

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YANMA ODASI TASARIMININ DİZEL MOTOR GÜRÜLTÜSÜNE
ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Şengül ARI**

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Otomotiv

HAZİRAN 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YANMA ODASI TASARIMININ DİZEL MOTOR GÜRÜLTÜSÜNE
ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Şengül ARI
(503091748)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 06 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 09 Haziran 2011

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ahmet GÜNEY (İTÜ)

Eş Danışman : Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV (İTÜ)

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Murat EREKE (İTÜ)

Prof. Dr. Metin ERGENEMAN (İTÜ)

Prof. İrfan YAVAŞLIOĞLU (YTÜ)

HAZİRAN 2011

ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince bilgi birikimleriyle benden desteklerini esirgemeyen ve çalışmalarım boyunca bana yol gösteren saygıdeğer tez danışmanlarım Prof. Dr. Ahmet GÜNEY'e ve Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV'e çok teşekkür ederim.

Bu tez çalışmasında Tümosan A. Ş.'nin motorları kullanılmıştır. Öncelikle bana bu imkânı tanıyan firma yetkilerine ve Tümosan'da Ar-ge mühendisi olarak çalışan arkadaşım Yüksek Mühendis Enishan ÖZCAN'a verileri elde etmemdeki yardımları için teşekkür ederim. Ayrıca, OTAM'da çalışan arkadaşım Makine Mühendisi Saadet ATAK'a da desteği için çok teşekkür ederim.

Son olarak beni bu günlere kadar getirip destekleyen, en zor zamanlarımda hep yanımda olan ve bana devam etme gücü veren canım aileme teşekkürü bir borç bilirim. İyi ki varsınız.

Haziran 2011

Şengül ARI
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	2
2. TEORİ.....	3
2.1 Ses İle İlgili Temel Bilgiler	3
2.1.1 Ses ve gürültü.....	3
2.1.2 Ses ile ilgili temel büyüklükler	3
2.1.2.1 Desibel	3
2.1.2.2 Ses gücü düzeyi.....	4
2.1.2.3 Ses basıncı düzeyi	4
2.1.2.4 Ses şiddeti düzeyi.....	4
2.1.3 Ses spektrumu	5
2.1.4 Bant genişliği	6
2.1.5 Hızlı Fourier dönüşümü	9
2.1.6 Anekoik ve yarı-anekoik odalar.....	10
2.1.7 Gürültünün yayılımı.....	10
2.2 Titreşimle İlgili Temel Bilgiler	10
2.2.1 Titreşim.....	11
2.2.1.1 Serbest titreşim.....	11
2.2.1.2 Zorlanmış titreşim	11
2.2.2 Titreşim Yalıtım.....	12
2.2.2.1 Kuvvet yalıtımı	12
2.2.3 Frekans cevabı modeli	14
2.3 Dizel Motorlarında Yanma Odaları.....	15
2.3.1 Direkt püskürtmeli yanma odaları	15
2.3.1.1 “Açık” tip klasik yanma odası	15
2.3.1.2 MAN-M-Process yanma odası.....	16
2.3.1.3 MR-1 yanma odası	17
2.3.2 Bölünmüş yanma odaları	18
2.3.2.1 Ön yanma odalı	18
2.3.2.2 Türbülans odalı.....	19
3. DİZEL MOTORLARINDA TİTREŞİM VE GÜRÜLTÜ	21
3.1 Krank-Biyel Mekanizmasına Etkiyen Kuvvetler ve Gösterimleri	21
3.1.1 Gaz kuvvetleri.....	21

3.1.2 Atalet kuvvetleri.....	22
3.1.2.1 Öteleme hareketi yapan parçaların atalet kuvvetleri	22
3.1.2.2 Dönen kütlelerin merkezkaç kuvveti.....	23
3.1.3 Tek silindirli bir motorda dengesiz kuvvetlerin vektörel gösterimi.....	23
3.2 Aktarma Organlarına Etkiyen Kuvvetlerin Ayırıştırılması	24
3.3 Motor Titreşimi.....	29
3.3.1 Krank mili burulma titreşimleri	30
3.3.2 Krank mili burulması dışındaki diğer motor titreşimleri	31
3.4 Motor Gürültüsü	31
3.4.1 Dizel motorlarda gürültü transfer mekanizması	32
3.4.2 Dizel motorlarda gürültü.....	34
3.4.2.1 Yanma gürültüsü	35
3.4.2.2 Mekanik gürültü	45
3.4.2.3 Yardımcı ekipmanlardan doğan gürültü.....	46
3.4.3 Motor gürültüsünün azaltılma yolları	46
3.4.3.1 Doğrudan yanma gürültüsünün azaltılma yolları	46
3.4.3.2 Dolaylı yanma gürültüsünün azaltılma yolları	47
3.4.3.3 Motora etkiyen kuvvetlere karşı yapısal cevabın azaltılması.....	48
3.4.3.4 Motor dış yüzeyinden gürültü yayılımı	49
3.4.4 Yanma gürültüsü, performans, emisyonlar ve yakıt ekonomisi	51
3.4.5 Direkt püskürtme ile bölünmüş yanma odalı motorların gürültü düzeyleri farkı.....	51
3.4.6 Motor boyut, hız, yanma sistemi ve basınç gradiyentinden gürültü tahmini	52
3.4.7 Motor gürültü karakteristiğine etkiyen parametreler	53
3.4.7.1 Hızın motor gürültüsüne etkisi	54
3.4.7.2 Silindir hacminin motor gürültüsüne etkisi	55
3.4.7.3 Motor yükünün gürültüye etkisi	56
3.4.8 Motor gürültü emisyonlarının gelişimi	57
4. DENEY EKİPMANLARI VE DÜZENİĞİ.....	59
4.1 Ölçümler	59
4.1.1 Ses gücü ölçümleri.....	59
4.1.2 Titreşim ölçümleri.....	60
4.1.3 Silindir içi basınç seviyesi ölçümü	60
4.2 Ölçümlerde Kullanılan Ölçüm Ekipmanları.....	60
4.2.1 Mikrofonlar	60
4.2.2 İvme-ölçerler.....	61
4.2.3 Bruel&Kjaer PULSE analizörü.....	62
4.3 Motor Bloğu Üzerinde Yapılan Ölçümler	63
4.3.1 Ses gücü ölçümleri.....	64
4.3.2 Titreşim ölçümleri.....	64
4.3.3 Silindir içi basınç ölçümleri	65
5. DENEYSEL UYGULAMALAR.....	67
5.1 Deneylerde Kullanılan Motorların Yanma Odalarının Karşılaştırılması	67
5.2 Yük Durumuna Göre İndikatör Diyagramı, Ses Basıncı ve İvme Karşılaştırmaları	68
5.2.1 İndikatör diyagramları	68
5.2.2 Ses gücü	69
5.2.3 İvme ölçümleri	70
5.2.3.1 Z yönündeki ivme ölçümleri	70

