

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR DİZEL MOTOR VE ŞANZİMAN GRUBUNDA BURULMA
TİTREŞİMLERİNİN MODELLENMESİ VE TIKIRTI SESİ
DEĞERLENDİRMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emre ÖZDEMİR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK

ARALIK 2017

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR DİZEL MOTOR VE ŞANZIMAN GRUBUNDA BURULMA
TİTREŞİMLERİNİN MODELLENMESİ VE TIKIRTI SESİ
DEĞERLENDİRMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Emre ÖZDEMİR
(503141406)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK

ARALIK 2017

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503141406 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Emre ÖZDEMİR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “BİR DİZEL MOTOR VE ŞANZİMAN GRUBUNDA BURULMA TİTREŞİMLERİNİN MODELLENMESİ VE TIKIRTI SESİ DEĞERLENDİRMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Erdinç ALTUĞ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Egemen TINAR
Arçelik A.Ş.

Teslim Tarihi : 15 Kasım 2017
Savunma Tarihi : 14 Aralık 2017





Eşime ve çocuklarıma,



ÖNSÖZ

Hayatım boyunca başarıyı, çok çalışmaya ve doğru zamanda doğru yerde olmaya bağladım. Ancak bu çalışma süresince, insanın zor zamanlarında ihtiyacı olduğu desteğin çok daha önemli olduğunu farkettim. Dolayısıyla bu tez süresince maddi manevi desteğini esirgemeyen insanlara teşekkürü bir borç bilirim.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında bana bilgi birikimi aktaran, değerli zamanını ayıran hepsinden öte sabır gösteren kıymetli hocam Prof. Dr Kenan Yüce ŞANLITÜRK'e teşekkürlerimi borç bilirim.

Yine bu çalışmada bana yardımcı olan, AVL Excite yazılım lisansını çalışmamda kullanmama olanak tanıyan Ford OTOSAN ekip liderim M. Selçuk TABAK'a ve ekip arkadaşlarıma teşekkürü borç bilirim.

Son olarak hayatımda attığım adımlarımda bana daima destek olan, zor zamanlarımda elimden tutup devam etme gücü veren ve sonsuz sevgilerini sunan AİLEME teşekkürü borç bilirim.

Aralık 2017

Emre Özdemir
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ŞEKİL LİSTESİ	xv
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 İçten Yanmalı Dizel Bir Aracın Motor ve Şanzıman Sistemi	2
1.1.1 Motor sistemi	2
1.1.1.1 Baz motor	4
1.1.1.2 Güç çevrim sistemi	5
1.1.1.3 Ek sistemler	10
1.2 Problem Tanımı ve Amaç	10
1.3 Literatür Araştırması	11
1.3.1 Motor sistemi	11
1.3.2 Şanzıman sistemi	12
1.4 Çalışmanın Kapsamı	14
2. TEORİ	17
2.1 Basit Bir Dişli Çiftinin Dinamik Davranışının İncelenmesi	18
2.2 TSD ve ÇSD Sistemlerin Dinamik Davranışlarının İncelenmesi	21
2.2.1 Tek serbestlik dereceli sistemler	21
2.2.2 Çok serbestlik dereceli sistemler	23
2.2.3 Özdeğer problemi	25
2.3 Tıkırtı ve Çarpma Sesi Mekanizması	26
2.4 AVL Excite PowerUnit Yazılımı Modelleme ve Çözüm Algoritması	30
2.5 Modal İndirgeme Teorisi	34
3. BURULMA TİTREŞİM MODELİ	35
3.1 AVL Excite Designer Modeli	35
3.1.1 Burulma titreşim damperi	39
3.1.2 Kavrama	41
3.1.3 Şanzıman dişli çiftleri	43
3.1.4 Sonuçlar	48
3.2 AVL Excite PowerUnit Modeli	55
3.2.1 Motor modeli	56
3.2.1.1 Motor bloğu	57
3.2.1.2 Piston ve biyel kolu	58
3.2.1.3 Krank mili ve volan	61
3.2.1.4 Burulma titreşim damperi	63
3.2.1.5 Kavrama	65

3.2.2 Şanzıman modeli	67
3.2.3 Modellerin birleştirilmesi, tahrik kuvvetleri ve sınır koşulları	70
3.2.4 Sonuçlar.....	71
3.3 AVL Excite Designer Modeli Kullanılarak Tıkırtı Sesinin İncelenmesi	78
4. FİZİKSEL TEST İLE KARŞILAŞTIRMA VE TIKIRTI SESİ	
OPTİMİZASYONU	83
4.1 Fiziksel Test Çalışmaları ve Karşılaştırma	83
4.1.1 Motor montajının dinamometre testi ve ölçümlerin alınması	83
4.1.2 Verilerin işlenmesi ve burulma titreşim karşılaştırması.....	86
4.2 Tıkırtı Sesi Optimizasyon çalışmaları	89
4.2.1 Diş boşluğu kullanılarak yapılan iterasyon	90
4.2.2 Sürtünme torku kullanılarak yapılan iterasyon	91
4.2.3 Volan boyutu kullanılarak yapılan iterasyon	91
5. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	95
5.1 Gelecekte Yapılması Önerilen Çalışmalar	97
KAYNAKLAR.....	99

KISALTMALAR

AÖN	: Alt Ölü Nokta
ÇSD	: Çokcisim Sistem Dinamiği
GĐİ	: Genelleştirilmiş Dinamik İndirgeme
KMS	: Komponent Mod Sentezlemesi
Mİ	: Modal İndirgeme
NVH	: Noise Vibration Harshness
PU	: Power Unit
STS	: Ses Titreşim Sertlik
ŞÇŞ	: Şanzıman Çıkış Şaftı
ŞGŞ	: Şanzıman Giriş Şaftı
ŞYŞ	: Şanzıman Yardımcı Şaftı
TPM	: Toplu Parametre Modeli
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta



SEMBOLLER

J	: Dönme yönündeki atalet momenti
m	: Kütle
k	: Direngenlik
c	: Sönüm
T	: Moment/Tork
Θ	: Dönme yönündeki açısal deplasman
x,y	: Yer değiştirme vektörü bileşenleri
F	: Kuvvet
w_n	: Doğal frekans



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Tipik bir ağır ticari araç için motor ve şanzıman grubu parçaları [35]	1
Şekil 1.2 : 4 stroklu bir motorun çevrim adımları [36].....	4
Şekil 1.3 : Güç çevrim sistemi elemanları temsili gösterimi [37]	5
Şekil 1.4 : Şanzıman sistemi parçaları temsili gösterimi [38]	7
Şekil 1.5 : Valf sistemi parçaları temsili gösterimi [39].....	8
Şekil 1.6 : Çalışmada kullanılan süreç akış diyagramı	16
Şekil 2.1 : Temas halindeki basit bir dişli çifinin temsili gösterimi	18
Şekil 2.2 : Dişli temas noktası direngenliğinin karakteristiği.....	20
Şekil 2.3 : Kütle, yay ve sönüm elemanından oluşan tek serbestlik dereceli sistemin gösterimi [24].....	21
Şekil 2.4 : Tek serbestlik dereceli sistemin serbest cisim diyagramı [24]Error! Bookmark not defined	
Şekil 2.5 : Kütle, yay ve sönüm elemanlarından oluşan üç serbestlik dereceli bir sistemin gösterimi [24]	23
Şekil 2.6 : Üç serbestlik dereceli sistemin serbest cisim diyagramı [24]	24
Şekil 2.7 : Dişli temas noktasındaki diş boşluğunun gösterimi	26
Şekil 2.8 : Dişli çifti temas noktasında görülen tek/çift yönlü çarpma karakteristiği [27].....	27
Şekil 2.9 : Dişli temas noktasında oluşan anlık kuvvetin çarpma sinyali metoduyla incelenmesi [9].....	29
Şekil 2.10 : AVL Excite PowerUnit yazılımı çözüm algoritması [8].....	33
Şekil 3.1 : Şanzıman yardımcı mili için temsili sonlu elemanlar modeli [40]	36
Şekil 3.2 : Toplu parametre modeli için direngenlik hesaplaması	37
Şekil 3.3 : Şanzıman yardımcı mili dönme eksenindeki atalet momenti hesaplaması.....	38
Şekil 3.4 : Burulma titreşim damperi kesit görünümü.....	39
Şekil 3.5 : Burulma titreşim damperi modeli AVL Excite Designer ekran görüntüsü	40
Şekil 3.6 : Burulma titreşim damperinin frekansa bağlı direngenlik ve sönüm özellliği	40
Şekil 3.7 : Kavrama modeli AVL Excite Designer ekran görüntüsü	41
Şekil 3.8 : Kavrama burulma yaylarının diskler arası izafi harekete bağlı lineer olmayan tork eğrisi	42
Şekil 3.9 : Kavrama burulma yaylarının motor torkuna bağlı lineer olmayan direngenlik eğrisi	42
Şekil 3.10 : Şanzımanda 1 (üstteki) ve 8 (alttaki) numaralı vites için tork akışı.....	43
Şekil 3.11 : 8 numaralı vites koşulu şanzıman dişli çifti modellemesi için AVL Excite Designer ekran görüntüsü.....	45
Şekil 3.12 : 8 numaralı vites koşulu motor ve şanzıman grubu burulma titreşim modeli AVL Excite Designer ekran görüntüsü.....	45

Şekil 3.13 : Seçilen bir motor hızı için krank mili kol yataklarına etkiyen tahrik torkları.....	46
Şekil 3.14 : Seçilen bir motor hızı için sisteme etkiyen ve dengeleyen torklar	47
Şekil 3.15 : Motor ve şanzıman TPM AVL Excite Designer görüntüsü	47
Şekil 3.16 : Motor ve şanzıman sisteminin birinci burulma doğal frekansı	48
Şekil 3.17 : Motor ve şanzıman sisteminin ikinci burulma doğal frekansı.....	49
Şekil 3.18 : Motor ve şanzıman sisteminin üçüncü burulma doğal frekansı	49
Şekil 3.19 : Motor ve şanzıman sisteminin dördüncü burulma doğal frekansı.....	50
Şekil 3.20 : Motor ve şanzıman sisteminin beşinci burulma rezonansı	50
Şekil 3.21 : Motor ve şanzıman sisteminin kritik hızları	51
Şekil 3.22 : Motor ve şanzıman grubundaki millerin açısal deplasmanlarının 8. Vites koşulu için karşılaştırılması	52
Şekil 3.23 : Motor ve şanzıman grubundaki millerin açısal deplasmanlarının karşılaştırılması – mertebe 0,5	52
Şekil 3.24 : Motor ve şanzıman grubundaki millerin açısal deplasmanlarının karşılaştırılması – mertebe 3	53
Şekil 3.25 : Motor ve şanzıman grubundaki parçaların açısal deplasmanlarının karşılaştırılması – mertebe 6	54
Şekil 3.26 : Burulma titreşim damperi dış kabuğu açısal deplasman karşılaştırması – mertebe 1.5, 3, 4.5 ve 6	55
Şekil 3.27 : Sayısal modelde kullanılan motor ve şanzıman grubu parçaları	56
Şekil 3.28 : Motor bloğu sonlu elemanlar modeli	57
Şekil 3.29 : Motor bloğu sonlu elemanlar modeli ve indirgenmiş modelin doğal frekans karşılaştırması	58
Şekil 3.30 : GUID bağlantı elemanı modelleme metodu [7]	59
Şekil 3.31 : Biyel kolu geometri bilgilerinin “Conrod Modeller” modülü kullanılarak modellenmesi	60
Şekil 3.32 : Biyel kolu AVL Excite PowerUnit modelleme tekniği [41]	61
Şekil 3.33 : Krank mili sonlu elemanlar modeli	62
Şekil 3.34 : NONL(soldaki) ve REVO(sağdaki) bağlantı elemanı çalışma prensibi. 63	
Şekil 3.35 : Burulma titreşim damperi modeli AVL Excite PowerUnit görüntüsü... 64	
Şekil 3.36 : Kavrama fiziksel yapısının temsili gösterimi	65
Şekil 3.37 : Kavrama modeli AVL Excite PowerUnit görüntüsü..... 66	
Şekil 3.38 : Motor sistemi sayısal modeli AVL Excite PowerUnit görüntüsü	67
Şekil 3.39 : Şanzıman sayısal modeli dişli bağlantısı modelleme metodu AVL Excite PowerUnit ekran görüntüsü	68
Şekil 3.40 : Şanzıman sayısal modeli AVL Excite PowerUnit görüntüsü..... 69	
Şekil 3.41 : Motor ve şanzıman grubu sayısal modeli AVL Excite PowerUnit ekran görüntüsü..... 70	
Şekil 3.42 : 8 adet vites koşulu için motor çalışma hız aralığı boyunca çarpma sinyali karşılaştırması	71
Şekil 3.43 : 8.vites koşulu için şanzıman grubundaki dişlilerin çarpma sinyali değerlerinin ayrı olarak incelenmesi	72
Şekil 3.44 : Avare dönen bir dişli çifti üzerine etkiyen torkların karşılaştırılması 72	
Şekil 3.45 : Krank mili volan açısal deplasman karşılaştırması Campbell diyagramı 73	
Şekil 3.46 : Şanzıman giriş şaftı açısal deplasman karşılaştırması – Campbell diyagramı	74
Şekil 3.47 : 1 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların zaman alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites..... 74	

Şekil 3.48 : 1 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların mertebe alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites.....	75
Şekil 3.49 : 2 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların zaman alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites.....	76
Şekil 3.50 : 2 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların mertebe alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites.....	76
Şekil 3.51 : 3 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların zaman alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites.....	77
Şekil 3.52 : 3 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların mertebe alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites.....	78
Şekil 3.53 : Dişli temas kuvvetlerinin karşılaştırılması – zaman alanı.....	79
Şekil 3.54 : Dişli temas kuvvetlerinin karşılaştırılması – frekans alanı	80
Şekil 3.55 : Şanzıman yardımcı şaftı açısal deplasman karşılaştırılması – mertebe 0.5.....	80
Şekil 3.56 : Şanzıman yardımcı şaftı açısal deplasman karşılaştırılması – mertebe 5.....	81
Şekil 3.57 : Şanzıman yardımcı şaftı açısal deplasman karşılaştırılması – mertebe 6.5.....	81
Şekil 3.58 : Şanzıman yardımcı şaftı açısal deplasman karşılaştırılması – mertebe 7.....	82
Şekil 4.1 : Krank mili pozisyon sensörü lokasyonu	84
Şekil 4.2 : Krank mili pozisyon sensörü kullanılarak toplanan sinyal örneği [34] ...	85
Şekil 4.3 : Dinamometre odası temsili gösterimi.....	85
Şekil 4.4 : Fiziksel test süresince kullanılan test çevrimi	86
Şekil 4.5 : Sayısal model ve fiziksel test volan noktası açısal deplasman karşılaştırması – Mertebe 1.5.....	87
Şekil 4.6 : Sayısal model ve fiziksel test volan noktası açısal deplasman karşılaştırması – Mertebe 3.....	87
Şekil 4.7 : Sayısal model ve fiziksel test volan noktası açısal deplasman karşılaştırması – Mertebe 4.5.....	88
Şekil 4.8 : Sayısal model ve fiziksel test volan noktası açısal deplasman karşılaştırması – Mertebe 6.....	89
Şekil 4.9 : Diş boşluğu azaltılarak yapılan iterasyonun çarpma sinyali değerlerinin baz durum ile karşılaştırılması.....	90
Şekil 4.10 : Sürtünme torku artırılarak yapılan iterasyonun çarpma sinyali değerlerinin baz durum ile karşılaştırılması.....	91
Şekil 4.11 : Volan dönme yönündeki atalet momenti artırılarak yapılan iterasyonun çarpma sinyali değerlerinin baz durum ile karşılaştırılması	92
Şekil 4.12 : Tasarımın optimize edilmesinde kullanılan akış şeması	93



BİR DİZEL MOTOR VE ŞANZIMAN GRUBUNDA BURULMA TİTREŞİMLERİNİN MODELLENMESİ VE TIKIRTI SESİ DEĞERLENDİRMESİ

ÖZET

Günümüz otomotiv endüstrisi, artan müşteri beklentilerini karşılayabilmek amacıyla ürettikleri motor ve şanzıman grubu elemanlarında sürekli iyileştirmeye gitmektedir. Üretilen araçların performans, dayanım ve emisyon yönünden bir önceki ürüne göre daha verimli olmasını amaçlayan bu hedef, genellikle araçların titreşim ve gürültü karakteristiğini olumsuz etkilemektedir. Müşteri beklentisinin önemli bir bölümünü oluşturan bu ses titreşim ve gürültü karakteristiği, markanın kalite algısını belirleyen en önemli unsurlardan biridir. Motor ve şanzıman grubu, içerisinde fazla sayıda dişli içermesi nedeniyle, araç sisteminde tıkırtı ve çarpma ses problemlerinin sıklıkla görüldüğü alt sistemlerdendir.

Bu çalışmada, ağır ticari dizel bir motor ve şanzıman grubunda görülen tıkırtı ve çarpma sesi problemleri incelenmiş, tıkırtı sesinin simülasyon çalışmaları ile öngörülmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla, motor ve şanzıman grubunun burulma titreşim modelleri kurulmuş, fiziksel tesler ile olan korelasyonları araştırılmış ve tasarımın tıkırtı sesi yönünden iyileştirilmesi için önerilerde bulunulmuştur.

Giriş bölümünde, ağır ticari araçlar için motor ve şanzıman grubu çalışma prensibi ve parçaları hakkında bilgi verilmiş, literatürde yapılan çalışmalar sıralanmıştır. Tıkırtı sesi değerlendirme amacıyla kurulan simülasyon modellerinde test ile korelasyonun önemli bir eksiklik olduğu görülmüştür.

İkinci bölümde ise, bu tez çalışmasında yapılan simülasyon çalışmalarının dayandırıldığı teorik bilgiler verilmiş, tıkırtı sesinin mekanizması açıklanmıştır. Titreşimin temelleri, tıkırtı sesi mekanizması, modal indirgeme ve AVL Excite PowerUnit yazılımı modelleme/çözüm algoritması konularına değinilmiştir.

Üçüncü bölümde, bu tez kapsamında kurulan modellerin detayları anlatılmıştır. Öncelikle AVL Excite Designer yazılımı kullanılarak sistemin analitik modeli ve ardından AVL Excite PowerUnit yazılımı kullanılarak incelenen sistemin sayısal modeli kurulmuştur. Kurulan modeller, sistemin sadece burulma yönündeki serbestlik derecelerini ele almaktadır. Kurulan analitik model kullanılarak sistemin doğal frekansları ve mod şekilleri incelenmiştir. Sistemde bulunan lineer olmayan koşullar (diş boşluğu, karama yayları), AVL Excite Designer yazılımının lineer çözüm uygulaması nedeniyle analitik modele dahil edilmemişken, bu koşullar sayısal modele dahil edilmiştir. Elde edilen sonuçlarda tıkırtı sesi değerlendirme yapabilmek için çarpma sinyali yaklaşımı kullanılmıştır. Çarpma sinyali yaklaşımı kullanılarak tıkırtı sesinin en yüksek olduğu kritik vites koşulu belirlenmiştir. Modellerin sonuçları incelendikten sonra, tıkırtı sesinin daha basit metodlarla incelenebilmesi için yeni bir metot önerilmiştir.

Dördüncü bölümde, kurulan modellerin yeterliliğini doğrulamak amacıyla yapılan fiziksel test çalışması anlatılmıştır. Bu aşamada, dinamometre odasında çalıştırılan motor üzerinden alınan açısal titreşim ölçümleri, sayısal model sonuçları ile merteye alanında kıyaslanmıştır. Ana ve ara mertebeler dahil olmak üzere, kurulan modellerin fiziksel koşulları oldukça iyi yansıttığı görülmüştür. Elde edilen korelasyonun ardından, tıktı sesini iyileştirmek için öneriler sunulmuştur. Literatürde öne çıkan parametreler kullanılarak, sayısal model üzerinde iterasyonlar yapılmış ve çarpma sinyali değeri baz durum ile karşılaştırılmıştır. Sunulan öneriler, tıktı sesine olan etkilerinin yanında dayanım ve performans yönünden de yorumlanmıştır.



TORSIONAL VIBRATION MODELLING OF A DIESEL POWERTRAIN SYSTEM AND RATTLE INVESTIGATION

SUMMARY

During the early developments of vehicles, steam powered engines and gasoline engines were widely used. Researchers had studied on many types of propulsion systems in order to increasing power and torque demands. In 1890's Dr. Rudolph Diesel developed a slow burning, compression ignition, internal combustion engine as called by Rudolph Diesel. By that time, steam engine was the predominant power source for large industries.

Development of Diesel's invention, needed more time and work to become a commercial success. Many engineers and developers joined in the work to improve the market viability of the idea created by Rudolf Diesel. At the same time, researchers studied on making the diesel engines more efficient for propulsion systems. In 1920's turbocharger technology came along and this increased the efficiency of internal combustion engines. Since then, many regulations came along for lower emission levels which initiated a new era as called downsizing.

Diesel and gasoline technologies have crucial impact on customer satisfaction, due to the fact that these technologies directly affect the performance, fuel efficiency and noise levels of engines. There are two types of engines are being used; gasoline engines and diesel engines. Each engine has different combustion characteristics which leads to different dynamic behavior. Compared to gasoline engines, diesel engines has noisier performance since the combustion pressures are significantly higher, leading to higher levels of combustion noise and overall dynamic excitations.

Noise and vibration is an area that automotive manufacturers are investigating to satisfy the increasing customer demands. In recent years, significant improvements in terms of downsizing, lower emission levels, together with the increasing use of lighter materials in powertrain components have led to the additional Noise, Vibration and Harshness (NVH) concerns, establishing them as indicators of vehicle quality and customer satisfaction. Noise radiated from powertrains is known to contribute significantly to the noise experienced inside and outside of vehicles.

Gear rattle is now recognised by vehicle manufacturers as one of the most important target for NVH improvement, following the continuous developments of downsized engines. Engine torque fluctuations due to combustion and the inertial forces, together with the dynamic response of the complete system result in torsional vibrations of the gearbox components, such as the idler gears and layshafts. Current vehicle design trends towards lighter flywheels and lower idling speeds increase the possibility of gear rattles as a major noise source.

Gear rattle is the result of repetitive impacts between teeth surfaces in the presence of backlash at the meshing gear teeth, under unloaded conditions. Transmission of

vibration from the gear shafts through bearings to the gearbox housing is the principal mechanism, radiating noise to the environment. Complex interactions between the powertrain system and industry's need for timely solutions have resulted in costly methods. Most automotive manufacturers are investigating the overall rattle performance during the late design phase by conventional testing methods. This leads to excessive test costs due to the need for prototype of powertrain system, anechoic dyno room and complicated data acquisition systems. Even though there are some studies for the prediction of the rattle noise by numerical modelling methods, physical test correlation and need for rattle evaluation criteria is usually lacking.

The aim of this study is to investigate the rattle characteristics of a heavy duty diesel powertrain system using CAE methods with sufficient physical test correlation. Two different CAE models are created for the investigation of rattle noise. Natural frequencies and mode shapes are determined and impact-impulse parameter is used for rattle prediction. In accordance with the literature studies, CAE models are created by considering component's rotational degrees of freedom. CAE results are compared with the test data in order to determine the level of correlation. As a last step, some optimization studies are carried out to improve the rattle performance of powertrain system.

The work carried out in this thesis is outlined as follows. In the first chapter, general information about the diesel powertrain system, components and working principle are given. Previous studies in the literature are summarised to understand the existing CAE studies for predicting transmission noise. It was decided that, a model which only takes into account of rotational degrees of freedom of the components –as called torsional vibration model- is sufficient for prediction of the rattle noise.

In the second chapter, theoretical background of the subject of thesis is presented. Basis of the vibration theory and eigen value problem are given briefly. Equations of motion of a single gear pair are given for understanding the dynamic interaction between gears. Then rattle mechanism is described for better understanding of the rattle phenomena and impact-impulse response. It is shown that, overall system stiffness and inertia, drag torque, backlash and torsional vibrations are the keywords of the rattle phenomena. Lastly, modelling and solver algorithm of AVL Excite PowerUnit and modal reduction theory are also described briefly in this chapter.

In the third chapter, two CAE models and modelling assumptions are explained. First, a mathematical model is built for understanding the natural frequencies and mode shapes for the entire powertrain system under unloaded condition. AVL Excite Designer software is used for this part of the study. After, a numerical model is built for being able to include the non-linear effects such as backlash and non-linear clutch spring. For this step, AVL Excite PowerUnit is used. With the numerical model results, torsional vibration characteristic of transmission shafts are investigated. Critical gear condition is selected by using the impact-impulse parameter embedded in the software. A new methodology is offered in order to develop a method for predicting the transmission rattle in early phases of a design. Under unloaded conditions of a transmission, impact forces that are acting on the layshaft due to the rattle characteristic, draws an analogy with the operational modal analysis. By comparing the layshaft dynamic response under impact forces and without the impact forces a methodology is offered by predicting the rattle by making simple torsional vibration measurement.

In the fourth chapter, CAE and physical test correlation is investigated. Engine system –without the transmission system- is used for physical testing since the transmission under investigation is still in design phase. Torsional vibrations are measured from crankshaft position sensor mounted on the flywheel ring gear. CAE results are compared with the physical test results for various engine orders in terms of angular displacement. Good correlation level is obtained, which indicates that CAE model is sufficiently accurate enough for rattle predictions. As a last step, optimization studies are carried out so as to reduce rattle noise. Backlash, drag torque and flywheel inertia are selected as optimization parameters and results are compared with the base design results. For rattle noise comparisons, impact impulse parameter is used. Results of the optimization studies are evaluated by considering their noise&vibration, performance and durability effect.

Lastly, some concluding remarks are presented and some possible future studies are suggested.





1. GİRİŞ

Günümüz otomotiv endüstrisinde yükselen trend öncekilerden daha verimli araçlar üretme yönünde ilerlemektedir. Bu doğrultuda, üretilen araçlar, araç dinamiği, yakıt tüketimi, karbon salınımı ve dayanım yönünden bir önceki ürünlere göre iyileştirilmiş şekilde tasarlanmaktadır. Ancak bu iyileştirmeler genellikle ürünün ses ve titreşim karakteristiğini olumsuz etkilemektedir. Motor ve şanzıman grubu – ingilizcede powertrain olarak adlandırılır- bir aracın ses ve titreşim probleminin en önemli kaynağı olarak değerlendirilir. Motor ve şanzımanda üretilen tahrik kuvvetleri motor bloğu ve motor kulakları vasıtası ile araç içerisine ve sürücü koltuğuna iletilir. Bu durum, sürücü ve yolcu konforu açısından olumsuz sonuçlara sebep olur ve ürünün/ markanın kalite algısını düşürür. Tipik bir ağır ticari araç için motor ve şanzıman grubu sistemi aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 1.1 : Tipik bir ağır ticari araç için motor ve şanzıman grubu parçaları [35].

Özellikle ağırlık yönünden optimize edilmiş motor ve şanzıman sistemleri, genellikle üretilen tahrik kuvvetlerine karşı daha hassastır. Yatak bağlantıları, dişliler, anlık

Çarpma kuvvetleri, yağlama karakteristiği gibi etkileşimler sonucunda motor ve şanzıman sistemlerinde çeşitli “Ses Titreşim ve Sertlik” (STS) (Noise, Vibration and Harshness –NVH-) problemleri oluşur. Literatür araştırması boyunca oldukça farklı karaktere sahip ses problemleriyle karşılaşmış olsa da günümüzde en çok bilinen ve çözümü vakit alan problemler Tıkırtı (Rattle), İleme (Whine) ve arpma (Clonk) olarak sıralanabilir. Genellikle sıralanan bu ses problemleri adlarını sistemin oluşturduğu sesin İngilizce dilindeki telaffuzundan almaktadır.

Otomotiv endüstrisinde, geçen zaman boyunca, bu problemleri çözebilmek amacıyla çeşitli methodlar denenmiş ve tasarımlar iyileştirilmeye çalışılmıştır. Sistemi daha iyi modelleyebilmek adına yapılan kabuller tekrar tekrar sorgulanmış, lineer olmayan karakteristikli etkileşim elemanları kullanılmış ve kullanılan modellerin serbestlik dereceleri artırılmıştır. Ancak çoğu zaman bu durum modellerin zorluk derecesini yükseltmiş ve çözüm zamanlarının artmasına neden olmuştur.

Bu çalışmada, bahsi geçen STS parametrelerinin iyileştirilmesi amacıyla, bir ağır ticari dizel motor ve şanzıman grubu, öncelikle AVL Excite Designer programında basit bir analitik model kurularak, ardından da AVL Excite PowerUnit (Excite PU) programında sayısal model kurularak modellenmiş, kurulan modellerin fiziksel testlerle olan karşılaştırılması yapılmış ve fiziksel prototipi iyileştirmek amacıyla iyileştirme önerileri sunulmuştur.

Ancak, sistemi daha iyi anlamak ve modelleyebilmek adına, öncelikle 4 stroklu bir içten yanmalı dizel motorun tanıtımı yapılmıştır.

1.1 İçten Yanmalı Dizel Bir Aracın Motor ve Şanzıman Sistemi

Tipik bir içten yanmalı motor ve şanzıman grubu bu bölümde;

1.Motor Sistemi

2.Şanzıman Sistemi

olmak üzere iki ana başlıkta incelenmiştir.

1.1.1 Motor sistemi

Motor sistemi, yanma işleminin, önce ötelenme ardından da dönme hareketine çevirildiği, bir araç sisteminin en temel parçalarından biridir. Bu başlıkta tipik bir ağır ticari dizel motorun çalışma mantığı ve ana parçaları verilmiştir.

4 stroklu içten yanmalı bir motorun çalışma mekanizması 4 ana aşamada incelenebilir. Bu sınıflandırma motorun bir çevriminin, pistonun gömlek içerisindeki hareketine göre bölünmesiyle oluşturulmuştur.

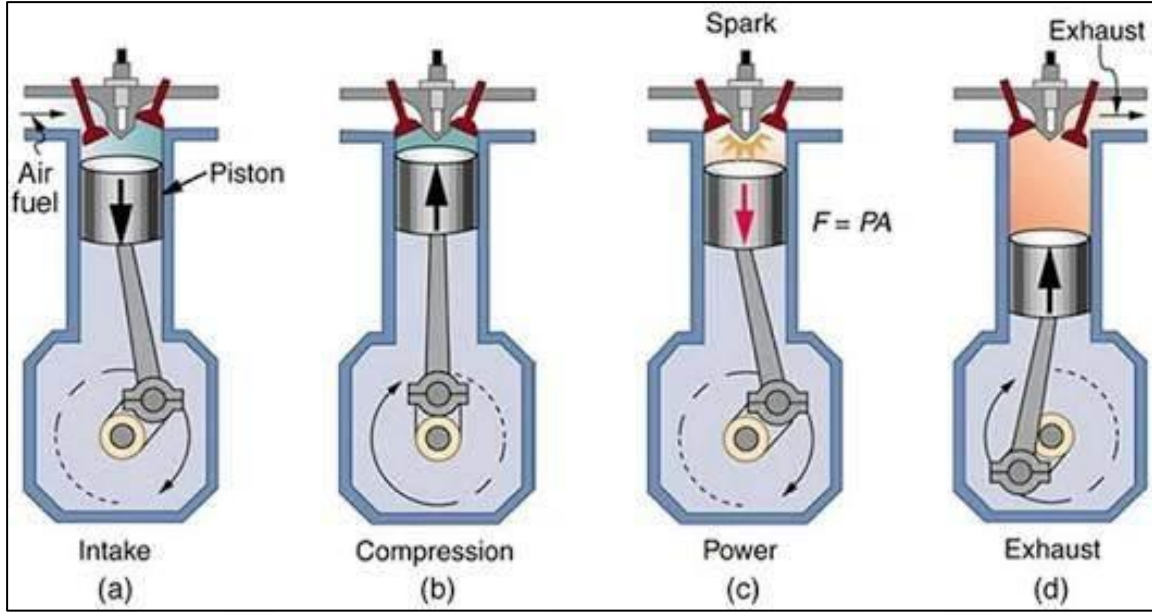
1. Emme: Emme stroğu, pistonun Üst Ölü Noktasında (Ü.Ö.N) başlar ve Alt Ölü Noktasında (A.Ö.N) biter. Bu strokta, atmosferik motorlarda, emme valfi açık konumda iken, piston aşağı inerek hava-yakıt karışımını emme etkisi ile silindir içine doldurur. Turbo ya da superşarj beslemeli motorlarda ise hava-yakıt karışımı piston emme etkisine ek olarak, ekstra bir tahrik gücünün de yardımıyla silindir içine doldurulur.

2. Sıkıştırma: Bu stroke pistonun A.Ö.N ile Ü.Ö.N arasındaki hareketi sırasında gerçekleşir. Silindir içine doldurulmuş olan hava karışımı pistonun yukarı hareketi vasıtası ile sıkıştırılır ve yanma stroğuna hazırlanır. Bu aşamada emme ve eksoz valfleri kapalıdır.

3. Yanma: Bu aşama 4 strok çevriminin ikinci turunun başlangıcıdır. Bu aşamaya kadar krank mili 360 derecelik bir turu tamamlamıştır. Piston Ü.Ö.N’de iken, sıkıştırılmış hava-yakıt karışımı, buji vasıtası ile ateşlenir (benzinli motorlar için) ya da sıkıştırma vasıtası ile ısınan karışım patlar (dizel motorlar için). Oluşan yanma basıncı pistonu A.Ö.N’ye doğru iter. Bu strokta emme ve eksoz valfleri kapalı konumdadır. Motordan alınan krank mili tahrik kuvveti, bu stroktaki hareket sayesinde elde edilir.

4. Eksoz: Eksoz stroğunda, piston A.Ö.N’den Ü.Ö.N’ya doğru hareket eder. Bu hareket neticesinde, silindir içinde yanma sonucu oluşan gazlar, açık konumda olan eksoz valfi üzerinden geçerek dışarıya atılır.

Şekil 1.2’de 4 stoklu bir motorun çevrimi verilmiştir.



Şekil 1.2 : 4 stroklu bir motorun çevrim adımları [36].

Verilen temel girişten sonra, tipik bir ağır ticari dizel motor ve şanzıman grubunun parçaları tanıtmıştır. Bu tanımlama 3 ana başlık altında incelenebilir:

1. Baz Motor
2. Güç Çevrim Sistemi
3. Ek Sistemler

Literatürde farklı sınıflandırmalar bulunsa da, yapılan projeyi daha iyi kavrayabilmek adına bu sınıflandırma kullanılmıştır.

1.1.1.1 Baz motor

Baz motor, motor bloğu, silindir kafası, karter, valf kapağı ve şanzıman yuvası parçalarından oluşan sistem bütünüdür.

Motor Bloğu: Genellikle dökme demirden imal edilen silindir bloğu, piston, biyel kolu, krank mili ve diğer ek sistemler için taşıyıcı bir parçadır. Kendi içerisinde soğutma ve yağlama kanallarını bulundurur. Bu sayede sistemin sıcaklık kontrolü, ve gerekli olan sistemlere yağ aktarımı sağlanır

Silindir Kafası: İçten yanmalı bir motorda silindir kafası –genellikle sadece kafa diye adlandırılır- silindir bloğunun üzerine civatalar yardımı ile oturtulur. Güç aktarım sisteminin bir parçası olan valf sistemi için taşıyıcı bir parçadır. Motor

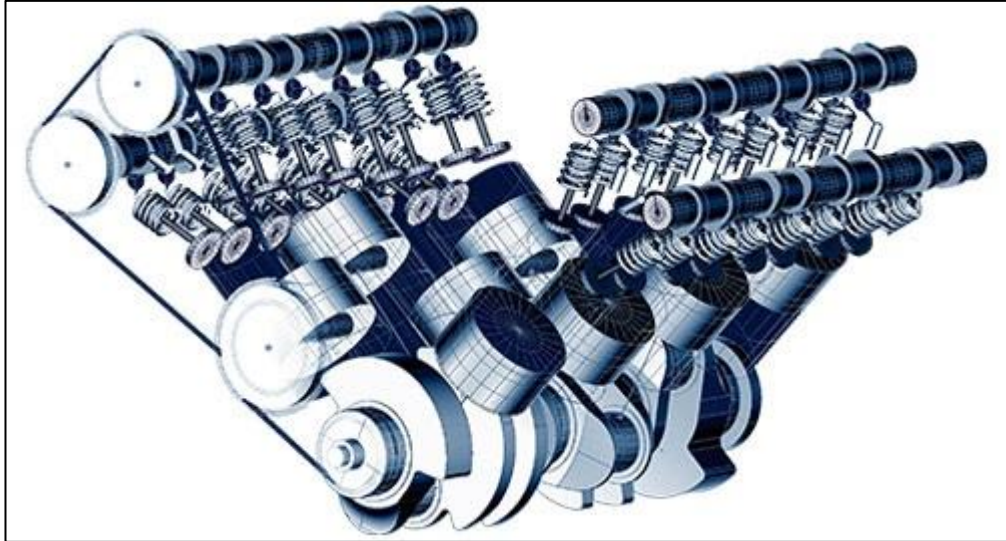
bloğuna benzer şekilde, yağlama ve soğutma kanalları ile bağlı olduğu sistemlere gerekli koşulları sağlar.

Karter: Karter, ince çelik ya da kompozitten yapılan, motor bloğuna alttan bağlanmış bir parçadır. Parçanın görevi, sisteme gerekli olan yağ transferini sağlayabilmek için yağ depolamaktır. Çoğu sistemde yap pompası de karterin içerisinde bulunur. Çalışma sırasında motor içerisinde sirkülasyon halinde olan yağ, dinlenme halinde tekrar karter içerisinde toplanıp, bir sonraki çalışma için hazır halde bekletilir.

Şanzıman Yuvası: Şanzıman yuvası, motor bloğuna benzer şekilde, şanzıman içerisindeki şaftların ve diğer komponentlerin bağlandığı parçadır. Motor sisteminden farklı olarak, şanzıman sistemi yağ depolamasını ayrı bir karterde değil, şanzıman yuvası içerisinde tutar.

1.1.1.2 Güç çevrim sistemi

Güç aktarım sistemi, –ingilizcede Power Conversion System olarak adlandırılır- piston, biyel kolu, krank mili, volan, kavrama, yataklar, şanzıman şaftları, dişliler, zamanlama sistemi ve valf sistemlerinden oluşur. Motor içerisinde dönme hareketi yapan sistemlerin büyük bir çoğunluğu bu alt gruptadır.



Şekil 1.3 : Güç çevrim sistemi elemanları temsili gösterimi [37].

Krank Mili: Krank mili, öteleme hareketinden dönme hareketinin elde edilmesini sağlayan parçadır. Pistondan ve biyel kollarından gelen öteleme hareketi krank kolu

vasıtası ile dönme hareketine çevrilir ve cıvatalarla bağlanmış olan volan vasıtasıyla diğer sistemlere aktarılır.

Volan: Krank miline bağlı olan bu parça, sıralı yanma nedeniyle krank milinde oluşan hız dalgalanmalarını azaltmak amacı ile kullanılır. Büyük dairesel bir kütle şeklindeki bu parça aynı zamanda motor üzerinde geri bildirimli sensörlerle hız kontrolünü sağlayan büyük bir dişli sistemine sahiptir.

Burulma Titreşim Damperi: Krank üzerindeki burulma titreşimlerini azaltmak amacıyla kullanılan bu parça krank milinin ön tarafına bağlıdır. Motor çeşidi ve büyüklüğüne göre kuru sürtünmeli ya da viskoz damperler kullanılabilir. Damper krank üzerindeki titreşimleri azaltarak, genellikle kayış sistemi ile tahrik edilen ek sistemlerin titreşimden daha az etkilenmesini sağlar. Genellikle, 3 parçadan oluşan bu sistem, krank sisteminin ilk burulma doğal frekansını sönümleyecek şekilde ayarlanmıştır.

Piston: Piston öteleme hareketi yapan ve piston segmanları vasıtasıyla silindir içi gaz yalıtımını yapan bir elemandır. 4 stroklu bir motorun çalışma prensibinde de verildiği üzere, motorun çevrimini tamalaması için en önemli parçalardan biridir.

Biyel Kolu: İçten yanmalı bir motorda biyel kolu piston ve krank milinin bağlantısını sağlar. Krank mili ile beraber, öteleme hareketinin dönme hareketine çevrilmesini sağlayan basit bir mekanizmadır. 4 stroklu motorlarda hem çekme hem de itme kuvvetlerine maruz kalan bu parça, 2 stroklu motorlarda genellikle sadece itme kuvvetine maruz kalır.

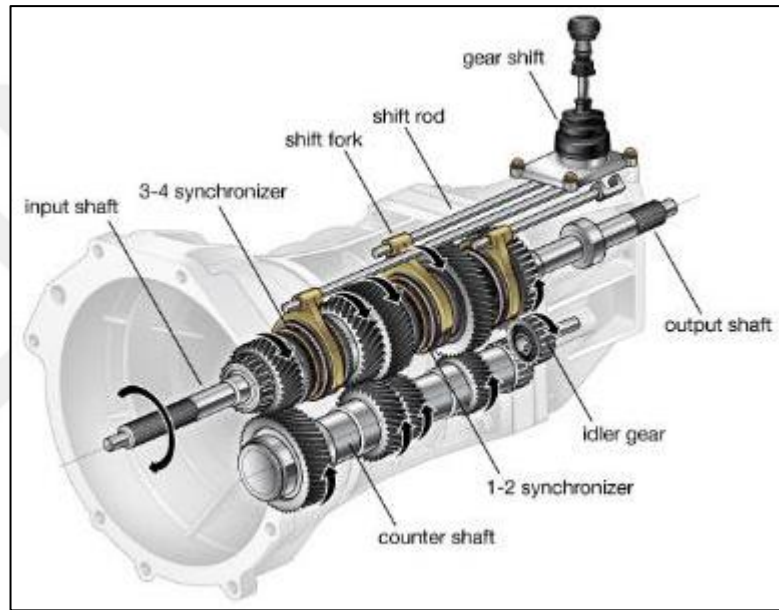
Ana yataklar: Ana yataklar krank milinin dönme hareketini sağlamak ve yağlama vasıtası ile sürtünme kuvvetlerini düşürmek amacıyla kullanılır. Her ana yatak alt ve üst yatak olmak üzere 2 parçadan oluşur. Üst yataklar motor bloğuna montajlanırken alt yataklar motor keplerine bağlanır. Ana yataklara ek olarak motorlarda, genellikle sadece tek bir ana yatak bölgesinde, eksenel hareketi önlemek amacıyla eksenel yatak çifti bulunur.

Güç aktarım sistemlerinin motor elemanları tanıtıldıktan sonra bu bölümde şanzıman elemanları verilecektir.

Şanzıman, güç ve moment aktarımının kontrollü bir şekilde yapıldığı bir çevrim aracıdır. Otomotiv sistemlerinde şanzıman, kavrama, şaftlar, dişli çiftleri, senkromeçlerden oluşur. Coğu binek araç uygulamalarında (5-6 vites), şanzıman 2

şaft ve 4 dişli çiftinden oluşurken, ağır ticari uygulamalarda (12-16-18 vites) genellikle 3 şaft, 6 dişli çifti ve planet dişli bulunmaktadır.

Volandan alınan moment, kavrama vasıtasıyla, şanzımanın giriş şaftına aktarılır. Burada ilk dişli çiftinden geçen moment akışı belli bir oranda büyütülür/küçültülür ve yardımcı şafta gelir. Yardımcı şafttan akıp, tekrar bir dişli çiftinden geçen moment, çıkış şaftına ve ardından planet dişlisine gelir. Böylece motordan alınan tork/moment, istenen oranda büyütülmüş veya küçültülmüş olur. İçerisinde oldukça fazla sayıda dişli bulundurması nedeni ile, potansiyel bir tıkırtı sesi (Rattle) problem kaynağıdır. Şanzıman sistemindeki parçalar Şekil 1.4’te verilmiştir.



Şekil 1.4 : Şanzıman sistemi parçaları temsili gösterimi [38].

