

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YENİ NESİL AĞIR HİZMET DİZEL MOTORLARI
İÇİN SUPAP SİSTEMİ GELİŞTİRİLMESİ VE
OPTİMİZASYONU

Mehmet Asım ÖZLEN

DOKTORA TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Otomotiv Mühendisliği Programı

Danışman
Doç. Dr. Orkun ÖZENER

Haziran, 2025

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YENİ NESİL AĞIR HİZMET DİZEL MOTORLARI İÇİN
SUPAP SİSTEMİ GELİŞTİRİLMESİ VE OPTİMİZASYONU

Mehmet Asım ÖZLEN tarafından hazırlanan tez çalışması 30.06.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Otomotiv Mühendisliği Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Orkun ÖZENER
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Orkun ÖZENER, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Tarkan SANDALCI, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Hikmet ARSLAN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Orkun ÖZENER sorumluluğunda tarafımda hazırlanan Yeni Nesil Ağır Hizmet Dizel Motorları İçin Supap Sistemi Geliştirilmesi Ve Optimizasyonu başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Mehmet Asım ÖZLEN

İmza

Desteklerini esirgemeyen eşim ve oğluma



TEŞEKKÜR

Bu uzun ve zorlu yolculukta bana rehberlik eden, değerli fikirleri ve sabrıyla her zaman yanımda olan kıymetli tez danışmanım Doç. Dr. Orkun Özener'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tezimin şekillenmesinde önemli katkıları bulunan, değerli zamanlarını veengin tecrübelerini benimle paylaşan tez jüri üyelerim Prof. Dr. Muammer Özkan ve Doç. Dr. Akın Kutlar'a minnettarım. Ayrıca, projemizin her aşamasında bana destek olan ve yol gösteren proje yöneticisi Dr. Tolgahan Kaya'ya teşekkür ederim.

Bu çalışma, TÜBİTAK RUTE bünyesinde geliştirilen 8V160B Özgün Motor Geliştirme Projesi kapsamında yürütülen çalışmalara dayanmaktadır. Bu araştırmayı mümkün kılan kaynakları ve desteği sağlayan TÜBİTAK RUTE yöneticilerine ve çalışma arkadaşlarıma şükranlarımı sunarım.

Mehmet Asım ÖZLEN

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
1 GİRİŞ	1
1.1 Amaç	1
1.2 Kapsam	2
1.3 Literatür Araştırması	2
2 SAYISAL ANALİZ VE MODELLEME	11
2.1 Kullanılan Yazılım	13
2.2 Supap Mekanizması Kinematik Modeli	16
2.2.1 Supap açılma eğrisi tasarımı	18
2.2.2 Alt Sistem Oluşturulması	20
2.3 Supap Mekanizması Dinamik Modeli	23
2.3.1 Esnek Gövde Oluşturulması	25
2.3.2 Montaj Yapısı	27
2.4 Optimizasyon Çalışmaları	29
2.4.1 Kam profili optimizasyonu	29
2.4.2 Yay karakteristiği seçimi	29
2.4.3 Fil ayağı pozisyonu optimizasyonu	30
2.5 Zamanlama Dişlisi Modeli	32
3 DENEYSEL ÇALIŞMALAR	36
3.1 Deney Düzenekinin Tanıtımı	36
3.1.1 Titreşim Ölçüm Yöntemleri	38

3.1.2	Simülasyon ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması	39
4	BULGULAR VE TARTIŞMA	45
4.1	Dinamik Açılma Eğrisi	45
4.2	Supap Zıplaması	47
4.3	Takipçi Teması	51
4.4	Köprü Eğimi	55
4.5	Kam Mili Torku	59
4.6	Dişli İletim Hatası	61
5	SONUÇ	64
	KAYNAKÇA	66
	TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	70

SİMGE LİSTESİ

T	Açılma Toplam Süre
J	Amaç Fonksiyonu
x_2	Çıkış Dişlisinin Yer Değiştirmesi
N	Devir Sayısı
η	Diş Sayısı
F_a	Dişli Eksenel Kuvveti
D	Dişli Hatve Çapı
F_r	Dişli Radyal Kuvveti
F_d	Dişli Teğetsel Kuvveti
ω	Doğal Frekans
F_e	Fil Ayağı İle Köprü Arasındaki Temas Kuvveti
λ	Fil Ayağının Köprü Üzerindeki Yatay Konumu
x_1	Giriş Dişlisinin Zamana Bağlı Yer Değiştirmesi
$\delta(t)$	Gösterge Fonksiyonu
β	Helis Açısı
C	İdeal Konum Farkı
ϕ_i	i 'inci Modal Vektör
$q_i(t)$	i 'inci Zamana Bağlı Genlik
F_i	İtici Çubuğa İletilen Kuvvet
R_k	İtici Çubuk Oranı
y_i	İtici Çubuğun Düşey Yer Değiştirmesi
L_i	İtici Çubuğun Takipçi Mesnet Noktasına Yatay Mesafesi
θ	Kam Milinin Açısal Pozisyonu

R_b	Kam Lobunun Baz Yarıçapı
F_k	Kam Lobu Üzerinde Oluşan Kuvvet
r	Kam Profili Yüksekliği
J_{ko}	Karesel Ortalama Değer
p	Kontrol Noktası
F	Kuvvet Matrisi
I_k	Külbütör Atalet Momenti
L_{sk}	Külbütör Küresel Mafsalının Külbütör Mesnetine Mesafesi
L_{ik}	Külbütör Mesnet Noktasının İtici Çubuğa Mesafesi
F_{ku}	Külbütöre İletilen Kuvvet
ρ	Külbütörün Açısal Yer Değiştirmesi
y_s	Külbütörün Açısal Yer Değiştirmesi İle Supapların Hareketi
y_k	Külbütörün Yer Değiştirmesi
M	Kütle Matrisi
L_m	Makara Takipçi Mesnet Noktası Arasındaki Yatay Mesafe
R_m	Makara Yarıçapı
h	Maksimum Supap Yüksekliği
ϕ	Mod Şekli
α_n	Normal Basınç Açısı
τ	Optimizasyon Önem Katsayısı
$q_r(t)$	Rijit Gövde Hareketleri
T_r	Rijit Hareketleri Temsil Eden Dönüşüm Matrisi
K	Rijitlik Matrisi
j	Sarsım
C	Sönüm Matrisi
c	Sönüm Katsayısı
x	Supap Açılma Miktarı
v	Supap Hızı
a	Supap İvmesi

F_t	Takipçi Kuvveti
R_t	Takipçi Oranı
y_t	Takipçi Yer Değiştirmesi
n	Toplam Mod Sayısı
χ	Yay İki Ucu Arasındaki Bağıl Yer Değiştirme Miktarı
F_s	Yay Ön Yüklü Kuvveti
k	Yay Sabiti
χ_0	Yay Serbest Uzunluğu
$u(t)$	Yer Değiştirme Vektörü



KISALTMA LİSTESİ

CAD	Computer Aided Drawing
ÇCD	Çoklu Cisim Dinamiği
HO	Hız Oranı
İH	İletim Hatası
KO	Karekök Ortalama
MNF	Modal Neutral File
SD	Serbestlik Derecesi
SE	Sonlu Elemanlar
SEA	Sonlu Elemanlar Analizi

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	FEV Virtual Dynamics'te oluşturulmuş bir motor modeli	13
Şekil 2.2	Supap sistemi kinematik model geometrisi	16
Şekil 2.3	Egzoz supabı açılma profili eğrisi	19
Şekil 2.4	Emme supabı açılma profili eğrisi	19
Şekil 2.5	Supap sistemi kinematik modeli	20
Şekil 2.6	Egzoz supabı kam profili	21
Şekil 2.7	Emme supabı kam profili	21
Şekil 2.8	Motor kam mili	22
Şekil 2.9	Bölünmüş kütleli yay modeli kesiti	23
Şekil 2.10	Simülasyon ortamında kullanılan yay modeli	24
Şekil 2.11	Egzoz sistemi dinamik modeli	28
Şekil 2.12	Emme sistemi dinamik modeli	28
Şekil 2.13	Fil ayağı optimizasyonu öteleme eksenini	32
Şekil 2.14	Zamanlama dişli sistemi modeli	34
Şekil 3.1	Horiba yüksek güçlü motor dinamometresi	36
Şekil 3.2	Motor üzerinde titreşim ölçümü alınan noktalar	38
Şekil 3.3	1. ölçüm noktası volan muhafaza - x eksenini doğrultusu	39
Şekil 3.4	2. ölçüm noktası volan muhafaza - z eksenini doğrultusu	40
Şekil 3.5	3. ölçüm noktası motor bloğu arka taraf - z eksenini doğrultusu	40
Şekil 3.6	4. ölçüm noktası motor bloğu arka taraf - x eksenini doğrultusu	41
Şekil 3.7	5. ölçüm noktası arka taraf motor takozu - x eksenini doğrultusu	41
Şekil 3.8	6. ölçüm noktası arka taraf motor takozu - z eksenini doğrultusu	42
Şekil 3.9	7. ölçüm noktası yakıt filtresi braketini - x eksenini doğrultusu	42
Şekil 3.10	8. ölçüm noktası ön taraf motor takozu - x eksenini doğrultusu	43
Şekil 3.11	9. ölçüm noktası ön taraf motor takozu - z eksenini doğrultusu	43
Şekil 4.1	600 d/d kinematik ve dinamik supap açılma eğrileri	45
Şekil 4.2	1500 d/d kinematik ve dinamik supap açılma eğrileri	46
Şekil 4.3	1800 d/d kinematik ve dinamik supap açılma eğrileri	46
Şekil 4.4	2200 d/d kinematik ve dinamik supap açılma eğrileri	47
Şekil 4.5	600 d/d egzoz supabı zıplama durumu	47
Şekil 4.6	1500 d/d egzoz supabı zıplama durumu	48
Şekil 4.7	1800 d/d egzoz supabı zıplama durumu	48

Şekil 4.8	2200 d/d egzoz supabı zıplama durumu	49
Şekil 4.9	600 d/d emme supabı zıplama durumu	49
Şekil 4.10	1500 d/d emme supabı zıplama durumu	50
Şekil 4.11	1800 d/d emme supabı zıplama durumu	50
Şekil 4.12	2200 d/d emme supabı zıplama durumu	51
Şekil 4.13	600 d/d egzoz kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas . .	52
Şekil 4.14	1800 d/d egzoz kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas . .	52
Şekil 4.15	2200 d/d egzoz kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas . .	53
Şekil 4.16	600 d/d emme kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas . .	53
Şekil 4.17	1800 d/d emme kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas . .	54
Şekil 4.18	2200 d/d emme kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas . .	54
Şekil 4.19	600 d/d egzoz supabı köprüsü eğilme durumu	55
Şekil 4.20	1500 d/d egzoz supabı köprüsü eğilme durumu	56
Şekil 4.21	1800 d/d egzoz supabı köprüsü eğilme durumu	56
Şekil 4.22	2200 d/d egzoz supabı köprüsü eğilme durumu	57
Şekil 4.23	600 d/d emme supabı köprüsü eğilme durumu	57
Şekil 4.24	1500 d/d emme supabı köprüsü eğilme durumu	58
Şekil 4.25	1800 d/d emme supabı köprüsü eğilme durumu	58
Şekil 4.26	2200 d/d emme supabı köprüsü eğilme durumu	59
Şekil 4.27	600 d/d kam mili torku	60
Şekil 4.28	1800 d/d kam mili torku	60
Şekil 4.29	2200 d/d kam mili torku	61
Şekil 4.30	600 d/d dişli iletim hatası	62
Şekil 4.31	1800 d/d dişli iletim hatası	62
Şekil 4.32	2200 d/d dişli iletim hatası	63

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1	Kinematik ve dinamik modelde tanımlanan parçalar ve kütle bilgileri	15
Tablo 3.1	Motor dinamometresi teknik özellikleri	37
Tablo 3.2	Titreşim ölçüm cihazı teknik özellikleri	38



Yeni Nesil Ağır Hizmet Dizel Motorları İçin Supap Sistemi Geliştirilmesi Ve Optimizasyonu

Mehmet Asım ÖZLEN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi

Danışman: Doç. Dr. Orkun ÖZENER

Yüksek güçlü ağır ticari dizel motorlar, yolcu ve yük taşımacılığında, inşaat makinelerinde, demiryollarında ve denizcilik sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle dizel lokomotif motorlarının kullanımı, karayolu taşımacılığından kaynaklanan karbon emisyonlarının azaltılması açısından kritik bir rol oynamaktadır. Karayolu taşımacılığına alternatif olarak raylı taşımacılığın teşvik edilmesi, hem çevresel hem de ekonomik açıdan önemli avantajlar sağlamakta olup, bu alanda demiryolu motorlarının geliştirilmesine yönelik çalışmalar büyük bir önem arz etmektedir. Bu çalışmaların temel hedeflerinden biri, yakıt tüketimini optimize ederek motorların daha verimli hale getirilmesi ve zararlı emisyonların azaltılmasıdır.

Bu hedeflere ulaşabilmek için dizel motorların hava emiş ve egzoz sistemlerinin, performans gereksinimlerine uygun şekilde tasarlanması gerekmektedir. Motorun çalışma verimliliğini etkileyen en önemli parametrelerden biri, supap açılma profilleridir. Supap hareketlerinin zamanlamasının ve dinamik karakteristiğinin değiştirilmesi, motor performansı üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir. Bu nedenle, supap sisteminde yapılacak optimizasyon çalışmaları, motorun genel verimini artırmaya yönelik önemli bir araştırma alanıdır.

Söz konusu hedeflerle uyumlu olarak gerçekleştirilen bu çalışmada, dizel motorların supap grubu dinamik davranışlarını incelemek amacıyla çoklu cisim dinamiği modelleri oluşturulmuştur. Bu modeller kullanılarak, motor işletme devirlerinde ortaya çıkabilecek problemler analiz edilmiştir. Özellikle yüksek devirlerde meydana gelen atalet kuvvetleri ve sönüm elemanlarının tepkileri detaylı olarak

incelenmiştir. Modelleme sürecinde tespit edilen olası problemler doğrultusunda çeşitli optimizasyon çalışmaları yürütülmüştür.

Optimizasyon sürecinde yay sertliği, fil ayağı pozisyonu ve supap zamanlaması gibi parametreler üzerinde değerlendirmeler yapılmıştır. Gerçekleştirilen analizler, bu parametrelerin çalışma koşulları altındaki supap açılma profili davranışına etkilerini ortaya koyarak arzu edilen performansı sağlayan bir supap mekanizması tasarlanmasına olanak sağlamıştır. Ayrıca, modelleme sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Zamanlama dişli mekanizmasının etkilerini değerlendirmek için supap mekanizmasının tahrik torku belirli motor hızlarında hesaplanarak, bileşenlerin dinamik tepkileri incelenmiştir. Bu doğrultuda zamanlama dişli mekanizmasındaki shaft sayısı belirlenerek, her shaft üzerinde dişliler ve yataklamalar tanımlanmıştır. Dişli çiftleri arasındaki tork aktarımı ve iletim hatası simülasyonla analiz edilmiştir.

Bu tez, motorun termodinamik performans değerlendirmesini içermeyip yalnızca supap mekanizmasının çoklu cisim dinamiği analizlerine odaklanmıştır. Optimizasyon sonucunda elde edilen sistem parametrelerinin, farklı devir aralıklarında karşılaşılan sorunların çözümüne katkı sağladığı görülmüştür. Bu çalışma, dizel motorlarının supap sistemi tasarımına yönelik mevcut literatüre bir katkı sunarak, gelecekteki çalışmalar için önemli bir temel oluşturmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Supap sistemi simülasyonu, ağır hizmet dizel motoru tasarımı, çoklu cisim dinamiği.

ABSTRACT

Valvetrain Development and Optimization for a New Generation Heavy Duty Diesel Engine

Mehmet Asım ÖZLEN

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Doç. Dr. Orkun ÖZENER

High-power heavy-duty diesel engines are widely used in passenger and freight transportation, construction machinery, railways, and the marine sector. The use of diesel locomotive engines, in particular, plays a critical role in reducing carbon emissions from road transport. Promoting rail transport as an alternative to road transport offers significant environmental and economic advantages, making the development of railway engines in this area of great importance. One of the primary goals of these efforts is to optimize fuel consumption, making engines more efficient and reducing harmful emissions.

To achieve these goals, the valvetrain system of diesel engines must be designed to meet performance requirements. One of the most critical parameters affecting engine operating efficiency is the valve lift. Modifying the timing and dynamic characteristics of valve movements has a direct impact on engine performance. Therefore, optimization studies in the valvetrain system represent a significant research area aimed at increasing the overall efficiency of the engine.

In line with these objectives, this study involved creating multi-body dynamics models to examine the dynamic behavior of valvetrain in diesel engines. These models were used to analyze problems that may arise during engine operating conditions. Inertia forces and the responses of damping elements at high speeds were investigated in detail. Various optimization studies were conducted based on the potential problems identified during the modeling process.

During the optimization process, parameters such as spring stiffness, rocker arm

position, and valve timing were evaluated. The analyses performed revealed the effects of these parameters on the valve lift behavior under operating conditions, enabling the design of a valve mechanism that provides the desired performance. Furthermore, the modeling results were validated by comparing them with experimental data.

To evaluate the effects of the timing gear mechanism, the drive torque of the valve mechanism was calculated at specific engine speeds, and the dynamic responses of the components were examined. Accordingly, the number of shafts in the timing gear mechanism was determined, and gears and bearings were defined on each shaft. Torque transmission and transmission error between gear pairs were analyzed through simulation.

This thesis focuses solely on the multi-body dynamics analysis of the valvetrain dynamics and does not include a thermodynamic performance evaluation of the engine. The system parameters obtained from the optimization were found to contribute to solving problems encountered across operating conditions. This work contributes to the existing literature on diesel engine valvetrain design, laying an important foundation for future studies.

Keywords: Valvetrain simulation, heavy duty diesel engine design, multibody dynamics.

1.1 Amaç

Günümüzde ağır hizmet tipi dizel motorlar, kara taşıtları, demiryolu sistemleri ve denizcilik uygulamaları gibi yüksek tork gerektiren alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu motorların performans, verimlilik ve dayanıklılık seviyelerinin artırılması, motor bileşenlerinin dinamik davranışlarının doğru modellenmesi ve analiz edilmesine bağlıdır. Dolayısıyla motorun supap mekanizması, motor devrine bağlı olarak değişen dinamik karakteristikleri nedeniyle kritik öneme sahiptir.

Supap açılma profillerinin değiştirilmesi, motorun performans hedefleri ve çalışma devir aralığı altındaki karakteristiği üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu doğrultuda, supap sistemi parçaları arasında oluşan temas kayıpları, supap zıplaması, dinamik salınımlar ve eksenel kuvvet değişimleri gibi problemler hem supap zamanlamasını doğrudan etkileyerek yanma verimini düşürmekte hem de motorun gürültü, titreşim ve dayanım performansını olumsuz etkilemektedir. Bu sorunların önlenmesi amacıyla kinematik ve dinamik davranışların bütünlüklü bir şekilde analiz edilmesi gerekmektedir. Aynı zamanda supap mekanizmasını tahrik eden zamanlama dişlisi, sistemin performansı üzerinde yüksek bir etkiye sahiptir. Bu nedenle zamanlama dişlisi sisteminin dinamik analizinin gerçekleştirilmesi, dişli temas kuvvetlerinin ve tork değişimlerinin doğru şekilde modellenmesi büyük önem taşımaktadır.

Bu çalışmanın temel hedefleri, ağır hizmet tipi motor supaplarının, özellikle sistemin çalışma koşulları altında ortaya çıkan karmaşık yüklerini ve dinamik davranışlarını anlamak, bu bilgileri kullanarak öngörücü bir değerlendirme yöntemi geliştirmek ve bu yöntemi simülasyon ve deneysel verilerle doğrulamaktır. Geliştirilen bu yöntem, supap sistemi tasarım sürecinin erken aşamalarında güvenilirliği artırmayı ve geliştirme maliyetlerini düşürmeyi amaçlamaktadır.

1.2 Kapsam

Ağır hizmet tipi dizel motorlarda supap sistemi dinamik özellikleri, motor performansını ve dayanıklılığını doğrudan etkileyen kritik bir faktördür. Dolayısıyla supap sisteminin karmaşık hareketlerini ve parçalar üzerinde oluşan gerilmeleri anlamak için çeşitli yöntemler ve yaklaşımlar kullanılmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında yapılan çalışmalar dinamik etkileri modellemek ve analiz etmek için gerçekleştirilmiştir. İlk olarak supap grubu davranışını gözlemlemek için Çoklu Cisim Dinamiği (ÇCD) modelleri oluşturulmuştur. Bu benzetim çalışmaları kinematik model ve dinamik model olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Kinematik modelde kavramsal yaklaşımlarla konsept tasarım gerçekleştirilmiştir. Ardından dinamik model üzerinde motor işletme koşulları altında ortaya çıkan problemler analiz edilmiştir. Sonrasında bu problemlere çözüm olabilecek optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu optimizasyon çalışmaları kapsamında yay karakteristikleri ve fil ayağı pozisyonu üzerinde değerlendirmeler yapılmıştır. Ayrıca, supap mekanizması performansı üzerinde belirleyici olan zamanlama dişli sisteminin davranışı sayısal olarak değerlendirilmiş, zamanlama dişlisinin ÇCD modellemesi gerçekleştirilmiştir. Bu model üzerinde her bir dişli çifti, şaft yapısı ve rulman bağlantıları ayrıntılı olarak modellenmiş ve dişli iletim hatası analiz edilmiştir. Son olarak, dinamik modele ait simülasyon sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmış ve analiz edilmiştir.

1.3 Literatür Araştırması

Özgün motor tasarımında, supap mekanizmasının çalışma koşulları altındaki davranışının kapsamlı bir şekilde anlaşılması, performans hedeflerine ulaşmak için önemli bir husustur. Dolayısıyla supap mekanizmasının motor performansı, verimlilik ve işletme güvenilirliği açısından içten yanmalı motorlara etkisini konu alan çalışmalar literatürde kapsamlı olarak yer almaktadır. ÇCD yönteminin kullanımı, ağır hizmet dizel motorlarının tasarımı ve geliştirilmesinde çok önemli bir unsur haline gelmiştir. Bunun başlıca sebebi, motorun işleyişinde kritik öneme sahip olan supap sistemi gibi motor bileşenlerinin dinamik davranışını simüle etme ve değerlendirme imkânı sunmasıdır [1, 2].

Krank milinin dönüşüyle senkronize olarak supapların açılması ve kapanması hassas bir koordinasyon gerektirir. Ancak bu senkronize hareket, supap zıplaması, gerçek ve teorik açılma miktarları arasındaki tutarsızlıklar, gecikmeli açılma zamanları ve geciken supap kapanma zamanı gibi durumlara neden olabilmektedir [3]. Hu ve arkadaşları kam mili hızı ve supap boşluğunun ayrılma ve zıplama olayları üzerindeki etkisini araştırmış ve her iki faktörün de bu sorunların

oluşumunu önemli ölçüde etkilediği sonucuna varmıştır [4]. Benzer şekilde, Sarıdemir ve Saruhan atalet kuvvetlerini analiz etmiş ve supap açılma yüksekliğinin azaltılmasının supap zıplama riskini azaltabileceğini öne sürmüştür [5]. Andreatta ve Pederiva, temas kayıplarını tahmin etmek ve supap mekanizması tasarımını optimize etmek için dinamik analizin önemini vurgulamıştır [6].

Speckens ve arkadaşları, içten yanmalı motorların tasarım ve geliştirme süreçlerinde bilgisayar simülasyon araçlarının kullanımıyla değiştiğini belirtmişlerdir [7]. Bu araçlar, tasarımın erken aşamalarında kritik sistemler hakkında değerlendirmeleri mümkün kılmakta ve motor tasarım sürecinde optimizasyon olanakları sağlamaktadır. Yapılan çalışmada supap mekanizması ve tahrik sistemlerinin dinamik hesaplamalarına yönelik simülasyon modelleri oluşturulmuş, ticari olarak temin edilebilen yazılıma aktarılmıştır. Bu modeller, standart elemanların bir kombinasyonunu kullanarak supap yayı, hidrolik ayar elemanı ve gergi elemanı gibi bileşenlerle modellenmiştir. Matematiksel modelleri yazılım ortamına aktarmak, modellere fiziksel özelliklerin eklenmesi ve standart elemanların yetersiz kaldığı durumlarda kullanıcı tanımlı rutinlerin entegrasyonu gibi önemli avantajlar sunmuştur.

Muzakkir ve arkadaşları, benzinli motorların performansının, supap mekanizmasının düzgün çalışmasına bağlı olduğunu ve geleneksel supap mekanizmalarında kam-itici çubuk, itici çubuk-külbütör gibi birçok sürtünme noktasının bulunduğunu ifade etmişlerdir [8]. Bu sürtünme noktaları, motorun toplam sürtünme kayıplarının yaklaşık %25'ini oluşturmuştur. Yazarlar, artan motor hızlarında supap mekanizması bileşenlerinin daha yüksek ivme, darbe yükü, sürtünme ve aşınma yaşadığını, bu durumu azaltmak için silindir kafasından tahrikli kam mili mekanizmasının tercih edilebildiğini, ancak bunun da yağlama sorunlarına yol açabileceğini belirtmişlerdir.

Busch, kam mili hızı ile sistem kararlılığı arasındaki etkileşimin salınım davranışını nasıl etkilediğini araştırmıştır [9]. Supap mekanizması sistemlerindeki salınımlar, bileşenlerin ve bunların etkileşimlerinin doğal dinamik etkilerinden kaynaklanmaktadır. Sistem elemanları hizalanmasında minimal bozulmalar bile takipçinin amaçlanan konumundan sapmasına neden olabilmektedir. Bu sapma sınırlı yanal boşluk nedeniyle takipçinin boşluk sınırlarına çarpmasına ve büyük hizalama açılarına neden olmuştur. Bu hizalama kaçıklığı, kam ile makara arasındaki temas kuvvetlerinde önemli değişikliklere yol açarak salınım davranışına yol açmaktadır. Düşük kam mili hızlarında sistem, ters sarkaçtakine benzer bir kararsızlık sergileyerek sapmalara karşı oldukça hassas hale gelmektedir.

John ve Agarwal, daha küçük kam profilleriyle daha büyük supap açılma profilleri elde etmek için külbütör oranını artırmanın etkisini araştırarak supap ayrılması

sorununu ele almıştır [10]. Bu ayarlama kam hızlarını ve ivmelerini azaltarak belirli supap parçalarını etkili bir oranda hafifletmiştir. Ayrıca, daha yüksek Hertz gerilimi ile sonuçlanan yay sertliğini artırmayı da denemişlerdir. Daha sert yay, direncin üstesinden gelmek için kam tarafından daha büyük bir kuvvet uygulanmasını gerektirmiştir. Bu da kam ve makara temas yüzeyleri arasında yüksek temas kuvvetlerine yol açmıştır. Sonuç olarak, artan Hertz gerilimi bileşenlerin dayanıklılığı açısından zorluklar yaratmıştır.

Guo ve arkadaşları kineto-elastodinamik yöntemi kullanarak bir supap mekanizması için dinamik model geliştirmişlerdir [11]. Modelde esnek parçaların özellikle supap yaylarının davranışını tanımlamak için dalga denklemini kullanmışlardır. Kam-takipçi arayüzündeki temas kuvvetini tahmin etmek için ise sonlu hat temasına ait elasto-hidrodinamik yağlama teorisini kullanmışlardır. Yazarlar, bileşen alt modellerini ilgili temas noktalarına ve sürtünme kuvvetlerine bağlayarak entegre etmişlerdir. Bu yolla kurdukları dinamik denklemleri eşzamanlı olarak çözerek yağlamanın geçici etkilerini, kam milinin burulma ve eğilme titreşimlerini dikkate almışlardır. Bir motorlu test düzeneğinde yapılan deneyler, tahmin edilen sonuçların farklı kam mili hızlarında deneysel verilerle iyi bir uyum göstermiştir. Böylece kam milinin eğilmesinin ve burulma titreşimlerinin supap mekanizması performansı üzerindeki etkilerini ortaya koymuşlardır. Özellikle bileşenler arası ayrılma durumunun supap mekanizması dinamik karakteristiklerinin tahminini karmaşıklaştıran doğrusal olmayan davranışlara neden olduğunu vurgulamışlardır.

Lampinen, kam tahrikli mekanizmalar için kam profillerinin ön tasarımı ve şekil optimizasyonuna yönelik genetik algoritma tabanlı bilgisayar destekli yaklaşımı ele alan bir çalışma yapmıştır [12]. Bu çalışma kam mekanizmalarının simüle edilmiş bilgisayar modellerine odaklanarak, kam şeklinin otomasyonunu ve eş zamanlı optimizasyonunu sağlayan sistematik bir yöntem oluşturmayı amaçlamıştır. Optimizasyon için, takipçi hareketlerinin zamanlamasının ve hareket karakteristiklerinin önemli olduğuna işaret etmiştir. Burada takipçinin yer değiştirme, hız, ivme ve atalet değerlerinin önemli olduğunu göstermiştir. Özellikle yüksek hızlı mekanizmalarda ivme ve atalet eğrilerinin önemine vurgu yapmaktadır. Ayrıca dinamik performans ve kuvvet değerlendirmeleri için kam ve takipçi arasındaki anlık temas kuvvetini kontrol etmenin gerekli olduğuna değinmiştir.

Junhong ve Jun, belirli bir dizel motorun gürültü ve titreşimini azaltmak için yapısal modifikasyonlar ve optimizasyon teknikleri kullanımını önermişlerdir [13]. İlk tasarım konsepti, bir motorun geliştirilmesinde en kritik faktördür. Bu tasarım konsepti belirlendikten sonra, yapısal optimizasyonla daha fazla iyileştirme elde

edilebilir. Bu iyileştirmelerle arzu edilen performans parametreleri motor geliştirme sürecinin farklı adımlarında simülasyonlarla sağlanabilmektedir.

Lewis ve Dwyer-Joyce, içten yanmalı motorlardaki supap ve бага aşınması sorunlarını çözmek için deneysel bir yaklaşım sunmuşlardır [14]. Araştırmacılar, motor testlerine göre daha uygun maliyetli ve daha az zaman alan iki farklı test düzeneği tasarlamışlardır. Bulgular supap kütlesi veya kapanış hızı yüksekse darbe direncinin yüksek olduğunu, yanma yükleri mevcutsa kayma direncinin önemli hale geldiğini göstermişlerdir. Ayrıca sonuçlar hem darbenin hem de kaymanın aşınma üzerinde önemli bir etkisi olduğunu göstermiştir. Ek olarak farklı бага malzemelerinin aşınma mekanizmalarına karşı farklı direnç gösterdiği belirtilmiştir.

Gecim, kam ve makaralı itici ara yüzeyindeki yağ filmi kalınlığı üzerinde çalışmalar yapmıştır [15]. Yağ filmi kalınlığının temas basınçlarından, kam mili hızı gibi çalışma koşullarından ve lobun ana yarıçapı ile itici yarıçapı gibi geometrik faktörlerden etkilendiğini belirtmiştir. Hız artışı genellikle film kalınlığını artırmış ve basıncın konumunu değiştirmiştir. Termal etkiler, yüksek hızlarda film kalınlığını azaltmıştır. Yarıçap gibi belirli geometrilerin değiştirilmesinin hem film kalınlığını hem de temas basıncını aynı anda iyileştirebileceği vurgulanmıştır.

Flett ve Bone, bir dizel motorun supap mekanizmasındaki hataların tespiti için yöntem geliştirmişlerdir [16]. Bu çalışmada supap kapanışı ve yanma darbelerinin etkisi titreşim sinyali özelliklerinden çıkarılmıştır. Titreşim sinyalinin döngüsel ortalaması alındıktan sonra, kayan pencere yöntemi kullanılarak yerel karekök ortalama değerleri hesaplanmıştır. Bu işlem, döngüsel ortalaması alınmış sinyalin darbe genliği ve supap zamanlaması özelliklerini net bir şekilde tanımlamıştır.