5.2.3.2 Y yönündeki ivme ölçümleri.....	71
5.3 Tahrik durumuna göre indikatör diyagramı, ses gücü ve ivme karşılaştırmaları	72
5.3.1 İndikatör diyagramı.....	73
5.3.2 Ses gücü	74
5.3.3 Y ve Z yönündeki ivme	74
5.4 Devir Sayısına Göre Frekans Analizleri.....	75
5.4.1 Z yönündeki ivme değerleri.....	77
5.4.2 Y yönündeki ivme değerleri	78
5.5 Gaz Basınç Spektrum Analizi	79
5.6 İki Motorun Gürültü Transfer Mekanizmasının Karşılaştırılması.....	80
6. SONUÇLAR	83
KAYNAKLAR	85
EKLER.....	89
EK A: Fotoğraflar.....	90
EK B: Farklı tahrik mekanizmalarının hıza bağlı frekans değişim grafikleri	92
EK C: Silindir içi basınç ve ivme değerlerinin KMA'na bağlı değişimleri	94
ÖZGEÇMİŞ.....	99

KISALTMALAR

NVH	: Gürültü titreşim ve sertlik
FFT	: Hızlı Fourier Dönüşümü
HC	: Hidrokarbon
CR	: Common Rail (Ortak yollu)
ÜÖN	: Üst ölü nokta
BG	: Beygir gücü
KMA	: Krank mili açısı
RPM	: Dev/dak
EM	: Elektrik motoru

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : 1 ve 1/3 oktav bantlarının frekans aralıkları.....	8
Çizelge 3.1 : Şekil 3.27’teki verilerin grafiksel gösterimi.....	55
Çizelge 3.2 : Çeşitli güçlerdeki taşıtların değişen gürültü aralıkları.....	55

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Bir boyutlu küresel dalganın oluşumu [9].....	5
Şekil 2.2 : Ortalama ses basınç spektrumu a) harmoniklik ilişkili çizgi spektrumu, b) harmoniklik ilişkisiz çizgi spektrumu, c) güç yoğunluk spektrumu, d) çizgi ve sürekli spektrumun birleşimi [9].....	6
Şekil 2.3 : Gürültünün bant genişliğinin artmasıyla ortalama ses basıncının lineer artışını gösteren güç yoğunluk spektrumu [9].....	7
Şekil 2.4 : 1 ve 1/3 oktav bant aralıklarının bant genişliği değerleri	8
Şekil 2.5 : Bir sinyalin zaman ve frekans frekansında gösterimi	9
Şekil 2.6 : İTÜ-Otam’da bulunan yarı anekoik oda	10
Şekil 2.7 : Viskoz sönümlü kuvvetle zorlanmış tek serbestlik dereceli sistemi	11
Şekil 2.8 : Kuvvet yalıtımının şematik görünümü	12
Şekil 2.9 : Geçirgenlik grafiği [9].....	13
Şekil 2.10 : Frekans cevabı modeli [11]	14
Şekil 2.11 : Direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anında fotoğrafı	16
Şekil 2.12 : MAN-M tipli dizel motorunda yakıt-hava karışımı oluşumunun şeması ve yanmasının anlık fotoğrafları	17
Şekil 2.13 : TŪMOSAN dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen yeni MR-1 yanma odası.....	17
Şekil 2.14 : Ön yanma odalı motor.....	19
Şekil 2.15 : Türbülans odalı motor	19
Şekil 3.1 : İndikatör diyagramı	21
Şekil 3.2 : Krank biyel mekanizmasında etkiyen kütleler [14]	23
Şekil 3.3 : Birinci ve ikinci mertebeden atalet kuvvetlerinin vektörel gösterimi [10]	24
Şekil 3.4 : Birinci ve ikinci mertebeden atalet kuvvetlerinin ve toplamalarının grafiksel gösterimi.....	25
Şekil 3.5 : Krank-biyel mekanizmasına etkiyen kuvvetler [14]	25
Şekil 3.6 : Silindire etkiyen kuvvetler	26
Şekil 3.7 : Krank miline etkiyen toplam kuvvet ve piston yan kuvveti.....	27
Şekil 3.8 : Krank miline etkiyen kuvvetler	29
Şekil 3.9 : Motor gürültüsünün transfer mekanizması [16].....	32
Şekil 3.10 : Transfer mekanizmasındaki büyüklüklerin grafiksel gösterimi [10]	33
Şekil 3.11 : Motor gürültüsünün bileşenleri [22].....	34
Şekil 3.12 : Motor gürültü bileşenlerinin yük durumuna göre değişimi [21].....	35