Kavrama: Kavrama, motor ve şanzıman arasında güç aktarımını kontrol eden bir mekanizmadır. Volan ve giriş şaftı arasındaki güç aktarımını kesmek ya da belli bir oranda vermek amacıyla kullanılır. Bunun yanında içerisinde bulunan helisel yaylar sayesinde, motorda oluşan yüksek hız dalgalanmalarını azaltarak, şanzıman sistemine daha az aktarılmasını sağlar.

Giriş Şaftı: Giriş şaftı motordan gelen torkun şanzıman içerisinde ilk aktarıldığı yerdir. 2 noktadan yataklanan bu şaft üzerinde ayırıcı dişlisi bulunmaktadır. Bu dişli, senkromeçler yardımıyla, avare ya da şaft ile aynı hızda döndürülerek tork transferini sağlamaktadır.

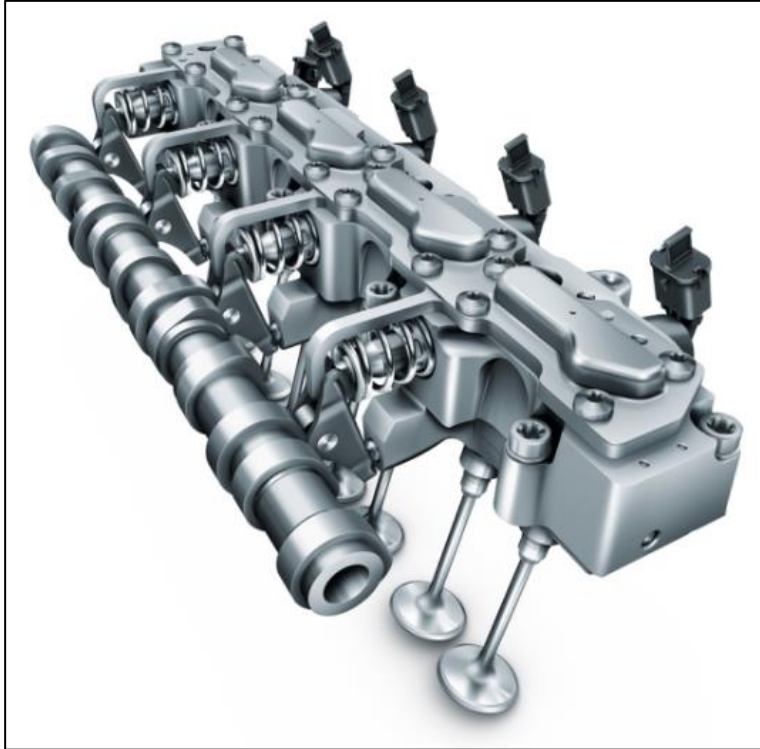
Yardımcı şaft: Yardımcı şaft, krank mili ekseninden farklı bir ekseninde, üzerindeki dişlileri çakılı olarak üretilmektedir. Seçilen vites oranına göre üzerinden tork aktarımı olup olmadığından bağımsız olarak sürekli dönme hareketi yapmaktadır.

Çıkış Şaftı: Çıkış şaftı sistemdeki çoğu dişliyi içerir şafttır. Giriş şaftına benzer bir şekilde, senkromeçler yardımıyla gerekli dişlilerin şaftla olan teması sağlanır ve şaftın istenen hızda/torkta dönmesi sağlanmış olur.

Dişli çiftleri: Şanzımanda tork aktarımı sırasında farklı çevrim oranları sağlamak amacıyla dişli çiftleri kullanılır. Geri vites dişlisi haricinde, ses problemlerini önlemek amacıyla helisel dişliler kullanılmaktadır.

Senkromeç: Senkromeçler farklı hızlarda dönmekte olan şaft ve dişlilerin hızlarını, sürtünme plakaları kullanarak eşitlemek amacıyla kullanılır.

Krank ve şanzıman sistemi tanıtıldıktan sonra bu aşamada valf sistemleri hakkında bilgi verilmiştir. Motor tipi ve büyüklüğüne göre değişen çok farklı tiplerde valf sistemleri bulunsun da bu bölümde, projede incelenen motordaki valf sistemi (külbütör kollu) tanıtılmıştır. Valf sistemi, valfler, yaylar, hidrolik iticiler, kam milleri, külbütör kolu ve zamanlama sistemi parçalarından oluşur. Şekil 1.5'te valf sistemi parçaları verilmiştir.



Şekil 1.5 : Valf sistemi parçaları temsili gösterimi [39].

Valf(Subap): Düz valfli bir motorda valf genellikle 4 strok çevrimi sırasında silindire alıncak ve atılacak gazların miktarını ayarlama da kullanılır. Kam mili vasıtasıyla zamanlama sisteme bağlanarak tahrik alır. Açılmasını kam mili ve lobları vasıtasıyla yaparken, kapanma hareketi bağlı olduğu yaylar vasıtasıyla sağlanır.

Yay: Valf yayı sarmal bir yay çeşidi olup, valfi kapalı konumda tutmayı sağlar. Bu parçanın karakteristiği sistemin STS karakteristiğinde önemli bir rol oynamaktadır.

Hidrolik iticiler: Hidrolik iticiler montaj koşullarında oluşan, valf bağlantılarındaki aralıkların giderilmesi için kullanılır. Soğuk motor koşullarında daha fazla olan bu aralık, motor ısındıkça etkisini yitirmeye başlasa da, motorun STS ve aşınma karakteristiğine büyük oranda etki etmektedir. Hidrolik basınç ile çalışan iticiler, valfi iterek bu aralığın kapatılıp daha sessiz ve uzun ömürlü bir motor tasarımına olanak sağlamaktadır.

Kam mili ve lobları: İçten yanmalı motorlarda, kam mili, valfleri tahrik etmek amacıyla kullanılır. Üzerinde kam loblar bulunan bu sistem, her bir valf için ayrı bir zamanlama kullanır. Mükemmel dairesel bir silindir üzerine eklenen loblar ile valflerin her bir stroktaki açılış ve kapanış zamanları, hızları ve ivmeleri kontrol edilir. Kam milleri zamanlama sistemine (zincir, kayış ya da dişli) bağlanarak tahrik edilir.

Külbütör kolu: Külbütör kolu, kam loblarından aldığı tahriği sallanma hareketi ile valflere ileten bir parçadır. Kam mili ve lobları yükselmeye başladığında aldığı tahrik hareketini belirli bir çevrim oranı ile (moment kolu) valflere iletir. Aynı zamanda hidrolik iticilerin de bağlandığı parçadır.

Zamanlama Sistemi: Zamanlama sistemi krank milinden aldığı dönme hareketini kayış, zincir ya da dişli yardımı ile valf sistemine ileten parçadır. Çoğu araçta, kayış ve zincir sistemleri kullanılsa da genellikle ağır ticari araçlarda artan momenti karşılayabilmek amacıyla dişli sistemleri kullanılmaktadır. Kullanılan zamanlama sistemi tipinin, motorun STS karakteristiğine büyük etkisi vardır. Kayış ve Zincir sistemlerinde genellikle İnleme (Whine) problemleri daha çok görülürken, dişli sistemlerinde Tıkırtı (Rattle) problemleri daha baskın olmaktadır.

1.1.1.3 Ek sistemler

Motor ve şanzıman grubundaki ek sistemler, incelenen motor türüne göre değişmekte olup, bu bölümde sadece birkaç tanesi açıklanmıştır.

Turboşarj: Turboşarj, egzoz gazlarını alarak bir türbini döndürmek için kullanır. Bu türbin kompresör tarafındaki ikinci bir türbini döndürür ve bu ikinci türbin hava giriş sistemindeki havanın sıkıştırılmasını sağlar. Böylece, içeriye alınan havanın basıncı artırılarak yanma odasına daha fazla hava alınabilmesi ve daha fazla yakıt enjekte edilebilmesi sağlanır. Fazla basınçlı hava girişi ayrıca çıkış gazlarının da daha hızlı atılmasına yardımcı olur. Turbosarj egzoz manifolduna, katalitik konvertöre ve hava giriş sistemine bağlanır.

Egzoz gazı geriçevrim sistemi: Yanma odasından çıkan egzoz gazlarının bir kısmını soğutup hava giriş sistemindeki havayla karışmasını sağlayan parçadır. Böylece yanma sırasında oluşan ısı düşer ve zararlı gaz oluşumu azalır. Ancak bu yanma gazlarının özgül ısı oranını düşürür ve motorun daha az güç üretmesini sağlar.

Alternatör: Mekanik enerjiyi alternatif akıma çeviren elektromekanik bir aygıttır. Motor çalışırken akünün şarj olmasını ve diğer elektrik sistemlerinin enerjisini sağlar.

Katalitik konvertör: Egzoz manifoldundan çıkan atık gazların dışarı verilmeden önce daha az zararlı hale gelmesini sağlayan parçadır. Atık gazlara ikinci bir yanma sağlayarak kirletici gazların indirgenmesini sağlar.

1.2 Problem Tanımı ve Amaç

Günümüz otomotiv endüstrisi, artan müşteri beklentilerini karşılamak amacıyla sürekli kendini geliştirmektedir. Yakıt tüketimin ve karbon salınımının azaltılması, araç veriminin artırılması yolunda yapılan çalışmalar genellikle STS metriklerini olumsuz etkilemektedir. Binek ve ağır ticari araçlar göz önüne alındığında müşterini kalite algısını belirleyen bu metriklere önem verilmesi gerektiği ortadadır.

İncelenen sistem göz önüne alındığında, en çok rastlanan Tıkırtı (Rattle) ve Çarpma (Clonk) problemlerinin incelenmesi problemin tanımını oluşturmaktadır. Günümüz endüstri koşullarında, tasarım sırasında ortaya çıkan bu problemler genellikle fiziksel

testler yardımıyla çözülmeye çalışmakta olup, bu durum ürün maliyetini yükseltmektedir.

Bu çalışmanın amacı motor ve şanzıman grubunun tasarım ve geliştirmesinde yapılan fiziksel testleri öngörebilecek sayısal bir model geliştirmek, bu modelin doğruluğundan emin olmak ve model üzerinde kontrollü deneyler yaparak tasarıma yön verebilmektir.

Bu doğrultuda, normal şartlarda yapılacak olan fiziksel testlerin ve insan gücünün azaltılması, daha kısa sürede daha fazla parametre incelenerek daha iyi bir tasarım yapılabilmesi amaçlanmaktadır.

1.3 Literatür Araştırması

Bu bölümde problem tanımında verilen konu ile ilgili yapılan daha önceki çalışmalar taranmıştır. Yapılan çalışmalar motor sistemi ve şanzıman sistemi olmak üzere iki ayrı bölümde incelenmiş ve özetlenmiştir.

1.3.1 Motor sistemi

İçten yanmalı motorlar, mühendislik biliminde üzerinde en çok ve en uzun süredir çalışılan konulardan biridir. Bu yüzden literatürde bu konuda oldukça çok örnek bulunmaktadır. İçten yanmalı motorların yapısını, parçalarını ve çalışma prensibini anlamak için John B. Heywood'un, Internal Combustion Engine Fundamentals [1] isimli kitabı ve Richard Stone'un Introduction to Internal Combustion Engines [2] isimli kitabı oldukça faydalıdır ve en çok kullanılan referanslardandır.

İçten yanmalı motor sistemlerinin bilgisayar destekli simülasyonları uzun yıllardır üzerinde çalışılan bir konudur ve bu konuda birçok çalışma mevcuttur. Bu bölümde daha çok ağır ticari dizel motorlarda yapılan çalışmalara yer verilmiştir.

Czerny ve diğerleri ise 1993 yılında 16 silindirli bir dizel gemi motoru bloğunu sonlu elemanlar metodu ile modellemişlerdir [3]. Doğal Frekans Analizi yaptıkları silindir bloğuna; önceden ölçülen silindir basınçlarından yükleri hesaplayarak ve silindirlere ve ana yataklara uygulayarak, zorlanmış titreşim analizi (ZTA) yapmışlar ve daha sonra bir takım optimizasyon çalışmalarına gitmişlerdir. Ancak bu işlemlerde fiziksel test kullanmamışlar, sadece sayısal model üzerinden çalışmışlardır

C. Knauder ve diğerleri, Analysis of the Journal Bearing Friction Losses in a Heavy-Duty Diesel Engine[4] isimli çalışmada içten yanmalı bir ağır ticari dizel motorunu AVL Excite PowerUnit yazılımında modellemiş ve krank mili ana yataklarındaki sürtünme kayıpları üzerinde iyileştirme çalışması yapmıştır. Çalışmada simülasyon sonuçları test sonuçlarıyla kıyaslanmıştır.

Ç. Kocaoğlu ve diğerleri, Comparison of Two Modeling Techniques for Piston-Liner Interaction in Terms of Piston Secondary Motion Using AVL Excite[5] isimli yayında içten yanmalı ağır ticari bir dizel motorda piston hareketini iki farklı modelleme metodu ile modellemiştir. Modelden elde edilen motor bloğu dış yüzey hızları fiziksel testlerle kıyaslanmıştır.

Z.Konyha ve diğerleri, Visualization of Elastic Body Dynamics for Automotive Engine Simulations[6] isimli yayında AVL Excite PowerUnit programında bir motorun zorlanmış titreşim modelinin kurulması aşamaları ile ilgili detaylı bilgiler vermiştir. Çalışmada tipik bir Çokcisim Sistem Dinamiği (ÇSD) modelinin kurulum aşamaları anlatılmıştır.

G. Offner ve diğerleri, Flexible Multi-body Dynamics Simulation – A Powerful Method for Prediction of Structure Borne Noise of Internal Combustion Engines[7] isimli çalışmada tamamen esnek geometrilerden oluşan bir motor modelinde güç aktarım sistemlerinin tamamını dinamik olarak modellemiş, piston ikincil hareketini detaylı incelemiş ve motor takozlarındaki titreşimlerin test ile korelasyonunu sağlamıştır. Ayrıca AVL Excite PowerUnit yazılımının modelleme ve çözüm aşamasında kullandığı denklemleri detaylı bir şekilde açıklamıştır. Ek olarak yazılımın kurulumu ile beraber gelen AVL Excite PowerUnit Theory[8] ve AVL Excite PowerUnit User's Guide[9] dökümanları bu konuda oldukça aydınlatıcıdır.

1.3.2 Şanzıman sistemi

Şanzıman sisteminin tanınmasına ve anlaşılmasına yardımcı olmak amacıyla, K. Rajput'un A Text Book of Automobile Engineering [10] isimli kitabı oldukça faydalı bir kaynaktır.

Şanzıman sistemlerin bilgisayar destekli simülasyonu yine üzerinde uzun yıllar çalışılmış bir konudur ve bununla ilgili bir çok analitik ve numerik modelleme çalışmaları yapılmıştır.

Çalışan dişli sistemlerini incelemek adına T. C. Kim ve diğerleri, Dynamic Interactions Between Loaded and Unloaded Gear Pairs Under Rattle Conditions [11] isimli bir çalışma yapmış ve dişli çiftlerinin lineer ve lineer olmayan modelleme teknikleriyle tıkırtı (Rattle) karakteristiğini analitik modellerle incelemişlerdir. Benzer örnekler olarak, R.J. Comparin ve R. Singh, An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle [12] çalışması, R. Singh ve diğerlerinin, Analysis of Automotive Neutral Gear Rattle [13] çalışması verilebilir. Bu çalışmalarda, dişli sistemlerindeki tıkırtı problemi araştırılmış, kurulması gereken modelin serbestlik derecesi hakkında bilgi verilmiş ve değerlendirme için kriterler koyulmuştur.

Şanzıman sistemindeki yağ ve sıcaklık karakteristiğinin tıkırtı problemine olan etkisini araştırmak için, E.P. Trochon ve diğerleri, Effect of Automotive Gearbox Temperature Transmission Rattle Noise[14] isimli bir çalışma yapmıştır. Değişken yağ sıcaklığının sebep olacağı sürtünme momentlerinin tıkırtı (rattle) problemine olan etkisi araştırılmıştır.

Şanzıman sisteminin dinamik davranışında çok büyük bir önemi olan kavrama elemanı ile ilgili de birçok çalışma yapılmıştır. J.-Y. Yoon ve R. Singh, Effect of Multi-Staged Clutch Damper Characteristics on Transmission Gear Rattle Under Two Engine Conditions[15] isimli ve C. Padmanabhan ve diğerleri, Influence of Clutch Design on the Reduction and Perception of Automotive Transmission Rattle Noise [16] isimli bir çalışma yayınlamıştır.

Bunun yanında, Çarpma (Clonk) problemi ile ilgili de bazı çalışmalar yapılmıştır. A. Crowther ve diğerleri, Development of a Clunk Simulation Model for a Rear Wheel Drive Vehicle with Automatic Transmission isimli çalışmada sık görülen STS metrikleri açıklanmıştır. Bunun yanında J. A. Plattenburg ve R. Singh, Noise Control using Damping Treatments, Active and Passive Control, Acoustic Radiation, and Approximate Analytical Methods[17] ve W. Oh, Examination of Clunk Phenomena using a Non-Linear Torsional Model of a Front-Wheel Drive Vehicle with Manual Transmission[18] isimli yayınlar kararsız yapıdaki burulma sistemlerinin modellenmesi ve analizi açısından oldukça faydalıdır.

Bunun yanında M. Bozca, Torsional Vibration Model Based Optimization of Gearbox Geometric Design Parameters to Reduce Rattle Noise in an Automotive Transmission[19] isimli yayınında bir otomotiv şanzımanındaki dişli çiftinde,

parametrelerin tıkkrtı (rattle) problemine olan etkisini incelemiş ve optimizasyon önerileri sunmuştur.

Kurulan modellerin çözdürülmesi sırasında çıkan problemleri incelemek ve optimize etmek amacıyla C. Padmanabhan ve diğerleri, Computational Issues Associated with Gear Rattle Analysis [20] isimli bir çalışma yayınlamıştır.

Bu aşamaya kadar verilen kaynaklar, genellikle analitik ve hızlı çözüm veren modelleme teknikleri ile ilgili olmakla birlikte, çok sayıda olmasa da, daha karmaşık numerik modelleme çalışmaları da yapılmıştır.

M. Spouch ve diğerleri, Analysis of Gearbox Acoustics with AVL EXCITE [21] isimli çalışma AVL Excite PowerUnit yazılımında şanzıman modellemesi ve tıkkrtı (rattle) optimizasyonu için oldukça faydalıdır. Benzer bir şekilde, Xiaoying Ma. Ve diğerleri, Rattle Simulation Analysis of a Manual Gearbox[22] isimli çalışmasında ÇSD programı kullanarak şanzıman tıkkrtı(rattle) probleminin incelenmesi konusunda çalışma yapmıştır.

Literatür araştırması sonucunda motor ve şanzıman sistemi için analitik modelleme alanında bir çok çalışma bulunsa da tüm sistemin modellenip eş zamanlı çözüm yapıldığı ÇSD yazılımları alanında fazla çalışma bulunmadığı görülmüştür. Kurulan analitik modeller hızlı çözüm sağlasalar da genellikle yeterli detayı sağlama ve çok sayıda elemanı modelleme açısından yetersiz kalmaktadır. Öte yandan ÇSD programları ile yapılan detaylı modellemeler, daha fazla sayıda lineer olmayan karakteristikli elemanların kullanımına olanak sağlaması, artan işlemci kapasiteleri de düşünüldüğünde daha kapsamlı çözümler sunmaktadır. Henüz yükselen bir trend olan ÇSD modellerinde, test ile elde edilmesi gereken karşılaştırma da önemli bir eksiktir.

1.4 Çalışmanın Kapsamı

Literatür çalışması yapıldıktan sonra bu bölümde problemin çözümü için yapılacak olan kabuller ve çalışmanın kapsamı açıklanacaktır.

Bir önceki bölümde de açıklandığı üzere, problem tanımında verilmiş olan Tıkkrtı ve Çarpma ses problemleri, genellikle sistemdeki dönen parçaların sadece dönme yönündeki serbestlikleri göz önüne alınarak modellenmesi yöntemiyle incelenmektedir. Bu çalışmada da sistem parçaların sadece dönme yönündeki

serbestlik dereceleri kullanılarak modellenmiştir. Bu bağlamda yapılacak olan modelleme çalışması iki aşamaya bölünmüş, öncelikle sistemin dinamik karakteristiğini anlamak ve burulma doğal frekanslarını incelemek için AVL Excite Designer yazılımında analitik bir model kurulmuştur. Ardından, sistemi daha detaylı modelleyebilmek adına, AVL Excite PowerUnit isimli Çokcisim Sistem Dinamiği ÇSD (Multi Body Dynamics) programı kullanılarak sistemin sayısal modeli kurulmuş ve zaman alanında zorlanmış titreşim analizi yapılmıştır. Kurulan modellerle, sistemin kararlı hal rejiminde olduğu anları incelenmiştir.

Kurulan modellerin doğruluğunu denetlemek amacıyla, sonuçlar, yapılan fiziksel testlerle karşılaştırılmıştır.

Test ile yapılan karşılaştırmadan sonra, literatürde belirtilen ve bahsi geçen tıkırtı sesi problemine etkisi olan parametreler için iyileştirme çalışması yapılmış ve tasarımın iyileştirilmesi için öneri verilmiştir.

Çalışmada;

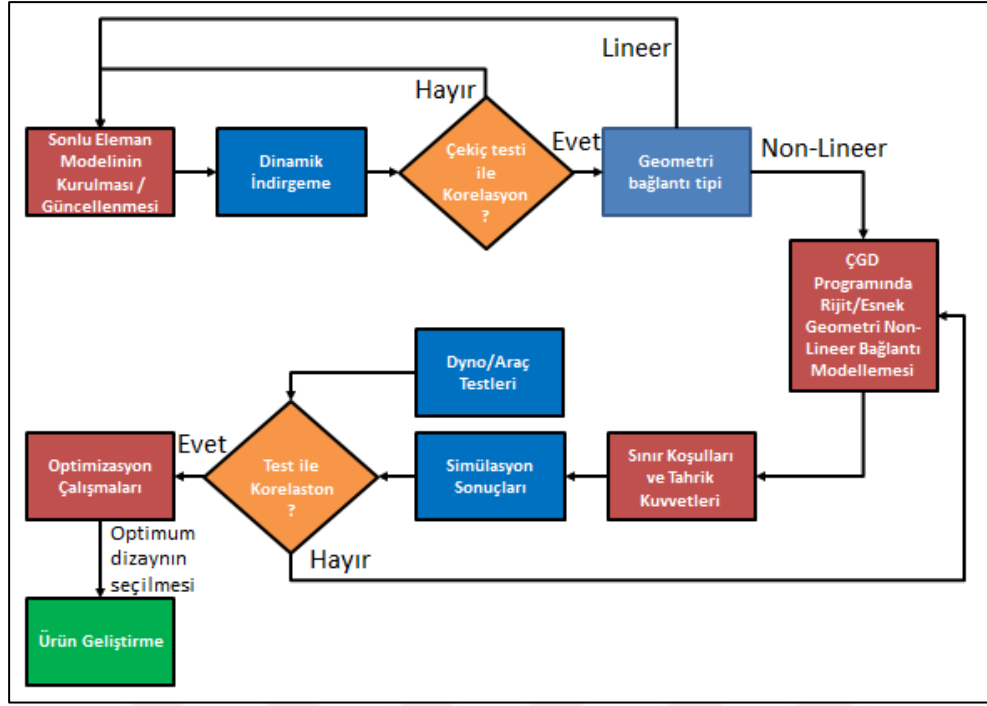
Modelleme metodunun temelini oluşturan analitik teori, Bölüm:2 TEORİ kısmında,

Kurulan analitik ve sayısal model için yapılan kabuller ve modelleme tekniği, Bölüm:3 BURULMA TİTREŞİM MODELİ kısmında,

Yapılan fiziksel testler ile sayısal model sonuçlarının karşılaştırılması ve iyileştirme önerileri, Bölüm:4 FİZİKSEL TESTL İLE KORELASYON VE TIKIRTI SESİ İYİLEŞTİRMESİ kısmında,

Sonuç ve değerlendirme, Bölüm:5 SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

kısımında verilmiştir. Çalışma süresince kullanılan süreç diyagramı aşağıda verilmiştir.



Şekil 1.6 : Çalışmada kullanılan süreç akış diyagramı.

2. TEORİ

Karmaşık yapıları nedeniyle, genellikle mühendislik yapılarını tüm koşulları dikkate alarak incelemek zordur. Dolayısıyla, sistemin dinamik davranışını inceleyebilmek adına bazı parçaların ve bağlantıların basitleştirilmesi, bazı kabullerin yapılması gerekmektedir.

Sistemin dinamik davranışını hesaplayabilmek için öncelikle analitik model hazırlanır ve ardından uygun teknikler kullanılarak bu modelde çözüm elde edilir. Kurulan model, çok karmaşık metodlar kullanılmadan çözülebilecek kadar basit, aynı zamanda da sistemin dinamik davranışını yeterli oranda simüle edebilecek kadar detaylı olmalıdır.

Mekanik sistemlerin dinamik modelleri iki ana kategoride incelenebilir. Sonlu sayıda serbestlik derecesine sahip sistemler “ayrık sistemler” olarak adlandırılır. Öte yandan, “sürekli sistemler” sonsuz sayıda serbestlik derecesine sahip olup genellikle daha karmaşık sınır koşullarına sahiptirler. Sürekli sistemlerin çözüm metodlarının, ayrık sistemlere göre daha karmaşık olduğu aşikardır. Bu durumda genel olarak tercih edilen metod, sürekli sistemlerin sonlu elemanlar metodu ile modellenerek, sonlu sayıda serbestlik derecesine indirilmesidir. Böylece sürekli sistem, çok sayıda serbestlik derecesine sahip, ayrık bir sisteme indirgenmiş olur.

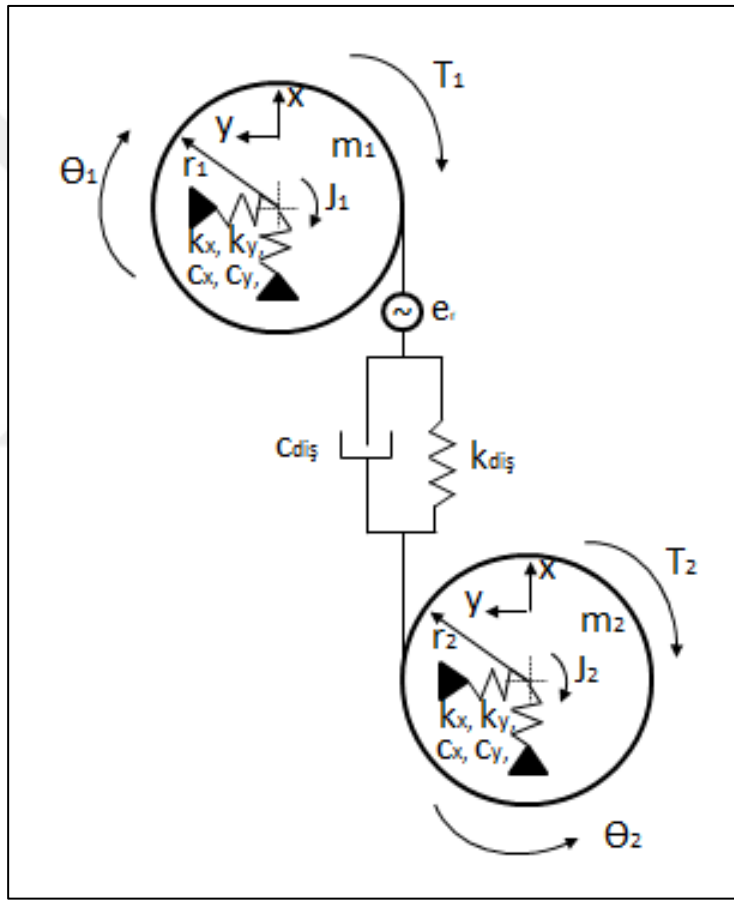
Çokcisim Sistem Dinamiği (Ç.S.D) modelleri kurulurken benzer bir yaklaşım kullanılmaktadır. İncelenen sistemdeki geometriler, sonlu elemanlar metodu ile modellenip ayrık sistemler haline indirgenmekte, geometriler arasındaki bağlantılar ise lineer/lineer olmayan yaylar ve sönüm elemanları ile modellenmektedir. Ancak burada kullanılan geometriler, sonlu elemanlar metodu ile modellenenler dahi, yüksek sayıda serbestlik derecelerine sahip olmalarından dolayı, Modal İndirgeme (Mİ) methoduna tabi tutulup, serbestlik dereceleri iteratif bir yöntem ile çözüm elde edilebilecek bir seviyeye indirilmektedir. Dolayısıyla, Mİ methodu, ÇSD modelleme tekniğinde büyük bir öneme sahiptir.

Bu bölümde, modelleme aşamalarını daha iyi anlayabilmek amacıyla, basit bir dişli çiftinin dinamik davranışının teorisi, tek ve çok serbestlik dereceli (T.S.D ve Ç.S.D)

sistemlerin teorisi, Tıkırtı ve Çarpma ses probleminin teorisi, Mİ metodunun teorisi ve AVL Excite PowerUnit programının modelleme ve çözüm teorisi verilmiştir.

2.1 Basit Bir Dişli Çiftinin Dinamik Davranışının İncelenmesi

Bu bölümde dişli sistemlerinin dinamik davranışı, kritik koşullar ve çalışma boyunca incelenecek olan tıkırtı sesinin kaynağı hakkında temel teoriler sunulmuştur. Dişli sistemlerinin dinamik davranışını anlamak için öncelikle basit bir dişli çiftinin birbiriyle olan etkileşimini ele alalım. Dişli merkezlerinden yataklanmış, temas halindeki bir dişli çiftinin temsili şekil 2.1’de sunulmuştur.



Şekil 2.1 : Temas halindeki basit bir dişli çiftinin temsili gösterimi.

Şekil 2.1’de kullanılan sembollerin anlamı aşağıda sıralanmıştır.

J_1 ve J_2 : Dişli geometrilerinin dönme eksenindeki atalet momentleri

m_1 ve m_2 : Dişli geometrilerinin kütleleri

r_1 ve r_2 : Dişlilerin temas yarıçapları

k_x ve k_y : Dişli geometrilerinin yataklarının x ve y yönündeki direngenliği

c_x ve c_y : Dişli geometrilerinin yataklarının x ve y yönündeki sönümü

$k_{diş}$: Dişlilerin kontakt noktasındaki direngenliği

$C_{diş}$: Dişlilerin kontakt noktasındaki sönümü

T_1 ve T_2 : Sisteme giriş ve çıkış torku

α : Dişli temas açısı

Θ_1 ve Θ_2 : Dişli geometrilerin dönme açıları

x_1 ve x_2 : Dişli geometrilerinin x yönündeki deplasmanları

y_1 ve y_2 : Dişli geometrilerinin y yönündeki deplasmanları

Burada “1” ve “2” alt indisleri sırasıyla tahrik ve çıkış dişlilerini simgelemektedir.

Burada verilen sistem; Θ_1 , Θ_2 , x_1 , x_2 , y_1 ve y_2 olmak üzere 6 serbestlik derecelidir. İstenildiği takdirde dişlilerin takılı olduğu miller ve bu millerin diğer eksenlerdeki dönme hareketleri de dahil edilerek sistemin serbestlik derecesi artırılabilir.

Sistemin hareket denklemlerini yazmadan önce, modelde yapılan kabulleri açıklamak ve kullanılan elemanların özelliklerini detaylandırmak gerekmektedir. Yapılan kabuller aşağıda sıralanmıştır. [23]

1-Dişli temas noktasında oluşan sürtünme kuvveti ihmal edilmiştir.

2-Dişli yataklarındaki katılık ve sönüm özellikleri birbirine eşit kabul edilmiştir.

3-Dişli temas noktasında oluşan sönüm, viskoz sönüm elemanı ile modellenmiştir.

Dişli çiftinin temas noktasında kullanılan direngenlik elemanı, $k_{diş}$, diş boşluğu (backlash) nedeni ile lineer olmayan bir karakteristiğe sahiptir. Buna ek olarak, diş temas noktasında oluşan aktarım hatası (transmission error), e_r , modelleme yapılırken ele alınmalıdır.

Diş temas noktasındaki relatif izafi deplasman:

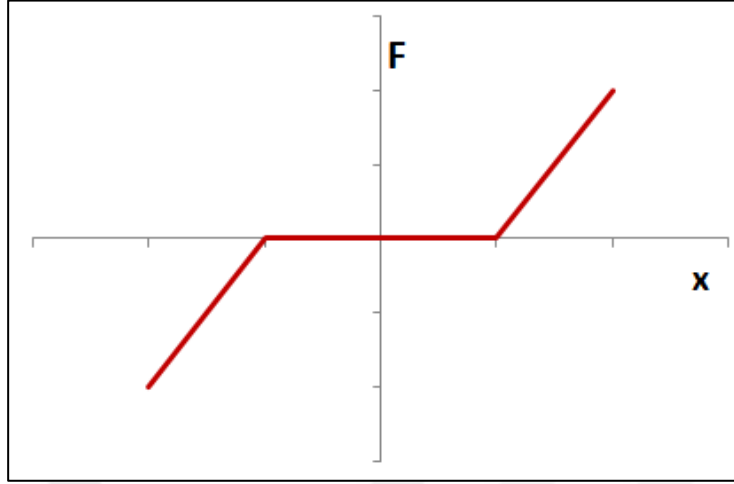
$$\delta = x_t \sin \alpha - y_t \cos \alpha + r_t \theta_t - x_c \sin \alpha + y_c \cos \alpha + r_c \theta_c + e_r \quad (2.1)$$

olarak verilir.

Zamanla değişken olan dişli temas noktası direngenlik elemanın fonksiyonu ise,

$$f(\delta) = \begin{cases} \delta - b & \delta > b/2 \\ 0 & -b/2 < \delta < b/2 \\ \delta + b & \delta < -b/2 \end{cases} \quad (2.2)$$

şeklindedir. Dişli temas noktasının direngenlik karakteristiği incelendiğinde Şekil 2.2'deki gibi lineer olmayan bir karakteristiğe sahip olduğu görülür.



Şekil 2.2 : Dişli temas noktası direngenliğinin karakteristiği.

Bu denklemleri de göz önüne alarak, temas noktasındaki dinamik kuvvet:

$$F_{tem}(t) = c_{diş}\dot{\delta} + k_{diş}f(\delta) \quad (2.3)$$

şeklinde hesaplanır. Bu aşamadan sonra, sistemin hareket denklemleri Newton metodu kullanılarak elde edilir [23]:

$$m_1\ddot{x}_1 + c_x\dot{x}_1 + k_\varsigma x_1 = -F_{tem}\sin \alpha \quad (2.4)$$

$$m_1\ddot{y}_1 + c_x\dot{y}_1 + k_\varsigma y_1 = -m_1g + F_{tem}\cos \alpha \quad (2.5)$$

$$J_1\ddot{\theta}_1 = T_1 - r_1F_{tem} \quad (2.6)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + c_x\dot{x}_2 + k_\varsigma x_2 = F_{tem}\sin \alpha \quad (2.7)$$

$$m_2\ddot{y}_2 + c_x\dot{y}_2 + k_\varsigma y_2 = -m_2g - F_{tem}\cos \alpha \quad (2.8)$$

$$J_2\ddot{\theta}_2 = T_2 - r_2F_{tem} \quad (2.9)$$

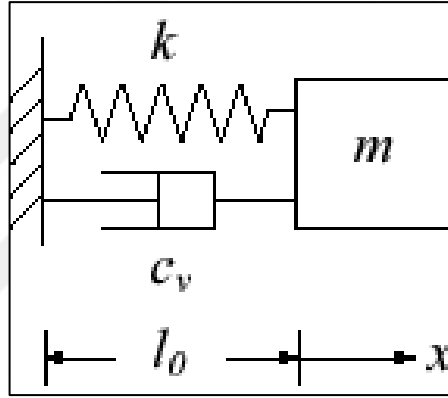
Kurulan hareket denklemleri, zaman alanında, tahrik kuvvetleri altında çözdürülerek sistemin davranışına bakılabileceği gibi, özdeğer problemi kurulup çözülerek sistemin doğal frekansları elde edilebilir.

2.2 TSD ve ÇSD Sistemlerin Dinamik Davranışlarının İncelenmesi

Çoğu mühendislik sistemi çok serbestlik dereceli (ÇSD) olarak modellense de, teoriyi anlayabilmek adına öncelikle tek serbestlik dereceli (TSD) sistem teorisi verilmiştir.

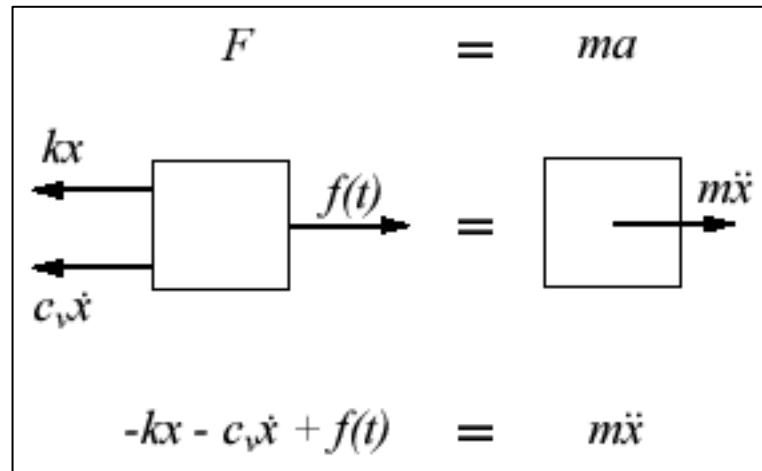
2.2.1 Tek serbestlik dereceli sistemler

Tek bir kütleyle bağlanmış, bir yay ve bir sönüm elemanı en basit titreşim yapan sistem olarak adlandırılabilir. Burada kütle sadece yayın bağlantı yapmış olduğu doğrultuda hareket edebilmektedir. Şekil 2.3'te görülen bu tarz sistemler, tek serbestlik dereceli sistemler olarak adlandırılır.



Şekil 2.3 : Kütleye, yay ve sönüm elemanından oluşan tek serbestlik dereceli sistemin gösterimi [24].

TSD sistemlerin titreşimi serbest cisim diyagramı kullanılarak analiz edilebilir. Bu analiz Şekil 2.4'te serbest cisim diyagramı kullanılarak gösterilmiştir



Şekil 2.4 : Tek serbestlik dereceli sistemin serbest cisim diyagramı [24].

Sonuç olarak elde edilen hareket denklemi, ikinci derecede, homojen olmayan, adi bir diferansiyel denklemdir[24].

$$m\ddot{x} + c_v\dot{x} + kx = f(t) \quad (2.10)$$

Denklemin sınır koşulları[24]:

$$\begin{cases} x(t=0) = x_0 \\ \dot{x}(t=0) = v_0 \end{cases} \quad (2.11)$$

olarak verilir. Burada, sönüm elemanı tarafından oluşturulan sönüm kuvveti, kütlenin hızı ile doğru orantılıdır ve genellikle “viskoz sönüm” olarak adlandırılır.

Verilen hareket denkleminde, kütle, yay ve sönüm elemanının özellikleri sabit ise, bu diferansiyel denklem, sabit katsayılı lineer adi diferansiyel denklem haline dönüşür ve karakteristik denklem metodu ile çözülür. Bu problem için karakteristik denklem[24];

$$ms^2 + c_v s + k = 0 \quad (2.12)$$

Şeklinde verilir. Bu durumda sönümlü titreşim probleminin iki kökü vardır. Köklerin durumuna göre karakteristik denklem 3 farklı durumda incelenebilir[24]:

Eğer $c_v^2 - 4mk < 0$ durumunda ise sistem eksik sönümlü sistem olarak adlandırılır. Denklemin kökleri kompleks sayılar şeklindedir ve karşılık gelen titreşim hareketi, ekponansiyel olarak mertebede düşüş yaşayan bir karakteristiktir.

Eğer $c_v^2 - 4mk = 0$ durumunda ise sistem kritik sönümlü olarak adlandırılır. Denklemin kökleri birbirine eşittir ve karşılık gelen titreşim hareketi, sistemin kararlı haline doğru düşüş yaşayan bir karakteristiktir.

Eğer $c_v^2 - 4mk > 0$ durumunda ise, sistem aşırı sönümlü olarak adlandırılır. Denklemin kökleri gerçek ve birbirinden farklı sayılardır ve karşılık gelen titreşim hareketi, mertebede düşüş yaşayan bir karakteristiktir.

Çözümü basitleştirmek adına, bu noktada kritik sönüm c_c , sönüm oranı ξ ve sönümlü titreşim frekansı w_d isimli parametreler tanımlanmıştır. Bu paramterler arasındaki ilişki;

$$c_c = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2mw_n \quad (2.13)$$

$$\xi = \frac{c_v}{c_c} \quad (2.14)$$

$$w_d = \sqrt{1 - \xi^2}w_n \quad (2.15)$$

şeklinde verilebilir. Burada sistemin doğal frekansı w_n ;

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.16)$$

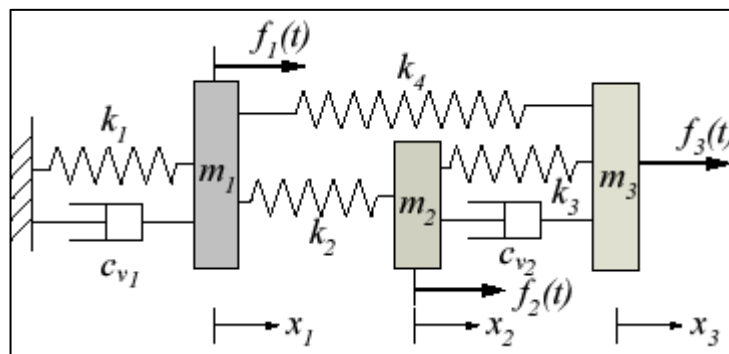
Şeklindedir[24]. Burada az sönümlü sistemlerde w_d 'nin w_n 'ye eşit olacağı aşıkardır.

2.2.2 Çok serbestlik dereceli sistemler

Daha önce belirtildiği gibi sürekli sistemler genellikle çok serbestlik dereceli olarak modellenir ve analiz edilir. Bu süreçte sistemin hareket denklemleri elde edilir ve bunun ardından istenilen analizler gerçekleştirilir.

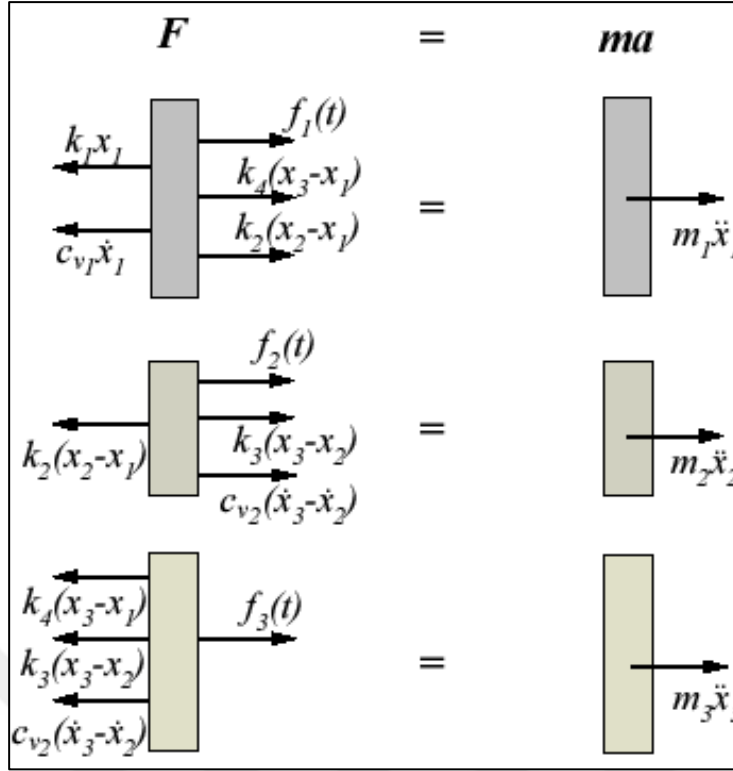
Bu bölümde 3 serbestlik dereceli bir sistemin hareket denklemlerinin elde edilmesi verilmiştir[25].

Şekil 2.5'te verilen sistemdeki kütlelerin konumu üç denklem takımı kullanılarak zamana bağlı olarak bulunabilir.



