 240° kadar dönmesine olanak sağlamaktadır. Buna göre, mekanizma piston ekseninde 1,0 mm’ye varan esnemeyi kompanze edebilmektedir. Maksimum sıkıştırma kuvvetindeki deformasyon miktarı $< 1,0$ mm olduğu için mekanizmanın çalışmasını olumsuz olarak etkileyecek bir durum söz konusu değildir. Parça toleransları ve mekanizma boşlukları nedeniyle maksimum sıkıştırma kuvvetinde piston ilerleme ihtiyacının artması durumunda; bunu ihtiyacı karşılamak üzere önerilen tasarım, hatveli bilye mekanizmasına ait hatvenin artırılması ve redüktörlü motorun çevrim oranının yükseltilmesi gibi tasarım değişikliklerine olanak sağlamaktadır.



Şekil 3.40: Kaliper yuvası – kapak montajı üzerindeki deformasyon dağılımı

Kapak üzerindeki von-Mises ve maksimum asal gerilme dağılımı Şekil 3.41’de paylaşılmaktadır. Kapak üzerindeki en yüksek von Mises gerilmesi eksenleme bilyesi yuvası etrafında olup (1081 MPa), bu bölgede bası durumu söz konusudur. Parça üzerindeki maksimum asal gerilme enkoder braketi bağlantı deliği etrafında olup, değeri 1023 MPa’dır. Kapak malzemesi olarak, akma ve çekme gerilmeleri $\sigma_{ak}=800$ MPa / $\sigma_{\check{c}}=1200$ MPa olan 41Cr4 malzemesi önerilmektedir. Bu malzemeye sahip havalı fren parçaları için çeki gerilme limiti 1000 MPa ve bası gerilme limiti 1500 MPa olarak kabul edilmektedir. Buna göre, kaliper kapağında herhangi bir yapısal hasar beklenmemektedir. Kaliper yuvası olarak, hali hazırda 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk frenlerde kullanılmakta olan tasarım değişiklik yapılmadan kullanılacağı için gerilme analizinde değerlendirmeye alınmamıştır.



Şekil 3.41: Kapak üzerindeki (a) von-Mises, (b) maksimum asal gerilmeler

3.3 Tasarımların Değerlendirilmesi

Bu bölümde, ağır hizmet araçlarında kullanılmak üzere çift pistonlu özgün bir kama mekanizmasının yer aldığı elektromekanik disk fren mekanizması önerilmektedir. Tez kapsamında, önerilen çift pistonlu EMF konseptinin patent başvurusu (2021/016621) gerçekleştirilmiştir. Bu mekanizmanın testlerinin kaliper yuvası ve taşıyıcı gibi döküm parçaların yatırımı yapılmadan gerçekleştirilebilmesi için bir test fikstürü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Kama mekanizmasına ait dairesel ve düz olmak üzere iki farklı rampa profili ve farklı rampa yarıçapları ve rampa eğimleri için karşılaştırmalı kuvvet analizleri gerçekleştirilmiştir. Düz ve dairesel profilli rampaların sıkıştırma kuvveti karakteristiğine etkisi değerlendirilerek, 17,5” jant ölçüsüne uygun frenler için gerekli sıkıştırma kuvveti gereksinimine uygun rampa yarıçapı $R=38 \times 10^{-3}$ m ve rampa açısı $W=7^\circ$ olarak belirlenmiştir. Çift pistonlu EMF mekanizması ve test fikstürüne ait sonlu elemanlar analizleri ile parçalar üzerindeki maksimum deformasyon ve gerilme değerleri hesaplanarak, mekanizma parçaları ve test fikstürü için malzeme seçimi yapılmıştır.

Hali hazırdaki 17,5” jant ölçüsüne uygun tek pistonlu havalı disk fren kaliperi göz önünde bulundurularak, mevcut kaliper yuvası içerisine paketlenebilecek tek pistonlu elektromekanik disk fren tahrik mekanizması konsepti önerilmiştir. Havalı disk fren kaliper yuvası, taşıyıcısı, kılavuz pimleri vb. parçalarda değişiklik yapılmadığı için bu parçalar özelinde bir yatırıma ihtiyaç duyulmamaktadır. Önerilen tek pistonlu EMF mekanizmasının fikri haklarının korunma altına alınması için patent başvurusu (2021/015525) gerçekleştirilmiştir. Teorik hesaplamalar ile sıkıştırma kuvveti ve yükselme süresi gibi tasarım gereksinimlerin sağlanması ve motor seçimi için gerekli parametrelerin tayini gerçekleştirilmiştir. Tek pistonlu EMF mekanizmasının ve kaliper yuvası – kapak montajının sonlu elemanlar analizleriyle, parçaların maksimum sıkıştırma kuvveti altında mekanik dayanımları incelenmiş ve mekanizma parçaları için uygun malzeme seçimi yapılmıştır.

Tek pistonlu EMF konsepti doğrudan hali hazırdaki 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren kaliperine uygulandığı için ürüne dönüşme potansiyeli içermektedir. Ayrıca, çift pistonlu EMF mekanizmasına göre, prototip imalatı ve prototip deneyleri için daha az yatırım gerektirmektedir. Bu nedenle, tek pistonlu EMF konsepti için

prototip imalatı sürecine geçilmesine karar verilmiştir. Prototip maliyetlerinin düşürülmesi amacıyla, tek pistonlu EMF prototipinin temel deney düzeneğinde kullanılan mevcut redüktörlü fırçasız DA motoru (Oriental BLHM4500KC / GFS4G20 – 50W) ve sürücüsü (Oriental BLH2D50-KD) ile sürecin ilerletilmesi uygun görülmüştür.

Bölüm 4

Prototip İmalatı, Açık Devre Ölçümler ve Tasarım İyileştirmeleri

Bu bölümde, 17,5” jant ölçüsüne uygun tek pistonlu elektromekanik disk fren konseptinin prototip üretimine, prototip deneyleri için oluşturulan ölçüm ve denetim sistemine, prototip üzerinden alınan açık devre sıkıştırma kuvveti ölçümlerine ve prototip üzerinde gerçekleştirilen tasarım iyileştirmelerine ilişkin detaylar raporlanmaktadır.

4.1 Prototip İmalatı

Önceki bölümde, tek pistonlu EMF konsepti için prototip imalatının gerçekleştirilmesine karar verilmişti. Prototip maliyetlerinin düşürülmesi amacıyla, tek pistonlu EMF prototipinin temel deney düzeneğinde kullanılan mevcut redüktörlü fırçasız DA motoru (Oriental BLHM4500KC / GFS4G20 – 50W) ve sürücüsü (Oriental BLH2D50-KD) ile sürecin ilerletilmesi uygun görülmüştür. Bu amaca uygun olarak düzenlenen tek pistonlu EMF prototipine ait sistem parametreleri Tablo 4.1’de paylaşılmaktadır.

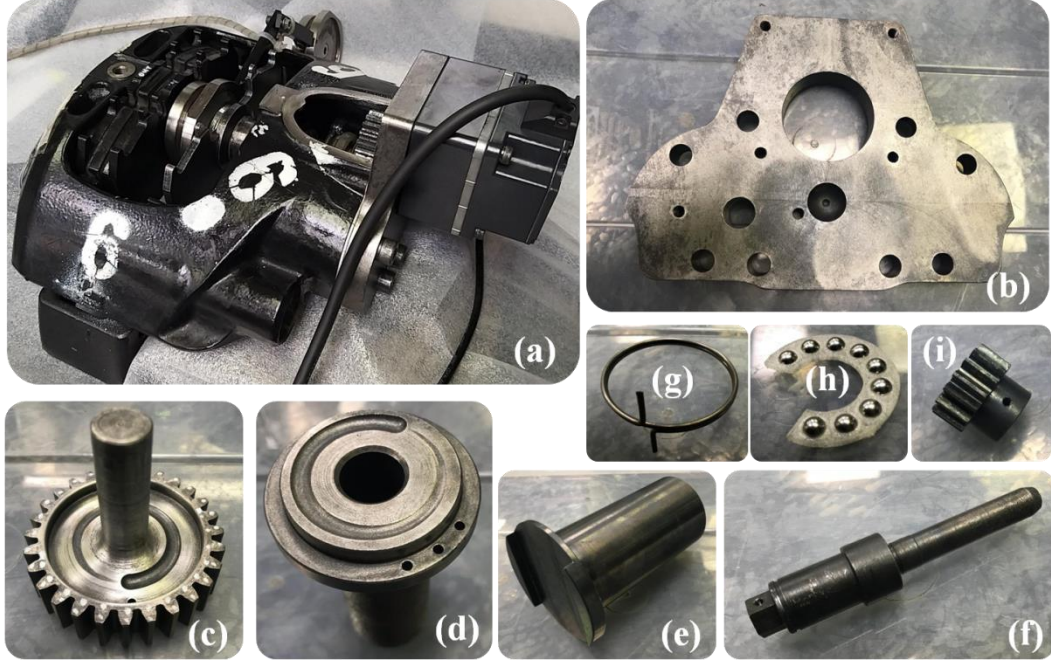
Prototip tek pistonlu EMF sağlayabileceği teorik sıkıştırma kuvveti hesabı için Denklem 3.10 tekrar düzenlendiğinde sıkıştırma kuvveti ifadesi Denklem 4.1’de verildiği gibi elde edilmektedir. Buna göre, tek pistonlu EMF mekanizması ve mevcut redüktörlü fırçasız DA motoru (Oriental BLHM4500KC / GFS4G20 – 50W [51]) ile elde edilebilecek maksimum teorik sıkıştırma kuvveti (F_{mak}) 28,8 kN olarak hesaplanmaktadır.

$$F_{\text{mak}} = \frac{T_m i_r}{\left[\frac{d_o}{2} \frac{(\mu \pi d_o + L)}{(\pi d_o - \mu L)} + \mu_y \frac{d_{o-y}}{2} \right]} \times 10^{-3} \quad (4.1)$$

Tablo 4.1: Tek pistonlu EMF prototipi sistem parametreleri (İlk tasarım – Rev 0)

Parametre	Değer
Hatveli bilye mekanizması hatvesi, L (m)	$1,5 \times 10^{-3}$
İtici piston – ayar pistonu hatvesi, L' (m)	$4,5 \times 10^{-3}$
Sürtünme katsayısı, μ (-)	0,003 [48]
Ortalama çap, d_o (m)	$30,0 \times 10^{-3}$
Sürtünme katsayısı, μ_y (-)	0,0015 [46]
Ortalama çap, d_{o-y} (m)	$19,08 \times 10^{-3}$
Pinyon diş sayısı, z_p (adet)	16
Motorun redüktör oranı, i_{motor} (-)	20
Tahrik dişlisi diş sayısı, z_{tahrik} (adet)	28
Motor torku, T_m (Nm)	0,255 [51]
Motor açısal hızı, ω_m (rad/s)	209,4 [51]

Prototip mekanizma parçalarının tedariki 2 takım olarak firma dışından gerçekleştirilmiştir. Hali hazırdaki 17,5" jant ölçüsüne uygun havalı disk frenlerde kullanılan kaliper yuvası, taşıyıcı, balatalar, baskı plakası, geri getirme yayı, elle ayar dişlisi gibi parçalar Ege Fren Arge Test Laboratuvarı stoklarından sağlanmıştır. Hatvel bilye mekanizmasında bilyelerin yatakladığı kafes, mesafe parçası ve enkoderın kaliper kapağı üzerine irtibatını sağlayan braket 3 boyutlu yazıcı ile imal edilmiştir. Şekil 4.1'de, imalatı gerçekleştirilen tek pistonlu EMF montajına ve mekanizma alt parçalarına ilişkin görseller verilmektedir.

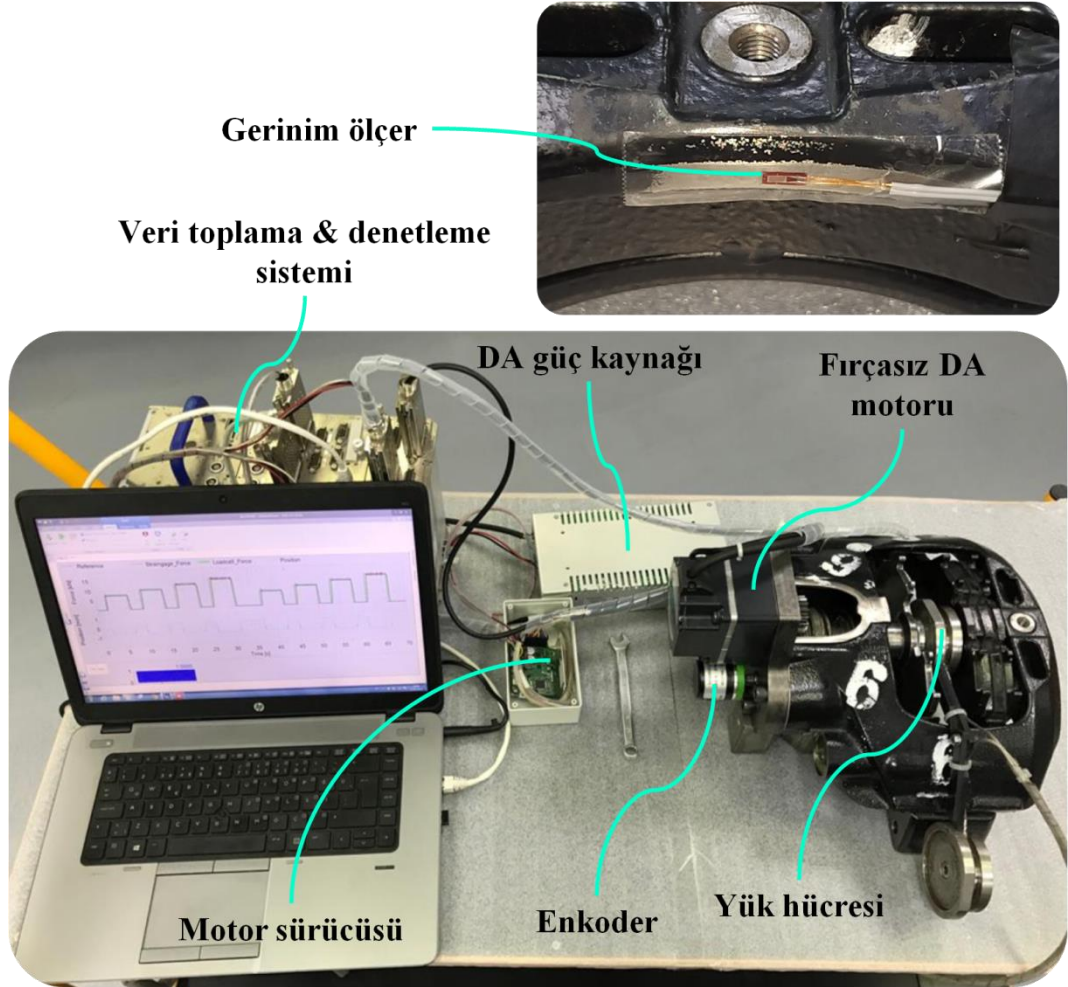


Şekil 4.1: (a) 17,5” jant ölçüsüne uygun EMF prototipi montajı, (b) kapak, (c) tahrik dişlisi, (d) ayar pistonu, (e) itici piston, (f) elle ayar mili, (g) torsiyon yayı, (h) hatveli bilye, (i) pinyon

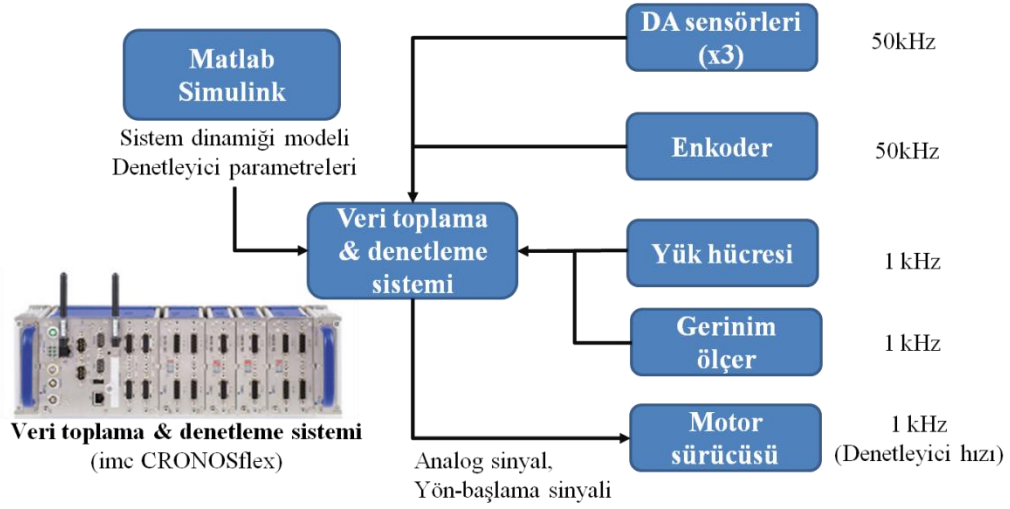
4.2 Deney Düzeni, Açık Devre Ölçümler ve Tasarım İyileştirmeleri

Tek pistonlu EMF prototip deneyleri için hazırlanan düzen Şekil 4.2’de verilmektedir. Redüktörlü fırçasız DA motoru (Oriental BLHM4500KC / GFS4G20 – 50W) tek pistonlu EMF mekanizması ile montajlanmıştır. Fırçasız DA motor sürücüsü (Oriental BLH2D50-KD), 1 adet DA güç kaynağı (24V) ile beslenmektedir. Sıkıştırma kuvveti ölçümü için baskı plakası ve iç plaka arasında 1 adet yük hücresi (Kistler 9061A) yerleştirilmiştir. Ayrıca, kaliper yuvası üzerine 1 adet çeyrek köprü gerinim ölçer (FLA-3-11-3L) uygulanmıştır. Fırçasız DA motoru ile sürücü bağlantı konektörü arasında motor faz akımlarının ölçümü için 3 adet DA sensörü (ACS712 – 5A) yerleştirilmiştir. Elle ayar mili çıkışına, motor açısall pozisyonunun ölçümü için 1 adet 2 fazlı artırımı enkoder (OVW6-04-2HC 400P/R) bağlanmıştır. Tüm sensörler, imc CRONOSflex veri toplama ve denetleme sisteminin girişlerine bağlanmıştır. Denetleme sinyalleri (analog sinyal, yön sinyali, başlama sinyali) fırçasız DA motor sürücüsünün ilgili girişlerine bağlanmıştır. Deney düzenine ait

veri toplama ve denetleme sisteminin veri akış şeması Şekil 4.3’de verilmektedir. DA sensörleri ve enkoder için veri toplama frekansı 50 kHz; yük hücresi, gerinim ölçer için veri toplama frekansı 1 kHz ve denetleme sistemi için denetleme frekansı 1 kHz olarak ayarlanmıştır.