Motor çalışırken, supaplar ve бага arasında çok sayıda darbe kuvveti oluşur. Bu darbe kuvvetleri, dizel silindir kapağının titreşimini güçlü bir şekilde etkiler. Chengdong ve arkadaşları, supap mekanizmasında herhangi bir arıza olursa, ilgili arıza bilgisinin titreşim sinyallerinde bulunabileceğini belirtmişlerdir [17]. Buna göre, supap mekanizmasındaki bir arıza, supaplar ve бага arasındaki darbe kuvvetlerini değiştirecek ve bu değişiklikler silindir kapağındaki titreşim sinyallerine yansıtacaktır. Dolayısıyla, titreşim sinyallerinin supap mekanizmasının durumu hakkında bilgi içerdiği belirtilmiştir. Çalışmada normal durumdaki supap mekanizmasında, titreşim enerjisinin ana kısmı 6.5 kHz ile 8.5 kHz frekans bandında yoğunlaşmıştır. Bu durumun yanma ve supap darbelerinden kaynaklandığı belirtilmiştir. Arızalı durumlarda ise, titreşim enerjisinin ana kısmı genellikle 9.0 kHz ile 12.0 kHz gibi daha yüksek bir frekans bandında yoğunlaşmıştır. Böylece toplam titreşim enerjisi ve yüksek frekanslı titreşimin oranı artmıştır. Bu yüksek frekanslı titreşimlerin, anormal supap boşluğundan kaynaklanan hava sızıntısının neden olduğu darbeden kaynaklandığı belirtilmiştir.

Mufti ve Priest, tek silindirli bir benzinli motorun supap sistemi sürtünmesine ilişkin deneysel ölçümlerle matematiksel modelin tahminlerini karşılaştırmıştır [18]. Bu model, elasto-hidrokinamik yağlama teorisine ve sınırlayıcı bir sürtünme katsayısı şeklinde sınır yağlamasına dayanmaktadır. Genel olarak, modelin tahmin ettiği sürtünme torku büyüklükleri ile ölçülen veriler, 1500 d/d ve üzeri motor hızlarında benzerdir. Modelin tahmin ettiği ortalama sürtünme torku, sıcaklık arttıkça azalmıştır.

Lee ve arkadaşları, dizel motor supap mekanizması tasarım parametrelerinin dinamik özelliklerini tahmin etmek için makine öğrenmesi ve derin öğrenme modellerini karşılaştırmışlardır [19]. Bu modellerin supap mekanizmasında oluşan kuvvetleri ve бага oturma hızını tahmin etme performansı karşılaştırılmıştır. Yüksek ivme supabın atalet kuvvetinde bir artışa yol açmıştır. Böylece takipçi ile temasın kesildiği bölgeler oluşmuş, yüksek oturma hızı, supap zıplaması gibi dinamik davranışların gözlemlendiği belirtilmiştir.

Huber ve arkadaşları, günümüzdeki emisyon düzenlemeleri ile artan standart beklentilerinin ve tüketicilerin yakıt tüketimi konusundaki arzularının, supap teknolojilerinde yeni çözümler gerektirdiğini belirtmişlerdir [20]. Bu hususta, değişken supap sistemleri, supap zamanlaması ve supap açılma ayarı sağlayarak motor verimliliğini artırmanın mümkün olduğunu vurgulamışlardır. Yapılan araştırmada, farklı çalışma koşullarında farklı kam lobları kullanılarak, emme supaplarının açılma ve kapanma zamanları ile açılma miktarı optimize edilmiştir. Sistemin dinamik davranışını ve alt sistemler ile arasındaki etkileşimleri incelemek amacıyla, zamanlama zinciri, gergi, hidrolik kam fazlama sistemi, supap mekanizması ve elektromanyetik aktüatörü içeren kapsamlı bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Bu model mekanik, hidrolik, elektrodinamik ve kontrol alanlarını bir araya getirerek alt sistemlerin paralel olarak hesaplanmasını sağlamıştır.

Başka bir çalışmada Benajes ve ekibi, ağır hizmet dizel motorunda emme supabı kapanma açısını ilerleterek silindir içi gaz termodinamik koşullarının modifikasyonunu deneysel olarak incelemiştir [21]. Araştırmada, emme supabı kapanma açısının ilerletilmesinin, silindir içi gaz basıncı ve yoğunluğunda önemli bir azalmaya yol açtığı, gaz sıcaklığının ise daha az hassasiyet gösterdiği bulunmuştur. Sonuç olarak, supap kapanma zamanının ilerletilmesinin, emisyonlar ve motor verimliliği üzerinde önemli etkilere sahip olduğu belirtilmiştir.

Myung ve arkadaşları, emme supabı zamanlamasının ve emme akışının sıkıştırma ateşlemeli motorlarda yanma ve emisyon oluşumu üzerindeki etkilerini incelemiştir [22]. Emme supabı zamanlamasının ve hava akış dinamiğinin, motorun performansı ve emisyonları üzerinde önemli bir rol oynadığını vurgulamışlardır. Özellikle, emilen havanın akışında girdap ve türbülans

gibi özellikler yanma verimliliğini ve emisyon seviyelerini etkileyebilmektedir. Çalışmada, farklı emme supap zamanlamaları ve akış karakteristikleri altında silindir içi basınç, yanma hızı ve emisyonlar gibi parametreler deneysel olarak incelenmiş ve sonuçlar detaylı olarak analiz edilmiştir.

Satyanarayana ve Dukkipati, supap mekanizması simülasyonlarının içten yanmalı motorlar için önemli bir değerlendirme konusu olduğunu belirtmişlerdir [23]. Bu çalışmada, tek serbestlik dereceli kam mekanizması için belirli bir kam hareketi verildiğinde takipçinin cevabı değerlendirilmiştir. Kam tarafından takipçiye uygulanan zamanla değişen yüklere, simülasyonlar yardımıyla dinamik analiz yapmanın gerekliliği vurgulanmıştır.

İçten yanmalı motorlar üzerinde yapılan titreşim ölçümleri ve akustik sinyaller, silindir içindeki yanma ile yakından ilişkilidir ve motor yüküne ve yanma frekansına bağlıdır [24–26]. Motor bloğu üzerinden ölçülen titreşim sinyali, yanma olaylarının ve farklı yüklerdeki indikatör çevrimine ait basınç sinyalinin iyi bir göstergesidir. Düşük frekanslarda egzoz ve emme akışlarından kaynaklanan motor gürültüsü baskınken, yüksek frekanslarda genellikle yapı kaynaklı gürültü ön plandadır. Farklı titreşim kaynaklarının farklı frekans aralıklarında daha belirgin olması, gürültünün spektral içeriğinin önemini göstermektedir [27]. Düşük frekanslı gürültü genellikle akışkan dinamiğiyle ilgiliyken, yüksek frekanslı gürültü mekanik titreşimlerle ilişkilidir.

Zamanlama dişlisi mekanizmalarının çalışması, çeşitli motor bileşenlerinin hassas hareketini ve senkronizasyonunu sağlamak için çok önemlidir. Bu mekanizmalar, optimum motor performansı için çok önemli olan krank milinin hareketiyle koordineli olarak supapların zamanında açılıp kapanmasını sağlamaktadır. Literatürde ayrıntılı olarak açıklandığı üzere, ÇCD bu sistemlerin analizinde önemli bir rol oynar. Ayrıca bünye etkileşimlerinin simüle edilmesine ve farklı çalışma koşulları altında davranışların değerlendirilmesine olanak tanımaktadır [28]. ÇCD modeli, dişli mekanizması hareketlerini ve oluşan kuvvetleri doğru bir şekilde simüle etmektedir. Bununla birlikte, temel performans özellikleri için tasarım kısıtlamalarını belirlemeye yönelik sonuçlar sağlamaktadır. Zamanlama dişlisi sistemi, gücü krank milinden yardımcı bileşenlere ve kam mili dişlisine aktaran, bu sayede motor hızıyla senkronize çalışmalarını sağlayan dişli tahrikli bir mekanizmaya sahiptir.

Ziegler ve Eberhard büyük dizel motorlardaki dişli sistemlerin gürültülü darbe hareketinin simülasyonları ve deneyleriyle ilgili çalışmalar yapmışlardır [29]. Araştırmacılar, bu darbe kaynaklı hareketleri doğru bir şekilde modellemek için esnek modelleme yaklaşımının önemine değinmişlerdir. Yaygın olarak kullanılan rijit gövde modelleri, darbe sırasındaki elastik etkileri yakalamakta yetersiz

kalmaktadır. Bu makalede, etkili bir modal indirgenmiş esnek CCD modeli sunulmuştur. Bu modelin sonlu eleman analizleri ve basit darbe deneyleriyle doğrulandığı belirtilmiştir. Sonuçlar, önerilen elastik modelin teknik açıdan ilgili simülasyonları makul sürede gerçekleştirmek için uygun olduğunu göstermektedir.

CCD analizi, her bir bileşenin atalet, elastiklik ve sönümleme özelliklerini dikkate alarak zamanlama dişlisi etkileşimlerini modellemek için kapsamlı bir yaklaşım sağlar. Oluşturulan modeller, her bir parçayı kütle, geometri, sertlik ve sönümleme özelliklerine sahip dinamik bir gövde olarak tanımlar. Dizel motorlar, çok sayıda etkileşimli bileşeni, doğrusal olmayan özellikleri ve dinamik etkileriyle doğal bir karmaşıklığa sahiptir; bu karmaşıklıklar etkin bir şekilde ele alınabilmektedir. Foltz ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada gerçekleştirilen simülasyonlar, ani yükler ile hızlanma ve yavaşlamadaki değişiklikler nedeniyle ortaya çıkan motorun geçici tepkilerinin dinamik davranışına ve silindir yanma olayları ile kam ve aksesuar yüklerindeki değişikliklerin neden olduğu kararlı durum titreşimlerine dair bilgiler sağlanmıştır [30]. Sonuç olarak, dizel motorların yanma özellikleri nedeniyle daha fazla titreşim ürettiğini ve genellikle zorlu koşullarda çalıştıklarından, triger dişli sistemini salınımlara, aşınmaya ve yanlış hizalamaya duyarlı hale getirdiğini belirtmişlerdir.

6000 tonluk bir kimyasal tankerdeki marin dizel motorunun triger dişlisindeki kırılmanın nedenlerini araştıran kapsamlı bir çalışmada, hem deneysel analizler hem de sayısal simülasyonlar kullanılmıştır [31]. Elde edilen bulgular, kırılmanın temel nedeninin bir yorulma kırılması olduğunu ortaya koymuştur. Bu yorulma kırığının başlangıç noktası ise dişlideki bir üretim kusuru olarak belirlenmiştir. Yapılan mikroskobik incelemeler, kırık yüzeyinde tipik yüksek döngü yorgunluğu özelliklerini gösteren belirgin yorulma çizgileri olduğunu ortaya koymuştur. Sayısal analizler, dişli modelinde hesaplanan alternatif eğilme gerilmesinin, izin verilen değerin oldukça üzerinde olduğunu göstermiştir. Bu durum, dizel motorunun çalışma süresi boyunca maruz kaldığı alternatif yükler altında, diş dibindeki bu başlangıç kusurundan yorulma çatlağının ilerlediğini ve nihayetinde dişin kırılmasına yol açtığını doğrulamıştır. Ayrıca, metalografik incelemeler malzemenin kendisinden kaynaklanan bir kusur bulunmadığını gösterirken, statik yük altında dişlinin kırılma olasılığının düşük olduğu belirlenmiştir.

Yüksek hızlı dişlilerin dinamik analizine odaklanan bir çalışmada, tek serbestlik dereceli doğrusal olmayan bir model kullanılarak dişli çiftlerinin davranışı incelenmiştir [32]. Araştırma kapsamında, yüklenmiş statik iletim hatasından yola çıkılarak dinamik kavrama ve diş kuvvetleri, gerilmelere dayalı dinamik faktörler ve dinamik iletim hatasını hesaplamak için iki farklı yöntem ve bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu analizler, değişken kavrama sertliği ve sönümlemesini, adım,

profil ve salgı hataları dahil olmak üzere dişli hatalarını, profil modifikasyonlarını ve boşluğun dinamik etkilere olan katkısını kapsamaktadır. Çalışmanın en önemli bulgularından biri, değişken kavrama sertliğinden kaynaklanan yer değiştirme etkisinin, sistemin doğal frekansındaki değişiklikten daha büyük bir öneme sahip olduğudur; bu durum, dişli sistemlerinin dinamik davranışında kavrama sertliğinin zamanla değişiminin kritik bir rol oynadığını göstermektedir.

Pedrero ve arkadaşları, profili modifiye edilmiş helisel dişlilerin kavrama sertliği, iletim hatası ve yük paylaşımını simüle etmek amacıyla yeni bir analitik model sunmuşlardır [33]. Bu model, helisel dişlilerin diş teması simülasyonunda, kavrama boyunca değişen temas çizgisi uzunluğunun doğru belirlenmesinin önemini göstermiştir. Temas çizgisi uzunluğundaki değişimin; çizgi eğiminden, yük altındaki diş deformasyonlarından kaynaklanan daha erken temas başlangıcından ve profil modifikasyonlarının neden olduğu uzunluk azalmalarından etkilendiği belirtilmiştir. Bu faktörlerin tümünün kavrama sertliği, iletim hatası ve yük dağılımı üzerinde önemli etkileri olduğu ve bu etkilerin, dişli çiftinin dinamik davranışı üzerinde belirleyici bir rol oynadığı sonucuna varılmıştır. Geliştirilen model, profil modifikasyonlarının helisel dişlilerin dinamik performansına etkilerini anlamaya ve optimal profil modifikasyonları tasarlamaya yardımcı olmaktadır.

Wang ve arkadaşları, dişli sistemlerinin dinamik analizinde sıklıkla kullanılan yığma parametre modellerinin eksikliklerini gidermeyi amaçlayıp, özellikle dişli eksantrikliğinin dinamik iletim hatası üzerindeki etkilerini sonlu elemanlar yöntemiyle araştırmışlardır [34]. Mevcut modellerin genellikle katılık ve kaçıklıktan kaynaklanan hatalara odaklandığı, ancak zamanla değişen boşluğun ve değişen yüklerin etkilerinin nadiren dikkate alındığını belirtmişlerdir. Bu boşluk ve yük değişimlerinin dinamik iletim hatası üzerindeki etkilerini incelemek için dişli kaçıklığına sahip ve rastgele temas oranında sistemlere uygun, yüksüz iletim hatası ve zamanla değişen boşluk için teorik formüller sunulmuştur. Bulgular, dişli kaçıklığının, sistemin dinamik iletim hatası üzerinde önemli bir etkisi olduğunu ve bu etkinin, özellikle zamanla değişen boşluk ve yük değişimleri ile birlikte dikkate alınması gerektiğini vurgulamaktadır.

Hotait ve Kahraman, düz dişli çiftlerinde iletim hatası ile dinamik gerilme faktörü arasındaki ilişkiyi deneysel olarak incelemişlerdir [35]. Çalışmada, aynı test düzenekleri üzerinde iletim hatası ve gerilme faktörü verileri eşzamanlı olarak ölçülmüştür. Modifiye edilmemiş ve tepe boşaltması uygulanmış iki ayrı dişli çifti, farklı tork ve hız koşullarında test edilmiştir. Sonuçlar, iletim hatası ile gerilme faktörü arasında doğrusal bir ilişki olduğunu ve rezonans bölgelerinde diş ayrılmalarının bu iki parametreyi belirgin şekilde etkilediğini ortaya koymuştur. Ayrıca, profil modifikasyonlarının iletim hatası ve gerilme faktörü değerlerini

azaltarak titreşimleri ve gerilmeleri düşürdüğü gözlemlenmiştir. Bu deneysel veriler, dişli dayanıklılığı ile gürültü ve titreşim dinamikleri arasında bir bağlantı kurmayı amaçlayan sayısal modellerin doğrulanmasını içermektedir.

Park ve arkadaşları, dişli arızalarının teşhisi için özellikle diş sıyrılması ve diş çatlağı gibi hasarların sınıflandırılmasında iletim hatasının kullanımını araştırmışlardır [36]. Çalışmada, hem giriş hem de çıkış millerinin sensörleri tarafından ölçülen iletim hatası verilerine mod ayrıştırması yöntemi uygulanmıştır. Araştırmacılar, diş sıyrılmasına ve diş çatlağına sahip dişlilerin sonlu elemanlar modellerini oluşturmuş ve bu arızalı dişlilerin yük altında temas simülasyonlarını yaparak farklı iletim hatası karakteristiklerini belirlemişlerdir. Sonuçta, farklı dişli arızalarının kendine özgü iletim hatası sinyalleri ürettiğini ve mod ayrıştırma tekniğinin bu sinyalleri sınıflandırma konusunda etkili bir araç olduğunu göstermişlerdir. Bu durum, iletim hatası ölçümlerinin dişlilerdeki hasar türlerini doğru bir şekilde teşhis etmek için güçlü bir potansiyel sunduğunu ortaya koymaktadır.

Palermo ve arkadaşları, dişlilerdeki gürültü, titreşim ve katılığın temel kaynağı olan iletim hatasının, özellikle düşük maliyetli dijital sensörler kullanılarak endüstriyel uygulamalarda nasıl ölçülebileceğine odaklanmışlardır [37]. Çalışmaya göre, iletim hatası dişli gürültüsünün ana nedenidir. İletim hatası burulma titreşimleriyle doğrudan ilişkilidir ve sistemin dinamik davranışını anlamada bilgiler sağlamaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında literatür araştırmasından elde edilen verilerle kinematik ve dinamik modelleme yaklaşımları entegre edilerek supap mekanizması sistem analizi için kapsamlı bir metodoloji oluşturulmuştur. Literatürdeki çalışmalar genellikle kinematik veya dinamik modellemeye ayrı ayrı odaklanırken, bu araştırma daha bütünsel bir analiz elde etmek için her iki yaklaşımı da birleştirmektedir. Kinematik modelleme temel hareket özelliklerini belirlemek için kullanılırken, dinamik modelleme çoklu cisim etkileşimlerinin ve temas kuvvetlerinin ayrıntılı bir şekilde incelenmesini sağlamıştır. Ayrıca doğrulama süreci motor titreşim ölçümleri yoluyla gerçekleştirilerek deneysel veriler ile model sonuçları arasında doğrudan bir karşılaştırma yapılmasına imkân sağlamıştır.

2 SAYISAL ANALİZ VE MODELLEME

Özgün motorun prototip imalatından önce bilgisayar destekli simülasyonlar vasıtasıyla motor dinamik özellikleri kapsamlı bir şekilde değerlendirilmiştir. Bu doğrultuda supap mekanizması çalışmalarına ait modellemeler için sayısal analizler farklı başlıklar altında toplanmıştır. İlk olarak sistem elemanları; kam, itici çubuk, külbütör ve köprü parçalarından oluşan tahrik sisteminin hareketleri sayısal olarak modellenmektedir. İlgili parçaların davranışı supabın açılma ve kapanma hareketini doğrudan etkilemektedir. Bu hareketin konum, hız ve ivme karakteristiği supap dinamiğinin temelini oluşturur. Yaylar, supabın kapanmasını sağlar ve sistemin doğal frekansı ile titreşim davranışını etkileyen bir kuvvet oluşturmaktadır. Yayın sertlik ve sönümlendirme özellikleri, supap dinamiği üzerinde belirleyici bir rol oynar. Ayrıca, kılavuz ve бага gibi diğer parçalarla temas sırasında oluşan kuvvetler, supap dinamiğini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu temaslardaki sürtünme ve darbe kuvvetleri, supap hareketini ve üzerindeki yükleri değiştirmektedir. Ayrıca sistemdeki hareketli parçaların kütlesi ve ivmesi nedeniyle oluşan eylemsizlik kuvvetleri, dinamik dengeyi etkilemektedir. Özellikle yüksek devirlerde bu kuvvetler önem kazanmaktadır. Dinamik sistemler, birbirine kuvvetler, bağlantılar veya kısıtlamalarla bağlı rijit veya esnek cisimlerden oluşabilir. ÇCD'nin temelini ise bu sistemdeki cisimlerin hareketini ve birbirleriyle olan etkileşimlerini matematiksel olarak ifade eden hareket denklemleri oluşturur [38].

ÇCD sistemlerinin matematiksel olarak tanımlanması için çeşitli yaklaşımlar bulunmaktadır. Bu yaklaşımlardan yaygın olarak kullanılan Lagrange denklemidir [39]. Bu denklem; üç boyutlu, kısıtlanmış çoklu cisim sistemleri için katı cisimlere yönelik kapsamlı bir matematiksel model oluşturmaktadır. Öncelikle bir ÇCD sisteminin temel unsurlarını tanımlamak için rijit cisimlerin hareketi değerlendirilmelidir. Her ÇCD sistemi, sonlu sayıda cisimden oluşur ve her cismin rijit olduğu varsayılır. Kısıtlanmamış bir sistemde her rijit cismin üç öteleme ve üç dönme olmak üzere altı serbestlik derecesi vardır. Öteleme hareketi bir vektör, dönme hareketi ise bir rotasyonel tensör ile ifade edilir. Euler açıları

üç boyutlu dönme hareketini tanımlamak için kullanılabilir. Sistem parçaları arasında tanımlanan bağlantılar ve kısıtlamalar sistemin serbestlik derecesini azaltır. Hareket denklemleri, bu kısıtlamaları da dikkate alarak sistemin olası hareketlerini sınırlayacak şekilde ifade edilmesini sağlar.

Birden çok gövde bulunduran bir sistem, çeşitli türde mafsallar ve bağlantılarla birbirine bağlanmış birden fazla parça ve bileşenden oluşan bir yapıdır [40]. Bu sistemlerdeki gövdeler rijit, esnek veya basit bağlantılar olabilir. Mafsalların temel amacı, bu gövdelerin göreceli hareketini sınırlamaktır. Ayrıca sisteme yaylar, sönümleyiciler ve dış kuvvetler de etki edebilir. Yüksek dinamik yüklere maruz kalan bileşenlerin deformasyon bilgilerini elde etmek için esnek cisimlerin modellenmesi gereklidir [41]. Esnek cisimlerin hareket denklemleri, rijit cisimlerin denklemlerine ek olarak deformasyonu tanımlayan terimleri de içerir. Esnek cisimleri modellemek için genellikle bileşen mod sentezi yöntemi kullanılarak Sonlu Elemanlar (SE) modelleri, daha az serbestlik derecesine sahip süper elemanlara dönüştürülür [42].

Cisimler arasındaki teması tanımlamak için sürekli temas ve süreksiz temas olmak üzere iki farklı durum bulunmaktadır [43]. Sürekli temas modellerinde cisimler arasındaki temas hesaplanırken, cisimlerin iç içe geçme miktarına ve cisimlerin bağlı hızlarına bağlı bir fonksiyon olarak hesaplama yapılır. Temas eden yüzeyler arasında bir yay ve sönümleyici etkisi olduğu varsayılır. Penetrasyon arttıkça, bu yay ve sönümleyici kuvvetler de artar ve cisimleri birbirinden itmeye çalışır. Bu yaklaşımda kuvvetler penetrasyon miktarıyla orantılı olarak kademeli olarak artar. Sürtünme kuvvetleri ise yüzeyler arasındaki bağlı teğetsel hıza ve normal temas kuvvetine bağlı olarak hesaplanır. Hareket denklemleri, bu temas modellerinden kaynaklanan kuvvet ve tork değerlerini içerir.

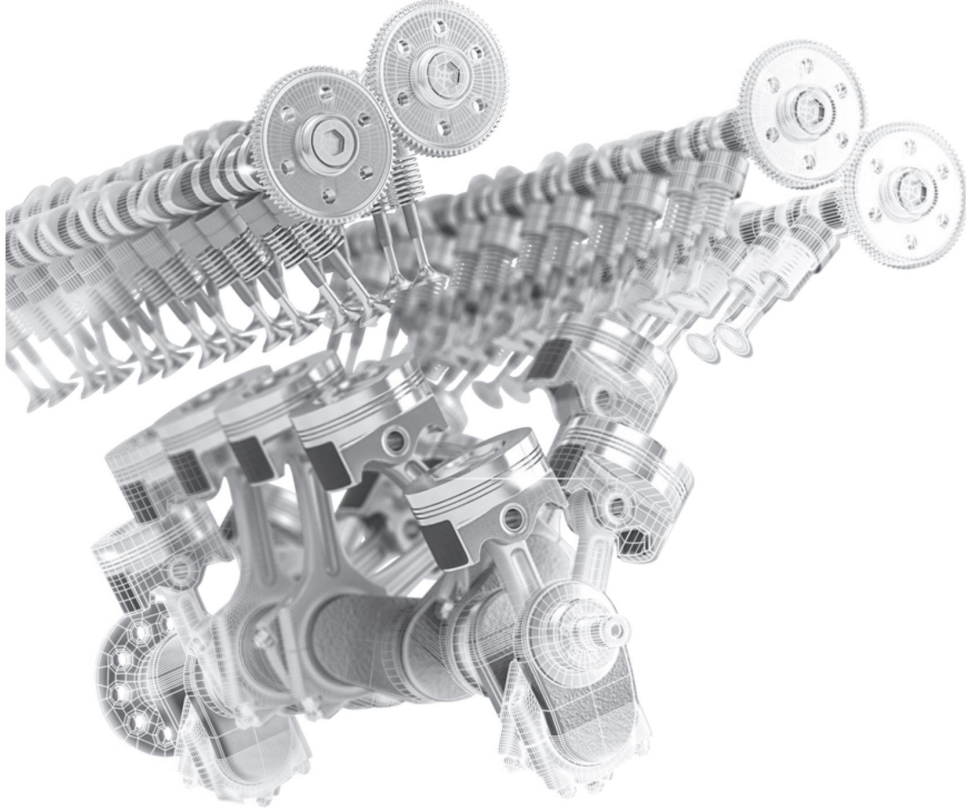
Bir modelin çözülmesi için zaman entegrasyon çözümleri gereklidir. Diferansiyel cebirsel sistem çözümleri, karmaşık denklemleri iteratif olarak çözen Newton yöntemi veya geçmiş değerleri kullanarak yeni değerleri tahmin eden geriye dönük türev formülü tekniklerine dayanır. Bu çözümler, süreksizlik olarak tanımlanan temas veya darbe gibi olayların neden olduğu ani durum değişikliklerini hesaplamaktadır [44]. Hareket denklemleri, bu çözümler aracılığıyla zamana bağlı olarak sistemin konumunu, hızını ve ivmesini belirlemek için çözülür.

Hareket denklemleri, simülasyonların matematiksel formülasyonunu oluşturur. Bu denklemler, sistemdeki rijit ve esnek cisimlerin hareketini, birbirleriyle olan etkileşimlerini, uygulanan kısıtları ve dış kuvvetleri dikkate alarak dinamik sistemlerin davranışını sayısal olarak modellemektedir. Bu tezde supap mekanizması dinamik davranışını belirlemek ve sonuçları değerlendirmek için ÇCD metodolojisi yaklaşımı uygulanmıştır.

Sistem bileşenlerindeki sönümleme, titreşimlerin genliğini ve frekansını etkiler. Yük altında sistemde yer alan parçalar esnek deformasyonlara uğrarlar. Bu deformasyonlar sistemin dinamik karakteristiğini etkilemektedir. Sistem üzerinde etkili olan bir diğer parametre silindir içerisindeki ve manifoldlardaki akış hareketleridir. Egzoz supapları açıldığında, silindir içerisindeki yüksek basınçlı gazın akışı ve egzoz manifoldundaki art gaz supaplar üzerine kuvvet uygular. Aynı şekilde emme supapları açıldığında, emme manifoldundaki hava ve silindir içerisindeki basınç supaplar üzerine kuvvet uygular. Bu akış kuvvetlerinin yönü ve büyüklüğü, sistemin dinamiğini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu fiziksel etkilerin bütünlük olarak değerlendirilmesi için, özgün motor tasarımı modelinde termodinamik hesaplamalarla elde edilen basınç değerleri modele dahil edilerek çalışma koşulları altında davranışı incelenmiştir.

2.1 Kullanılan Yazılım

Bu çalışmada kinematik ve dinamik modelleme sonrasında simülasyonlar için FEV Virtual Dynamics 2019.1 yazılımı kullanılmıştır. Şekil 2.1’de yazılımda oluşturulan bir motor modeli verilmiştir [45].



Şekil 2.1 FEV Virtual Dynamics’te oluşturulmuş bir motor modeli

Mekanik sistem hareketinin zaman ve frekans alanında simülasyonu için Mechanical Dynamics, Incorporated (MDI) tarafından geliştirilen ADAMS üzerine inşa edilen bu yazılım, hassas denklem formülasyonu ve güvenilir çözüm algoritmaları sağlamak için ISO sertifikalı süreçler kullanmaktadır [46]. Sanal prototip oluşturmayı motor geliştirme sürecine dahil ederek özel endüstri araçları ile genel amaçlı simülasyon yazılımı arasındaki boşluğu doldurmaktadır. Bu yazılım, motorlara özgü bilgileri özel bir kullanıcı arayüzü ve içten yanmalı motor mimarisiyle birleştirerek, mekanizmanın tüm unsurlarını bir araya getirmeye imkân tanımaktadır. Böylece, geliştirme aşamasında modellemeyi farklı detay seviyelerinde yapmak mümkün olmaktadır.

Supap mekanizmasının simülasyonları, motorun farklı devirlerinde sistemin davranışını değerlendirmek için yapılır. Bu değerlendirmeler sayesinde, mekanizmanın daha güvenilir olmasını sağlayacak tasarımsal düzenlemeler ve geliştirmeler yapılabilir [47]. Bu analizlerde kullanılan temel çıktı parametreleri aşağıda sıralanmıştır:

- Kam ile takipçi arasındaki temas kuvveti: Bu kuvvetin negatif değerlere düşmesi, mekanizmanın temas kaybına uğradığını gösterir. Bu veri, supap sisteminin güvenli çalıştığı devir aralığını belirlemede kullanılmaktadır.
- Takipçi ile kam arasındaki ayrılmanın başladığı motor devri: Takipçi elemanının kam yüzeyinden ayrılmaya başladığı belirli bir motor devri vardır. Sistem, bu devirlere anlık olarak bile ulaşsa, ortaya çıkan davranışların değerlendirilmesi gerekmektedir.
- Kam lobu üzerindeki temas basıncı: Bu değer, özellikle yüksek yük durumlarında kam yüzeyinde oluşabilecek mikroskobik hasarların ve aşınmanın değerlendirilmesine olanak sağlamaktadır.
- Takipçi yataklarında oluşan kuvvetler: Yatak yükleri, yatak dayanım hesaplamaları ve sürtünme analizleri açısından referans değer olarak kullanılmaktadır.
- İtici çubuk üzerindeki kuvvetler: Etkin uzunluğunun yanal boyutlarına oranı yüksek olan parçanın çalışma koşulları altında burkulmaya karşı hassasiyeti değerlendirilmektedir.
- Külbütör üzerindeki kuvvetler ve yatak yükleri: Yatak yüklerinin gerilme analizleri açısından incelenmektedir.
- Köprü üzerindeki fil ayağı hareketi: Bu bileşenin göreceli hareketi, yüzey temas karakteristikleri ve supaplar arasında açılma yükseklikleri farkı açısından

değerlendirilmektedir.

- Köprü ile külbütör arasındaki temas kuvveti: Bu temas noktası, sistemdeki yük aktarımının sürekliliğini belirlemek için incelenmektedir.
- Tek bir silindir için supap grubunun tahrik torku: Enerji tüketimi ve motor performans analizlerine girdi teşkil etmek üzere hesaplanmaktadır.
- Dinamik supap açılma profili ile kinematik profilin karşılaştırılması: Sistemin gerçek çalışma koşullarındaki dinamik hareketinin, kinematik değerlerle örtüşmesi değerlendirilmektedir.
- Supap oturma hızları: Supapların bagaya çarpma hızı, zıplama riski açısından analiz edilmektedir.