Şekil 2.5 : Kütle, yay ve sönüm elemanlarından oluşan üç serbestlik dereceli bir sistemin gösterimi [24].

Sistemin hareket denklemlerini oluşturmak için üç adet serbest cisim diyagramının çizilmesi gereklidir. Şekil 2.6'da üç kütle için de çizilmiş olan serbest cisim diyagramları verilmiştir.



Şekil 2.6 : Üç serbestlik dereceli sistemin serbest cisim diyagramı [24].

Bu durumda hareket denklemleri,

$$m_1\ddot{x}_1 + c_{v1}\dot{x}_1 + (k_1 + k_2 + k_4)x_1 - k_2x_2 - k_4x_3 = f_1(t) \quad (2.17)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + c_{v2}\dot{x}_1 - c_{v2}\dot{x}_3 + (k_2 + k_3)x_2 - k_2x_1 - k_3x_3 = f_2(t) \quad (2.18)$$

$$m_3\ddot{x}_3 + c_{v2}\dot{x}_3 - c_{v2}\dot{x}_2 + (k_3 + k_4)x_3 - k_3x_2 - k_4x_1 = f_3(t) \quad (2.19)$$

Şeklindedir[25]. 3 denklem takımından oluşan hareket denklemleri matris formunda,

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{v1} & 0 & 0 \\ 0 & c_{v2} & -c_{v2} \\ 0 & -c_{v2} & c_{v2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_4 & -k_2 & -k_4 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ -k_4 & -k_3 & k_3 + k_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \\ f_3(t) \end{bmatrix} \quad (2.20.)$$

olarak yazılır[25]. Verilen katsayı matrisleri incelendiğinde, tüm diyagonal elemanların pozitif ve direkt olarak bağlı oldukları elemanlara ait katsayıları içerdikleri görülebilir. Ek olarak diyagonal olmayan tüm parametreler, negatif ve simetrik durumdadır. Bağlı oldukları eleman çiftlerini eş olarak etkilemektedirler. Bu durum Maxwell Teoremi ile açıklanabilir. Bağlı oldukları elemanların izafi hareketleri nedeniyle negatif durumdadırlar. Sonuç olarak hareket denklemleri,

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (2.21)$$

matris formundadır.

2.2.3 Özdeğer problemi

Bu bölümde hareket denklemi elde edilmiş bir sistemin, doğal frekanslarını elde etmek için kurulması ve çözümü yapılması gereken özdeğer problemine yer verilmiştir. Kuvvet altında olmayan sönümsüz bir sistem için hareket denklemi, genel matris formunda:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (2.22.)$$

şeklinde ifade edilir. Sistemin doğal frekanslarını hesaplayabilmek için, hareket boyunca zamanla sistemin formunun değil, genliklerinin değiştiği koşulun elde edilmesi gerekmektedir. [26] Bunu elde edebilmek için hareket denkleminin,

$$[x] = [u].f(t) \quad (2.23)$$

formunda bir çözümü araştırılmalıdır. Bunu elde etmek için (2.23) denklemini (2.21) hareket denklemi içerisine koyarak,

$$Mu\ddot{f}(t) + Ku f(t) = 0 \quad (2.24)$$

elde edilir.(2.24) numaralı denklem dönüştürülerek,

$$-\frac{\ddot{f}(t)}{f(t)} = \frac{Ku}{Mu} \quad (2.25)$$

şeklinde yazılır. (2.25) denkleminin sağ tarafının zamana bağlı olmadığı görülmektedir. Denklemin sol tarafı ise zamana bağlıdır. Bu durumda, eşitliğin ancak iki tarafın da aynı bir sabite eşit olması durumunda sağlanabileceği görülür. Bu sabit, w^2 olarak adlandırılır ise,

$$\ddot{f}(t) + w^2 f(t) = 0 \quad (2.26)$$

$$(K - w^2 M)u = 0 \quad (2.27)$$

ifadeleri elde edilir[26]. (2.26) ve (2.27) numaralı denklemin dönüştürülmüş hali olan,

$$Kx = w^2 Mx \quad (2.28)$$

sistemin özdeğer (karakteristik değer) problemidir. Özdeğer problemi, sıfırdan farklı x değerleri için w^2 sabitinin alması gereken değerleri bularak çözülür. Bu durum da,

kütle ve yay katsayılarından oluşan matrisin determinantının sıfır olduğu durum ile elde edilir.

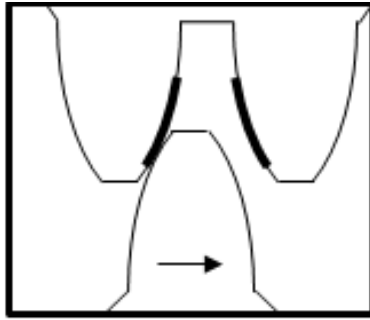
$$\Delta(w^2) = |K - w^2 M| = 0 \quad (2.29)$$

(2.29) numaralı denklem ile sistemin doğal frekanslarını içeren w elde edilir. Bu tez kapsamında özdeğer probleminin detayına yer verilmemiştir. Daha detaylı bilgi için [26] numaralı kaynak kullanılabilir.

2.3 Tıkırtı ve Çarpma Sesi Mekanizması

Tıkırtı ve Çarpma sesi, Ses Titreşim ve Sertlik (S.T.S) değerlendirmelerinde sıklıkla rastlanan ve çözümü için oldukça fazla emek harcanan problemlerdendir.

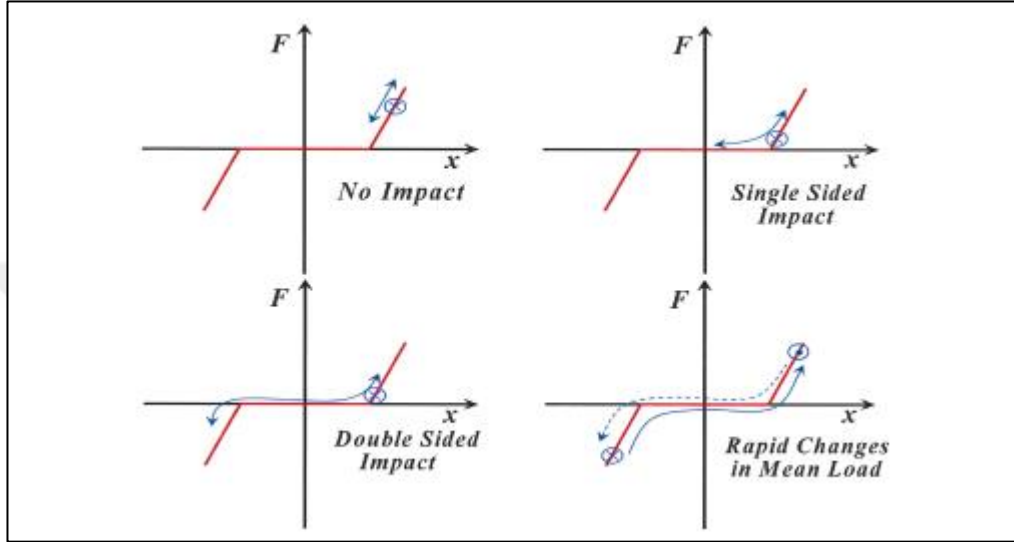
Tıkırtı probleminin açıklaması, sistemin, dalgalı bir karakteristiği olan tahrik torkunun ve sisteme etkiyen diğer atalet ve sürtünme torklarının etkisinde, diş boşluğu ve diş aralığı gibi geometrik etkenler sebebi ile dişli çiftlerinin çok küçük zaman periyotları içerisinde birbirinden ayrılması ve dişlinin diğer yüzeyine çarpması olarak verilir. Tüm bu etkenler, sistemin lineer olmayan davranışı nedeniyle tıkırtı ve çarpma probleminin zaman alanında araştırılmasını gerektirmektedir.



Şekil 2.7 : Dişli temas noktasındaki diş boşluğunun gösterimi.

Bir önceki bölümde de işlenmiş açıklanmış olan diş boşluğu direngenlik karakteristiğini ele alalım. Avare dönen bir dişli çifti ele alındığında, iki dişli çifti arasındaki izafi dönme, Şekil 2.7’de verilen dişli temas noktasının katılık eğrisinin üzerinde, iki dili arasındaki izafi harekete göre belirli bir noktada bulunacaktır. Bu eğride eğimi sıfır ya da sıfıra yakın olduğu noktalar dişli çifti arasında temasın bulunmadığı, yani dişlilerin diş boşluğu içerisinde çalıştığı anları, diğer noktalar ise

dişlilerin temas halinde olduğu ve torkun da aktarımının yapıldığı anları temsil eder. Tıkırtı problemi, bu izafi hareketin, eğrinin eğiminin aniden değiştiği noktalardan geçtiği anlarda oluşur. Eğimdeki bu ani değişim dişli temas noktasındaki kuvvetin anlık artışına ve çarpma etkisine sebep olur. Dişli çiftinin eğimin değiştiği noktalardan geçmesi, sistemin davranışına göre tek yönlü ya da çift yönlü çarpmaya ve ses/gürültü problemine neden olur. Şekil 2.8’de bu durum gösterilmiştir.



Şekil 2.8 : Dişli çifti temas noktasında görülen tek/çift yönlü çarpma karakteristiği [27].

Dişli temas noktasında oluşan anlık kuvvet değişimine göre, sistem direngenlik eğrisinde, tek/çift yönlü çarpma veya çarpmanın oluşmadığı noktalarda çalışacaktır.

Bir motor ve şanzıman sistemi ele alındığında, tıkırtı sesi genellikle belirli bir tork altındaki sistemlerde değil, avare olarak dönen ve üzerinden tork aktarımı olmayan dişlilerde görülmektedir. Burada etkiyen mekanizma, dişli üzerindeki ivme dalgalanmasının oluşturduğu atalet momentinin, dişli üzerine etkiyen sürtünme torku karşısındaki davranışına bağlıdır. Literatürde yapılan araştırmalarda, avare dönen bir dişli çiftinin tıkırtı problemi basit bir şekilde formülize edilmiş ve bir kriter belirlenmiştir[28].

$$T_{\text{sürtünme}}(t) - I_{\text{dişli}}\ddot{\theta}_{\text{dişli}}(t) < 0 \quad (2.30)$$

Bu eşitsizlik, tıkırtı sesi kriteri olarak verilmiştir. Burada $T_{\text{sürtünme}}(t)$ avare dönen dişliye etkiyen zamana bağlı sürtünme torkunu, $I_{\text{dişli}}$ avare dönen dişlinin dönme yönündeki atalet momentini, $\ddot{\theta}_{\text{dişli}}(t)$ ise avare dönen dişlinin zamana bağlı açısal ivmesini temsil eder. Dişliye etkiyen sürtünme torkunun, dişliye etkiyen dalgalı

atalet torkunu yenemediği anlarda dişli, diş boşluğu arasında hareket etmeye başlar ve çarpma meydana gelir.

Tıkırtı problemi analitik metodlarla incelendiğinde probleme etki eden faktörler literatürde aşağıdaki gibi verilmiştir[29].

- Diş boşluğu
- Motor tipi/silindir sayısı ve tork dalgalanma miktarları
- Volan boyutu ve sistemin atalet momenti dağılım karakteristiği
- Kavrama elemanındaki yayların direngenliği ve sönüm karakteristiği
- Dişli yataklarındaki sürtünme karakteristiği
- Dişli geometrisine etkiyen sürtünme karakteristiği ve buna bağlı olarak yağ tipi/viskozitesi
- Sistem rezonansları

Yine literatürde verilen modeller kullanılarak bazı ana sistem parametrelerinin tıkırtı sesine olan etkisi aşağıdaki gibi özetlenmiştir[30];

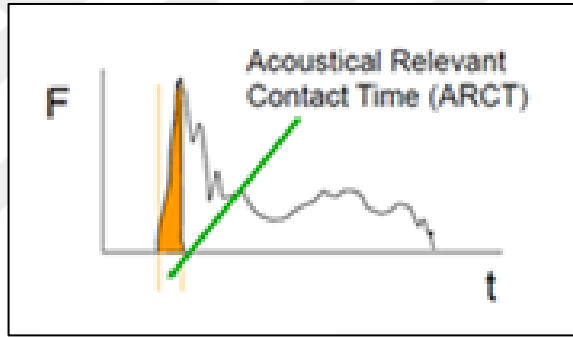
- Azalan silindir sayısı, turboşarjlı motorlar ve dizel motor silindir içi basınç patlama karakteristiği genellikle krank mili üzerindeki tork/hız dalgalanmasını artırmakta ve daha fazla tıkırtı sesine sebep olmaktadır.
- Azalan volan atalet momenti özellikle motorun düşük hızlarda daha fazla hız dalgalanması yapmasına sebep olmakta ve daha fazla tıkırtı sesine sebep olmaktadır.
- Sentetik yağlar ve daha yüksek çalışma sıcaklıkları genellikle sistemdeki yağın oluşturduğu sürtünme torkunu düşürmekte ve daha fazla tıkırtı sesine sebep olmaktadır.

Tıkırtı sesine etkiyen bu parametrelerle ilgili hassasiyet analizleri literatürde yapılmış ve fiziksel testlerle korele edilmiştir.

Tıkırtı ve çarpma problemin incelenmesinde sıkça karşılaşılan sorunlardan biri, kurulacak olan analitik/sayısal modellerin serbestlik derecesi sayısıdır. Sistemde bulunan ve hesaba katılması gereken lineer olmayan karakteristikli elemanlar modellerin çözüm süresini uzatmakta ve modellerin serbestlik derecesinin azaltılmasını zorunlu kılmaktadır.

Yapılan çalışmalarda, kurulan bir dinamik dişli sistem modelinin serbestlik derecesi kontrollü olarak azaltılmış ve sistemin davranışı incelenmiştir. Çalışmalar sonucunda sadece burulma yönünde incelenen 2 serbestlik dereceli bir dişli çifti modelinin, sistemin burulma doğal frekanslarını yakaladığı ve tıkırtı sesinin araştırılmasında yeterli olduğu sonucuna varılmıştır.

Bu aşamada, bu tezde kullanılan modelde yapılan tıkırtı değerlendirmesiyle ilgili bilgi verilecektir. AVL Excite PowerUnit yazılımı bir dişli sistemindeki tıkırtı probleminin incelemek için çarpma sinyali (impact-impulse) parametresini kullanmaktadır[9]. Bu parametre dişli temas noktasındaki kuvvetin zamana bağlı integrasyonunun alınarak, her bir çarpma sırasında kaybedilen enerjinin hesaplanması mantığıyla çalışmaktadır. Böylece karışık sistemlerde her bir dişli sistemindeki çarpma sinyali miktarı hesaplanarak, sistemin ne kadar tıkırtı sesi yapacağı ile ilgili çıkarım yapılabilmektedir.



Şekil 2.9 : Dişli temas noktasında oluşan anlık kuvvetin çarpma sinyali metoduyla incelenmesi [9].

Çarpma sinyali, Şekil 2.9’da verilen, dişli temas noktasında, tepe yapan kuvvet grafiğinin altında kalan alanın bir bölümünün hesaplanmasıyla bulunur. İntegrasyon, ilk kuvvet temasının başladığı an ile çok kısa bir zaman adımı sonrası arasındaki bölgeye uygulanır. Böylece sinyalin tamamı değil, akustik açıdan ses problemine sebep olan kısmı hesaplanmış olur. Çarpma sinyali;

$$I = \int_{ARCT} F \cdot dt \quad (2.31)$$

formülü ile hesaplanır.[9] Formülasyon gereği, temas kuvvetinin tepe noktasına ulaştığı yerler, dişli çiftinin temas halindeki iki dişinin izafi hızının tepe yaptığı noktalar ile örtüşmektedir.

Çarpma sinyali yaklaşımı, özellikle dişli sistemlerinde görülen tıkırtı problemlerinin değerlendirilmesinde oldukça pratik bir yaklaşımdır. Yazılımlara entegre edilen bu hesaplama sayesinde, en karmaşık sistemlerin bile birbirlerine göre tıkırtı sesi değerlendirmesi ve optimizasyonu yapılabilmektedir

2.4 AVL Excite PowerUnit Yazılımı Modelleme ve Çözüm Algoritması

ÇSD sistemlerinde, kompleks hareket özelliklerine sahip bileşenler ele alınır ve kurulan matematik modeller komponentlerin hem öteleme hem de dönme hareketlerini kapsayacak şekilde ele alınır. Cisimlerin hem esnek hem de rijit şekilde modellenebilmesi amacıyla, kurulan matematik model, küçük hareketler için hareket denklemi ve global hareketler için hareket denklemi olmak üzere iki parçadan oluşur. Bu denklemler Newton'un Momentum Denklemi ve Euler'in Açısal Momentum Denkleminde dayanır[8].

Yerel titreşimleri modellemek amacıyla, esnek cisimlerin rijit alt cisimlere ayrıştırılması (modal indirgeme) metodu kullanılır. Öteleme ve dönme hareketine sahip olan alt cisimlerle, ayrıklaştırılmamış geometrinin elastik deformasyonları hesaba katılmış olur. Bahsi geçen öteleme ve dönme deplasmanları, global bir koordinat eksenine göre (2.32) ve (2.33) denklemlerle hesaplanır[8].

$$\mathbf{m}_i \frac{\delta^2 \mathbf{x}_i^{Abs}}{\delta t^2} = \mathbf{f}_{F,i}^{Abs} \quad (2.32)$$

$$\frac{\delta}{\delta t} (\mathbf{I}_{C,i}^{Abs} \cdot \mathbf{w}_i^{Abs}) = \mathbf{f}_{M,i}^{Abs} \quad (2.33)$$

Burada $\mathbf{m}_i$ ve $\mathbf{I}_{C,i}^{Abs}$ sistemin kütle ve atalet tensörünü temsil eder. Alt cisimlerin ağırlık merkezlerinin, global pozisyonları ve açısal hızları $\mathbf{x}_i^{Abs}$ ve $\mathbf{w}_i^{Abs}$ sayesinde tanımlanır.

$\mathbf{f}_{F,i}^{Abs}$ ve $\mathbf{f}_{M,i}^{Abs}$ terimleri verilen denklemde alt cisimlere uygulanan kuvvet ve momentleri temsil eder. Bu eşitlikler belirli bir tolerans dahilinde tüm alt cisimler için sağlanmalıdır.

Sistemin zamana bağlı olmayan özelliklerini temin etmek amacıyla (2.32) ve (2.33) denklemleri geometrilerin koordinat sistemine göre dönüştürülmelidir. Bunu sağlamak amacıyla denklem dönüşümü (2.34) ve (2.35) denklemleriyle tanımlanmıştır[8].

$$\mathbf{a}^{Abs} = \mathbf{R}_{\alpha\beta\gamma} \cdot \mathbf{a} \quad (2.34)$$

$$\mathbf{A}^{Abs} = \mathbf{R}_{\alpha\beta\gamma} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{R}_{\alpha\beta\gamma}^t \quad (2.35)$$

Burada $\mathbf{A}^{Abs}$ ve $\mathbf{a}^{Abs}$ gerçek koordinat sisteminde verilen genel vektörü ve tensörünü ifade eder. $\mathbf{A}$ ve $\mathbf{a}$ referans koordinat sistemde kullanılan tensör ve vektörlerdir. (α, β, γ) gerçek koordinat sisteminden izafi koordinat sistemine dönüşümde kullanılan vektör rotasyonlarını temsil eder. α, β ve γ terimlerinin ardışık rotasyonları aşağıdaki eşitlikle kurulur[8].

$$\mathbf{R}_{\alpha\beta\gamma}^{-1} = \mathbf{R}_{\alpha\beta\gamma}^t \quad (2.36)$$

(2.34) ve (2.35) denkleminin transformasyonu, (2.32) denklemi,

$$\mathbf{m}_i \frac{\delta^2(\mathbf{R}_{\alpha\beta\gamma} \cdot \mathbf{x}_i)}{\delta t^2} = \mathbf{R}_{\alpha\beta\gamma} \cdot \mathbf{f}_{F,i} \quad (2.37)$$

şekline dönüşür. Kuvvet vektörü $\mathbf{f}_{F,i}$ bu aşamadan sonra izafi koordinat sistemine göre verilmiştir ve izafi pozisyon $\mathbf{x}_i$ aşağıda verilen terimlerden oluşur[8].

$$\mathbf{x}_i = \mathbf{x}_i + \mathbf{c}_1 + \mathbf{u}_1 \quad (2.38)$$

Burada $\mathbf{x}_i$ global koordinat sisteminden izafi koordinat sistemine dönüştürülmüş, cismin merkezinin orijini olarak tanımlanır. $\mathbf{c}_1$ ve $\mathbf{u}_1$ izafi alt cismin koordinat sistemine göre dönüştürülmüş, zamandan bağımsız geometri koordinatı ve dönme yönündeki deplasman vektörü olarak tanımlanır.

Açısal momentum denkleminin dönüşümü (2.33),

$$\frac{\delta}{\delta t} (\mathbf{R}_{\alpha\beta\gamma} \cdot \mathbf{I}_{c,i} \cdot \mathbf{w}_i) = \mathbf{R}_{\alpha\beta\gamma} \cdot \mathbf{f}_{M,i} \quad (2.39)$$

olarak verilir[8]. Verilen denklemde, $\mathbf{w}_i$ alt cisimlerin açısal hızıdır ve,

$$\mathbf{w}_i = \boldsymbol{\Omega} + \boldsymbol{\phi}_i \quad (2.40)$$

şeklinde tanımlanır. Burada, $\boldsymbol{\Omega}$ referans koordinat sisteminin, gerçek koordinat sistemine göre açısal hızıdır. Benzer şekilde, $\boldsymbol{\phi}_i$ alt geometrilerin izafi koordinat sistemine göre açısal hızı olarak tanımlanır.

Kuvvet ve moment vektörü, $\mathbf{f}_i$ alt cisme etkiyen kuvvet ve momentleri ele alır ve dış kuvvetler $\mathbf{f}_i^{ext}$, iç kuvvetler $\mathbf{f}_i^{int}$ ve lineer olmayan atalet kuvvetleri $\mathbf{p}_i^*$ olmak üzere üç terimden oluşur[8].

$$\mathbf{f}_i = \mathbf{f}_i^{ext} + \mathbf{f}_i^{int} + \mathbf{p}_i^* \quad (2.41)$$

Lineer elastik yaklaşımla, iç kuvvet/moment vektörü f_i^{int} , sistemin katılık ve sönüm katsayılarını içerir. Dış kuvvetleri temsil eden f_i^{ext} vektörü, bağlantı elemanlarındaki kuvvet ve moment vektörü f_i^a ve dış kuvvetler vektörü olan (gaz kuvvetleri, valf sistemi yükleri, dengeleme torku ..vs.) f_i^* toplamından oluşur.

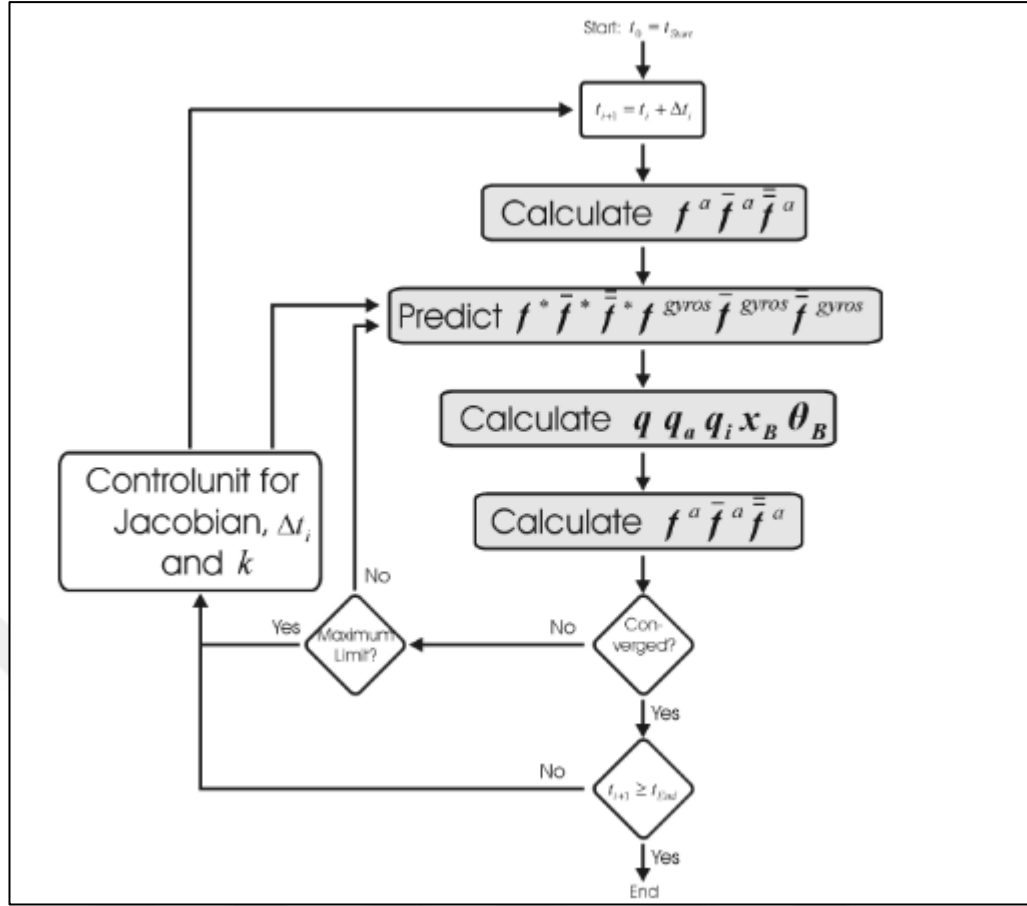
$$f_i^{ext} = f_i^a + f_i^* \quad (2.42)$$

Kuvvet/moment vektörünün son parçası olan, p_i^* , momentum denklemlerinin global koordinat sisteminden izafi koordinat sistemine geçişi sırasında oluşan lineer olmayan atalet terimini içerir.

Katılık ve sönüm katsayılarının birleştirilmesi, terimlerin sıralandırılması ile, her bir alt cisim için, sistemin dinamik hareketini sağlayan, klasik hareket denklemi elde edilmiş olur[8].

$$M. \ddot{q} + C. \dot{q} + K. q = f_i^{ext} + p_i^* \quad (2.43)$$

Burada M, C ve K sistemin kütle/atalet, sönüm ve katılık matrislerini simgeler. Genelleştirilmiş deplasman vektörü ve bu vektörün ilk ve ikinci türevleri, sırasıyla q , $\dot{q}$ ve $\ddot{q}$ olarak verilir. Daha önce de tanımlandığı gibi, f_i^{ext} dış kuvvet/moment vektörünü ve p_i^* vektörü ise lineer olmayan atalet kuvvetlerini temsil eder. Hareket denklemleri ifade edildikten sonra programın çözüm algoritmasını da tanıtmak gereklidir. AVL Excite PowerUnit yazılımı hareket denklemlerinin çözümünü iteratif metodlarla sağlayan ve bir kontrol algoritması bulunan bir çözücüye sahiptir[8].Yazılımın çözüm algoritması şekil 2.10'da verilmiştir.



Şekil 2.10 : AVL Excite PowerUnit yazılımı çözüm algoritması [8].

Her bir zaman adımında, etkiyen dış kuvvetler altında global ve lokal deformasyonlar hesaplanır. Bu deformasyonların birbirinden ayrıklaştırılması daha önce tanımlanmış olan referans koşulları ile sağlanır. Zaman adımının başında hesaplanan dış kuvvetler ve kullanılan varsayım vektörleri kullanılarak denklemler deplasmanları bulmak üzere çözülür. Çözüm sonucunda güncellenen kuvvet ve moment bilgileri sistemde temas halinde bulunan diğer geometrilerin hareket denklemlerinin çözümü için kullanılır. Bu işlem sırasında, tanımlanan maksimum iterasyon sayısı süresince eğer yakınsama sağlanamazsa kullanılan zaman adımı küçültülür ve çözüm tekrar denir.

2.5 Modal İndirgeme Teorisi

AVL Excite PowerUnit modelleme teorisi kısmında verilen (2.43) numaralı hareket denklemi, geometrilerin dinamik davranışını hesaplamak amacıyla kullanılır. Ancak, en basit bir motor sisteminde bile oldukça yüksek sayıda serbestlik derecesi olması ve hareket denklemlerinin lineer olmayan terimler içermesi nedeniyle, hareket denklemlerinin zaman alanında integrasyon metodlarıyla çözülmesi pratik değildir. Bu problemi bertaraf edebilmek amacıyla, verimli bir zaman alanı integrasyon metod uygulanmıştır. Ancak, zaman alanında bu integrasyonu yapabilmek için öncelikle, sistemde bulunan serbestlik derecesi sayısının azaltılması gereklidir.

Serbestlik derecesi sayısının azaltılması için, aşağıda verilen metodlardan herhangi biri kullanılabilir:

- Statik İndirgeme: İndirgenmiş serbestlik dereceleri, tüm serbestlik derecelerinin bir tür alt seti şeklindedir.
- Modal İndirgeme: İndirgenmiş serbestlik dereceleri, tüm serbestlik derecelerinin lineer kombinasyonu şeklindedir.
- Karışık/Dinamik İndirgeme: Verilen ilk iki metodun birleşimi şeklindedir.

Verilen metodlar içerisinde AVL Excite, Karışık/Dinamik İndirgeme metodunu kullanmaktadır [8]. Dinamik İndirgeme için iki metod kullanılabilir:

- Genelleştirilmiş Dinamik İndirgeme –GDİ- (Generalized dynamic reduction (GDR))
- Komponent Mod Sentezlemesi –KMS- (Component mode synthesis (CMS))

GDİ ve KMS arasındaki temel fark, özvektörlerin kullanımıdır. GDİ metodunda yaklaşık özvektörler kullanılırken, KMS metodunda özvektörlerin gerçek değerleri kullanılmaktadır. Ek olarak KMS metodu özvektörleri doğru hesaplamasının yanında, tüm bir indirgeme işlemi için daha kısa hesaplama süresine ihtiyaç duymaktadır.

Bu çalışmanın amacı boyunca, indirgeme teorisi adına daha fazla detaya yer verilmemiştir. Daha detaylı teori için, [8] numaralı kaynak kullanılabilir.

3. BURULMA TİTREŞİM MODELİ

Bu bölümde, tıkırtı sesi problemini araştırmak için kurulan matematik ve sayısal modellerin modelleme adımları, sonuçları ve birbirleriyle olan kıyaslamaları verilmiştir.

İlk olarak, sistemin burulma yönündeki davranışını anlamak, doğal frekanslarını ve kritik hızlarını öğrenmek tahmin etmek amacıyla analitik bir model kurularak titreşim analizi yapılmıştır. Bu aşamada AVL Excite Designer isimli yazılım kullanılmıştır. Ardından, sistemin detaylı modellemesinin yapıldığı model kurulmuş ve zaman alanında zorlanmış titreşim analizi yapılarak sistemin dinamik davranışı incelenmiştir. Çalışmanın bu bölümünde AVL Excite PowerUnit isimli yazılım kullanılmıştır.

Son olarak, analitik model kullanılarak tıkırtı sesinin araştırılmasında ve iyileştirilmesinde kullanılabilecek yeni bir öneri sunulmuştur.

Literatürde yapılan çalışmalarda [31], tam yük koşullarında, planet dişli sistemlerinin tıkırtı sesi yaratmadığı görülmüştür. Bu nedenle, kurulan modelde modele planet dişli grubu dahi edilmemiştir.

Kurulan analitik ve sayısal modellerdeki bilinmeyenler, motorun çalışma aralığındaki belirli hızlarda çözdürülmüş sonuçlar 720 derecelik bir krank mili çevriminde incelenmiştir.

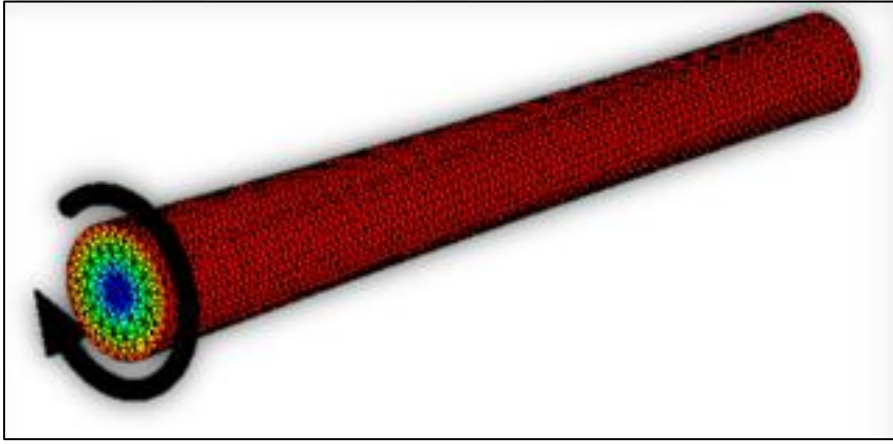
İncelenen motor ve şanzıman grubunun halihazırda tasarım aşamasında olması veri güvenliği açısından ticari kaygılar oluşturmaktadır. Bu kaygıları yok etmek amacıyla sonuç bölümlerindeki grafikler lineerleştirilmiştir.

3.1 AVL Excite Designer Modeli

Analitik model, motor ve şanzıman grubundaki dönen parçaların, toplu parametre modeli (TPM)–Lumped Mass System- şeklinde modellenmesi ile oluşturulmuştur. TPM modelinin kurulum ve çözüm aşamaları için AVL Excite Designer yazılımı

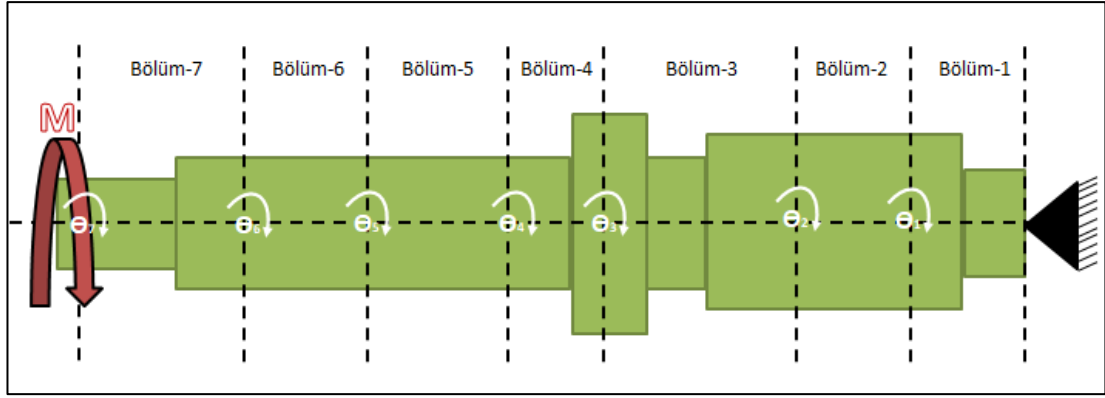
kullanılmıştır. Motor ve şanzıman grubu incelendiğinde dönen parçalar; burulma titreşim damperi, krank mili, volan, kavrama, şanzıman giriş mili, şanzıman yardımcı mili, şanzıman çıkış mili, şanzıman dişlileri ve şanzıman senkromeçleri olarak sıralanabilir.

TPM modelini kurabilmek için öncelikle sistemdeki şaftların, burulma yönlerindeki direngenliklerinin ve dönme eksenindeki atalet momenti bilgisinin elde edilmesi gerekmektedir. Bunun için, krank mili, şanzıman giriş, yardımcı ve çıkış milleri sonlu elemanlar metodu ile modellenmiştir. Kurulan sonlu elemanlar modellerinin kütle ve dönme yönündeki atalet momenti bilgileri parçaların teknik resim değerleri ile de karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Şekil 3.1’de Şanzıman yardımcı mili için kurulan sonlu elemanlar modeli verilmiştir.



Şekil 3.1 : Şanzıman yardımcı mili için temsili sonlu elemanlar modeli [40].

Ardından her bir milin başlangıç noktasına birim miktarda burulma momenti uygulanıp, bitiş noktaları sabitlenerek statik analiz yapılmıştır. İndirgenmek istenen her bir bölümün, kuvvet altındaki açısal deplasmanları statik analiz sonuçlarından belirlenmiş ve uygulanan kuvvet ile orantılanarak her bir bölüm için kullanılacak olan burulma direngenliği elde edilmiştir. Bu yöntemle, sonlu elemanlar modeli, parçalı kütle sistemlerine indirgenmiştir. Şekil 3.2’de, şaftlar için uygulanan burulma direngenliği hesaplaması yöntemi, şanzıman yardımcı şaftı için örnek olarak verilmiştir.



Şekil 3.2 : Toplu parametre modeli için direngenlik hesaplaması.

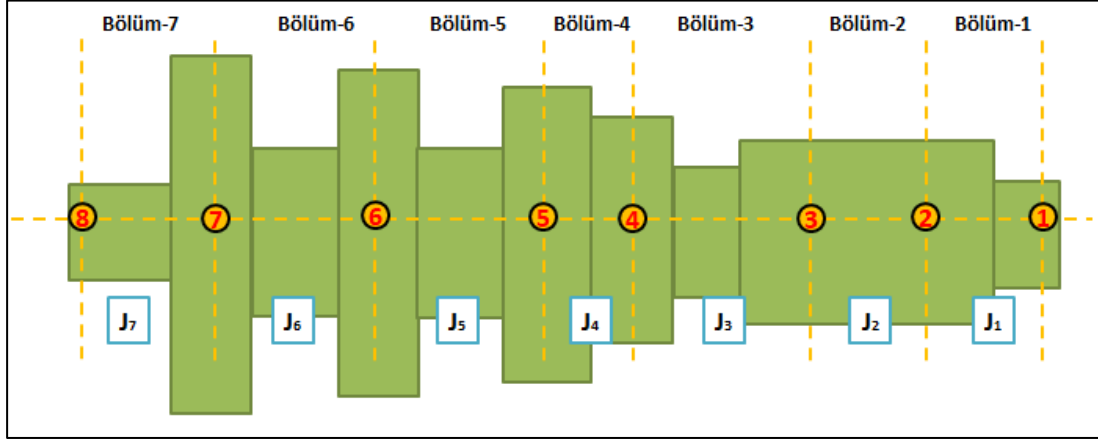
Kurulan sonlu elemanlar modelinde şaftın bitiş ucu, tüm serbestlik derecelerinden sabitlenir. Şaftın başlangıç ucuna ise birim miktarda moment uygulanır. Statik analiz sonucunda, şaft üzerinde indirgeme yapılmak istenen noktaların bulunduğu kesitlerden açısai deplasmanlar okunur. Şekil 3.2’de verilen örnekte, şanzıman yardımcı şaftı 7 parçaya bölünmüştür. Bölümler arasındaki bağlantı noktaları yardımcı şaftın diğer şaftlarla dişli çiftleri vasıtası ile temasta bulunduğu noktalaradır. İstenen bölümün direngenlik değeri:

$$k_i = \frac{M}{\theta_i - \theta_{i-1}} \quad (3.1.)$$

formülü ile hesaplanır Burada “i” indisi direngenlik değeri hesaplanmak istenen bölümün numarasını, M, uygulanan moment miktarını, θ ise bölümler arası kesitlerin açısai deplasmanlarını ifade etmektedir. Bölüm-1 direngenlik hesabında θ_0 değerinin, şaftın mesnetlendiği noktayı temsil ettiği ve değerinin sıfıra eşit olduğu aşıkardır. Bu işlem, sistemdeki krank mili, şanzıman giriş, yardımcı ve çıkış mili olmak üzere 4 adet mile birim miktarda moment uygulanarak tekrarlanmış ve direngenlik katsayıları hesaplanmıştır.

Parçaların burulma direngenlikleri hesaplandıktan sonra dönme yönündeki atalet bilgisinin de tanımlanması gerekmektedir. Burada, daha önce kütle bilgisi teknik resimlerle doğrulanmış olan sonlu elemanlar modelleri kullanılmıştır. Direngenlik hesaplaması yapılan kesitlerin arasındaki atalet momenti değerleri, sonlu elemanlar modellerinden belirlenip bağlı olduğu kesitlere eşit olarak dağıtılarak sistemin atalet momenti bilgisi modele eklenmiştir. Bu hesaplama katılık hesaplamasına benzer şekilde, krank mili, şanzıman giriş, yardımcı ve çıkış mili için tekrarlanmıştır.

Yapılan atalet momenti hesaplaması, şanzıman yardımcı mili için örnek olarak şekil 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.3 : Şanzıman yardımcı mili dönme eksenindeki atalet momenti hesaplaması.

TPM sistemi kurulan şaftın her bir noktası için dönme yönündeki atalet momentinin tanımlanması gereklidir. Her bir nokta arasındaki bölümün atalet momenti, bağlı olduğu bölümlerin dönme eksenindeki atalet momentinin yarılarının toplamı şeklinde hesaplanmıştır. Bu hesaplama yapılırken:

$$J_{nokta_i} = \frac{J_i + J_{i-1}}{2} \quad (3.2.)$$

formülü kullanılır. Burada “i”, bölüm indisini, “ J_i ”, her bir bölümün dönme eksen yönündeki atalet momentini, “ J_{nokta_i} ” ise her bir noktanın dönme eksen yönündeki atalet momentini ifade etmektedir.

Hesaplanan direngenlik ve dönme yönündeki atalet momenti değerleri, AVL Excite Designer yazılımı içerisindeki geometri elemanlarına tablo olarak girilmiştir.

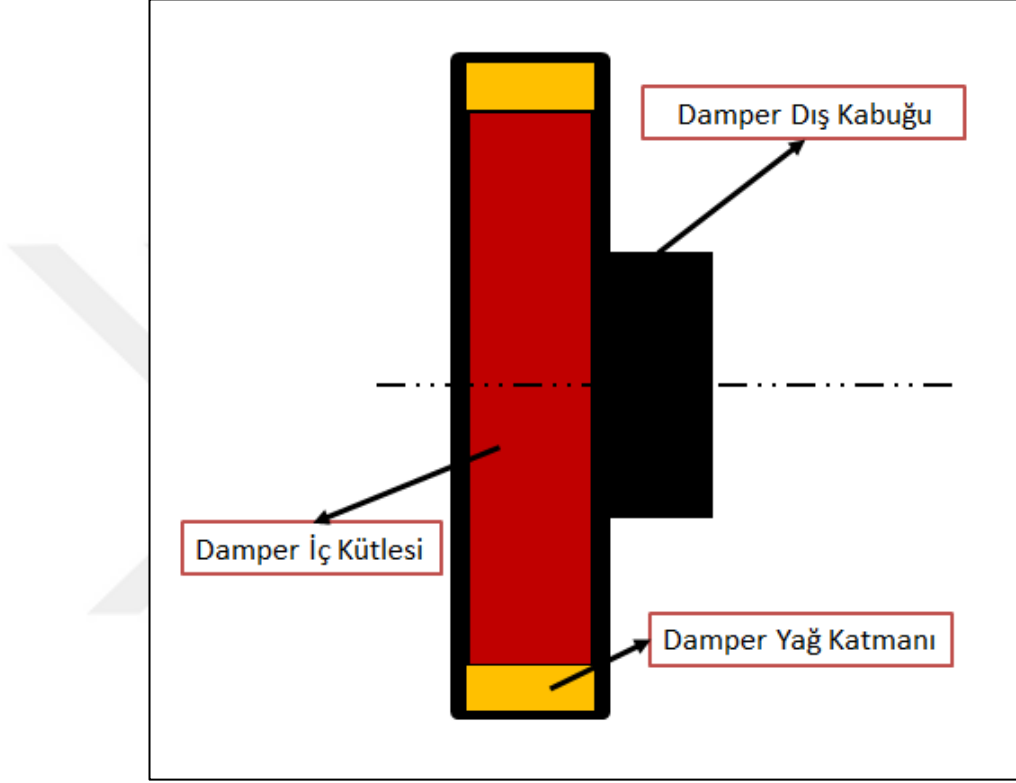
Geometrilere ayrıştırıldıktan sonra sistemdeki bağlantıların modellenmesi gereklidir. Aşağıda:

- Burulma titreşim damperi
- Kavrama
- Şanzıman dişli çiftlerinin

modellenmesi açıklanmıştır.