Şekil 4.2: Tek pistonlu EMF sistemi deney düzeni



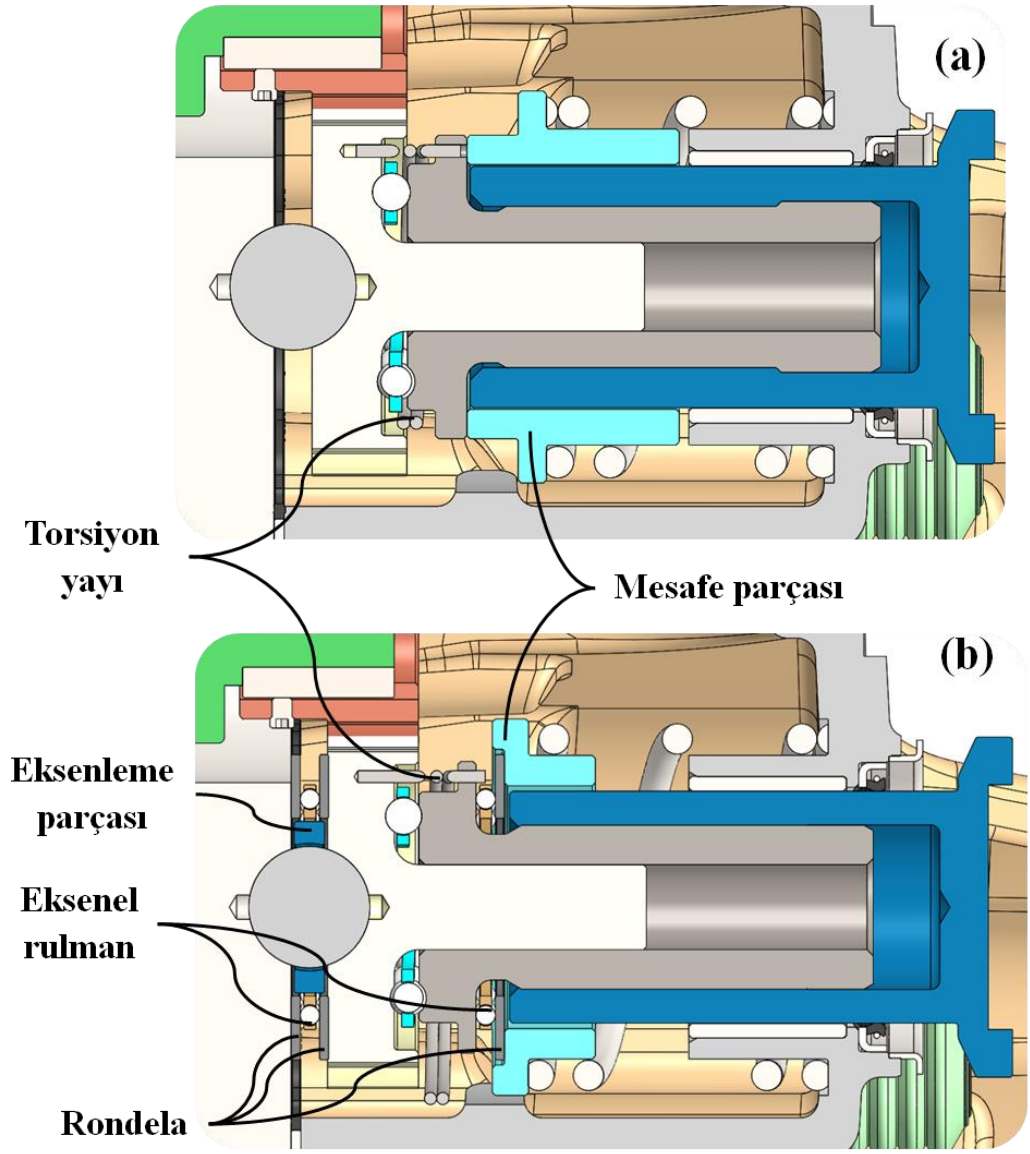
Şekil 4.3: Tek pistonlu EMF sistemi veri toplama ve denetleme sistemi akış şeması

İlk revizyon tek pistonlu EMF mekanizması (Rev 0) üzerinden alınan ilk ölçümlerde 5V analog girdi gerilimi için yük hücresi üzerinden ölçülen maksimum sıkıştırma kuvveti $F_{\text{mak-deney}} = 1,8 \text{ kN}$ olarak elde edilmiştir. Bu değerin teorik olarak hesaplanan maksimum sıkıştırma kuvveti değerinin ($F_{\text{mak}} = 28,8 \text{ kN}$) çok altında olduğu görülmektedir. Mekanizma sürtünmelerinin ve kayıplarının azaltılması için prototip mekanizma üzerinde gerçekleştirilen tasarım iyileştirmelerine ait detaylar (Şekil 4.4) aşağıda paylaşılmaktadır:

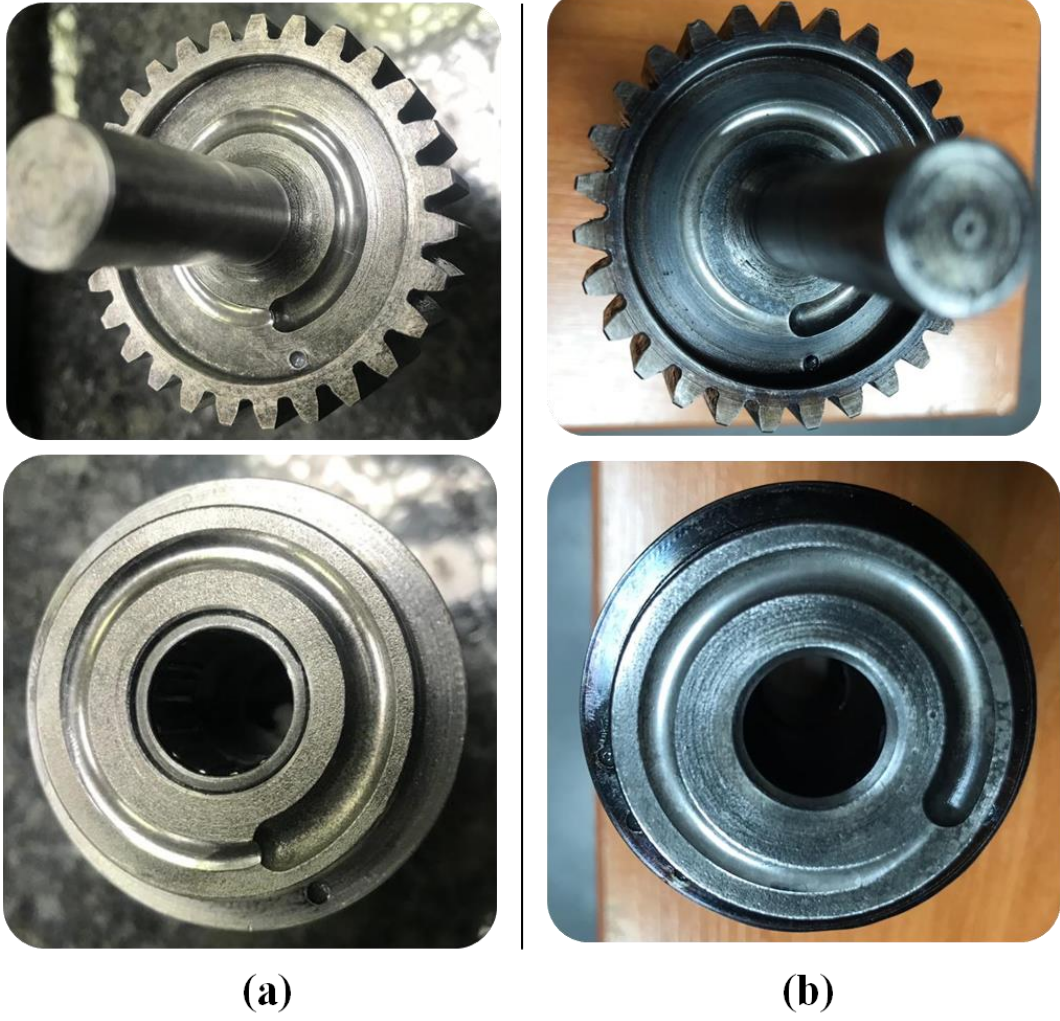
- ❖ Eksenel yük ve pinyondan gelen yanal yük altında eksenleme bilyesinin sıkışmasını engellemek ve eksenel yükün tamamının sadece eksenleme bilyesi üzerinden kapağa iletilmesi için tahrik dişlisi ile kapak arasına 1 adet eksenel rulman ve 2 adet rondela yerleştirilmiştir.
- ❖ Eksenel rulmanın ve onunla beraber eklenen rondelaların merkezlenmesi için 3 boyutlu yazıcı ile imal edilen 1 adet eksenleme parçası ilave edilmiştir.
- ❖ Mesafe parçası ile ayar pistonu arasındaki sürtünme kayıplarının azaltılması için, mesafe parçası ile ayar pistonu arasına 1 adet eksenel rulman ve 1 adet rondela montajlanmıştır.

Bu değişikliklere ek olarak;

- ❖ Torsiyon yayı sarım çapı arttırılmıştır. Tahrik dişlisi ile ayar pistonunun birbirine göre bağıl hareketi sonucu torsiyon yayının esnemesi ve bunun sonucunda torsiyon yayı iç çapının küçülmesi nedeniyle mekanizmanın sıkışması engellenmiştir.
- ❖ Hatveli bilye mekanizmasında; bilyeler ile bilyelerin temas ettiği kanallar arasındaki temasın azaltılması için bilye çapı kanal çapından küçük olacak şekilde bilye çapı azaltılmıştır. 3 boyutlu yazıcı ile imal edilen kafes geometrisi de bilye çapı değişikliğine göre güncellenmiştir.
- ❖ İlk montajlanan prototip parçalarda (1. takım) tedarikçi firma parçalara indüksiyon ile sertleştirme işlemi uygulamadığı için her iki parça üzerinde bilyelerin yuvarlandığı kanallarda aşınma gözlenmiştir (Şekil 4.5). Parçalar üzerinden alınan sertlik ölçümlerinde parça teknik resimlerinde belirtilen yüzey sertliği değerlerinin sağlanamadığı tespit edilmiştir. Bu nedenle, 2. takım parçalarda bilyelerin yuvarlandığı tahrik dişlisi ve ayar pistonu üzerindeki kanallar bir ısıl işlem firmasında indüksiyon ile sertleştirilmiştir.
- ❖ 3 boyutlu yazıcıyla imal edilen mesafe parçasının geometrisi, geri getirme yayı ön gerilmesini azaltıcı yönde ve sisteme eklenen aksenal rulman ve rondela montajı göz önünde bulundurularak güncellenmiştir.



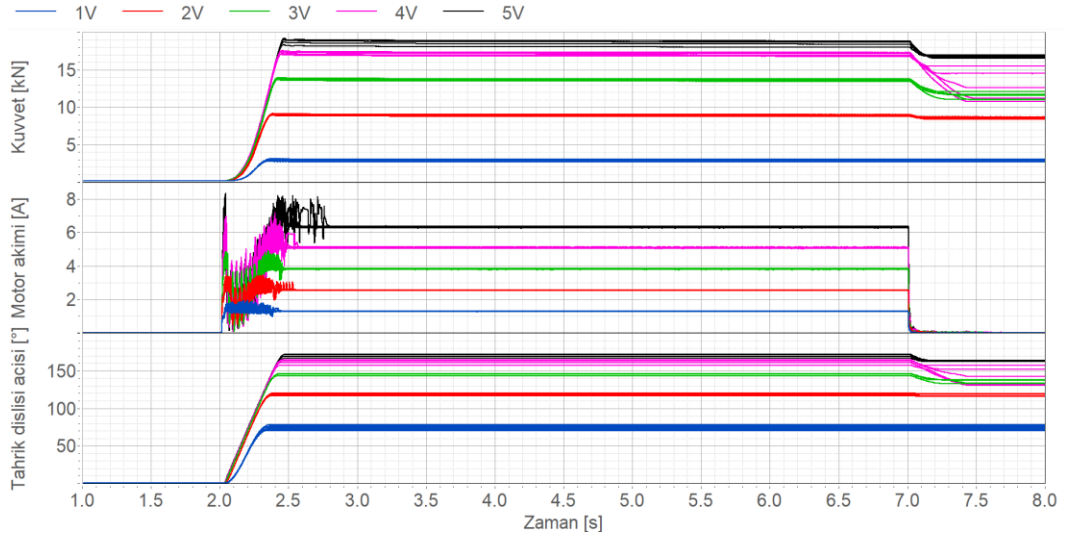
Şekil 4.4: Tek pistonlu EMF mekanizması üzerinde gerçekleştirilen tasarım değişiklikleri: (a) ilk tasarım (Rev 0), (b) iyileştirilmiş tasarım (Rev 1)



Şekil 4.5: (a) İndüksiyon ile sertleştirilmemiş 1. Takım parçalar (Sertlik: 325-384 HV30), (b) İndüksiyon ile sertleştirilmiş 2. Takım parçalar (Sertlik: 650-700 HV30)

Şekil 4.6'da iyileştirilmiş EMF mekanizması (Rev 1) üzerinden 1V, 2V, 3V, 4V ve 5V gerilim kademeleri için alınan açık devre sıkıştırma kuvveti ölçüm sonuçları paylaşılmaktadır. İyileştirilmiş tasarım sayesinde (Rev 1), 5V analog girdi gerilimi için ölçülen maksimum sıkıştırma kuvvetinin $F_{\text{mak-deney}} = 18,7$ kN seviyesine yükseltilmiştir. İlk tasarıma (Rev 0) göre 10,4 katlık bir artış söz konusudur. Buna karşılık, teorik olarak hesaplanan maksimum sıkıştırma kuvvetine ($F_{\text{mak}} = 28,8$ kN) ulaşamamıştır. Ayrıca, açık devre ölçüm sonuçlarında; her bir gerilim kademesindeki artışa karşılık motor akımındaki artış oransal iken, sıkıştırma kuvvetindeki artış miktarı tahrik dişlisinin açısına bağlı olarak değişkenlik görülmektedir.

İyileştirilmiş tasarıma ait sistem parametreleri Tablo 4.2’de verilmektedir. Teorik sıkıştırma kuvveti hesapları; tüm gerilim kademelerini ve farklı sürtünme katsayısı değerleri (μ) için genişletilmiştir. Burada, tahrik dişlisi ile kapak arasına konumlandırılan aksel rulman ile rondelalar arasındaki sürtünme katsayısı $\mu_y=0,0015$ [46], diğer kayıplar hatveli bilye mekanizmasındaki bilyeler ile tahrik dişlisi/ayar pistonu kanalları arasındaki sürtünme katsayısı değerine (μ) indirgenmektedir.



Şekil 4.6: Farklı gerilim kademeleri (1V – 5V) için prototip tek pistonlu EMF ölçümleri (İyileştirilmiş tasarım – Rev 1)

Tablo 4.2: Tek pistonlu EMF prototipi sistem parametreleri (İyileştirilmiş tasarım – Rev 1)

Parametre	Değer
Hatveli bilye mekanizması hatvesi, L (m)	$1,5 \times 10^{-3}$
İtici piston – ayar pistonu hatvesi, L' (m)	$4,5 \times 10^{-3}$
Ortalama çap, d_o (m)	$30,0 \times 10^{-3}$
Sürtünme katsayısı, μ_y (-)	0,0015 [46]
Ortalama çap, d_{o-y} (m)	$35,6 \times 10^{-3}$
Pinyon diş sayısı, z_p (adet)	16
Motorun redüktör oranı, i_{motor} (-)	20
Tahrik dişlisi diş sayısı, z_{tahrik} (adet)	28

Şekil 4.7’de farklı bilye ile kanal sürtünme katsayıları (μ) için hesaplanan teorik sıkıştırma kuvveti eğrileri ile deneysel ölçüm sonuçları karşılaştırılmaktadır. Buna göre, deneysel sıkıştırma kuvveti eğrisini farklı sürtünme katsayıları için çizdirilen teorik sıkıştırma kuvveti eğrilerinin kestiği görülmektedir. Deneysel sıkıştırma kuvveti eğrisini, 1V ve 5V gerilim kademelerinde sürtünme katsayısının $\mu=0,012$ olduğu teorik sıkıştırma kuvveti eğrisi kesmektedir. Deneysel sonuçları, 2V ve 3V gerilim kademelerinde $\mu=0,005$ olduğu teorik sıkıştırma kuvveti eğrisi keserken, 4V kademesinde $\mu=0,007$ olan teorik sıkıştırma kuvveti eğrisi kesmektedir. Mekanizma kayıplarının bilyelerin yuvarlandığı kanalların her bir bölgesinde farklı karakteristik sergilediği görülmektedir. Bu değişkenlik ile ilgili potansiyel kök nedenler (PKN) ve önerilen aksiyonlar (ÖA) aşağıda paylaşılmaktadır:

- ❖ PKN: Bilyeler ile tahrik dişlisi/ayar dişlisi kanalları arasındaki sürtünmelerin kanal boyunca değişken olması

ÖA: İşleme prosesinde kanal üzerindeki yüzey pürüzlülüğünün kanal boyunca kontrol altına alınması

- ❖ PKN: Tahrik dişlisi/ayar dişlisi üzerindeki kanallardaki yüzey sertliğinin kanal boyunca değişken olması

ÖA: İndüksiyon ile sertleştirme prosesinde kanal üzerindeki yüzey sertliğinin kanal boyunca kontrol altına alınması

- ❖ PKN: Torsiyon yayı davranışının doğrusal olmayışı

ÖA: Torsiyon yayı davranışının belirlenebilmesi için tork ölçüm düzeni oluşturulması, alternatif yay çeliği kullanımı, ısıtma uygulamaları

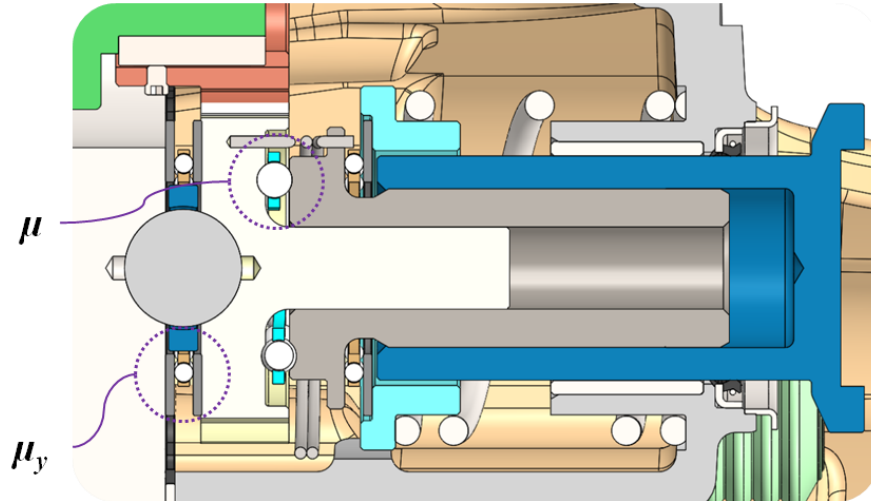
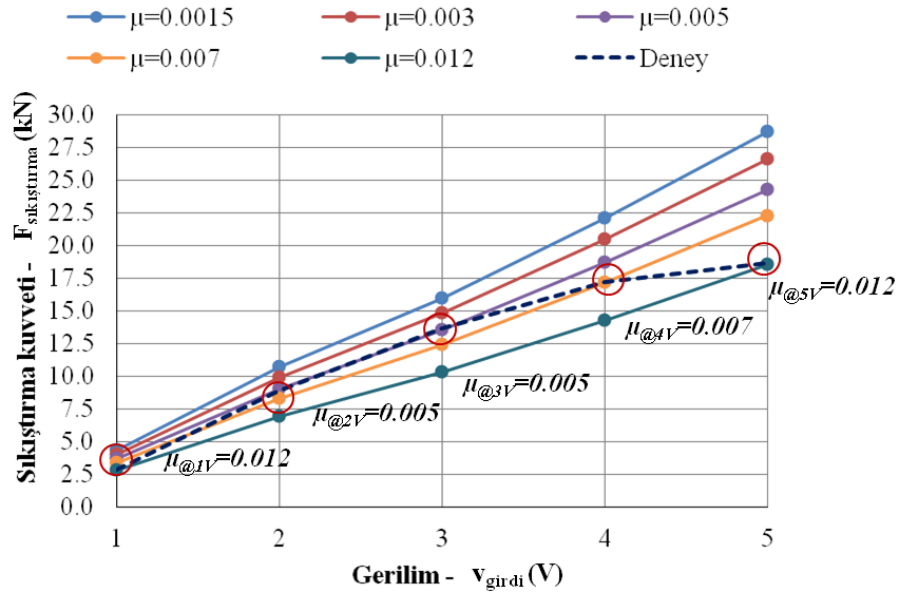
- ❖ PKN: Torsiyon yayının esnemesi sırasında yay iç çapının küçülmesi nedeniyle mekanizmanın üst gerilim kademelerinde (4V – 5V) sıkışması

ÖA: Torsiyon yayı sarım çapının ve/veya sarım sayısının ve/veya tel kesitinin değiştirilmesi, hatveli bilye mekanizmasına ait hatvenin arttırılması

- ❖ PKN: Prototip mekanizma parçalarının imalat toleransları nedeniyle oluşabilecek ölçüsel farklar

ÖA: Alt parçalara ait ölçü ve toleranslarının gözden geçirilmesi, parçadan parçaya olan değişkenliğin mekanizma performansına etkisinin araştırılması (deney tasarımı)

Yukarıdaki potansiyel kök nedenlerin tespiti ve doğrulaması için prototip numune sayısının artırılarak, yukarıda belirtilen önleyici aksiyonların alınması tavsiye edilmektedir.