Şekil 3.13 : Motora etkiyen kuvvetlerin gürültü oluşumuna etkileri [16]	36
Şekil 3.14 : Silindir basınç eğrisiyle silindir basınç uyarı spektrumu arasındaki ilişki [17]	37
Şekil 3.15 : Gaz basınç spektrumunun Föller yakınsaması ile gösterimi [19]	38
Şekil 3.16 : Föller yakınsamasında kullanılan büyüklüklerin grafiksel hesaplarının gösterimi [20]	39
Şekil 3.17 : Föller yakınsamasında elde edilen verilerin gösterimi [21]	39
Şekil 3.18 : Farklı yanma sistemlerinin gaz basınç spektrumlarının karşılaştırılması [17]	40
Şekil 3.19 : Common rail püskürtme sisteminde bir ön püskürtmeyle toplam motor gürültüsünde meydana gelen azalma [17]	41
Şekil 3.20 : Doğrudan yanma gürültüsünün gaz basıncı yardımıyla hesaplanan yapı azaltım diyagramları [16]	42
Şekil 3.21 : Emme ve egzoz sistemlerinin elemanlarının şeması [22]	44
Şekil 3.22 : Emme ve egzoz sisteminden yayılan gürültünün şematik gösterimi.....	45
Şekil 3.23 : Farklı malzemelerden yapılmış iki farklı yağ kapağının hızlarının karşılaştırılması [23].....	50
Şekil 3.24 : Farklı malzemelerden yapılmış iki farklı yağ kapağından yayılan ses gücü seviyelerinin karşılaştırılması [23]	50
Şekil 3.25 : Yanma gürültüsü ile maksimum basınç gradiyenti arasında bağlantının M.F.Russell tarafından açıklanmış deney verileri [25] ve bu verilerin korelasyonu olan doğru denklemi.	53
Şekil 3.26 : Motordan yayılan gürültüyü etkileyen işletme parametreleri [24].....	54
Şekil 3.27 : Motor hızının motor gürültüsüne etkisi [24]	54
Şekil 3.28 : Silindir kapasitesi ile ses basıncı arasındaki ilişki [24].....	56
Şekil 3.29 : Motor yüküne göre ölçülen ve tahmin edilen motor gürültüsü [24]	56
Şekil 3.30 : Dizel motorlarının akustik iyileştirmeler sonucu elde edilen gürültü değerlerinin karşılaştırılması [17]	58
Şekil 3.31 : 1988-2001 arasında ticari taşıt dizel motorlarının akustik etki [17].....	58
Şekil 4.1 : Mikrofonların iç ve dış yapısı [29].....	61
Şekil 4.2 : Üç eksenli ivme-ölçerler [29].....	62
Şekil 4.3 : Tek eksenli ivme-ölçer [29].....	62
Şekil 4.4 : ADC devrelerine giren ve çıkan sinyallerin gösterimi	63
Şekil 4.5 : Veri yakalama sistematigi	63
Şekil 4.6 : Mikrofon konumları [26].....	64
Şekil 5.1 : Direkt püskürtmeli TUMOSAN dizel motorlarının ω tipli klasik yanma odası	67
Şekil 5.2 : 4 Silindirli 95 BG TUMOSAN motorunun standart (Klasik - a) ve yeni (MR-1/V2-b) yanma odalarının kesitleri	68
Şekil 5.3 : MR-1/V2 yanma odasına püskürtülen yakıt demetinin duvarlara sıvanma simülasyonu.....	68
Şekil 5.4 : Yük durumuna bağlı MR-1/V2 yanma odasının indikatör diyagramları .	69
Şekil 5.5 : Yük durumuna bağlı Klasik yanma odasının indikatör diyagramları	69

Şekil 5.6 : MR-1/V2 ve Klasik yanma odalı motorların ses basıncının yük durumuna göre değişimi	70
Şekil 5.7 : Klasik yanma odalı motorun yük durumuna göre Z (düşey) yönündeki ivme değişimi	71
Şekil 5.8 : MR-1/V2 yanma odalı motorun yük durumuna göre Z (düşey) yönündeki ivme değişimi	71
Şekil 5.9 : Klasik yanma odalı motorun yük durumuna göre Y (yatay) yönündeki ivme değişimi	72
Şekil 5.10 : MR-1/V2 yanma odalı motorun yük durumuna göre Y (yatay) yönündeki ivme değişimi	72
Şekil 5.11 : 1500 dev/dak tam yükte elde edilen indikatör diyagramları	73
Şekil 5.12 : Ses gücü değerlerinin devir sayısı ile değişimi	74
Şekil 5.13 : Tahrik durumuna göre Z (düşey) yönündeki ivme değerinin devir sayısına göre değişimi (3200 Hz'de).....	75
Şekil 5.14 : Tahrik durumuna göre Y (yatay) yönündeki ivme değerlerinin devir sayısı ile değişimi (3200 Hz'de).....	75
Şekil 5.15 : 1500 dev/dak tam yükte tahrik durumuna göre ses gücü değerlerinin frekansa bağlı değişimi.....	76
Şekil 5.16 : 2400 dev/dak tam yükte tahrik durumuna göre ses gücü değerlerinin frekansa bağlı değişimi.....	76
Şekil 5.17 : İki motorun 2000 dev/dak'daki yanma gürültülerinin karşılaştırılması.	77
Şekil 5.18 : Klasik yanma odalı motorun frekansa bağlı Z yönündeki ivme değerleri	78
Şekil 5.19: MR-1/V2 yanma odalı motorun frekansa bağlı Z yönündeki ivme değerleri.....	78
Şekil 5.20: Klasik yanma odalı motorun frekansa bağlı Y yönündeki ivme değerleri	79
Şekil 5.21: MR-1/V2 yanma odalı motorun frekansa bağlı Y yönündeki ivme değerleri.....	79
Şekil 5.22: Devir sayısına bağlı indikatör diyagramları ve spektrum karşılaştırmaları	80
Şekil 5.23: Transfer mekanizmasının basınç spektrumu	81
Şekil 5.24 : Transfer mekanizmasının transfer fonksiyonu	81
Şekil 5.25 : Transfer mekanizmasının titreşim spektrumu	81
Şekil 5.26 : Transfer mekanizmasının yayılım fonksiyonu	82
Şekil 5.27: Transfer mekanizmasının gürültü spektrumu.....	82
Şekil A.1 : Y yönünde ölçüm için motor bloğuna bağlanan ivmeölçer.....	90
Şekil A.2 : Z yönünde ölçüm için motor bloğuna bağlanan ivmeölçer	90
Şekil A.3 : Gürültü ölçümü için kullanılan mikrofonlar ve konumları	91
Şekil B.1 : 1000-2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (Gaz ile tahrik) KLASİK	92
Şekil B.2 : 1000- 2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (E.M ile tahrik) KLASİK	92