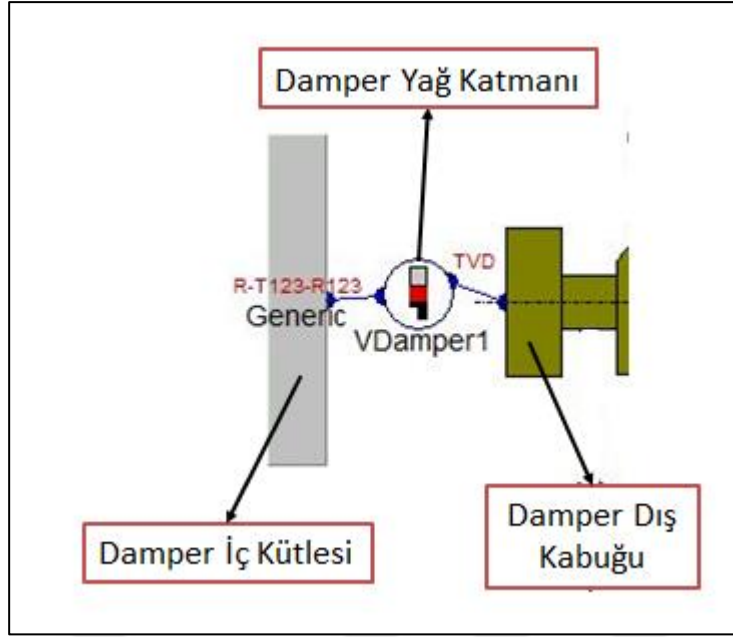
3.1.1 Burulma titreşim damperi

Sistemde kullanılan burulma titreşim damperi, dış kabuk, iç kütle ve aradaki yağ katmanı olmak üzere 3 bileşenden oluşmaktadır. Parçanın kesit görünümü şekil 3.4'te verilmiştir. Damperin krank miline bağlı olan dış kabuğu, krank mili direngenlik ve atalet hesaplaması sırasında, krank mili parçalı kütle sisteminin ilk noktasına dahil edilmiştir.



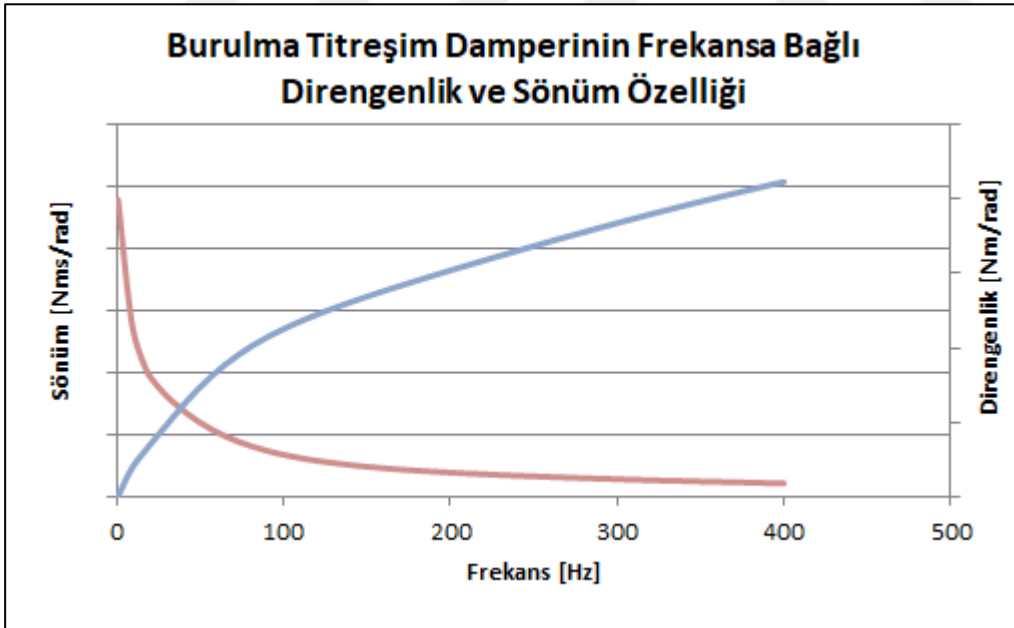
Şekil 3.4 : Burulma titreşim damperi kesit görünümü.

Damperi modelleyebilmek için, henüz sisteme tanıtılmamış olan iç kütle ve aradaki yağ katmanının modellenmesi gereklidir. Damperin iç kütle elemanı, parçanın teknik resimlerinden dönme yönündeki atalet bilgisi alınarak damperin dış kabuğuna bir yay ve sönüm elemanı ile bağlanan yeni bir serbestlik derecesi olarak modellenmiştir.



Şekil 3.5 : Burulma titreşim damperi modeli AVL Excite Designer ekran görüntüsü.

Damperdeki yağı temsil eden ara yay ve sönüm elemanı üreticiden alınan bilgilerle tanımlanmıştır. Modellenen burulma titreşim damperinin frekansa bağlı direngenlik ve sönüm özellikleri şekil 3.6’da verilmiştir.



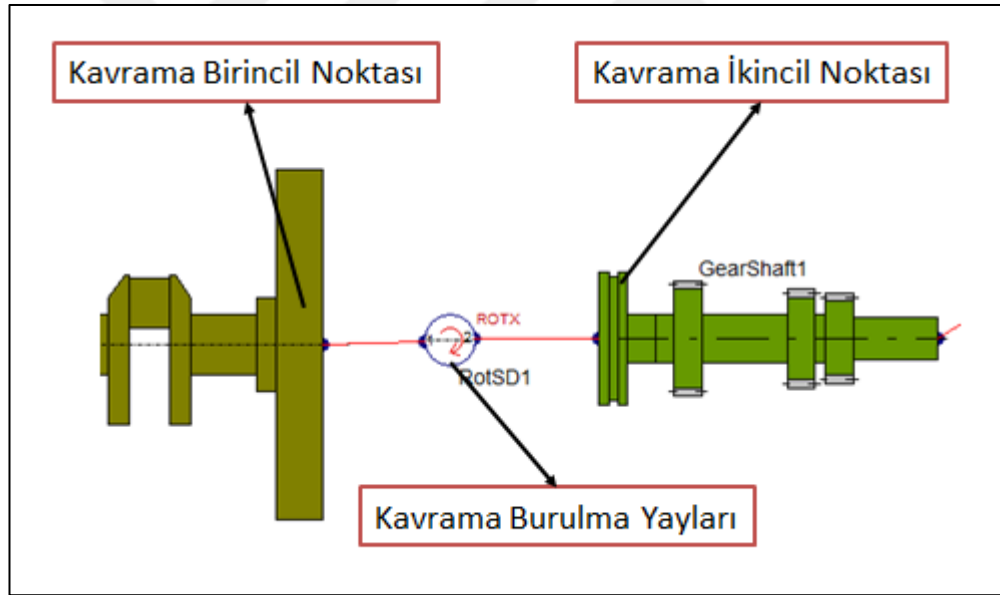
Şekil 3.6 : Burulma titreşim damperinin frekansa bağlı direngenlik ve sönüm özelliği.

Şekil 3.6’da kırmızı eğri, burulma titreşim damperinin frekansa bağlı sönüm değerlerini, mavi eğri ise damperin frekansa bağlı direngenlik değerlerini göstermektedir. Bu değerler AVL Excite Designer yazılımında, Şekil 3.5’te görülen

“TVD” elemanı içerisine tablo halinde tanıtılmıştır. Yağ katmanının fiziksel yapısı nedeniyle, direngelik ve sönüm değerleri damperin çalışma sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Ancak bu değişimin etkisi, bu çalışmanın kapsamı dışında bırakılmıştır.

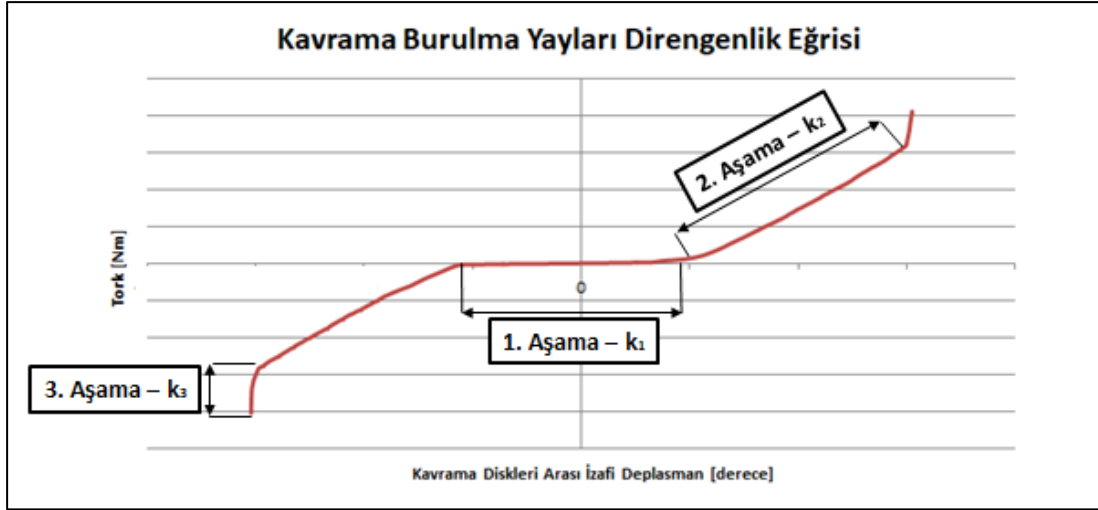
3.1.2 Kavrama

Sistemin dinamik davranışına olan etkisi nedeniyle kavramanın modellenmesi oldukça önemlidir. Kavrama, birbirine bağlı iki adet sürtünme plakası ve plakalar arası burulma yaylarından oluşan bir sistemdir. Kavramanın motor tarafındaki dönen kısımlarının –birincil kütle- dönme yönündeki atalet momenti krank mili modellemesi sırasında, krank milinin son noktası olan volanın atalet momentine dahil edilmiştir. Kavramanın yaylardan sonraki dönen parçaları – ikincil kütle- ise şanzıman giriş şaftının ilk noktasına dahil edilmiştir. Şekil 3.7’de modellemenin AVL Excite Designer yazılımdaki gösterimi verilmiştir.



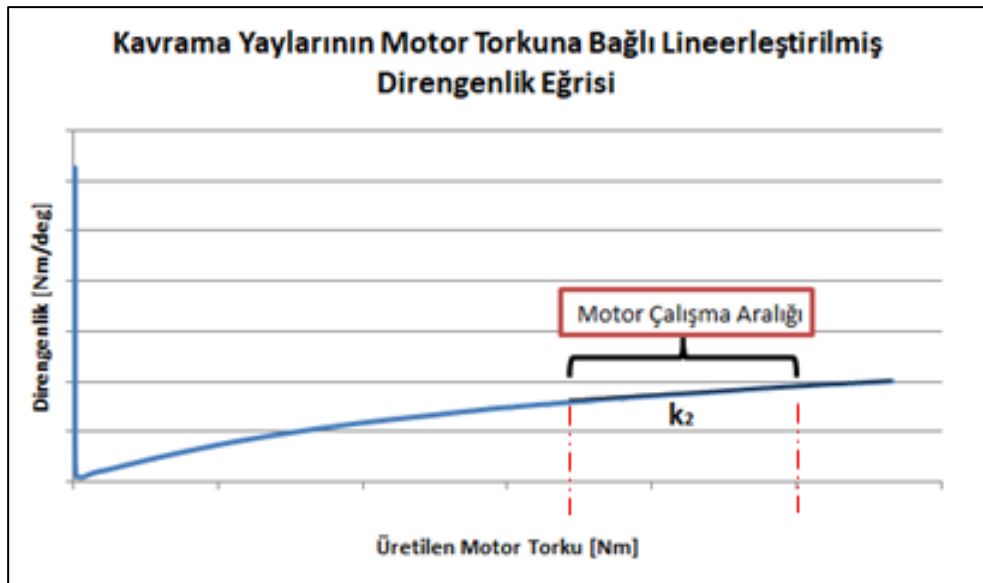
Şekil 3.7 : Kavrama modeli AVL Excite Designer ekran görüntüsü.

Kavramanın iki dönen kısmını birbirine bağlayan yaylar ise AVL Excite Designer yazılımında “ROTX” elemanı kullanılarak modellenmiştir. Normalde lineer olmayan bir karakteristiğe sahip olan kavrama yaylarının modellemesinde bir çözüm yapabilmek için kabul yapılması gereklidir. Burulma yayların diskler arası izafi harekete bağlı lineer olmayan tork eğrisi Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.8 : Kavrama burulma yaylarının diskler arası izafi harekete bağlı lineer olmayan tork eğrisi.

Şekil 3.8’de grafiğin her bir noktasındaki eğimi, burulma yaylarının o noktadaki direngenlik değerini verecektir. Ancak bu değer lineer olmayan bir karaktere sahip olması yayların analitik modele tanıtılmasını zorlaştırmaktadır. Motorun çalışma hız aralığı boyunca ürettiği tork kullanılarak, motorun çalıştığı hıza göre, kavramanın, direngenlik eğrisinin hangi bölgesinde çalışacağı belirlenebilir. Bunun için, Şekil 3.8’deki grafik, motor torkuna bağlı yayların direngenlik katsayısı haline dönüştürülmüştür. Dönüşüm sonucunda elde edilen, yayların direngenlik eğrisi Şekil 3.9’daki verilmiştir.

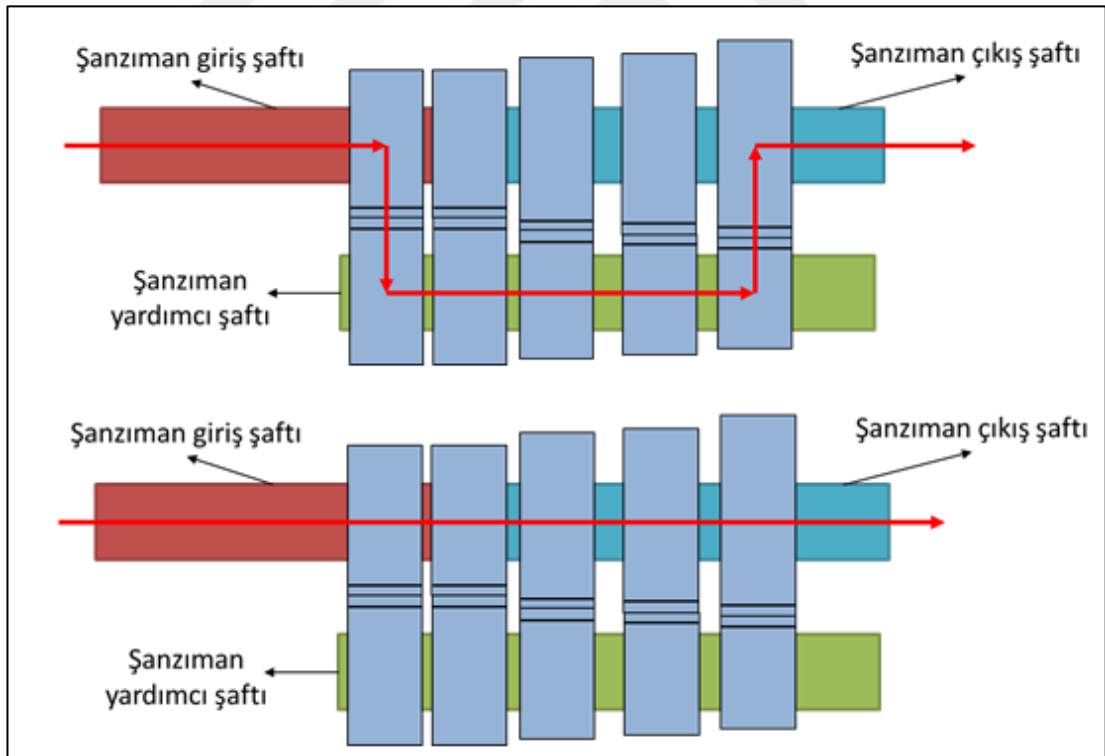


Şekil 3.9 : Kavrama burulma yaylarının motor torkuna bağlı lineer olmayan direngenlik eğrisi.

Bu aşamada yapılması gereken, motor hızına bağlı tork eğrisinin incelenmesidir. Motor hızına bağlı tork eğrisi incelendiğinde motorun çalışma alanının büyük bir bölümüne tekabül eden tork değeri Şekil 3.9’da verilen k_2 alanına (2.Aşama) denk gelmektedir. Bu aşamada, k_2 direngenlik değerinin motorun çalışma aralığının büyük bir bölümünü kapsadığı kabulü yapılmış ve bu direngenlik değeri AVL Excite Designer yazılımında “ROTX” elemanına girilerek, sisteme lineerleştirilmiş burulma yay direngenlik tanımlaması yapılmıştır.

3.1.3 Şanzıman dişli çiftleri

Sistemin fiziksel yapısı ele alındığında şanzıman dişli çiftlerinin modellenmesinin önemli olduğu aşikardır. Ancak modellemeye başlamadan önce bazı kabullerin yapılması gereklidir. Seçilen her bir vites numarasına göre, şanzıman grubundaki şaftların, dişli çiftlerinin ve dönme hareketi yapan parçaların dönme hızları ve dolayısı ile atalet etkileri değişmektedir. Bu durumu açıklamak için seçilen iki farklı vites koşuluna göre sistemin fiziksel yapısındaki değişim Şekil 3.10’da verilmiştir.



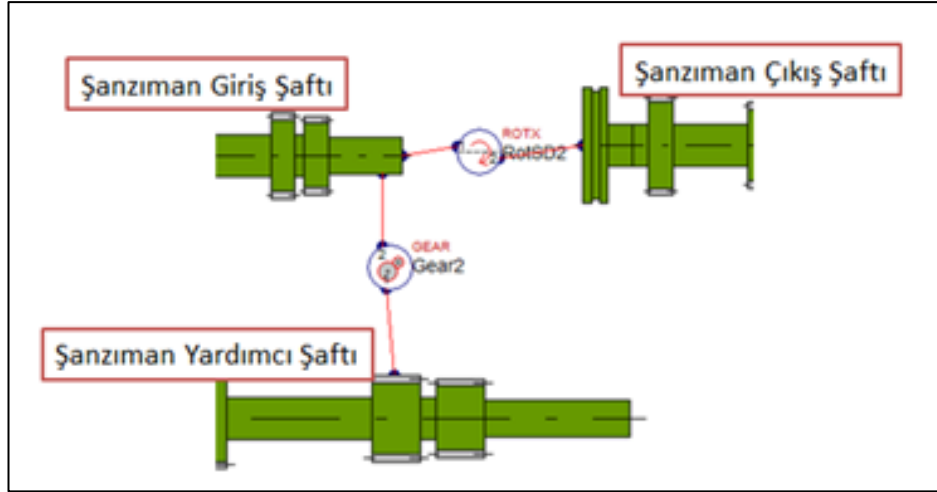
Şekil 3.10 : Şanzımanda 1 (üstteki) ve 8 (alttaki) numaralı vites için tork akışı.

Şekil 3.10’da verilen, 1 numaralı vites seçildiğinde, motordan üretilip kavramadan aktarılan tork, öncelikle şanzıman giriş miline gelmekte, birinci dişli çiftinden geçerek şanzıman yardımcı miline aktarılmakta ve ardından beşinci dişli çiftinden

geçerek şanzıman çıkış miline gelmektedir. Bu sırada, birinci ve beşinci dişli çiftleri dışındaki tüm dişli çiftleri, şanzıman yardımcı miline çakılı dişler tarafından tahrik edilmekte, yataklanmış oldukları şanzıman giriş ve çıkış şaftları üzerinde avare olarak dönmektedir. Birinci ve beşinci dişlilere ait senkromeçler dişlilerle beraber dönmekte iken, diğer senkromeçler sistemin dönme hareketine etki etmemektedir. Öte yandan, Şekil 3.10'da verilen, 8 numaralı vites seçildiğinde, motorda üretilen tork, şanzıman giriş milinden direkt olarak şanzıman çıkış şaftına aktarılmaktadır. Ancak bu aktarımı sağlamak için, her iki tarafındaki senkromeçler tarafından şanzıman giriş ve çıkış miline tutulmuş ikinci dişli çifti, şanzıman yardımcı milini tahrik etmektedir. İlk senaryodakine benzer şekilde, yardımcı mil üzerindeki diğer çakılı dişliler, giriş ve çıkış mili üzerindeki yataklanmış dişlileri avare olarak döndürmektedir.

Seçilen her vites numarasına göre sistemde oluşan bu koşullar için ayrı bir sayısal model kurulmalıdır. Tıkırtı sesi mekanizmasında avare dişli sayısının en fazla olduğu durum, genellikle tıkırtı sesi probleminin en çok karşılaşıldığı koşul olarak verilmektedir. Sistemin fiziksel durumu incelendiğinde, en çok avare dönen dişli koşulunu bulunduran, 8. vites, incelenecek fiziksel koşul olarak seçilmiştir. Bölüm-3.2.4'te verilen sayısal model sonuçları incelendiğinde, 8. vites koşulunun, incelenen tüm vites koşulları içerisinde en fazla tıkırtı problemine neden olduğu, seçilen tıkırtı değerlendirme parametresi kullanılarak doğrulanmıştır.

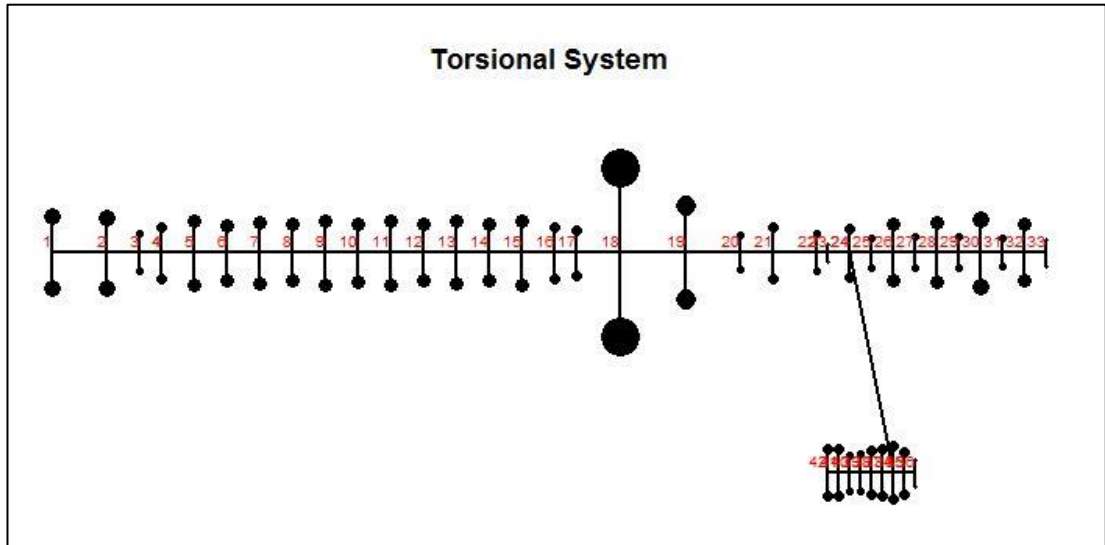
Dişli çiftleri modellenirken seçilen vites koşulunda fiziksel olarak dönen tüm parçalar hesaba katılmıştır. 8.vites bağlantı koşulunda, 2 numaralı dişli çiftinin ilk dişlisinin atalet momenti ve üzerinde yataklandığı şanzıman giriş ve çıkış şaftları ile bağlantısını sağlayan senkromeçlerin dönme eksenindeki atalet momenti, şanzıman giriş şaftının son noktasına eklenmiştir. 2 numaralı dişli çiftinin ikinci dişlisi ise şanzıman yardımcı şaftına çakılı olduğu ve yardımcı şaftının atalet hesaplamasında sisteme dahil edildiği için tekrar hesaplanmamıştır. Dişli çiftinin arasındaki bağlantı ise AVL Excite Designer içerisindeki "GEAR" bağlantı elemanı kullanılarak modellenmiştir. "GEAR" bağlantı elemanı içerisinde, dişli çifti arasındaki temas noktasının direngenlik ve sönüm değerleri, birinci ve ikinci dişli diş sayıları ve dişli modülü değerleri tanımlanmıştır. Yapılan modellemenin AVL Excite Designer görüntüsü Şekil 3.11'de verilmiştir.



Şekil 3.11 : 8 numaralı vites koşulu şanzıman dişli çifti modellemesi için AVL Excite Designer ekran görüntüsü.

Şanzıman giriş şaftından çıkış şaftına direkt tork aktarımını sağlayan bağlantı ise AVL Excite Designer içerisinde “ROTX” elemanı kullanılarak modellenmiştir. Bu noktadaki direngenlik ve sönüm değerleri “ROTX” elemanı içerisinde tanımlanmıştır.

İncelenen sistemdeki tüm geometri ve bağlantıların tanımlanmasıyla, sistemin TPM modelinin temsili Şekil 3.12’deki gibidir.

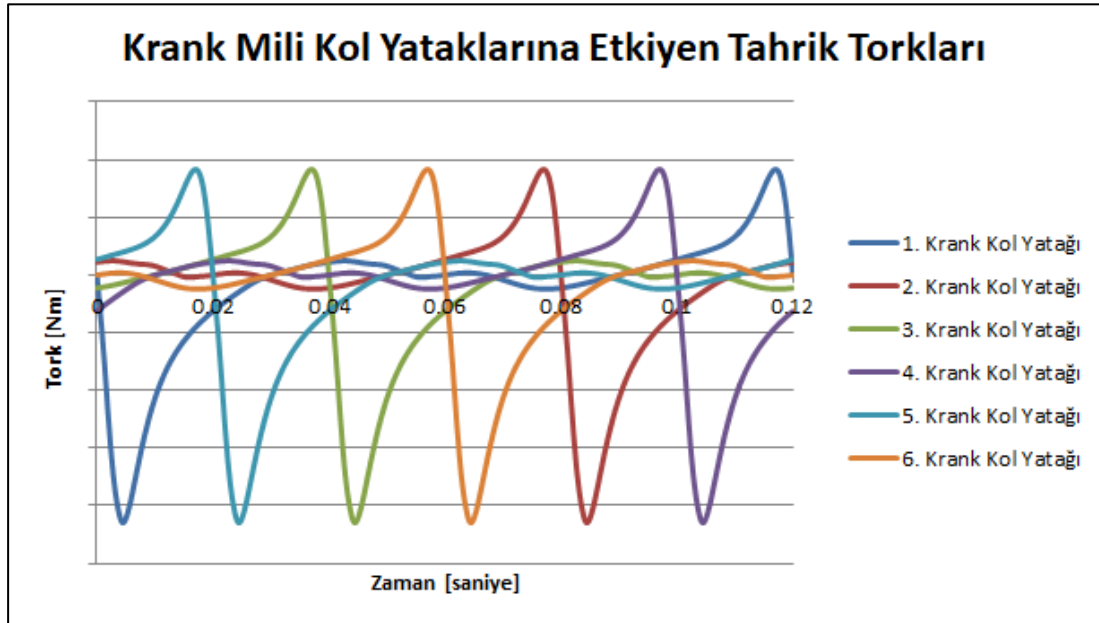


Şekil 3.12 : 8 numaralı vites koşulu motor ve şanzıman grubu burulma titreşim modeli AVL Excite Designer ekran görüntüsü.

Şekil 3.12’de, 1-18 numaralı burulma titreşim damperi ile volan arasındaki motor parçalarını, 19 ve 20 numaralı noktalar kavramayı, 20-24 numaralı noktalar şanzıman

giriş şaftını, 25-33 numaralı noktalar şanzıman çıkış şaftını ve 34-42 numaralı noktalar şanzıman çıkış şaftını temsil etmektedir.

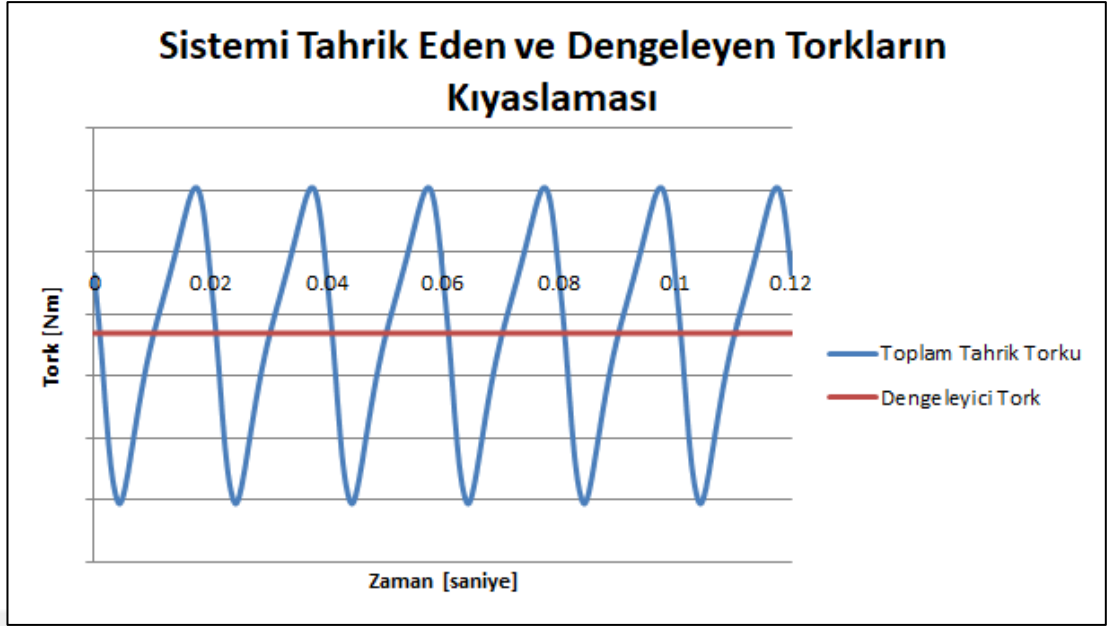
Bu aşamadan sonra sisteme sınır koşullarının tanımlanması gereklidir. Excite Designer yazılımı, motorun ana geometri bilgilerini kullanarak piston üst yüzeyine etkiyen silindir içi basıncını, krank bağlantı noktalarına moment olarak indirgeyen kinematik bir modül bulundurmaktadır. Bu modülün kullandığı teorik altyapı, [32] numaralı kaynakta detaylı olarak verilmiştir. Piston çapı, biyel kol uzunluğu gibi parametreler kullanılarak sisteme etkiyen tahrik kuvveti krank mili-biyel kolu bağlantı noktalarına moment olarak etkiyecek şekilde dönüştürülmüştür. Bu kuvvetler zaman alanında, bir krank çevrimi süresinde olacak şekilde Şekil 3.13'te verilmiştir.



Şekil 3.13 : Seçilen bir motor hızı için krank mili kol yataklarına etkiyen tahrik torkları.

Şekil 3.13'te verilen tahrik torku, motorun ateşleme sırası dikkate alınarak, incelenmek istenen tüm motor hızları için hesaplanmıştır.

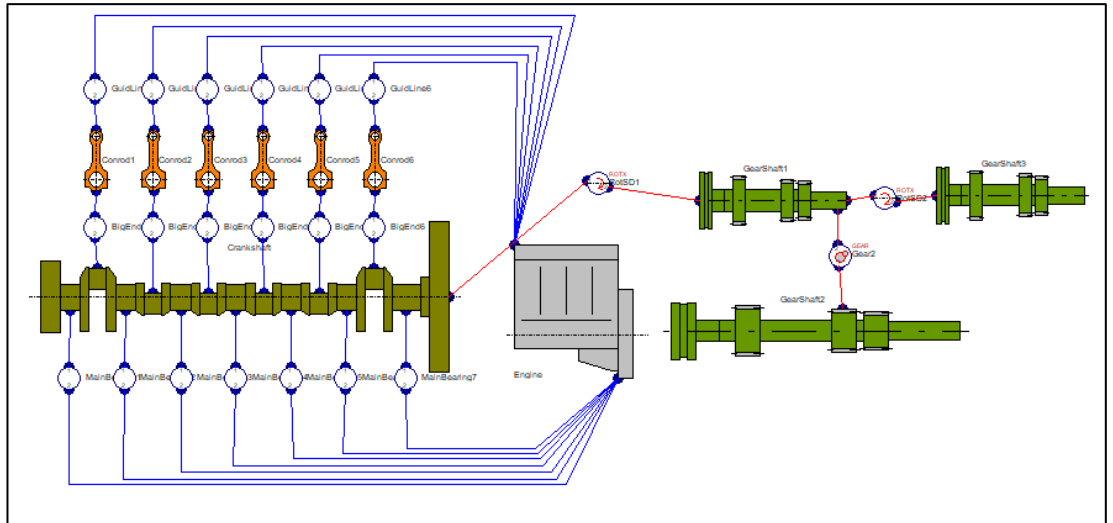
Sayısal modelde motor ve şanzıman grubunun sabit bir hızda dönüşünü sağlayabilmek için motorun ürettiği ortalama tork, incelenen vites oranı ile çarpılarak şanzımanın çıkış şaftına ters yönde uygulanmıştır. Tahrik ve çıkış torklarının kıyaslaması Şekil 3.14'te verilmiştir.



Şekil 3.14 : Seçilen bir motor hızı için sisteme etkiyen ve dengeleyen torklar.

Şekil 3.14’te gösterilen tahrik ve dengeleyici torklar kıyaslandığında, motora verilen dalgalanmalı tahrik torkunun, şanzıman çıkışında sabit bir torkla dengelenmesi sonucunda sistemde hız dalgalanmalarının oluşacağı aşikardır. Buna ek olarak, krank mili üzerinde farklı noktalara farklı zamanlarda etkiyen krank mili kol yatağı tahrik torklarının krank mili üzerinde burulma titreşimleri oluşturacağı öngörülmektedir.

Sistemdeki tüm geometriler, bağlantılar ve sınır koşulları tanımlandıktan sonra Şekil 3.15’te AVL Excite Designer ekran görüntüsü verilen TPM modeli çözdürülmüştür.



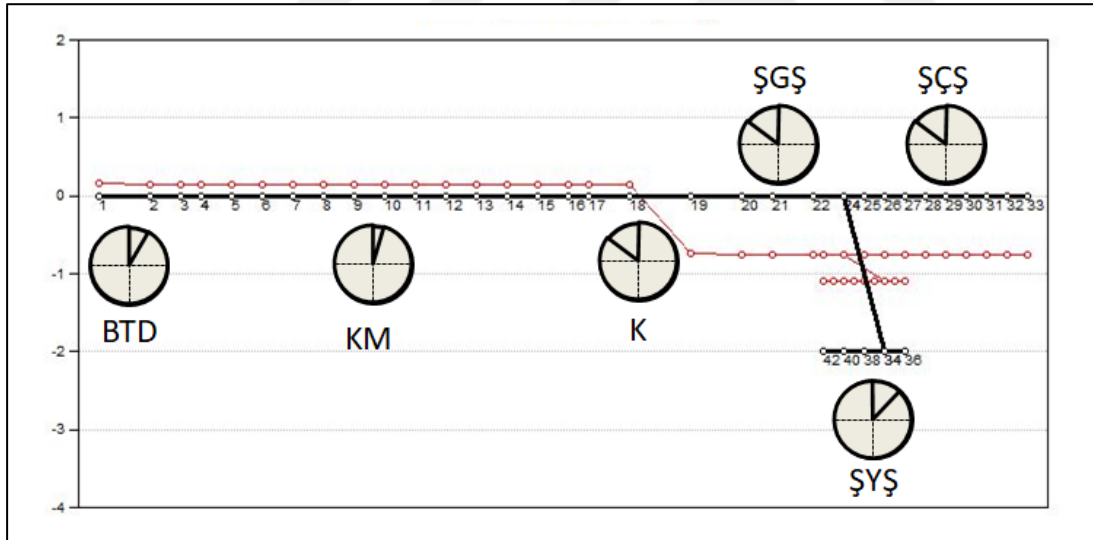
Şekil 3.15 : Motor ve şanzıman TPM AVL Excite Designer görüntüsü.

Kurulan analitik model, tam yük koşulları altında, motor çalışma hız aralığı boyunca çözdürülmüştür. Model, lineer olması ve az sayıda serbestlik derecesine sahip olması nedeniyle oldukça hızlı çözüm sağlamaktadır. Ortalama bir bilgisayar işlemci kapasitesi ile sabit bir devirdeki durum için çözüm yaklaşık 20-30 saniyede elde edilebilmektedir.

3.1.4 Sonuçlar

Bu bölümde, çözümü yapılan analitik modelin sonuçları incelenmiştir. Modeli kurulan motor ve şanzıman grubu sisteminin, burulma rezonansları, kritik hızları, seçilen bölgelerdeki hız dalgalanmaları, burulma titreşim değerleri yorumlanmıştır.

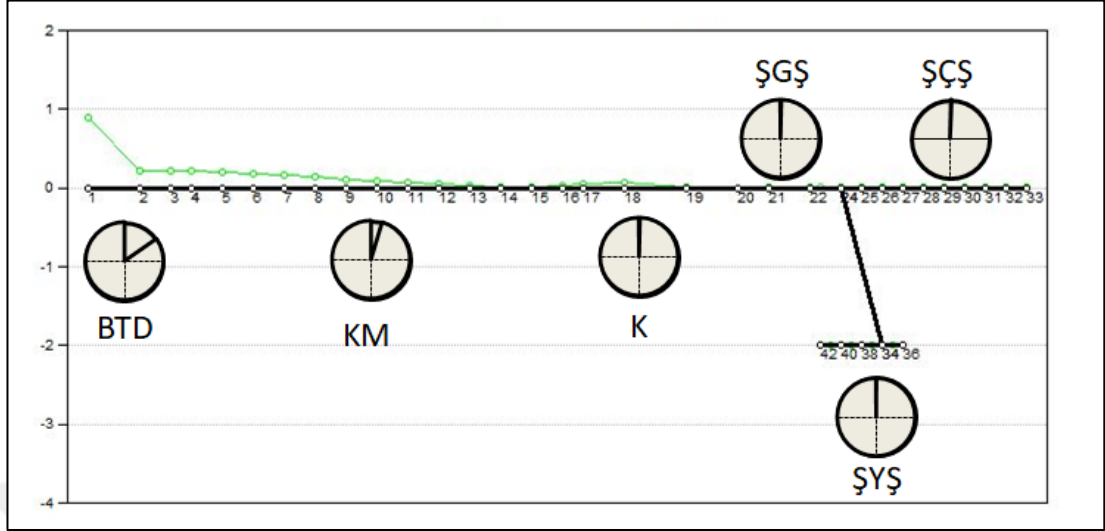
Motor ve şanzıman grubunun burulma yönündeki rezonansları ve bu rezonanslar sırasındaki özvektörleri Şekil 3.16 – Şekil 3.20 arasında verilmiştir. İlgili rezonanslardaki özvektörleri gösterebilmek amacıyla, BTĐ (Burulma Titreşim Damperi), KM (Krank Mili), K (Kavrama), ŞGŞ (Şanzıman Giriş Şaftı), ŞYŞ (Şanzıman Yardımcı Şaftı) ve ŞÇŞ (Şanzıman Çıkış Şaftı) kısaltmaları kullanılmıştır.



Şekil 3.16 : Motor ve şanzıman sisteminin birinci burulma doğal frekansı.

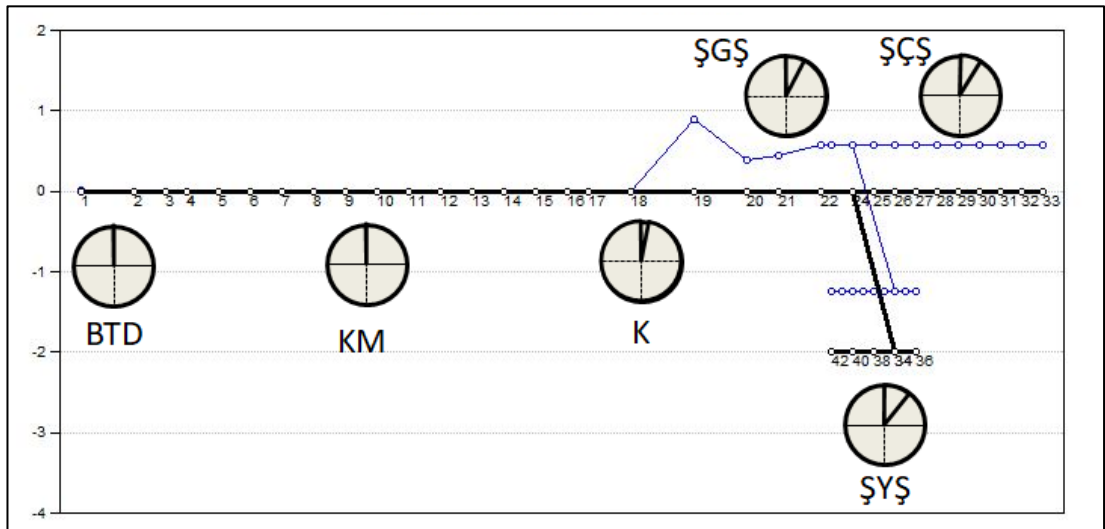
Sistemde görülen ilk doğal frekans, kavrama elemanı üzerinde düğüm noktası yapacak şekilde hesaplanmıştır. Görülen bu rezonans, motor ve şanzıman grubunu birbirine zıt yönlerde hareket ettirmektedir ve izafi değeri direkt olarak motor ve şanzıman grubunun dönme yönlerindeki toplam atalet momentleri ve kavrama yay direngenliği tarafından domine edilmektedir. Kavramada görülen düğüm noktasına

ek olarak, şanzıman yardımcı şaftı ve şanzıman giriş şaftını bağlayan dişli bağlantısı üzerinde de bir düğüm noktası olduğu görülmektedir.



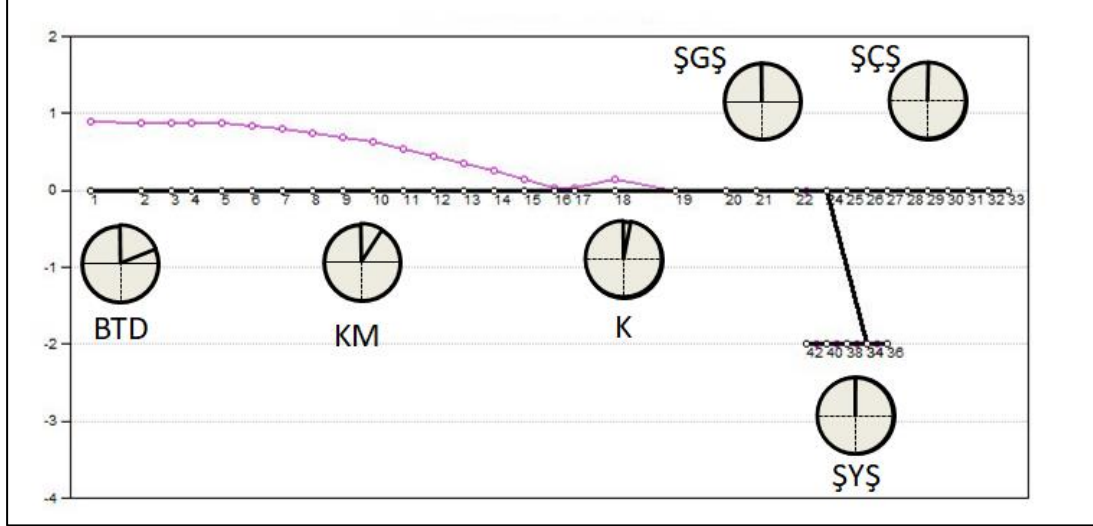
Şekil 3.17 : Motor ve şanzıman sisteminin ikinci burulma doğal frekansı.

Sistemde görülen ikinci doğal frekans, altıncı krank ana yatağı (14 numaralı nokta) üzerinde düğüm noktası yapacak şekilde hesaplanmıştır. Görülen bu rezonans, krank mili üzerinde, burulma titreşim damperine doğru artacak şekilde bir özvektör oluşturmaktadır. Kavrama elemanından şanzıman gruba geçiş ve sonrasında bu rezonansın etkisi görülmemektedir. Görülen bu doğal frekans, kullanılan burulma titreşim damperi tarafından domine edilmektedir.