Şekil 4.7: Farklı gerilim kademeleri (1V – 5V) için teorik ve deneysel sıkıştırma kuvveti sonuçları

Bölüm 5

Tek Pistonlu EMF Denetleyicisinin Geliştirilmesi

Bu bölümde, mekanizma kayıpları azaltılmış, tek pistonlu EMF prototipi üzerinde model tabanlı olarak gerçekleştirilen kuvvet ve pozisyon denetleyicisi geliştirme çalışmasına ilişkin detaylar verilmektedir. Öncelikli olarak, Bölüm 2’de TDD üzerinde gerçekleştirilen ön çalışmadaki sistematik izlenerek tek pistonlu EMF sistemi için doğrusal olmayan sürtünme modelini içeren sistem dinamiği modeli Matlab/Simulink ortamında oluşturulmuştur. Sistem üzerinden alınan deneysel ölçümler ile sistem parametreleri belirlenmiştir. Simülasyonlar ile deneysel sonuçlar karşılaştırılarak, tek pistonlu EMF sistem dinamiği modeli doğrulanmıştır. Matlab/Simulink ortamında sıkıştırma kuvvetinin denetimi için PID ve kayan kipli kuvvet denetleyicisi; balata ile fren diski arasındaki çalışma boşluğunun denetimi için PID pozisyon denetleyicisi geliştirilmiştir. Sanal ortamda geliştirilen denetleyici katsayıları fiziksel denetleme sistemine tanımlanarak, kuvvet ve pozisyon denetleyicilerinin performansları değerlendirilmiştir. Kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişim senaryoları oluşturularak, fiziksel sistem üzerinde fonksiyon testleri gerçekleştirilmiştir.

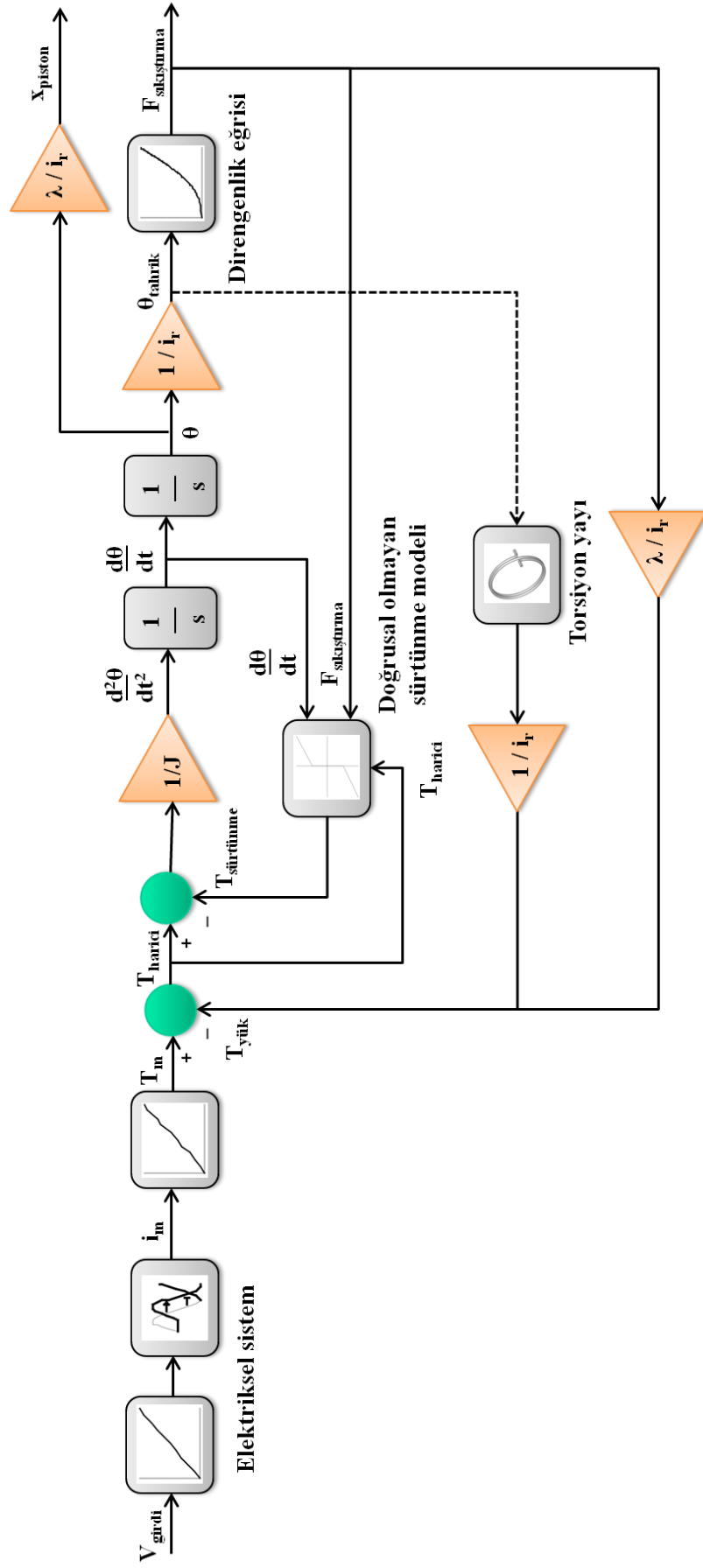
5.1 Tek Pistonlu EMF Sistem Dinamiği Modeli

Bölüm 2.1’de, doğrusal olmayan sürtünme modelini içeren TDD sistem dinamiği modeli ile gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarının, TDD üzerinden alınan deneysel ölçüm sonuçları ile oldukça uyumlu olduğu görülmüştü. Bu nedenle, tek pistonlu EMF sistem dinamiği modelinin doğrusal olmayan sürtünmeleri içerecek şekilde oluşturulmasına karar verilmiştir. Denklem (2.1) ve Denklem (2.2) göz önünde

bulundurularak oluşturulan tek pistonlu EMF sistem dinamiği blok diyagramı Şekil 5.1’de verilmektedir. Bölüm 2.1’de detayları verilen TDD doğrusal olmayan sistem dinamiği modelinden farklı olarak; elektriksel sistem modeli için, girdi gerilimi (v_{girdi}) – motor akımı (i_m) eğrisi ile beraber motor sürücüsünün gecikmesi tanımlanmıştır. TDD üzerinde gerçekleştirilen deneyler sadece 1V, 2V ve 3V gerilim seviyeleri için gerçekleştirildiği için diğer gerilim kademeleri olan 3V – 5V arasındaki çalışma bölgesini içermemektedir. Bu nedenle 0 – 5V arasındaki çalışma bölgesinin daha hassas olarak tanımlanabilmesi için bu doğrultuda elektriksel sistem blokları güncellenmiştir. Aynı amaca yönelik olarak tek pistonlu EMF sistem dinamiği modelinde, motor sabiti (K_m) yerine, motor akımı (i_m) – motor torku (T_m) eğrisi tanımlanmıştır. Ayrıca, torsiyon yayının elastik şekil değiştirmesi kaynaklı meydana gelen yay ön gerilme torkunun oluşturduğu yük kayıpları için torsiyon yayı modeli oluşturulmuştur. Torsiyon yayı ön gerilme torku ($T_{yük-tor}$) ile tahrik dişlisi açısı (θ_{tahrik}) arasındaki ilişki Denklem (5.1)’de verilmektedir [52].

$$T_{yük-tor} = \frac{\theta_{tahrik} \cdot E_{yay} \cdot d^4}{64 \cdot d_{or} \cdot i_{ss}} \quad (5.1)$$

burada, E_{yay} yay malzemesine ait elastisite modülü, d yay telinin çapı, d_{or} yay ortalama sarım çapı, i_{ss} yay sarım sayısını belirtmektedir.



Şekil 5.1: Tek pistonlu EMF sistem dinamiği modeli blok diyagramı

5.2 Tek Pistonlu EMF Sistem Parametrelerinin Belirlenmesi

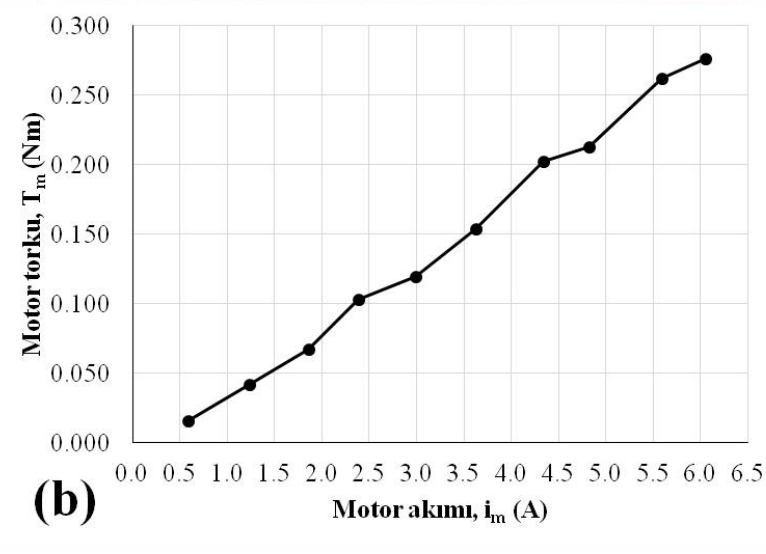
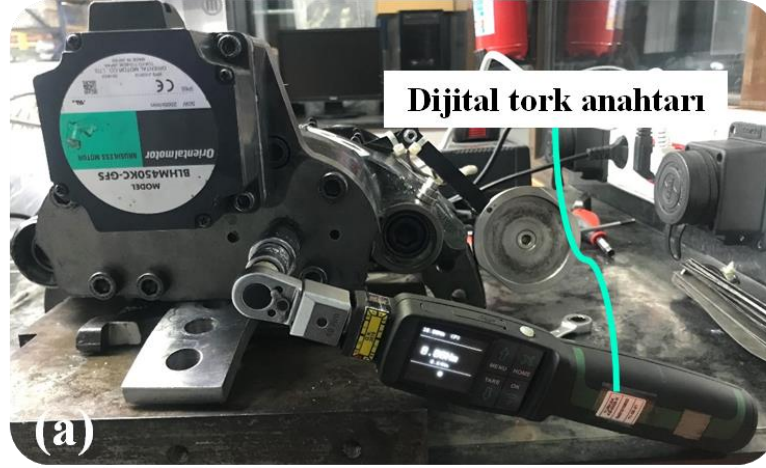
Tek pistonlu EMF sisteminin dirençlik eğrisi, statik sürtünme ölçümler, viskoz ve Coulomb sürtünme parametrelerinin belirlenmesi konusunda Bölüm 2.2’de verilen detaylı prosedür izlenmiştir. Diğer sistem parametreleri; eş değer atalet momenti, motor akımı – analog girdi gerilimi ilişkisi, motor torku – motor akımı ilişkisi ve sürtünme yük bağımlılığı katsayısı gibi parametrelerin belirlenmesi için izlenen adımlar aşağıda raporlanmaktadır.

Tek pistonlu EMF sisteminin hareketli sistem bileşenlerine ait ataletler/kütller kullanılarak, motor miline indirgenmiş eşdeğer atalet momenti (J) Denklem (5.2)’ye göre hesaplanmaktadır.

$$J = J_m + \frac{J_p}{i_r^2} + J_{\text{tahrik}} \left(\frac{z_p}{i_{\text{motor}} \cdot z_{\text{tahrik}}} \right)^2 + \frac{m_{\text{piston}} \cdot \lambda \cdot z_p}{(i_r \cdot z_{\text{tahrik}})^2} \quad (5.2)$$

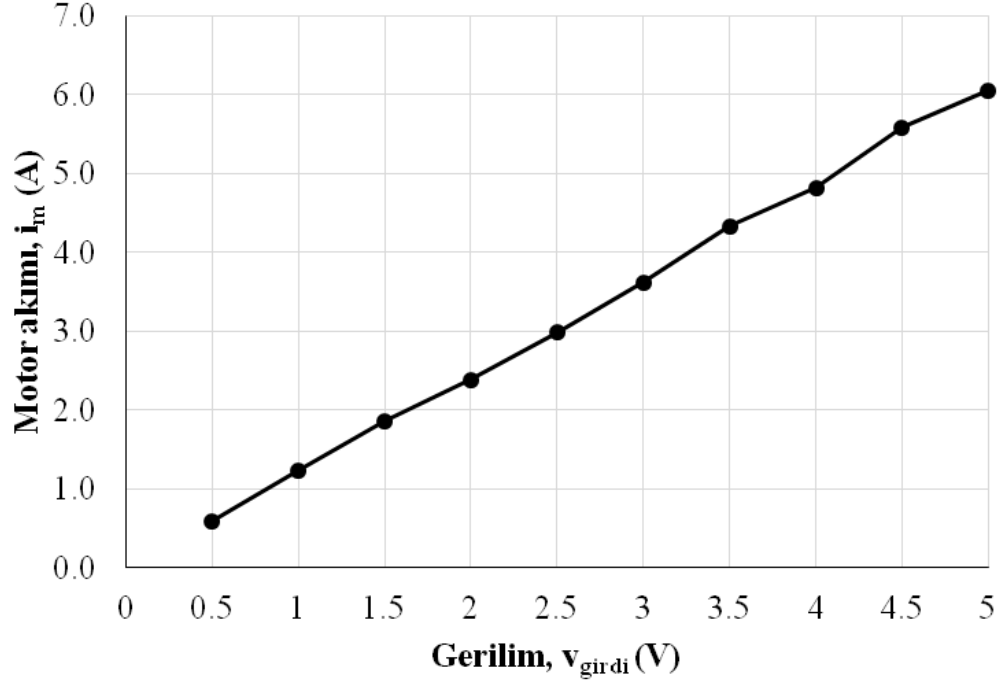
burada, J_p pinyon ataletini, J_{tahrik} tahrik dişlisinin ataletini, m_{piston} itici pistonun ve ayar pistonunun kütlesini ifade etmektedir. λ Denklem (2.4)’e göre elde edilmektedir. Tek pistonlu EMF sisteminin toplam dişli oranı (i_r) Denklem (3.11)’e göre hesaplanmaktadır.

Motor torku ile motor akımı arasındaki ilişkinin çıkarılabilmesi için itici pistonun önü boşaltıldıktan sonra, elle ayar miline dijital tork anahtarı (Stahlwille 714/1 1-10 Nm) bağlanmıştır (Şekil 5.2(a)). 0,5 V’dan 5 V’a kadar 0,5 V’luk adımlarla farklı girdi gerilim kademeleri için motor torku (T_m) – motor akımı (i_m) değerleri ölçülmüştür (Şekil 5.2(b)). Aynı zamanda, motor akımı (i_m) – analog girdi gerilimi (v_{girdi}) arasındaki ilişki elde edilmiştir (Şekil 5.3). TDD düzeneği üzerindeki fırçasız DA motoru kullanıldığı ve motorun dâhili enkoder verisi alınmadığı için faz akımları ölçümleri (i_a , i_b , i_c) ile motor akımının (i_m) hesabında Denklem (2.5)’deki kabul yapılmıştır.

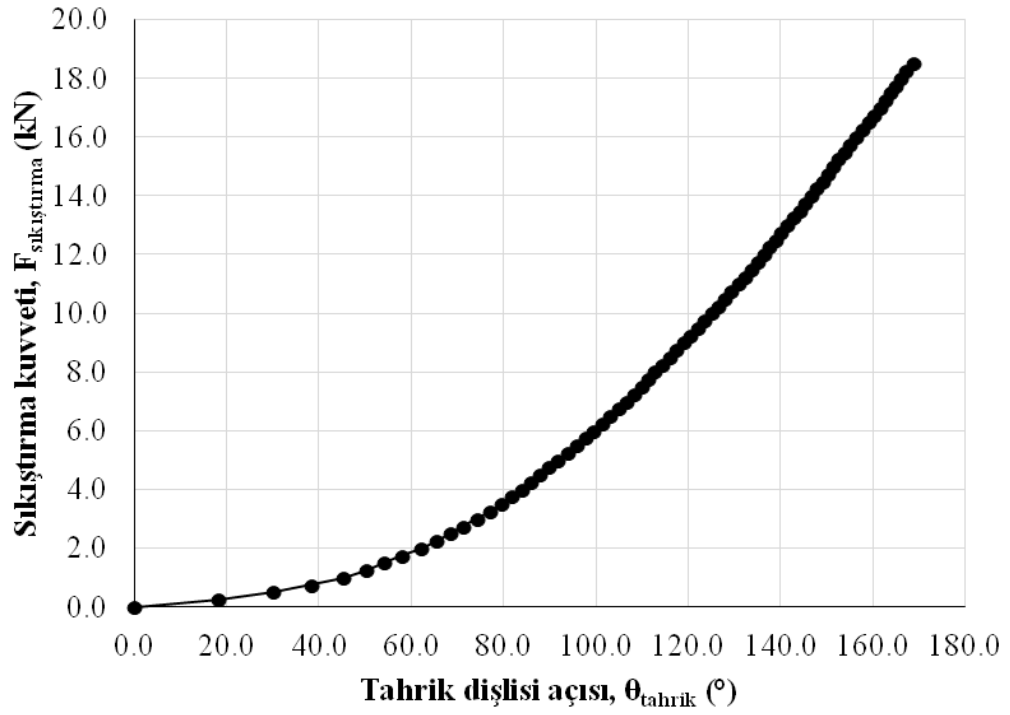


Şekil 5.2: Tek pistonlu EMF (a) motor torkü ölçüm düzeni, (b) motor torkü (T_m) – motor akımı (i_m) ilişkisi

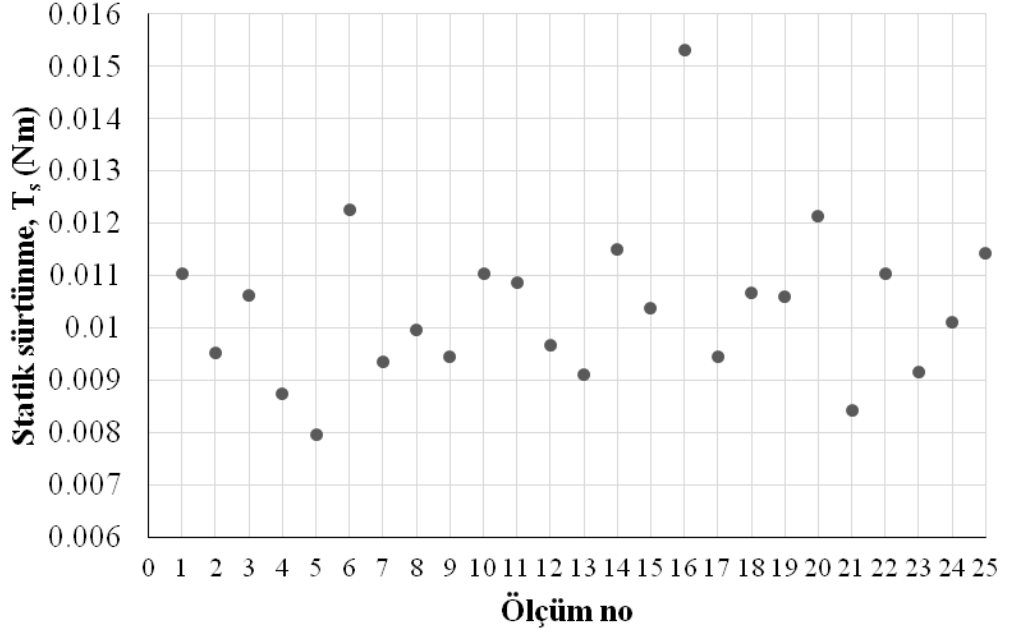
Sıkıştırma kuvveti – tahrik dişlisi açısai pozisyonu (θ_{tahrik}) ölçümleri alınarak Şekil 5.4’de verilen direngenlik eğrisi elde edilmiştir. Tekrarlı statik sürtünme ölçümlerine ait sonuçlar Şekil 5.5’de verilmektedir. Viskoz (D) ve Coulomb (C) sürtünmelerinin eldesi için farklı motor açısai hızları için gerçekleştirilen deneylere ait sonuçlar Şekil 5.6’da yer almaktadır. Sürtünme – motor açısai hızı eğrisinin doğru denkleminin katsayıları sisteme ait viskoz (D) ve Coulomb (C) sürtünme parametrelerini vermektedir.