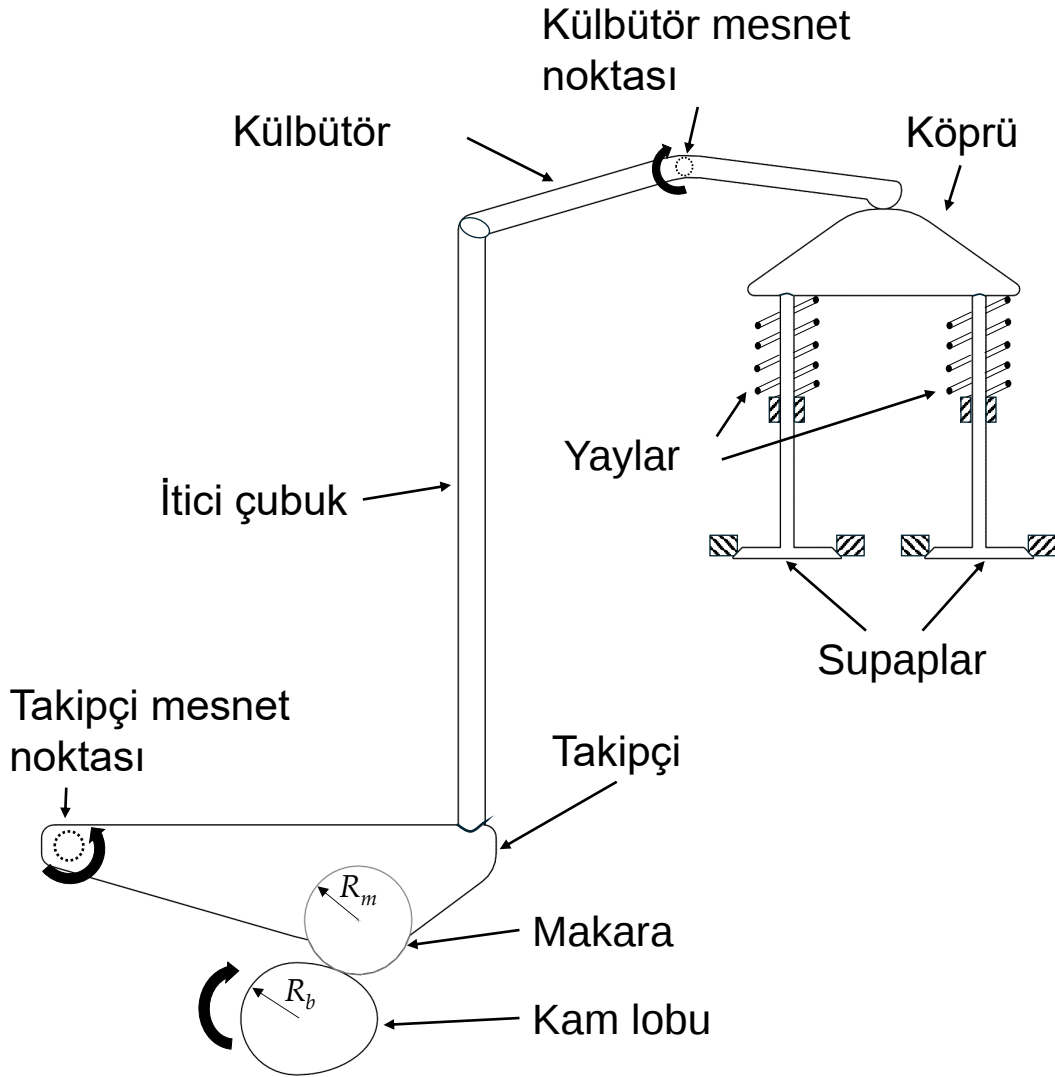
Bu çalışmada dört aşamadan oluşan bir süreç izlenmiştir: İlk olarak, kinematik sistemlerin modellenmesi ve simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Ardından, dinamik sistemlerin modellenmesi ve simülasyonu yapılmıştır. Sonrasında optimizasyon çalışmaları yürütülerek hedeflenen performans değerlerine ulaşılmıştır. Son olarak modeller, test ortamında elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Kinematik modelleme aşamasında, kam profili belirlenerek supap açılma hareketinin ivme değerleri analiz edilmiştir. Ardından, supap mekanizması bileşenleri arasındaki etkileşimleri incelemek için dinamik model oluşturulup simülasyonlar yapılmıştır. Bu simülasyonlarda, kütle, sertlik, sönümleme ve dış kuvvetler gibi faktörler dikkate alınarak temas kuvvetleri ve sistem titreşimleri gibi detaylı analizler yapılmıştır. Kinematik ve dinamik modellerdeki parçaların tanımlanma biçimleri ve kütleye göre yüzde dağılımları Tablo 2.1’de gösterilmiştir.

Tablo 2.1 Kinematik ve dinamik modelde tanımlanan parçalar ve kütle bilgileri

Parça	Kinematik Model	Dinamik Model	Kütlece Yüzdesi
Kam lobu	rijit	rijit	20.16
Takipçi	rijit	esnek	31.63
Makara	rijit	rijit	2.27
İtici çubuk	rijit	bölünmüş kütleli	8.19
Külbütör	rijit	esnek	18.44
Köprü	rijit	esnek	4.02
Supap	rijit	rijit	10.08
Yay	tanımsız	bölünmüş kütleli	4.04
Fil ayağı	tanımsız	rijit	1.16

2.2 Supap Mekanizması Kinematik Modeli

Kam profili, supap hareketini belirleyen temel parametredir. Supap hareketini optimize etmek, gerilme artışlarını azaltırken istenen motor performansı özelliklerini elde etmeyi sağlamaktadır. Supap açılma profili, silindir içerisinde dolgu değişim sürecini önemli ölçüde etkilemektedir. Supabın ani hızlanması ve yavaşlaması silindire giren ve çıkan hava akışını iyileştirerek motor gücünü ve verimliliğini artırmaktadır [48]. Supap sistemi kinematik modelleme sürecinde, kam profili tasarımı motorun supap zamanlaması ve kaldırma yüksekliği gereksinimleri dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.2’de verilen modelde, her bir supap sistemi elemanı sabit geometrik tanımlarla temsil edilmiştir. Bu modelde tüm parçalar rijit kabul edilerek simülasyonlar gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.2 Supap sistemi kinematik model geometrisi

Supap açılma profilini optimize etmek, motor performansını artırmak ile yüksek ivmenin neden olduğu supap zıplaması gibi sorunları en aza indirmek arasında bir denge bulmayı hedeflemektedir. Modelleme sonucunda elde edilen hız ve ivme profilleri sistemdeki dinamik kuvvetlerin ön değerlendirmesinde temel veri seti olarak kullanılmıştır. Ayrıca, kinematik modelden elde edilen açılma profilleri, hedeflenen supap açılma zamanlaması ve supap bindirmesi sürelerinin doğrulanmasında referans olarak kullanılmıştır. Geometriye ait matematik modelleme lobdan başlamaktadır;

$$y_t(\theta) = R_b(\theta) + R_m + r \cos(\theta) - \sqrt{(R_b(\theta) + R_m)^2 - (r \sin(\theta))^2}, \quad (2.1)$$

burada y_t takipçinin yer değiştirmesi, R_b kam lobunun baz yarıçapı, R_m makara yarıçapı, r kam profili yüksekliği ve θ kam milinin açısal pozisyonudur. Kinematik modelde itici çubuk rijit olduğundan uzunluğu sabit kabul edilmiştir. Böylece itici çubuk tarafından külbütöre iletilen yer değiştirme miktarı takipçi oranı kadar değişmektedir. Bu R_t oranı ise şu formülle hesaplanır;

$$R_t = \frac{L_i}{L_m}, \quad (2.2)$$

burada L_i itici çubuğun takipçi mesnet noktasına yatay mesafesidir ve L_m makaranın takipçi mesnet noktası arasındaki yatay mesafedir. Külbütörün açısal yer değiştirmesi ρ ile itici çubuğun düşey yer değiştirmesi y_i ile bağıntısı;

$$y_i(\rho) = R_t y_t(\theta), \quad (2.3)$$

Bu eşitlik itici çubuğun alt noktasındaki hareketi tanımlamaktadır. İtici çubuğun ilettiği hareketin supaplara aktarılması ise R_k oranı ile hesaplanır;

$$R_k = \frac{L_{sk}}{L_{ik}}, \quad (2.4)$$

burada L_{ik} külbütör mesnet noktasının itici çubuğun temas noktasına mesafesi ve L_{sk} külbütör küresel mafsallının külbütör mesnet noktasına mesafesidir. Külbütörün açısal yer değiştirmesi ile supapların hareketi arasındaki y_s denklem şu şekildedir;

$$y_s(\theta) = R_k y_i(\rho), \quad (2.5)$$

Burada y_i değerini yerine koyduğumuzda supap yer değiştirme miktarı;

$$y_s(\theta) = R_t R_k y_t(\theta), \quad (2.6)$$

Bütün bu değerler yerine konduğunda nihai supap hareket denklemi aşağıdaki gibi olmaktadır;

$$y_s(\theta) = R_t R_k \left[R_b(\theta) + R_t + r \cos(\theta) - \sqrt{(R_b(\theta) + R_t)^2 - (r \sin(\theta))^2} \right] \quad (2.7)$$

2.2.1 Supap açılma eğrisi tasarımı

Kam profiline bağlı olarak oluşan supap açılma eğrisi kinematik model aracılığıyla oluşturulmaktadır. Yeni bir açılma eğrisi oluşturulurken; toplam açıklık süresi, başlangıç ve bitiş açıları belirlenmektedir. Kam profilinin şekli, supap hareketini belirleyen yükseklik, hız, ivme ve sarsım değerleri dikkate alınarak gerçekleştirilmektedir. Burada kullanılan harmonik açılma fonksiyonu aşağıdaki şekilde olmaktadır;

$$x_t = \frac{h}{2} \left(1 - \cos\left(\frac{\pi t}{T}\right) \right), \quad (2.8)$$

t krank mili dönme süresi içinde geçen süreyi, $x(t)$ ise bu andaki supap açılma miktarını göstermektedir. h maksimum supap yüksekliğini, T supabın açılmaya başladığı andan kapanmasına kadar geçen toplam süreyi ifade etmektedir. Supap hareketinin birinci türevi olan hız v , sistemdeki hareketli parçaların dinamik tepkilerini belirlemektedir. Bu nedenle aşağıdaki denklemle ifade edilen hız profilinin sürekli olması hedeflenmiştir;

$$v_t = \frac{h\pi}{2T} \sin\left(\frac{\pi t}{T}\right), \quad (2.9)$$

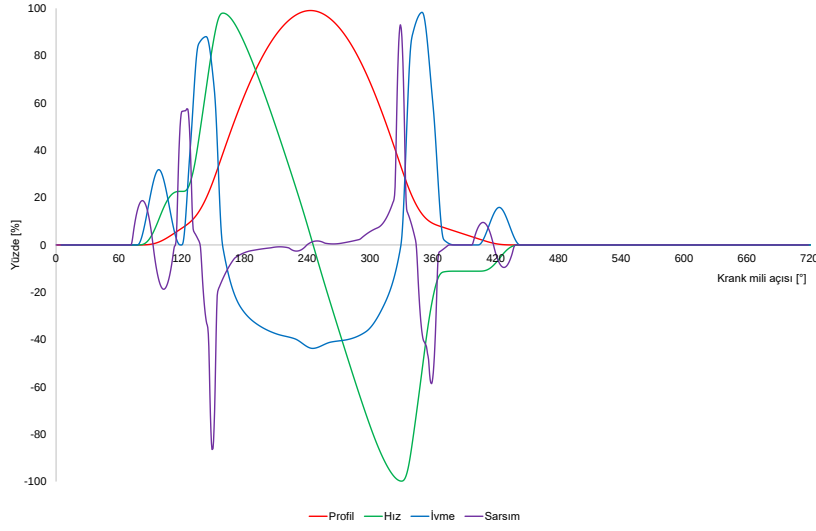
İvme a , ise hareketli parçaların maruz kaldığı atalet kuvvetlerini belirlediğinden sistemin mekanik yükünü doğrudan etkilemektedir.

$$a_t = \frac{h\pi^2}{2T^2} \cos\left(\frac{\pi t}{T}\right), \quad (2.10)$$

Sarsım j , sistemde ivme değişimini göstermektedir;

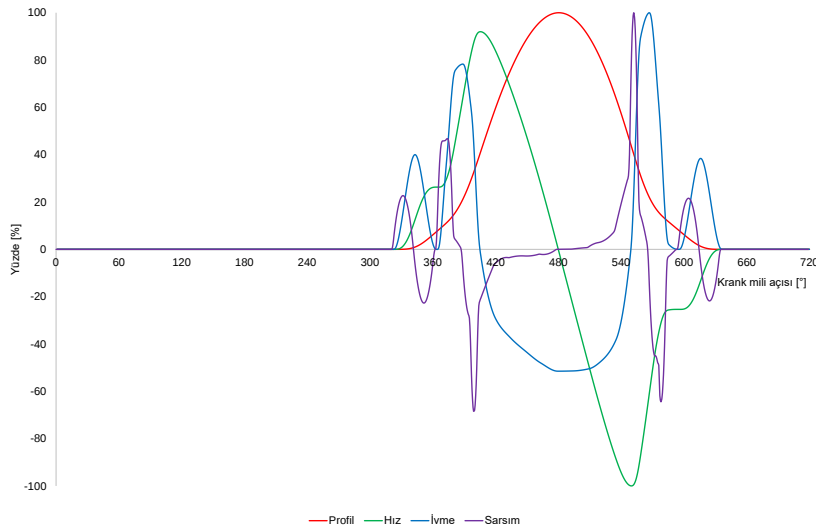
$$j_t = -\frac{h\pi^3}{2T^3} \sin\left(\frac{\pi t}{T}\right) \quad (2.11)$$

Bu hesaplamalar neticesinde; egzoz supabına ait eğri tasarım Şekil 2.3'te verilmiştir. Egzoz profilinin açılması esnasında sarsım kapanışa göre daha düşük değerlere ulaşmaktadır.



Şekil 2.3 Egzoz supabı açılma profili eğrisi

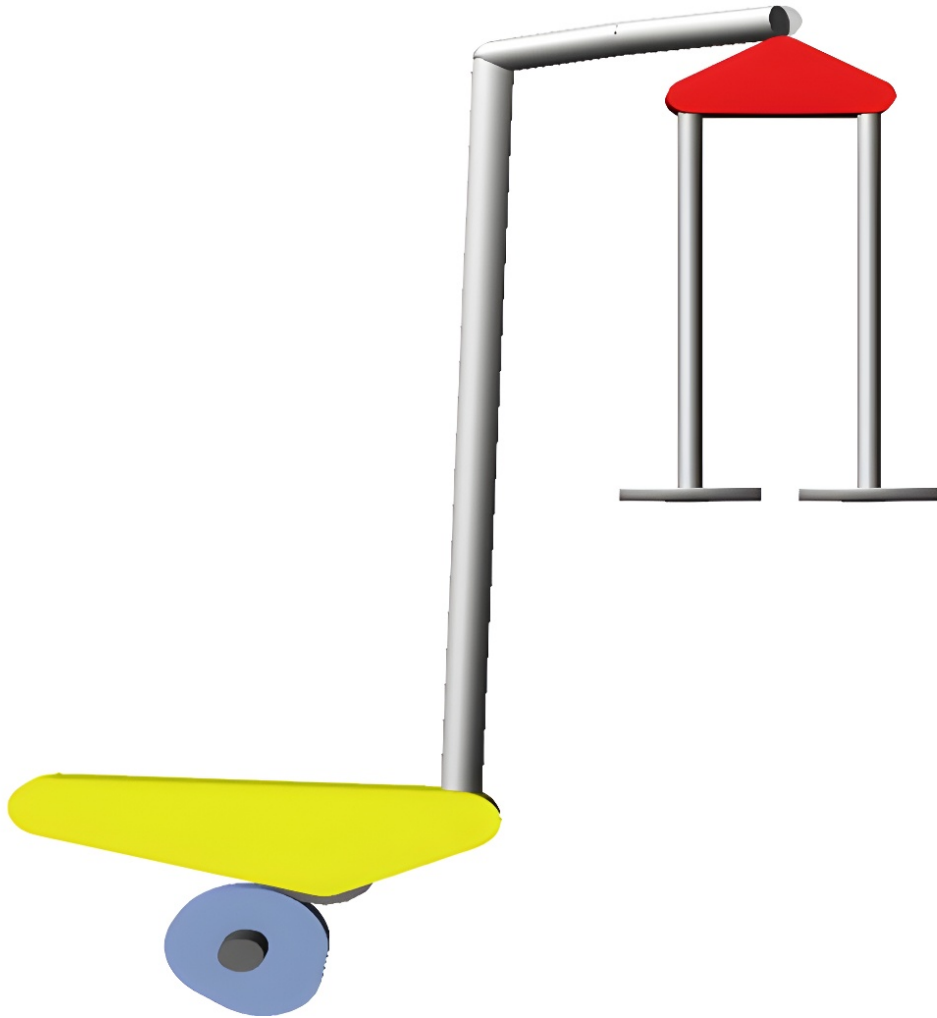
Emme supabına ait açılma eğrisi tasarımı ise Şekil 2.4'te verilmiştir. Emme profilinde egzozla kıyasla daha kısa bir açık kalma süresi vardır. Kapanma hızı, dolayısıyla sarsım değeri daha yüksek olmaktadır.



Şekil 2.4 Emme supabı açılma profili eğrisi

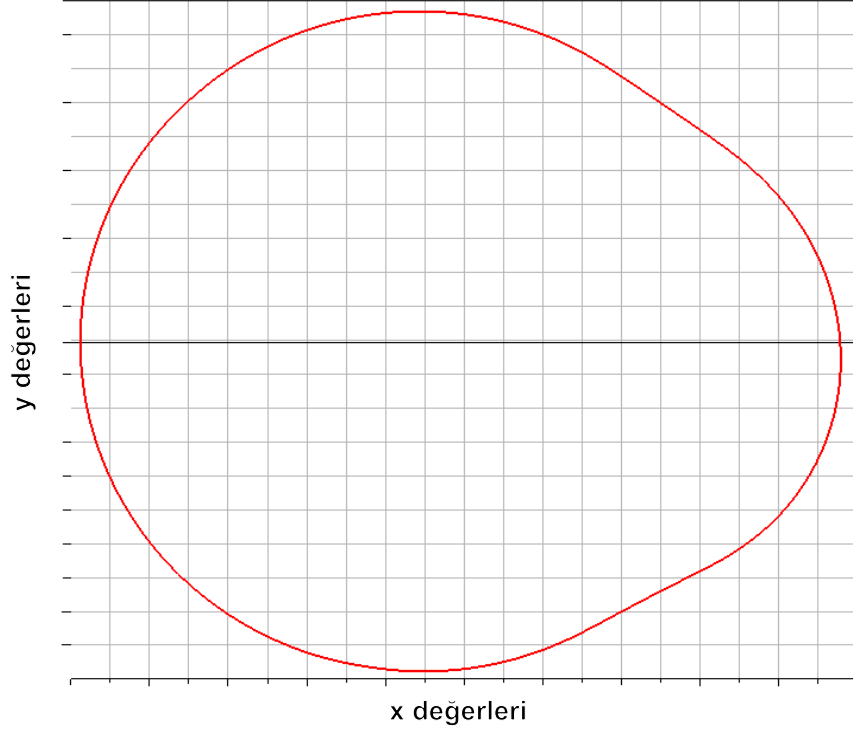
2.2.2 Alt Sistem Oluşturulması

Modelleme çalışmasında, emme ve egzoz supap sistemi ayrı bir alt sistem olarak tanımlanmıştır. Yazılımda, emme ve egzoz supapları için istenen açılma profillerini elde etmek amacıyla kam profili tasarımı yapılmıştır. Sonrasında motorun sağ ve sol bankları için dönme yönüne bağlı olarak farklı kam profilleri oluşturulmuştur. Bu profiller daha sonra motorun ateşleme sırasına uygun olarak kam mili üzerinde konumlandırılmıştır. Yazılım arayüzü üzerinden şablon kullanılarak temel yapı iskeleti kurulmuştur. Bu kapsamda oluşturulan alt sistemlerden meydana gelen montaj modeli şekil 2.5'te gösterilmektedir.



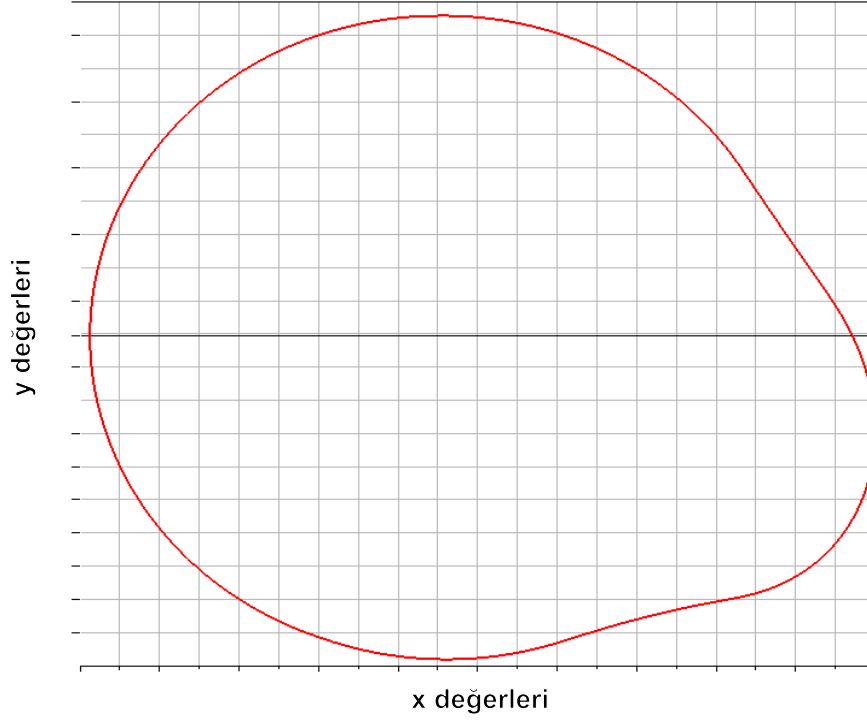
şekil 2.5 Supap sistemi kinematik modeli

Oluşturulan alt sistemler, montaj modeli kullanılarak birleştirilmiş ve sanal test düzeneği ile entegre edilmiştir. Birden fazla alt sistem kullanılarak tüm sisteme karşılık gelen supap mekanizması yapısı tamamlanmıştır. Her alt sistem, konum, doğrultu ve bağlantı bilgilerini taşıyan iletişim yapıları kullanılarak motor verileriyle senkronize edilmiştir. Oluşturulan alt sistem üzerinden açılma profili doğrultusunda elde edilen egzoz kam profili şekil 2.6'da verilmiştir.



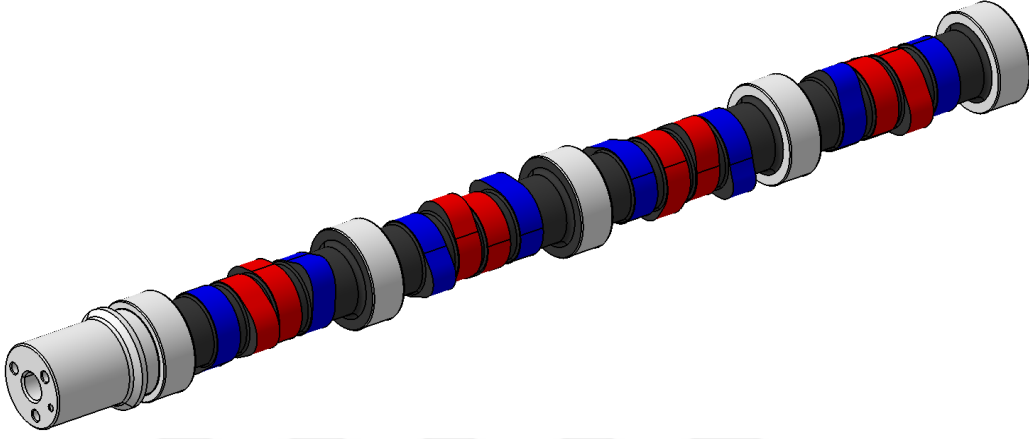
Şekil 2.6 Egzoz supabı kam profili

Emme supabı elemanlarıyla oluşturulan alt sistemin kam profili Şekil 2.7’de verilmiştir.



Şekil 2.7 Emme supabı kam profili

Oluşturulan profiller Şekil 2.8’de gösterildiği gibi kam mili üzerine ateşleme sırasına göre aktarılmıştır. Burada V motorun sahip olduğu bank tasarımına göre her bir yatak arasına iki adet silindirin emme ve egzoz lobu konumlandırılmaktadır. Kam profilinin yazılımda tanımlanmasının ardından üç boyutlu tasarım programı ortamına aktarılması, hem geometrik bütünlüğün korunması hem de üretim öncesi tasarım doğrulamasını sağlamaktadır.



Şekil 2.8 Motor kam mili

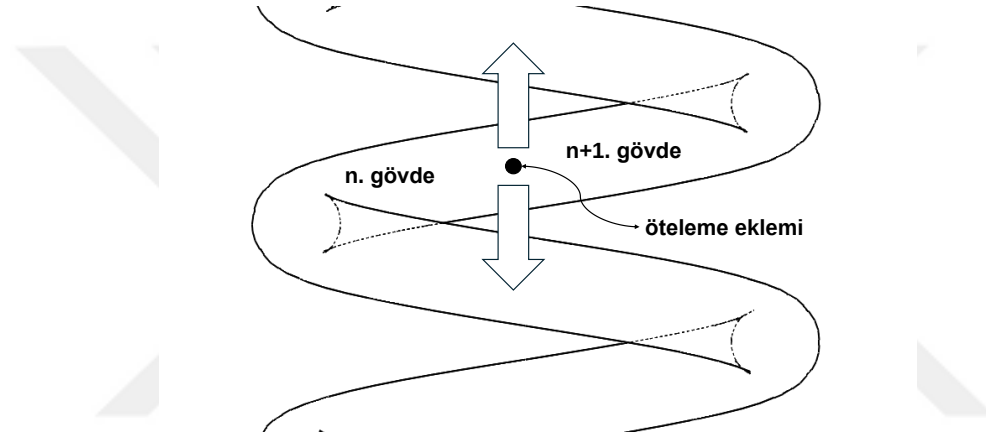
Aktarılan profil, yazılımında katı modele dönüştürülmüş ve diğer motor bileşenleriyle montaj entegrasyonu gerçekleştirilmiştir. Profillerin simülasyon yazılımından aktarılması nokta bulutu şeklinde olmaktadır.

Tasarımda ilk olarak milin çapı ve uzunluğu belirlenmiştir. Ardından malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Sonrasında motor bloğu üzerinde kam mili yataklarına konumlandırılmıştır. Ayrıca, kam milinin krank miline göre açısal pozisyonu (faz ayarı) ve dönme yönü de tanımlanarak zamanlama senkronizasyonu sağlanmıştır. Dişli tahrikli sistemde kam milinin faz ayarı, krank dişlisiyle arasındaki açısal konumlandırmayla gerçekleştirilmiştir. Dişli sistem üzerinde kam mili referans pimi üzerinden doğrulama yapılmıştır.

Kinematik modelde, parça bilgi kartlarına malzemelerin yoğunluk, elastiklik modülü ve Poisson oranı özellikleri jenerik olarak tanımlanmıştır. Modelleme aşamaları tamamlandıktan sonra, sürekli durum analizi için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sırasında, motor devir sayısı, simülasyon adım sayısı ve dönüş sayısı gibi parametreler dikkate alınmıştır. Yapılan bu analizler sonucunda, kam ile supap arasındaki etkileşim değerlendirilmiştir.

2.3 Supap Mekanizması Dinamik Modeli

Supap mekanizmasının dinamik modeli, sistemin gerçek çalışma koşulları altındaki davranışını analiz etmek amacıyla oluşturulmuştur. Bu modelde, parçalar arası temas bölgelerinde sertlik, sönümleme ve nüfuz derinliği parametreleri tanımlanmıştır. Ayrıca, statik ve dinamik sürtünme katsayıları simülasyonlara dahil edilmiştir. Dinamik koşullar altında kuvvetleri elde etmek için kullanılan çok kütleli yay yaklaşımı, yayın ayrıklaştırılmasına dayanmaktadır [7]. Bu çalışmada yay modeli, yay kütlelerinin yay telinin bir bölümünü temsil edecek şekilde farklı bölümlere ayrılmasıyla tanımlanmıştır. Bu yöntem, iç dinamik etkilerden kaynaklanan yay dalgalanmalarının hesaplamalarda dikkate alınmasını sağlamıştır. Şekil 2.9’da bölünmüş kütleli yay modelinin kesit görüntüsü verilmiştir.



Şekil 2.9 Bölünmüş kütleli yay modeli kesiti

Takipçi üzerinden hesaplamalara başlanacak olursa;

$$m_c \ddot{y}_t + c_t \dot{y}_t + k_c y_t = F_k - F_i \quad (2.12)$$

burada y_t takipçinin yer değiştirmesi, F_k kam lobu üzerinde oluşan kuvvet, F_i itici çubuğa iletilen kuvvet olarak verilir. Böylelikle takipçi mesnet noktasında kuvvet dengesi aşağıdaki eşitlikte gösterilir;

$$F_i(\theta) = R_t F_t, \quad (2.13)$$

burada R_t takipçi ile itici çubuk arasındaki hareket oranı, F_t ise takipçi kuvvetidir. İtici çubuk bölünmüş kütleli model olarak şu şekilde tanımlanmıştır;

$$m_i \ddot{y}_i + c_i \dot{y}_i + k_i y_i = F_i - F_{ku} \quad (2.14)$$

burada F_{ku} külbütöre iletilen kuvvet ve y_i itici çubuğun yer değiştirmesidir. Külbütör, mesnet noktası etrafında dönerek rotasyonel denklemleri ortaya çıkarır;

$$I_k \ddot{y}_k + c_k \dot{y}_k + k_k y_k = m_i y_i - m_s y_s \quad (2.15)$$

burada I_k külbütörün atalet momentini, y_k yer değiştirme değerini göstermektedir. Yay üzerindeki kuvvet, sönümleme ve eylemsizlik denklemleri ise;

$$m_y \ddot{y}_y + c_y \dot{y}_y + k_y y_y = F_{ku} - F_s \quad (2.16)$$

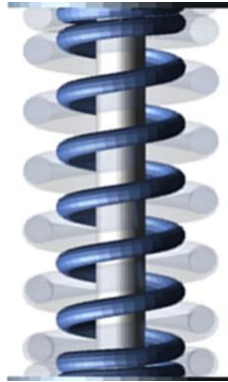
burada F_{ku} külbütörün supap tarafındaki kuvvet değerini ve F_s yayların ön yüklü kuvvetini vermektedir.

Sistemin bağlı denklemleri aşağıdaki gibi olmaktadır;

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{y}} + \mathbf{K}\mathbf{y} = \mathbf{F} \quad (2.17)$$

burada $\mathbf{M}$ kütle matrisini, $\mathbf{C}$ sönüm matrisini, $\mathbf{K}$ rijitlik matrisini ve $\mathbf{F}$ kuvvet matrisini ifade eder.