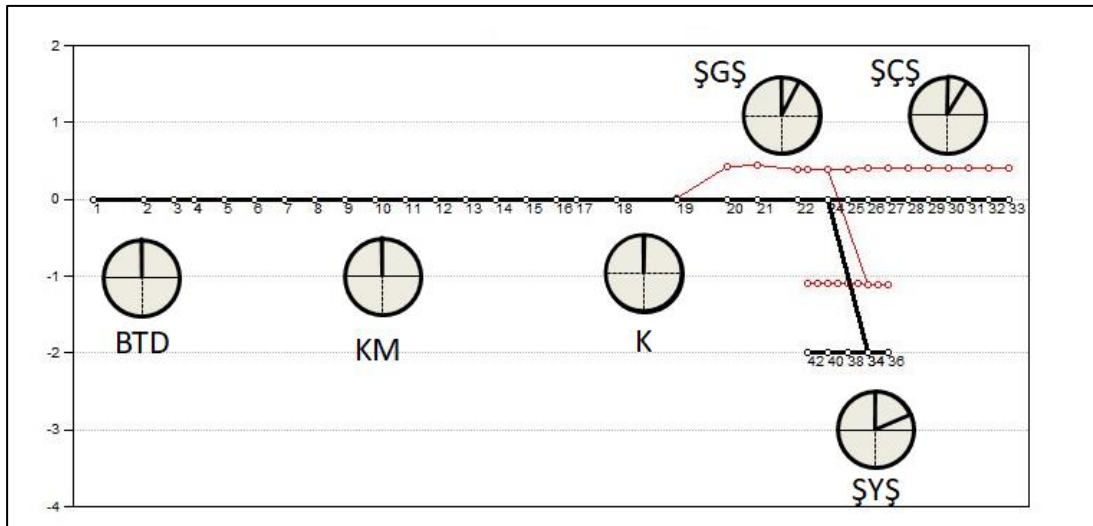
Şekil 3.18 : Motor ve şanzıman sisteminin üçüncü burulma doğal frekansı.

Sistemde görülen üçüncü doğal frekans, şanzıman yardımcı şaft bağlantısını sağlayan dişli çifti üzerinde düğüm noktası yapacak şekilde hesaplanmıştır. Bu rezonansta, en yüksek izafi özvektörler, şanzıman yardımcı şaftı üzerinde gözlemlenmektedir.



Şekil 3.19 : Motor ve şanzıman sisteminin dördüncü burulma doğal frekansı.

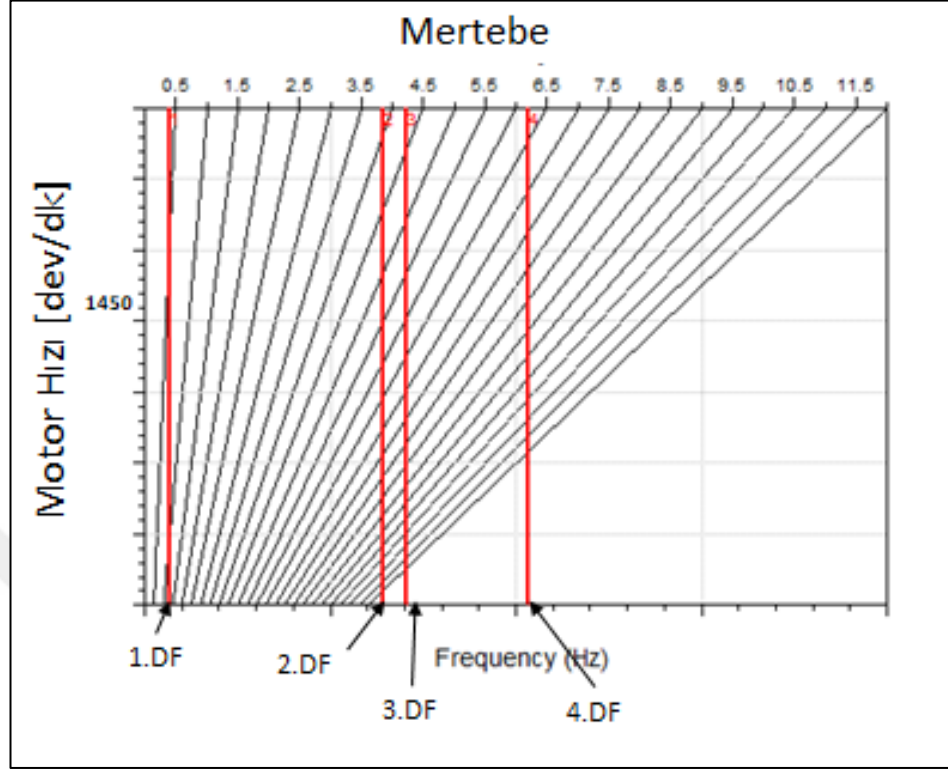
Sistemde görülen dördüncü doğal frekans, ikinci burulma rezonansına benzer bir davranış gösterecek şekilde hesaplanmıştır. Bu doğal frekansta görülen özdeğerler, kavrama elemanı-şanzıman grubu geçişinden sonraki parçalara etki etmemektedir.



Şekil 3.20 : Motor ve şanzıman sisteminin beşinci burulma rezonansı.

Sistemde görülen beşinci doğal frekans, şanzıman yardımcı şaft bağlantısını sağlayan dişli çifti üzerinde düğüm noktası yapacak şekilde hesaplanmıştır. Bu rezonansta, izafi olarak en yüksek özvektörler şanzıman yardımcı şaftı üzerinde gözlemlenmektedir.

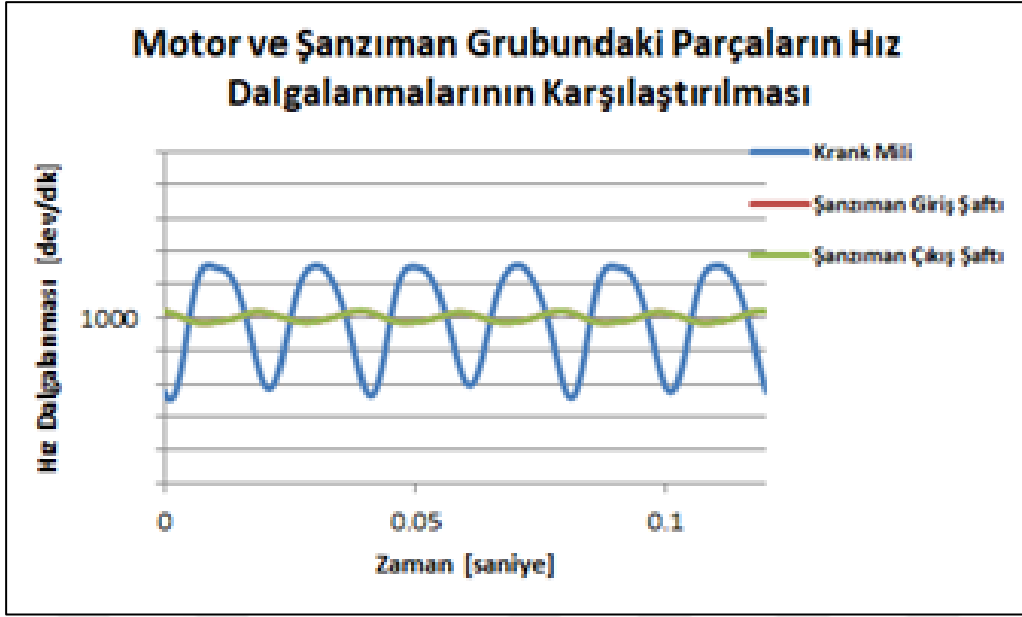
Sistemin burulma doğal frekansları incelendikten sonra, sistemin kritik hızlarının değerlendirilmesi yapılmıştır. Öngörülen kritik hızlar şekil 3.21’de verilmiştir.



Şekil 3.21 : Motor ve şanzıman sisteminin kritik hızları.

Kritik hız grafiği, sistemin doğal frekanslarının, motorun hangi çalışma bölgelerinde baskın olacağını anlamak açısından çok önemlidir. Şekil 3.21’de verilen kritik hız grafiğinde, alt eksen frekans aralığını, üst eksen mertebeyi, sol eksen motor çalışma hızını, verilen kırmızı çizgiler ise sistemdeki doğal frekansları göstermektedir. Motorun maksimum çalışma hızı olan 2000 dev/dk’ya kadarki hızlar ele alınmış ve maksimum çalışma hızının, sistemde incelenen en yüksek mertebe olan 12. mertebe ile oranı sonucu 400 Hz’e kadar olan doğal frekanslar kritik hız grafiğine dahil edilmiştir. Hesaplanan burulma doğal frekans değerleri ele alındığında, sistemin beşinci doğal frekansı kritik hız grafiğinin dışında kalmıştır.

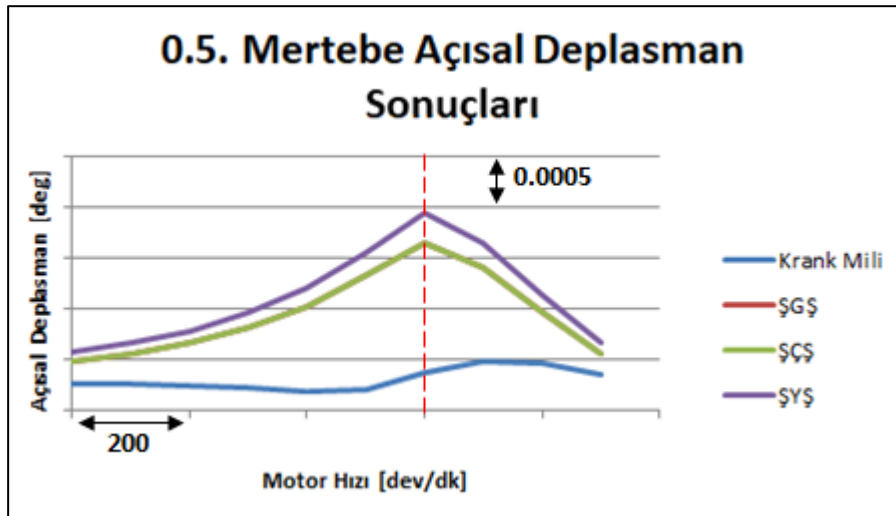
Kritik hız değerlendirmesinden sonra, sistemin zaman alanındaki dinamik davranışına bakılmıştır. Şekil 3.22’de 1000 dev/dk motor hızı için çözümü yapılmış dinamik sistemin açısız hız dalgalanması verilmiştir.



Şekil 3.22 : Motor ve şanzıman grubundaki millerin açısal deplasmanlarının 8. Vites koşulu için karşılaştırılması.

Şekil 3.22’de verilen hız dalgalanması grafiğinde, krank mili üzerinde daha yüksek değerlerde açısal hız dalgalanması görülürken, şanzıman grubunda açısal hız dalgalanmasının azaldığı görülmüştür. Hız dalgalanmasındaki bu düşüş kavrama elemanının dinamik karakteristiği ile sağlanmıştır.

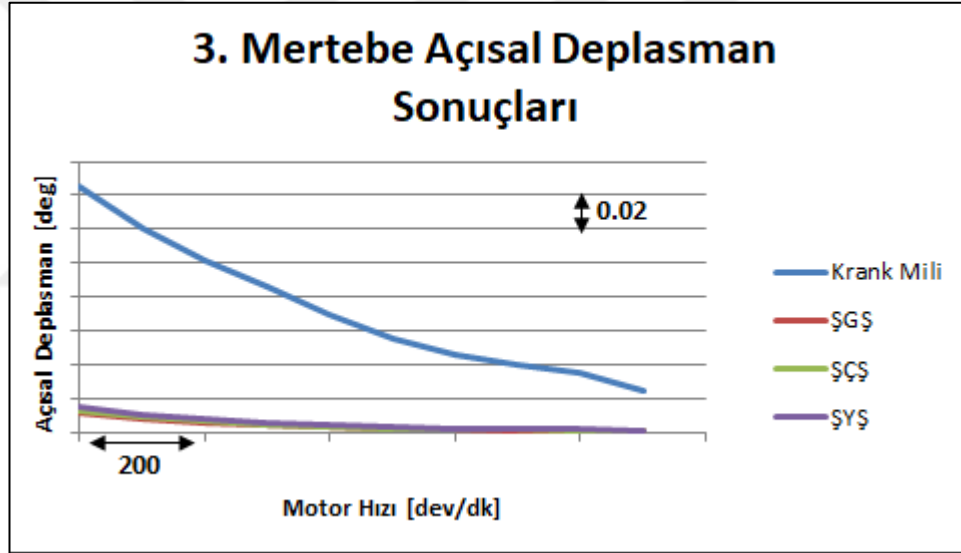
Sistemin dinamiğini daha iyi yorumlayabilmek için motor çalışma hız aralığı boyunca elde edilmiş çözüm, frekans/mertebe alanında incelenmiştir. Şekil 3.23’te, 0,5 mertebe için hesaplanan açısal deplasmanların motor ve şanzıman grubu için karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 3.23 : Motor ve şanzıman grubundaki millerin açısal deplasmanlarının karşılaştırılması – mertebe 0.5.

Şekil 3.23'teki grafik incelendiğinde, dikey kırmızı eğrinin bulunduğu hızda açısall deplasman grafiği tepe yapan şanzıman grubu elemanları görölmüştür. Öte yandan incelenen hız aralığında krank mili üzerinde bu tepe görölmemektedir. Bu hıza ve 0.5 mertebeye denk düşen frekans hesaplandığında, sistemin birinci burulma doğal frekansına denk geldiği görölmektedir. Bu durum, Şekil 3.21'de verilen kritik hız grafiğindeki birinci rezonans ve 0,5. Mertebe eğrisinin kesim noktasıyla örtüşmektedir. Şekil 3.16'da verilen, sistemin birinci burulma doğal frekansının özvektörü incelendiğinde, krank milinin şanzıman grubuna göre daha az deplasman olması öngörölmektedir. Bu durum Şekil 3.23'teki açısall deplasman grafiği ile örtüşmektedir.

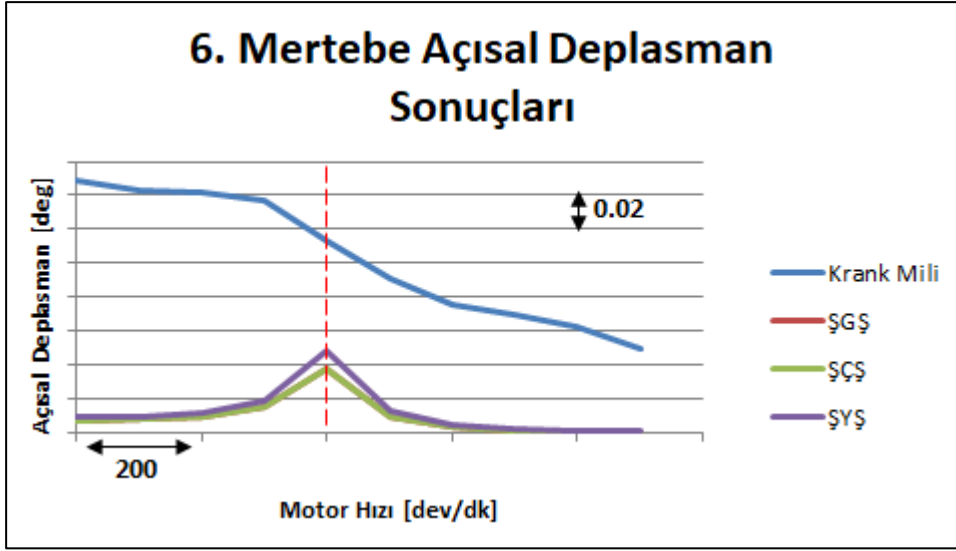
Şekil 3.24'te 3. mertebe için hesaplanan açısall deplasmanların motor ve şanzıman grubu için karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 3.24 : Motor ve şanzıman grubundaki millerin açısall deplasmanlarının karşılaştırılması – mertebe 3.

Şekil 3.24'te verilen açısall deplasman karşılaştırılması incelendiğinde, krank mili üzerinde mertebesi daha yüksek olan açısall deplasmanların şanzıman grubunda azaldığı görölmüştür. Bu durum kavrama elemanının karakteristiği ile açıklanmaktadır. İncelenen hız aralığı boyunca, açısall deplasmanlarda tepe noktası görölmemesi, Şekil 3.21'de verilen kritik hız grafiği ile örtüşmektedir. Bu mertebe boyunca sistemin herhangi bir burulma doğal frekansı tahrik edilmemiştir.

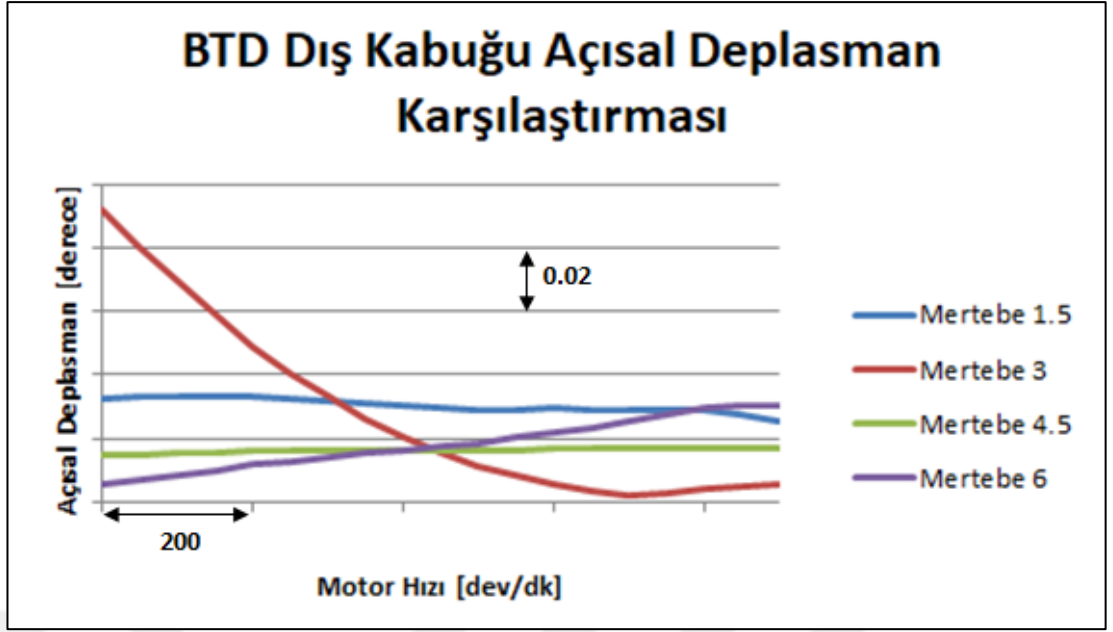
Şekil 3.25'te 6. mertebe için hesaplanan açısall deplasmanların motor ve şanzıman grubu için karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 3.25 : Motor ve şanzıman grubundaki parçaların açısal deplasmanlarının karşılaştırılması – mertebe 6.

Şekil 3.25’te verilen açısal deplasman karşılaştırılması incelendiğinde, krank mili üzerinde azalan bir genlik görülürken, şanzıman grubunda dikey kırmızı eğriye denk gelen motor hızında tepe yapan bir nokta görülmüştür. İlgili frekans hesaplandığında, bu tepe noktasının sistemin üçüncü burulma doğal frekansı ile ilişkili olduğu görülmüştür. Sistemin üçüncü doğal frekansı bu hız bölgesinde, şanzıman grubundaki açısal deplasmanları artırmıştır. Öte yandan, sistemin, ikinci burulma doğal frekansı bölgesinden uzaklaşması nedeniyle motor grubundaki açısal deplasmanlarda azalma görülmüştür. Elde edilen bu bulgular, Şekil 3.17 ve Şekil 3.18’de verilen sistemin ikinci ve üçüncü burulma doğal frekansına ait özvektörlerle örtüşmektedir.

Bu aşamaya kadar, açısal deplasmanlar incelenirken motor grubu tek bir sistem olarak kabul edilerek yorumlama yapılmıştır. Ancak motor grubu, krank mili üzerine farklı fazlarla periyodik olarak etkiyen altı adet tahrik torku altında kalmaktadır. Dolayısıyla, krank milinin kendi içerisindeki açısal deplasmanlarının –burulma titreşimlerinin- incelenmesi önemlidir. Şekil 3.26’da krank mili üzerinde burulma titreşim damperi dış kabuğundaki açısal deplasmanlar, mertebe 1,5, 3, 4,5 ve 6 için verilmiştir.



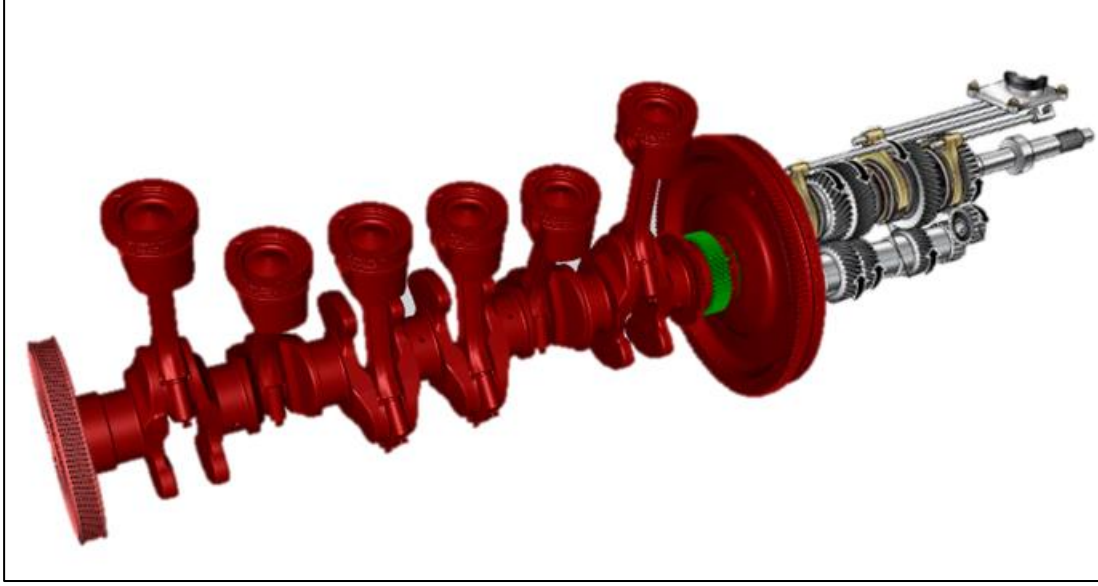
Şekil 3.26 : Burulma titreşim damperi dış kabuğu açısal deplasman karşılaştırması – mertebe 1.5, 3, 4.5 ve 6.

Şekil 3.26’da verilen mertebe bazlı açısal deplasman grafiği, Bölüm 4’te verilen korelasyon kısmında fiziksel testlerle kıyaslanmıştır.

3.2 AVL Excite PowerUnit Modeli

Analitik model kurulup sonra sistemin dinamik cevabı hakkında genel bir bilgi edindikten sonra, tıktırtı problemini detaylı olarak inceleyebilmek amacıyla sayısal bir simülasyon modeli kurulmuştur. Çalışmanın bu bölümünde, zaman alanında, lineer olmayan çözüme imkan sağlayan AVL Excite PowerUnit yazılımı kullanılmıştır.

Sayısal model kurulurken, motor ve şanzıman grubundaki dönen ve dönme yönüne etkisi olan parçalar ele alınmıştır. Kurulan model, seçilen herhangi bir vites için tüm değişkenleri parametrik olarak barındırmaktadır. Model, motorun çalışma hız aralığı boyunca silindir içi basınçların altında sabit bir hızda çalışacak şekilde tahrik edilip, çıkış noktasından karşı bir torkla dengelenmiştir. Analiz sonuçları bir krank çevrimi - 720 derecelik krank dönüşü- boyunca incelenmiştir. Modellenen sistem parçaları Şekil 3.27’de verilmiştir.



Şekil 3.27 : Sayısal modelde kullanılan motor ve şanzıman grubu parçaları.

Nümerik model kurulurken modellenen parçalar:

- Motor Grubu
- Şanzıman Grubu

olmak üzere iki ana başlıkta incelenmiştir.

Bu bölümde, yapılan modelleme tekniklerinin detayları verilmiştir. Modelleme adımları anlatılırken, öncelikle motor modeli, ardından şanzıman modeli ve son olarak motor ve şanzıman modellerinin birleştirilmesi, tahrik ve sınır koşullarının tanımlanması anlatılmıştır.

3.2.1 Motor modeli

Motor modelinde modellenen parçalar; pistonlar, biyel kolları, krankmili, burulma titreşim damperi, volan, kavrama ve motor bloğu olarak sıralanabilir.

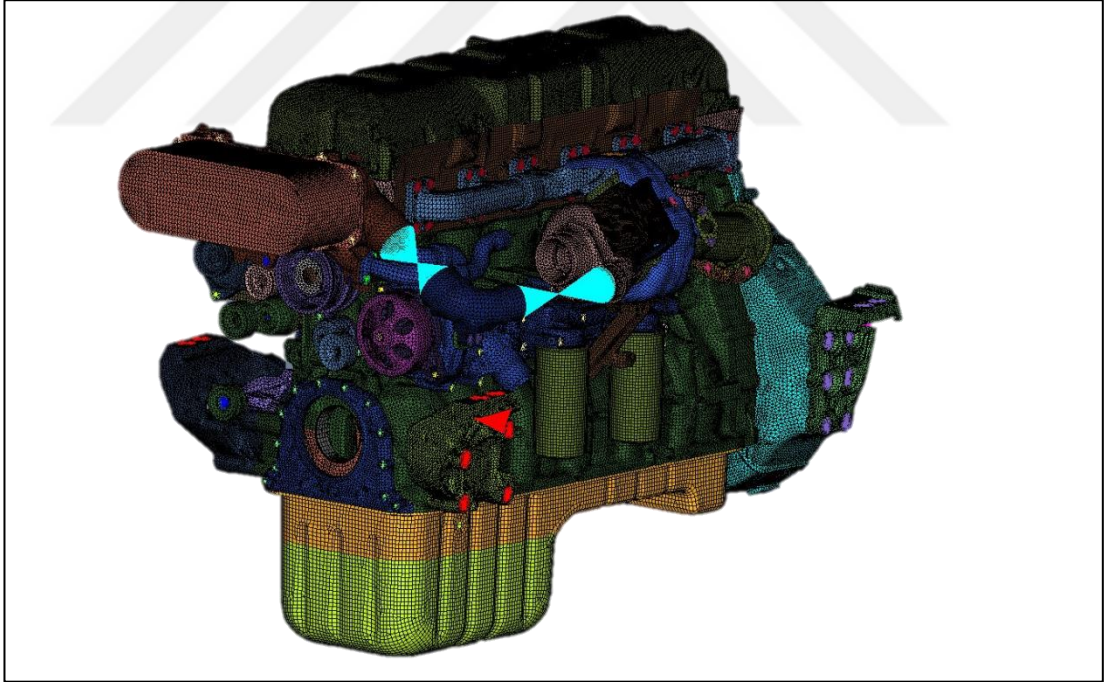
Motor modeli kurulurken, dönen ve dönmeye etkisi olan bileşenler açıklanmıştır. Dönmeye etkisi olan komponentlere öteleme ve dönme hareketi yapmaları ve sistemin burulma karakteristiğine olan etkileri nedeniyle ile pistonlar ve biyel kolları örnek olarak verilebilir. Pistonun motor bloğu ile olan etkileşiminin oluşturduğu sürtünme kuvveti, sistemin burulma karakterini etkilemektedir. Bu etkiyi göz önüne alabilmek için motor bloğu da modellemeye dahil edilmiştir.

Buna ek olarak krank mili, burulma titreşim damperi, volan ve kavrama gibi direkt olarak dönme hareketi yapan parçalar esnek olarak modellenmiş ve lineer olmayan bağlantı elemanları ile bağlanmıştır.

Bu bölümde ilgili komponentlerin modelleme detayları sırasıyla verilmiştir.

3.2.1.1 Motor bloğu

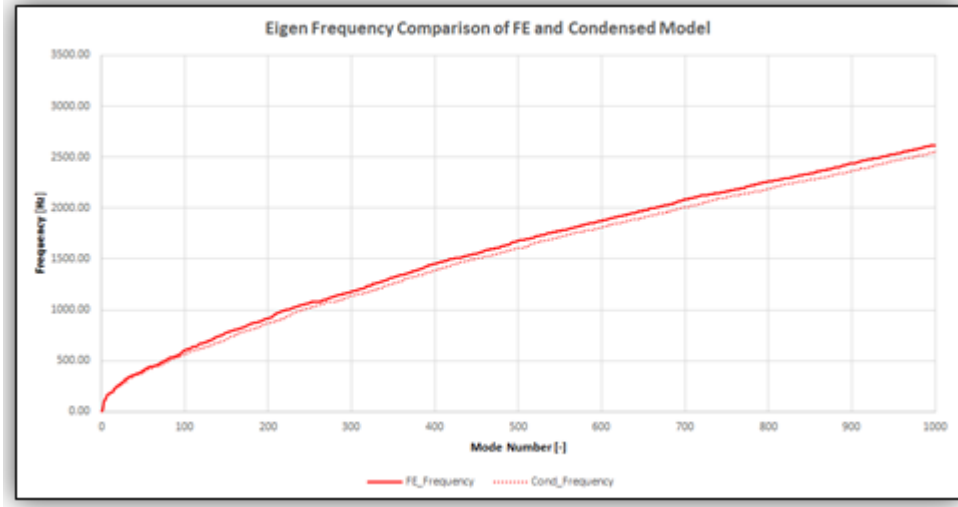
Belirtildiği üzere motor bloğunun sistemin burulma yönündeki dinamik davranışına bir etkisi yoktur. Ancak piston ve silindir iç yüzeyi temasındaki sürtünme kayıplarını da hesaba katabilmek amacıyla motor bloğu modele dahil edilmiştir. Bunun için motor bloğu sonlu elemanlar metodu ile modellenmiş ve ardından modal indirgeme işlemine tabi tutulmuştur. Modal indirgeme yapılırken, silindir iç yüzeyi - piston temas noktaları ve krank mili-ana yatak kepleri arasında noktalar tanımlanmış ve bu noktalar daha sonra AVL Excite PowerUnit içerisinde bağlantı tanımlaması sırasında kullanılmıştır. Şekil 3.28’de motor bloğu için kurulan sonlu elemanlar modeli verilmiştir.



Şekil 3.28 : Motor bloğu sonlu elemanlar modeli.

Modal indirgeme işleminden sonra, indirgenmiş modelin dinamik davranışının indirgmeden önceki sonlu elemanlar modeli ile eşdeğer olması önemlidir. İndirgeme öncesi ve sonrası modelin özdeğer ve özvektörlerinin kıyaslanması Şekil

3.29’da verilmiştir. Bu korelasyon sonlu elemanlar modelinin doğru bir şekilde indirgenildiğini ve sonraki adımlar için kullanılabileceğini göstermektedir.



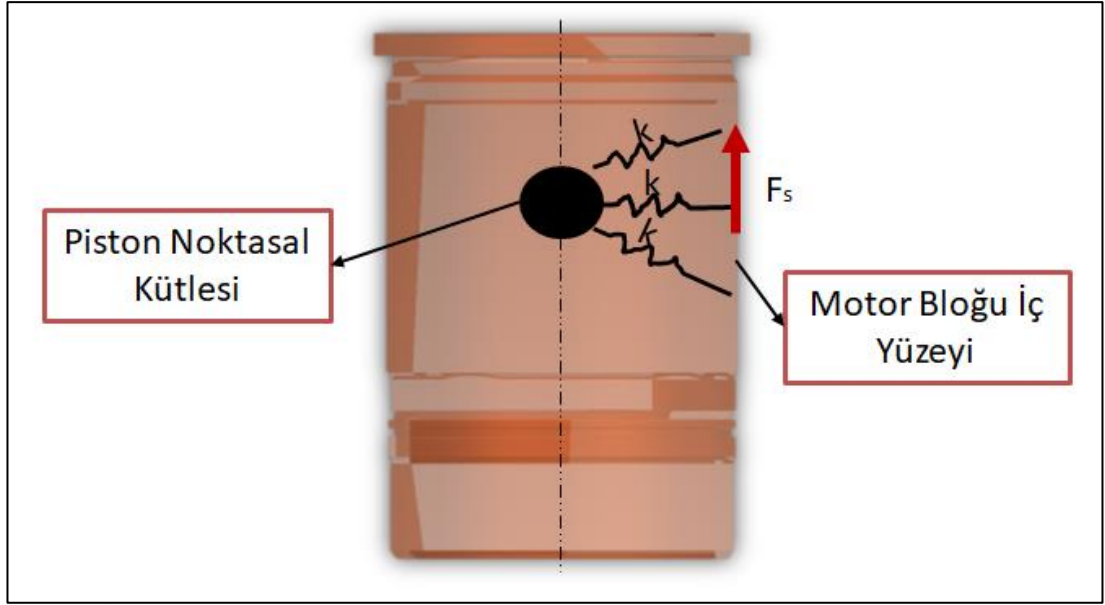
Şekil 3.29 : Motor bloğu sonlu elemanlar modeli ve indirgenmiş modelin doğal frekans karşılaştırması.

İndirgeme öncesi yaklaşık 36 milyon serbestlik derecesine sahip model, bu metodla yaklaşık 2000 serbestlik derecesine indirgenmiş ve iteratif çözümler için kullanılabilecek hale getirilmiştir.İndirgenen motor bloğu AVL Excite PowerUnit içerisinde “PowerUnit” elemanının içerisine tanıtılmıştır.

3.2.1.2 Piston ve biyel kolu

Piston daha önceden de belirtildiği gibi motor ve şanzıman grubunun dönen parçalarının dinamik davranışına etki etmektedir. Dolayısıyla bu parça modele dahil edilmelidir.

Piston, AVL Excite PowerUnit yazılımı içerisindeki “GUID” elemanı kullanılarak modellenmiştir. Bu eleman kullanılarak, piston noktasal bir kütle olarak modellenmiş ve motor bloğu silindir iç yüzeyine yaylar kullanılarak bağlanmıştır. “GUID” elemanının modelleme metodu Şekil 3.30’da temsili olarak verilmiştir.



Şekil 3.30 : GUID bağlantı elemanı modelleme metodu [7].

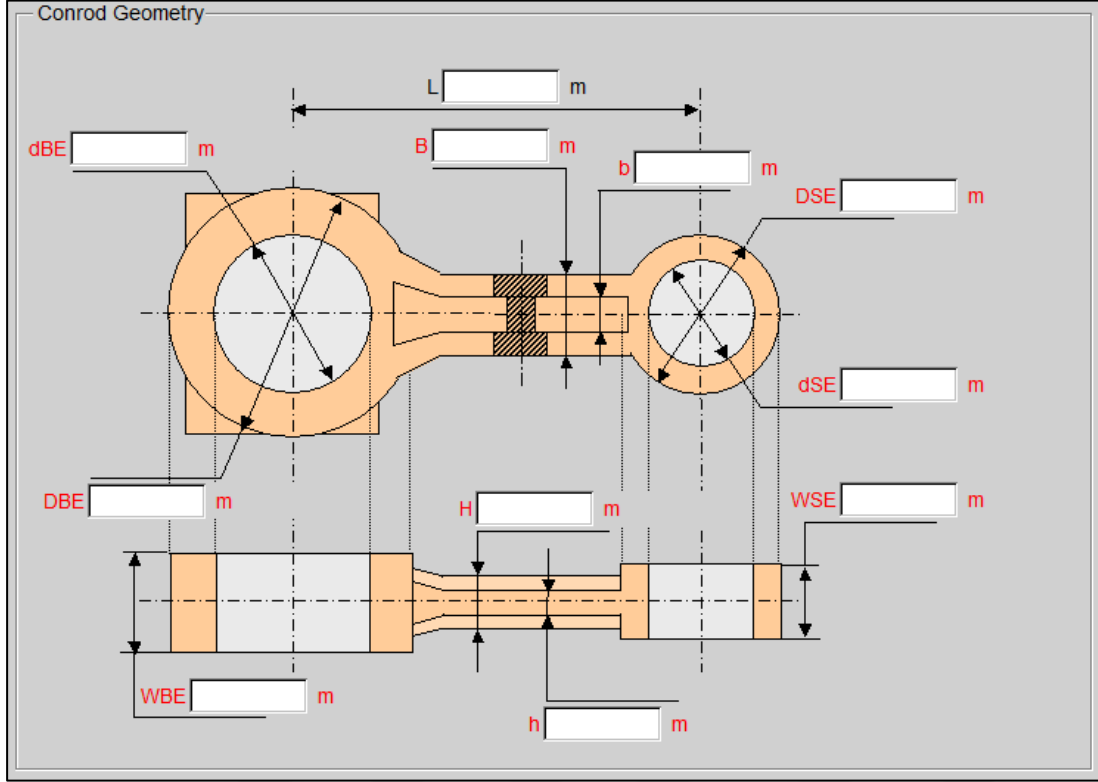
GUID bağlantı elemanı içerisinde noktasal kütle olarak modellenen piston, motor bloğuna silindir gömleği boyunca seri şekilde sıralanmış yay elemanları vasıtasıyla bağlanır. Üst ölü nokta ile alt ölü nokta arasındaki hareketi sırasında, silindir içi basınç etkisi altındaki pistonun motor bloğu ile olan etkileşim kuvveti her bir zaman adımında hesaplanır. Hesaplanan etkileşim kuvveti kullanılarak piston-motor bloğu etkileşimi arasında oluşan sürtünme kuvveti F_s hesaplanır. Sürtünme kuvvetinin hesabı için kullanılan metodun detayına [9] numaralı kaynaktan ulaşılabilir.

Literatürde yapılan çalışmalarda [5], piston ve motor bloğu etkileşiminin “GUID” bağlantı elemanı ile ne kadar gerçekçi modellenebildiği araştırılmıştır. Çalışmalar sonucunda, kararlı rejimdeki bir motorun piston-motor bloğu etkileşimin, AVL Excite PowerUnit içerisindeki “GUID” bağlantı elemanı ile yeterli ölçüde modellenebildiği ortaya koyulmuştur.

Model içerisinde piston kütlesi de tanımlanarak, pistonun üst ölü nokta ile alt ölü nokta arasındaki öteleme hareketinin krank miline olan etkisi de hesaba katılmıştır. Bu metod kullanılarak, piston kütlesi ve pistonun motor bloğuyla olan etkileşimi, motorda bulunan 6 silindir için de tanımlanmıştır.

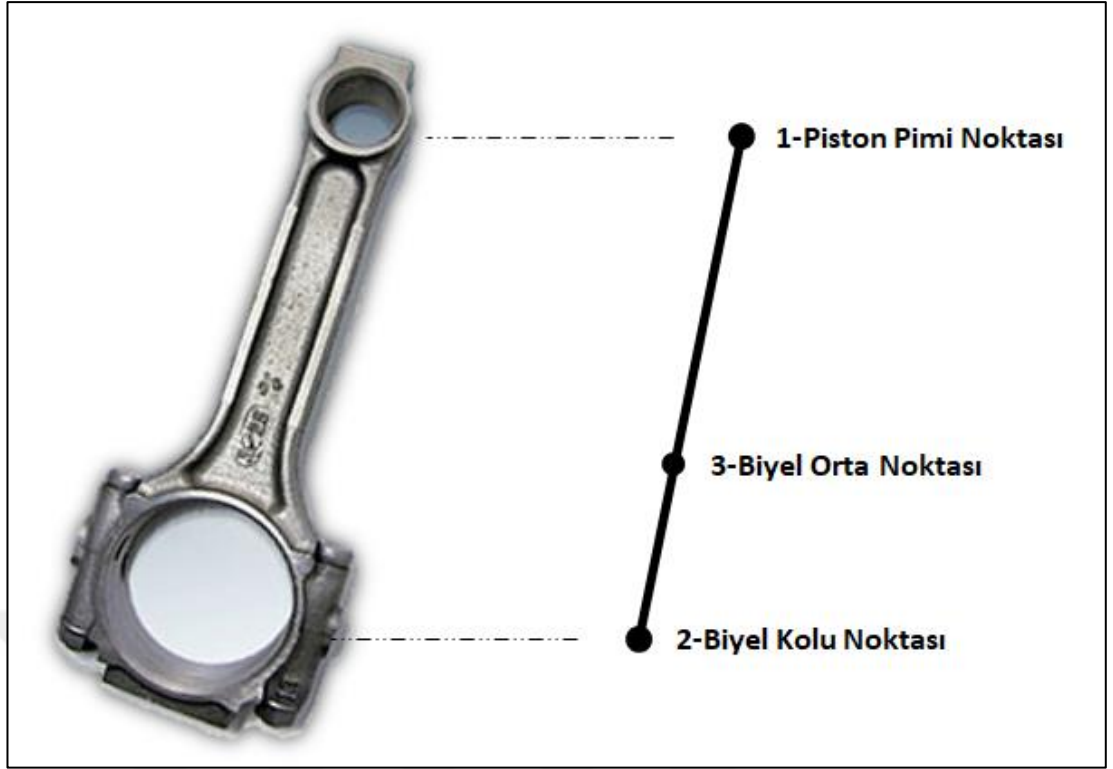
Biyel kolu hem öteleme hem de dönme hareketi yapması nedeniyle, modellemeye dahil edilmesi gereken parçalardan biridir. Biyel kolu modellemesi için AVL Excite PowerUnit içerisinde “Conrod Modeller” isimli modül kullanılmıştır. Bu modül kullanılarak biyel kolunun geometrik uzunlukları ve kütlesi modele

tanıtılabilmektedir. Şekil 3.31’de Conrod Modeller modülünün temsili gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.31 : Biyel kolu geometri bilgilerinin “Conrod Modeller” modülü kullanılarak modellenmesi.

Bu işlem sonucunda, biyel kolu, biyel kolu, piston pimi ve biyel orta noktası olmak üzere 3 noktaya indirgenir. Şekil 3.32’de indirgenmiş biyel kolu geometrisinin gösterimi verilmiştir. Piston pimi noktası, piston modellemek için kullanılan “GUID” bağlantı elemanına, biyel kolu noktası ise krank mili üzerindeki bağlantı noktasına bağlanır.



Şekil 3.32 : Biyel kolu AVL Excite PowerUnit modelleme tekniği [41].

3.2.1.3 Krank mili ve volan

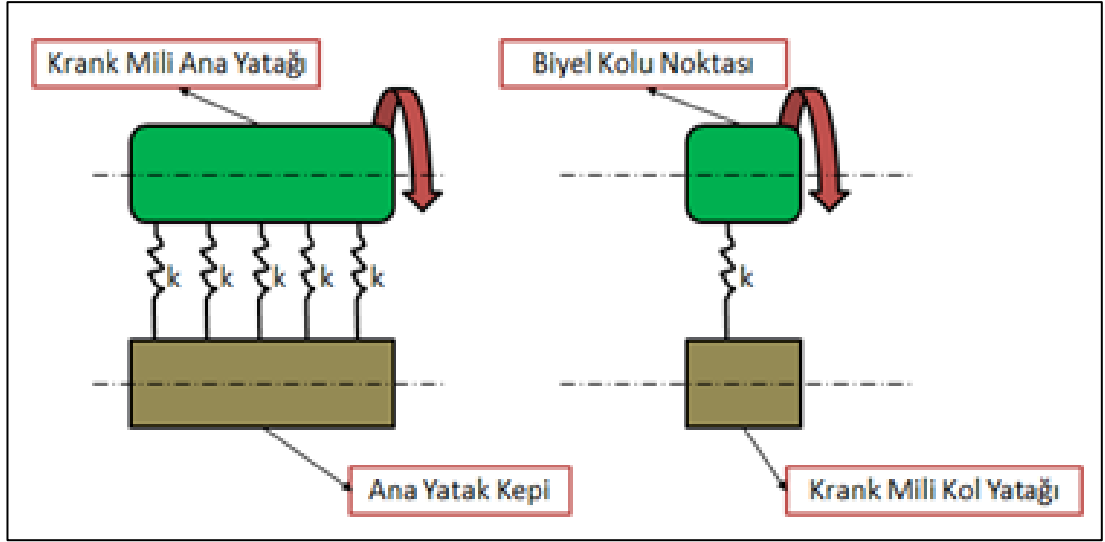
Krank mili sistemin ana parçalarından biri olması nedeniyle detaylı olarak modellenmelidir. Bunun için krank mili, krank mili üzerindeki dişliler, volan ve burulma titreşim damperinin dış kısmı sonlu elemanlar metodu ile modellenip modal indirgeme yöntemine tabi tutulmuştur. Şekil 3.33’te, krank mili için kurulan sonlu elemanlar modeli verilmiştir.