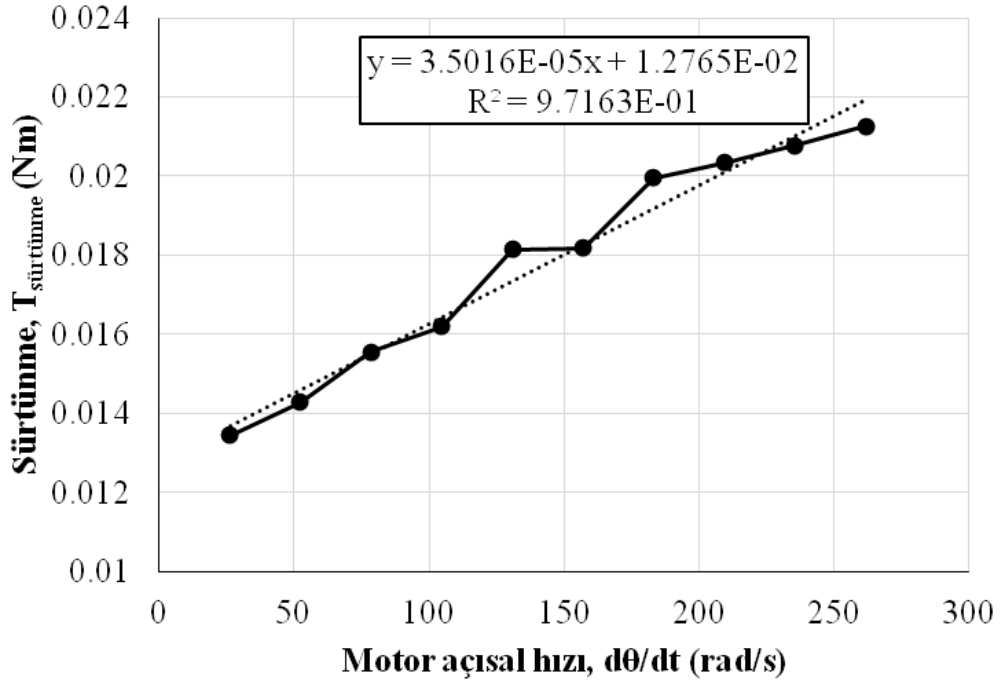
Şekil 5.3: Motor akımı (i_m) – analog girdi gerilimi (v_{girdi}) ilişkisi



Şekil 5.4: Tek pistonlu EMF direngenlik eğrisi



Şekil 5.5: Tek pistonlu EMF statik sürtünme (T_s) ölçümleri



Şekil 5.6: Tek pistonlu EMF sürtünme (T_F) – motor açısai hızı (θ̇) eğrisi

Bölüm 4'te farklı bilye ve kanal sürtünme katsayıları için teorik olarak elde edilen sıkıştırma kuvveti eğrileri ile deneysel sıkıştırma kuvveti sonuçları karşılaştırılmıştır

(Şekil 4.7). Buna göre, farklı gerilim kademelerinde deneysel sıkıştırma kuvveti eğrisini farklı sürtünme katsayıları için çizdirilen teorik sıkıştırma kuvveti eğrileri kesmektedir. Prototip mekanizma kayıplarının bilyelerin yuvarlandığı kanallar boyunca değişkenlik gösterdiği görülmektedir. Bu nedenle, sistem dinamiği modelinde sıkıştırma kuvveti ile oransal olan sürtünme yük bağımlılığı (G) katsayısının sıkıştırma kuvveti veya tahrik dişlisinin açılmal yer değiştirmesinin bir fonksiyonu olarak tanımlanması gerekmektedir. Bu amaca uygun olarak, Şekil 4.6’da farklı analog girdi gerilimleri için toplanan sıkıştırma kuvveti ve tahrik dişlisi açısı verilerine göre, *Matlab/Simulink Parameter Estimation Tool* ile her bir gerilim kademesi için sürtünme yük bağımlılığı katsayıları (G) tahminletilmiştir (Tablo 5.1). Tek pistonlu EMF sistem dinamiği modeli parametreleri Tablo 5.2’de özetlenmektedir.

Tablo 5.1: Tek pistonlu EMF sürtünme yük bağımlılığı (G) katsayısı

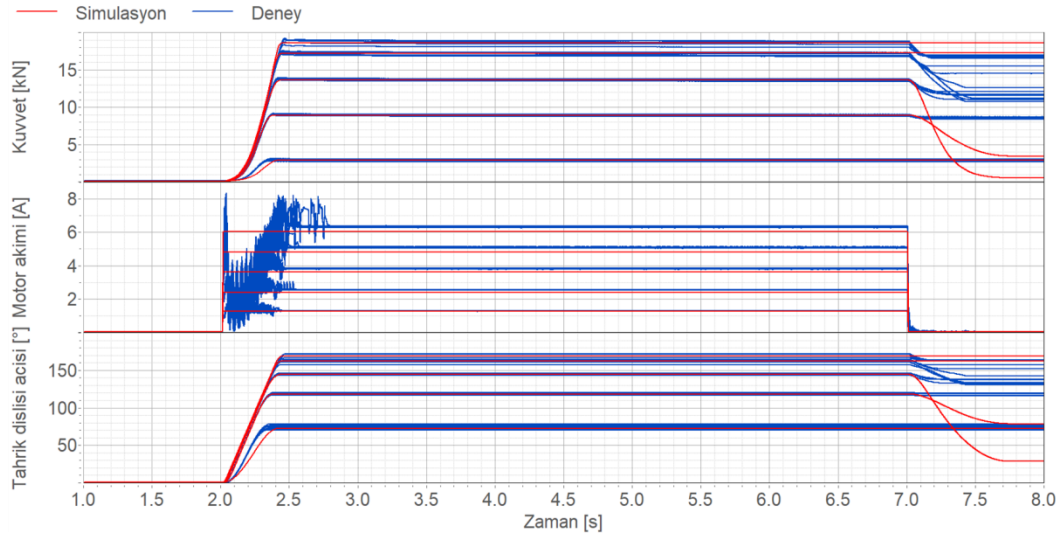
Gerilim kademesi	Sıkıştırma kuvveti $F_{\text{sıkıştırma}}$ (kN)	Tahrik dişlisi açısı θ_{tahrik} ($^{\circ}$)	Sürtünme yük bağımlılığı G (Nm/kN)
1V	2,8	74,0	$9,7681 \times 10^{-3}$
2V	8,9	119,0	$7,6235 \times 10^{-3}$
3V	13,6	146,0	$5,0503 \times 10^{-3}$
4V	17,2	162,0	$1,0626 \times 10^{-2}$
5V	18,7	170,0	$1,3629 \times 10^{-2}$

Tablo 5.2: Tek pistonlu EMF sistem dinamiği modeli parametreleri

Parametre	Değer
Hatveli bilye mekanizması hatvesi, L (m)	$1,5 \times 10^{-3}$
İtici piston – ayar pistonu hatvesi, L' (m)	$4,5 \times 10^{-3}$
Pinyon diş sayısı, z_p (adet)	16
Tahrik dişlisi diş sayısı, z_{tahrik} (adet)	28
Motorun redüktör oranı, i_{motor} (-)	20
Sistemin toplam dişli oranı, i_r (-)	35
Eş değer atalet, J (kgm^2)	$2,3519 \times 10^{-5}$
Statik sürtünme, Ts (Nm)	0,010197
Coulomb sürtünmesi, C (Nm)	0,012765
Viskoz sürtünme, D (Nms/rad)	$3,50161 \times 10^{-5}$
Torsiyon yayı ortalama sarım çapı, d_{or} (m)	$53,0 \times 10^{-3}$
Torsiyon yayı tel çapı, d (m)	$2,0 \times 10^{-3}$
Torsiyon yayı sarım sayısı, i_{ss} (tur)	2,0
Yay malzemesinin elastisite modülü, E_{yay} (Pa)	210×10^9

5.3 Tek Pistonlu EMF Sistem Dinamiği Modelinin Doğrulanması

Tablo 5.1 ve Tablo 5.2’de yer alan tek pistonlu EMF parametreleri Şekil 5.1’de blok diyagramı verilen sistem dinamiği modeline tanımlanmıştır. Sırasıyla 1V, 2V, 3V, 4V ve 5V girdi gerilimleri için doğrusal olmayan sürtünmeleri içeren sistem dinamiği modeli için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.6’da verilen deneysel sıkıştırma kuvveti ($F_{sıkıştırma}$), motor akımı (i_m) ve tahrik dişlisi açısı (θ_{tahrik}) verileri ile simülasyon sonuçları beraber çizdirilerek, sistem dinamiği modelinin geçerliliği değerlendirilmiştir (Şekil 5.7).



Şekil 5.7: Tek pistonlu EMF simülasyon ve deney sonuçları: (a) sıkıştırma kuvveti ($F_{\text{sıkıştırma}}$), (b) motor akımı (i_m), (c) tahrik dişlisi açısı (θ_{tahrik})

Tek pistonlu EMF sisteminde kullanılan fırçasız DA motorunun dâhili enkoderından veri alınmadığı için eş değer motor akımının (i_m), faz akımları cinsinden (i_a , i_b , i_c) hesabında Denklem (2.5)'deki kabul yapılmıştır. Bu kabulün bir sonucu olarak, deneysel olarak Denklem (2.5)'e göre hesaplatılan motor akımı (i_m) geçici rejim bölgesinde salınımlı olarak elde edilmektedir. Düzenli rejim bölgesinde sayısal motor akımı sonuçlarının deneysel sonuçlarla tutarlı olduğu görülmektedir. Tüm gerilim kademeleri için sayısal ve deneysel sıkıştırma kuvveti ($F_{\text{sıkıştırma}}$) ve tahrik dişlisi açısı (θ_{tahrik}) sonuçlarının uyum halinde olduğu görülmektedir. Analog girdi gerilimi sinyali kesildikten sonra ($>7,0$ s) sistemin yüklü halde kalıp, ilk konumuna geri dönememesinin nedeni sisteme ait sürtünmeler ve kayıplar olarak yorumlanmıştır.

5.4 Tek Pistonlu EMF Denetleyicisi Geliştirilmesi

Bu bölümde, sıkıştırma kuvveti denetleyicisi olarak PID ve kayan kipli denetleyici yapıları; pozisyon denetleyicisi olarak PID denetleyici yapısı önerilmektedir. Kuvvet ve pozisyon denetleyicileri için performans hedefi olarak Tablo 2.3 göz önünde bulundurulmuştur.

5.4.1 Tek Pistonlu EMF Kuvvet Denetleyicisi Geliştirilmesi

Tek pistonlu EMF sistemi için sıkıştırma kuvveti denetleyicisi olarak PID ve kayan kipli denetleyici (KKD) olmak üzere iki farklı denetleme yapısına odaklanılmıştır.

PID denetleyiciler; oransal, integral ve türevsel işlevlerini içeren, deneysel uygulamalarda PID denetleyici yapısının kolaylıkla oluşturulabilmesi ve parametrelerin sistem cevabına göre kolaylıkla ayarlanabilmesi nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 5.8(a)'da PID kuvvet denetleyicisi için blok diyagramı verilmektedir.

Kayan kipli denetimde; sistemin arzu edilen performans ve kararlılıkta, bozucu girdilere karşı duyarsız davranan $u(t)$ kontrol sinyalinin üretilmesi amaçlanmaktadır. Kayan kipli denetleyiciye ait denetleme sinyali $u(t)$, eşdeğer sinyali $u_{eş}(t)$ ve anahtarlama sinyali $u_{anahtar}(t)$ bileşenlerinden meydana gelmektedir. Denetleyiciye ait denetleme sinyali ($u(t)$) Denklem (5.3) ile ifade edilmektedir [53].

$$u(t) = u_{eş}(t) + u_{anahtar}(t) \quad (5.3)$$

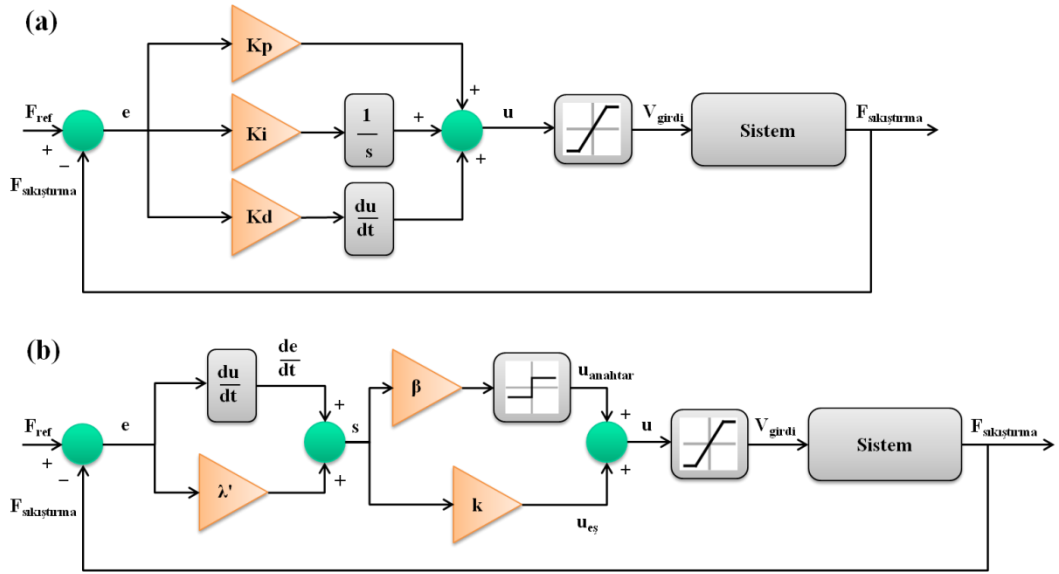
$$u_{eş}(t) = k \times s \quad (5.4)$$

$$u_{anahtar}(t) = \beta \times \text{sign}(s) \quad (5.5)$$

burada, k eşdeğer denetleme katsayısı, β anahtarlama kazancı, s kayma yüzeyini ifade etmektedir. Kayma yüzeyi (s), Denklem (5.6)'da gösterildiği gibi belirlenmiştir.

$$s = \dot{e} + \lambda' \cdot e \quad (5.6)$$

burada, λ' bant genişliğini ifade etmektedir. Şekil 5.8(b)'de kayan kipli kuvvet denetleyicisi blok diyagramı verilmektedir.



Şekil 5.8: Tek pistonlu EMF (a) PID kuvvet denetleyicisi, (b) kayan kipli kuvvet denetleyicisi blok diyagramı

EMF sistemi için kuvvet referans değeri $F_{ref} = 10,0$ kN olarak belirlenmiş olup, Tablo 2.3'deki performans hedefleri doğrultusunda *Matlab/Simulink Response Optimization Tool* ile uyarlanan PID ve kayan kipli denetleyici parametreleri Tablo 5.3'de verilmektedir.

Tablo 5.3: Tek pistonlu EMF PID ve kayan kipli kuvvet denetleyicisi parametreleri

Parametre	PID denetleyicisi			Kayan kipli denetleyicisi (KKD)		
	K_p	K_i	K_d	k	λ'	β
V1	1,190	2,329	0,152	2,588	22,366	411,125
V2	0,630	1,430	0,069	3,325	34,974	411,125

Sanal ortamda geliştirilen kuvvet denetleyicisi parametreleri fiziksel sisteme tanımlanarak, 5'er adet sıkıştırma kuvveti ölçümü alınmıştır. Deneysel ölçümlerden faydalanılarak kuvvet referansı $F_{ref} = 10,0$ kN değerinin %75'ine ($F_{ref\%75} = 7,5$ kN) yükselme süreleri hesaplanarak, Tablo 5.3'te karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Buna

göre, tüm kuvvet denetleyicilerinin yükselme sürelerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. 5V girdi gerilimi için açık devre sonuçlar göz önünde bulundurulduğunda tüm denetleyiciler için sistemin yükselme süresi açısından fiziksel olarak sağlanabilecek maksimum performansa ulaştığı görülmektedir. Tüm kuvvet denetleyicileri için hedeflenen yükselme süresinin ($t_{y-k} = 0,193$ s) bir miktar üzerinde kaldığı görülmektedir.

Tablo 5.4: Tek pistonlu EMF kuvvet denetleyicilerinin deneysel yükselme süreleri
 $t_{(y-k)deney}$ [s]

$t_{(y-k)deney}$ [s]	PID V1	PID V2	KKD V1	KKD V2	Açık devre @5V
Deney-1	0,254	0,248	0,244	0,244	0,241
Deney-2	0,245	0,243	0,248	0,244	0,244
Deney-3	0,252	0,250	0,246	0,249	0,245
Deney-4	0,247	0,249	0,242	0,247	0,244
Deney-5	0,253	0,249	0,248	0,248	0,243
Deney 1-5 Ortalaması	0,250	0,248	0,246	0,246	0,243