Modelde kullanılan parametreler; tel boyutları, malzemenin elastiklik modülü ve Poisson oranı özelliklerdir. Her bir tel parçasının burulma sertliği, yayın eşdeğer öteleme sertliğini hesaplamak için kullanılmıştır. Yay hareketi sırasında doğrusal olmayan davranışı hesaplamalarda göz önüne almak için sarımlar arasındaki etkileşim modele dahil edilmiştir. Simülasyon ortamında kullanılan çift yay modeli Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



Şekil 2.10 Simülasyon ortamında kullanılan yay modeli

2.3.1 Esnek Gövde Oluşturulması

Supap sistemindeki parçalar, çalışma esnasında şekil değiştirir ve bu durum, sistemin genel hareketini önemli ölçüde etkiler. Bu deformasyonların neden olduğu titreşimleri ve diğer etkileri anlamak için, parçaların doğal titreşim şekillerinin belirlenmesi gerekir. Dolayısıyla, sistemdeki parçalar esnek gövde özellikleriyle modellenmektedir. Esnek gövde modellemesiyle, parçaların şekil değiştirmesi, titreşim biçimleri ve dinamik esneme etkileri hesaba katılmaktadır. Bu sayede, sistemin gerçekçi ve detaylı bir analizi yapılabilir. Bu çalışmada takipçi, külbütör ve köprü parçaları esnek gövde olacak şekilde modele dahil edilmiştir. Bu parçaların Sonlu Eleman (SE) modelleri detaylı deformasyon analizi sunarken, yüksek Serbestlik Dereceleri (SD), simülasyonlarda uzun hesaplama sürelerine neden olmaktadır. SE modellerini azaltılmış SD'ye sahip sperelemanlara yani esnek gövdelere dönüştürmek bu sorunu czmemektedir. Esnek gövde oluşturmanın basamakları şu şekilde gerçekleştirilmiştir;

- SE tabanlı geometri hazırlığında, parçaların üç boyutlu geometrisi bir CAD yazılımında hazırlanmıştır. Bu geometriler daha sonra sonlu elemanlar yazılımına aktarılmıştır. Parçaların sonlu elemanlar ağı oluşturulmuş ve modal analiz yapılmıştır. Modal analiz sonucunda, parçaların doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilmiştir.
- Modal Neutral File (MNF) oluşturulmasında SE yazılımında yapılan analizden özel bir çıktı dosyası elde edilmiştir. Bu dosya, Virtual Dynamics yazılımına esnek gövde olarak entegre edilebilecek dosya biçimindedir. MNF dosyası; kütle özellikleri, rijitlik matrisi, sönüm ve mod şekillerini içerir.
- Virtual Dynamics modeline MNF dosyasının entegrasyonunda, yazılım arayüzünde Flexible Body komutu kullanılarak MNF dosyası modele eklenir. Ekleme sırasında MNF dosyasındaki düğüm noktaları üzerinden bağlantılar tanımlanır. Esnek gövdenin referans koordinat sistemi, rijit gvdelerle uyumlu olacak şekilde tanımlanmaktadır.
- Bağlantı elemanlarının tanımlanması sırasında esnek gövde üzerindeki düğüm noktalarına işaretleyici yerleştirilir. Bu işaretleyici aracılığıyla diğer bileşenlerle bağlantılar tanımlanmaktadır. Esnek gövde ile katı gövde arasında sabit bağlantı veya kontakt etkileşimi kurulabilmektedir.

Esnek gövde içeren model simülasyonları koşulduğunda, parçanın titreşim modları, deformasyon şekli ve iç kuvvet dağılımları analiz edilebilmektedir. Ancak stres ve gerilme hesapları doğrudan MNF üzerinden yapılamaz, fakat deformasyon,

kuvvet aktarımı ve mod tepkileri gözlemlenebilmektedir. Burada kullanılan modal süperpozisyon yöntemi, SE modal analiz teorisi ve Craig-Bampton yöntemine dayanmaktadır [49]. Sonlu Elemanlar Analizi (SEA) modelleri çok sayıda düğüm noktası içerdiğinden, ortaya çıkan matrisler oldukça büyük olmaktadır. Bu büyük matrisleri doğrudan ÇCD yazılımlarına aktarmak, hesaplama yükünü önemli ölçüde artırmaktadır. MNF dosyaları bu karmaşıklığı azaltmaktadır. Bu metot, esnek cismin davranışını arayüz düğümlerinin serbestlik dereceleri ve dahili mod şekilleri olmak üzere ikiye ayırmaktadır. Model boyutunu küçültmek ve hesaplama süresini azaltmak amacıyla düşük frekanslı modlar korunur. Modal süperpozisyon yönteminde esnek bir gövdenin zamana bağlı yer değiştirme vektörü $u(t)$, kendi doğal titreşim modları ve bunların zamanla değişen genlikleriyle şu şekilde ifade edilir;

$$u(t) = \sum_{i=1}^n \phi_i q_i(t), \quad (2.18)$$

Sırasıyla, ϕ_i i 'inci modal vektörü, $q_i(t)$ i 'inci zamana bağlı genliği, n kullanılan toplam mod sayısını, $u(t)$ yapının her noktasındaki toplam yer değiştirme vektörünü ifade etmektedir. Modal analizde şu denklem çözülmemektedir;

$$(K - \omega^2 M)\phi = 0, \quad (2.19)$$

Burada K yapının rijitlik matrisi, M kütle matrisi, ω doğal frekans, ϕ mod şeklini vermektedir. Bu denklem, yapının doğal frekanslarını ve mod şekillerini elde etmek için çözülmüştür. MNF dosyasının oluşturulmasında Craig-Bampton modal indirgeme yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde $u(t)$ şu şekilde tanımlanmaktadır;

$$u(t) = T_r q_r(t) + \sum_{i=1}^m \phi_i q_i(t), \quad (2.20)$$

Burada T_r rijit hareketleri temsil eden dönüşüm matrisi, $q_r(t)$ rijit gövde hareketleridir.

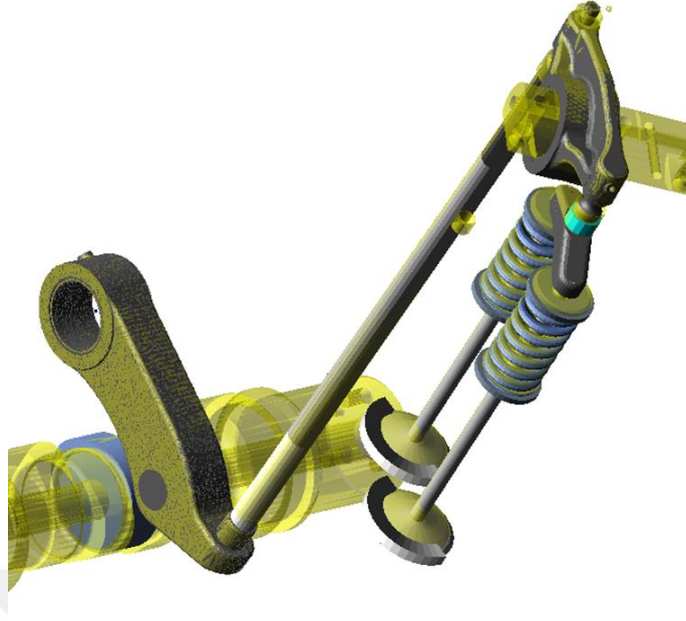
Bu hesaplamaların ardından, SE yazılımı ile elde edilen düğüm noktası koordinatları, kütle ve rijitlik matrisleri, seçilen mod şekilleri, doğal frekansları MNF dosyasına yazılmaktadır. Bu dosya simülasyonlar sırasında yazılım tarafından okunarak esnek gövde modeli simülasyona dahil edilmiş olur.

2.3.2 Montaj Yapısı

Dinamik modelde oluşturulan supap sistemi montaj yapısı aşağıdaki adımlarla oluşturulmuştur;

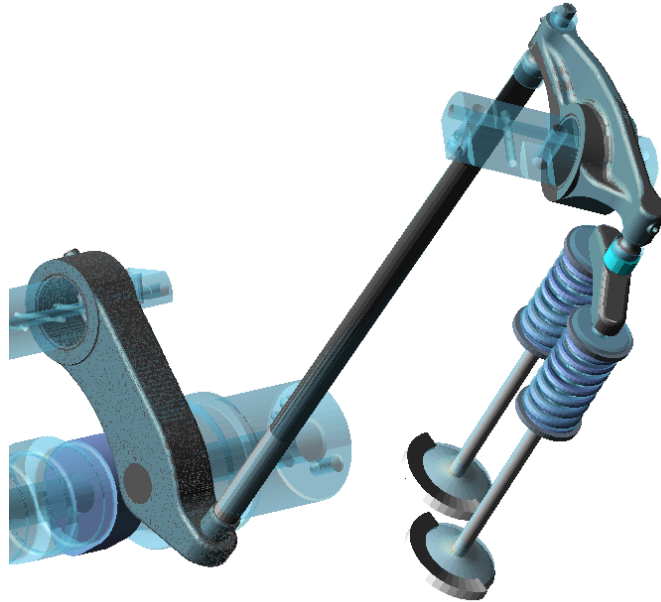
- Kam mili, bir takipçi ile temas halindedir. Kam lobu profiline göre bu takipçiyi doğrusal olarak hareket ettirmektedir.
- Takipçi, kam profilini takip ederek itici çubuğu hareket ettirir. Bu tezde incelenen modelde takipçi esnek bir cisim olarak modellenmiştir.
- İtici çubuk, takipçiden aldığı hareketi külbütöre iletir.
- Külbütör, itici çubuğun hareketini fil ayağı üzerinden köprüye iletir. Burada fil ayağı döner hareketi doğrusal harekete çevirir. Külbütör tarafındaki küresel bir mafsal ve supap köprüsü tarafında düz bir yüzey, fil ayağının supap köprüsü üzerinde kaymasına olanak tanır.
- Fil ayağı ve supap köprüsü arasında ön gerilmeli çalışmayı önlemek için bir boşluk ayarlanır. Bu boşluk, montaj esnasında şim plakasıyla motor üzerinde ayarlanmaktadır.
- Supap köprüsü, külbütörden aldığı dikey hareketi aynı anda iki supaba iletir.
- Supap, yanma odasına gaz alışverişini kontrol eden temel parçadır. Supaplar rijit gövde olarak kabul edilmiştir.
- Supap yayı, supabı kapalı konumda tutan ve açılma-kapanma hareketini kontrol eden bileşendir. Bu modelde basit yay-damper kontak uygulaması kullanılmıştır.
- Supap kılavuzu, supap sapının doğrusal hareketini sağlayan ve yanal hareketini sınırlayan parçadır.
- Baga, supap kapandığında sızdırmazlık sağlayan yüzeydir. Baga ile supap arasındaki temas, supap kapanma sırasındaki yükleri önemli ölçüde etkilemektedir.

Montaj yapısında ilgili parçalar tanımlanırken yazılımda özelleştirilmiş test düzeneği sisteme dahil edilmektedir. Bu test düzeneği, sistemi harekete geçirmek için tahrik ve kuvvet elemanları barındırmaktadır. Ayrıca, sistemdeki diğer alt sistemlerle bilgi alışverişini sağlamak için iletişimciler içermektedir. Şekil 2.11’de egzoz sistemine ait montaj modeli verilmiştir. Bu modelde egzoz manifold basınçları tatbik edilmiştir.



Şekil 2.11 Egzoz sistemi dinamik modeli

Şekil 2.12’de emme sistemine ait montaj modeli verilmiştir. Bu modelde emme manifold basınçları uygulanmıştır.



Şekil 2.12 Emme sistemi dinamik modeli

Modeller arasında temel farkı; manifold basınçları, külbütörler ve kam profilleri oluşturmaktadır.

2.4 Optimizasyon Çalışmaları

Kam tasarımının temelinde, takipçinin gerçekleştirmesi istenen hareketin belirlenmesi bulunmaktadır. Kam profilini matematiksel olarak tanımlamak için çeşitli eğri metotları kullanılır. Bunlar arasında polinom fonksiyonları, harmonik fonksiyonlar, sikloidal eğriler, Fourier serileri, polidin eğrileri yöntemleri bulunmaktadır [50]. Bu fonksiyonlar, yumuşak geçiş ve düşük titreşim gibi istenen hareket özelliklerini elde etmeye yönelik olarak seçilir.

2.4.1 Kam profili optimizasyonu

Supap açılma eğrisini tanımlayan, $x(t)$ yer değiştirme fonksiyonuyla tanımlanan polinom eğrisi üzerinde ivmenin türevi dikkate alınarak optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bu doğrultuda belirlenen amaç fonksiyonu $J(p)$, J_{ko} karesel ortalama değeri minimize edecek şekilde belirlenmiştir;

$$J_{ko} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{d^3 x(t)}{dt^3} \right)^2 dt}, \quad (2.21)$$

Bu fonksiyonun minimize edilmesiyle ivmenin değişim seviyeleri düşük tutularak yüksek frekanslı kuvvet geçişleri önlenmiştir. Burada optimizasyon probleminin genel formu şu şekilde olmaktadır;

$$\min_p J(p) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{d^3 x(t;p)}{dt^3} \right)^2 dt}, \quad (2.22)$$

Burada p , eğrideki kontrol noktalarını temsil eder. Denklemden tanımlanan kısıtlar şu şekildedir;

- $x(0) = 0$ başlangıç konumu,
- $x(T) = h$ maksimum açılma yüksekliği,
- $\frac{dx}{dt}(0) = \frac{dx}{dt}(T) = 0$ başlangıç ve bitişteki hız,
- $\frac{d^2x}{dt^2}(0) = \frac{d^2x}{dt^2}(T) = 0$ başlangıç ve bitişteki ivme.

2.4.2 Yay karakteristiği seçimi

Yay parametreleri belirlenirken, üreticilerden alınan farklı yay sertlik katsayısı, sarım sayısı ve yay çapı değerleri kullanılarak olası kombinasyonlar simüle

edilmiştir. Yay sertlik katsayısının, sarım sayısının ve ön yük değerinin farklı seviyeleriyle yapılan hesaplamalar sonucunda, en uygun performansı sağlayan kombinasyonlar belirlenmiştir. Bu sayede, supap sisteminin çalışmasını optimize etmek için en uygun yay parametreleri seçilmiştir. Yazılım ortamında kullanılan yay-damper elemanı, iki nokta arasında hem elastik hem de sönümleyici etkiyi modelleyen bir mekanik eleman olarak tanımlanmıştır. Bu eleman, tanımlandığı iki nokta arasındaki bağıl yer değiştirme ve bağıl hıza bağlı olarak kuvvet üretir. Üretilen toplam kuvvet, yay kuvveti ve sönüm kuvvetinin toplamı olarak ifade edilmektedir;

$$F = F_y(\chi) + F_d(\dot{\chi}), \quad (2.23)$$

Burada χ , elemanın iki ucu arasındaki bağıl yer değiştirme miktarını, $\dot{\chi}$ ise bağıl hızı temsil etmektedir. $F_y(\chi)$ yay etkisini, $F_d(\dot{\chi})$ ise sönüm etkisini göstermektedir. Burada yay-damper elemanı için varsayılan model, lineer yay ve lineer sönüm yaklaşımıyla modellenmiştir. Bu durumda kuvvet hesabı şu şekilde hesaplanır;

$$F = -k(\chi - \chi_0) - c\dot{\chi}, \quad (2.24)$$

Bu denklemde, k yay sabiti, c sönüm katsayısı ve χ_0 yayın serbest uzunluğudur.

Negatif işaretler, sistemin geri çağırıcı davranışını ifade etmektedir. Bu durumda yay ve sönüm kuvveti, deformasyonu ve hızı sıfırlamaya çalışır. Yay sabiti sistemin doğal frekanslarını etkilerken, sönüm katsayısı titreşimlerin büyüklüğü ve geçici yanıt üzerindeki sönüm seviyesini belirlemektedir.

2.4.3 Fil ayağı pozisyonu optimizasyonu

Bu bölümde külbütör ile köprü arasında teması sağlayan fil ayağı konumu optimize edilmiştir. Fil ayağının konumu, köprü ile olan temas kuvvetlerinin dağılımını doğrudan etkileyerek sistemde oluşan titreşim, açılma dengesizliği ve temas kayıpları gibi dinamik olayların önlenmesinde rol oynamaktadır. Bu nedenle oluşturulan amaç fonksiyonu, birden fazla fiziksel etkene dayalı çok kriterli bir optimizasyon yaklaşımı içermektedir.

Amaç fonksiyonunda ilk olarak, fil ayağı ile köprü arasında oluşan temas kuvvetinin zamana bağlı olarak değişimi minimize edilmiştir. Bu, sistemdeki ani kuvvet değişimlerini azaltarak darbe etkilerini önlemeye yardımcı olur. Bu durum sistemdeki kontrolsüz dinamik davranışların önüne geçmektedir. Sonrasında,

külbütörün moment etkisiyle oluşan köprü yatay eğim açısı minimize edilecek şekilde fil ayağı pozisyonu belirlenerek, çift supaplı sistemde supapların eşit açılması ve hareket iletiminin dengeli olması hedeflenmiştir. Nihai olarak, dinamik analizlerde elde edilen açılma eğrisi ile teorik açılma eğrisi arasındaki farkların karesi üzerinden hesaplanan hata değeri azaltılmaya çalışılmıştır. Bu sayede, motorun hedeflenen supap zamanlaması ve açık kalma süresi korunmaktadır. Amaç fonksiyonu aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır;

$$\min_{\lambda} J(\lambda) = \tau_1 RMS(\dot{F}_e(t)) + \tau_2 \int_0^T \delta(t) dt + \tau_3 \int_0^T \rho(t)^2 dt + \tau_4 \int_0^T (L_v^{din}(t) - L_v^{kin}(t))^2 dt, \quad (2.25)$$

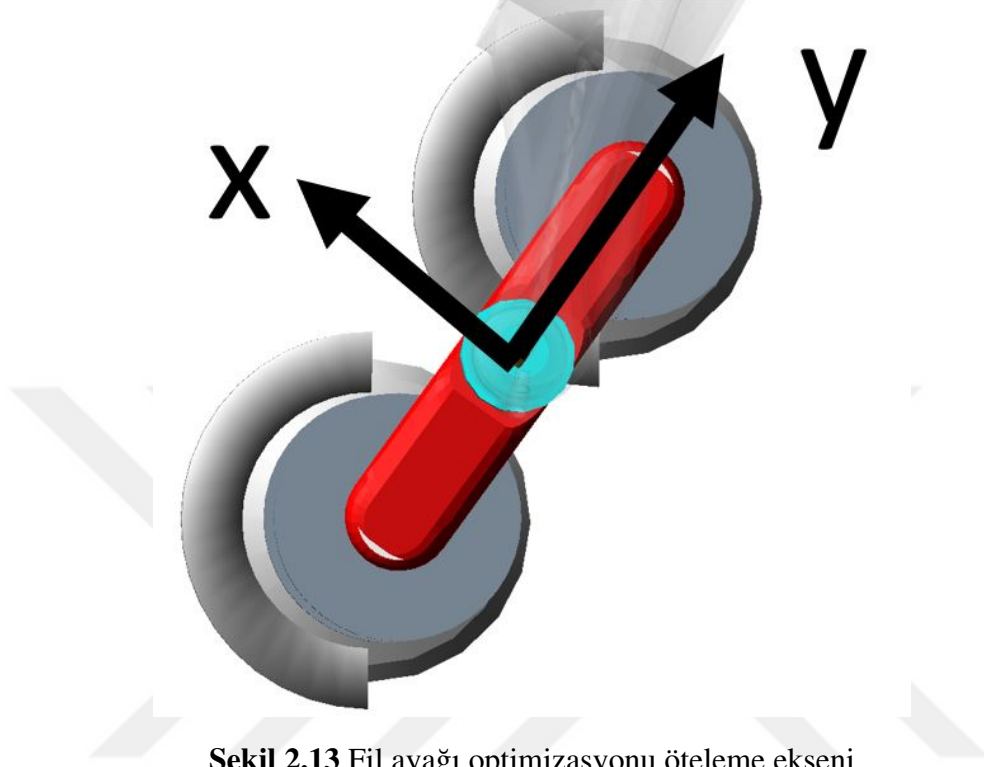
Bu denklemde değişkenler;

- λ : Fil ayağının köprü üzerindeki yatay konumu (optimize edilecek değişken),
- $F_e(t)$: Fil ayağı ile köprü arasındaki temas kuvveti,
- $\dot{F}_e(t)$: Temas kuvvetinin zamana göre türevi (kuvvet değişim hızı),
- $\delta(t)$: Temas kaybı varsa 1, yoksa 0 olan gösterge fonksiyonu,
- $\rho(t)$: Külbütörün açısal sapması,
- $L_v^{din}(t)$: Dinamik analizden elde edilen açılma profili,
- $L_v^{kin}(t)$: Kinematik modelden hedeflenen açılma profili,
- $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4$: Her bir kriter için önem katsayılarıdır.

Ayrıca fonksiyon içinde belirtilen değişkenler aşağıdaki gibi açıklanabilir:

- $RMS(\dot{F}_e(t))$: Temas kuvvetindeki ani değişimleri azaltmak, mekanik darbeleri önler.
- $\int_0^T \delta(t) dt$: Kam lobu-takipçi temas kaybını en aza indirir.
- $\int_0^T \theta(t)^2 dt$: Köprü parçasının eğimini minimize ederek iki supabın eşit açılmasını sağlar.
- $\int_0^T (L_v^{din}(t) - L_v^{kin}(t))^2$: Dinamik açılma eğrisinin, hedeflenen kinematik profile yakın olmasını sağlar.

Bu optimizasyon yaklaşımı ile fil ayağının ideal konumu belirlenerek motorun performans ve termodinamik hedeflerine daha yakın bir çalışma koşulu elde edilmiştir. Şekil 2.13'te fil ayağı optimizasyonu için y eksenı boyunca öteleme hareketi yapılarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.13 Fil ayağı optimizasyonu öteleme eksenı

2.5 Zamanlama Dişlisi Modeli

Zamanlama dişlisi sistemi, motorun krank milinden aldığı torku kam mili, yakıt pompası, yağ pompası ve su pompalarına iletmekle görevlidir. Bu nedenle sistem, hem yüksek tork aktarımı hem de uzun süreli çalışma koşullarında sessiz ve titreşimsiz çalışmayı sağlayacak şekilde tasarlanmalıdır.

Bir motor zamanlama dişli mekanizması; krank dişlisi, kam mili dişlisi, yakıt pompası dişlisi ve yağ pompası dişlisi gibi bileşenlerden oluşur. Tüm dişliler krank dişlisine bağlı olarak tahrik edilir. Bu senkronizasyon, emme ve egzoz supaplarının motorun pistonlarının hareketleriyle tam olarak uyumlu bir şekilde açılıp kapanmasını yönetmektedir.

Dişli tasarımında ilk aşamada düz veya helis dişli seçimi yapılır. Helis dişliler, daha fazla temas oranına sahip oldukları için daha sessiz çalışır ve daha fazla tork aktarabilir; ancak aksenal yükler üretir. Düz dişliler ise yalnızca radyal ve teğetsel yük oluşturur ve üretimi daha kolaydır. Bu çalışmada transmisyon hatasını analiz etmek üzere düz dişli çiftleri modellenmiş ve analiz edilmiştir.

Motor mimarisine göre zamanlama dişlisi sistemi, krank milinin ön veya arka tarafına yerleştirilebilir. Bu çalışmada dişli sistemi motorun ön tarafında konumlandırılmıştır. Dişli yerleşiminde kullanılan dizilim, krank dişlisinden hareket alan ara dişliler ve nihayetinde kam mili ile pompalara tahrik sağlayan bileşenleri içerir. Dişlilerin yerleşimi Hız Oranları (HO) üzerinden belirlenir ve matematiksel olarak:

$$HO = \frac{N_{suren}}{N_{surulen}} = \frac{\eta_{surulen}}{\eta_{suren}}, \quad (2.26)$$

şeklinde tanımlanır. Burada N devir sayısını, η ise diş sayısını ifade eder. Bu oranlar, supap zamanlaması senkronizasyonunu doğrudan etkileyen parametrelerdir. Dişli sisteminde diş teması sırasında oluşan kuvvetler; teğetsel F_d , radyal F_r ve eksenel F_a olmak üzere üç bileşene ayrılır. Bu kuvvetler şu şekilde hesaplanır:

$$F_d = \frac{2\eta}{D}, \quad (2.27)$$

$$F_r = F_d \tan(\alpha_n), \quad (2.28)$$

$$F_a = F_d \tan(\beta), \quad (2.29)$$

Burada α_n normal basınç açısı, β helis açısı, D ise dişlinin hatve çapıdır. Bu kuvvet bileşenleri, şaftlara ve yataklara binen yükleri belirler.

Dişli çifti arasında oluşan İletim Hatası (İH), ses ve titreşim üretiminin temel nedenidir. Bu hata, teorik açıdan giriş ve çıkış dişlileri arasındaki açısal konum farkıdır. Helis dişlilerde temas daha yumuşak olsa da, üretim toleransları, hizalama hataları ve yük altındaki elastik deformasyonlar nedeniyle İH oluşur.

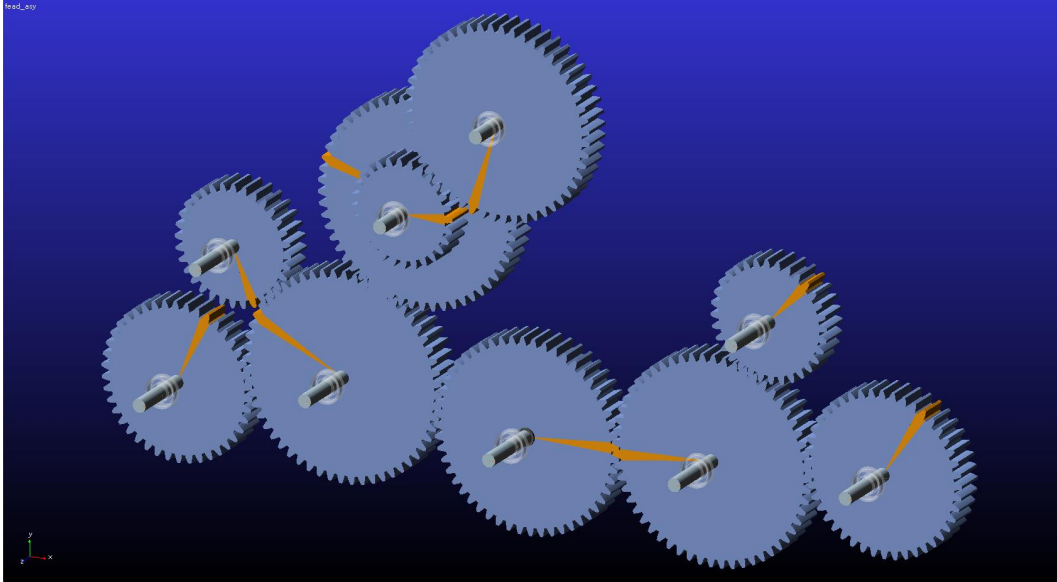
Bu çalışmada, ağır hizmet tipi dizel motorunda zamanlama dişlisi sisteminin supap mekanizması ile etkileşimi incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda, supap mekanizmasından gelen torkla İH değeri analiz edilmiştir.

Zamanlama dişlisi sisteminde İH, dişlilerin ideal konumlarına kıyasla oluşan sapmaları temsil eden temel bir hesaplama metriğidir, hem dişli üzerindeki geometrik hata hem de yük altında deformasyon sonucu oluşmaktadır. Bu çalışmada dinamik iletim hatası hesaplanarak yük altında, elastik deformasyonlarla birlikte sonuçlar değerlendirilmiştir. İletim hatası İH şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\dot{IH}(t) = x_1(t) - x_2(t) - C, \quad (2.30)$$

Bu denkleme göre, $x_1(t)$ giriş dişlisinin zamana bağlı yer değiştirmesi, $x_2(t)$ çıkış dişlisinin yer değiştirmesi, C ideal konum farkı ve t zaman değeridir.

Zamanlama dişlisi sisteminin dinamik davranışını analiz edebilmek amacıyla, sistem ÇCD yaklaşımıyla modellenmiştir. Şekil 2.14'te verilen sistemde yer alan tüm dişli çiftleri, şaftlar ve bağlantı elemanları fiziksel gerçekliğe uygun şekilde geometrik ve kinematik parametreleriyle tanımlanmıştır.



Şekil 2.14 Zamanlama dişli sistemi modeli

Modelleme sürecinde öncelikle sistemdeki toplam şaft sayısı belirlenmiş; her bir şaft için eksenel pozisyon bilgileri girilmiş ve tüm şaft eksenleri yatay eksen doğrultusunda hizalanacak biçimde yapılandırılmıştır. Şaftlara ait uzunluk, iç-dış çap bilgileri ile segment sayıları, alt sistem seviyesinde detaylandırılmış ve bu bilgiler, topolojik olarak doğru bir modelin kurulmasını sağlamıştır.

Her bir dişli elemanı, geometrik parametreleri içeren bir alt parça olarak tanımlanmış ve bu parametrelere bağlı olarak oluşturulan kabuk yüzey ağı aracılığıyla temsil edilmiştir. Dişli çiftleri arasındaki etkileşim, dişli kuvveti olarak adlandırılan bir mekanizma ile modellenmiştir. Bu yapı, diş yanakları arasında oluşan kuvvet ve momentleri zamanla değişen şekilde hesaplamaktadır. Kuvvet aktarımı, dişli eksenlerine dik düzleme yansıtılarak hesaplanmış ve bu yolla tork, açısal yer değiştirme, açısal hız ve ivme değerleri elde edilmiştir.

Modelde kullanılan dişli kuvveti, iki dişli arasında etkileşim kuvveti olarak işlev görerek, çalışma adımı boyunca tanımlı basınç açısında hesaplanmıştır. Kuvvet, bir dişlinin merkezine uygulanmakta, aynı büyüklükteki zıt tepki kuvveti karşı dişliye aktarılmaktadır. Modelde, dişlilerin eşleşmeleri yazılımın sanal dinamometreleri tarafından döndürülerek sağlanmıştır. Başlangıç açısal hızlarının belirlenmesi için

hatve dairesine teğet düzlemde bir düzlem içi mafsalsal tanımlanmıştır. Bu yöntem sayesinde dişli temas noktalarındaki tork iletimi, temas kuvveti ve iletim hataları detaylı şekilde analiz edilebilmiştir. Model, farklı motor devirlerinde çalışan zamanlama dişlisi sisteminin, özellikle yüksek hızlardaki dinamik davranışlarını gösteren sonuçlar sunmuştur. Bu sayede tekrarlayan kuvvet dalgalanmaları kapsamlı olarak değerlendirilebilmiştir.

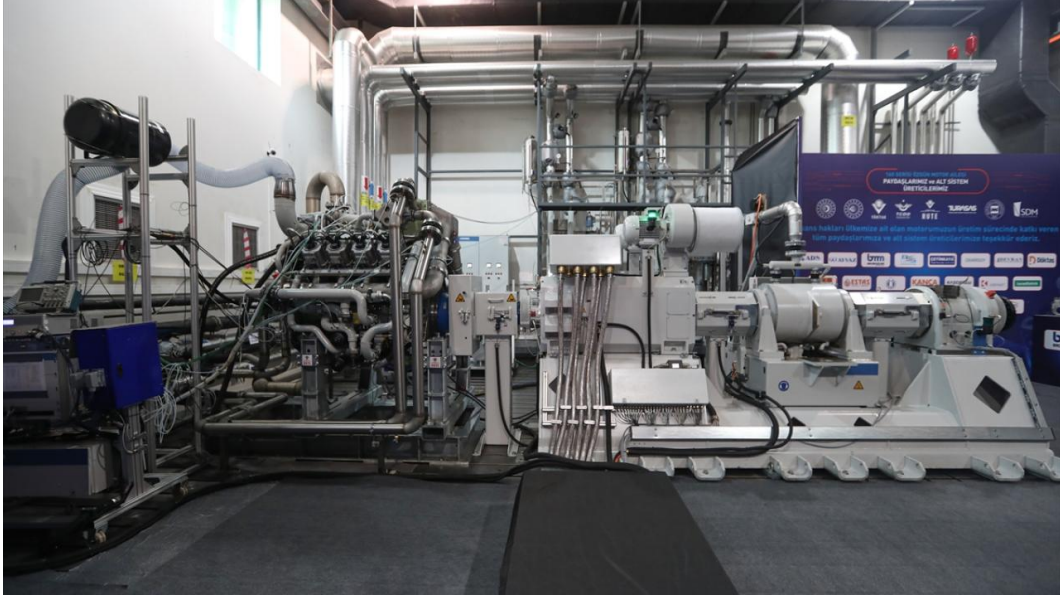


3

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

3.1 Deney Düzeneğinin Tanıtımı

Bu çalışmada geliştirilen ağır hizmet dizel motoru dinamik modeli, motor dinamometresi testlerinden elde edilen titreşim verileriyle doğrulanmıştır. Deneyler, motoru istenilen hızda sürebilen Horiba aktif motor dinamometresinde gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.1’de motor test düzeneği yer almaktadır [51]. Model doğrulama çalışmasında, sekiz silindirli dizel motorun farklı noktalarına sırayla yerleştirilen ivmeölçerden alınan titreşim verileri, simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Motor hızı, 650 d/d ile 1600 d/d aralığında değiştirilerek motorun farklı devirleri gözlemlenmiştir.