Şekil 3.33 : Krank mili sonlu elemanlar modeli.

Modal indirgeme işlemi, ilgilenen frekans aralığı olan 3500Hz'e kadar yapılmıştır. Gerekli bağlantıları amacıyla, burulma titreşim damperi, krank ana ve kol yatakları ve volan merkez bağlantı noktalarında indirgeme noktaları seçilmiştir. İndirgeme öncesi taklaşık 12 milyon serbestlik derecesine sahip sonlu elemanlar modeli bu metodla yaklaşık 200 serbestlik derecesine indirgenmiştir.

İndirgenen krank mili, AVL Excite PowerUnit içerisinde “Crankshaft I6” elemanı kullanılarak modele tanıtılmıştır. Krank milinin motor bloğu ve biyel kolları ile bağlantısını sağlayabilmek için AVL Excite PowerUnit içerisinde “REVO” ve “NONL” bağlantı elemanları kullanılmıştır. 6 adet krank mili-biyel kolu bağlantıları için “REVO” elemanı, 7 adet krank mili-motor bloğu bağlantısı için “NONL” elemanı kullanılmıştır. Şekil 3.34'te bu elemanların modelleme mantığı verilmiştir.



Şekil 3.34 : NONL(soldaki) ve REVO(sağdaki) bağlantı elemanı çalışma prensibi.

Şekil 3.34’te görülen “NONL” elemanı, yatak genişliği boyunca eşit dağıtılmış 5 adet yay elemanından oluşan bir bağlantıdır. Silindir içi basınç altında, krank mili ana yataklarına etkiyen kuvvetler sonucu oluşan deformasyon, yay elemanları kullanılarak her bir zaman adımında hesaplanır.

Krank ana yataklarını modellemek amacıyla kullanılan NONL elemanı sürtünme hesaplama kapasitesine sahiptir. Literatürde yapılan çalışmalarda[34], piston-silindir bloğu etkileşimi kadar yüksek olmasa da krank –motor bloğu etkileşiminde de sürtünme kayıpları olduğu bilinmektedir. Yazılımda tanımlanan referans değerler kullanılarak 7 adet ana yatakta oluşan sürtünme kayıpları da sisteme dahil edilmiştir. Kullanılan referans değerlerle ilgili detaylı bilgi için [8] numaralı kaynak kullanılabilir.

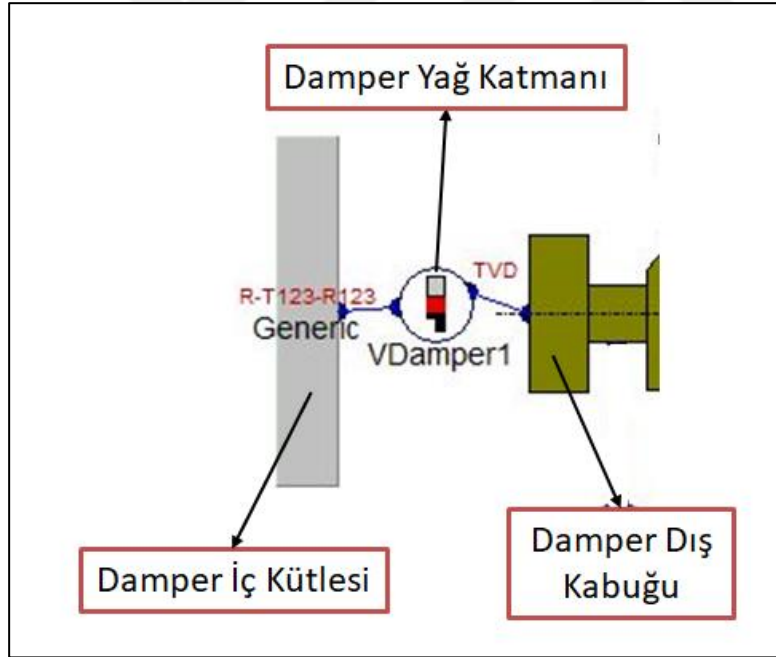
Şekil 3.34’te görülen “REVO” elemanı ise krank mili kol yatağı ve biyel kolu noktasını sağlamaktadır. Bu elemanda sürtünme hesaplaması yapılmamıştır.

3.2.1.4 Burulma titreşim damperi

Burulma titreşim damperi sistemin dinamiğinde oldukça önemli bir rol oynamaktadır. Çalışmada incelenen ağır ticari motorunda viskoz sönümlü damper bulunmaktadır. Bu damper, dışta krank miline cıvata ile bağlı bir dış kabuk, içte dönen bir kütle ve aralarında bulunan yağ katmanından oluşmaktadır. Damperin kesit görüntüsü, analitik model bölümünde, Şekil 3.4’te verilmiştir.

Önceden de belirtildiği gibi damperin dış kabuk kısmı krank mili sonlu elemanlar modelinde modellenmiş ve modal indirgemeye tabi tutulmuştur. Damperin iç kısmındaki dönen kütle ise, AVL Excite PowerUnit içerisinde “Generic” elemanı kullanılarak modellenmiştir. Bu eleman rijit veya esnek geometri modellemeye imkan tanımaktadır. Damper iç kütle modellemesi için rijit seçeneği kullanılmış ve parçanın teknik resimlerinden kütle ve dönme yönündeki atalet momenti bilgileri modele tanıtılmıştır.

Damper dış kabuğu ve iç kütlesi arasındaki yağ katmanı ise AVL Excite PowerUnit içerisinde “TVD” elemanı kullanılarak modellenmiştir. Bu eleman burulma titreşim damperleri için özelleşmiş olup, frekansa bağlı olarak direngenlik ve sönüm parametresi tanımlamaya olanak vermektedir. Analitik modeldekine benzer şekilde burulma titreşim damperinin direngenlik ve sönüm özellikleri frekansa bağlı olarak tanımlanmıştır. Kurulan burulma titreşim damperi modelinin AVL Excite PowerUnit görüntüsü Şekil 3.35’te verilmiştir.

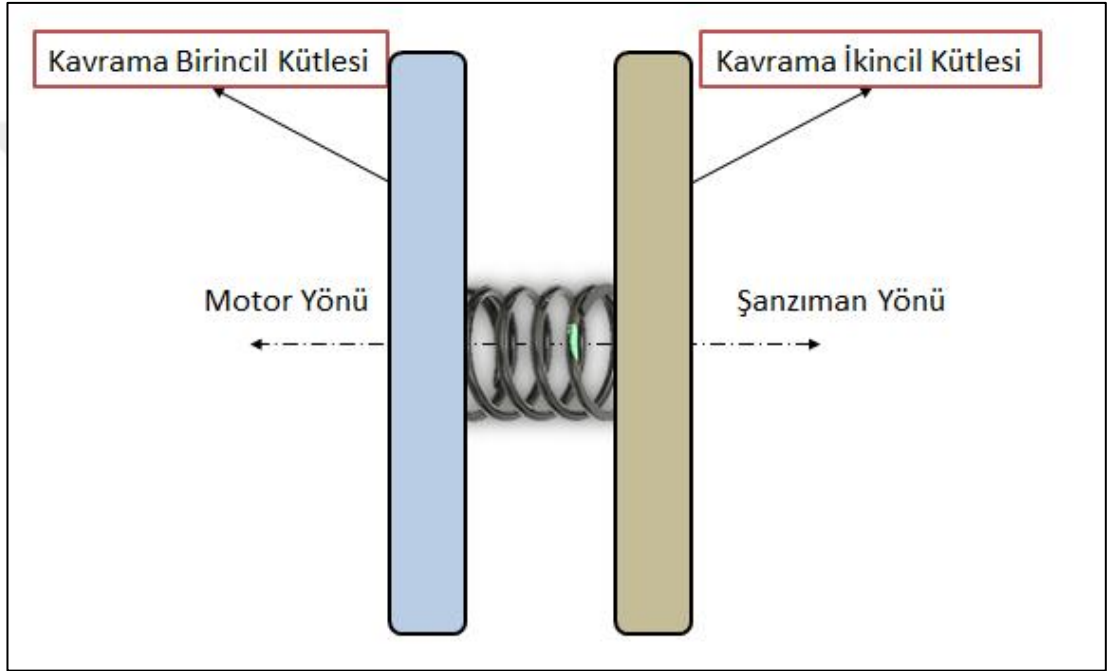


Şekil 3.35 : Burulma titreşim damperi modeli AVL Excite PowerUnit görüntüsü.

3.2.1.5 Kavrama

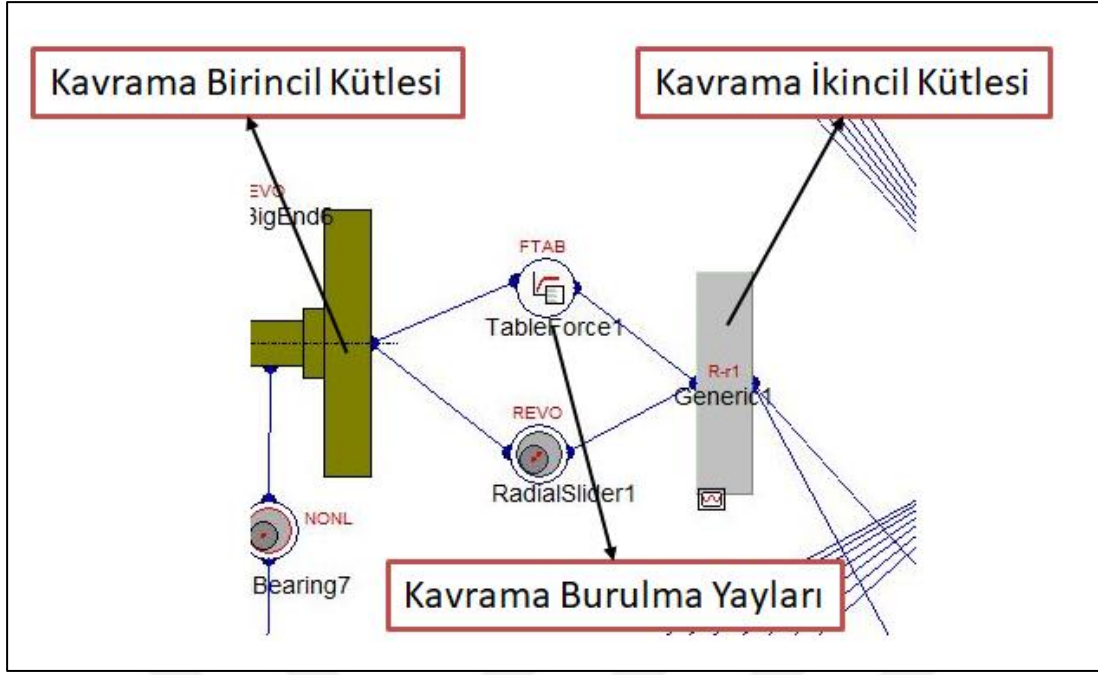
Kavrama, sistemin burulma titreşim karakteristiği üzerinde büyük bir öneme sahiptir. Vites geçişleri sırasında motor ve şanzımanın birbirinden ayrılmasının yanında, motorda üretilen hız dalgalanmalarının sönümlenip, şanzımana daha az iletilmesini sağlar.

Kavrama içerisinde, birbirine sürtünme yoluyla bağlı iki disk ve burulma yönünde sönüm sağlayan ve kavramayı iki ayrı parça halinde hareketine olanak sağlayan dairesel yaylar bulunur. Bu yapı Şekil 3.36’da temsili olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.36 : Kavrama fiziksel yapısının temsili gösterimi.

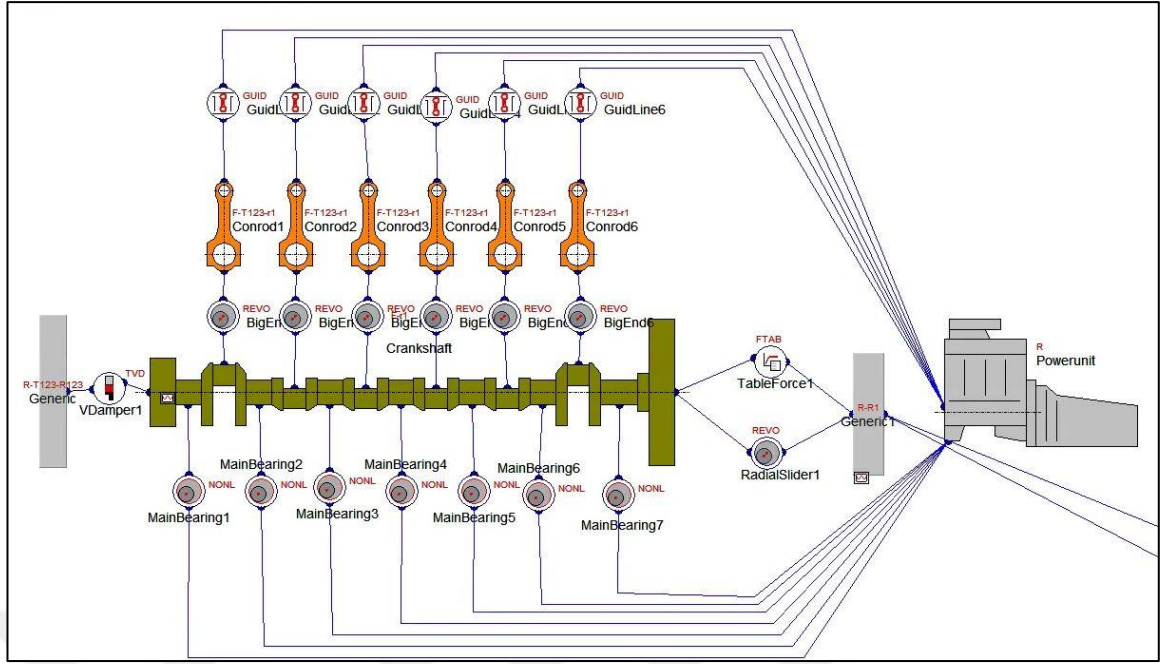
Kavramanın birincil parçası krank mili sonu elemanlar modeline, volandan hemen sonra bağlı olacak şekilde noktasal kütle olarak eklenmiş ve modal indirgemeye tabi tutulmuştur. Kavramanın ikincil kütlesi ise, kütle ve dönme yönündeki atalet momenti bilgileri teknik resimlerden alınarak, burulma titreşim damperinin iç kütlesine benzer şekilde, “Generic” elemanı kullanılarak modellenmiştir. Modelleme metodunun AVL Excite PowerUnit görüntüsü Şekil 3.37’de verilmiştir.



Şekil 3.37 : Kavrama modeli AVL Excite PowerUnit görüntüsü.

Kavramanın birincil ve ikincil kütlesini bağlayan yaylar ise AVL Excite PowerUnit içerisinde “FTAB” elemanı kullanılarak modellenmiştir. Bu eleman, bağlı olduğu iki geometri arasındaki izafi deplasman/hız farkına göre kuvvet tanımlama özelliğine sahiptir. Kavramanın üreticisinden alınan, diskler arası izafi dönmeye göre üretilen karşı tork eğrisi “FTAB” bağlantı elemanı içerisine tanımlanmıştır.

Yapılan bu modelleme adımlarından sonra, motor sistemi için, AVL Excite PowerUnit ÇSD modelinin görüntüsü Şekil 3.38’deki gibidir.



Şekil 3.38 : Motor sistemi sayısal modeli AVL Excite PowerUnit görüntüsü.

3.2.2 Şanzıman modeli

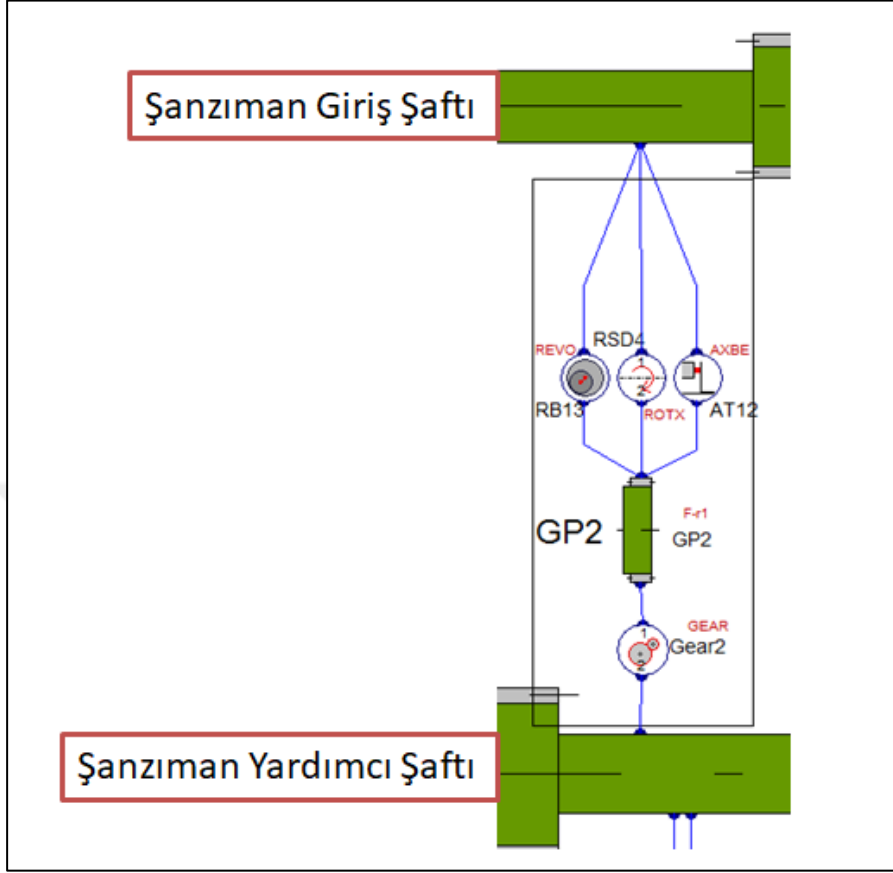
Şanzıman modeli kurulurken sisteme dahil edilen parçalar; şanzıman giriş şaftı, şanzıman yardımcı şaftı, şanzıman çıkış şaftı ve dişli grupları olarak sıralanabilir.

Şanzıman şaftları, krank miline benzer şekilde, modal indirgeme metodu kullanılarak modele tanıtılmıştır. Sonlu elemanlar modeli kurulan şanzıman şaftları, ilgilenilen frekans aralığı olan 3500Hz'e kadar modal indirgemeye tabi tutulmuştur. İndirgeme yapılırken, model içerisinde şaftlarla diğer parçalar arasında bağlantı yapılacak olan bölgelere indirgeme noktaları tanımlanmıştır. İndirgenen modellerin özdeğerleri, sonlu elemanlar modelleri ile kıyaslanmıştır.

Modele tanımlanan şanzıman şaftları, sürtünme torkunu modelleyebilmek amacıyla AVL Excite PowerUnit içerisinde "REVO" bağlantı elemanı kullanılarak şanzıman muhafazasına yataklanmıştır. "REVO bağlantısı içerisinde seçilen sürtünme hesaplama özelliği sayesinde şanzıman yataklarında oluşan sürtünme momentleri modele dahil edilmiştir. "REVO" bağlantı elemanının sürtünme momenti hesaplama teorisi [8] numaralı kaynakta verilmiştir.

Şanzımanın karışık yapısı nedeniyle dişli çiftlerinin modellenmesi oldukça önemlidir. Seçilen her vites koşulu için değişkenlik gösteren dönme yönündeki atalet momenti ve direngenlik değerlerinin sisteme parametrik olarak tanıtılması

gerekmektedir. Şekil 3.39’da şanzıman dişli çiftleri için yapılan modellemenin ekran görüntüsü örnek olarak verilmiştir.



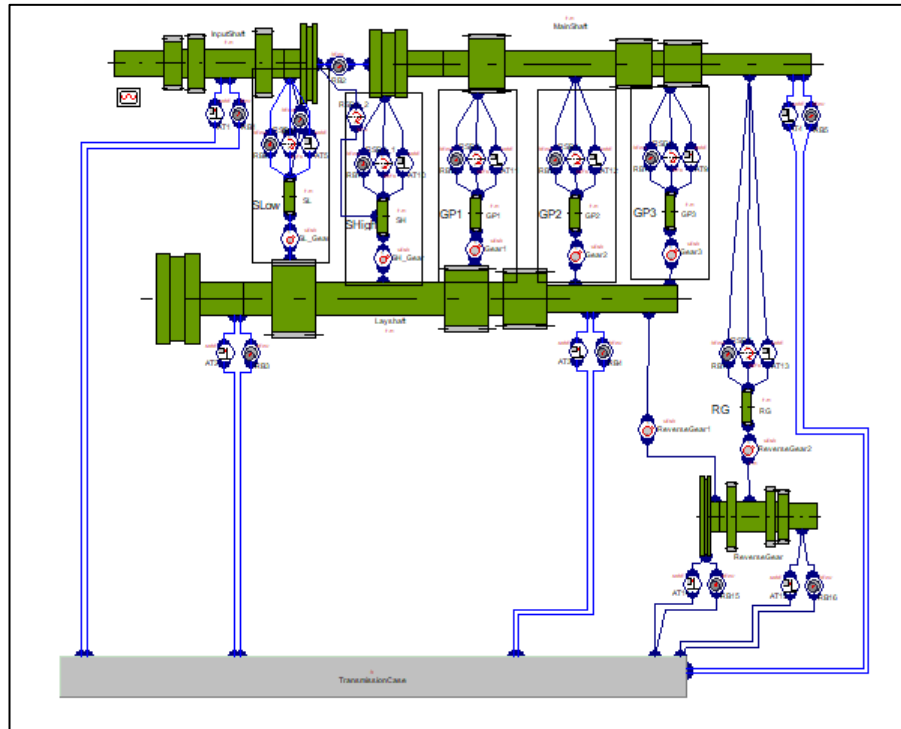
Şekil 3.39 : Şanzıman sayısal modeli dişli bağlantısı modelleme metodu AVL Excite PowerUnit ekran görüntüsü.

Şekil 3.39’da verilen dişli çifti modellemesinde, şanzıman giriş şaftı, şanzıman yardımcı şaftı, şanzıman giriş şaftı üzerindeki dişli ve bağlantı elemanları görülmektedir. Şanzıman yardımcı şaftı üzerindeki dişli, yardımcı şafta çakılı olduğu ve modal indirgeme sırasında modele tanıtıldığı için ayrıca modellenmemiştir. Burada, “GP2” isimli geometri, şanzıman giriş şaftı üzerinde yataklanmış ve bağlantısı senkromeçlerle kontrol edilen dişliyi temsil etmektedir. Dişlinin dönme yönündeki atalet momenti bilgisi bu elemanın içerisine tanımlanmıştır. İlgili vites koşulu seçildiğinde senkromeçler bu dişliyi şanzıman giriş şaftına bağlamakta ve açısal dönme hızlarını eşitlemektedir. Şekil 3.39’da görülen “REVO” isimli yataklama elemanı, dişli ile şanzıman arasındaki yatak bağlantısını temsil etmektedir. “AXBE” isimli eleman “GP2” dişlisinin şanzıman giriş şaftı üzerindeki eksenel hareketini önleyen eksenel yatağı modellemek için kullanılmıştır. “ROTX” isimli eleman ise senkromeç bağlantı koşulunu modellemek amacıyla modele eklenmiştir.

Dişli geometrisini şanzıman giriş şaftına bağlanmasını gerektiren vites koşulu seçildiğinde “ROTX elemanı, burulma yönündeki rijit bağlantı seçeneği ile “GP2” geometri elemanını şanzıman giriş şaftına burulma yönünde bağlamaktadır. İlgili vites koşulunda, dönme yönündeki atalet momentinde değişmeye sebep olacak olan senkromeç atalet momenti ise “GP2” elemanına parametrik olarak tanımlanmıştır. Sistemdeki aktarım oranını ve dişli çifti temas noktasındaki direngelik/sönüm değerlerini modellemek için ise Şekil 3.39’daki “GEAR” bağlantı elemanı kullanılmıştır. “GEAR” elemanı içerisine temas halindeki iki dişlinin diş sayıları, dişli modülü, diş boşluğu, temas noktasındaki direngelik ve sönüm değerleri tanımlanmıştır.

Şekil 3.39’da, 2 numaralı dişli çifti için örnek olarak verilen dişli çifti modellemesi, şanzıman grubundaki tüm dişli çiftleri için tekrarlanmıştır. Seçilen vites koşuluna göre değişkenlik gösteren bağlantı ve dönme yönündeki atalet momenti bilgileri modele parametrik olarak tanıtılmıştır. Böylece kurulan model çözdürülmeden önce, incelenmek istenen vites koşulu kolaylıkla seçilebilmektedir.

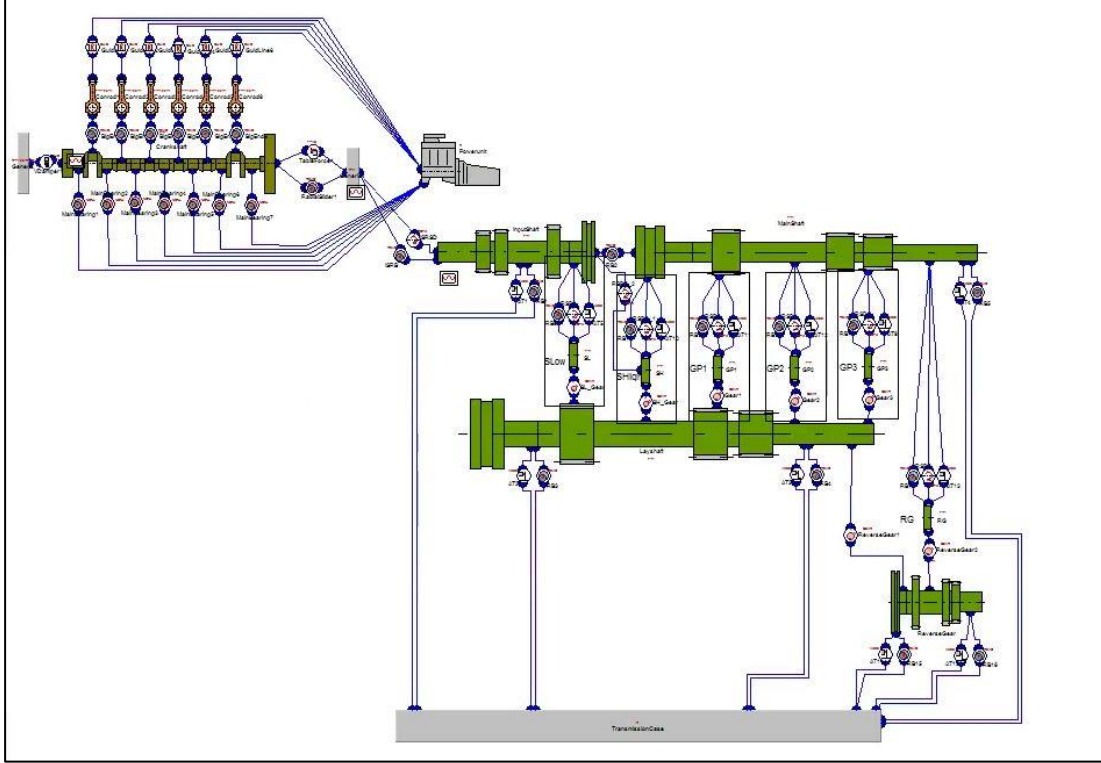
Tanımlanan tüm parametreler sonucunda kurulan şanzıman modelinin AVL Excite PowerUnit ekran görüntüsü Şekil 3.40’te verilmiştir.



Şekil 3.40 : Şanzıman sayısal modeli AVL Excite PowerUnit görüntüsü.

3.2.3 Modellerin birleştirilmesi, tahrik kuvvetleri ve sınır koşulları

Kurulan motor ve şanzıman modelleri, şanzıman giriş şaftı ve kavrama bağlantısını modellemek amacıyla AVL Excite PowerUnit içerisinde “ROTX” elemanı kullanılarak birleştirilmiştir. Kurulan numerik modelin AVL Excite PowerUnit görüntüsü Şekil 3.41’de verilmiştir.



Şekil 3.41 : Motor ve şanzıman grubu sayısal modeli AVL Excite PowerUnit ekran görüntüsü.

Kurulan modele tahrik kuvvetleri ve sınır koşullarının tanıtılması gereklidir. Analitik modele benzer şekilde (Şekil 3.13), silindir içi basınç kuvvetleri, motor ateşleme sırası dikkate alınarak piston üst yüzeylerine uygulanmıştır. Etkiyen silindir içi basınç değeri, piston çapı ve biyel kolu uzunluğu gibi geometrik uzunluklarla krank mili kol yatağına etkiyen momente dönüştürülmüştür.

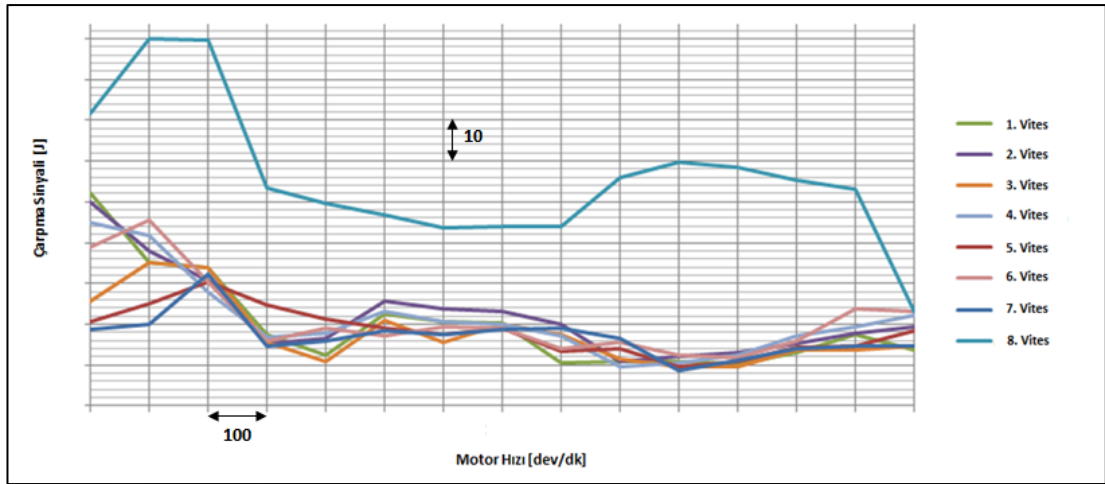
Sistemin sabit bir ortalama hız değerinde dönüşünü sağlamak amacıyla, şanzıman çıkış şaftına silindir içi basınçlarla üretilen ortalama tork, şanzıman oranı ile çarpılıp dönüş yönüne ters yönde olacak şekilde uygulanmıştır. Seçilen her vites koşulunda, dengeleyici torkun doğru bir şekilde hesaplanabilmesi için, şanzıman nihai dişli oranı parametrik olarak tanımlanmıştır.

Kurulan model, motorun çalışma aralığında çözdürülmüştür. Model çok sayıda lineer olmayan bağlantı içermesi ve serbestlik derecesinin fazla olması nedeniyle çözümü analitik modele göre daha uzun sürmektedir. Ortalama bir bilgisayar işlemci kapasitesi ile her bir motor hızı için çözüm 1-2 saat sürmektedir.

3.2.4 Sonuçlar

Model çözdürüldükten sonra, sistemdeki krank mili ve şanzıman şaftlarının açısal hızları incelenmiştir. Ancak öncesinde, sonuçları incelemeyi kolaylaştırmak amacıyla tıkırtı sesi açısından en kritik vites koşulunun belirlenmesi gerekmektedir. Kurulan modelin burulma titreşim sonuçlarının, fiziksel test datası ile olan kıyaslaması Bölüm-4'te verilmiştir. Bu bölümde verilen sonuç grafiklerinde, incelemeyi kolaylaştırmak için, krank mili “KM”, şanzıman giriş şaftı “ŞGŞ”, şanzıman çıkış şaftı “ŞÇŞ” ve şanzıman yardımcı şaftı “ŞYŞ” olarak kısaltılmıştır.

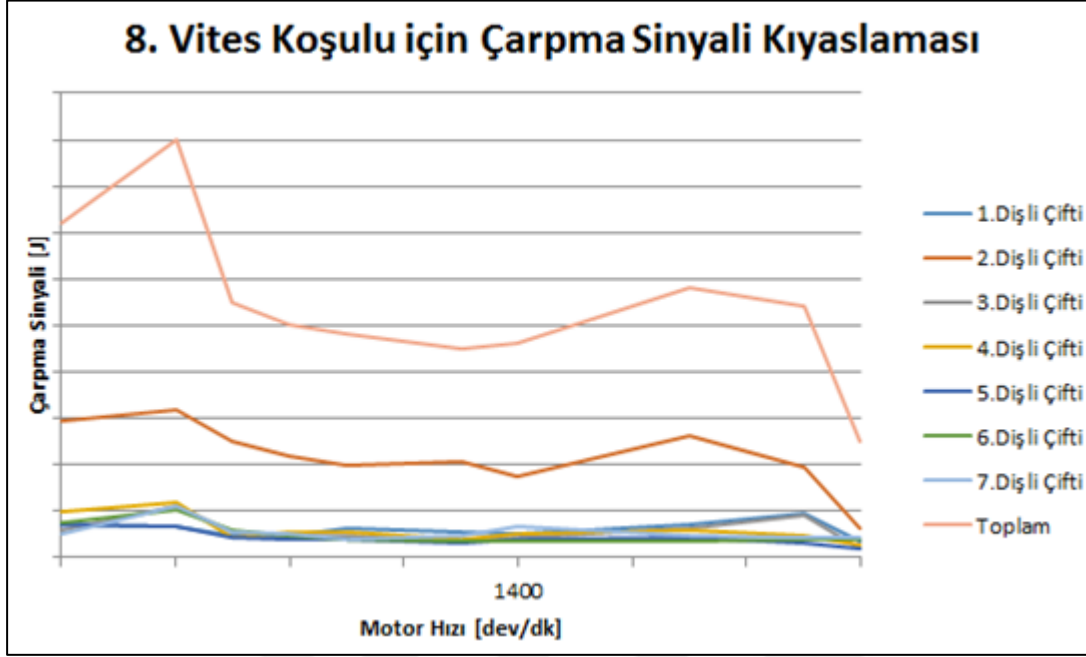
Şekil 3.42’de verilen grafikte, sistemin her bir vites koşulu için hesaplanmış olan çarpma sinyali değerleri, motor çalışma aralığı boyunca verilmiştir. Çarpma sinyali, Bölüm-2’de verildiği üzere, sistemdeki dişli çiftleri temas noktasında oluşan anlık darbe kuvvetlerinin, belirli bir zaman aralığında integrasyon uygulanarak enerjiye çevrilmesiyle elde edilmektedir.



Şekil 3.42 : 8 adet vites koşulu için motor çalışma hız aralığı boyunca çarpma sinyali karşılaştırması.

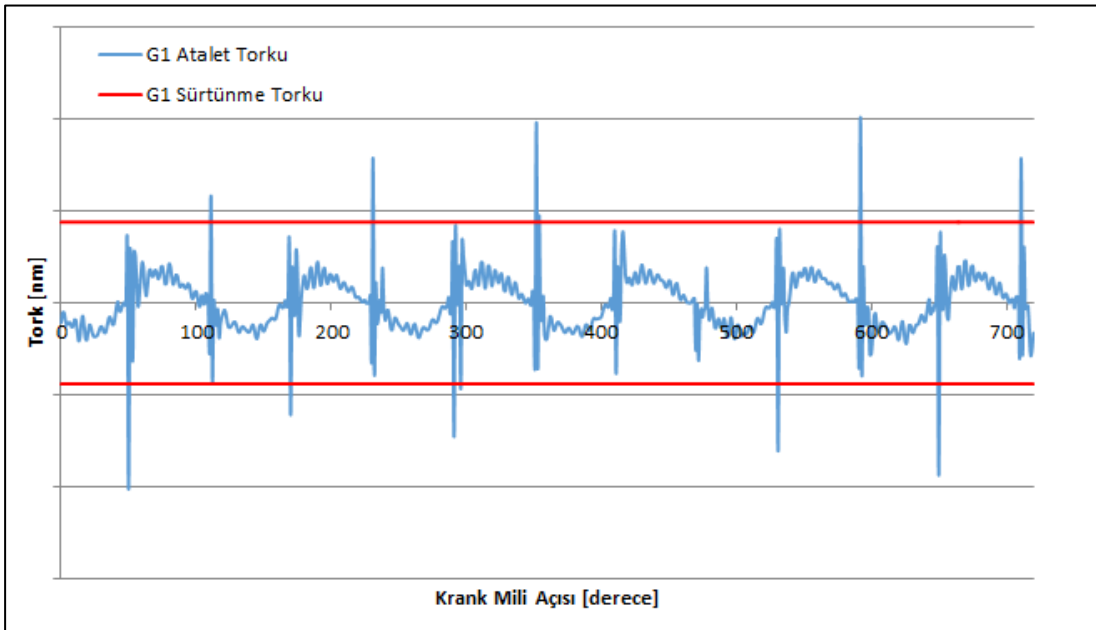
Şekil 3.42’deki grafik incelendiğinde, çarpma sinyalinin en yüksek olduğu vites koşulu 8.vites olarak belirlenmiştir. En çok avare dönen dişli sayısını bulundurması nedeniyle 8. vitesin tıkırtı sesi problemi konusunda en kritik koşul olacağı literatürle

uyumludur. 8.vites kritik koşul olarak seçildikten sonra, şekil 3.43'te bu koşulda çalışmakta olan dişlilerin çarpma sinyali olan katkısı ayrı ayrı ele alınmıştır.



Şekil 3.43 : 8.vites koşulu için şanzıman grubundaki dişlilerin çarpma sinyali değerlerinin ayrı olarak incelenmesi.

Şekil 3.43'te, en yüksek çarpma sinyalinin 2 numaralı dişlide olduğu belirlenmiştir. Dişlilerde oluşan tıkırtı sesi koşulunu anlayabilmek için Şekil 3.44'te verilen tork grafiği incelenmiştir.



Şekil 3.44 : Avare dönen bir dişli çifti üzerine etkiyen torkların karşılaştırılması.

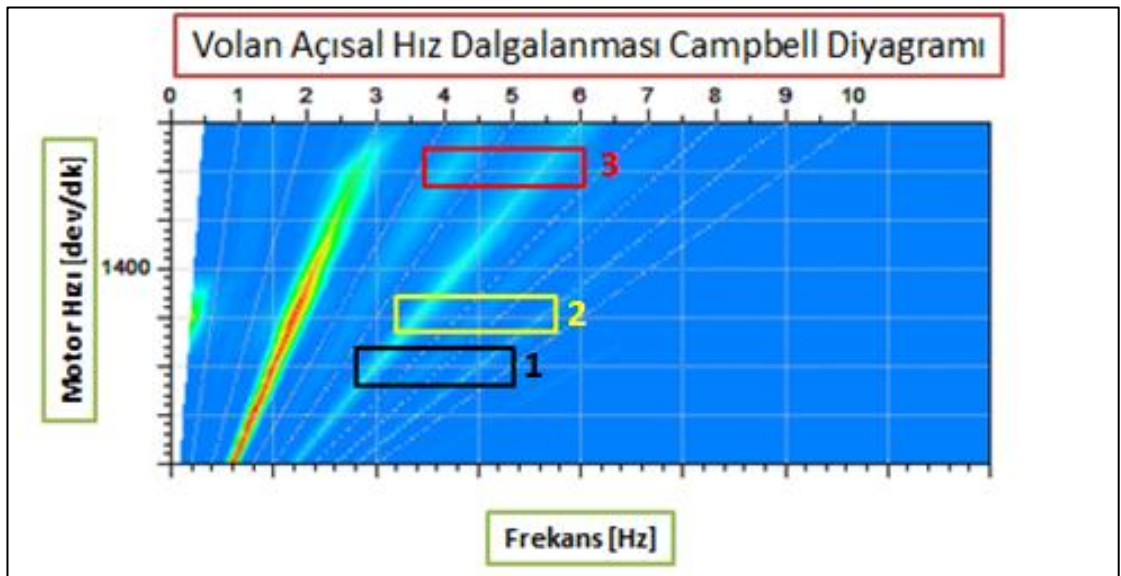
Şekil 3.44'te, "sürtünme torku" eğrisi, dişliye üzerinde yataklanmış olduğu şaft tarafından uygulanan torku göstermektedir. "Atalet Torku" eğrisi ise, ilgili dişlinin dönme yönündeki açısal ivmesinin, dişlinin dönme yönündeki atalet momenti ile çarpılması sonucu elde edilen torku göstermektedir. Şekil 3.44'te verilen grafikte, atalet torku eğrisinin tepe noktası yapıp, sürtünme torku eğrisini aştığı yerler, dişlinin diş boşluğu sınırları içerisinde, diğer dişli ile çarpma yaptığı yerleri göstermektedir.

Kurulan sayısal modelin sonuçlarını yorumlayabilmek için, sistemdeki şaftların belirli motor hızlarındaki, hız dalgalanmaları Cambell Diyagramları kullanılarak incelenmiştir. Şekil 3.45 ve şekil 3.46'da volan ve şanzıman giriş şaftları üzerinden hesaplanan açısal hız dalgalanmalarının Campbell diyagramları verilmiştir. Motor ve şanzıman grubunda açısal hız dalgalanmasında farklılık gösteren bölgeler grafiklerde işaretlenmiştir. Bu bölgeler:

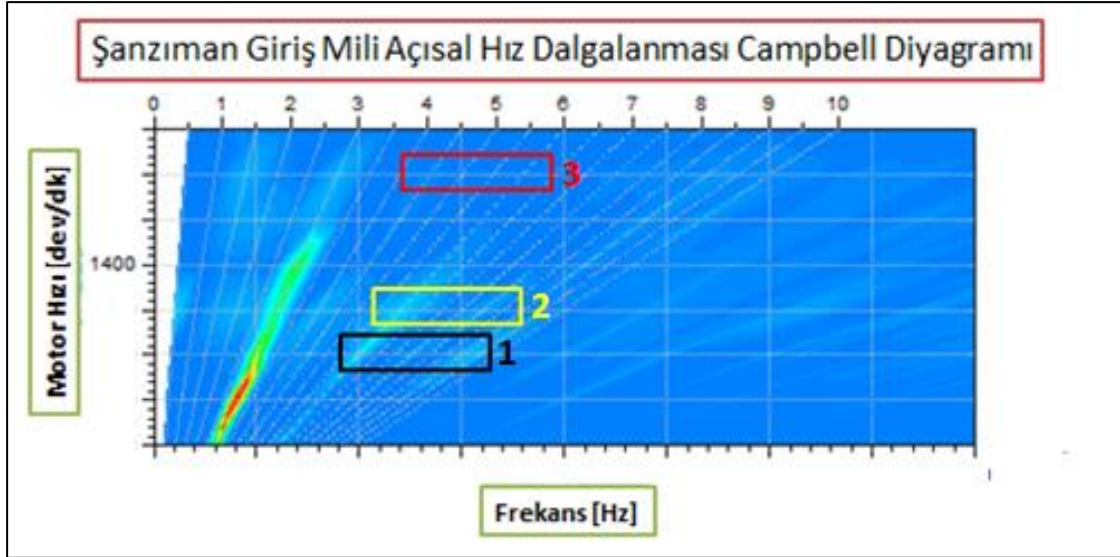
1 numaralı bölgeye denk gelen motor hızı için 6 ve 9. mertebelerdeki farklılıkları (siyah kutu içerisinde),

2 numaralı bölgeye denk gelen motor hızı için 6 ve 7. mertebelerdeki farklılıkları (sarı kutu içerisinde),

3 numaralı bölgeye denk gelen motor hızı için 4.5 ve 6. mertebelerdeki farklılıkları (kırmızı kutu içerisinde) incelemek amacıyla vurgulanmıştır. Seçilen bölgeler için motor ve şanzıman grubundaki tüm şaftların açısal hız dalgalanmaları, zaman ve mertebe alanında incelenmiştir.