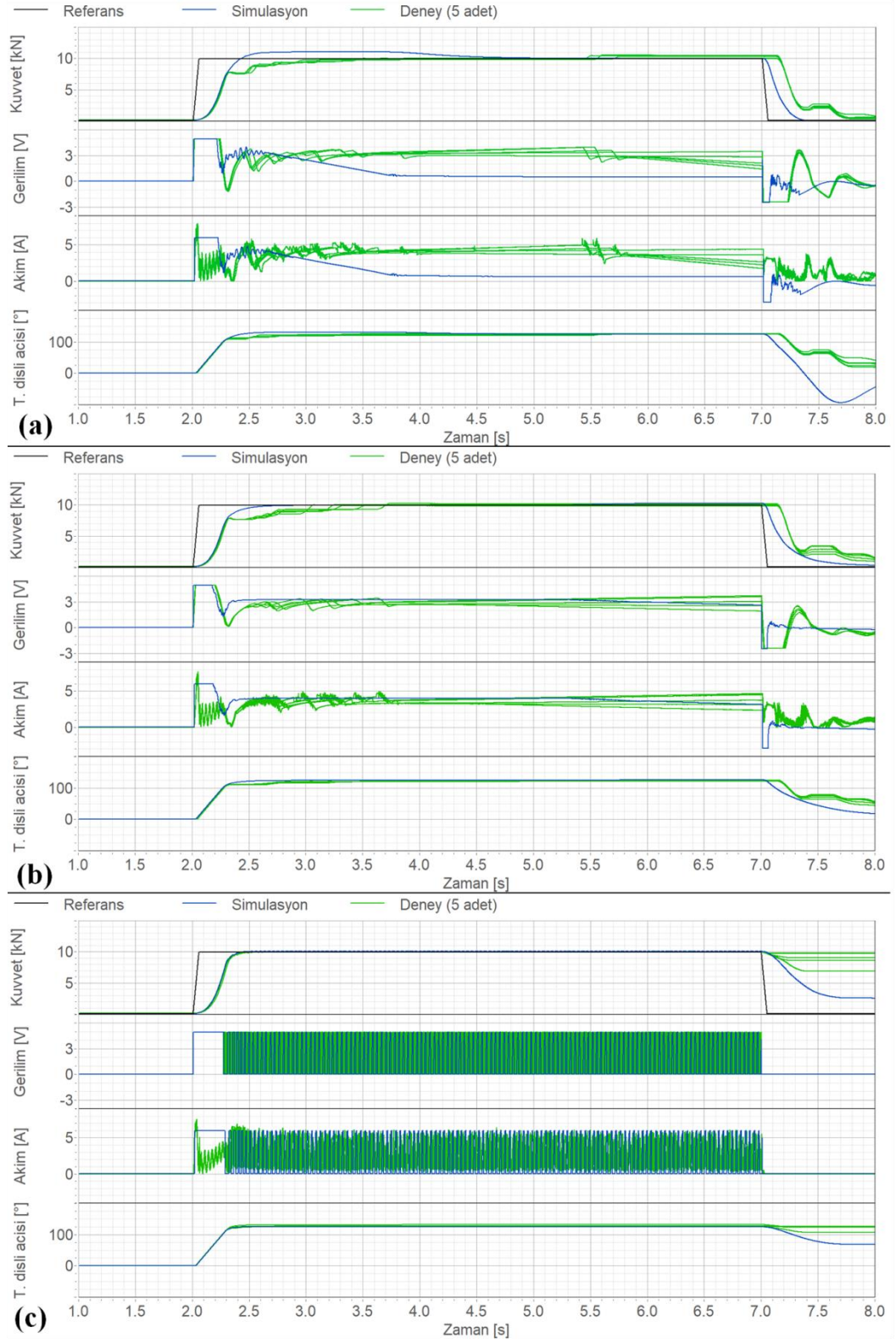
Adım girdi durumunda, her bir kuvvet denetleyicisi tipi için kapalı devre simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Her bir simülasyon sonucu fiziki sistem üzerinden alınan 5 adet ölçüm sonucu ile birlikte Şekil 5.9’da karşılaştırılmıştır. Sayısal ve deneysel sıkıştırma kuvveti, tahrik dişlisi açısı ve denetleyicilerin motor sürücüsüne uyguladığı gerilim verileri karşılaştırılmıştır. Her bir ölçüm öncesinde yük hücresi ile balatalar arasındaki boşluk tamamen kapatılacak şekilde elle ayar mili üzerinden yük hücresindeki değer 50×10^{-3} kN olarak ayarlanmıştır. Kullanılmakta olan fırçasız DA motorunun yön değişimi gecikmeli olarak gerçekleşmektedir (0,1-0,15 s). Kayan kipli denetimde işaret fonksiyonu denetleyici sinyali işaretinin sürekli olarak değiştirmektedir. Bu nedenle, kayan kipli kuvvet denetimi motor sıkıştırma ve bırakma yönlerinde sürüldüğünde kararlı bir şekilde gerçekleştirilememektedir. Bu yüzden kayan kipli denetleyici ile gerçekleştirilen deneylerde motor yönü sadece sıkıştırma yönünde olacak şekilde sürülmektedir. Bunun bir sonucu olarak, kayan

kipli denetleyici ile gerçekleştirilen ölçümler sadece adım girdi ile sınırlı kalmaktadır. PID kuvvet denetiminde denetleyici sinyali işareti sürekli olarak değişmediği için motorun sıkıştırma ve bırakma yönlerinde kararlı bir şekilde denetimi sağlanabilmektedir. Sayısal ve deneysel PID denetleyici sonuçları incelendiğinde; yükselme anında sayısal ve deneysel akım verileri arasındaki farklılık, yükselme anında sayısal sıkıştırma kuvveti sonuçlarının deneysel sonuçların bir miktar üzerinde kalmasına neden olmaktadır. Sayısal ve deneysel denetleyici gerilimi ve tahrik dişlisi açısı sonuçları birbiri ile uyumludur. Sayısal ve deneysel kayan kipli denetleyici sonuçları karşılaştırıldığında, sayısal ve deneysel sıkıştırma kuvveti, denetleyici gerilimi ve tahrik dişlisi açısı sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğu görülmektedir.

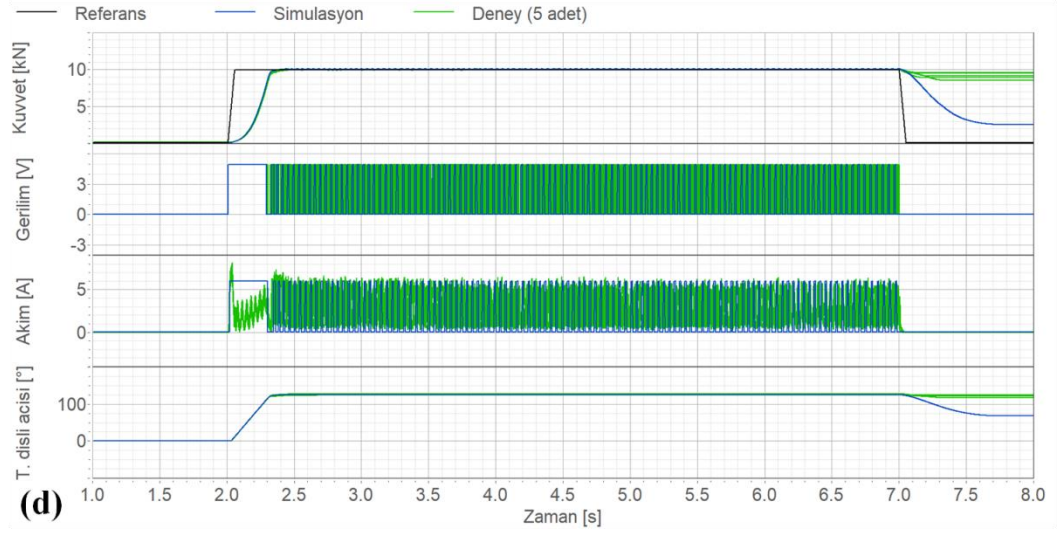
Şekil 4.2'deki tek pistonlu EMF sistem, deney düzeninde görüldüğü üzere, kaliper gövdesine bir adet çeyrek köprü gerinim ölçer yerleştirilmiştir. Yük hücresinden alınan sıkıştırma kuvveti verisi ile gerinim ölçer üzerindeki voltaj değişimi göz önünde bulundurularak, yük hücresi ile gerinim ölçer verisi eşleştirilmiştir. Bu sayede, daha düşük maliyetli bir sensör yardımıyla kuvveti denetiminin gerçekleştirilebilmesini önü açılmıştır (Şekil 5.10). Ayrıca, ileriki çalışmalarda, dinamik olarak fren diskinin düşük açisal hızda döndüğü sürekli rotasyon tork test ünitesi üzerinde gerinim ölçer geri beslemeli kuvvet denetimi yapılabilecektir.

Kuvvet denetleyicilerinin performanslarının karşılaştırılması amacıyla; adım, rampa ve tekrarlı adım girdi referansları için tek pistonlu EMF sistemi üzerinden ölçümler yük hücresi geri beslemeli ve gerinim ölçer geri beslemeli olarak alınmıştır. Her bir ölçüm 5 kez tekrarlanmış olup, karşılaştırma için aralarından 1'er adedi seçilerek tüm denetleyici tiplerine ait yük hücresi ve gerinim ölçer üzerinden okunan sıkıştırma kuvveti ve denetleyicilerin motor sürücüsüne uyguladığı gerilim verileri birlikte çizdirilmiştir (Şekil 5.11, Şekil 5.12). Buna göre, aynı denetleyici tipi ve parametreleri için yük hücresi ve gerinim ölçer geri beslemeli sistem cevaplarının birbirine benzer davranış sergilediği görülmektedir. Her ne kadar tüm denetleyici tiplerine ait yükselme sürelerinin birbirine benzer olmasına karşılık; kayan kipli denetleyicilerin, PID denetleyicilere göre daha hızlı bir şekilde düzenli rejime ulaştığı görülmektedir. Her iki kayan kipli denetleyici parametresine ait denetleyici sonuçları birbirine oldukça benzer davranış sergilemektedir. PID V1 parametresinin,

PID V2 parametresine göre referans değişimine karşılık daha hızlı tepki verdiği görülmektedir. Bu nedenle, PID V1 parametresinin rampa girdi cevabında; referans daha az hatalı olarak takip edebilmektedir. Sistem cevabı, kuvvet referansının düşmeye başladığı bölgede (14-15 s) yön değişimi gecikmesi kaynaklı olarak, anlık olarak referans değerinin altına inmektedir.



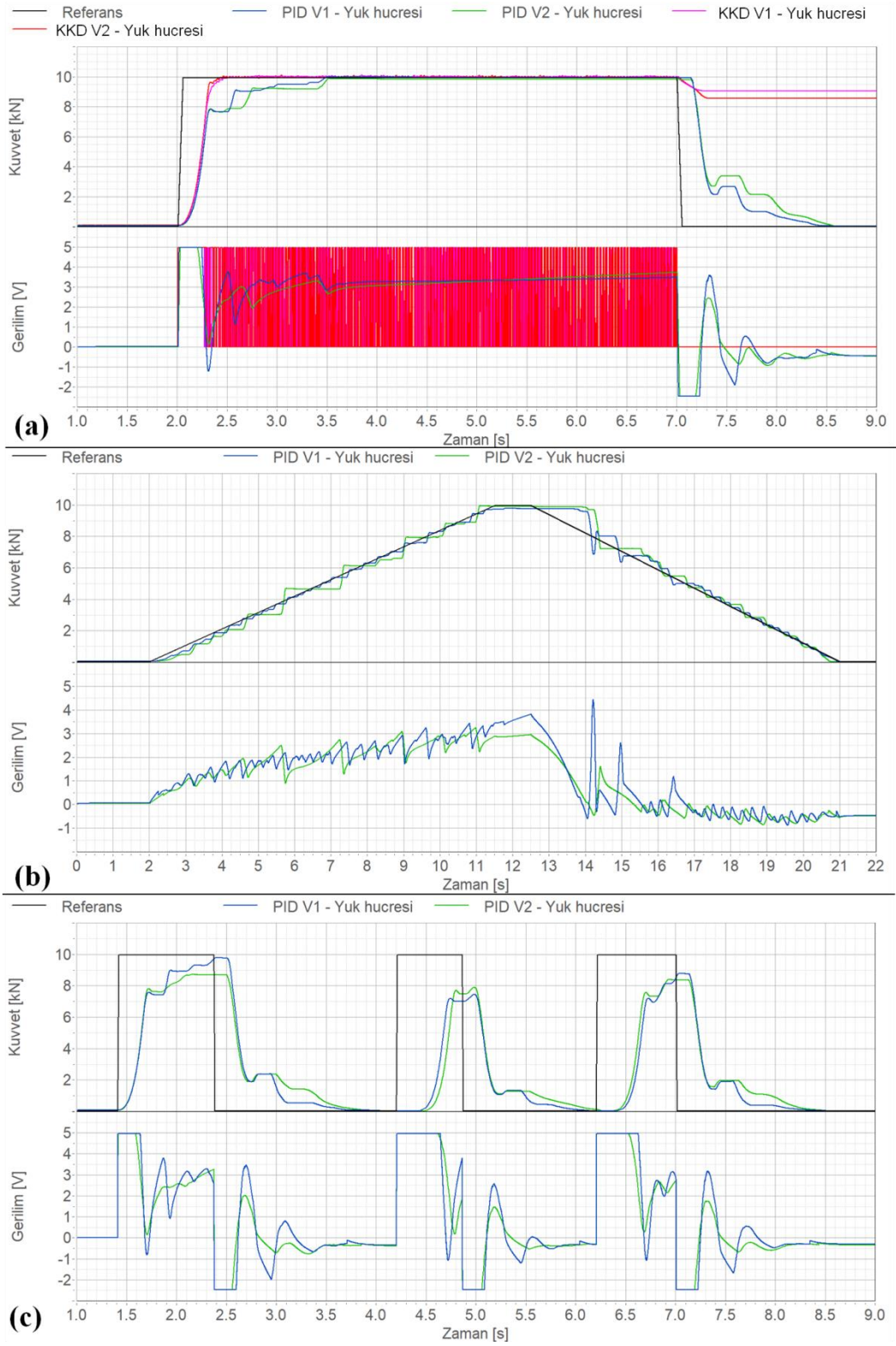
Şekil 5.9: Tek pistonlu EMF kuvvet denetleyicisi adım girdi cevabı: (a) PID V1, (b) PID V2, (c) KKD V1, (d) KKD V2



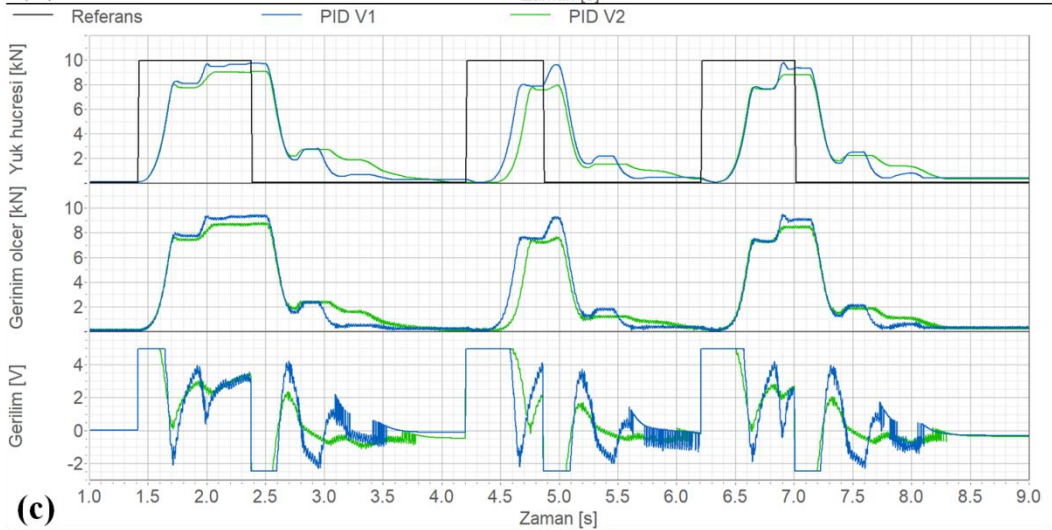
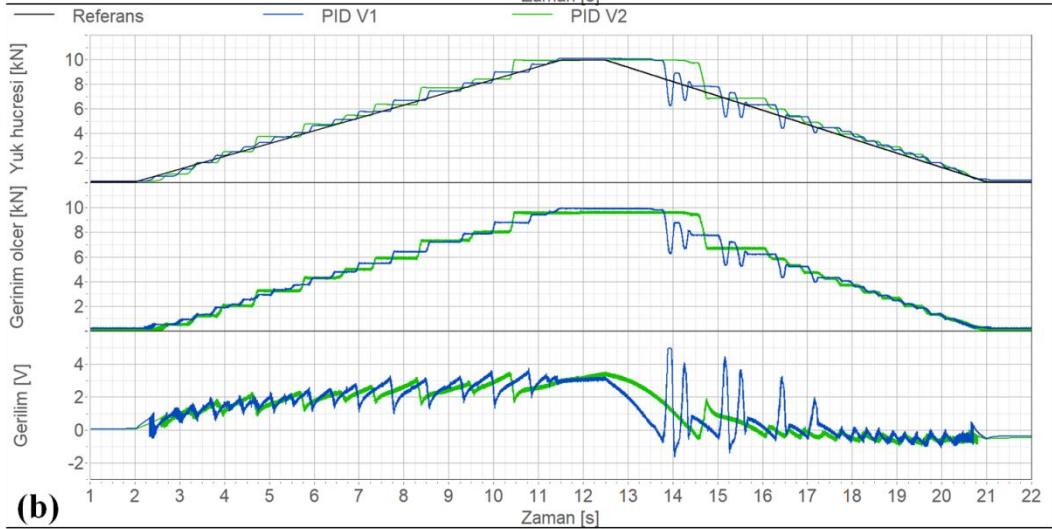
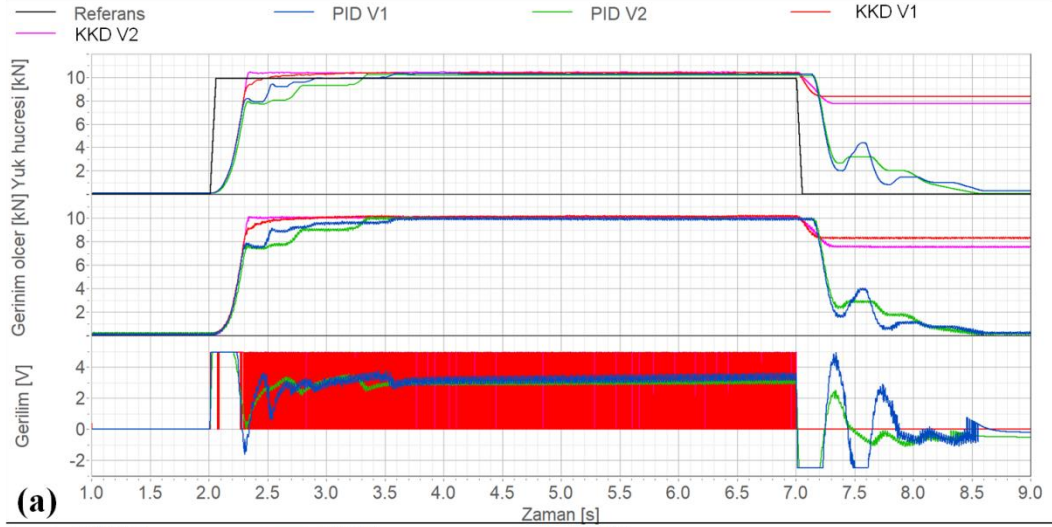
Şekil 5.9 (devamı): Tek pistonlu EMF kuvvet denetleyicisi adım girdi cevabı: (a) PID V1, (b) PID V2, (c) KKD V1, (d) KKD V2



Şekil 5.10: Yük hücresi – gerinim ölçer verilerinin karşılaştırılması (PID V2)



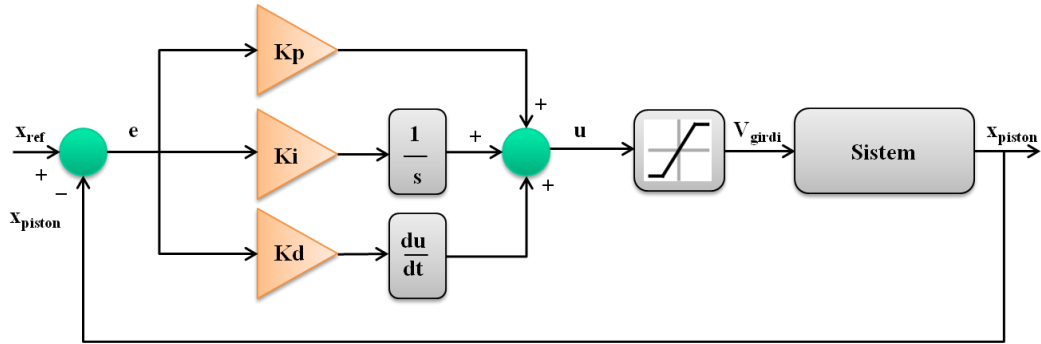
Şekil 5.11: Tek pistonlu EMF yük hücresi geri beslemeli kuvvet denetleyicisi cevabı: (a) adım girdi, (b) rampa girdi, (c) tekrarlı adım girdi



Şekil 5.12: Tek pistonlu EMF gerinim ölçer geri beslemeli kuvvet denetleyicisi cevabı: (a) adım girdi, (b) rampa girdi, (c) tekrarlı adım girdi

5.4.2 Tek Pistonlu EMF Pozisyon Denetleyicisi Geliştirilmesi

Pozisyon denetleyicisi olarak PID denetleme yapısına odaklanılmıştır. Şekil 5.13'te PID pozisyon denetleyicisinin blok diyagramı verilmektedir. Tek pistonlu EMF sistemi için iki farklı pozisyon referans değeri $x_{ref} = 0,6 \times 10^{-3}$ m ve $x_{ref} = 0,8 \times 10^{-3}$ m için denetleyici parametreleri belirlenmiştir. Tablo 2.3'deki performans hedefleri doğrultusunda *Matlab/Simulink Response Optimization Tool* ile uyarlanan PID pozisyon denetleyici parametreleri Tablo 5.5'de verilmektedir.