Şekil 3.1 Horiba yüksek güçlü motor dinamometresi

Bu çalışmada kullanılan dinamometre sistemi, özellikle ağır hizmet dizel motor testleri için tasarlanmış olan dinamometrelerdir [52]. Bu sistemler, ticari araç endüstrisinde yaygın olarak kullanılan orta ve ağır sınıf dizel motorların karakteristik çıkış aralıklarına uygun olarak yüksek tork ölçüm kapasitesine sahiptir.

1000 kW'a kadar çalışabilen bu dinamometre, 4856 Nm'ye kadar tork değerlerini hassas bir şekilde ölçebilmektedir.

Yüksek güçlü dinamometrede su soğutmalı sistem ve radyal fan birlikte kullanılmaktadır. Özellikle sıvı soğutmanın sağladığı düşük ses seviyesi ve test odasında ısı birikimini azaltmasından dolayı titreşim analizleri gibi hassas uygulamalar için uygundur. Ayrıca, gerçek şaft torkunu yüksek doğrulukla ölçebilen özel ölçüm flanşı bulunmaktadır. Bu özellikleriyle sistem, yüksek güçlü motorların performans ve dayanıklılık testlerinde güvenilir veriler sağlamaktadır.

Dinamometreye ait teknik özellikler Tablo 3.1'de verilmiştir. Burada 16.75 kgm²'lik dönme atalet momentine sahip sistemin tepki süresi motoru istenen hıza ulaştırma esnasında hassasiyetle kontrol edilebilmektedir.

Tablo 3.1 Motor dinamometresi teknik özellikleri

Teknik özellik	Değer
Nominal emme gücü	1026 kW
Nominal emme hızı	1958 d/d
Nominal emme torku	5001 Nm
Nominal sürme gücü	988 kW
Nominal sürme hızı	1942 d/d
Nominal sürme torku	4856 Nm
Maksimum hız	4480 d/d
Maksimum güç	777 kW
Atalet moment	16.75 kgm ²

Dinamometrede kullanılan STARS otomasyon sistemi, testlerde motorun mekanik karakteristiklerinin güvenilir ve tekrarlanabilir şekilde ölçülmesini sağlamak amacıyla geliştirilmiş bir test kontrol yazılımıdır. Bu sistem, motorun tork, devir, güç ve hızlanma gibi parametrelerinin kontrolünü ve takibini sağlamaktadır.

Test sırasında kullanıcıya gerçek zamanlı veri izleme ve otomatik test sekansları oluşturma imkânı sunar. Özellikle yüksek tork değerlerinde stabil yükleme yapabilme ve motor yükleme profillerini hassas şekilde takip edebilme kabiliyeti, test güvenilirliğini sağlamaktadır. Otomasyon yazılımı, test hücresinde bulunan dinamometre, soğutma sistemleri, yakıt besleme ünitesi, hava şartlandırma ekipmanları gibi bileşenlerle entegre çalışarak tüm sistemin senkronize bir şekilde yönetilmesini sağlamaktadır.

Test sonuçlarının yüksek zaman çözünürlüğüyle kaydedilmesi ve analiz edilmesi, motorun mekanik performans değerlendirmesi için gerekli test altyapısını sunmaktadır.

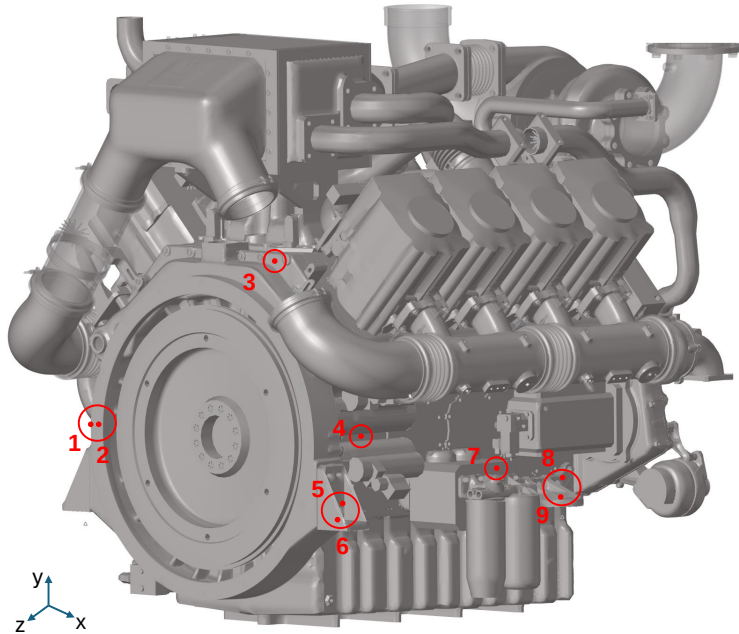
3.1.1 Titreşim Ölçüm Yöntemleri

Titreşim ölçümleri özellikle karter ve volan muhafazası gibi motorun titreşim yayılımının etkili olduğu noktalardan ve motor takozlarından alınmıştır. Bu noktalar, motor bloğuna yakın olmaları ve montaj noktalarına olan mesafeleri nedeniyle mekanik titreşimlerin en yoğun şekilde iletildiği bölgelerdir. Kullanılan ivmeölçer cihazı PCE-VT 3700'e ait teknik özellikler Tablo 3.2'de verilmiştir [53]. Ölçümler, Karekök Ortalama (KO) değerleri üzerinden değerlendirilerek, sayısal simülasyonlarla karşılaştırılmış ve model doğrulaması bu şekilde gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3.2 Titreşim ölçüm cihazı teknik özellikleri

Teknik özellik	Değer
Ölçüm Aralığı	0.0 ... 399.9 m/s ²
Çözünürlük	0.1 m/s ²
Hassasiyet (160 Hz'de)	±%2
Frekans Aralığı	1 kHz ... 10 kHz
Ölçüm Parametreleri	RMS, Peak, Peak-Peak, Tepe faktörü
Rezonans Frekansı	24 kHz
Çapraz Hassasiyet	≤ %5

Motor üzerinde titreşim ölçüm cihazının bağlanarak ölçüm alınan noktalar Şekil 3.2'de verilmiştir. Titreşim ölçüm noktaları belirlenirken, titreşim kaynaklarına ve sönümleme elemanı olan motor takozuna yakınlık dikkate alınmıştır.



Şekil 3.2 Motor üzerinde titreşim ölçümü alınan noktalar

Bilhassa krank mili, kam mili elemanlara yakın bölgelerde yapılan ölçümler, yüksek genlikli titreşim bileşenlerinin yakalanmasını sağlamaktadır [54, 55]. Bu durumda, volan muhafazası önemli bir ölçüm noktası olarak öne çıkar; çünkü krank milinden kaynaklanan dinamik yüklerin şafta aktarılmasında doğrudan etkili olup motorun titreşim davranışını yansıtmaktadır.

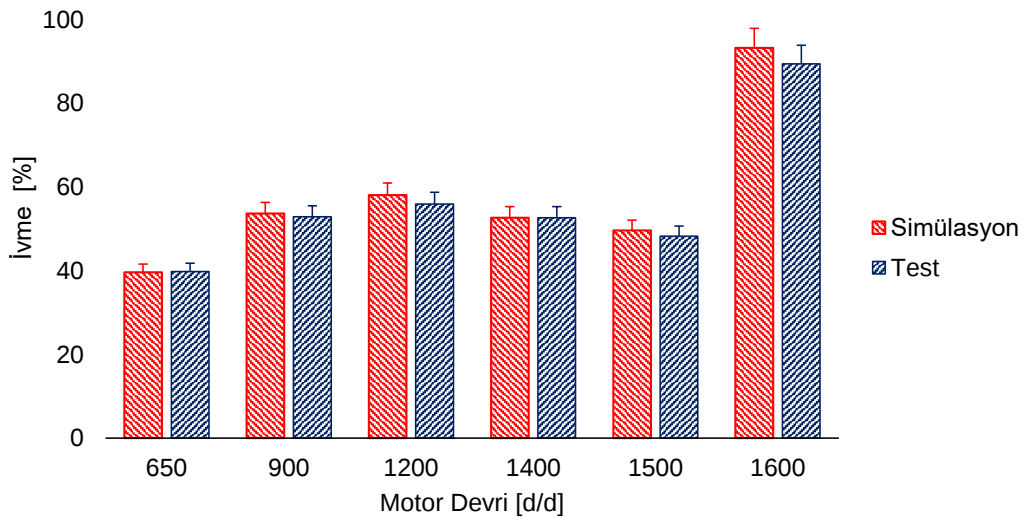
Benzer şekilde, motor takozları, motorun titreşimlerinin bağlantı noktalarına iletiği bölgeler olması nedeniyle yapısal titreşim açısından öneme sahiptir. Yakıt filtresi takozu gibi, motor bloğuna bağlı ikincil yapılar ise özellikle yüksek frekanslı lokal titreşimlerin tespiti açısından değerlendirilmeye alınmıştır.

3.1.2 Simülasyon ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

Model korelasyonu için hazırlanan grafiklerde maksimum değer olarak testler boyunca ölçülen en yüksek KO değer % 100 olarak alınarak diğer bölgelerdeki titreşimler bu değere göre normalize edilmiştir.

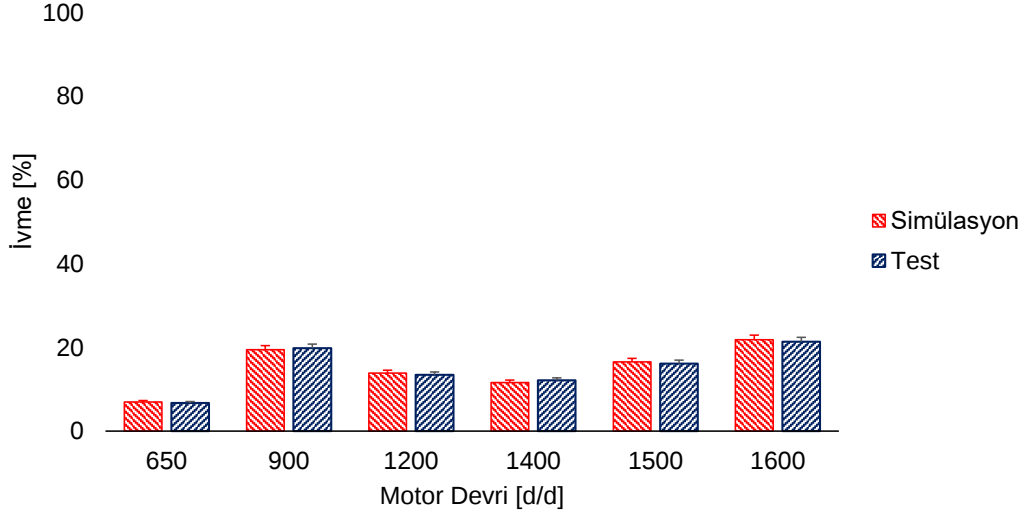
Elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, simülasyon ve deneysel verilerin genel eğilimlerinin birbirine oldukça yakın olduğu gözlemlenmiştir. Özellikle 650–1200 rpm aralığında, hem karter hem de volan bölgelerinde KO ivme değerleri arasındaki farkın %5'in altında olduğu tespit edilmiştir. Ancak, 1500 rpm ve üzeri devirlerde simülasyon verilerinin, deneysel sonuçlara kıyasla yüksek seyrettiği belirlenmiştir.

Test ve simülasyon sonuçları arasındaki farkın modellemede kullanılan sönümleme katsayılarının ve bazı elastik bileşenlerin idealize edilmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.



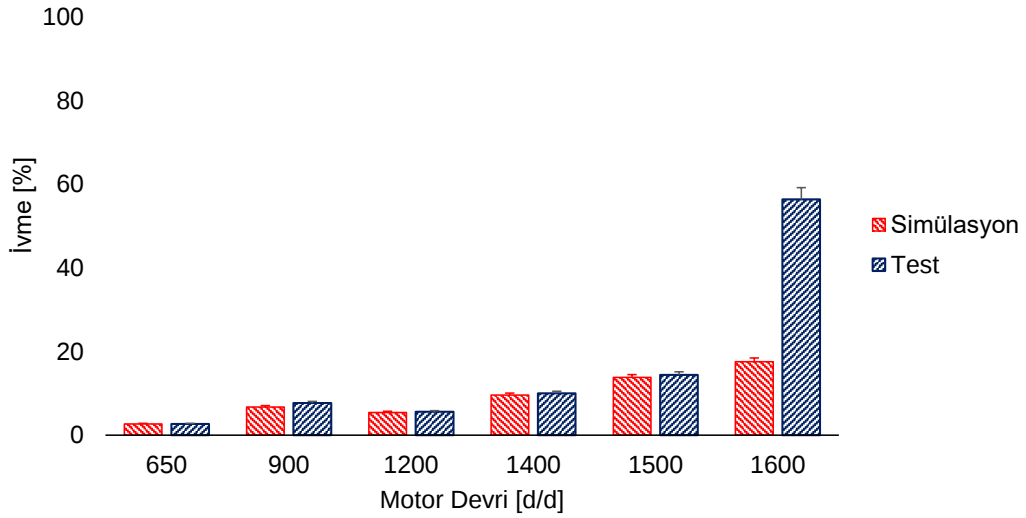
Şekil 3.3 1. ölçüm noktası volan muhafaza - x eksenli doğrultusu

Sırasıyla Şekil 3.3'te ve Şekil 3.4'te volan muhafaza üzerinde x ve z eksenleri doğrultusunda alınan değerler gösterilmiştir. Bu sonuçlarda yer aldığı üzere biyel tarafından patlama sonrasında krank miline iletilen kuvvetin olduğu doğrultuda ivme değerleri yüksek olmaktadır.



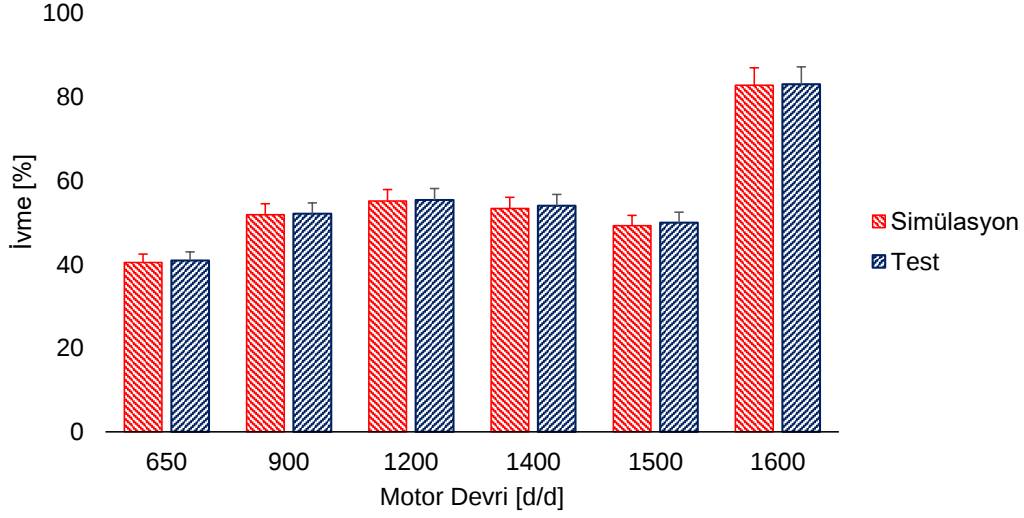
Şekil 3.4 2. ölçüm noktası volan muhafaza - z eksenı doğrultusu

Şekil 3.5'te motor bloğu üzerinde silindir kafasına yakın bir noktada yer alan ölçümlerde, krank dönme yönüne dik doğrultuda yapılan karşılaştırma yer almaktadır. Motorun alt devirlerinde simülasyon ve test ölçümlerinde yüksek bir korelasyon sağlanmıştır. Ölçüm alınan en yüksek devirdeki temel farkın ortalama ivmelerin ölçümünden kaynaklandığı düşünülmektedir.



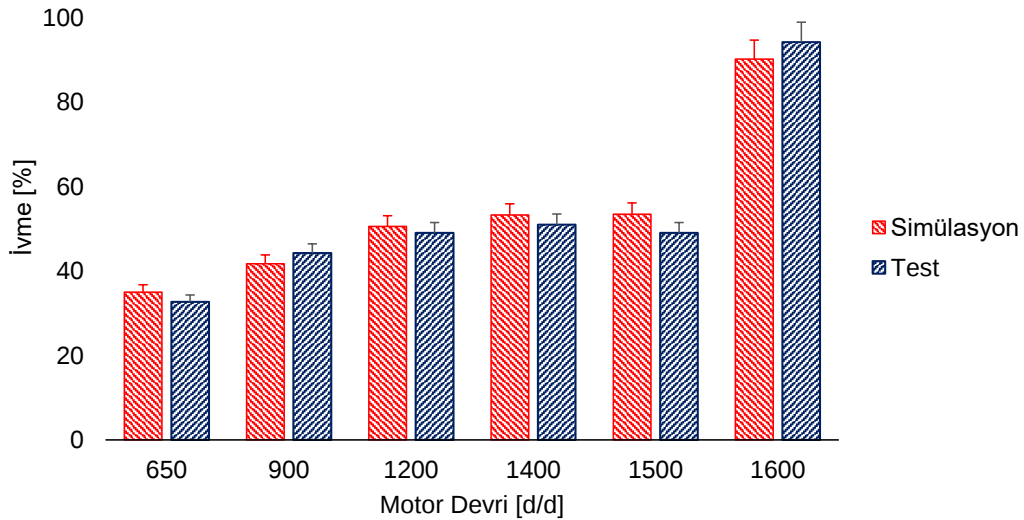
Şekil 3.5 3. ölçüm noktası motor bloğu arka taraf - z eksenı doğrultusu

Şekil 3.6’da motor bloğu üzerinde baskın titreşim kaynaklarına yakın noktada yapılan karşılaştırma verilmiştir.



Şekil 3.6 4. ölçüm noktası motor bloğu arka taraf - x eksenı doğrultusu

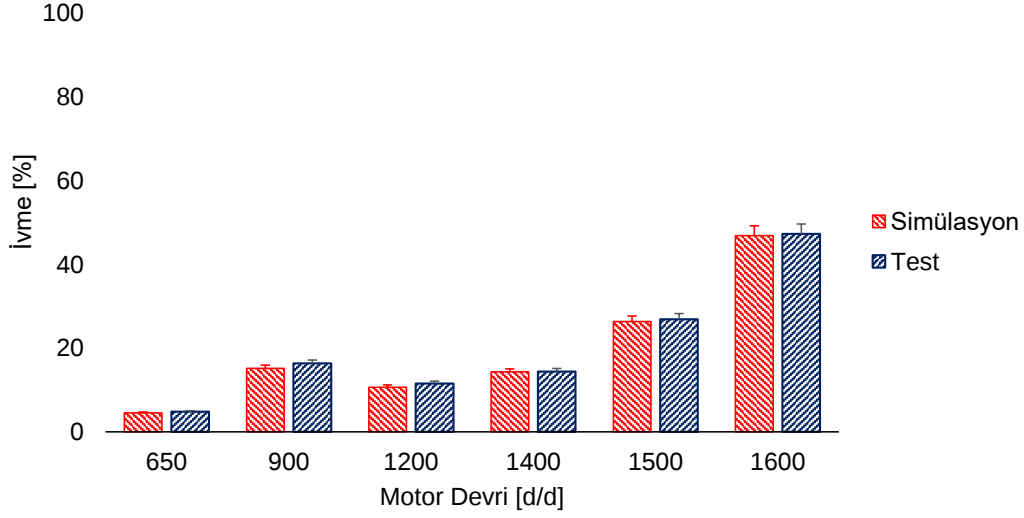
Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de motor arka tarafında yer alan takoz üzerinde x ve z eksenı boyunca alınan değler görölmektedir. Motor takozlarının titreşim sönümlemesinde, motor bağlantı rezonans frekanslarının değlendirilmesi gerekmektedir.



Şekil 3.7 5. ölçüm noktası arka taraf motor takozu - x eksenı doğrultusu

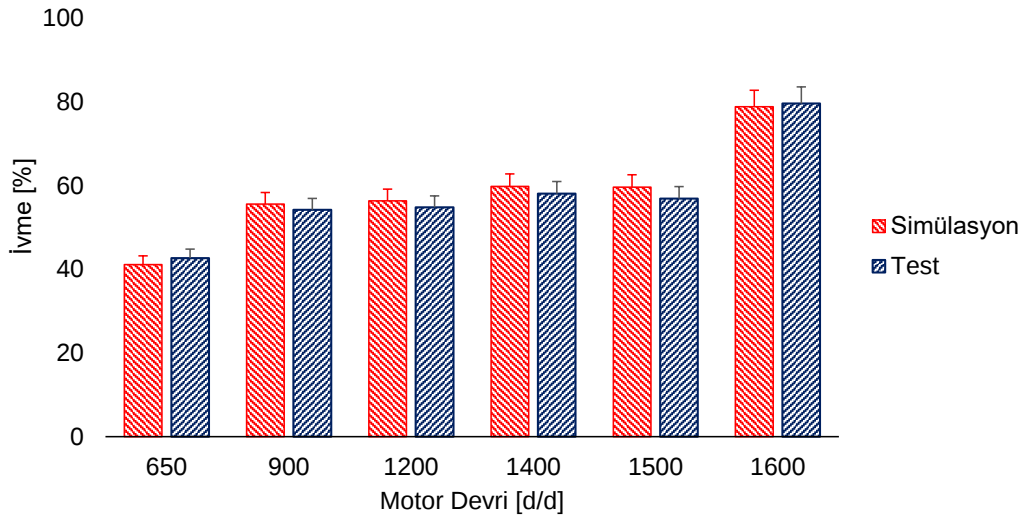
Takozlara bağı motor bileşenlerinin en düşük rezonans frekansı, motorun baskın ateşleme frekansının belirli bir katından daha yüksek olmalıdır. Böylelikle motorun doğal çalışma titreşimlerinin, takozların veya bağı bileşenlerin kendi rezonans

frekanslarıyla çakışmasını engellenmektedir. Eğer bu rezonans frekansları motor titreşimleriyle örtüşürse, sistemde büyük genlikli titreşimler meydana gelmektedir.



Şekil 3.8 6. ölçüm noktası arka taraf motor takozu - z eksenini doğrultusu

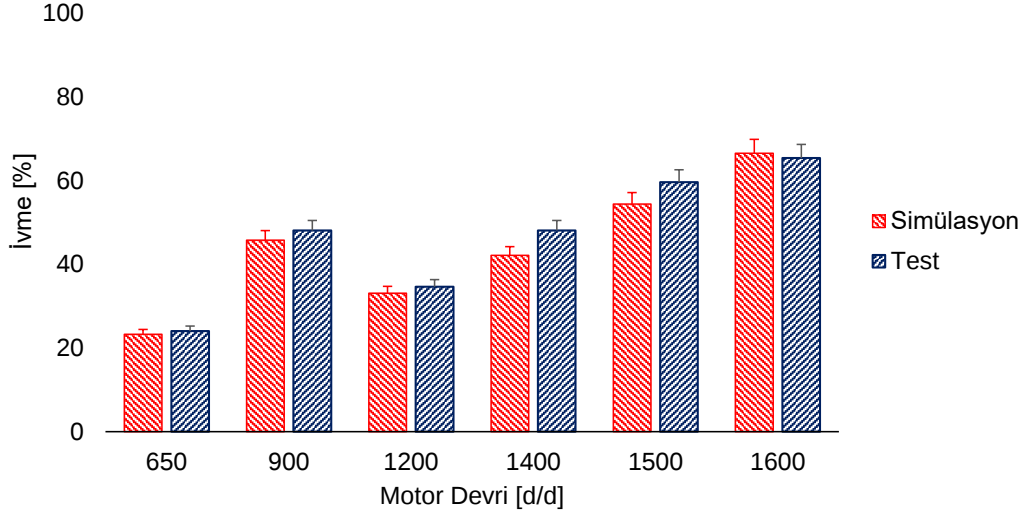
Özellikle braket gibi lokal rezonansa sahip elemanlarda, yüksek frekanslı tepkiler ortalama ölçümlerde yeterince belirgin olmayabilir; ancak simülasyon modeliyle bu bölgelerdeki tepkiyi frekans düzleminde analiz etmek mümkündür. Şekil 3.9’da braket titreşim model çıktıları ile ölçüm yöntemiyle elde edilen verilerin sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 3.9 7. ölçüm noktası yakıt filtresi braketi - x eksenini doğrultusu

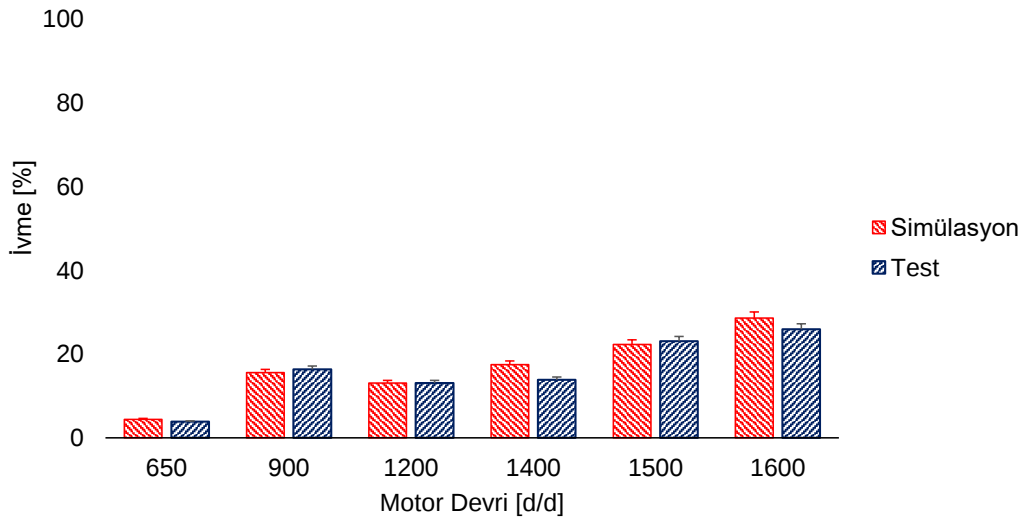
Motor takozunun titreşim analizlerinde sayısal modelleme sonuçları ile deneysel ölçüm verileri arasındaki fark; yapısal modellemeye yapılan idealleştirmelerden

ve kullanılan ölçüm metodundan kaynaklandığı düşünülmektedir. Şekil 3.10'da ve Şekil 3.11'de motor ön tarafında yer alan motor takozunun x ve z eksenini boyunca değerleri verilmiştir.



Şekil 3.10 8. ölçüm noktası ön taraf motor takozu - x eksenini doğrultusu

Motor takozu braketleri için geniş tabanlı ve motor bloğunun rijit bölgelerine yerleştirilmiş civata düzeni, yük dağılımını dengeleyerek titreşim sönümlemeyi artırmaktadır. Böylece bağlantı noktalarındaki gerilme azaltılmaktadır.



Şekil 3.11 9. ölçüm noktası ön taraf motor takozu - z eksenini doğrultusu

Sonuç olarak, geliştirilen modelin deneysel bulgularla tutarlı sonuçlar verdiği doğrulanmış ve bu modelin sistemin dinamik davranışlarını analiz etmek için güvenilir bir yöntem olduğu ortaya konulmuştur.

Genel olarak KO ölçümleri, belirli bir zaman aralığında ölçülen ivme değerlerinin karelerinin ortalamasının karekökü alınarak elde edilmiştir ve sistemin toplam titreşim enerjisine ilişkin bir gösterge oluşturmaktadır. Ancak bu yöntem, belirli frekans bileşenlerini bastırarak sistemin zamanla değişen davranışlarının ortalamasını gösteren genelleştirilmiş bir sonuç vermiştir. Sistemdeki temas yüzeylerinden, civata bağlantı torklarından ve malzeme içi sönümden kaynaklanan enerji kayıplarının da deneysel değerlerin farklı çıkmasına neden olduğu düşünülmektedir. Ayrıca yüksek devirlerde sistemin gerçek titreşim davranışının, bağlantı elemanlarının özellikleri ve ortam gürültüsü gibi harici faktörlerden etkilenebileceği de göz önünde bulundurulmuştur.

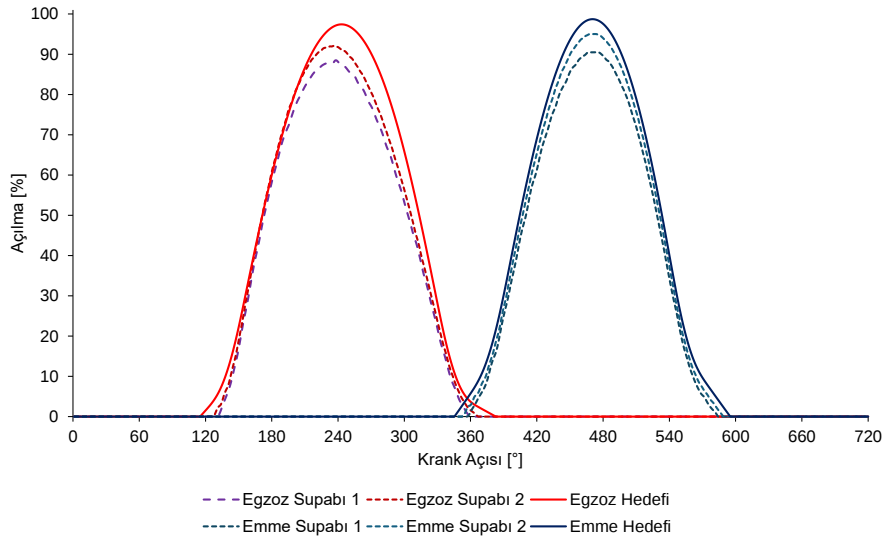
Sayısal modellerde bu sönümleme, oransal sönüm ile basitleştirilerek temsil edilmiştir. Gerçekte yapının enerjiyi dağıtma yöntemi gelecek çalışmaların konusu olabilecek bir kapsamdadır. Titreşim ve gürültü analizlerinin detaylandırılarak rezonans bölgelerinde model çıktılarının frekans düzleminde değerlendirilmesi faydalı olacaktır.

4 BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümdeki grafiklerde, yatay eksen motorun iş çevrimini krank mili açısı cinsinden göstermektedir. 0° güç stroku başlangıcını, 360° ise emme stroku başlangıcını göstermektedir. Motor rölanti devri ve maksimum çalışma devri ile ara devirdeki sonuçlar değerlendirilmiştir.