Şekil B.3 : 1000- 2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (Gaz ile tahrik)	
MR-1/V2	93
Şekil B.4 : 1000- 2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (E.M ile tahrik)	
MR-1/V2	93
Şekil C.1 : 1500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor	94
Şekil C.2 : 2500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor	94
Şekil C.3 : 1500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor	95
Şekil C.4 : 2500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor	95
Şekil C.5 : 1500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor.....	96
Şekil C.6 : 2500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor.....	96
Şekil C.7 : 1500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor.....	97
Şekil C.8 : 2500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor.....	97

SEMBOL LİSTESİ

c^*	: Sesin yayılma hızı
c	: Sönüm
d	: Silindir çapı
f_{alt}	: Frekans bandının alt değeri
f_{ort}	: Frekans bandının ortalama değeri
$f_{üst}$	: Frekans bandının üst değeri
$F(t)$	: Motor gövdesinden kaynaklanan kuvvet
$F(t)$	: Takozlardan gövdeye iletilen kuvvet
F_B	: Biyel koluna etkiyen ve krank miline iletilen kuvveti
F_G	: Silindir eksenini boyunca etkiyen toplam kuvveti
F_N	: Silindire etkiyen piston yan kuvvetini
F_p'	: Birincil mertebe atalet kuvvetleri
F_p''	: İkincil mertebe atalet kuvvetleri
F_p	: Ötelenen kütlelerden doğan atalet kuvveti
F_R	: Krank miline etkiyen radyal kuvveti
F_T	: Krank miline etkiyen ve döndüren teğetsel kuvveti
G	: Geçirgenlik
I	: Ses şiddeti
L_p	: Ses basınç düzeyi
L_w	: Ses gücü düzeyi
m	: Kütle
$m_{dön}$	: Biyel kolunun 1/3'ü, krank muylusu ve krank kollarını toplam
$m_{öte}$	: Biyel kolunun 2/3'ü ve piston grubunun toplam kütlesi
$P(\theta)$	: Silindir içi gaz basıncı
P_0	: Referans değer
R	: Krank kolu uzunluğu (krank yarıçapı)
S	: Strok
W	: Ses gücü
x	: Yer değişimi
Δf	: Frekans bandı genişliği
α_i	: Tutuşma gecikmesi
λ	: Biyel etkinliği (krank kolu uzunluğunun biyel koluna oranı)
ρ	: Ortam yoğunluğu
ω	: Açısal hız

YANMA ODASI TASARIMININ DİZEL MOTOR GÜRÜLTÜSÜNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Gün geçtikçe gelişen teknolojiye paralel olarak artan beklentiler, motor üreticilerini daha yeni tasarımlar yapmaya ve ürettikleri motorları rekabet koşulları da dikkate alındığında performans, emisyon, yakıt tüketimi, titreşim, gürültü vb. birçok parametrede en iyisini yapmaya zorlamaktadır. Dizel motorlarda yanma mekanizması tüm bu parametreleri etkileyen en önemli etken olduğu için yapılacak yenilikler yanma odası tasarımının veya püskürtmenin değiştirilmesiyle mümkün olmaktadır.

Bu tez kapsamında ilk olarak ses, titreşim ve dizel motorlarında yanma odaları ile ilgili genel bilgiler verilmiştir. Ardından, dizel motorlarında titreşim ve gürültünün oluşmasına sebep olan kuvvetler anlatılmış ve mevcut motorlar için bu kuvvetlerin büyüklükleri hesaplanmıştır. Dizel motor titreşim ve gürültüsünün bileşenleri ve bu bileşenlerin azaltılma yolları anlatılmıştır. Tezin deneysel kısmında ise Stage III emisyon düzenlemelerini karşılamak üzere tasarlanmış MR-1/V2 yanma odalı dizel motorun klasik ω tipi yanma odalı dizel motorla titreşim ve gürültü yönünden karşılaştırılmaları yapılmıştır. Bunun için İTÜ OTAM'da bulunan yarı-anekoik odada farklı devir sayıları, farklı yükler ve farklı tahrik mekanizmalarıyla dört silindirli bu iki motorun titreşim ve ses gücü seviyeleri ölçülmüş ve indikatör diyagramları çıkartılmıştır. Bu alınan ölçümlerle hangi tasarımın hangi yönünün daha iyi olduğu, hangi frekans aralıklarında titreşimin ve gürültünün daha baskın olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, elde edilen indikatör diyagramları MATLAB'de hazırlanan bir algoritmayla frekans eksenine dönüştürülmüş ve hangi frekanslarda hangi basınçların daha etkin olduğu incelenmiştir. Son olarak da deneylerde elde edilen indikatör diyagramları, titreşim ve ses gücü seviyeleri frekans eksenine dönüştürülmüş ve yine MATLAB'de hazırlanan bir algoritmayla 1/3 oktav bant aralığına çevrilerek gürültü ve titreşim transfer mekanizmaları elde edilmiş ve iki motor için bu değerler karşılaştırılmıştır.