Şekil 5.13: Tek pistonlu EMF PID pozisyon denetleyicisi blok diyagramı

Tablo 5.5: Tek pistonlu EMF PID pozisyon denetleyicisi parametreleri

Parametre	x_{ref} (m)	K_p	K_i	K_d
V1	$0,8 \times 10^{-3}$	1147,258	14,563	0,000107
V2	$0,8 \times 10^{-3}$	1049,047	14,559	0,000107
V3	$0,8 \times 10^{-3}$	1130,490	2,723	0,000107
V4	$0,6 \times 10^{-3}$	1446,880	2,723	0,000107
V5	$0,6 \times 10^{-3}$	1446,880	0	0,2442

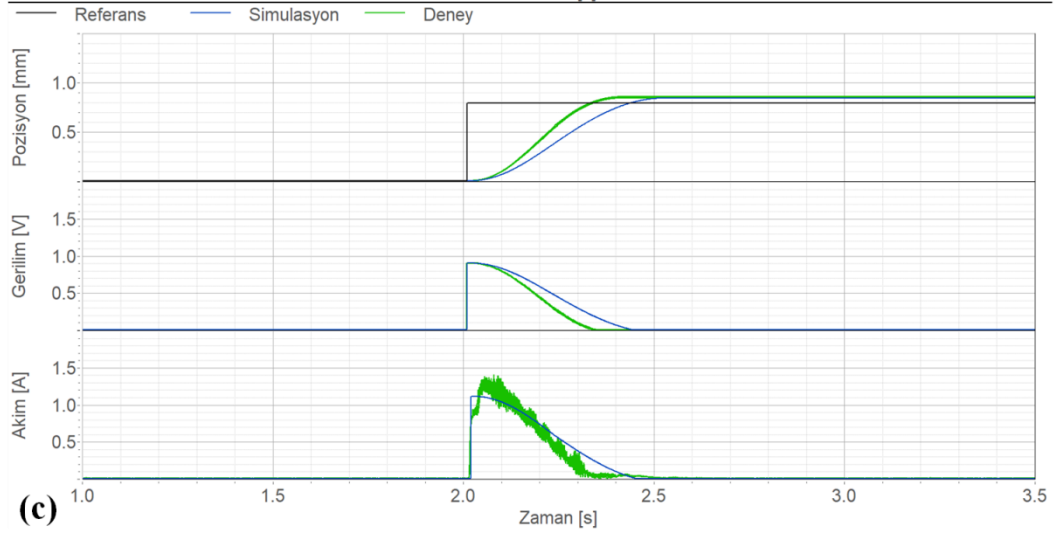
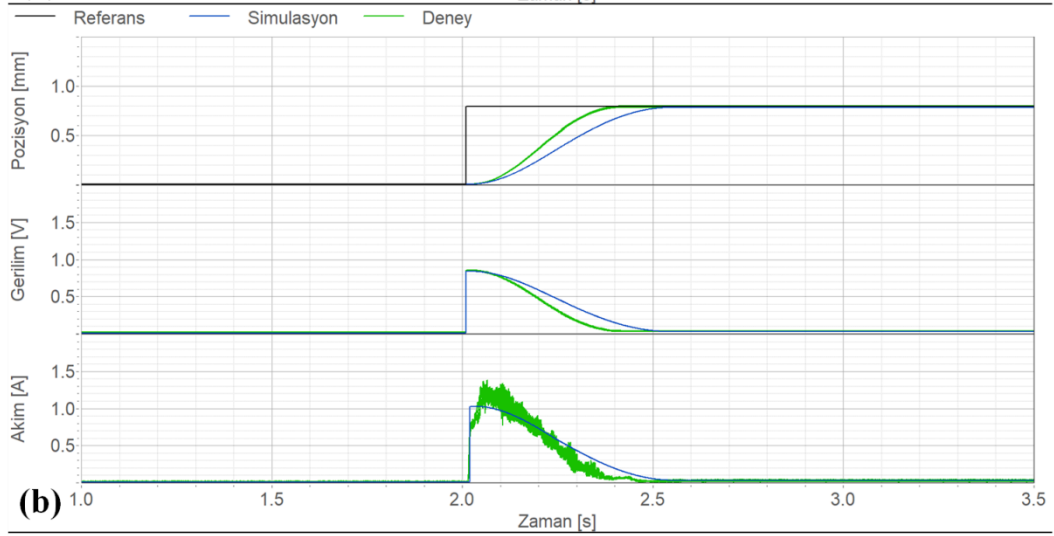
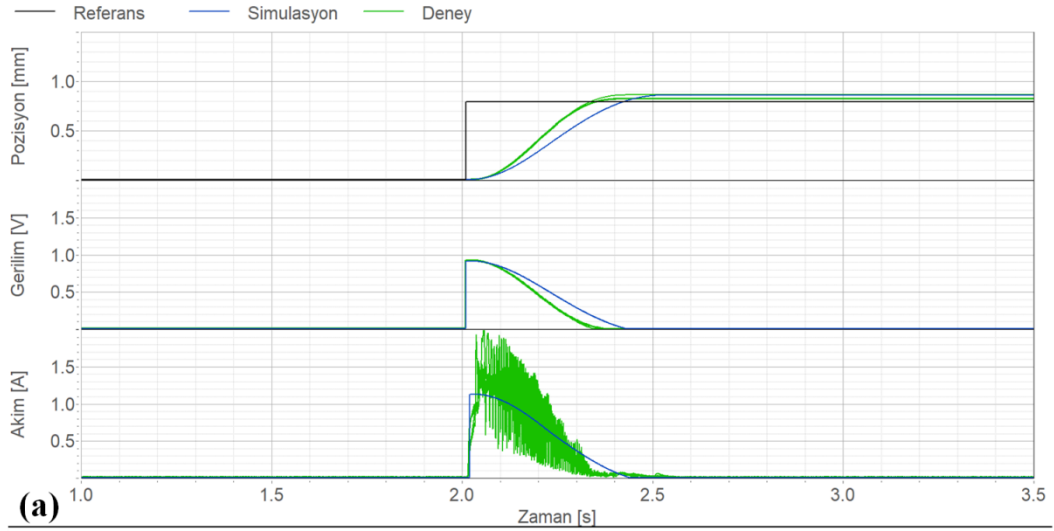
Pozisyon denetleyicisi simülasyonlarında ve deneylerinde fırçasız DA motoru tek yönde (balata ile disk arası boşluk açma yönünde) hareket edecek şekilde denetlenmektedir. Bu nedenle, pozisyon referansı aşıldıktan sonra denetleyici hatayı sıfırlamak için motorun dönüş yönünü değiştirmemektedir. Sanal ortamda geliştirilen

pozisyon denetleyici parametreleri fiziksel sisteme tanımlanmıştır. Fiziki sistem üzerinde pozisyon denetimi ölçümleri 5'er kez tekrarlanarak, piston pozisyonu (x_{piston}), denetleyici gerilimi (v_{girdi}) ve motor akımı (i_m) verileri toplanmıştır. Her bir simülasyon sonucu fiziki sistem üzerinden alınan ölçüm sonuçları ile birlikte çizdirilmiştir (Şekil 5.14). Deneysel ölçüm sonuçlarından faydalanılarak pozisyon referansı değerinin %75'ine ($x_{\text{ref}\%75}$) yükselme süreleri (t_{y-p}) hesaplanmıştır (Tablo 5.6).

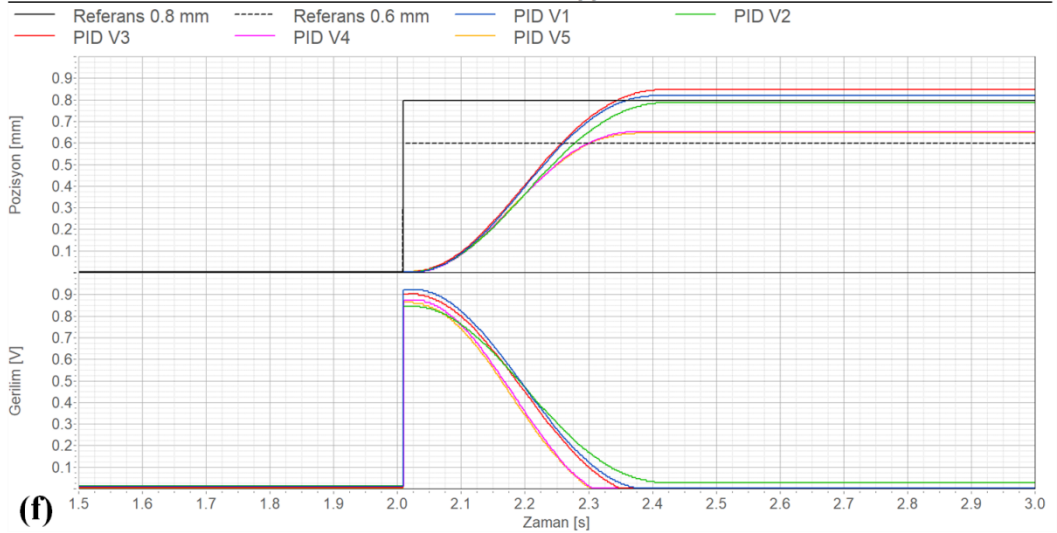
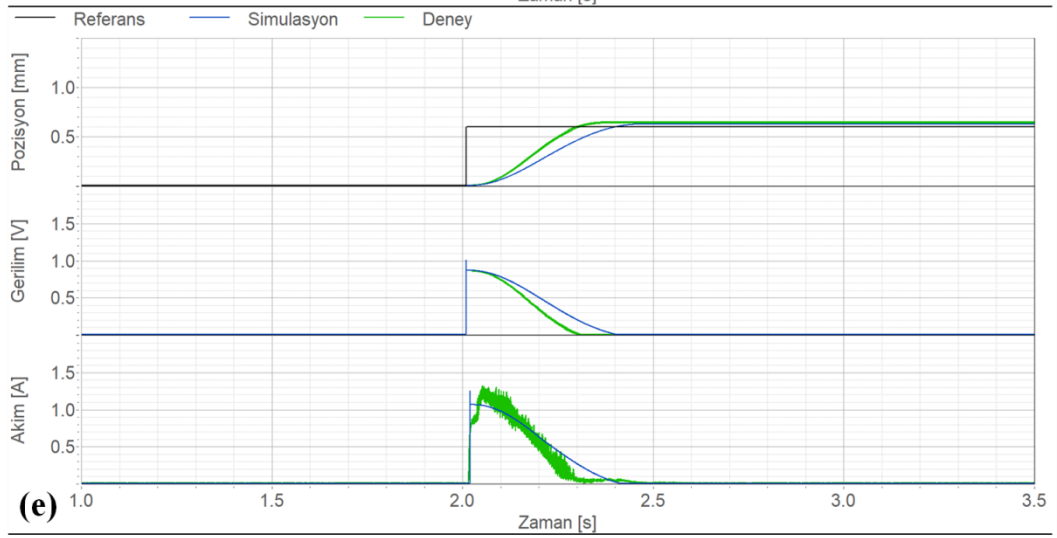
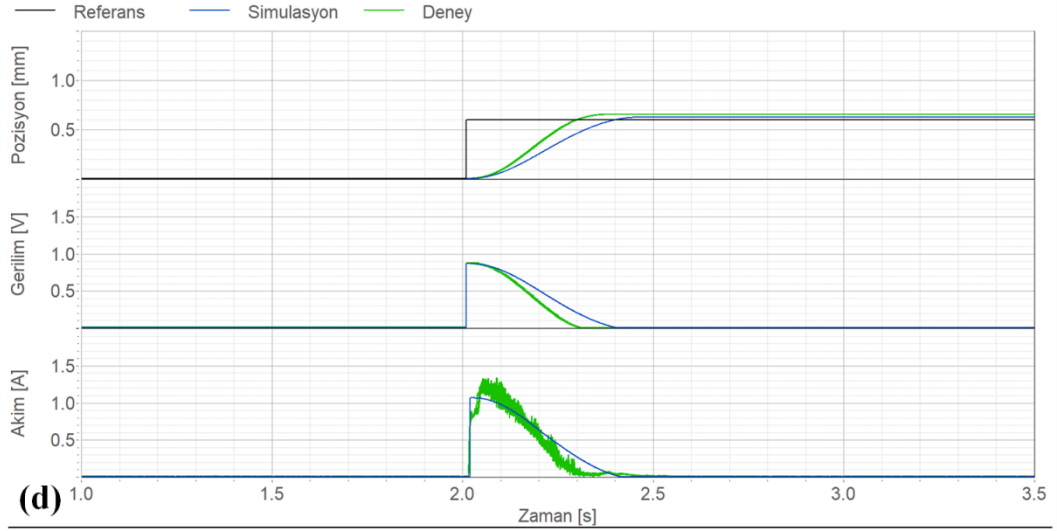
Sayısal ve deneysel pozisyon denetleyicisi sonuçları incelendiğinde; yükselme anında sayısal ve deneysel akım verileri arasındaki farklılık, sayısal ve deneysel pozisyon eğrilerine ait eğimlerin bir miktar farklı olmasına yol açmaktadır. Deneysel yükselme süresi sonuçları incelendiğinde; en hızlı reaksiyon PID V4 parametresi ile elde edilirken, düzenli rejimde pozisyon referansının bir miktar üzerine çıkılmaktadır. EMF pozisyon denetleyicisi için yükselme süresi gereksinimi ($t_{y-p} = 0,2$ s) sadece PID V4 ile sağlanmaktadır. Bu nedenle kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişim senaryoları için PID V4 pozisyon denetleyicisi parametreleri göz önünde bulundurulmuştur.

Tablo 5.6: Tek pistonlu EMF pozisyon denetleyicilerinin deneysel yükselme süreleri $t_{(y-p)\text{deney}}$ [s]

$t_{(y-p)\text{deney}}$ [s]	PID V1	PID V2	PID V3	PID V4	PID V5
Deney-1	0,214	0,240	0,227	0,207	0,200
Deney-2	0,217	0,249	0,231	0,190	0,203
Deney-3	0,237	0,242	0,226	0,198	0,206
Deney-4	0,219	0,243	0,216	0,199	0,200
Deney-5	0,215	0,236	0,217	0,205	0,196
Deney 1-5 Ortalaması	0,220	0,242	0,223	0,200	0,201



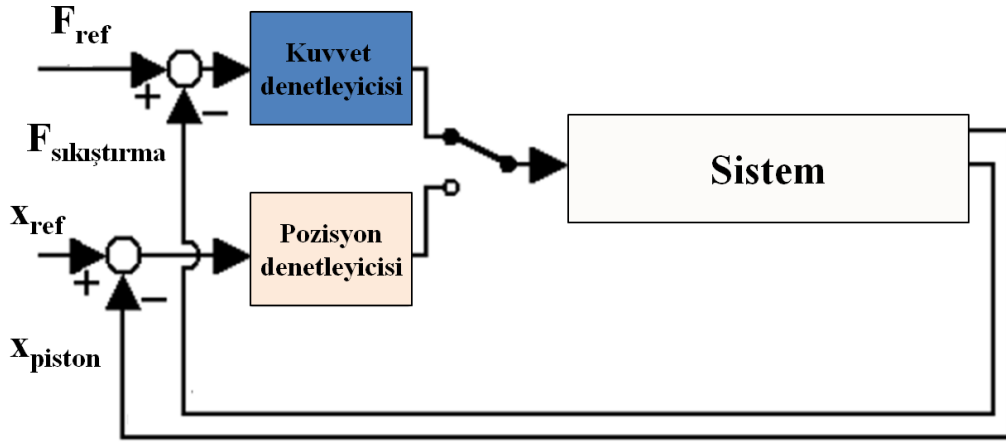
Şekil 5.14: Tek pistonlu EMF pozisyon denetleyicisi adım girdi cevabı: (a) PID V1, (b) PID V2, (c) PID V3, (d) PID V4, (e) PID V5, (f) denetleyicilerin karşılaştırılması



Şekil 5.14 (devamı): Tek pistonlu EMF pozisyon denetleyicisi adım girdi cevabı: (a) PID V1, (b) PID V2, (c) PID V3, (d) PID V4, (e) PID V5, (f) denetleyicilerin karşılaştırılması

5.4.3 Tek Pistonlu EMF Kuvvet - Pozisyon Denetleyicisi Değişimi

Tek pistonlu EMF sisteminde, kuvvet referansı ortadan kaldırıldığında ($F_{ref} = 0$), motor dönüş yönünün değiştirilerek, itici pistonun frenleme öncesi konumuna geri sürülmesi için fiziksel denetim sisteminde Şekil 5.15'te verilen edilen kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi senaryosu tanımlanmıştır.



Şekil 5.15: Tek pistonlu EMF kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi [19]

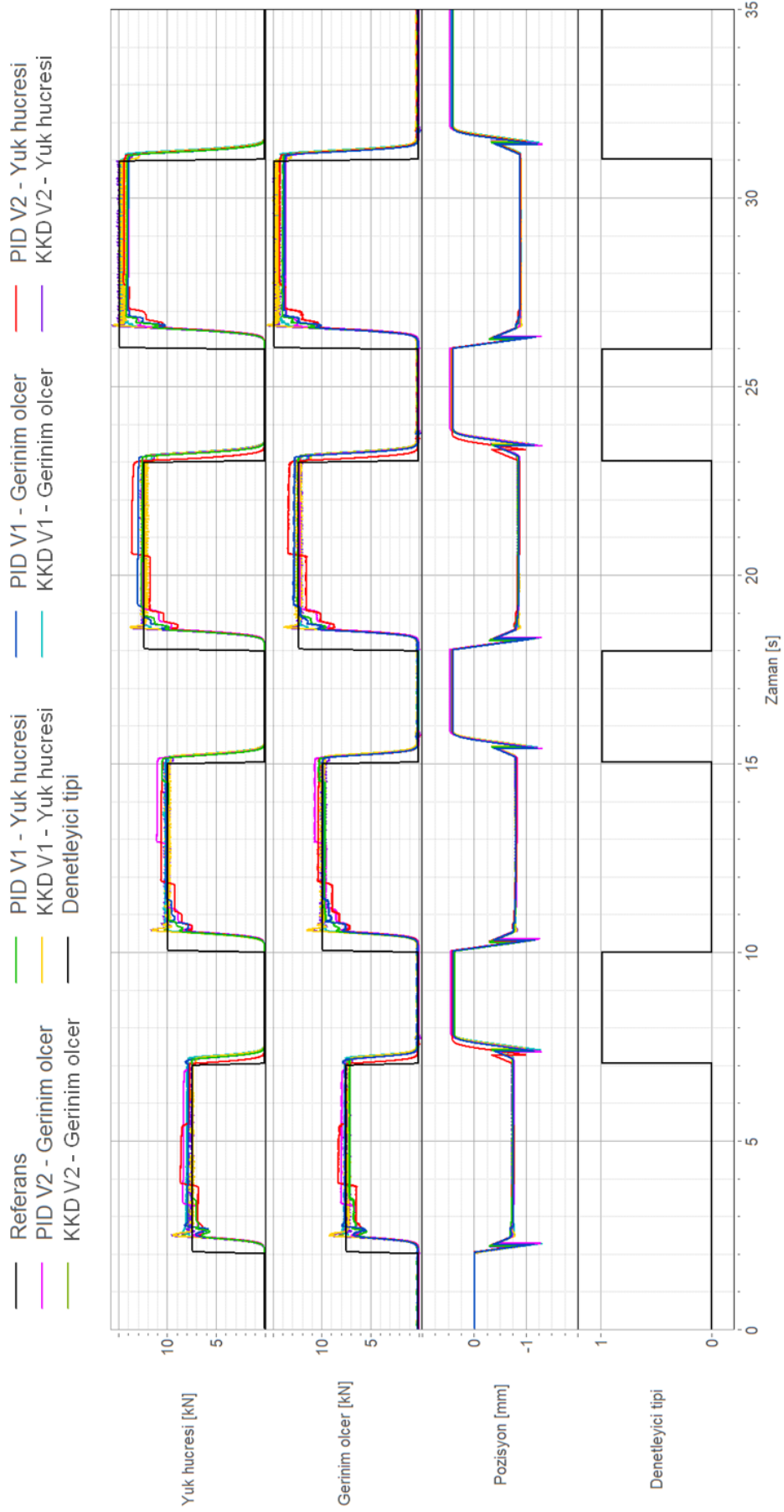
Kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişim senaryosu ölçümleri boyunca fiziksel sisteme pozisyon denetleyici parametresi olarak PID V4 tanımlanmış olup, farklı kuvvet denetleyicileri ve farklı referans kuvvet girdileri için deneysel ölçümler gerçekleştirilmiştir. Tüm ölçümler hem yük hücresi geri beslemeli hem de gerinim ölçer geri beslemeli olarak gerçekleştirilmiştir.