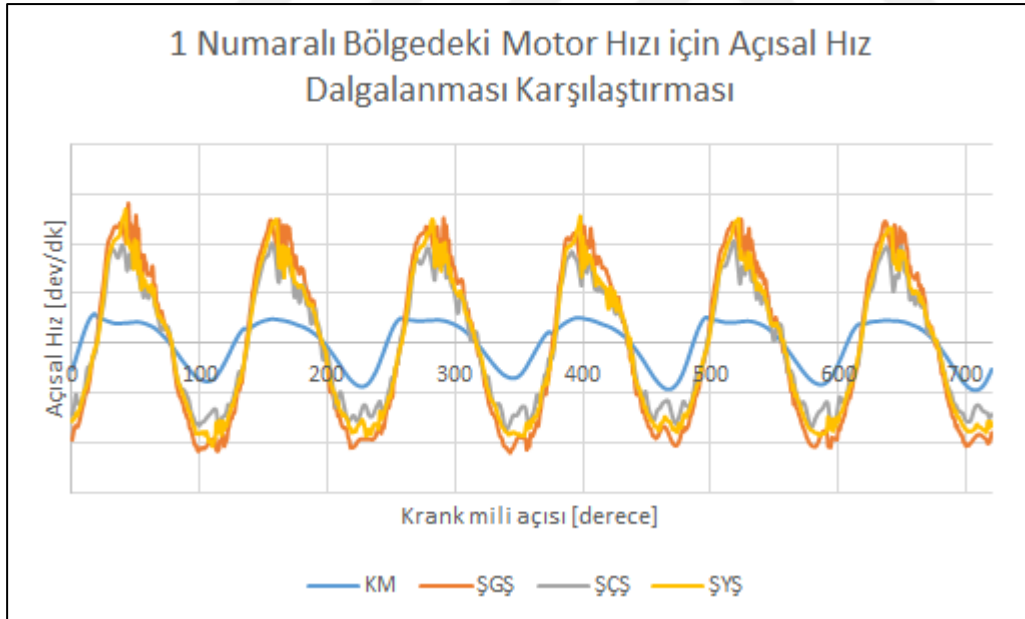


Şekil 3.45 : Krank mili volan açısal deplasman karşılaştırması - Campbell diyagramı.



Şekil 3.46 : Şanzıman giriş şaftı açısal deplasman karşılaştırması – Campbell diyagramı

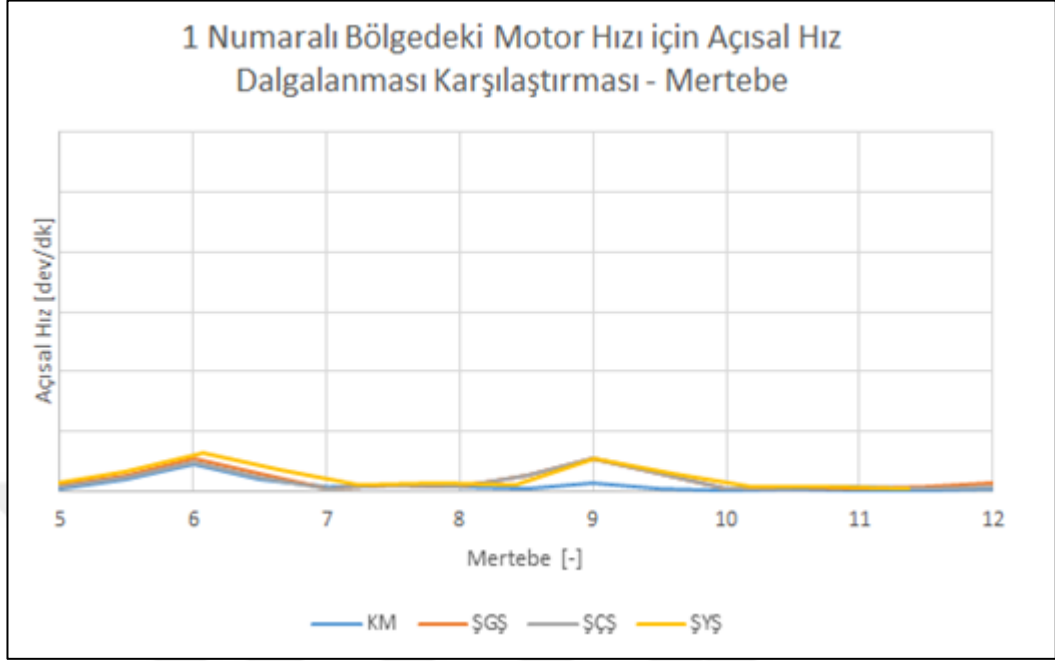
Şekil 3.47’de 1 numaralı bölgeye denk gelen motor hızı için motor ve şanzıman grubundaki şaftların zaman alanındaki açısal hız dalgalanması karşılaştırılmaları verilmiştir.



Şekil 3.47 : 1 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların zaman alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites.

Şekil 3.47’de verilen grafikte, krank mili üzerindeki açısal hız dalgalanmalarının şanzıman grubuna geçildiğinde arttığı gözlemlenmektedir. Bu değişimi anlayabilmek için, Şekil 3.47’deki eğrilere Fourier Dönüşümü uygulanmıştır. Eğriler, bir krank

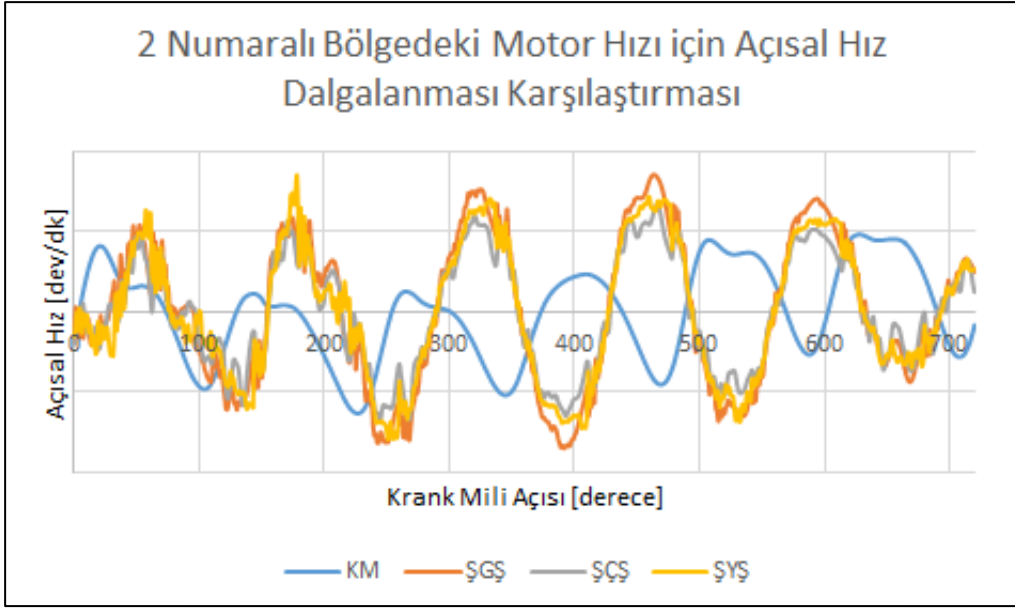
mili çevrimindeki saniye aralığında, “Hanning” filtresi uygulanıp dönüştürülerek Şekil 3.48’de verilmiştir.



Şekil 3.48 : 1 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların mertebe alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites.

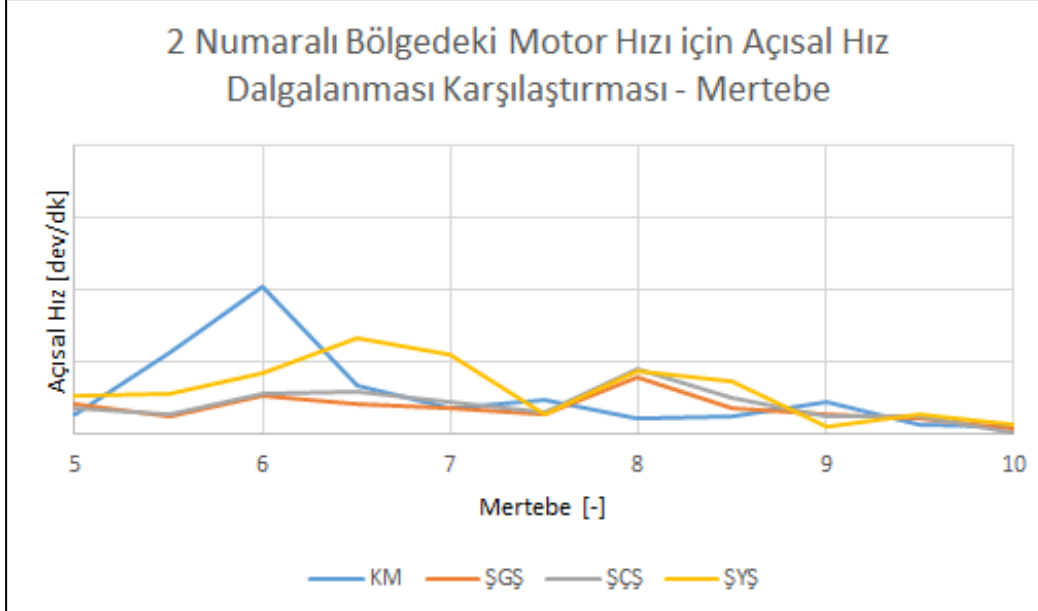
Şekil 3.48’deki eğriler incelendiğinde, 9. mertebede krank mili üzerinde düşük değerde olan açısal hızın, şanzıman grubuna geçildiğinde arttığı görülmektedir. Frekans hesaplaması yapıldığında, ilgili mertebenin sistemin üçüncü burulma doğal frekansına denk geldiği görülmektedir. Burada, şanzıman üzerinde izafi olarak yüksek özvektörlere sebep olan üçüncü burulma doğal frekansının tahrik edildiği ve şanzıman üzerindeki açısal hız dalgalanmalarını artırdığı yorumu yapılmıştır.

Şekil 3.49’da 2 numaralı bölgedeki motor hızı için motor ve şanzıman grubundaki şaftların zaman alanındaki açısal hız dalgalanması karşılaştırılmaları verilmiştir.



Şekil 3.49 : 2 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların zaman alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites.

Şekil 3.49’da verilen grafikte, krank mili üzerindeki açısal hız dalgalanmalarının, şanzıman grubunda arttığı görülmektedir. Eğrilere uygulanan Fourier Dönüşümünün sonuçları Şekil 3.50’de verilmiştir.

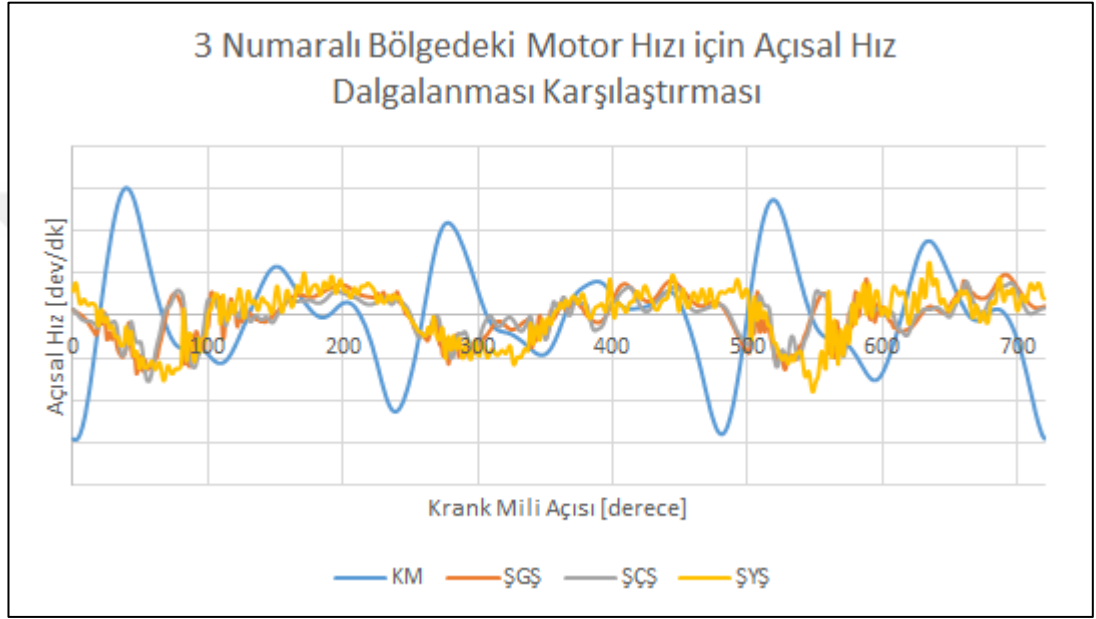


Şekil 3.50 : 2 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların merteye alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites.

Şekil 3.50’deki eğriler incelendiğinde, 6. merteye için krank mili üzerindeki hız dalgalanmalarının daha fazla olduğu görülmektedir. 2 numaralı bölgedeki motor hızında, 6. merteye için hesaplanan frekans değeri, sistemin ikinci burulma doğal

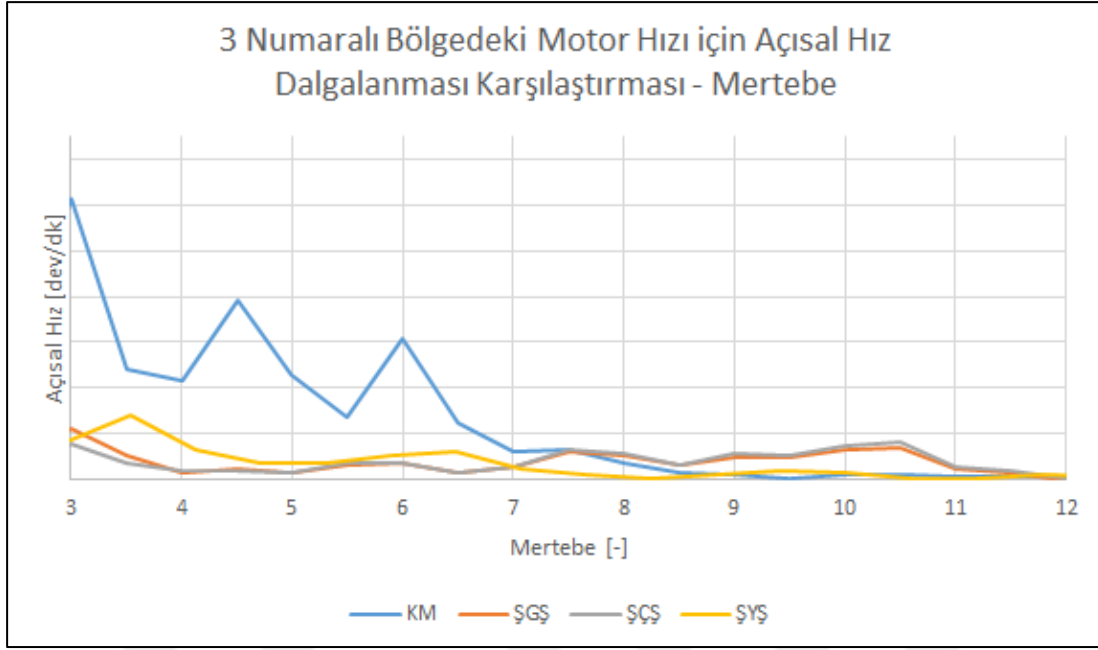
frekansı ile örtüşmektedir. İlgili doğal frekansın özvektörleri incelendiğinde motor üzerinde açısal hız dalgalanmalarını artıracak görülmektedir. Öte yandan, şanzıman yardımcı şaftında görülen 6.5 ve 7. mertebelerdeki artış, sistemin üçüncü burulma doğal frekansına denk gelmektedir. Bu doğal frekansın özvektörlerinin, şanzıman grubundaki açısal deplasmanları artırdığı görülmektedir.

Şekil 3.51’de 3 numaralı bölgedeki motor hızı için motor ve şanzıman grubundaki şaftların zaman alanındaki açısal hız dalgalanması karşılaştırılmaları verilmiştir.



Şekil 3.51 : 3 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların zaman alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites.

Şekil 3.51’de verilen eğriler incelendiğinde, krank mili üzerindeki yüksek açısal hız dalgalanmalarının, şanzımana daha az iletildiği görülmüştür. Şekil 3.52’de Fourier Dönüşümü uygulanmış sonuçlar verilmiştir.



Şekil 3.52 : 3 numaralı bölgedeki motor hızı için sistemdeki şaftların mertebe alanındaki açısal hız dalgalanmaları – 8.Vites.

Şekil 3.52’deki eğriler incelendiğinde, krank mili üzerindeki açısal hız dalgalanmalarının 4.5 ve 6. mertebelerde tepe yaptığı görülmüştür. 3 numaralı bölgedeki motor hızı kullanılarak hesaplama yapıldığında, ilgili frekansların sistemin ikinci ve üçüncü doğal frekansları ile örtüştüğü görülmüştür.

Bu bölümde, kurulan numerik model kullanılarak, tıkrıtı sesi için kritik vites koşulu belirlenmiştir. Belirlenen vites koşulunda, çalışan dişlilerin tıkrıtı sesine olan katkısı ayırıklaştırılmış ve bir dişli için tıkrıtı koşulu incelenmiştir. Bunun yanında, sayısal modelden elde edilen bilgiler, sistemin doğal frekanslarıyla ve analitik model sonuçlarıyla örtüştürülmüştür. Bölüm-4’te, kurulan sayısal modelin sonuçları fiziksel test sonuçlarıyla kıyaslanmıştır. Ardından sayısal model kullanılarak yapılan iterasyonlar verilmiş ve yorumlanmıştır.

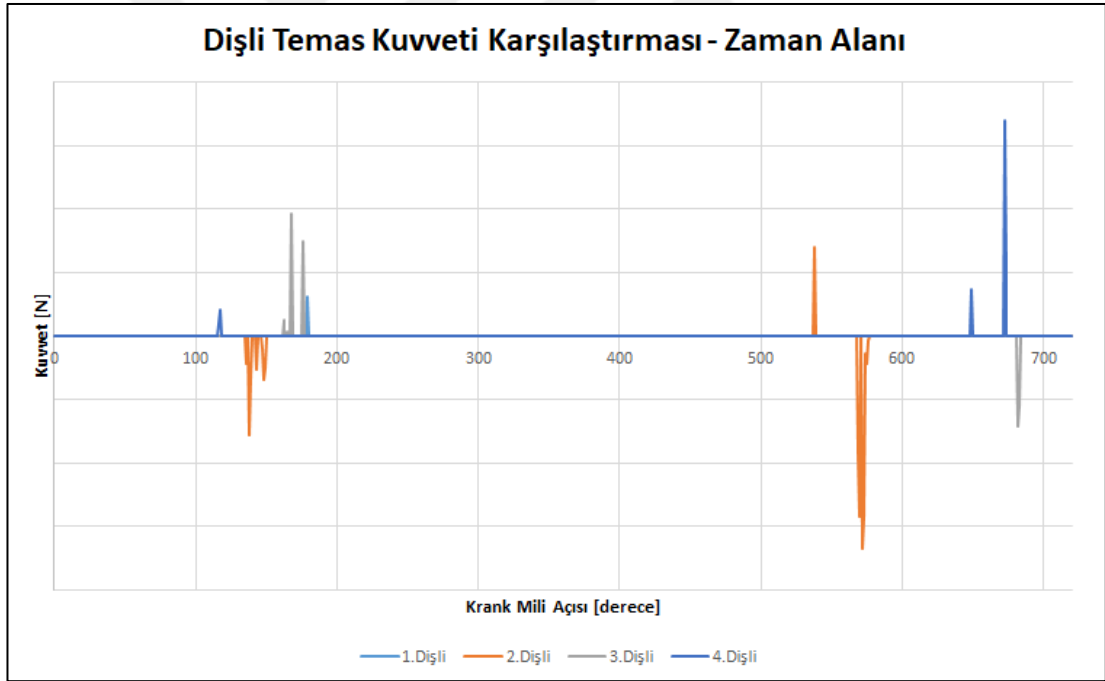
3.3 AVL Excite Designer Modeli Kullanılarak Tıkrıtı Sesinin İncelenmesi

Motor ve şanzıman grubunun tıkrıtı sesi değerlendirilmesinde genellikle izlenen metod, sistemi fiziksel olarak test ederek sistemin mikrofona cevabını incelemektir. Ancak bu durum, fiziksel test için sessiz oda gerekliliği, zaman ve işgücü kaynağı gibi sebeplerle genellikle maliyet açısından verimsiz olmaktadır. Tasarım aşamasında tıkrıtı sesinin tahmin edilmesi için modellerin kurulması ve analizi gereklidir. Sağladıkları detaylı modelleme olanaklarına rağmen, uzun modelleme ve çözüm

süreleri, sayısal modellerin dezavantajlarıdır. Bu durumda, tıkırtı sesinin, tasarımın mümkün olan en erken fazlarında ve en az maliyet ile incelenmesi ve iyileştirilmesi önemli amaçlardan biridir.

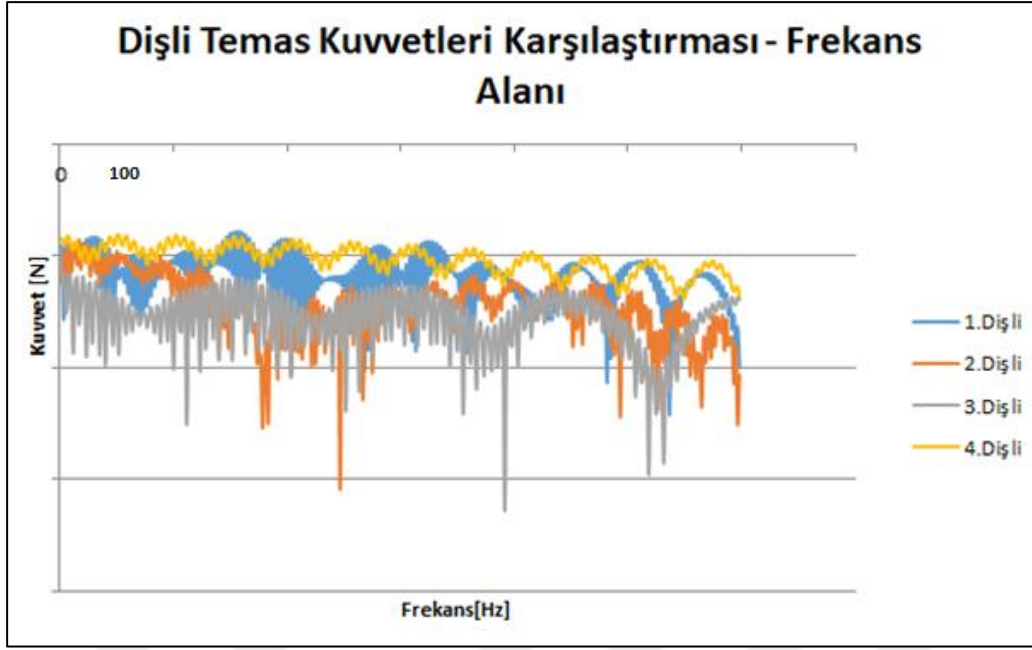
Bir önceki bölümde, motor ve şanzıman grubu için tıkırtı sesi açısından en kritik vites koşulunun 8. vites olduğu çarpma sinyali metodu kullanılarak belirlenmiştir. Bu durumda, kabul edilebilir en yüksek tıkırtı sesi problemi 8.vites koşulu için belirlenebilir.

Çalışmanın bu bölümünde, tıkırtı sesini tasarımın erken fazlarında tetkik edebilmek için yeni bir yol önerilmiştir. 8. vites koşulunda üzerinden tork akışı olmayan şanzıman yardımcı şaftını göz önüne alalım. Bu koşulda, şanzıman yardımcı şaftı, temas altında olduğu ancak üzerinden tork akmayan dişliler sebebiyle anlık tepe yapan kuvvetlere maruz kalmaktadır. Şekil 3.53'te, sayısal model kullanılarak hesaplanan anlık temas kuvveti değerleri verilmiştir.



Şekil 3.53 : Dişli temas kuvvetlerinin karşılaştırılması – zaman alanı.

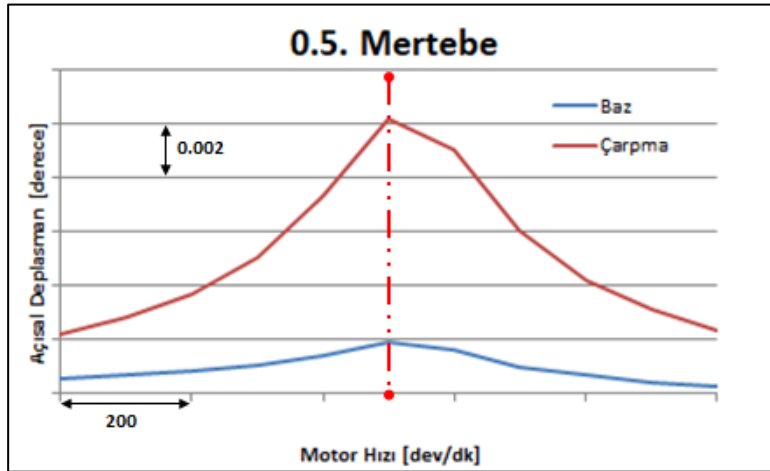
Standart bir çekiç testi ile analogi kurulursa, üzerinden herhangi bir tork akışı olmayan şanzıman yardımcı şaftı, üzerine etkiyen anlık temas (darbe) kuvvetleri nedeniyle dinamik bir cevap verecektir. Şekil 3.53'te verilen, zaman alanında sisteme etkiyen kuvvetlere Fourier Dönüşümü uygulandığında, gelen tahrik kuvvetlerinin, incelenen tüm frekans aralığını taradığı görülmektedir. Şekil 3.54'te verilen bu durum, standart bir çekiç testiyle ortak özelliğe sahiptir.



Şekil 3.54 : Dişli temas kuvvetlerinin karşılaştırılması – frekans alanı.

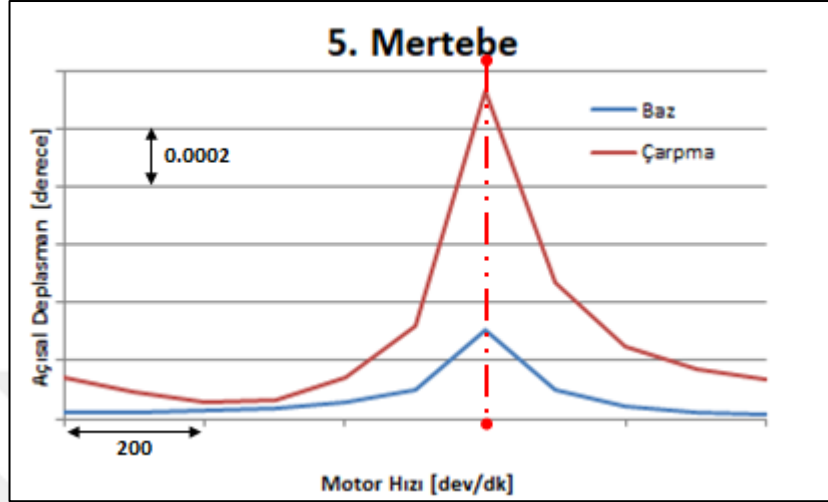
Bu aşamada, daha önce kurulan analitik modele, numerik modelde hesaplanmış olan anlık temas kuvvetleri uygulanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışmanın amacı, ilk durumda, anlık dişli temas kuvvetleri etkisi altında olmayan şanzıman yardımcı şaftının açısal hareketini, anlık temas kuvvetleri altındaki şanzıman yardımcı şaftının açısal hareketiyle karşılaştırmaktır.

Şekil 3.55-3.58’de şanzıman yardımcı şaftına anlık temas kuvvetleri uygulanmış analitik modelin sonuçları verilmiştir. Verilen grafiklerde “Baz” eğrileri, anlık tepe yapan kuvvetlerin olmadığı sonuçları, “Çarpma” eğrileri ise anlık tepe yapan kuvvetlere maruz kalan yardımcı şaftın açısal hız dalgalanmalarını göstermektedir.

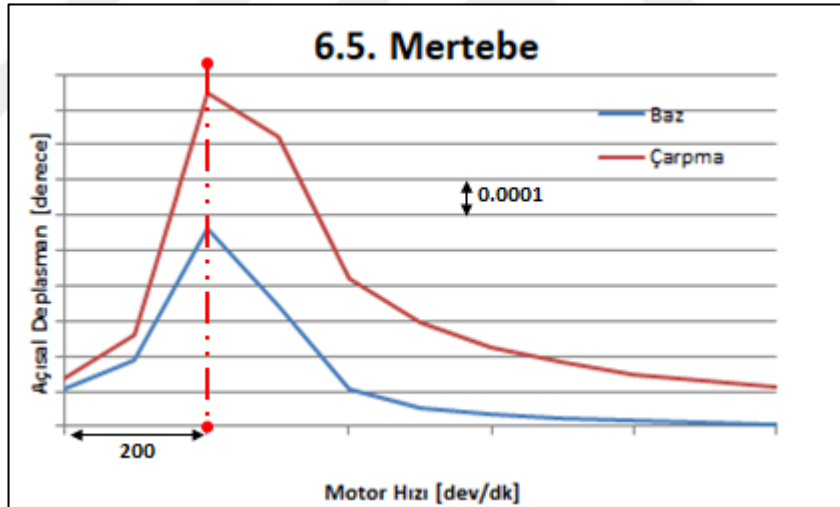


Şekil 3.55 : Şanzıman yardımcı şaftı açısal deplasman karşılaştırılması – mertebe 0.5.

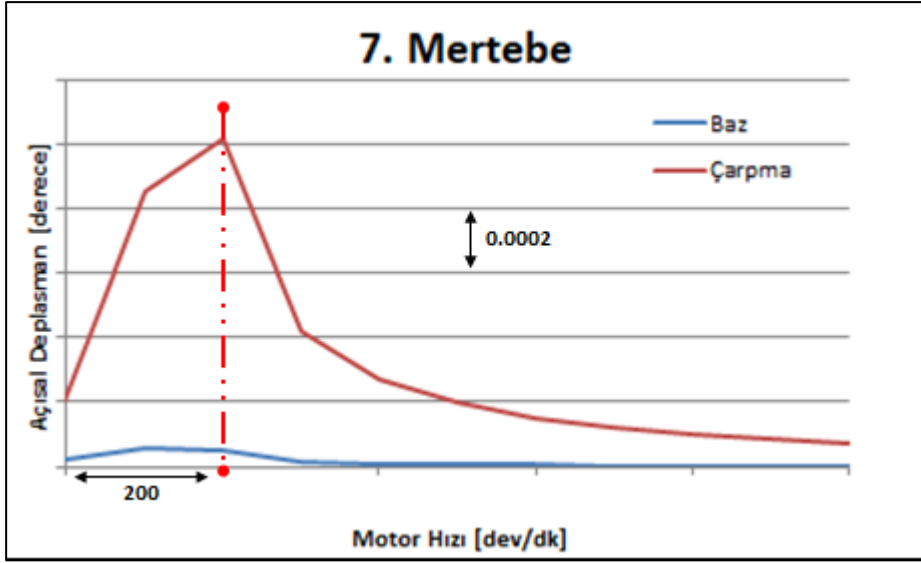
Şekil 3.55'te verilen açısal deplasman grafiği incelendiğinde, çarpma kuvvetleri uygulanan analiz sonuçlarının, kırmızı dikey eğriye denk gelen motor hızında tepe yaptığı görülmektedir. 0.5. Mertebe için yapılan hesapta karşılık gelen frekansın sistemin birinci burulma doğal frekansına denk geldiği görülmektedir.



Şekil 3.56 : Şanzıman yardımcı şaftı açısal deplasman karşılaştırılması – mertebe 5.



Şekil 3.57 : Şanzıman yardımcı şaftı açısal deplasman karşılaştırılması – mertebe 6.5.



Şekil 3.58 : Şanzıman yardımcı şaftı açısal deplasman karşılaştırılması – mertebe 7.

Benzer şekilde, Şekil 3.56-3.58’de verilen grafiklerde, çarpma kuvvetinin uygulandığı analiz sonuçlarında, tepe yapan noktalar incelendiğinde, ilgili frekansın, şanzıman yardımcı şaftı üzerinde izafi olarak yüksek özvektörlere neden olan üçüncü burulma doğal frekansı ile örtüştüğü görülmüştür.

Yapılan bu uygulama sonucunda, ağır ticari şanzımanlarında, yardımcı şaftlar üzerinden fiziksel olarak ölçülebilecek olan burulma titreşimleri ile tıkırtı sesinin tetkik edilmesine yeni bir yol önerilmiştir. Binek araç şanzımanlarında iki adet şanzıman şaftı bulunması ve herhangi bir vites koşulunda üzerinden tork akmayan şaft bulunmaması nedeniyle uygulaması pek mümkün olmayan bu metod, ağır ticari araç şanzımanlarında basit bir açısal hız dalgalanması ölçümü ile tıkırtı sesinin değerlendirilebilmesine olanak sağlamaktadır.

4. FİZİKSEL TEST İLE KARŞILAŞTIRMA VE TIKIRTI SESİ OPTİMİZASYONU

Kurulan analitik ve sayısal modellerin doğruluk derecesi, incelemesi yapılan tıkırtı sesinin değerlendirilmesi konusunda oldukça önemlidir. Bu bölümde, daha önce kurulmuş olan burulma titreşim modeli sonuçlarının fiziksel test sonuçları ile olan korelasyonu incelenmiştir. Ardından, kurulan sayısal model kullanılarak tıkırtı sesine olumlu ve olumsuz yönde etki eden parametreler incelenmiş, iyileştirme önerilerinde bulunulmuştur.

4.1 Fiziksel Test Çalışmaları ve Karşılaştırma

Bu tez kapsamında incelenen motor ve şanzıman grubu sisteminde, şanzıman grubunun henüz tasarım aşamasında olması nedeni ile üzerinde fiziksel test yapılmasına olanak bulunamamıştır. Öte yandan motor grubu, uzun yıllardır ticari olarak piyasada bulunması ve fiziksel test imkanlarının daha fazla olması nedeniyle simülasyon ve fiziksel test karşılaştırması açısından daha elverişli bir durum sağlamaktadır. Bu bölümde, motor grubunda krank mili üzerinden alınan açısız deplasman/titreşim ölçümleri ile karşılaştırma yapılmıştır.

4.1.1 Motor montajının dinamometre testi ve ölçümlerin alınması

Test sırasında motorun çalıştırılması için Ford Otosan Gölcük fabrikası dinamometre odalarından biri kullanılmıştır. Dinamometre AVL firması tarafından fabrikaya kurulmuş olup, hem duran motoru çevirebilme hem de çalışan motoru frenleyebilme özelliğine sahiptir. Bu dinamometre sayesinde motor, istenilen hızda, istenilen gaz kapasitesinde ve istenilen torkta çalıştırılabilmekte, sabit devirde ya da sabit açısız ivmelenmede çalışırken çeşitli ölçümler yapılabilmektedir.

Dinamometre testi, motor grubu dönen parçalarının montajının dinamik modellenmesini doğrulamak amacıyla yapılmıştır. Motor, test odalarında dinamometreye bağlıken çalıştırılmış ve belli hızlarda çalışır durumda iken üzerinden sinyal toplanmıştır. Dinamometre testinden ivme ve motor hızı verilerinin kayıt edilmesi için LMS veri toplayıcı yazılımı kullanılmıştır.

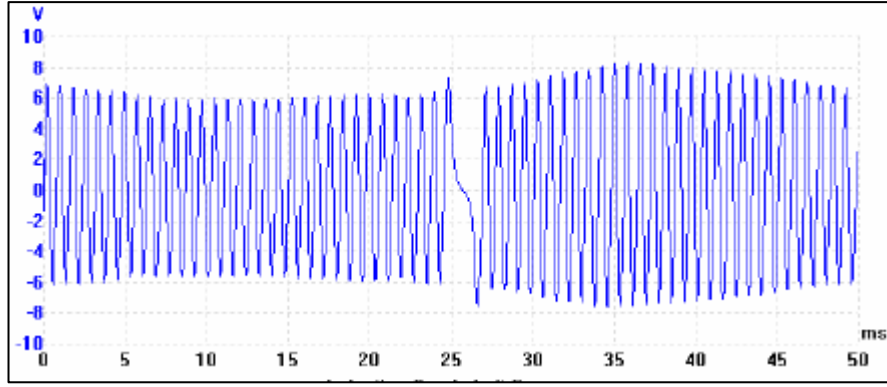
Burulma titreşimlerini ölçmek için, volan üzerinde hali hazırda bulunan krank pozisyon sensörü kullanılmıştır. Bu sensör volan dişlisi üzerine pozisyonlanmış olup, görevi motorun zamanlamasını takip ederek motor kontrol ünitesi ile beraber kapalı devre kontrol sistemini tamamlamaktır. Şekil 4.1’de krank mili pozisyon sensörü verilmiştir.



Şekil 4.1 : Krank mili pozisyon sensörü lokasyonu.

Volan dişlisi üzerinde bulunan 60 adet dişten gelen sinyaller sensörden motor kontrol ünitesine iletilir. Bu çalışma kapsamında, burulma titreşimlerini ölçmek amacıyla, motor kontrol ünitesine giden bu sinyaller LMS veri toplama cihazına beslenmiştir. Kullanılan sensör uygulamanın yapısı nedeniyle, her bir motor hızında farklı bir genliklerde sinyal göndermektedir.

Kullanılan krank mili pozisyon sensörü, Bosch markası tarafından üretilmiş olup “Hall etkili sensör” sınıfındadır. Bu sensör, sabit bir mıknatıs ve bobinden oluşan algılayıcı uca sahiptir. Volan dişlisindeki her bir diş, sensördeki algılayıcı ucun önünden geçerken bobin üzerinde bir gerilim oluşur. Sargıda indüklenen bu gerilim büyüklüğü (genliği) motor hızına bağlıdır. Motor ne kadar hızlı döner ise bobinde oluşan gerilimin büyüklüğü o kadar yüksek olur. Alternatif akım formundaki algılayıcı sinyali, düşük devirlerde 1-2 V mertebelerinde iken, yüksek devir hızlarında 100V mertebelerine kadar ulaşabilmektedir. Volan dişlisi üzerinde bir adet eksik diş bulunmaktadır. Bunun amacı üst ölü noktanın belirlenmesi içindir.

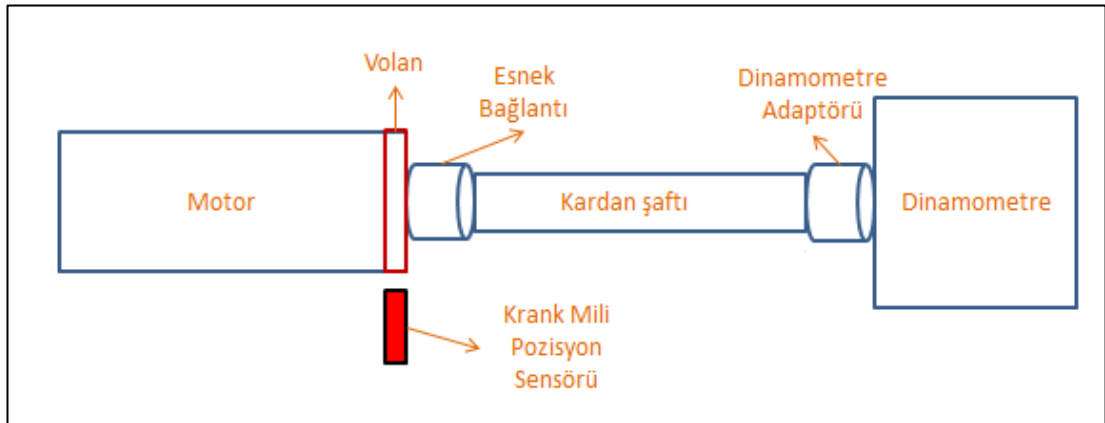


Şekil 4.2 : Krank mili pozisyon sensörü kullanılarak toplanan sinyal örneği [34].

Toplanan veriye daha sonra uygulanacak olan Fourier dönüşümü hesaba katıldığında veri toplama sisteminin örnekleme frekansının yetersiz kalacağı öngörülmüştür. Sistemin öngörülen burulma doğal frekanslarını yakalayabilmek amacıyla, ölçümlerin motor hızı 800dev/dk'dan başlayarak alınmasına karar verilmiştir.

Motor, dinamometrenin zeminine motor kulaklarından tutturulmuştur. Volan kısmından dinamometrenin kardan şaftına bağlıdır ve dinamometre-motor birleşimi buradan sağlanır.

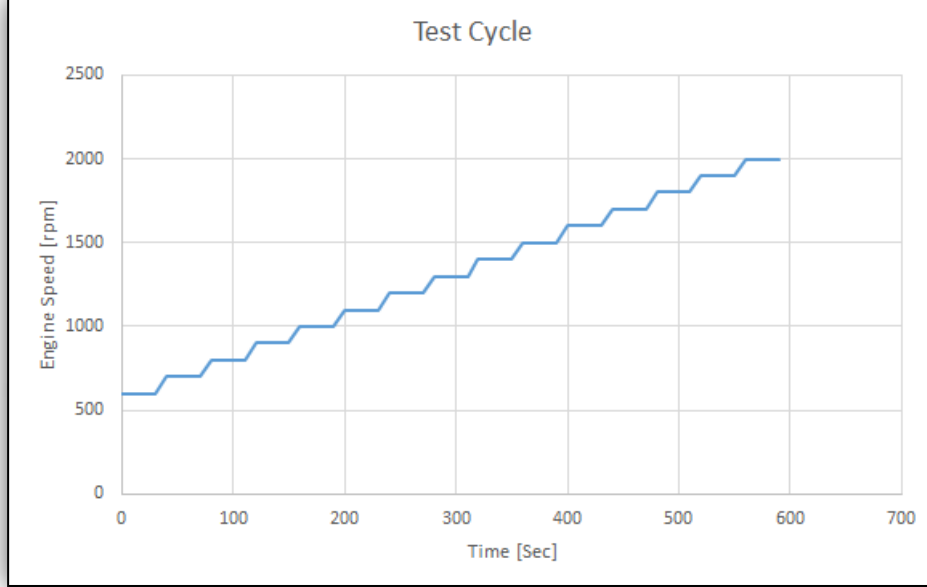
Motor; hava emiş, egsoz, soğutma suyu ve yakıt hattı bağlantıları yapıldıktan sonra dinamometre odasında çalışmaya hazır hale getirilmiştir. Şekil 4.3'de motor ve dinamometre test sisteminin temsili şekli verilmiştir.



Şekil 4.3 : Dinamometre odası temsili gösterimi.

Montajı ve sensör enstrümantasyonları yapılan motor, dinamometre odasında, tam yük koşulları altında 800dev/dk – 2000dev/dk hızları arasında, her bir 100dev/dk'lık hız artımında belirli bir süre bekleyecek şekilde çalıştırılmıştır. Motorun dinamometre odasındaki çalışma çevrimi Şekil 4.4'te verilmiştir. Motorun çalışma

çevrimine, her bir 100dev/dk'lık hız artımında, motorun turbo beslemesi, yakıt sistemi, krank mili gibi sistemlerinin kararlı rejimde çalıştığından emin olmak amacıyla 1dakikalık bekleme süresi eklenmiştir.