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF COMBUSTION CHAMBER DESIGN ON DIESEL ENGINE NOISE

SUMMARY

The increase of expectations due to technological developments forces engine producers to make new and better designs in terms of performance, emission, fuel consumption, vibration, noise etc. Since the combustion mechanism of diesel engines is the predominant factor affecting these parameters, innovations are possible with changes on combustion chamber design and injection system.

In this thesis, firstly general information is given about sound, vibration and combustion chambers of diesel engines. After that, the forces which cause vibration and noise in diesel engines are explained and these forces are calculated for available engines. Components of diesel engine vibration and noise and attenuation methods of these components are explained. In the experimental part of the thesis, comparisons for vibration and noise are made between two engines which have different types of combustion chamber design. One of the combustion chambers is MR-1/V2 which was developed to meet the Stage III emission regulations and the other is classical ω type combustion chamber. The experiments were made in the semi-anechoic chamber in İTÜ OTAM and repeated for different rpms, different loads and different drive mechanisms and vibration and sound power levels and indicator diagrams of two different four cylinder inline engines were obtained. This obtained data shows which design has better results and the reasons for these results and on which frequency range vibration and noise is more dominant. Besides, obtained indicator diagrams were converted to frequency domain with an algorithm in MATLAB and the dominance of pressure of both engines according to the frequency range is investigated. Finally, indicator diagrams, vibrations and sound power levels obtained in the experiments are converted to 1/3 octave band with an algorithm in MATLAB and noise and vibration transfer functions were obtained and these functions were compared for these engines.

1. GİRİŞ

Gelişen yeni teknolojiler ve mühendislik çalışmalarına paralel olarak getirilen emisyon düzenlemeleri, firmaları motor tasarımlarında yenilik yapmaya zorlamaktadır. Bu tasarımlarda emisyonun yanı sıra yakıt tüketimi, performans, gürültü ve titreşim (NVH) gibi birçok parametrede de gün geçtikçe artan rekabet koşulları düşünüldükçe daha iyi sonuçlar alınmak istenmektedir. Bu özellikler içinde titreşim ve gürültü, insan sağlığını ve huzurunu bozdukları için motor üreticileri için ayrıca önem arz etmektedir. Ayrıca, taşıtın sürüş kalitesi ve seyahat konforu açısından da büyük önem taşıyan gürültü ve titreşimin oluşumunda en önemli kaynak motordur. Bu yüzden motor titreşim ve gürültüsünün azaltılması için firmalar tarafından önemli yatırımlar yapılarak özellikle son yirmi yılda büyük ilerlemeler gözlenmiştir.

Motor titreşim ve gürültüsünün oluşumunu birçok parametre etkilemektedir. Bu parametrelerin optimizasyonu ile titreşim ve gürültü seviyelerinde azalma sağlanabilmektedir. Motorda titreşim ve gürültünün en önemli kaynağının yanma prosesi olduğu düşünülürse yanma odası tasarımının en etkin parametrelerden biri olduğu anlaşılmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında Stage III emisyon düzenlemelerini sağlaması için geliştirilen MR-1/V2 yanma odası ve klasik ω yanma odasına sahip iki dizel motorun titreşim, gürültü ve silindir içi basınç ölçümleri, İTÜ-OTAM'da bulunan yarı anekoik odada gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümler, farklı çalışma şartlarında ve tahrik mekanizmalarıyla tekrarlanmıştır. Elde edilen ölçümler arasında kıyaslamalar yapılarak hangi yanma odasının hangi yönünün daha iyi olduğu, hangi frekans değerlerinde gürültünün ve titreşimin daha baskın olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca, deneylerde elde edilen indikatör diyagramları verileri MATLAB'de hazırlanan bir algoritma yardımıyla frekans eksenine dönüştürülerek hangi frekans aralıklarında hangi basıncın gürültü oluşumunda daha baskın olduğu incelenmiştir. Son olarak da, basınç değerlerinin yanı sıra deneylerde elde edilen ivme ve ses gücü değerleri de frekans eksenine dönüştürülmüştür. Bu elde edilen yeni veriler de MATLAB'de hazırlanan başka bir algoritma yardımıyla 1/3 oktav

bant değerlerine dönüştürülmüş ve bunların yardımıyla motor titreşim ve gürültüsünün transfer fonksiyonları elde edilmiş ve iki motor için bu fonksiyonlar karşılaştırılmıştır.