Şekil 5.16 ve Şekil 5.17'de farklı kuvvet seviyeleri için tekrarlı adım girdi (EF-S1) ve rampa girdi (EF-S2) için gerçekleştirilen ölçüm sonuçları yer almaktadır. Bu ölçümlerin başlangıcında yük hücresi ile balatalar arasındaki boşluk sentil yardımıyla $0,6 \times 10^{-3}$ m olacak şekilde ayarlanmıştır. Pozisyon referansı $x_{ref} = 0$ m olarak girilmiştir.

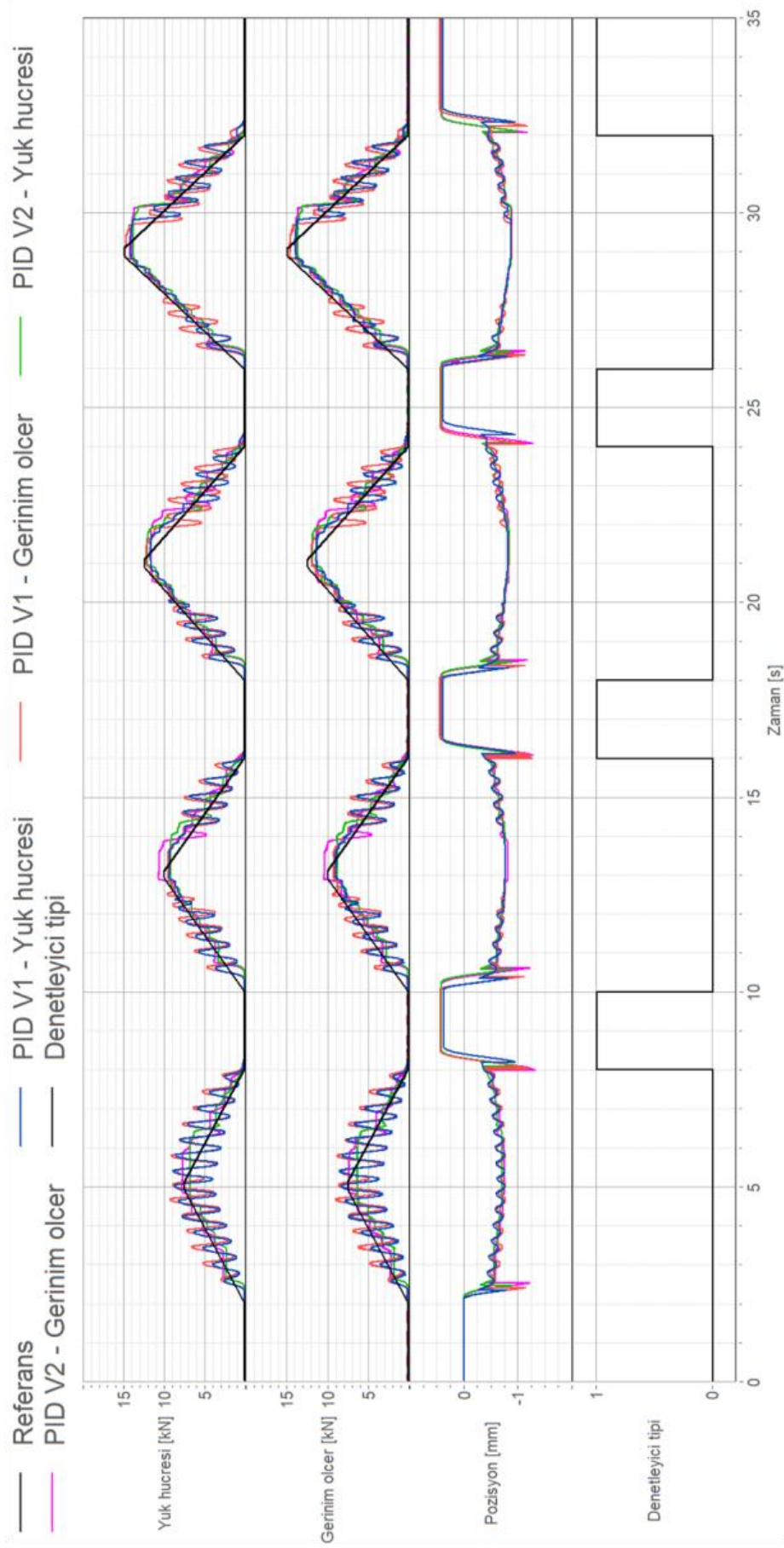
Tekrarlı adım girdi cevapları (EF-S1) incelendiğinde; aynı parametreler için yük hücresi ve gerinim ölçer geri beslemeli sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Kayan kipli denetleyicilerle gerçekleştirilen denemelerde, yükselme anında bir miktar kuvvet referansının aşıldığı görülmektedir. Tüm kuvvet denetleyicilerinin farklı referans kuvvet girdisi kademeleri için de referansı kararlı bir şekilde takip ettiği görülmektedir.

Tekrarlı rampa girdi cevapları (EF-S2) incelendiğinde; yük hücresi ve gerinim ölçer geri beslemeli PID V1 cevaplarının sistemin referans girdiye ani tepkisi ve kuvvetin ani artışına karşılık denetleyicinin hatayı giderememesi nedeniyle tüm kuvvet kademeleri için kararsız bir davranış sergilediği görülmektedir. PID V2 cevapları, tüm kuvvet referansı kademeleri için yük hücresi ve gerinim ölçer geri beslemesi durumlarında referansı kararlı bir şekilde takip etmektedir.

Tek pistonlu EMF mekanizmasında balata ile disk arasındaki çalışma boşluğu kapatıldığı durumda itici piston – ayar pistonu arasındaki $4,5 \times 10^{-3}$ m ölçüsündeki hatve devredeyken; sıkıştırma kuvvetinin yaratıldığı durumda hatveli bilye mekanizmasının $1,5 \times 10^{-3}$ m ölçüsündeki hatve devreye girmektedir. Denetim sistemi, hatve değişimini yük hücresi veya gerinim ölçer verisini takip ederek belirlemektedir. Anlık hatve değeri ile enkoder verisi üzerinden piston pozisyonu verisi hesap edilmektedir. Hatve değişimindeki ani geçişler, motor yön değişimi gecikmesi ve sistemin ataleti nedeniyle pozisyon referansı $\sim 0,4 \times 10^{-3}$ m aşılmaktadır. Havalı disk frenlerde fren diski ile balata için belirlenen çalışma boşluğunun $0,6 - 1,2 \times 10^{-3}$ m arasında yer alması istenmektedir. Pozisyon referansı aşılmasına karşılık çalışma boşluğu ($\sim 1,0 \times 10^{-3}$ m) istenilen aralığa girdiği için kuvvet – pozisyon denetleyici değişimi yapısı uygun olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 5.16: Tek pistonlu EMF kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi senaryosu ölçümleri: EF-S1 girdi



Şekil 5.17: Tek pistonlu EMF kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi senaryosu ölçümleri: EF-S2 girdi

Bölüm 6

Sonuçlar ve Öneriler

Bu çalışmada, ağır hizmet araçlarında kullanılmak üzere çift pistonlu ve tek pistonlu olmak üzere iki farklı elektromekanik disk fren konsepti önerilmektedir. Tez kapsamında; fren sistemi gereksinimlerinin belirlenmesi, mekanik tasarım, yapısal dayanım, mevcut havalı fren sistemlerine uygun geometriler ile paketlenmesi, sistem modelleme, sistem parametrelerinin belirlenmesi, sistem analizi ve simülasyonu, deneysel doğrulama, denetleyici geliştirilmesi gibi konular ile çok disiplinli bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen bu çalışmanın bundan sonra yapılacak ağır hizmet araçları alanındaki benzer çalışmalar için yol gösterici olacağı düşünülmektedir.

Çalışmanın ilk bölümünde (Bölüm 2), EMF sistemi dinamiğinin ve performansının araştırılabilmesi için bir şasi üzerinde yataklanmış vidalı mil ve redüktörlü fırçasız DA motorunun oluşturduğu temel bir deney düzeneği (TDD) üzerinde kuvvet ve pozisyon denetleyicileri geliştirilmiştir. TDD üzerinde gerçekleştirilen denetleyici geliştirme çalışması ile ağır hizmet aracı EMF denetleyici geliştirme çalışmaları için bilimsel altyapı oluşturulmuştur. Model tabanlı denetleyici geliştirmesine odaklanıldığı için, öncelikli olarak TDD'nin doğrusal ve doğrusal olmayan sürtünme modellerini içeren sistem dinamiği modelleri oluşturularak, TDD üzerinden alınan deneysel ölçümlerle bu modellerin genel geçerliliği değerlendirilmiştir. Sistem parametreleri deneysel ölçüm sonuçları göz önünde bulundurularak hesaplanmıştır. Matlab/Simulink ortamında gerçekleştirilen sistem analizi ve simülasyon sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında; doğrusal olmayan sürtünmeleri içeren sistem dinamiği modelinin deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu olduğu tespit edilmiştir (Şekil 2.11). Bu nedenle EMF prototipi üzerinde gerçekleştirilen model tabanlı denetleyici geliştirme çalışmalarında da doğrusal olmayan sürtünmeleri içeren sistem

dinamiği modeli tercih edilmiştir. Ağır hizmet aracı havalı disk fren performansı gereksinimleri göz önünde bulundurularak, PID ve kaskad PID kuvvet denetleyicileri ve PID pozisyon denetleyicileri Matlab/Simulink ortamında geliştirilmiştir. Denetleyici parametreleri fiziksel denetleme donanımına tanımlanarak, TDD üzerinde sistemin performansı farklı girdi tipleri için değerlendirilmiştir. Detaylı analizler sonucunda, TDD için kaskad yapıdaki PID kuvvet denetleyicisinin en iyi performansı sağladığı görülmüştür (Şekil 2.15). Kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişimi algoritması fiziksel denetleme donanımına tanımlanarak, fonksiyonel testler gerçekleştirilmiştir (Şekil 2.16). Bu bölümde önerilen doğrulan modelleme ve denetleyici geliştirme sistematigi; son bölüm (Bölüm 5) kapsamında gerçekleştirilen tek pistonlu EMF denetleyici geliştirme çalışmaları için yol gösterici olmuştur.

Çalışmanın bir diğer bölümünde (Bölüm 3), ağır hizmet araçlarında kullanılmak üzere özgün bir kama mekanizmasının yer aldığı çift pistonlu elektromekanik disk fren konsepti önerilmiştir (Şekil 3.1, Şekil 3.2). Ayrıca, bu konseptin deneylerinin kaliper yuvası ve taşıyıcı gibi döküm parça yatırımlarının yapılmadan gerçekleştirilebilmesi için bir deney fikstürü tasarımı önerilmiştir. Çift pistonlu EMF mekanizması için dairesel ve düz olmak üzere iki farklı rampa geometrisi göz önünde bulundurularak, farklı rampa yarıçapları ve eğimleri için karşılaştırmalı kuvvet analizleri gerçekleştirilmiştir. Dairesel ve düz profilli rampaların sıkıştırma kuvveti karakteristiğine etkisi değerlendirilerek, 17,5” jant ölçüsüne uygun frenler için gerekli sıkıştırma kuvveti gereksinimine için rampa yarıçapı $R=38 \times 10^{-3}$ m ve rampa açısı $W=7^\circ$ olarak belirlenmiştir (Şekil 3.8, Şekil 3.10). Çift pistonlu EMF mekanizması ve deney fikstürüne ait sonlu elemanlar analizleri ile parçalar üzerindeki maksimum deformasyon ve gerilme değerleri hesaplanarak, mekanizma parçaları ve test fikstürü için malzeme seçimi yapılmıştır. Bilgisayar destekli EMF çalışmalarının takip eden kısmında, 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren kaliper yuvası içerisine paketlenebilecek tek pistonlu elektromekanik disk fren tahrik mekanizması konsepti önerilmiştir (Şekil 3.24 – Şekil 3.26). Önerilen çift ve tek pistonlu EMF mekanizmalarının fikri haklarının korunma altına alınması için patent başvuruları (2021/016621 ve 2021/015525) gerçekleştirilmiştir. Tek pistonlu EMF konsepti için sıkıştırma kuvveti ve yükselme süresi gibi gereksinimler göz önünde bulundurularak gerçekleştirilen teorik hesaplamalar ile motor seçimi için gerekli parametrelerin tayini gerçekleştirilmiştir. Servis freni gereksinimlerinin dışında, park

freni, otomatik boşluk ayarı, elle ayar gibi konular da göz önünde bulundurularak, tasarım konsepti detaylandırılmıştır. Ayrıca, mevcut 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren – imdatlı hava körüğü montajının oluşturduğu paketleme hacmi göz önünde bulundurularak, yerine önerilen 17,5” jant ölçüsüne uygun tek pistonlu EMF – elektromanyetik frenli fırçasız DA motoru montajı için paketleme kontrolleri gerçekleştirilmiştir. Önerilen tek pistonlu EMF konsepti mevcut 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren paketleme sınırları içerisinde kaldığı için geometri paketleme açısından uygun olarak değerlendirilmiştir (Şekil 3.28). Tek pistonlu EMF tahrik mekanizmasının ve mekanizmanın yatakladığı kaliper yuvası ile kapak montajının sonlu elemanlar analizleri ile parçaların maksimum sıkıştırma kuvveti altındaki mekanik dayanımı araştırılarak, parçalar için uygun malzeme seçimi gerçekleştirilmiştir. Tek pistonlu EMF tahrik mekanizması; 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren kaliper yuvası, taşıyıcısı, kılavuz pimleri vb. parçalarda değişiklik yapılmadan uygulanabildiği için konseptin ürüne dönüşme potansiyeli yüksektir. Ayrıca, tek pistonlu EMF konseptinin prototip imalatı ve prototip deneyleri için çift pistonlu EMF mekanizmasına göre daha az yatırım gerektirmektedir. Bu nedenlerle, tez kapsamında, tek pistonlu EMF konsepti için prototip imalatı, prototip deneyleri ve denetleyici geliştirme süreci TDD üzerinde kullanılan mevcut redüktörlü fırçasız DA motoru ve sürücüsü ile gerçekleştirilmiştir.

Tez çalışmasının takip eden bölümünde (Bölüm 4), tek pistonlu EMF mekanizmasının prototipleri imal edilerek; prototip EMF mekanizması üzerinden açık ve kapalı devre sıkıştırma kuvveti ve pozisyon ölçümlerinin alınması, sistem parametrelerinin toplanması, kuvvet ve pozisyon denetimi için bir deney düzeni oluşturulmuştur (Şekil 4.2, Şekil 4.2). Prototip EMF mekanizmasındaki kayıplarının azaltılmasına yönelik gerçekleştirilen; ek yataklama elemanları kullanımı, yay sarım çapının artırılması ve birbiri üzerinde yuvarlanan parçalara indüksiyon ile sertleştirme işlemi gibi tasarım iyileştirmeleri ile ilk revizyon tek pistonlu EMF mekanizmasına göre sıkıştırma kuvveti kapasitesi 10,4 kat iyileştirilmiştir (Şekil 4.4). Farklı analog girdi gerilimi kademeleri için iyileştirilmiş tasarımın deneysel ve teorik sıkıştırma kuvveti eğrileri karşılaştırılarak, prototip mekanizma üzerindeki değişkenliklerin potansiyel kök nedenleri ve ileri çalışmalar için bu değişkenliklerin giderilmesi için önerilen aksiyonlar değerlendirilmiştir.

Çalışmanın son bölümünde (Bölüm 5), mekanizma kayıpları azaltılmış tek pistonlu EMF prototipi üzerinde model tabanlı kuvvet ve pozisyon denetleyicileri geliştirilmiştir. Bölüm 2 kapsamında paylaşılan model tabanlı denetleyici geliştirme prosedürü izlenerek, Matlab/Simulink ortamında tek pistonlu EMF doğrusal olmayan sürtünme modelini içeren sistem dinamiği modeli oluşturulmuştur (Şekil 5.1). Ardından, prototip üzerinden alınan açık devre ölçümlerle bilinmeyen sistem parametreleri belirlenmiştir. Simülasyonlar ile deneysel ölçüm sonuçları (sıkıştırma kuvveti, tahrik dişlisi açısı ve motor akımı sonuçları) karşılaştırılarak, sistem dinamiği modeli doğrulanmıştır (Şekil 5.7). Sanal ortamda sıkıştırma kuvvetinin denetimi için PID ve kayan kipli kuvvet denetleyicisi; balata ile fren diski arasındaki çalışma boşluğunun denetimi için PID pozisyon denetleyicisi geliştirilmiştir. Matlab/Simulink ortamında belirlenen PID kuvvet ve pozisyon denetleyicisi ve kayan kipli kuvvet denetleyicisi katsayıları fiziksel denetleme sistemine tanımlanmıştır. Kuvvet denetleyicilerinin performanslarının karşılaştırılması için gerçekleştirilen deneylerde, PID ve kayan kipli kuvvet denetleyicilerinin yükselme sürelerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür. Açık devre ölçüm sonuçları için hesaplanan yükselme süresi göz önüne alındığında, tüm denetleyiciler için yükselme süresi açısından fiziksel olarak sağlanabilecek maksimum performansa ulaşıldığı görülmektedir. Tüm kuvvet denetleyicileri için hedeflenen yükselme süresinin bir miktar üzerinde kaldığı görülmektedir (Tablo 5.4). Kayan kipli kuvvet denetleyicilerinin düzenli rejime ulaşma sürelerinin PID denetleyicilere göre kısa olduğu tespit edilmiştir (Şekil 5.11). Kullanılan fırçasız DA motoru ve sürücüsünün yön değişimine yanıtı gecikmeli bir şekilde gerçekleştiği için kayan kipli kuvvet denetimi motor sıkıştırma ve bırakma yönlerinde sürüldüğünde kararlı bir şekilde gerçekleştirilememektedir. Bu nedenle, kayan kipli denetim uygulamalarında motor sadece sıkıştırma yönünde olacak şekilde sürülmektedir. Bu nedenle, kayan kipli kuvvet denetleyicisi ile gerçekleştirilen ölçümler adım girdi ile sınırlı kalmıştır. Kuvvet denetiminin yük hücresi geri beslemesi dışında; daha az maliyetli bir sensör yardımıyla, fren diskinin döndüğü durumda da gerçekleştirilebilmesi için kaliper yuvası üzerine bir adet çeyrek köprü gerinim ölçer yerleştirilmiştir. Yük hücresi üzerinden toplanan sıkıştırma kuvveti verisi ile gerinim ölçer üzerindeki voltaj değişimi göz önünde bulundurularak; yük hücresi ile gerinim ölçer verisi eşleştirilmiştir (Şekil 5.10). Ardından adım, rampa ve tekrarlı adım girdi referansları

için tek pistonlu EMF sistemi üzerindeki ölçümler yük hücresi geri beslemeli ve gerinim ölçer geri beslemeli olarak gerçekleştirilmiştir. Aynı denetleyici tipi ve parametreleri için yük hücresi ve gerinim ölçer geri beslemeli sistem cevaplarının birbirine oldukça benzer davranış sergilediği görülmüştür (Şekil 5.11, Şekil 5.12). Bu sayede, ileriki çalışmalar için, dinamik olarak fren diskinin düşük açılal hızda döndüğü sürekli rotasyon tork test ünitesi üzerinde gerinim ölçer geri beslemeli kuvvet denetimi yapılmasının önü açılmıştır. Kuvvet denetleyicileri karşılaştırıldığında; PID V1 parametresinin, PID V2 parametresine göre referans değişimine karşılık daha hızlı tepki verdiği görülmektedir. Bu nedenle, PID V1 parametresinin rampa girdi cevabında; referans daha az hatalı olarak takip edebilmektedir. Ancak, PID V1 parametresine ait sistem cevabı, kuvvet referansının düşmeye başladığı bölgelerde yön değişimi gecikmesi kaynaklı olarak, anlık olarak referans değerin altına inmektedir (Şekil 5.11, Şekil 5.12). PID pozisyon denetleyici parametreleri fren diski ile balata çalışma boşluğunun diğer bir deyişle pozisyon referansının $x_{ref} = 0,6 \times 10^{-3}$ m ve $x_{ref} = 0,8 \times 10^{-3}$ m olduğu durumlar için belirlenmiştir. Pozisyon denetimi ölçümlerinde, sadece PID V4 parametresi ile yükselme süresi gereksiniminin sağlandığı tespit edilmiştir (Tablo 5.6). Bu nedenle, kuvvet – pozisyon denetleyicisi değişim senaryoları için pozisyon denetleyicisi olarak PID V4 parametresi kullanılmıştır. Kuvvet – pozisyon değişim senaryoları farklı kuvvet seviyeleri için tekrarlı adım ve rampa girdi referansları için yük hücresi ve gerinim ölçer geri beslemeli olarak gerçekleştirilmiştir. Tekrarlı adım girdi cevapları incelendiğinde (Şekil 5.16), yük hücresi ve gerinim ölçer geri beslemeli PID ve kayan kipli kuvvet denetleyicileri farklı referans kuvvet girdisi kademeleri için de referansı kararlı bir şekilde takip ettiği görülmektedir. Tekrarlı rampa girdi cevapları incelendiğinde (Şekil 5.17), PID V1 parametresine ait cevapların sistemin referans girdiye ani tepkisi ve kuvvetin ani artışına karşılık denetleyicinin hatayı giderememesi nedeniyle tüm kuvvet kademeleri için kararsız bir davranış sergilediği görülmektedir. PID V2 parametresinin cevapları, tüm kuvvet referansı kademeleri için yük hücresi ve gerinim ölçer geri beslemesi durumlarında referansı kararlı bir şekilde takip etmektedir. Detaylı analizler sonucunda, PID V2 kuvvet denetleyicisinin en iyi performansı sağladığı görülmüştür. Kuvvet denetiminin sonlanıp, pozisyon denetimi ile devam eden süreçte; hatve değişimindeki ani geçişler, motor yön değişimi gecikmesi ve sistemin ataleti nedeniyle pozisyon

referansı bir miktar aşılmaktadır (Şekil 5.16, Şekil 5.17). Pozisyon referansının aşılmasına karşılık fren diski ile balata arasındaki çalışma boşluğu; mevcut havalı disk frenler için istenilen çalışma boşluğu aralığına girdiği için kuvvet – pozisyon denetleyici değişimi yapısı uygun olarak değerlendirilmiştir.