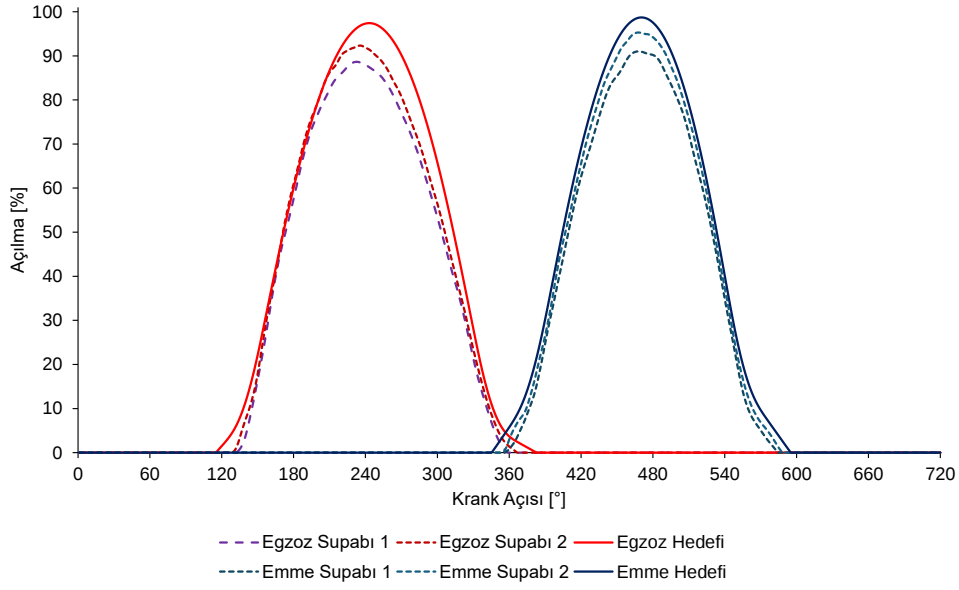
4.1 Dinamik Açılma Eğrisi

Şekil 4.1’de motorun rölanti devrinde dinamik açılma eğrileri verilmiştir. Hedef değerlerde her iki supap grubu için de dinamik eğriler hedeflenen değerlerle oldukça yakın bir seyir izlemektedir.



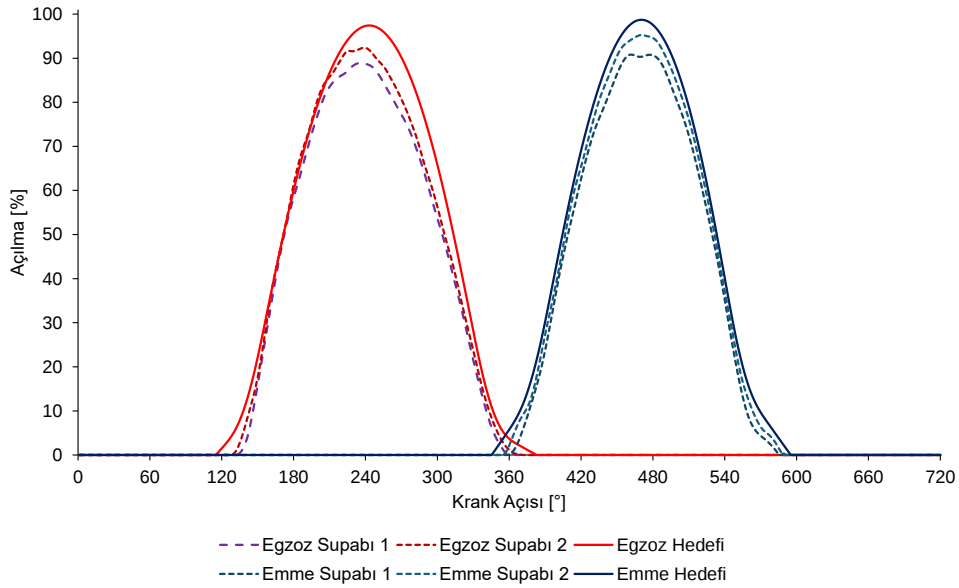
Şekil 4.1 600 d/d kinematik ve dinamik supap açılma eğrileri

Şekil 4.2’de hedef eğrileri ile gerçek eğriler arasındaki yakınlık, açılma miktarının bu devirde hedeflenen değere yakın olduğunu göstermektedir. Ancak, rölanti devrine kıyasla eğrilerde değişiklikler görülmektedir; bu da devirdeki artışın supap hareketlerini etkilediğini göstermektedir.



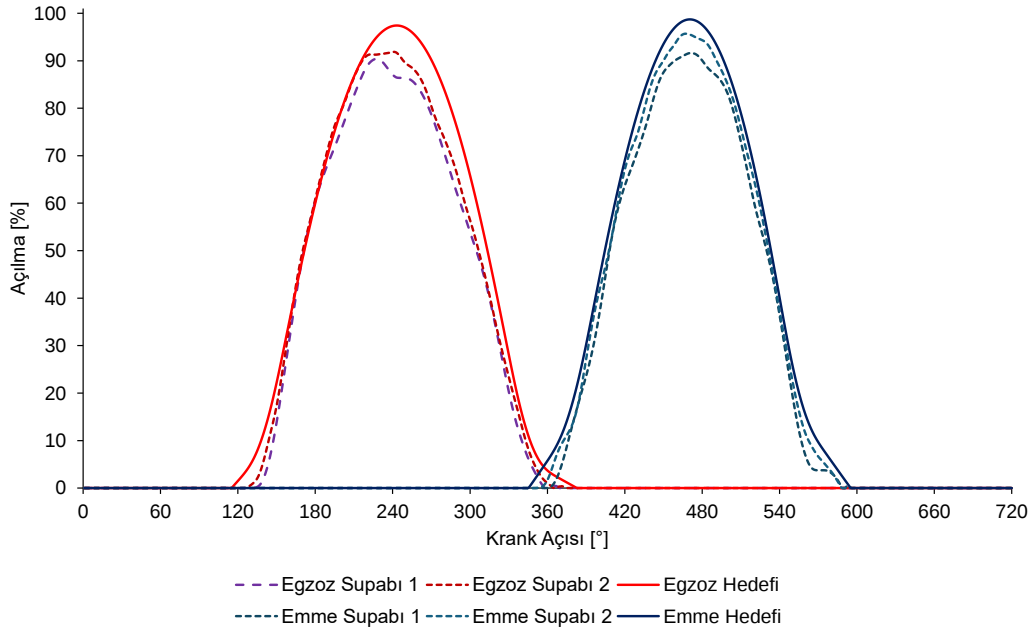
Şekil 4.2 1500 d/d kinematik ve dinamik supap açılma eğrileri

Şekil 4.3'te maksimum açılma noktalarında bir supaba doğru kayma olduğu görülmektedir. Bu husus ayrıca eğim başlığında tartışılmaktadır. Motor devrinin artmasıyla birlikte açılma eğrilerinin değiştiği açıkça görülmektedir.



Şekil 4.3 1800 d/d kinematik ve dinamik supap açılma eğrileri

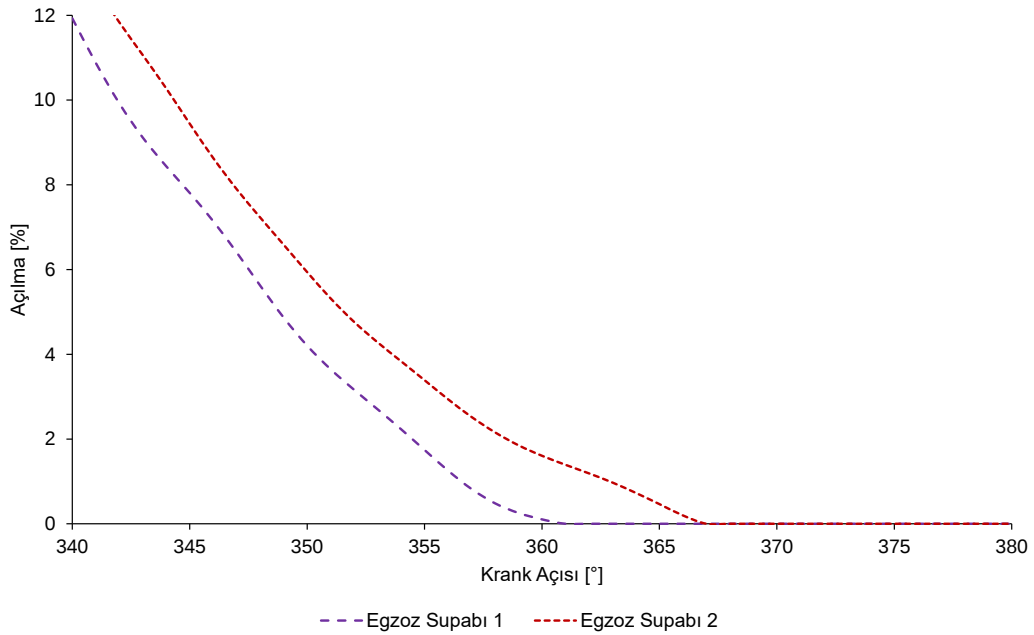
Şekil 4.4'te motor maksimum devrinde maksimum açılma bölgesindeki eğimin belirgin hale geldiği, emme supabının kapanma bölgesinde bir fark olduğu görülmektedir.



Şekil 4.4 2200 d/d kinematik ve dinamik supap açılma eğrileri

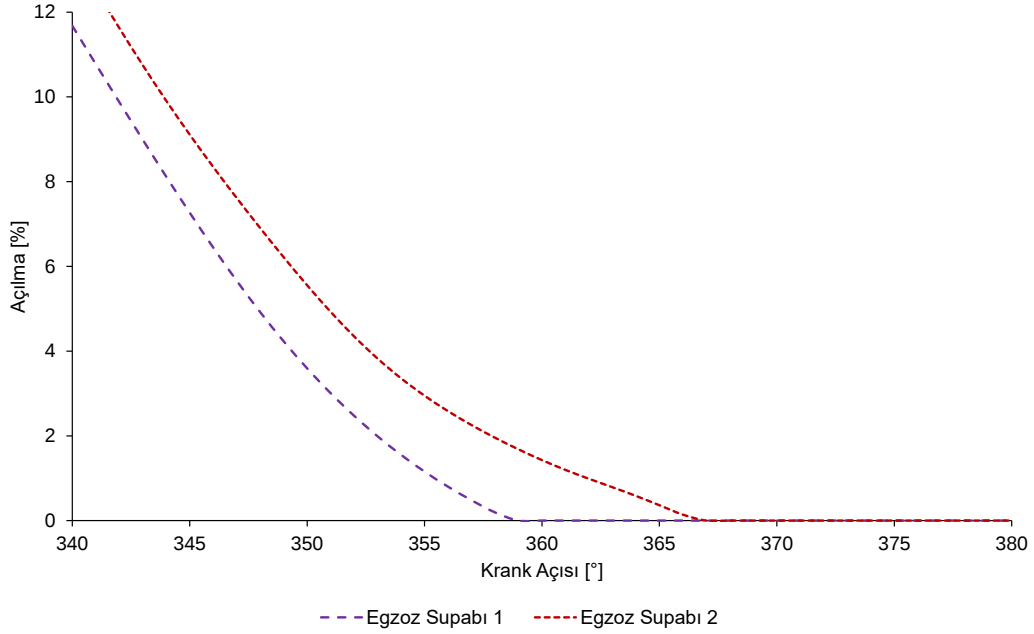
4.2 Supap Zıplaması

İdeal bir kapanma durumunda, supap yüksekliği sıfıra ulaştıktan sonra burada kalması hedeflenmiştir. Ancak bazı motor devirlerinde supap tekrar açılarak zıplama durumu meydana gelmektedir. Bu, supap mekanizmasındaki esneklikler, titreşimler ve dinamik etkiler nedeniyle supabın tam olarak oturmaması sonucu oluşmaktadır. Şekil 4.5'te zıplama durumu gözlenmemiştir. Supapların kapanma profilleri benzer eğime sahiptir ve kapanışlarını stabil bir şekilde tamamlamışlardır.



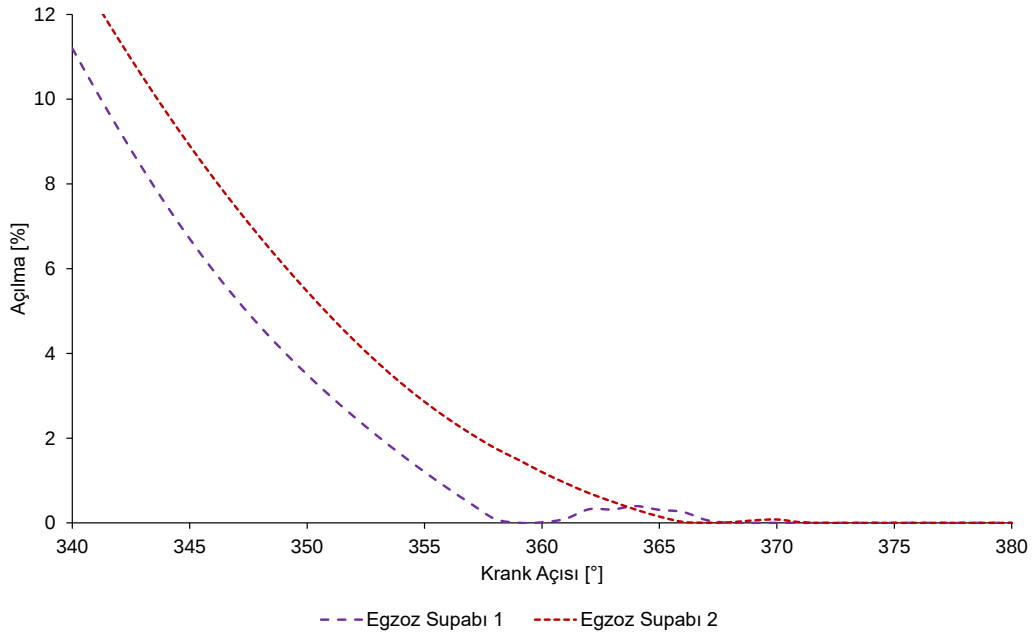
Şekil 4.5 600 d/d egzoz supabı zıplama durumu

Motor maksimum güç bölgesinde Şekil 4.6'da egzoz supaplarının kapanma eğrisi daha diktir ve supaplar kapandıktan sonra zıplama yapmamaktadır. Kapanma zamanı olarak iki supap arasında 7° fark bulunmaktadır.



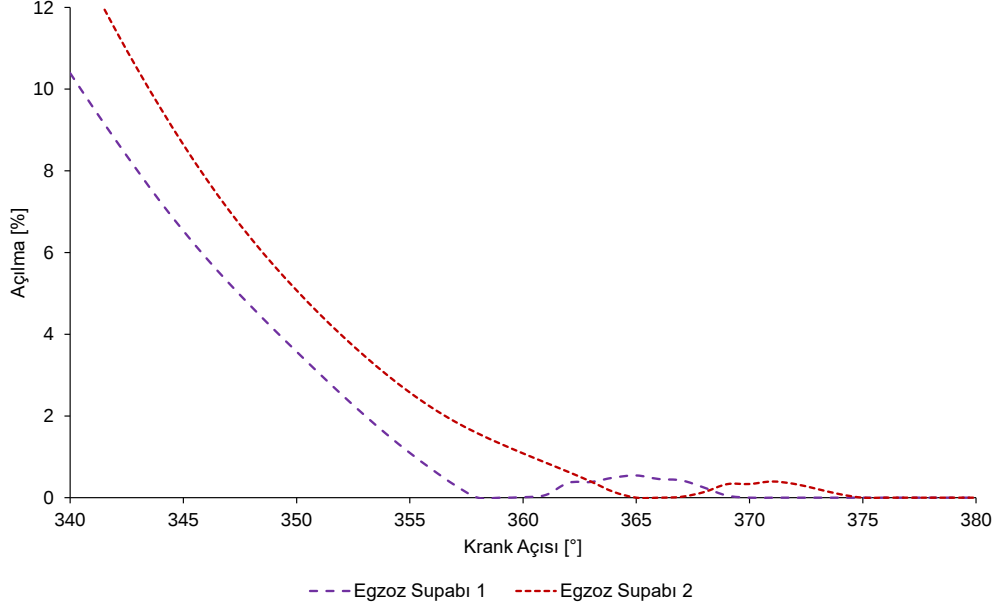
Şekil 4.6 1500 d/d egzoz supabı zıplama durumu

Şekil 4.7'de zıplama gözlenmektedir. 1500 d/d grafiğiyle benzer bir kapanma profiline sahip olmasına rağmen her iki supap da zıplama yapmaktadır. Burada supap yaylarında depolanan enerjinin etkisi görülmektedir. Daha erken kapanan 1. supapta 5 derece boyunca % 1'e ulaşan yeniden açılma durumu gözlenmiştir.



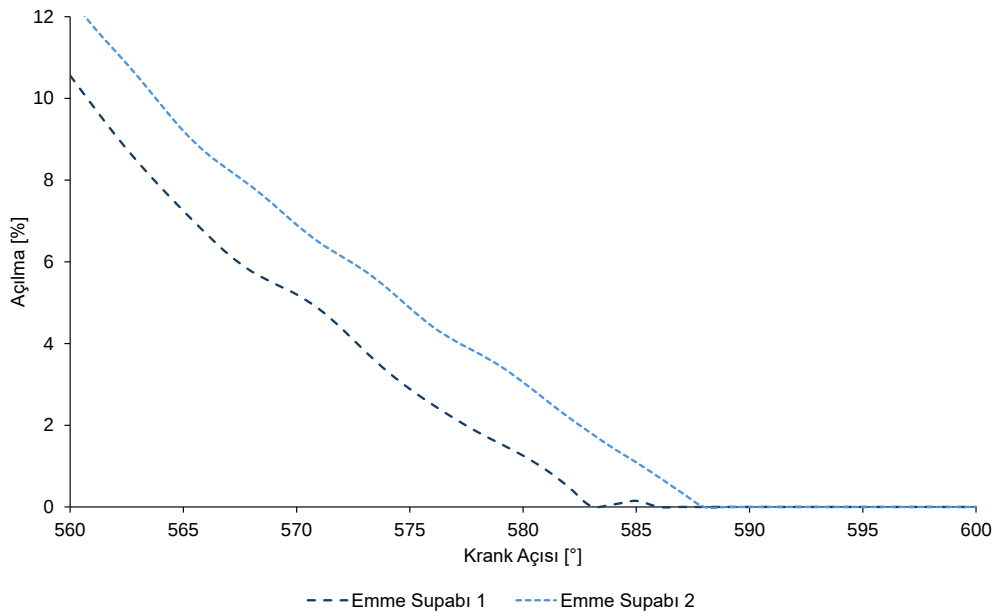
Şekil 4.7 1800 d/d egzoz supabı zıplama durumu

Maksimum devirde Şekil 4.8’de egzoz supaplarının kapanma eğrisi daha belirgin zıplamalar göstermektedir. Supaplar daha erken kapandığında zıplama durumunun olduğu gözlenmiştir. Özellikle 2. supapta daha erken kapanmayla birlikte zıplama durumunun olduğu görülmektedir.



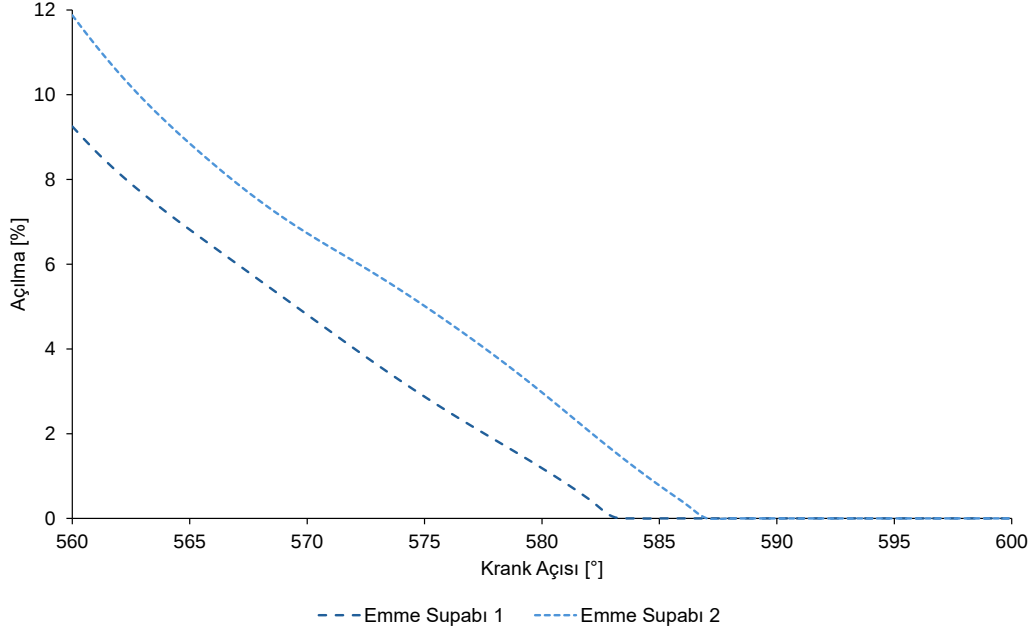
Şekil 4.8 2200 d/d egzoz supabı kapanma durumu

Motor rölanti devrinde Şekil 4.9’da, emme supaplarının kapanma eğrisi sabit eğimlidir ve 1. supapta % 0,1 mertebesinde zıplama gözlenmektedir. Düşük motor devrine rağmen zıplama durumunun oluşması, kapanma eğrisinin hız değişiminden kaynaklandığı düşünülmektedir.



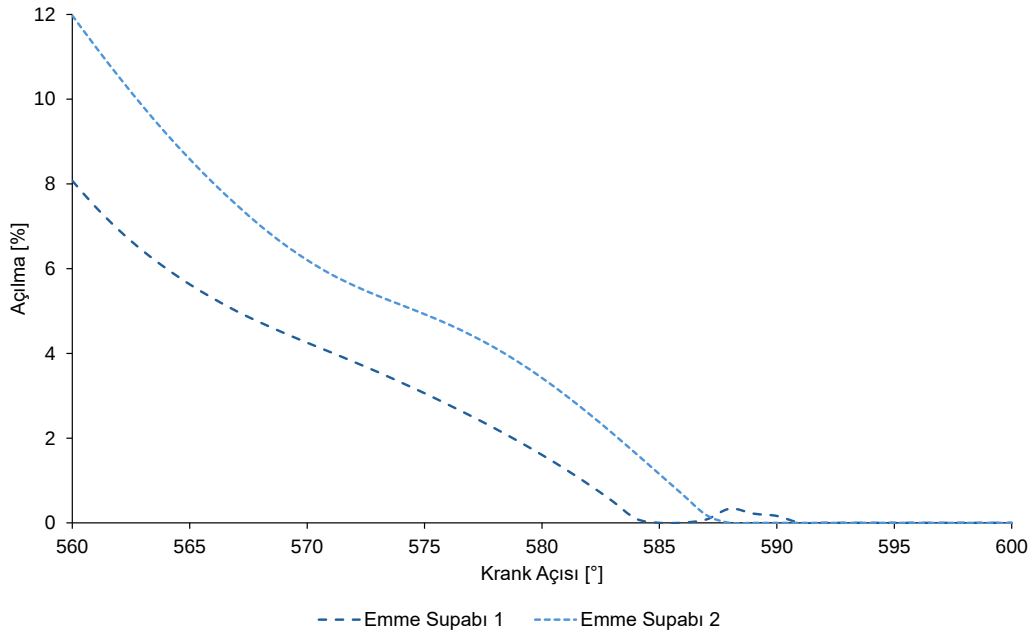
Şekil 4.9 600 d/d emme supabı kapanma durumu

Şekil 4.10'da daha yüksek motor devrinde kapanma profili doğrusal bir seyir izlediğinden rölanti devrinde görülen zıplama durumu gözlenmemiştir. Bu da motor devriyle birlikte sistemin stabil koşullarda çalışabildiği durumlarda devir yüksek olsa dahi dinamik sorunların gözlenmediğini göstermektedir.



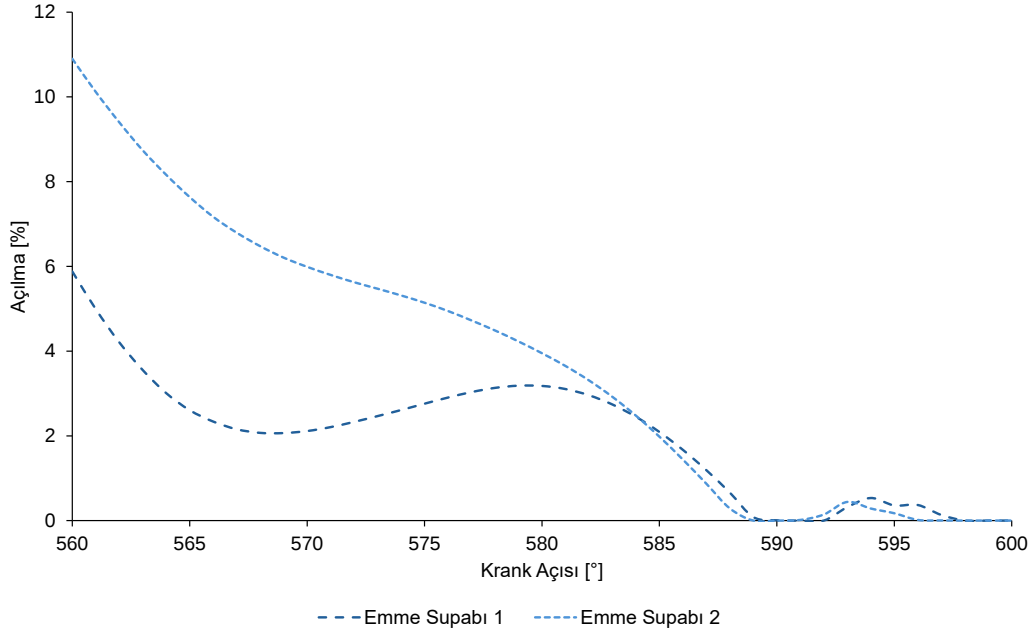
Şekil 4.10 1500 d/d emme supabı zıplama durumu

Şekil 4.11'de eğrideki hız değişimleri zıplamaya sebep olmuştur. 1500 d/d'ye göre 1. supap daha geç kapanmasına rağmen profildeki dalgalanma bu duruma yol açmıştır.



Şekil 4.11 1800 d/d emme supabı zıplama durumu

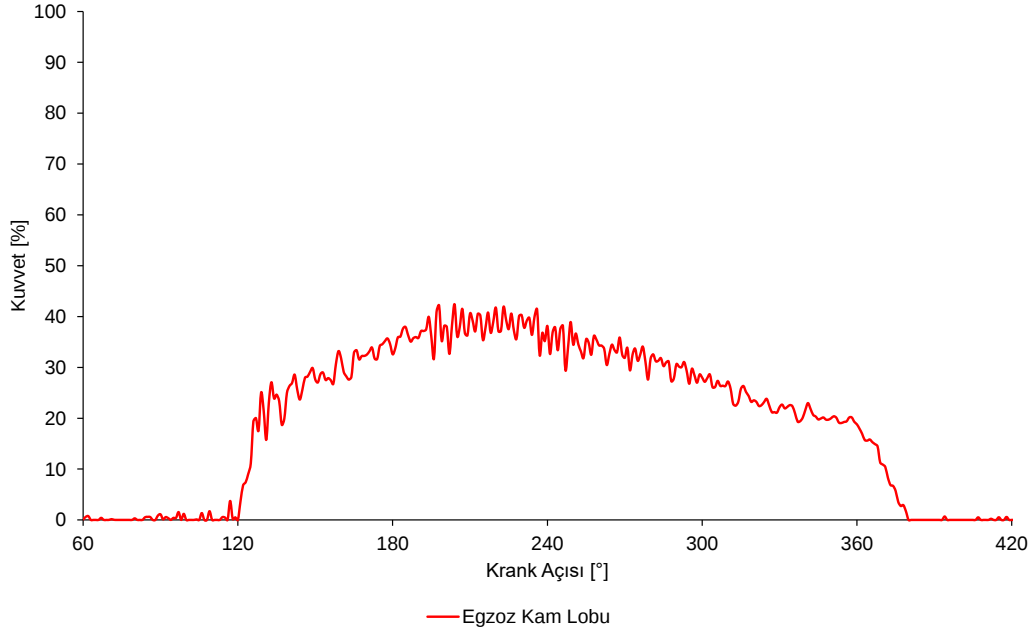
Motor maksimum devrinde, emme supaplarında belirgin zıplamalar Şekil 4.12’de görülmektedir. Daha düşük motor devirlerine göre geç kapanmış olmasına rağmen özellikle 1. supaptaki hız değişimi belirgin bir şekilde zıplamaya sebep olmuştur.



Şekil 4.12 2200 d/d emme supabı zıplama durumu

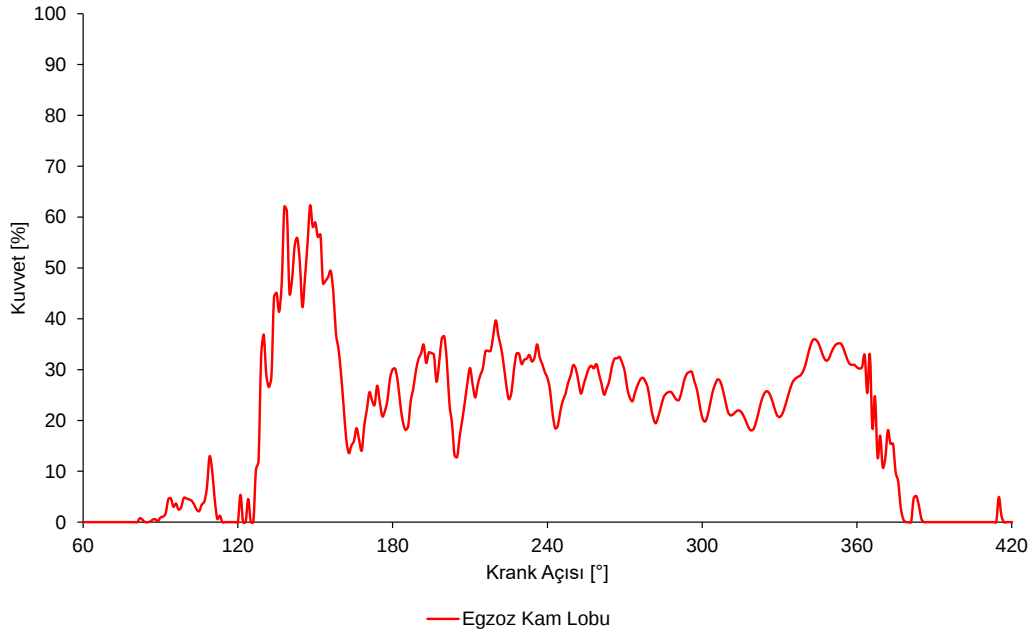
4.3 Takipçi Teması

Kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas kuvveti büyüklüğü krank açısına bağlı olarak değerlendirilerek ayrılma durumu incelenmiştir. İlgili parçalar arasındaki kuvvetin supap kaldırılması esnasında sıfıra düşmesi durumu, kam ile takipçi arasındaki temasın kesildiğini ifade etmektedir. Ayrılma, supap hareketinin istenen profilden bağımsız olarak kontrolsüz bir şekilde gerçekleştiğini gösteren bir durumdur. Ayrılma anındaki kuvvet değişimi, supap hızını ve ivmelenmesini belirlemektedir. Ani ve yüksek kuvvet değişimleri kapanma esnasında gerçekleşirse supap bagaya sert bir şekilde çarpmaktadır. Açılmanın başladığı veya devam ettiği durumlarda ortaya çıkması halinde yüzme durumu gerçekleşmektedir ve istenen hava değişimi durumlarından farklı bir senaryo gerçekleştiğinden motor performansı üzerinde etkisi olmaktadır. Motor devri arttıkça ayrılma noktasındaki kuvvet düşüşü kısa açılar içerisinde meydana gelmektedir. Rölanti devrinde temas ayrılmaksızın gerçekleşirken, yüksek devirlerde kuvvet değişiminin hızlı olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum, yüksek devirlerde supap mekanizmasının daha yüksek dinamik yüklere maruz kaldığını göstermektedir. Şekil 4.13’te parçalar arasında oluşan kuvvet açılma zamanı boyunca sürekli olarak devam etmektedir, bu durumda ayrılma görülmediği aşikârdır.