1.1 Literatür zeti

İçten yanmalı motorlar, mühendisler için çok uzun bir süredir araştırma konusu olmuştur. Bu motorların emisyon, yakıt tüketimi, performans vb. ihtiyaçlara göre geliştirilmesi sırasında gürültü seviyelerinin de mümkün olan en düşük seviyede tutulmasına çalışılmıştır. Austen, A. and Priede, T. 1959’da motor hızının, yükünün ve hacminin motor gürültüsü üzerine etkilerini incelemişlerdir [1]. Hiroshi Kanda ve arkadaşları 1990’da motor gürültüsünün azaltılması için motor gürültüsünün oluşum mekanizmasını incelemişler ve motorda meydana gelen gürültünün kaynaklarını sınıflandırıp bunların transfer ve yayılım yollarını analiz etmişlerdir [2]. 1991’de Kazuhiro Nakashima ve arkadaşları, motor gürültüsünün alt bileşenlerine ve silindire etkiyen basınçları ayırarak yapısal azaltım fonksiyonlarını ve frekans spektrumlarını elde etmişlerdir [3]. 2005’te F Payri ve arkadaşları direkt püskürtmeli dizel motorlarda silindir içi basınçların analiz edilmesinde yeni bir metot ortaya koymuşlar yanmada meydana gelen rezonans titreşimlerini de çalışmalarına eklemişlerdir [4]. 2005’te Joseph Stout ve arkadaşları, Ford’da yapılan deneylerde elde ettikleri verileri kullanarak motor gürültüsünün bileşenlerine ayrıştırılmasında kullanılacak matematiksel yaklaşımlar önermişlerdir [5]. Shu Ge-qun ve arkadaşları 2005’te direkt püskürtmeli dizel motorların silindir basıncı, titreşimi ve yanma gürültüsü arasındaki ilişkiyi irdelemek için transfer fonksiyonlarını elde etmişlerdir [6]. 2009’da Shanjin Wang ve arkadaşları, Euro 6 emisyon standartlarını sağlamak amacıyla geliştirilen bir yanma sisteminin dizel motor gürültüsü optimizasyonunu sağlamışlardır [7].

2. TEORİ

2.1 Ses İle İlgili Temel Bilgiler

Bu kısımda motor gürültüne değinilmeden önce ses ile ilgili temel bilgilere yer verilmiştir.

2.1.1 Ses ve gürültü

Bir cisim titreştiğinde, enerjisinin bir kısmı kendisini çevreleyen ortamda ses olarak harcanır. Titreşen cisim dış yüzeyleri ile havada basınç salınımları yaratır. Bu basınç salınımları havada yaklaşık 340 m/s hızla yayılır. Kulağımız bu basınç salınımlarını ses olarak algılar. Sesin bir frekansı, boyu, periyodu ve hızı bulunmaktadır. Bir saniye içerisindeki titreşim sayısına sesin frekansı denir. Birimi ise Hertz (Hz)dir. Dalga boyu, bir ses dalgasının oluşması için sesin aldığı yoldur. Gürültü ise, istenmeyen ses veya ses kirliliği anlamıyla kullanılır. Bir sesin gürültü olarak nitelenip nitelenmemesi kişilerin rahatsız olmasına bağlı olarak değişebilir, belli seviyeleri aştığında insan sağlığına zararlı hale gelir. Bu nedenle gürültü seviyeleri kontrol altında tutulmak istenir [8].

2.1.2 Ses ile ilgili temel büyüklükler

Ses ile ilgili temel büyüklükler desibel, ses gücü düzeyi, ses basıncı düzeyi ve ses şiddeti düzeyidir.

2.1.2.1 Desibel

Desibel, belirli bir referans güç ya da miktar seviyeye olan oranı belirten genelde ses şiddeti için kullanılan logaritmik ve boyutsuz bir birimdir. Desibel daima iki değer arasındaki karşılaştırmadır. Bunun sonucu olarak da, çoğu kez ölçülen güç değeri değişik olmasına rağmen desibel sayısı aynıdır. 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Oranların logaritmasının 10 katı olarak tanımlanan desibel adı verilen birim daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Desibel ile ölçülen büyüklüklere

düzyey adı verilmektedir. Örneğın P değeriindeki bir basıncın P_0 referans değeriine göre düzyeyi,

$$\text{Düzyey(dB)} = 10 \log \frac{P}{P_0} \quad (2.1)$$

olarak gösterilir.

2.1.2.2 Ses gücü düzyeyi

Ses gücü, bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücü olarak tanımlandırılabilir. Bu gücün düzyeyine ise ses gücü düzyeyi L_w denir. Akustik hesaplar için kaynağın ses gücü seviyesi düzyeyi kullanılır. Ses gücü W olan bir kaynağın ses gücü düzyeyi L_w , (2.2) ile gösterilmektedir.

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad (2.2)$$

2.1.2.3 Ses basıncı düzyeyi

Ses, kulak zarıyla temasta bulunan havanın basıncının değışmesiyle algılandığından, bir ses kaynağının ses gücünden daha çok belli bir noktada yarattığı ses basıncı önemlidir. Bu düzyey, gürültü kaynağına olan uzaklığa, kaynakla ölçme noktası arasındaki engellere, ölçme ortamının akustik özelliklerine bağıdır. Ses basıncı düzyeyi L_p ,

$$L_p = 10 \log \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^2 \quad (2.3)$$

olarak tanımlanır. Burada P ses basıncının kareler ortalamasının karekökü, P_0 ise uluslararası referans basıncı olarak kabul edilen 20 mikropaskal (20×10^{-6} N/m²) alınır.

Ses gücü ile ses basıncı seviyeleri arasında yakın bir ilişki vardır. Ses basıncı birimi alandaki basıncı verdiğiinden, ses basıncı, kaynağı çevreleyen bütün alan üzerinden entegre edilebilirse kaynağın ses gücü seviyesi bulunur.