İleriki çalışmalar için, önerilen tek pistonlu EMF konseptinin; sürekli rotasyon tork test ünitesi üzerindeki fonksiyonel testlerinin gerçekleştirilmesi, 17,5” jant ölçüsüne uygun havalı disk fren tasarım torkunu sağlayacak redüktörlü fırçasız DA motoru ve sürücüsü ile tek pistonlu EMF üzerinde performans, yorulma, vibrasyon, sızdırmazlık ve atalet dinamometresi testleri gibi yeni ürün devreye alma testlerinin gerçekleştirilmesi önerilmektedir.

Kaynaklar

- [1] Lee CF, Manzie C. Active brake torque variation compensation with speed scheduling of an electromechanical brake. In Proceedings of the FISITA World Automotive Congress; 2012 November 27-30; Beijing, China.
- [2] Lee CF, Manzie C. Active brake judder attenuation using an electromechanical brake-by-wire system. IEEE/ASME transactions on mechatronics. 2016; 21(6): 2964-76. doi.org:10.1109/TMECH.2016.2571318
- [3] Cheon JS, Kim J, Jeon J. New brake by wire concept with mechanical backup. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems. 2012; 5(2012-01-1800): 1194-8. doi.org:10.4271/2012-01-1800
- [4] Kim J, Jo C, Kwon Y, Cheon JS, Park SJ, Jeon GB, ve diğ. Electro-mechanical brake for front wheel with back-up braking. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems. 2014; 7(2014-01-2538): 1369-73. doi.org:10.4271/2014-01-2538
- [5] Han K, Kim M, Huh K. Modeling and control of an electronic wedge brake. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2012; 226(10): 2440-55
- [6] Park H, Choi SB. Development of a sensorless control method for a self-energizing brake system using noncircular gears. IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2012; 21(4): 1328-39. doi.org:10.1109/TCST.2012.2204750
- [7] Han, K., Huh, K., Hwang, W., Kim, M., Kim, D., 2012. EWB control based on the estimated clamping force. In Proceedings of the SAE 2012 Brake Colloquium & Exhibition; 2012 September 23-26; USA. SAE International 2012. 2012-01-1797

- [8] Shin DH, Lee S, Jeong CP, Kwon OS, Park TS, ve diğ. Analytic approaches for keeping high braking efficiency and clamping efficiency of electro wedge brakes. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2015 Jun; 16(7): 1609-15. doi.org:10.1007/s12541-015-0211-1
- [9] Ghajari A, Kazemi R. A New approach to the electronic wedge brake. In *Proceedings of the SAE 2012 Brake Colloquium & Exhibition*; 2012 September 23-26; USA. SAE International 2012. 2012-01-1801
- [10] Putz MH, Wunsch C, Schiffer M, Peternel J. Test Results of A Sensor-Less, Highly Nonlinear Electro-Mechanical Brake. *SAE Technical Paper* 2014; 2014-01-2541. doi.org:10.4271/2014-01-2541
- [11] Putz MH, Seifert H, Zach M, Schiffer M, Peternel J. Accuracy of Sensor-Less Control of an Electro-Mechanical Brake. *SAE Technical Paper* 2015; 2015-01-2704. doi.org:10.4271/2015-01-2704
- [12] Putz MH, Seifert H, Zach M, Peternel J. Functional Safety (ASIL-D) for an Electro Mechanical Brake. *SAE Technical Paper* 2016; 2016-01-1953. doi.org:10.4271/2016-01-1953
- [13] Putz MH, Zipper T. Spring assistance (energy-swing) in an electro mechanical brake. *SAE Technical Paper* 2017; 2017-01-2517. doi.org:10.4271/2017-01-2517
- [14] Balogh L. Control design of an Electro-mechanic Wedge Brake (EWB) for commercial vehicles (doktora tezi). Budapest: Budapest University of Technology and Economics; 2011.
- [15] Line C, Manzie C, Good MC. Electromechanical brake modeling and control: From PI to MPC. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2008; 16(3): 446-57. doi.org: 10.1109/TCST.2007.908200
- [16] Liu G, Choi SB. Hardware-in-the-loop Test Bench for Electromechanical Brake System. *Automot. Eng.* 2006; 28, 929–932

- [17] Gong X, Ge W, Yan J, Zhang Y, Gongye X. Review on the development, control method and application prospect of brake-by-wire actuator. *Actuators* 2020; 9(1); 15. doi.org:10.3390/act9010015
- [18] Line C, Manzie C, Good M. Control of an electromechanical brake for automotive brake-by-wire systems with an adapted motion control architecture. *SAE transactions*. 2004; 2004-01-2050, 1047-56
- [19] Line CL. Modelling and control of an automotive electromechanical brake (doktora tezi). Melbourne: The University of Melbourne; 2007.
- [20] Ki YH, Lee KJ, Cheon JS, Ahn HS. Design and implementation of a new clamping force estimator in electro-mechanical brake systems. *International Journal of Automotive Technology*. 2013; 14(5): 739-45. doi.org:10.1007/s12239-013-0081-4
- [21] Baek SK, Oh HK, Park JH, Shin YJ, Kim SW. Evaluation of efficient operation for electromechanical brake using maximum torque per ampere control. *Energies*. 2019; 12(10): 1869. doi.org:10.3390/en12101869
- [22] Lee CF, Manzie C. Near-time-optimal tracking controller design for an automotive electromechanical brake. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 2012; 226(4): 537-49. doi.org:10.1177/0959651811422164
- [23] Lindvai-Soos D, Horn M. Modelling, control & implementation of an electro-mechanic braking force actuator for HEV and EV. *IFAC Proceedings Volumes*. 2013; 46(21): 620-5. doi.org:10.3182/20130904-4-JP-2042.00032
- [24] De Castro R, Todeschini F, Araujo RE, Savaresi SM, Corno M, ve diğ. Adaptive-robust friction compensation in a hybrid brake-by-wire actuator. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 2014; 228(10): 769-86. doi.org:10.1177/0959651813507562

- [25] Atia MR, Haggag SA, Kamal AM. Enhanced electromechanical brake-by-wire system using sliding mode controller. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2016; 138(4): 041003. doi.org:10.1115/1.4032484
- [26] Li X, Chang S, Gong X. Modeling of a new brake by wire system based on the direct-drive electro-hydraulic brake unit. In *Proceedings of the 2015 IEEE Advanced Information Technology, Electronic and Automation Control Conference (IAEAC)*; 2015 December 19-20; Chongqing, China, 211-215. doi.org:10.1109/IAEAC.2015.7428549
- [27] Peng XY, He L, Lyu YB. Fuzzy sliding mode control based on vehicle slip ratio for electro-mechanical braking systems. *Journal of Central South University (Science and Technology)*. 2018; 49(2): 360-70.
- [28] Hong D, Hwang I, Yoon P, Huh K. Development of a vehicle stability control system using brake-by-wire actuators. *J. Dyn. Sys. Meas. Control* 2008; 130(1): 011008. doi.org:10.1115/1.2807190
- [29] Xiang W, Richardson PC, Zhao C, Mohammad S. Automobile brake-by-wire control system design and analysis. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2008; 57(1): 138-45. doi.org: 10.1109/TVT.2007.901895
- [30] Yang K, Li J, Li YD, Tan SL, Wei Q, Tang L. Study of EBD/ABS based on electromechanical brake system. *Journal of System Simulation* 2009; 21(6): 1785-1788.
- [31] Li BQ, Tian HS, Wang R, Dong XL, Zhang XK. Design of torque motor controller in EMB based on FPGA. *Machinery Design & Manufacture* 2010; 6: 9-11.
- [32] Kim K, Li Q, Park C, Hwang K, Kim J, Kim H. A design of intelligent actuator logic using fuzzy control for EMB system. In *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists*; 2011 July 4-6; Hong Kong, China.

- [33] Li D, Zhang L, He B. Fuzzy control based on vehicle slip-ratio for electro-mechanical braking systems. *Jixie Gongcheng Xuebao (Chinese Journal of Mechanical Engineering)*. 2012; 48(20): 124-129.
- [34] Severinsson L, inventor; Haldex Brake Prod. AB, assignee. World Intellectual Property Organization WO 03/071150 A1. 2003 August 28 [erişim tarihi: 12.05.2021]. 23 p.
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/027759834/publication/WO03071150A1?q=WO03071150A1>
- [35] Prescott B. Electro-Mechanical Brake System, [İnternet]. BrakeNet - TRW Shirley, 5 December 2007 [erişim tarihi 30.10.2020]
<http://www.evacol.co.uk/Electro-Mechanical%20Brake%20System%20Haldex%2007.pdf>
- [36] Severinsson L, inventor; Haldex Brake Prod. AB, assignee. World Intellectual Property Organization WO 2005/031184 A1. 2005 April 7 [erişim tarihi: 12.05.2021]. 43 p.
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/029246972/publication/WO2005031184A1?q=WO2005031184A1>
- [37] Baumgartner J, Gruber R, Trimpe R, inventors; Knorr-Bremse Systeme fuer Nutzfahrzeuge GmbH, assignee. United States patent US 2009/0188761 A1. 2009 Jul 30 [erişim tarihi: 12.05.2021]. 7 p.
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/038626551/publication/US2009188761A1?q=US2009188761A1>
- [38] Henning P, Tomala B, inventors; Wabco Europe BVBA, assignee. United States patent US 2021/0054888 A1. 2021 Feb 25 [erişim tarihi: 12.05.2021]. 11 p.
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/067734587/publication/US2021054888A1?q=US2021054888A1>
- [39] Hur JJ, inventor; Mando Corporation, assignee. United States patent US 11,098,779 B2. 2021 Aug 24 [erişim tarihi: 09.09.2021]. 11 p.

<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/071524684/publication/US11098779B2?q=US11098779B2>

- [40] Drumm SA, inventor; Continental Teves AG & Co. oHG, assignee. Deutsches patent- und markenamt DE 198 53 721 A1. 1999 June 2 [erişim tarihi: 09.09.2021]. 10 p.
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/026041792/publication/DE19853721A1?q=DE19853721A1>
- [41] Bill K, Balz J, Dusil V, inventors; Continental Teves AG & Co. oHG, assignee. United States patent US 6,158,558. 2000 Dec 12 [erişim tarihi: 09.09.2021]. 7 p.
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/007800067/publication/US6158558A?q=US6158558A>
- [42] Zernickel A, Hartmann J, Jungbecker J, Schmitt S, Hoffmann O, Nell J, inventors; Continental Teves AG & Co. oHG, assignee. Deutsches patent- und markenamt DE 199 44 876 A1. 2001 March 22 [erişim tarihi: 09.09.2021]. 8 p.
<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/007922552/publication/DE19944876A1?q=DE19944876A1>
- [43] Tuegel RO. Brake System Performance Requirements--Truck, Bus, and Combination of Vehicles J992_199812. 1998; 1998-12-23. doi.org:10.4271/J992_199812
- [44] Childs PRN. Mechanical Design Engineering Handbook (Second Edition). Butterworth-Heinemann; 2019. 773-832.
- [45] Fuller D. Coefficients of Friction. Columbia University: American Institute of Physics Handbook, 1963, 42-48.
- [46] NTN Needle roller bearings handbook CAT. No. 9013/E [İnternet]. Osaka, Japan; 2009 [erişim tarihi: 30.10.2021].
<https://www.ntnglobal.com/en/products/catalog/en/9013/index.html>

- [47] Oriental Brushless DC Motor and Driver Package - BLV Series [Internet]. Japan; 2011 [erişim tarihi: 30.10.2021]. https://www.orientalmotor.com/products/pdfs/2009-2010/B/blv_series.pdf
- [48] HIWIN Ballscrews Technical Information S99TE21-1810 [Internet]. Taichung, Taiwan; 2018 [erişim tarihi: 12.05.2021]. <https://hiwin.us/wp-content/uploads/ballscrews.pdf>
- [49] Oriental Electromagnetic Brake Motors [Internet] Japan; 2007 https://www.orientalmotor.com/products/pdfs/A_OM/EBrkAll.pdf
- [50] řulka P, Sapietová A, Dekýř V, Sapieta M. Static structural analysis of rolling ball bearing. In: MATEC Web of Conferences 2018 (Vol. 244, p. 01023); 2018 Dec 5; Online; 1-8. https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2018/103/mateconf_itep2018_01023.pdf
- [51] Oriental Brushless Motors BLH Series [Internet]. Japan; 2019 [erişim tarihi: 30.10.2020]. <https://www.orientalmotor.com/products/pdfs/2018-2019/D/blh2-series-brochure.pdf>
- [52] Elastik yaylar [Internet] 2010 [erişim tarihi: 17.01.2022]. http://www.guvenkutay.ch/ozet-konular/10a_yaylar.pdf
- [53] Shtessel Y, Edwards C, Fridman L, Levant A. Sliding mode control and observation. New York: Springer New York; 2014.

Ekler

Ek A

Tezden Üretilmiş Yayınlar

Konferans Bildirileri

1. Güteryüz İC, Başer Ö. Ağır Hizmet Taşıtları için Elektromekanik Disk Fren Sistemi Modellemesi, Simülasyonu ve Deneysel Doğrulaması. 3rd International Conference on Applied Engineering and Natural Sciences; 2022 Temmuz 20-23; Konya, Türkiye.

Makaleler

1. Güteryüz İC, Başer Ö. Ağır hizmet araçları için elektromekanik disk fren denetleyicisi geliştirilmesi. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi. (Kabul tarihi: 15.04.2022)

Patent başvuruları

1. 2021/016621 Ağır hizmet araçları için çift pistonlu elektromekanik disk fren mekanizması (Başvuru tarihi: 05.10.2021): Güteryüz İC, Yılmaz B, inventor; Ege Fren Sanayii ve Ticaret A.Ş., assignee. Türk Patent ve Marka Kurumu 2021/016621.

2. 2021/015525 Hizmet araçları için tek pistonlu elektromekanik disk fren tahrik mekanizması (Başvuru tarihi: 25.10.2021): Güteryüz İC, Yılmaz B, Başer Ö, inventor; Ege Fren Sanayii ve Ticaret A.Ş., assignee. Türk Patent ve Marka Kurumu 2021/015525.

Özgeçmiş

Adı Soyadı: İbrahim Can Güleryüz

Eğitim:

2018 – 2022 İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Doktora

2014 – 2017 İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği (İngilizce), Tezli Yüksek Lisans (Celal Bayar Üniversitesi Ortak)

2007 – 2012 Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, Lisans

İş Deneyimi:

2018 – halen Ege Fren Sanayii ve Ticaret A.Ş., Ürün Tasarım ve Geliştirme Şefi

2017 – 2018 CMS Jant ve Makine A.Ş., Proje Lideri

2016 – 2017 BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş., Fren Sistemi Mühendisi

2015 – 2016 Ege Fren Sanayii ve Ticaret A.Ş., Arge Mühendisi

2012 – 2014 Eltaş Transformator Sanayi ve Ticaret A.Ş., Makine Mühendisi

Yayınlar:

1. Güleryüz İC, Yılmaz B. Modelling, analysis and experimental verification of air disc brake used in heavy duty vehicles. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2022; 236(8): 4105-4119.
2. Güleryüz İC, Karadeniz ZH. Transient thermal analyses of an integrated brake rotor and wheel hub for heavy duty vehicles. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2022; 235(6): 971-986.

3. Güteryüz İC, Başer Ö. Modelling the longitudinal braking dynamics for heavy-duty vehicles. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2021; 235(10-11): 2802-2817.
4. Güteryüz İC, Yılmaz B. Ağır hizmet aracı fren diski soğuma karakteristiklerinin incelenmesi, 10th International Automotive Technologies Congress (OTEKON 2020); 2021 Eylül 6-7; Virtual Congress. 79-87.
5. Çetin Ö, Bayrak D, Dinç C, Güteryüz İC, Yılmaz B, ve diğ. Brake Disc Vane Modification Effect in the Enhancement of Heat Transfer for Heavy Duty Vehicles, Eurobrake 2021; 2021 May 18-20; Virtual Congress. 1-7.
6. Güteryüz İC, Yılmaz B. Ağır Hizmet Aracı Fren Diski Soğuma Davranışının İncelenmesi. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji. 2020; 8(4): 936-947.
7. Güteryüz İC, Yılmaz B. Ağır hizmet araçlarında kullanılan Z-kam kampanalı fren tork plakası ağırlık optimizasyonu. Academic Perspective Procedia. 2019; 2(3): 466-75.
8. Güteryüz İC, Yılmaz B. Lightweight design of a torque plate of Z-cam drum brake for heavy duty vehicles. International Journal of Automotive Science And Technology. 2019; 3(2): 42-50.
9. Güteryüz İC, Yılmaz B. Ağır hizmet araçlarında kullanılan disk fren kaliper yuvasının yapısal analizi ve deneysel doğrulaması, 4th International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2019); 2019 Nisan 25-27; Alanya, Türkiye. 100-108.
10. Güteryüz İC, Başer Ö. Computer aided calculation and experimental verification of response time of pneumatic brake system for 4x4 heavy duty vehicles. Pamukkale University Journal of Engineering Sciences. 2018; 24(8): 1409-1417.
11. Güteryüz İC, Başer Ö. 4x4 Ağır Hizmet Araçları için Pnömatik Fren Sistemi Modellemesi, Analizi ve Deneysel Doğrulaması, Otomatik Kontrol Türk Milli Komitesi Ulusal Toplantısı (TOK 2017); 2017 Eylül 21-23; İstanbul, Türkiye. 434-438.
12. Karadeniz ZH, Güteryüz İC. Çapraz akışlı rüzgar türbini başarımının incelenmesi, 2. İzmir Rüzgar Sempozyumu; 2015 Ekim 8-10; İzmir, Türkiye. 87-96.