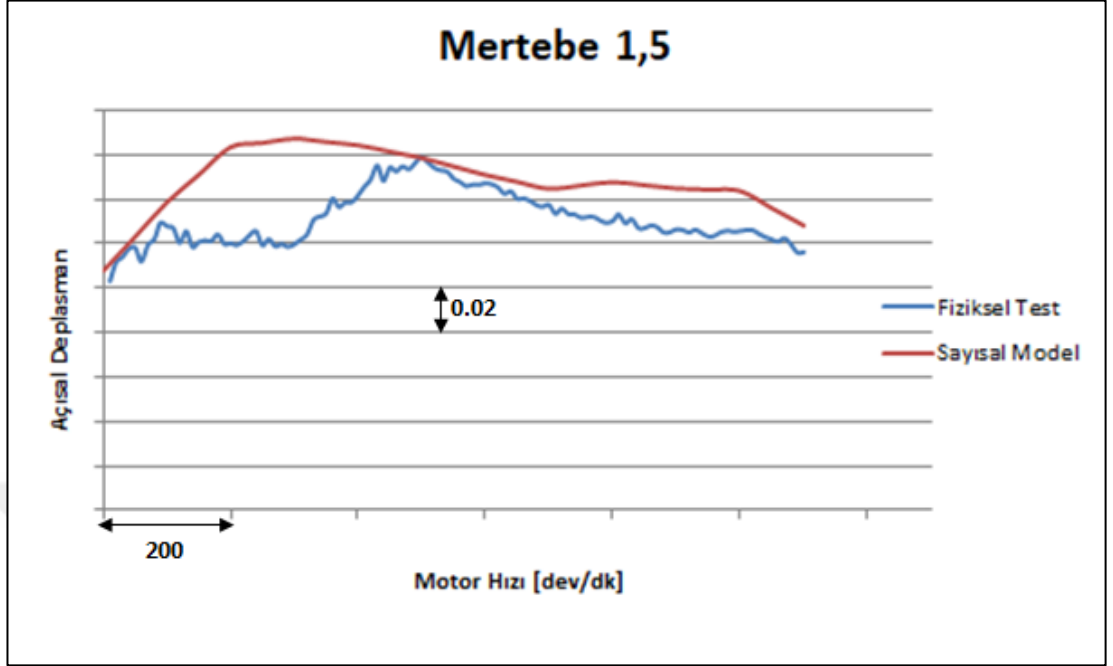
Şekil 4.4 : Fiziksel test süresince kullanılan test çevrimi.

4.1.2 Verilerin işlenmesi ve burulma titreşim karşılaştırması

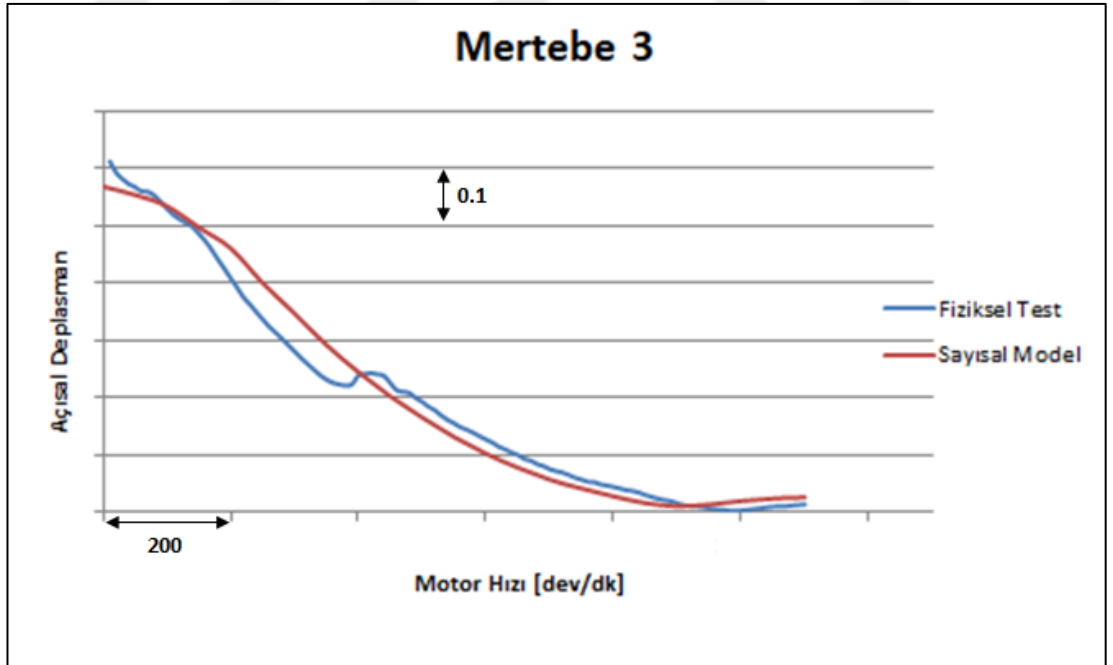
Fiziksel test tamamlandıktan sonra, toplanan sinyaller LMS yazılımı içerisindeki “Angle Domain Validation” modülü kullanılarak açısal hız dalgalanması formatına dönüştürülmüştür. Bu modül, toplanan sinyalleri, motor hızı verisini kullanarak zaman alanındaki hız dalgalanması formatına çevirme özelliğine sahiptir. 800dev/dk ile 2000 dev/dk arasında 100 dev/dk hız artımlarıyla toplanan sinyaller bu modül kullanılarak önce zaman alanında açısal hız dalgalanmasına dönüştürülmüştür. Elde edilen açısal hız dalgalanmaları Fourier Dönüşümü uygulanarak mertebe alanına dönüştürülmüştür. Ardından da integrasyon uygulanarak zaman alanında açısal deplasmanlara dönüştürülmüştür.

Sayısal model ve fiziksel test sonuçlarının karşılaştırmasını yapabilmek için öncelikle iki ortamın koşullarını birbirine eşit hale getirmek gereklidir. Yapılan fiziksel testin şanzıman grubunu içermemesi nedeniyle kurulan sayısal modelin sadece motor kısmı karşılaştırma çalışmasında kullanılmıştır. Karşılaştırmada, motorun çalışma hız aralığı boyunca, 1.5, 3, 4.5 ve 6. mertebelerde, volan üzerindeki açısal deplasmanlar kıyaslanmıştır. Şekil 4.5 – 4.8’de bu karşılaştırmalar

gösterilmiştir. Şekillerdeki mavi eğriler fiziksel test sonuçlarını, kırmızı eğriler ise sayısal model sonuçlarını göstermektedir.



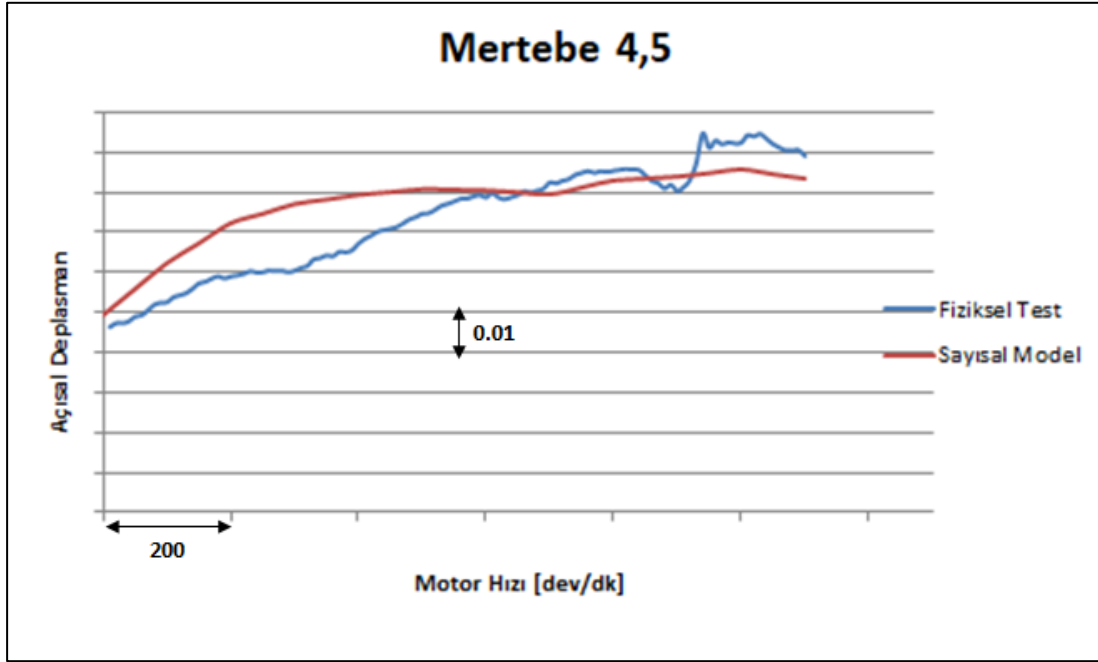
Şekil 4.5 : Sayısal model ve fiziksel test volan noktası açısal deplasman karşılaştırması – Mertebe 1.5.



Şekil 4.6 : Sayısal model ve fiziksel test volan noktası açısal deplasman karşılaştırması – Mertebe 3.

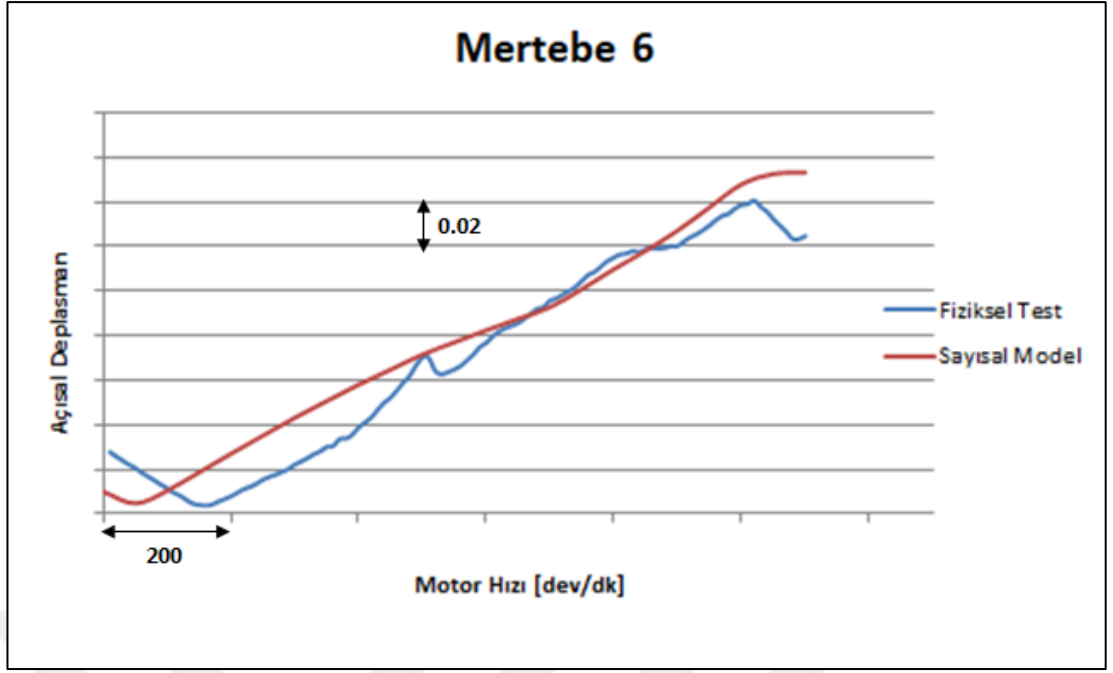
Şekil 4.6’da verilen mertebe 3 grafiği incelendiğinde, fiziksel test ile sayısal model arasında iyi bir korelasyon elde edildiği görülmüştür. Sistemin kritik hızları göz

önüne alındığında herhangi bir burulma doğal frekansı ile çakışmayan 3. mertebedeki bu korelasyon, sayısal modelde tanımlanan tahrik kuvvetlerinin ve dönme yönündeki atalet momentlerinin yeterli ölçüde doğru olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.7 : Sayısal model ve fiziksel test volan noktası açısai deplasman karşılaştırması – Mertebe 4.5.

Şekil 4.5 ve Şekil 4.7’de verilen mertebe 1.5 ve 4.5 grafiklerinde belirli motor hız bölgelerindeki fiziksel test ve sayısal model açısai deplasman farklılıkları, sistemdeki viskoz sönümlü burulma titreşim damperinin karakteristiğı ile açıklanabilir. Direngenlik ve sönüm değeri sıcaklığa göre oldukça değışken olan damperin, 100C’deki direngenlik ve sönüm bilgileri sayısal modelde kullanılmıştır. Öte yandan fiziksel test sırasında çalışan motorun burulma titreşim damperinin çalışma sıcaklığı bilgisi bilinmemektedir.



Şekil 4.8 : Sayısal model ve fiziksel test volan noktası açısai deplasman karşılaştırması – Mertebe 6.

Şekil 4.7’de verilen mertebe 6 grafiği incelendiğinde, fiziksel test sonuçlarının alt tepe noktası ile sayısal model sonuçlarının alt tepe noktası arasında bir miktar fark olduğu görülmüştür. Bu fark, test odasında dinamometre motor bağlantısını sağlayan kardan milinin direngelik özelliklerinin sayısal modele yeterince tanımlanmaması ile açıklanabilir.

Yapılan karşılaştırma sonucunda, kurulan sayısal modelin fiziksel ortam koşullarını yeterli ölçüde yansıttığı görülmüştür. Sadece motor modeli üzerinden yapılan bu karşılaştırma, tüm sistemin dinamik davranışını değerlendirmek için yeterli olmasa da, şanzıman grubuna gelen titreşimlerin gerçek durumu yeterli ölçüde yansıttığını göstermesi açısından önemlidir.

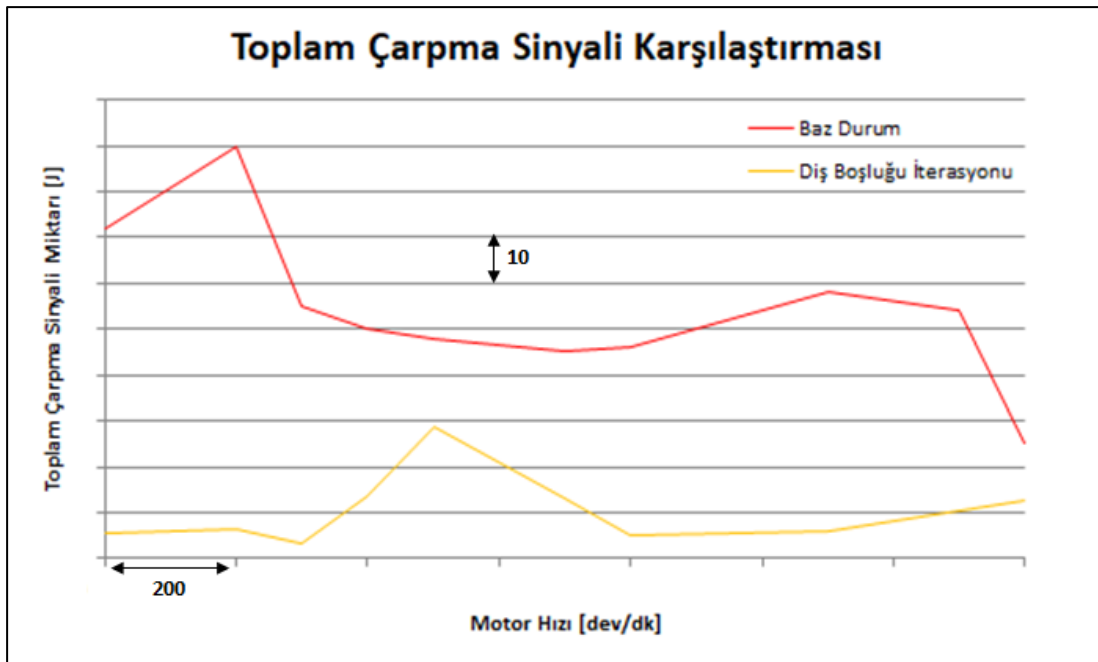
4.2 Tıkırtı Sesi Optimizasyon çalışmaları

Kurulan sayısal modelin yeterliliğinden emin olduktan sonra, tıkırtı sesini iyileştirmek amacıyla bazı iterasyonlar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürde verilen çalışmalarla kıyaslanmış ve incelenen sistem üzerindeki uygulanabilirlikleri değerlendirilmiştir. Bu kapsamda; diş boşluğu, sürtünme torku ve volan boyutu parametreleri üzerinde, tıkırtı sesi probleminde kritik olan 8. vites koşulu için

değişiklikler yapılmıştır. Parametrelerde yapılan değişikliklerin sonuçları, dişlilerde oluşan “çarpma sinyali” sonuçları kullanılarak karşılaştırılmıştır.

4.2.1 Diş boşluğu kullanılarak yapılan iterasyon

İlk iterasyon, diş boşluğunun değiştirilmesiyle yapılmıştır. Şanzıman grubundaki dişli çiftlerinde, baz durumda, 180 mikron ile 200 mikron arasında değişkenlik gösteren diş boşluğu bulunmaktadır. Çalışmada bu diş boşluğu, yaklaşık olarak %50 azaltılarak tüm dişli çiftleri için 100 mikron seviyesine indirilmiştir. Çözümü yapılan modelin tüm dişli çiftlerinde oluşan “çarpma sinyali” değerleri, baz durum ile Şekil 4.9’da kıyaslanmıştır.

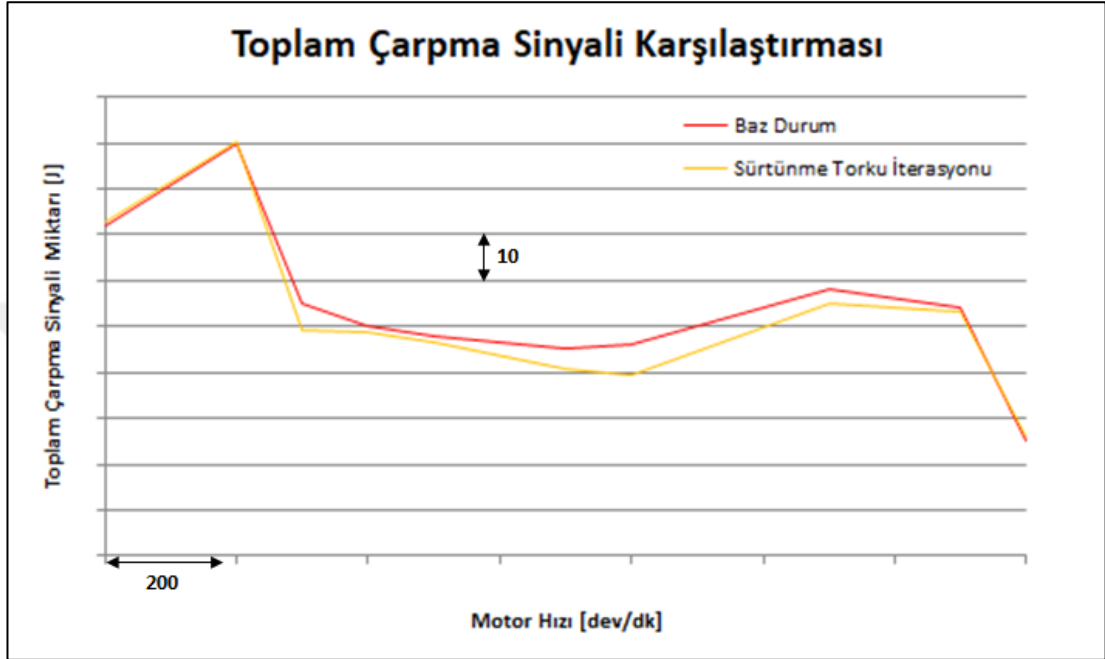


Şekil 4.9 : Diş boşluğu azaltılarak yapılan iterasyonun çarpma sinyali değerlerinin baz durum ile karşılaştırılması.

Şekil 4.9’da verilen sonuçlara göre, azaltılan diş boşluğu değerlerinin, hesaplanan toplam çarpma sinyalini net olarak düşürdüğü görülmektedir. Bu durum, literatürde yapılan çalışmalarla[29] örtüşmektedir. Yapılan bu değişiklik, yeni bir tasarım gerektirmemesi nedeniyle uygulaması kolay bir tıkırtı sesi iyileştirme önerisi olsa da, daha kaliteli dişli üretimi gerektirmesi nedeniyle maliyet açısından dezavantajlı olacağı unutulmamalıdır.

4.2.2 Sürtünme torku kullanılarak yapılan iterasyon

İkinci iterasyon, şanzıman şaftları ve yatakları arasında oluşan sürtünme torklarının değiştirilmesi ile yapılmıştır. Şanzıman şaftları yataklarında tanımlanmış olan sürtünme momenti değerleri %20 artırılarak toplam çarpma sinyali sonuçları baz durum ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma Şekil 4.10'da verilmiştir.

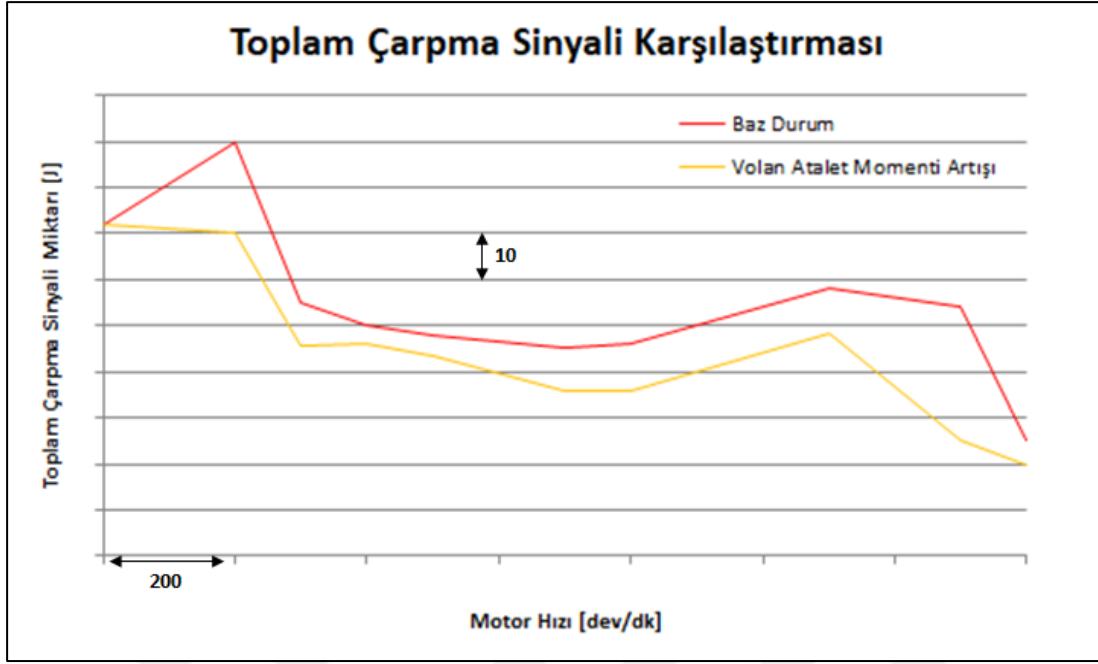


Şekil 4.10 : Sürtünme torku artırılarak yapılan iterasyonun çarpma sinyali değerlerinin baz durum ile karşılaştırılması.

Şekil 4.10'da verilen sonuçlara göre, artırılan sürtünme torku değerlerinin, hesaplanan toplam çarpma sinyalini düşürdüğü görülmüştür. Bu durum da, literatürde yapılan çalışmalarla[29] örtüşmektedir. Bu değişim, şanzıman grubunda, sızdırmazlık için kullanılan keçe elemanları veya daha yüksek viskoziteye sahip yağ kullanılarak sağlanabilir. Ancak artan sürtünme torku değerlerinin, motor ve şanzıman grubunun performansına olumsuz etki edeceği unutulmamalıdır. Tıkırtı sesi için yapılan bu iyileştirme, performans ve kalibrasyon yönünden de değerlendirilmelidir.

4.2.3 Volan boyutu kullanılarak yapılan iterasyon

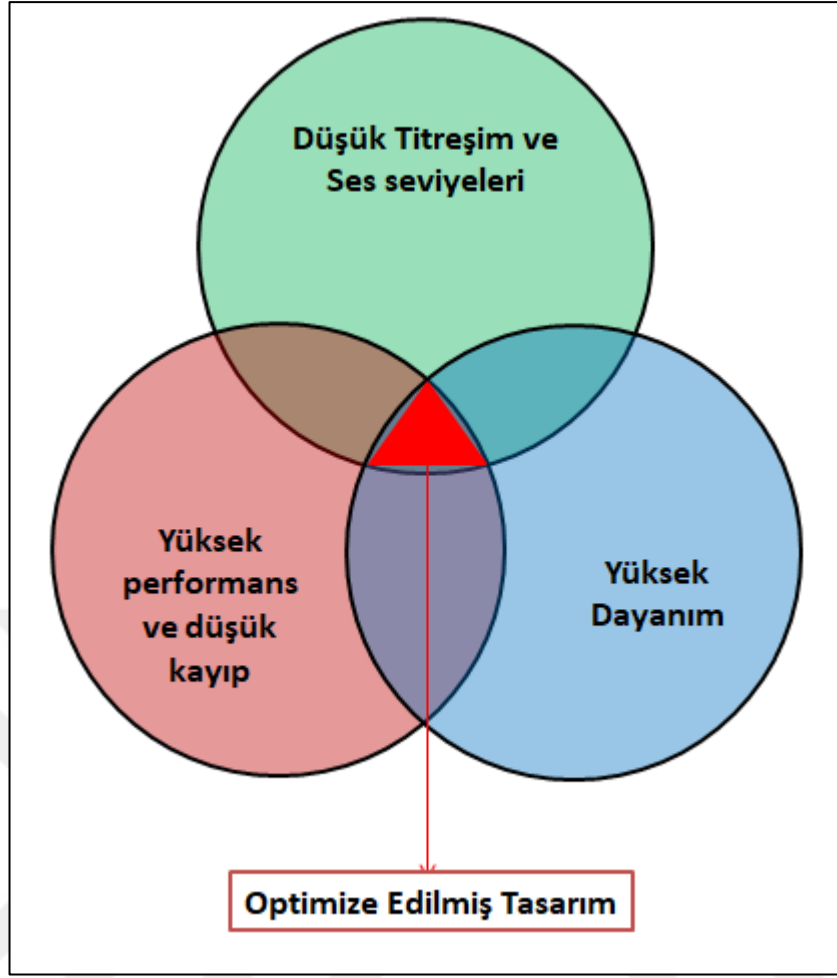
Son iteasyon, volan boyutunun dolayısı ile dönme yönündeki atalet momentinin artırılması ile yapılmıştır. Baz durumda kullanılan volan atalet momenti %20 artırılarak, 8.vites koşulu için analizler tekrarlanmıştır. Yapılan iterasyonun, baz durum ile olan çarpma sinyali karşılaştırması Şekil 4.11'de verilmiştir.



Şekil 4.11 : Volan dönme yönündeki atalet momenti artırılarak yapılan iterasyonun çarpma sinyali değerlerinin baz durum ile karşılaştırılması.

Şekil 4.11’de verilen sonuçlara göre, artırılan volan atalet momenti değerlerinin, hesaplanan toplam çarpma sinyalini düşürdüğü görülmüştür. Bu durum, literatürde yapılan çalışmalarla[29] örtüşmektedir. Bu değişim, motor paket koşullarını sağladığı taktirde volan çapı büyütülerek ve/veya iç kısmındaki malzeme artırılarak sağlanabilir. Ancak artan volan atalet momenti değerlerinin, motor ve şanzıman grubunun performans ve dayanımına etki edeceği unutulmamalıdır. Volan atalet momentindeki bu artış, motor ve şanzıman grubunun dolayısıyla aracın ivmelenme performansına olumsuz etki edecektir. Ek olarak, atalet momenti, dolayısıyla kütlesi artan volan, krank mili kritik kesitlerindeki dayanımı ve güvenlik faktörlerini düşürecektir.

Yapılan iterasyonlar sonucunda motor ve şanzıman grubunun tıkırtı sesini iyileştirmek için bazı öneriler sunulmuştur. Sunulan öneriler, sistemin, tıkırtı ses karakteristiğine ek olarak, performans ve dayanımı yönünden de değerlendirilmiştir. Tıkırtı sesini iyileştirmek için yapılan önerilerinin ortak noktasının, genellikle dayanım ve performans yönünden dezavantaja sebep olduğu görülmüştür. Motor ve şanzıman ürün geliştirme süresince, Ses&Titreşim, performans ve dayanım ekiplerinin incelenen konuda ortak bir noktada bulunması gerektiği ortadadır. Şekil 4.12’de bu durumu gösteren şema sunulmuştur.



Şekil 4.12 : Tasarımın optimize edilmesinde kullanılan akış şeması.

Şekil 4.12’de görüldüğü üzere, ses ve titreşim seviyelerini azaltmak için yapılan iyileştirmeler, ürünün performans ve dayanım yönünden verimsizliğe sebep olmaktadır. Buna, volan boyutunun artırılması ve sürtünme momentlerinin artırılması örnek verilebilir. Buna ek olarak, yapılan iyileştirmelerin, her zaman maliyet yönünden de değerlendirilmesi gerekmektedir.



5. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

İçten yanmalı bir motor ve şanzıman grubunda müşteri kalite algısını belirleyen en önemli etmenlerden biri ürünün ses ve titreşim karakteristiğidir. İçerisinde fazla sayıda dişli içermesi nedeniyle, motor ve şanzıman grubunun en önemli ses problemlerinden biri tıkırtı sesi olmaktadır. Bu tez kapsamında, ağır ticari araçlar göz önüne alınmış ve içten yanmalı dizel bir motor-şanzıman grubu üzerinde çalışılmıştır. Amaç, piyasada var olan bir dizel motor ve henüz tasarım aşamasında olan bir şanzıman grubunun tıkırtı sesi değerlendirmesini yapabilmek amacıyla bir sayısal model geliştirmek ve tıkırtı sesi hakkında tahminler yapabilmektir.

Öncelikle motor ve şanzıman grubunun toplu parametre modeline dayanan analitik modeli elde edilmiştir. Bu analitik model sistemin sadece burulma yönündeki serbestlik derecelerini içermektedir. Analitik modelin çözümünde kullanılacak olan yazılımın lineer çözüm yapması nedeni ile, sistemde lineer olmayan karakteristiğe sahip olan bileşenler kabuller yapılarak lineer hale dönüştürülmüştür. Elde edilen analitik modele serbest titreşim analizi yapılmış ve sistemin doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilmiştir.

Elde edilen doğal frekanslar ve mod şekilleri çalışmanın ileriki aşamalarında kurulan sayısal modelin sonuçlarının yorumlanmasında kullanılmıştır. Kurulan toplu parametre modelinden sonra, sistemde bulunan, lineer olmayan karakteristikli bileşenleri daha iyi modelleyebilmek amacıyla sistemin sayısal modeli kurulmuştur. Analitik modele benzer şekilde sayısal modelde de bileşenlerin sadece dönme eksenindeki serbestlik dereceleri göz önüne alınmıştır. Çalışmanın bu aşamasında AVL Excite PowerUnit yazılımı kullanılmıştır. Yazılımın zaman alanında iteratif bir çözüm algoritması kullanması sebebi ile, sistemdeki diş boşluğu ve kavrama yayları gibi lineer olmayan karakteristiğe sahip olan bileşenler sayısal modele tanımlanmıştır. Fiziksel koşulların değişmesi sebebi ile her bir vites koşulu için ayrı bir analiz modeli oluşturulmuş ve yazılımın çözücü kullanılarak zorlanmış titreşim analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, analitik modelde elde edilen doğal frekans ve mod şekilleri ile karşılaştırılmıştır. Tıkırtı sesi değerlendirmesini yapabilmek için, yazılımın içerisine gömülü olarak gelen “çarpma sinyali” metodu kullanılmıştır. Bu

metod ile her bir vites koşulu için toplam çarpma sinyali değerleri motor çalışma hız aralığı boyunca incelenmiş ve tıkırtı sesi için öngörülen kritik vites koşulu seçilmiştir.

Piyasada tıkırtı sesi değerlendirmesinde kullanılan metodların genellikle maliyetli ve zaman açısından verimsiz olması nedeni ile tıkırtı sesi değerlendirmesi için yeni bir yol önerilmiştir. Kritik vites koşulunda, avare olarak dönmekte olan şanzıman yardımcı mili, üzerine etkiyen darbe momentleri nedeniyle standart bir çekiç testinde uygulanan darbe koşulu ile benzerlik göstermektedir. Çalışmada, üzerine darbe momentleri etkiyen ve etkimeyen koşullar altındaki şanzıman yardımcı mili burulma titreşimleri karşılaştırılmış ve darbe momenti altındaki koşulda rezonans koşullarının olduğu görülmüştür. Bu durumda, şanzıman yardımcı milinden alınacak basit bir açısal hız dalgalanması ölçümü ile tıkırtı sesi değerlendirmesi yapılması için yeni bir yol önerilmiştir.

Kurulan sayısal modelin doğrulanması için, fiziksel motor dinamometrede çalıştırılarak, volan üzerinden burulma titreşim verileri toplanmıştır. Bu veriler motor çalışma hızına göre mertebelerine ayrılarak sayısal modelde elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda ana ve ara motor mertebelerindeki sonuçların birbirine oldukça yakınsadığı görülmüştür. Buradan sayısal modelin fiziksel montajı iyi temsil ettiği sonucuna varılmıştır.

Fiziksel ağır ticari bir motorun burulma titreşimlerini iyi bir şekilde yakınsayan yansıtan model elde edildikten sonra, halihazırdaki tıkırtı sesi değerlerinin iyileştirilmesi için bazı iyileştirme önerileri yapılmıştır. Literatürde verilen ve tıkırtı sesine etkisi önemli miktarda olan, diş boşluğu, sürtünme torku ve volan boyutu parametreleri değiştirilerek iterasyonlar yapılmış ve çarpma sinyali sonuçları kullanılarak baz durum ile tıkırtı sesi karşılaştırılması yapılmıştır. Sunulan iyileştirme önerileri, ses, performans ve maliyet yönünden yorumlanmıştır.

Yapılan çalışmalar sonucunda, tıkırtı sesi değerlendirmesinde seçilecek olan metodun önemi ortaya çıkmıştır. Lineer olmayan bileşenleri içermeyen, toplu parametre modelleri tek başına yetersiz kalırken, tüm sistemi lineer olmayan detayları ile modellemeye imkan sağlayan sayısal modellerin tıkırtı sesi değerlendirilmesinde kullanılabileceği görülmüştür. Değerlendirmenin sistemin toplam atalet momenti ve direngenlik değerlerini gerektirmesi nedeniyle sistem

seviyesinde bir model kurulması gerektiği ortadadır. Ek olarak, tıkırtı sesi değerlendirmesinde kullanılan geleneksel test metodların genellikle maliyetli ve zaman açısından verimsiz olması nedeniyle, basit bir açısal hız ölçümü ve analitik model ile tıkırtı sesi değerlendirmesi için kullanışlı olabilecek yeni bir yol önerilmiştir.

5.1 Gelecekte Yapılması Önerilen Çalışmalar

Çalışmanın ileride devam ettirilmesi durumunda, tıkırtı sesi iyileştirilmesi için daha fazla parametre hesaba katılıp iterasyonlar yapılabilir. İncelenen parametrelerin birbirleriyle olan etkileşimleri de hesaba katılıp, çarpma sinyali yaklaşımı kullanılarak tüm sistemin tıkırtı sesi iyileştirilmesi yapılabilir. Ek olarak, sisteme çift kütleli bir volan eklenmesi durumunda, sistemin tıkırtı sesi karakteristiği incelenebilir.

İleride yapılabilecek çalışmalardan bir diğeri, sayısal modelde tanımlanmış olan sürtünme kayıplarının gözden geçirilmesidir. Şanzıman mil yatakları, dişli-mil yatakları, krank mili ana ve kol yatakları, piston-silindir bloğu etkileşiminde tanımlanmış olan sürtünme katsayılarının doğrulanması gereklidir. Krank mili ana yataklarında ve piston silindir bloğu etkileşiminde AVL Excite PowerUnit içerisinde bulunan EHD bağlantı elemanının kullanılması bu hesaplamayı daha doğru hale getirecektir. EHD bağlantı elemanının kullanılmasıyla etkileşimin sürtünme karakteristiğinde önemli bir rol oynayan yağ kalınlığının elastohidrodinamik etkisi modele dahil edilmiş olacaktır. Ancak bu durumun model çözüm süresini artıracığı unutulmamalıdır.

Kurulan sayısal modelde, uygulanan modal indirgeme metodu ile modellenen parçaların sadece dönme yönündeki serbestlik dereceleri dahil edilmiştir. İleriki çalışmalarda parçaların tüm yönlerdeki serbestlik dereceleri dahil edilip, sistemin inleme sesi (whine) karakteristiği de incelenebilir. Buna ek olarak, şanzıman ve motor dış yüzeyi üzerinden elde edilebilecek olan yüzey hızları kullanılarak sistemin akustik cevabı (radiated noise) hesaplanabilir ve tıkırtı sesi araştırmalarında kullanılabilir.



KAYNAKLAR

- [1] **Heywood, J.** (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. San Francisco, CA.: McGraw-Hill.
- [2] **Stone, R.** (1985). *Introduction to Internal Combustion Engines*. London, UK.: Macmillan.
- [3] **Czerny, L.** (1993). *NVH Optimization of a 16-Cylinder Diesel Engine*, erişim: 18 Eylül 2017, adres <http://papers.sae.org/932492/>.
- [4] **Knauder, C.** (2015). Analysis of the Journal Bearing Friction Losses in a Heavy-Duty Diesel Engine, *Lubricants*, 3(2),142-154.
- [5] **Kocaoglu, C. ve Tabak, S.** (2012). Comparison of Two Modeling Techniques for Piston-Liner Interaction in Terms of Piston Secondary Motion Using AVL Excite, *OTEKON'14, 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, 26 – 27 Mayıs, BURSA
- [6] **Konyha, Z. ve Krasser, J.** (2004). Visualization of Elastic Body Dynamics for Automotive Engine Simulations, *IASTED Visualization Imaging, and Image Processing Proceeding*, Eylül
- [7] **Offner, G. ve Pribsch, H.** (2006). Flexible Multi-body Dynamics Simulation – A Powerful Method for Prediction of Structure Borne Noise of Internal Combustion Engines, *International Conference on Noise and Vibration Engineering - Leuven, Belgium*. (pp.2663-2676).
- [8] **AVL Excite PowerUnit Theory** (versiyon 2017) [Bilgisayar yazılımı]. Graz, Avusturya.
- [9] **AVL Excite PowerUnit User's Guide** (versiyon 2017) [Bilgisayar yazılımı]. Graz, Avusturya.
- [10] **Rajput, K.** (2007). *A Text Book of Automobile Engineering*. UK, Laxmi Publications
- [11] **Kim, T, ve Singh, R.** (2001). *Dynamic Interactions Between Loaded and Unloaded Gear Pairs Under Rattle Conditions*, erişim 18 Eylül 2017 adres <http://papers.sae.org/2001-01-1553/>.
- [12] **Comparin, R, ve Singh, R.** (1989). An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle, *Journal of Mechanical Design* 112(2), 237-245.
- [13] **Singh, R, ve Xie, H.** (1988). Analysis of Automotive Neutral Gear Rattle, *Journal of Sound and Vibration*, 131(2), 177-196.
- [14] **Trochon, E. ve Singh, R.** (1998). Effect of Automotive Gearbox Temperature Transmission Rattle Noise, *Noise-Con 98*, Ypsilanti, MI, April 5 - 8.
- [15] **Yoon, J. ve Singh, R.** (2013). Effect of Multi-Staged Clutch Damper Characteristics on Transmission Gear Rattle Under Two Engine

Conditions, *Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227(9), 1273-1294.

- [16] **Padmanabhan, C. ve Singh, R.** (1993). Influence of Clutch Design on the Reduction and Perception of Automotive Transmission Rattle Noise, *Noise-Con 93*, Williamsburg
- [17] **Plattenburg, J. ve Singh, R.** (2015). Noise Control using Damping Treatments, Active and Passive Control, Acoustic Radiation, and Approximate Analytical Methods, *Noise-Con 93*, Williamsburg.
- [18] **Oh, W. ve Singh, R.** (2005). *Examination of Clunk Phenomena using a Non-Linear Torsional Model of a Front-Wheel Drive Vehicle with Manual Transmission*, erişim 18 Eylül 2017, adres <http://papers.sae.org/2005-01-2291>.
- [19] **Bozca, M.** (2010). Torsional Vibration Model Based Optimization of Gearbox Geometric Design Parameters to Reduce Rattle Noise in an Automotive Transmission, *Mechanism and Machine Theory*, 45(3), 1583-1598.
- [20] **Padmanabhan, C. ve Barlow, R.** (1992). Computational Issues Associated with Gear Rattle Analysis, *Journal of Mechanical Design*, 117(6), 185-192.
- [21] **Spouch, M. ve Resch, T.** (2011). Analysis of Gearbox Acoustics with AVL EXCITE, *SIA Conference (Société des Ingénieurs de l'Automobile) Workshop Acoustic Simulation*, At SUPMECA Paris, Saint-Ouen - France
- [22] **Ma, X. ve Zhangsong, Z.** (2013). Rattle Simulation Analysis of a Manual Gearbox, *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress: Volume 13: Noise, Vibration and Harshness (NVH)* (pp.219-233).
- [23] **Zhang, L. ve Qing, Y.** (2017). Dynamic Model of Spur Gear Pair with Modulation Internal Excitation, *International Journal of Rotating Machinery*, 2017(5), 1425-1432.
- [24] **Url-1** <http://www.efunda.com/formulae/vibrations/sdof_intro.cfm>, erişim tarihi 08.09.2017
- [25] **Url-2** <http://www.efunda.com/formulae/vibrations/mdof_eom.cfm>, erişim tarihi 14.09.2017
- [26] **Gürgöze, M.** (1984). *Analitik Metotlarla Titreşimlerin Etüdü*, İstanbul, Türkiye, İstanbul Teknik Üniversitesi Ofset Baskı Atölyesi, 62-65.
- [27] **Ohio State University.** (2016). *Gearlab - GearDynamics Course Materials*, Eylül, Ohio/Columbus/ABD
- [28] **Singh, R ve Xie, H.** (1988). Criteria for Gear Rattle Noise Source, *InterNoise 88*, Avignon, France, August 30 - September 1.
- [29] **Krak, M. ve Dreyer, J.** (2015). Development of a Non-Linear Clutch Damper Experiment Exhibiting Transient Dynamics, *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 8(2), 754-761.

- [30] **Kim, T. ve Singh, R.** (2002). Frequency Domain Analysis of Rattle in Gear Pairs and Clutches, *The 2002 International Congress and Exposition on Noise Control Engineering*, Dearborn, MI, USA
- [31] **Zhou, J. ve Sun, W.** (2015). Nonlinear Vibroimpact Characteristics of a Planetary Gear Transmission System, *Shock and Vibration Volume* 2016(5), 1102-1113.
- [32] **AVL Excite Designer Theory** (versiyon 2017) [Bilgisayar yazılımı]. Graz, Avusturya.
- [33] **Carden, P. ve Pisani, C.** (2012). Calculation of Cranktrain Friction in a Heavy Duty Truck Engine and Comparison with Measured Data, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 227(1). 168-184.
- [34] **Makine Fakültesi Motorlar-1 Dersi Ders Notları**, Erişim: 18 Ekim 2017, <http://www.yildiz.edu.tr/~sandalci/dersler.htm>
- [35] **Url-3** <http://www.thecarconnection.com/news/1097428_2016-chevy-malibu-hybrid-to-take-volts-powertrain-to-the-masses>, erişim tarihi 11.11.2017
- [36] **Url-4** <<https://www.quora.com/What-is-4-stroke-engine-and-parts>>, erişim tarihi 11.11.2017
- [37] **Url-5** <<https://www.iav.com/en/engineering/development-tools/iav-engine/iav-engine>>, erişim tarihi 11.11.2017
- [38] **Url-6** <<https://eagletransmission.com/10-news-cat/196-schaeffler-e-clutch-changing-the-way-for-manual-transmission-vehicles>>, erişim tarihi 11.11.2017
- [39] **Url-7** <<http://www.car-engineer.com/schaeffler-systems-variable-valve-trains/>>, erişim tarihi 11.11.2017
- [40] **Url-8** <<http://www.learneasy.info/MDME/MEMmods/MEM09155A-CAE/070-Combined-Stresses/Combined-Stresses.html>>, erişim tarihi 11.11.2017
- [41] **Url-9** <<http://www.cleggengine.com/jeep-07-10-232cc-3-8l-connecting-rod.html>>, erişim tarihi 11.11.2017

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Emre ÖZDEMİR
Doğum Tarihi ve Yeri : 04.11.1992 - KARAMAN
E-posta : ozdemiremre7@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2014 yılından itibaren, Motor ve Aktarma Organları Titreşim Akustik mühendisi olarak Ford Otosan'da çalışmaktadır.