2.1.2.4 Ses şiddeti düzyeyi

Sesin, kaynağın bulunduğu ortamın akustik ve geometrik özellikleriyle, kaynaktan olan uzaklığa bağılı olarak değışen bir özelliğe ise ses şiddeti adı verilir. W gücüne

sahip bir ses kaynağından çıkan ses dalgasının A alanından geçtiği zaman, birim alandaki güç;

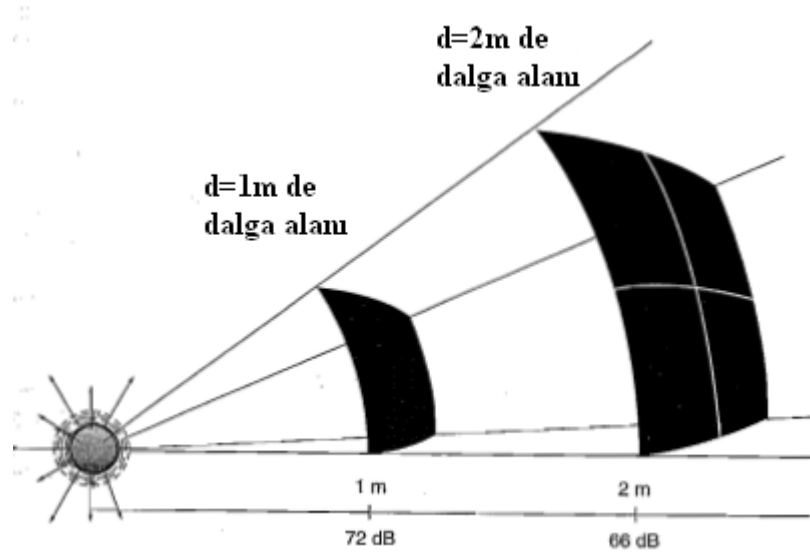
$$I = \frac{W}{A} \quad (2.4)$$

ses şiddetini verir. Ses şiddetini ölçmek zordur. Fakat,

$$I = \frac{p^2}{\rho \cdot c} \quad (2.5)$$

Formülündeki ortam yoğunluğu “ ρ ”, yayılma hızı “ c ” ve ses basıncının kareler ortalamasının karekökünden “ I ” hesaplanabilir.

Şekil 2.1’den de görüldüğü gibi ses kaynağından 1m uzaklıkta dalga boyu a m² iken, 2m uzaklıkta dalga boyu $4a$ m² olmaktadır. Ses gücü aynı büyüklükte ilerlemesine rağmen karşılaştığı alan büyüdüğü için şiddeti de azalacaktır ve ses şiddetinin 1m den 2m ye yayılmasıyla ses şiddetinin 72dB den 66 dB e düştüğü görülmektedir [9].

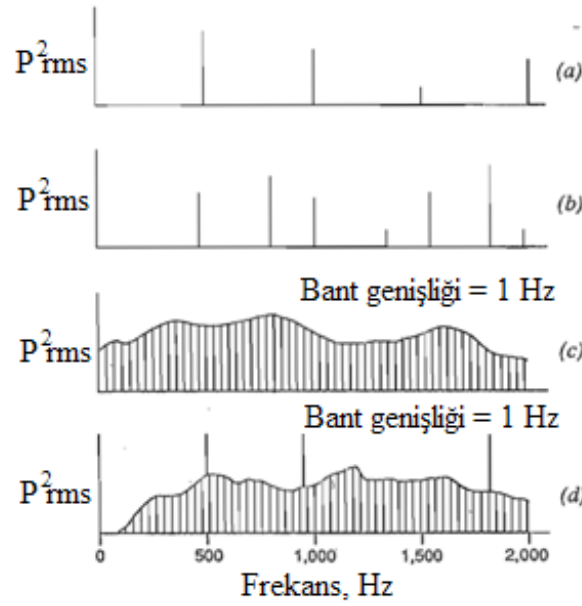


Şekil 2.1 : Bir boyutlu küresel dalganın oluşumu [9]

2.1.3 Ses spektrumu

Bir ses dalgası, sonlu veya sonsuz sayıda, harmonik ilişkili veya ilişkisiz frekansların birleşiminden ve sinüzoidal tonlardan oluşur. Sonlu sayıda tonlardan oluşanlarına çizgi spektrumu, sonsuz sayıda tonların birleşiminden oluşan spektruma ise sürekli spektrum denir. Normal (Gaussian) dağılımıyla, zamana göre sürekli gürültü spektrumu büyüklüklerine rastgele gürültü denir ve gürültünün bu üç çeşit frekans

spektrumu Şekil 2.2.a,b,c'de gösterilmiştir. Şekil 2.2.d ile gösterileni ise çizgi spektrumu ile sürekli spektrumun birleşiminden oluşur.



Şekil 2.2 : Ortalama ses basınç spektrumu a) harmoniklik ilişkili çizgi spektrumu, b) harmoniklik ilişkisiz çizgi spektrumu, c) güç yoğunluk spektrumu, d) çizgi ve sürekli spektrumun birleşimi [9]

Sürekli spektrum daha önce de açıklandığı gibi 1 Hz den binlerce Hz e kadar olan iki limit arasındaki çok büyük sayıdaki sinüzoidal tonların birleşimidir. İşitme sistemimiz çok büyük frekans aralıklarını işitebilir; fakat tüm frekans aralıklarına eşit duyarlılıkta değildir. Günümüzde, sürekli bir ses spektrumu bir ses analizörü kullanılarak bir dizi yan yana frekans bantları yardımıyla ölçülmektedir.