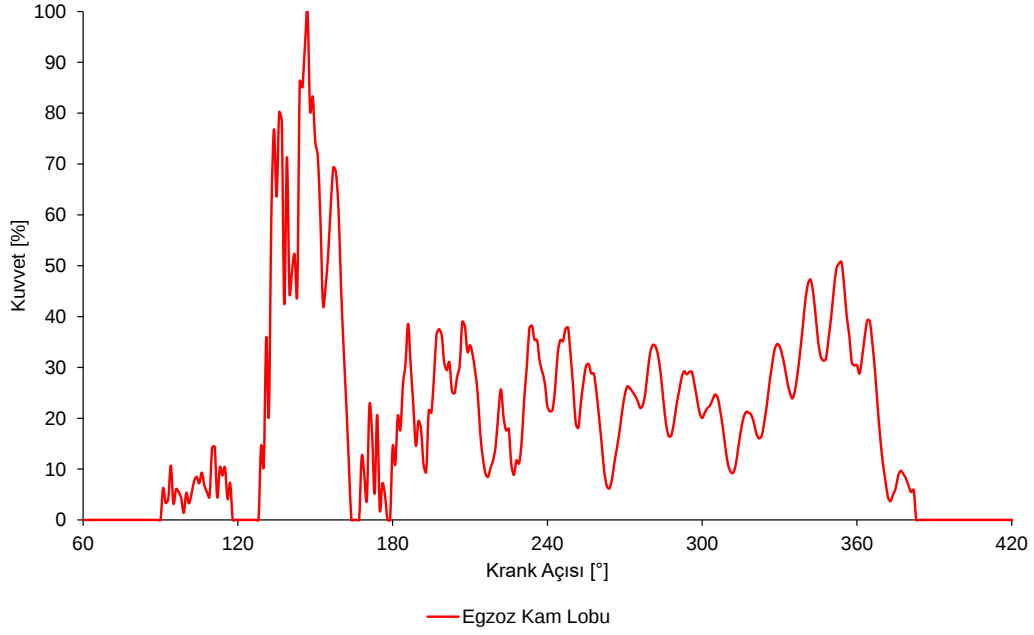
Şekil 4.13 600 d/d egzoz kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas

Şekil 4.14'te kaldırma profili ivmesinin yüksek olduğu bölge boyunca kuvvet artmış, sonrasında ayrılma durumu olmaksızın hareket devam etmiştir. Supap kapanmasından sonra yay üzerinde biriken yük kam lobunun çapında devam eden profile aktarıldığı için parçalar arasında bir kuvvet artışı görülmektedir.



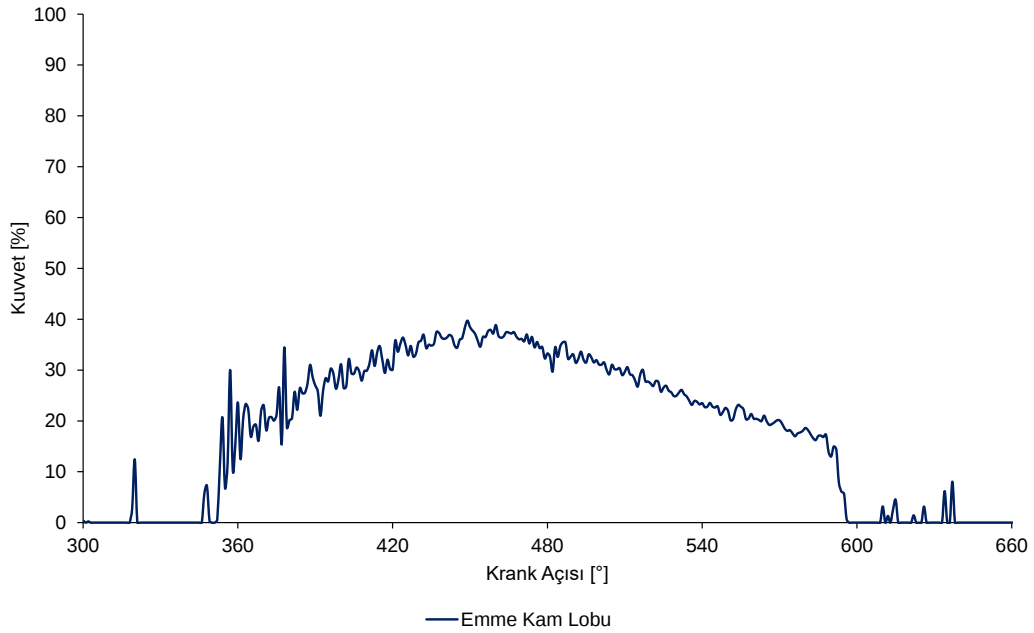
Şekil 4.14 1800 d/d egzoz kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas

Maksimum devirde Şekil 4.15'te maksimum ivme bölgesinde parçalar arasındaki kuvvet en yüksek değerine ulaştığı ve sonrasında anlık olarak sıfır değerine ulaştığı görülmektedir.



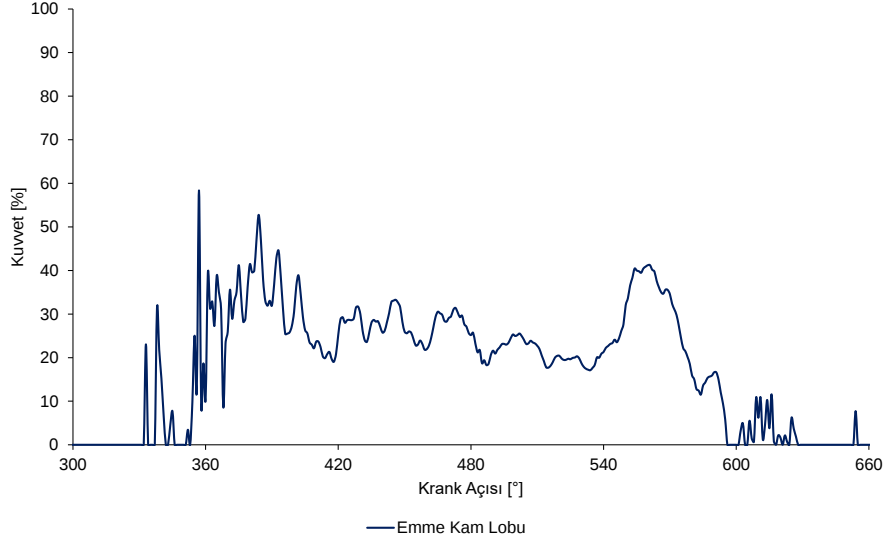
Şekil 4.15 2200 d/d egzoz kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas

Şekil 4.16'da rölanti devrinde emme lobuna ile makara arasındaki kuvvet değeri gösterilmektedir. Açılmanın başladığı andan itibaren temasın sürdüğü görülmektedir. Bu aralıktaki kuvvet değişimleri kademeli olarak gerçekleşmektedir. Açılma süresince gerçekleşen profildeki ivme değişimlerinde kuvvet dalgalanmaları oluşmaktadır. Kapanma noktasına doğru kuvvetin düşüşü kontrollüdür. Bu durumda takipçi, kam profilini arzu edilen şekilde takip edebildiği gözlemlenmektedir.



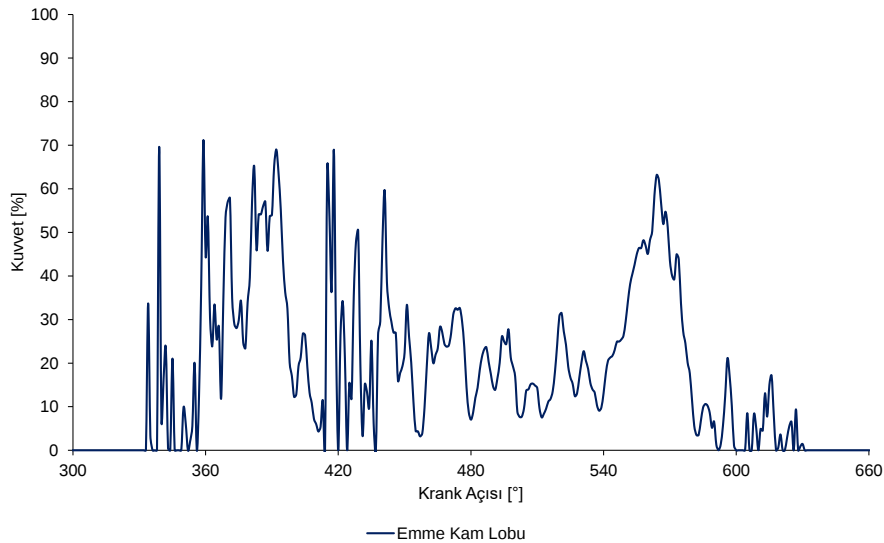
Şekil 4.16 600 d/d emme kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas

Şekil 4.17’de dalgalanmaların genliği ve frekansı açılma anındaki profilin ivmesine göre değişmektedir. Temas kuvvetinde 350°-420° aralığında ivmeye bağlı olarak belirgin dalgalanmalar olmaktadır. Ancak temas hareket boyunca devam etmektedir. Maksimum tork bölgesinde supap dinamiğinin stabil olduğunu göstermektedir. Kapanma noktasına doğru kuvvetin hızla sıfıra düşmesi, yüksek ivme değerlerinin bu noktada mevcut olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.17 1800 d/d emme kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas

Maksimum motor devrinde Şekil 4.18’de kam ve takipçi arasındaki kuvvet değişiminin geniş bir aralıkta sürekli değiştiği gözlenmektedir. Anlık olarak temasın ortadan kalktığı bölümler olsa da bu 1°’nin üstüne çıkmamaktadır. Tasarım açısından en zorlayıcı bölge olan bu devirde dâhi istenen profili takip etmenin mümkün olduğu görülmektedir.



Şekil 4.18 2200 d/d emme kam lobu ile takipçi makarası arasındaki temas

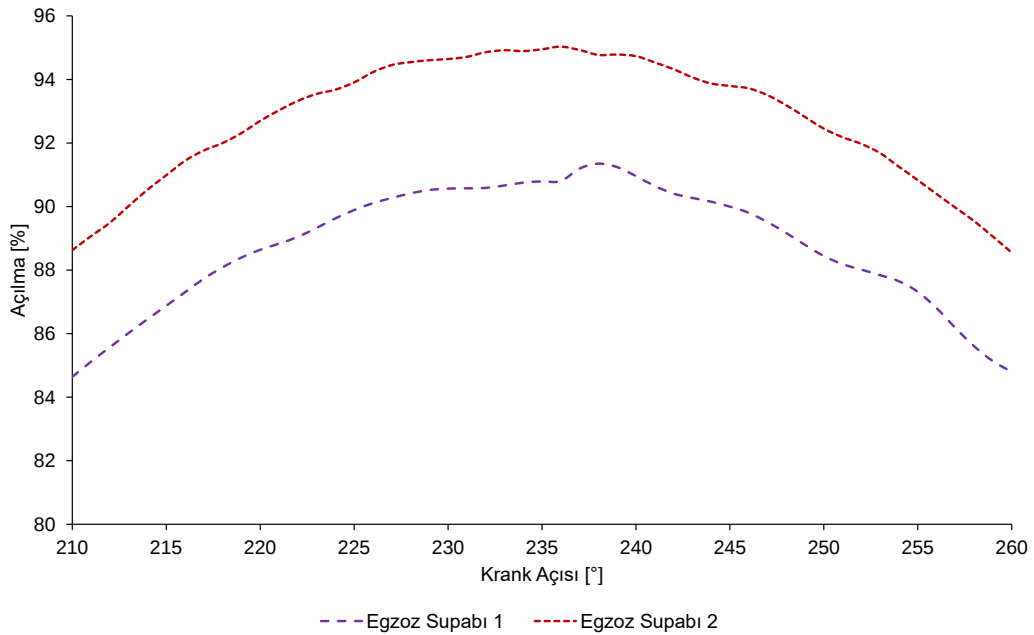
4.4 Köprü Eğimi

İtici çubuk mekanizmasından kaynaklanan köprü parçasının eğiminden dolayı aynı silindirdeki eş supapların senkronizasyonu sağlanamamaktadır. Bu durumu yapısal olarak çözen Desmodromic mekanizması gibi tasarımlar mevcuttur [56]. Ancak özgün motorun tasarım metodolojisinden dolayı köprü ile hareketi ileten mekanizma kullanılmıştır. Dolayısıyla açılma esnasında köprünün bir subaba doğru eğilmesi problemi üzerinde çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bunun için çift yay kullanılarak yay kuvvetinin daha dengeli bir şekilde supaplara iletilmesi sağlanmıştır.

Bu sistemde iç ve dış yaylar farklı yay katsayılarına sahiptir ve biri supap kapanış kuvvetini sağlarken diğeri merkezleyici görev üstlenir. Böylece köprünün külbütör hareket ekseninden saparak eğime girmesi en aza indirilmiştir.

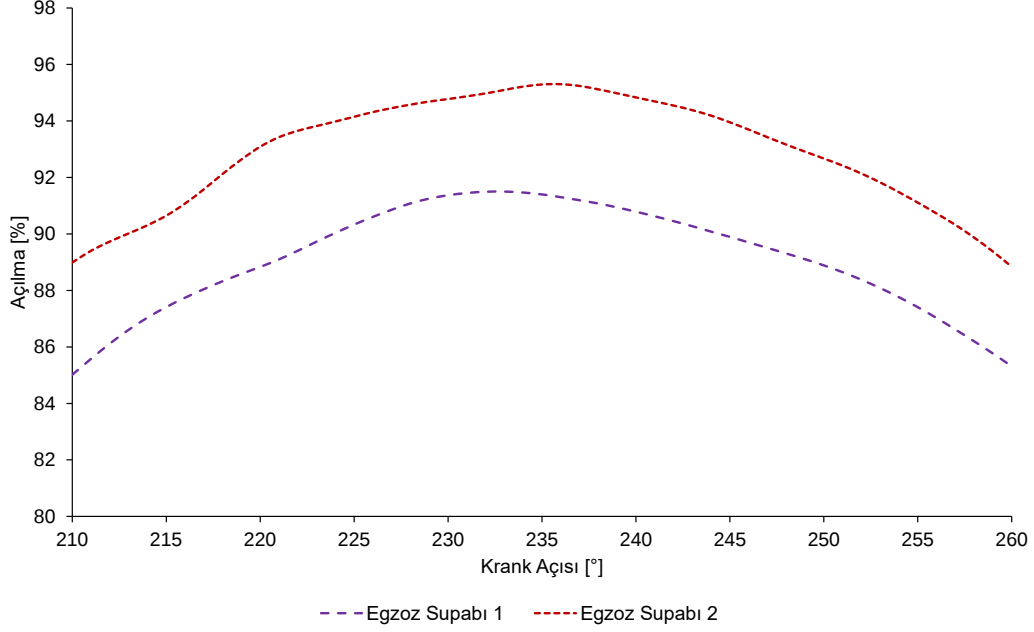
Köprünün eğilmesi, iki supap arasında gecikmeye ve açılma farklarına neden olmaktadır. Bu durum, özellikle yüksek devirlerde, kam milinden gelen açılma profilinin supaplara farklı şekilde iletilmesine neden olur. Bu senkronizasyon bozukluğu, silindir içindeki türbülans durumunu değiştirmekte; dolayısıyla yanma veriminin incelenmesini gerektirmektedir.

Şekil 4.19’da verilen rölanti devrine ait egzoz supaplarında maksimum açıklıktaki durum görülmektedir. Burada aynı krank açısına tekabül eden maksimum açılma anında iki supap arasında %4’lük bir fark oluşmaktadır. Bir supaba doğru eğilim olmadan hareketin gerçekleşmesi, tüm egzoz zamanı boyunca kontrollü art gaz tahliyesi olmasına izin vermiştir.



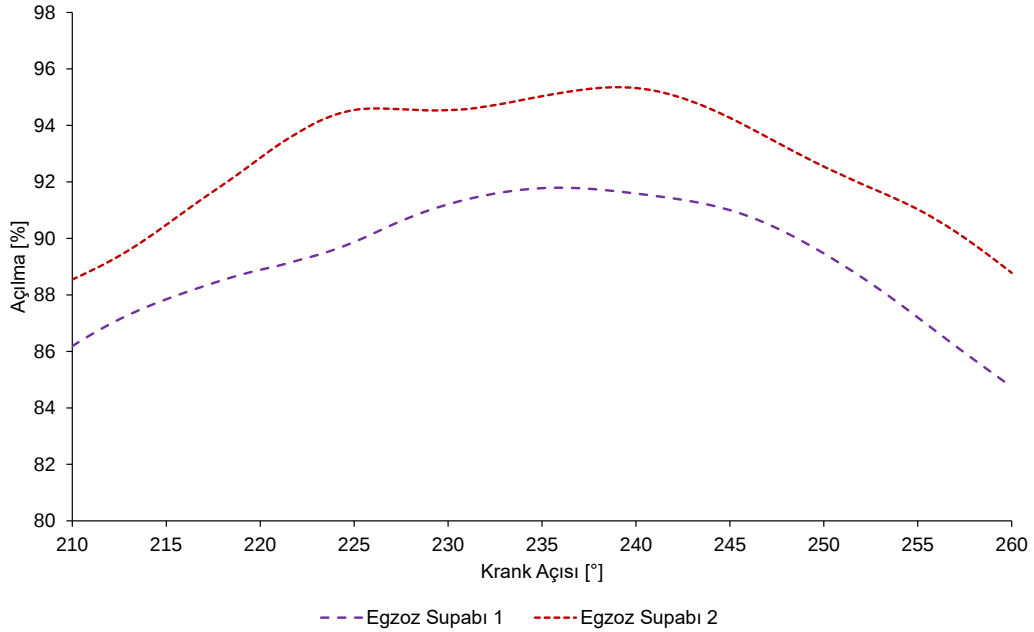
Şekil 4.19 600 d/d egzoz supabı köprüsü eğilme durumu

Motorun 1500 d/d simülasyon sonuçlarının verildiği Şekil 4.20’de açılma farkları %2.5 ile %3 arasında değişen bir durumda olmaktadır. İki supabın kapanmaya başlama süreleri arasında 5 krank açısı fark vardır. Kapanma profilleri benzer ivme değerlerine sahiptir.



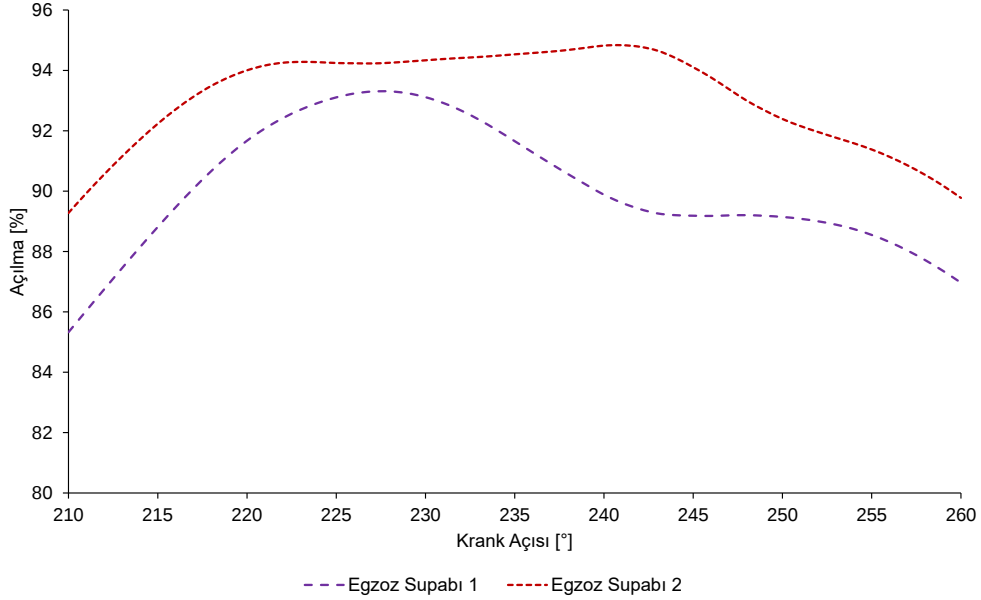
Şekil 4.20 1500 d/d egzoz supabı köprüsü eğilme durumu

Şekil 4.21’de açılma farkları %2 ile %3 arasında olmaktadır. Motor devri arttıkça lineer hareketin bozulmaya başladığı görülmektedir. Supaplar arasındaki yüzdesel açılma farklılıkları krank açısına bağlı olarak değişmektedir.



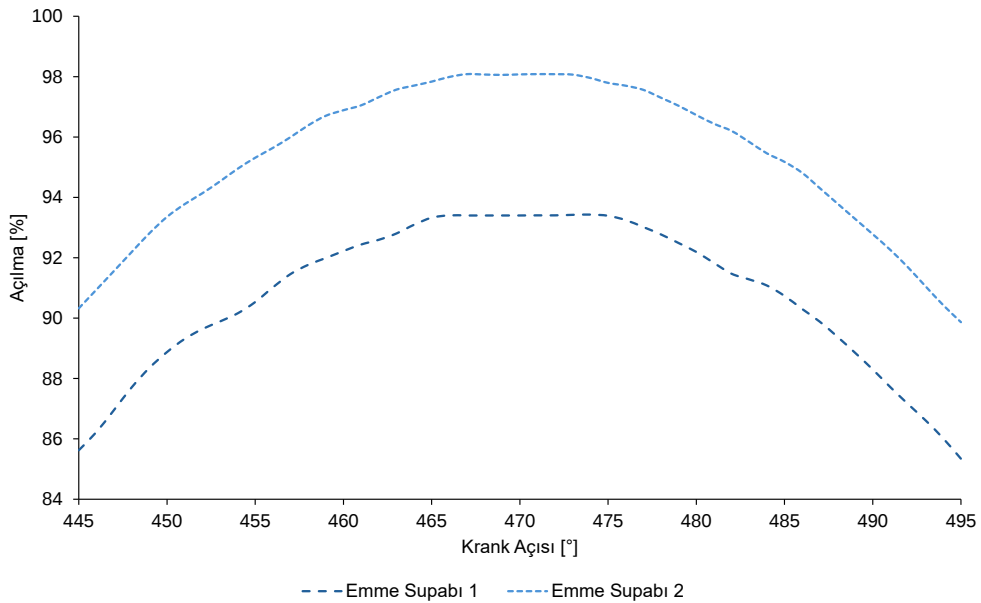
Şekil 4.21 1800 d/d egzoz supabı köprüsü eğilme durumu

Şekil 4.22’de açılma farkının %1’in altına düştüğü ancak hareketin düzensiz bir salınım yaptığı görülmektedir. Bu hareket yaylar üzerinde biriken enerjinin dağılımı ile ilişkilendirilmektedir. Egzoz Supabı 1’in daha erken ve yüksek ivmeyle kapanmaya başladığı gözlemlenmiştir. Egzoz Supabı 2’de ise maksimum açıklığın 20 krank açısı boyunca devam ettiği görülmüştür.



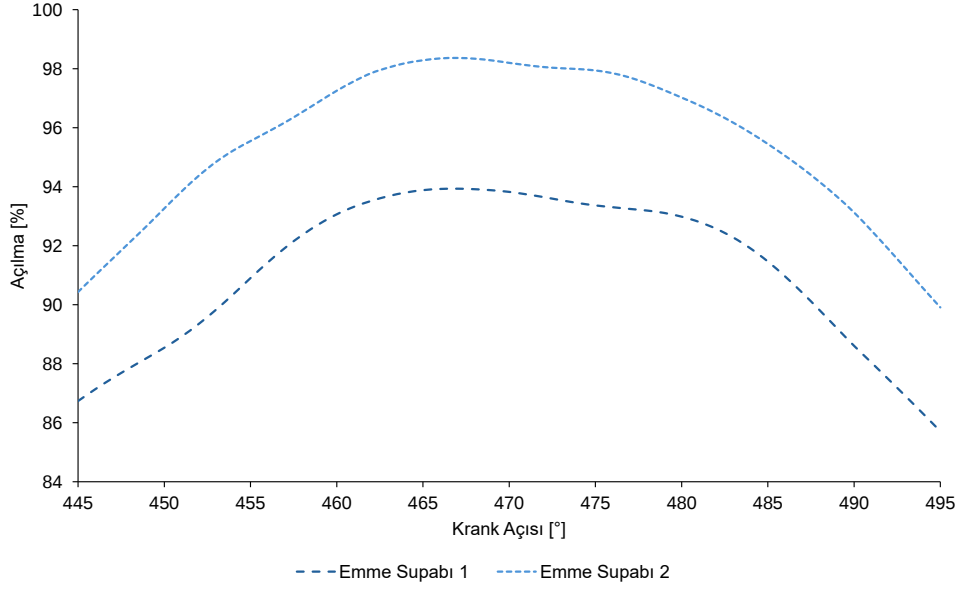
Şekil 4.22 2200 d/d egzoz supabı köprüsü eğilme durumu

Şekil 4.23’te rölanti devrinde maksimum açılma anında emme supapları arasında %5’lik bir fark bulunmaktadır. Profil takibi boyunca köprünün salınım yapmadığı, hareketin doğrusal olarak devam ettiği görülmektedir.



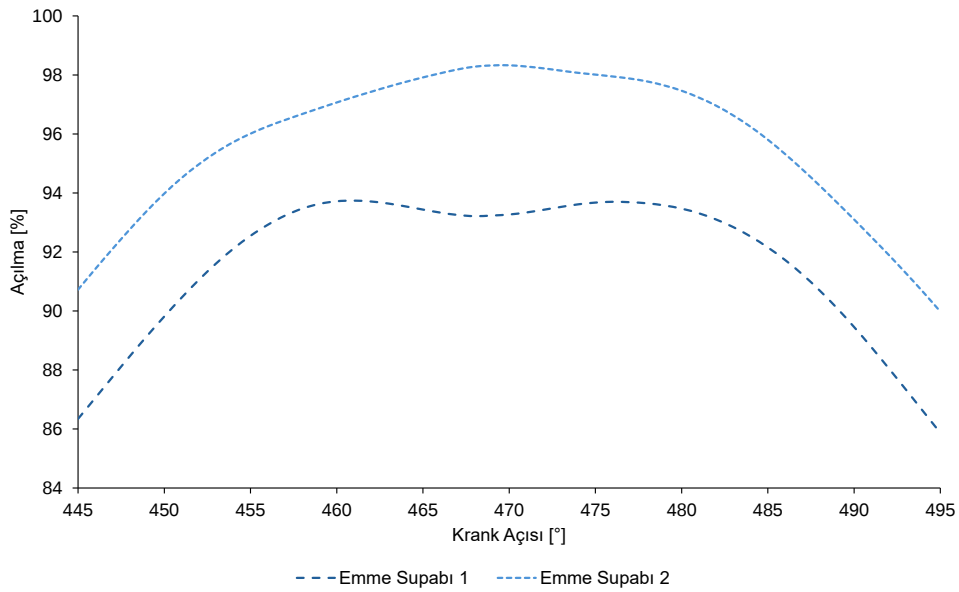
Şekil 4.23 600 d/d emme supabı köprüsü eğilme durumu

Simülasyonlarda hedeflenen performans parametrelerine ulaşmak için maksimum supap açıklığının sağlanmasına odaklanılmıştır. Bu nedenle 1500 d/d ayrıntılı olarak çalışılan bir işletme bölgesidir. Şekil 4.24'te verilen emme supabı açıklıkları hedeflenen maksimum değere yaklaşmaktadır. İki supap arasında hareket boyunca %4'lük fark korunmuştur.



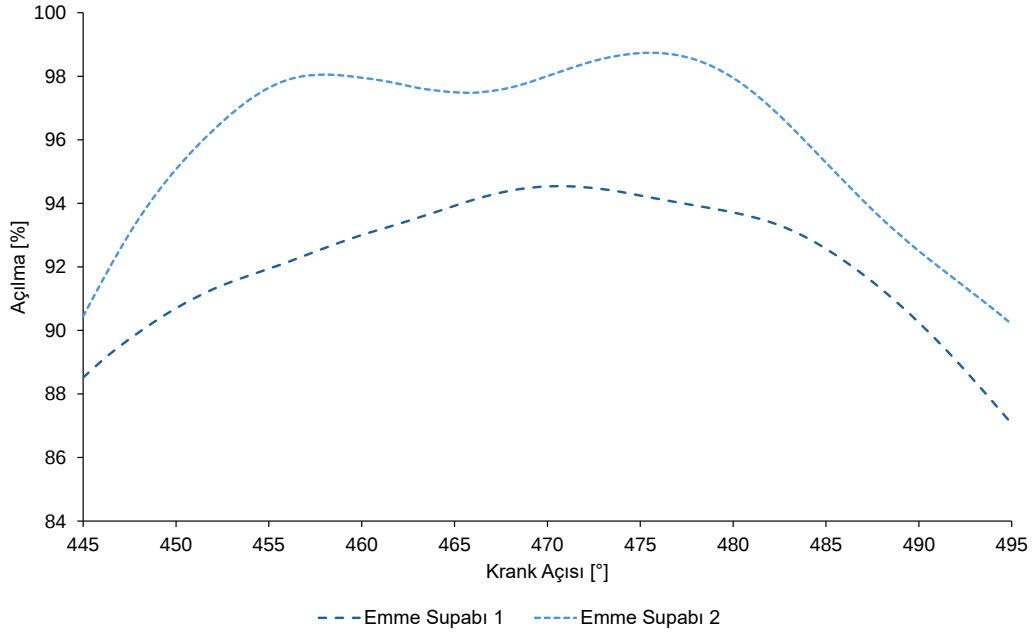
Şekil 4.24 1500 d/d emme supabı köprüsü eğilme durumu

Bu işletme bölgesinde yay hareketlerine bağlı olarak Emme Supabı 1'in sabit açıklık aralığı oluşturduğu ve diğer supaptan ayrıştığı Şekil 4.25'te gözlemlenmektedir. Kapanmaya başladıkları anda ise tekrar paralel bir hareket göstermeye başlamışlardır.



Şekil 4.25 1800 d/d emme supabı köprüsü eğilme durumu

Simülasyonların yapıldığı maksimum motor devrinde supaplar arasında %2 ile %6 açılma farklılıkları olduğu Şekil 4.26’da görülmektedir. Emme Supabı 1’in kapanmaya daha düşük bir ivmeyle kapanmaya erken başladığı görülmektedir.



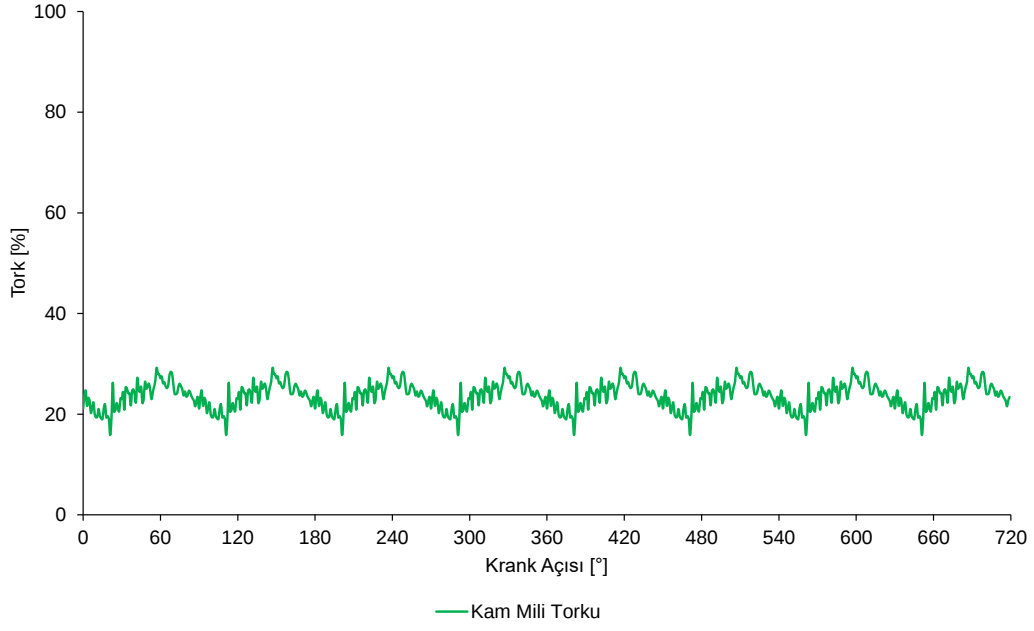
Şekil 4.26 2200 d/d emme supabı köprüsü eğilme durumu

4.5 Kam Mili Torku

Kam milini döndürmek için gereken tork, krank milinden dişli mekanizmalarıyla iletilmektedir ve bu torkun büyüklüğü, supap yaylarının sertliği, kam profili geometrisi ve motor devri etkenlerine bağlı olarak değişmektedir. Özellikle yüksek devirlerde, kam milinin karşılaştığı atalet kuvvetleri artar ve tork ihtiyacı yükselmektedir.

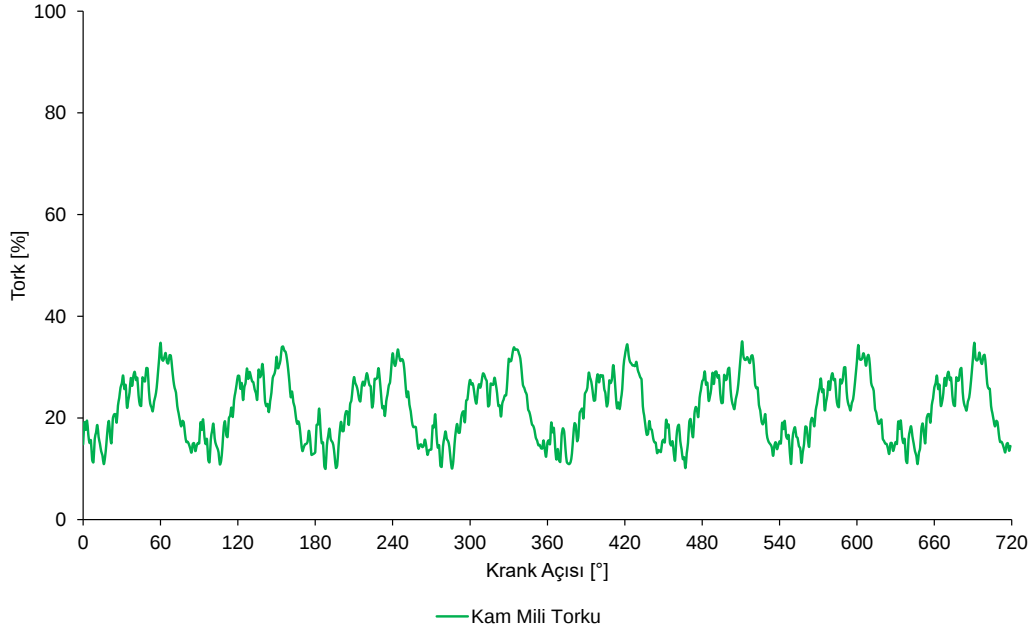
Kam mili torkunun analizi, tasarım aşamasında dikkate alınarak zamanlama mekanizmasında gerçekleştirebileceği etkiler incelenmiştir. Dişli mekanizması üzerinde yer alan yağ pompası, su pompası, yakıt pompası elemanları ve bunlara hareketi ileten avare dişliler de göz önünde bulundurularak bütüncül bir yaklaşımla değerlendirme yapılmıştır. Bu doğrultuda motorun 3 farklı devrinde simülasyonlar gerçekleştirilmiştir.

Kam mili tarafından ihtiyaç duyulan tork değerleri, %100 maksimum kam mili torkunu gösterecek şekilde verilmiştir. Şekil 4.27’de, kam milinin çektiği tork yüzdesi nispeten düşüktür. Tork dalgalanmaları supap açılma ve kapanma zamanlarına denk gelecek şekilde tekrarlayan bir yapıya sahiptir. Düşük devirlerde, atalet etkileri ve dinamik yükler daha az belirgin olduğundan, tork gereksinimi düşüktür.



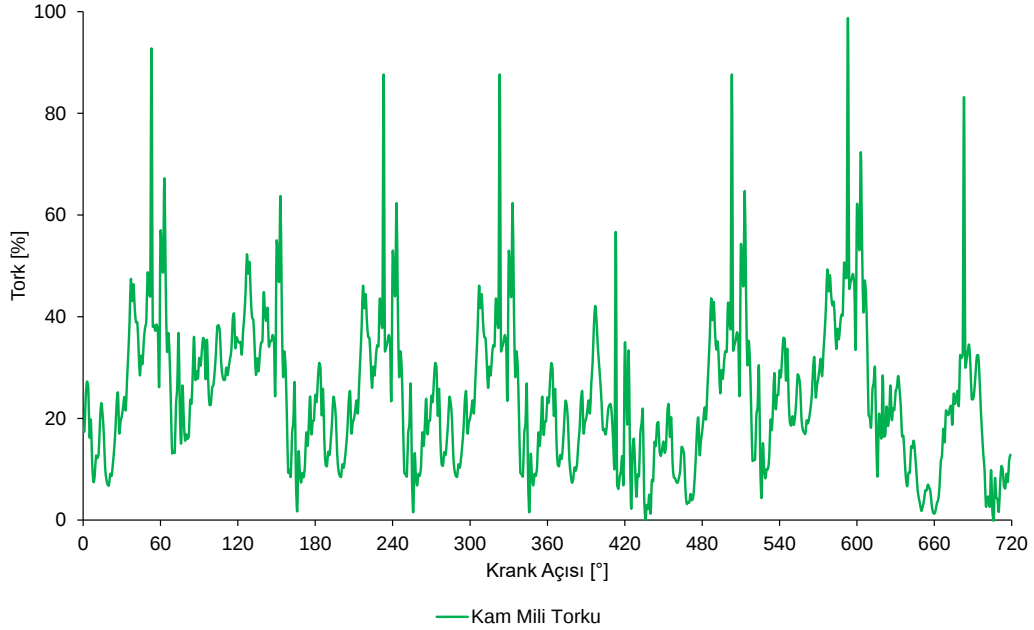
Şekil 4.27 600 d/d kam mili torku

Şekil 4.28’de tork değerleri önemli ölçüde artış göstermektedir. Maksimum tork değerleri yaklaşık %40’a çıkmaktadır. Dalgalanma aralığı 600 devire göre daha keskin tepe noktalarına sahiptir ve torktaki değişim genlikleri çok daha büyüktür. Bu tepe noktaları, supap hareketleri ve silindirlerin sıkıştırma/genişleme stroklarında oluşan dirençlerle ilişkilidir. Maksimum tork devrinde, atalet kuvvetleri ve dinamik yükler daha belirgin hale gelmektedir. Supap mekanizmasının hızlı hareketleri, yay kuvvetleri tork gereksinimini artırmaktadır.



Şekil 4.28 1800 d/d kam mili torku

Şekil 4.29’da verilen tork değerleri 1800 devirdeki grafiğe benzer şekilde yüksek değerlere ulaşmaktadır. Tork dalgalanmaları, 1800 devirdeki gibi keskin zirvelere sahiptir, ancak bazı noktalarda bu zirveler daha da yükselmiştir. Motorun maksimum devrinde, atalet kuvvetleri baskın hale gelmiştir. Kam milinin ve supap mekanizmasının hareketlerini sürdürmek için daha fazla tork gereksinimi doğmuştur.



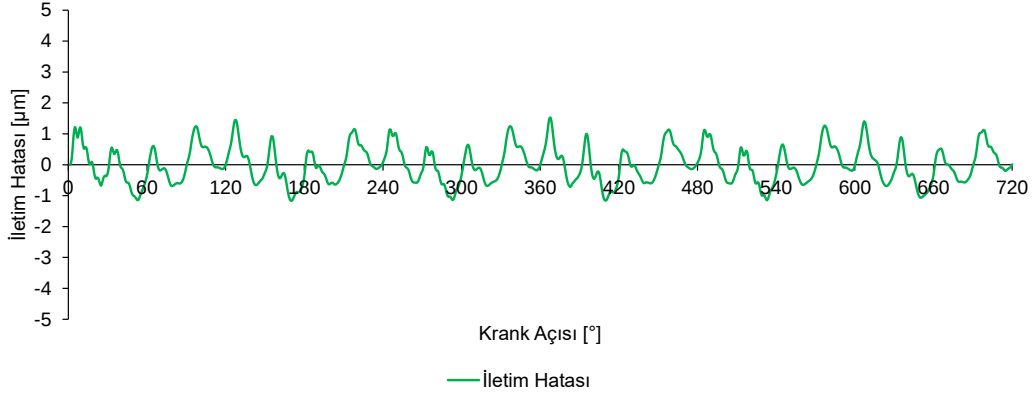
Şekil 4.29 2200 d/d kam mili torku

Yüksek devirlerde görülen ani ve çok yüksek tork değerleri, dişli sisteminde yüksek gerilmelere neden olmaktadır. Bu durum, dişlilerde iletim hatasında kendini göstermektedir.

4.6 Dişli İletim Hatası

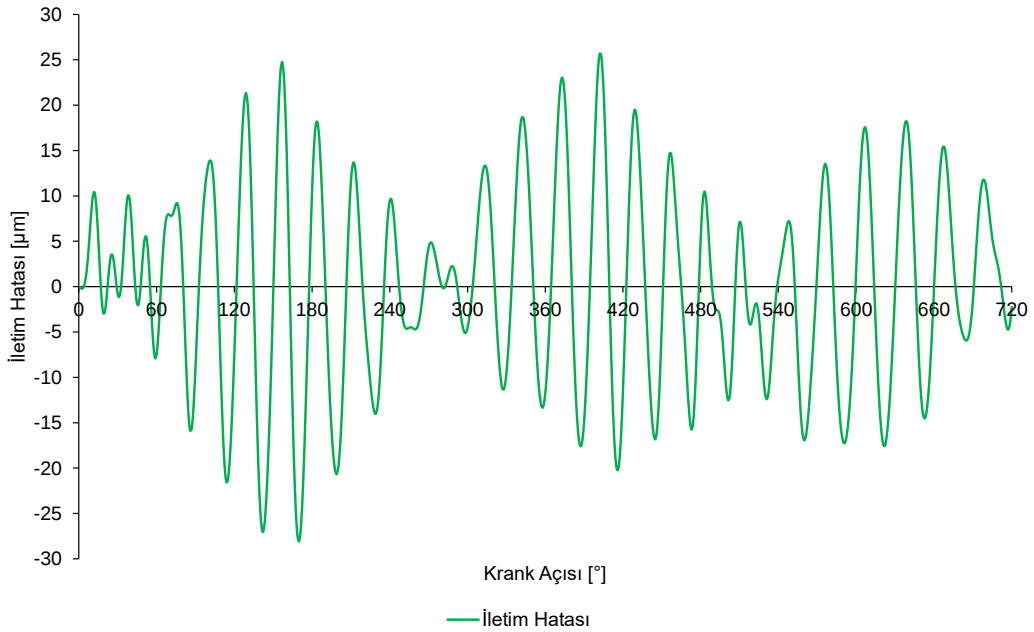
Tahrik dişlisi belirli bir açıda dönerken, buna bağlı olarak kam mili dişlisinin teorik olarak ulaşması gereken konumla arasındaki fark değerlendirilmiştir. Motorun farklı devirlerine ait verilen grafiklerde Krank Açısı [°] ekseninde 0 ile 720 derece arasında bir döngüsel davranış izlenmektedir. Bu, motorun bir iş çevrimini temsil etmektedir. Dişlilere uygulanan yükler altında meydana gelen elastik deformasyonlar, diş profilinde anlık değişikliklere neden olup iletim hatası olarak ortaya çıkmaktadır. Yüksek devirlerde ve artan yüklerle bu deformasyonlar daha belirgin hale gelmiştir. Rölanti devrinde 2 μm , yüksek devirlerde ise 26 μm 'ye kadar İH değerleri görülmüştür. Bu değerlerin supap zamanlaması üzerinde kabul edilebilir etkiler oluşturduğu belirtilebilir.

Şekil 4.30’da verilen iletim hatası değerleri genel olarak 0 μm ’ye oldukça yakındır. Bu devirde görülen dalgalanmalar çok düşüktür, yaklaşık $\pm 1 \mu\text{m}$ civarındadır. Bu durum, düşük devir adımlarında dişli sisteminin tasarıma oldukça uygun çalıştığını ve iletim hatasının minimum değerlerde olduğunu göstermektedir. Eğrinin tepe noktalarındaki yön değişimi, supap açılma zamanlarıyla senkronizasyon gösterecek şekilde olmaktadır.



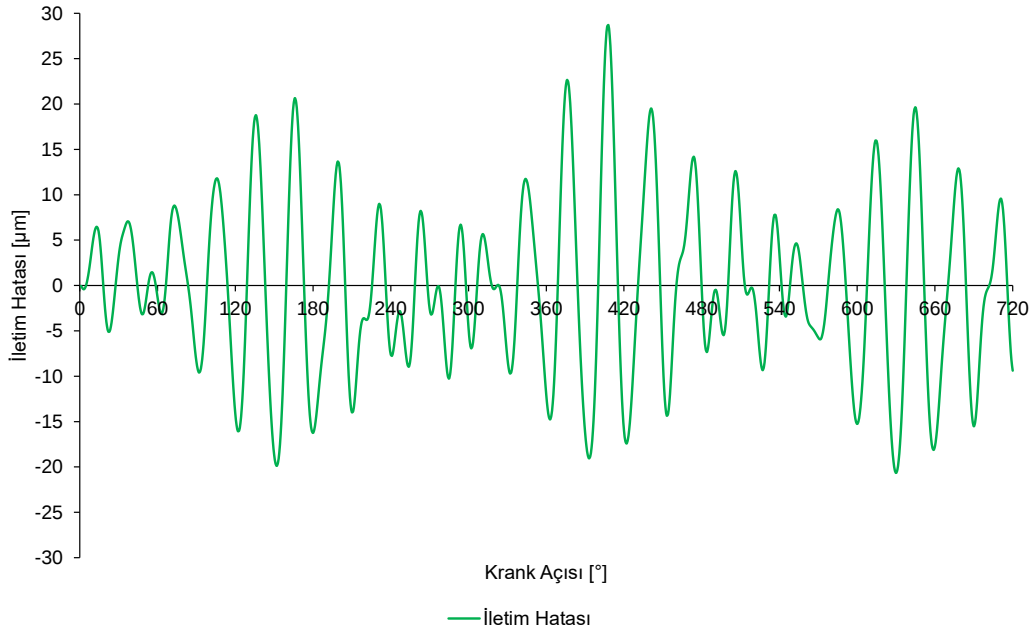
Şekil 4.30 600 d/d dişli iletim hatası

Motor devri yükseldikçe iletim hatası değerlerinde belirgin bir artış gözlemlenmektedir. Şekil 4.31’de dalgalanmaların genliği artmış ve tepe noktaları $\pm 25 \mu\text{m}$ kadar ulaşmaktadır. Özellikle supap açılma zamanlarına denk gelen belirli krank açılarında iletim hatası daha büyük değerlere ulaşmaktadır. Bu durum, orta işletme devirlerinde dişli sisteminde daha fazla sapma yaşandığını ve iletim hatasının arttığını göstermektedir.



Şekil 4.31 1800 d/d dişli iletim hatası

Simülasyonların yapıldığı motor maksimum devrinde iletim hatası eğrisi maksimum tork bölgesine benzer bir davranış sergilemekle birlikte, Şekil 4.32’de bazı noktalarda 400-420 derece civarı tepe değerlerin $\pm 28 \mu\text{m}$ olduğu gözlemlenmektedir. Genel dalgalanma biçimi ve genlikler maksimum tork bölgesi ile paralellik göstermektedir. Bu da yüksek devir adımlarında da iletim hatasının önemli seviyelerde olduğunu ve sistemin tasarımdan sapmalar gösterdiğini işaret eder. Yüksek devirlerde, atalet kuvvetleri iletim hatasını artırma etkisi göstermektedir.



Şekil 4.32 2200 d/d dişli iletim hatası

5 SONUÇ

Bu çalışmada, yeni nesil ağır hizmet dizel motor için supap sistemi geliştirilmiştir. Geliştirilen çoklu cisim dinamiği modelleriyle, supap mekanizması ve zamanlama dişli sistemi sayısal olarak modellenmiştir. Bu sayede, sistemin gerçek çalışma koşullarındaki dinamik davranışları detaylı olarak simüle edilmiş; elde edilen veriler deneysel ölçümlerle karşılaştırılarak modelin geçerliliği doğrulanmıştır.

Supap sistemi özelinde, fil ayağının optimum pozisyonunun sistemin temas kuvvetlerinin dağılımı ve supap açılma profilleri üzerinde doğrudan etkili olduğu gösterilmiştir. Optimum pozisyonda fil ayağı, köprü ile olan teması merkezleyerek ani kuvvet değişimlerini azaltmış ve supap zıplaması gibi istenmeyen dinamik olayları ortadan kaldırmıştır. Ayrıca, dinamik açılma profili ile teorik kinematik profil arasında oluşan farklılık azaltılmıştır. Simülasyon sonuçları, dinamometre test düzeneğinde gerçekleştirilen deneylerle doğrulanmış ve volan muhafazası, motor bloğu ve takozlarda ölçülen ivme değerleriyle güçlü bir uyum göstermiştir.

Zamanlama dişli sistemine yönelik yapılan analizlerde ise, kam mili torkunun motor devir sayısına bağlı olarak değiştiği ve emme-egzoz supaplarının açılma anlarında belirgin tork pikleri oluşturduğu gözlemlenmiştir. Bu tork değişimlerinin, dişliler arasındaki çevresel kuvvetleri artırdığı ve iletim hatası üzerinde doğrudan etkili olduğu görülmüştür. Simülasyonlarda hesaplanan iletim hatası ve eşzamanlı çevresel kuvvet değişimleri, sistemdeki hizalama, dişli boşluğu ve diş profili kaynaklı dinamik bozulmaları ortaya koymuştur.

Sonuç olarak, bu bütüncül çalışma, hem supap mekanizması hem de zamanlama dişli sistemi için geliştirilen ayrıntılı modellerin, çalışma koşullarında yüksek doğrulukla simülasyon yapılmasına olanak tanıdığını göstermektedir. Fil ayağı yerleşimi, yay karakteristiği ve dişli profili tasarım parametrelerinin belirlenmesi sayesinde, motorun hedeflenen performansı verecek tasarımda üretilmesi sağlanmıştır. Bu yaklaşım, prototip motor tasarım süreçlerinde sayısal optimizasyon yöntemlerinin etkili ve yönlendirici olabileceğini kanıtlamaktadır.

Gelecekteki araştırmalar bu tez çalışmasının oluşturduğu ağır hizmet dizel

motorlarının dinamik analizi alanındaki temel çalışmadan faydalanabilir. Bu çalışmanın kapsamı genişletilerek daha detaylı incelemeler yapılabilir. Özellikle, esnek gövdeli çoklu cisim dinamiği modelleri geliştirilerek, elastik deformasyonların ve gerilmelerin sistem dinamikleri üzerindeki etkilerini daha detaylı bir şekilde değerlendirmek mümkün olacaktır. Ayrıca, motorun çalışma koşullarındaki sıcaklık değişimlerinin ve yağlama koşullarının supap mekanizması ve zamanlama dişli sistemi dinamikleri üzerindeki etkileri, deneysel ve sayısal yöntemlerle daha detaylı incelenebilir.



- [1] Q. Xin, *Diesel engine system design*. Elsevier, 2011.
- [2] Y. Wang, *Introduction to engine valvetrains*. SAE international, 2006.
- [3] C. Zhou, B. Hu, S. Chen L. He, “An enhanced flexible dynamic model and experimental verification for a valve train with clearance and multi-directional deformations,” *Journal of Sound and Vibration*, c. 410, ss. 249–268, 2017.
- [4] B. Hu, C. Zhou, H. Wang L. Yin, “Prediction and validation of dynamic characteristics of a valve train system with flexible components and gyroscopic effect,” *Mechanism and Machine Theory*, c. 157, s. 104 222, 2021.
- [5] S. Sarıdemir H. Saruhan, “Experimental analysis of maximum valve lift effects in cam-follower system for internal combustion engines,” *Journal of mechanical science and technology*, c. 28, ss. 3443–3448, 2014.
- [6] É. C. Andreatta R. Pederiva, “Valve Train Kinematic and Dynamic Simulation,” SAE Technical Paper, tek. rap., 2016.
- [7] F.-W. Speckens, J. Buck R. Lach, “Marked progress in both technique and handling of valve train and valve train drive calculation on commercial platforms,” *SAE transactions*, ss. 843–850, 1999.
- [8] S. Muzakkir, M. Patil H. Hirani, “Design of innovative engine valve: background and need,” *International Journal of Scientific Engineering and Technology*, c. 4, no. 3, ss. 178–181, 2015.
- [9] M. Busch, “Stability analysis for nonlinear valve train systems in automotive engines,” *Archive of Applied Mechanics*, c. 91, no. 3, ss. 823–840, 2021.
- [10] A. P. John V. K. Agarwal, “Evaluation and Comparative Study of ValveTrain Layouts with Different Rocker Ratio,” SAE Technical Paper, tek. rap., 2014.
- [11] J. Guo, W. Zhang D. Zou, “Investigation of dynamic characteristics of a valve train system,” *Mechanism and Machine Theory*, c. 46, no. 12, ss. 1950–1969, 2011, issn: 0094-114X.
- [12] J. Lampinen, “Cam shape optimisation by genetic algorithm,” *Computer-Aided Design*, c. 35, no. 8, ss. 727–737, 2003.
- [13] Z. Junhong H. Jun, “CAE process to simulate and optimise engine noise and vibration,” *Mechanical Systems and signal processing*, c. 20, no. 6, ss. 1400–1409, 2006.
- [14] R. Lewis R. Dwyer-Joyce, “An experimental approach to solving combustion engine valve and seat wear problems,” içinde *Tribology Series*, c. 39, Elsevier, 2001, ss. 629–640.

- [15] B. Gecim, "Lubrication and fatigue analysis of a cam and roller follower," içinde *Tribology Series*, c. 14, Elsevier, 1989, ss. 91–100.
- [16] J. Flett G. M. Bone, "Fault detection and diagnosis of diesel engine valve trains," *Mechanical Systems and Signal Processing*, c. 72, ss. 316–327, 2016.
- [17] C. Wang, Y. Zhang Z. Zhong, "Fault diagnosis for diesel valve trains based on time–frequency images," *Mechanical Systems and Signal Processing*, c. 22, no. 8, ss. 1981–1993, 2008.
- [18] R. A. Mufti M. Priest, "Experimental and theoretical study of instantaneous engine valve train friction," *J. Trib.*, c. 125, no. 3, ss. 628–637, 2003.
- [19] W. Lee, T.-Y. Jung S. Lee, "Dynamic Characteristics Prediction Model for Diesel Engine Valve Train Design Parameters Based on Deep Learning," *Electronics*, c. 12, no. 8, s. 1806, 2023.
- [20] R. Huber, P. Klumpp H. Ulbrich, "Dynamic analysis of the Audi valvelift system," *SAE International Journal of Engines*, c. 3, no. 1, ss. 839–849, 2010.
- [21] J. Benajes, S. Molina, J. Martin R. Novella, "Effect of advancing the closing angle of the intake valves on diffusion-controlled combustion in a HD diesel engine," *Applied Thermal Engineering*, c. 29, no. 10, ss. 1947–1954, 2009.
- [22] C. Myung, K. Choi, I. Hwang, K. Lee S. Park, "Effects of valve timing and intake flow motion control on combustion and time-resolved HC & NOx formation characteristics," *International Journal of Automotive Technology*, c. 10, ss. 161–166, 2009.
- [23] M. Satyanarayana R. V. Dukkipati, "Dynamic Response of Cam-Follower Mechanism," SAE Technical Paper, tek. rap., 2009.
- [24] W. Li, F. Gu, A. Ball, A. Leung C. Phipps, "A study of the noise from diesel engines using the independent component analysis," *Mechanical Systems and Signal Processing*, c. 15, no. 6, ss. 1165–1184, 2001.
- [25] L. Barelli, G. Bidini, C. Buratti R. Mariani, "Diagnosis of internal combustion engine through vibration and acoustic pressure non-intrusive measurements," *Applied Thermal Engineering*, c. 29, no. 8-9, ss. 1707–1713, 2009.
- [26] Z. Wei ve diğ., "Prediction and analysis of diesel engine combustion noise using transfer function method," *International journal of automotive technology*, c. 22, ss. 665–676, 2021.
- [27] P. Lakshminarayanan A. K. Agarwal, *Design and development of heavy duty diesel engines: a handbook*. Springer Nature, 2019.
- [28] H. Rahnejat, P. Johns-Rahnejat, N. Dolatabadi R. Rahmani, "Multi-body dynamics in vehicle engineering," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, c. 238, no. 1, ss. 3–25, 2024.
- [29] P. Ziegler P. Eberhard, "Simulative and experimental investigation of impacts on gear wheels," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, c. 197, no. 51-52, ss. 4653–4662, 2008.

- [30] A. D. Foltz, T. M. Wasfy, E. Ostergaard I. Piraner, “Multibody dynamics model of a diesel engine and timing gear train with experimental validation,” *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, American Society of Mechanical Engineers, c. 50558, 2016, V04BT05A003.
- [31] Y. Yuan, Z. Wang, D. Wang, L. Dong, W. Li Y. Guo, “Failure investigation of a marine diesel engine timing gear,” *Engineering Failure Analysis*, c. 107, s. 104 203, 2020.
- [32] H. N. Özgüven D. Houser, “Dynamic analysis of high speed gears by using loaded static transmission error,” *Journal of sound and vibration*, c. 125, no. 1, ss. 71–83, 1988.
- [33] J. I. Pedrero, M. Pleguezuelos M. B. Sánchez, “Analytical model for meshing stiffness, load sharing, and transmission error for helical gears with profile modification,” *Mechanism and Machine Theory*, c. 185, s. 105 340, 2023.
- [34] W. Guangjian, C. Lin, Y. Li Z. Shuaidong, “Research on the dynamic transmission error of a spur gear pair with eccentricities by finite element method,” *Mechanism and Machine Theory*, c. 109, ss. 1–13, 2017.
- [35] M. Hotait A. Kahraman, “Experiments on the relationship between the dynamic transmission error and the dynamic stress factor of spur gear pairs,” *Mechanism and Machine Theory*, c. 70, ss. 116–128, 2013.
- [36] S. Park, S. Kim J.-H. Choi, “Gear fault diagnosis using transmission error and ensemble empirical mode decomposition,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, c. 108, ss. 262–275, 2018.
- [37] A. Palermo, L. Britte, K. Janssens, D. Mundo W. Desmet, “The measurement of gear transmission error as an NVH indicator: theoretical discussion and industrial application via low-cost digital encoders to an all-electric vehicle gearbox,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, c. 110, ss. 368–389, 2018.
- [38] E. Eich-Soellner C. Führer, *Numerical methods in multibody dynamics*. Springer, 1998, c. 45.
- [39] B. Simeon, “Computational flexible multibody dynamics,” *A Differential-Algebraic Approach. Differential-Algebraic Equations Forum*. Springer, Heidelberg, Springer, 2013.
- [40] H. Rahnejat, “Multi-body dynamics: historical evolution and application,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, c. 214, no. 1, ss. 149–173, 2000.
- [41] O. A. Bauchau, *Flexible multibody dynamics*. Springer, 2011, c. 176.
- [42] A. Cardona, “Superelements modelling in flexible multibody dynamics,” *Multibody System Dynamics*, c. 4, no. 2, ss. 245–266, 2000.
- [43] P. Flores H. M. Lankarani, *Contact force models for multibody dynamics*. Springer, 2016, c. 226.
- [44] L. R. Petzold, “Description of DASSL: a differential/algebraic system solver,” Sandia National Labs., Livermore, CA (USA), tek. rap., 1982.

- [45] FEV, *STS_VD_BROCHURE_2024_WEB*, 2024. erişim adresi: https://software-and-testing-solutions.com/fileadmin/user_upload/STS/Brochure-Catalog_2024/STS_VD_BROCHURE_2024_WEB.pdf.
- [46] R. Ryan, “ADAMS—Multibody system analysis software,” *Multibody systems handbook*, ss. 361–402, 1990.
- [47] K. J. Siczek, *Tribological Processes in the Valve Train Systems with Lightweight Valves: New Research and Modelling*. Butterworth-Heinemann, 2016.
- [48] M. GmbH, *Ventiltrieb: Systeme und Komponenten* (ATZ/MTZ-Fachbuch). Springer Fachmedien Wiesbaden, 2012.
- [49] R. R. Craig Jr M. C. Bampton, “Coupling of substructures for dynamic analyses.,” *AIAA journal*, c. 6, no. 7, ss. 1313–1319, 1968.
- [50] R. L. Norton, *Cam design and manufacturing handbook*. Industrial Press Inc., 2002.
- [51] SavunmaTR, *Türkiye’nin ilk yerli tasarım lokomotif motoru tanıtıldı*. erişim adresi: <https://www.savunmatr.com/turkiyenin-ilk-yerli-tasarim-lokomotif-motoru-tanitildi/> (erişim tarihi 16/12/2024).
- [52] *Dynas3-brochure-ENG*, 2018. erişim adresi: <https://static.horiba.com/fileadmin/Horiba/Products/Automotive/Mechatronics/DYNAS/Dynas3-brochure-ENG.pdf>.
- [53] *Titreşim Ölçüm Cihazı PCE-VT 3700*, 2025. erişim adresi: https://www.pce-instruments.com/turkish/oel_uem-teknolojisi/oel_uem-cihazlarae/titre_im-oel_uem-cihazae_-pce-instruments-titre_im-oel_uem-cihazae_-pce-vt-3700-det_5939821.htm?srsltid=AfmBOoqJhiFJKSPc0PL5oxjNtD8Ro54CkLUZoNSSthI6WEI23ARyP8KQ.
- [54] H. Karimaei, M. Mehrgou H. Chamani, “Optimisation of torsional vibration system for a heavy-duty inline six-cylinder diesel engine,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, c. 233, no. 3, ss. 642–656, 2019.
- [55] H. Zhou, H. Liu, P. Gao C.-L. Xiang, “Optimization design and performance analysis of vehicle powertrain mounting system,” *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, c. 31, ss. 1–13, 2018.
- [56] G. Dalpiaz A. Rivola, “A non-linear elastodynamic model of a desmodromic valve train,” *Mechanism and Machine Theory*, c. 35, no. 11, ss. 1551–1562, 2000.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makale

1. M. A. Özlen O. Özener, "Integrated multibody dynamics and experimental validation study for a novel heavy-duty diesel engine valvetrain design," *Applied Sciences*, c. 15, no. 6, s. 3262, 2025.

Konferans Bildirisi

1. M. A. Özlen, O. Özener, "Valve Train Multi-Body Dynamics Simulation Of A V8 Heavy-Duty Diesel Engine And Transmission Error Analysis On The Timing Gear," in *7th International Conference On Advances In Mechanical Engineering*, 2024, pp. 753-759.