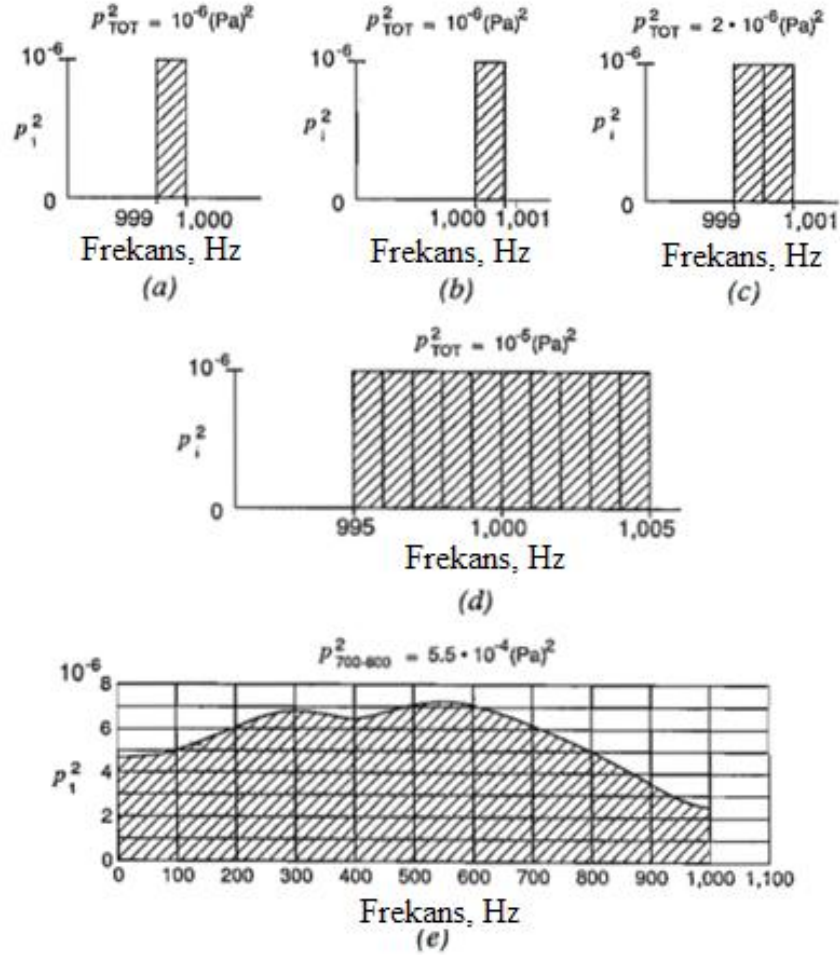
2.1.4 Bant genişliği

Ölçülen sesin, farklı bant genişliklerine dönüştürülmesine veya iki farklı ölçümün üçüncü bir bant genişliğine taşınmasına oldukça ihtiyaç duyulur. Şekil 2.3.a'da etkin ses basıncı $p_1^2=10^{-6} \text{ Pa}^2$ olan 999-1000 Hz arasında 1 Hz bant genişliğine sahip bir makine, şekil 2.3.b'de aynı ses gücünü yayan ama bant genişliği 1000-1001 Hz arasında olan bir makine, şekil 2.3.c'de ise bu iki spektrumun toplamı gösterilmiştir, etkin basıncın 2 kat arttığı görülmektedir. Aynı şekilde 10 adet makinenin olduğu ve bunların basınçlarının toplandığı düşünülürse şekil 2.3.d'de de ki grafik elde edilir. Burada da etkin basıncın 10 kat arttığı görülmektedir.

Diğer bir değişle, genişliği Δf olan bir frekans bandındaki toplam ses basıncı $\Delta f_0= 1$ Hz olmak üzere şu şekilde hesaplanır:

$$p_{top}^2 = p_1^2 \frac{\Delta f}{\Delta f_0} \quad \text{Pa}^2 \quad (2.6)$$

Şekil 2.3.e'ye göre de ise 700-800 Hz arasındaki ortalama ses basıncı $5.5 \times 10^{-6} \text{ Pa}^2$ dir. Toplamı ise $5.5 \times 10^{-6} \times 100 \text{ Hz} = 5.5 \times 10^{-4} \text{ Pa}^2$ dir.



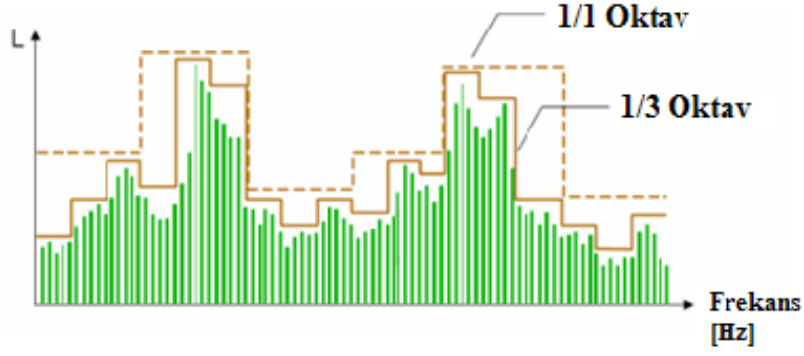
Şekil 2.3 : Gürültünün bant genişliğinin artmasıyla ortalama ses basıncının lineer artışını gösteren güç yoğunluk spektrumu [9]

Yaygın olarak kullanılan bant genişlikleri 1/3 ve 1 oktav bantlarıdır. (Şekil 2.4 ve Çizelge 2.1) Oktav bant analizinde, her bir bant değerlerini ihmal ederek belirli bir frekans aralığına hitap eder. 1/n. oktav bant analizi için her bir bandın en düşük, orta ve en yüksek değerlerinin bulunması gerekmektedir. Bu parametreler arasındaki ilişki şu şekildedir.

$$f_{ort} = \overline{f_{alt} \times f_{üst}} \quad (2.7)$$

$$f_{üst} = 2^{\frac{1}{n}} \times f_{alt} \quad (2.8)$$

Burada n oktav bant aralığını tanımlar. Δf ise bant aralığının maksimum ve minimum değerleri arasındaki farktır.



Şekil 2.4 : 1 ve 1/3 oktav bant aralıklarının bant genişliği değerleri

Çizelge 2.1 : 1 ve 1/3 oktav bantlarının frekans aralıkları [9]

Bant	1/1 Oktav			1/3 Oktav		
	Alt Bant Limiti	Merkez	Üst Bant Limiti	Alt Bant Limiti	Merkez	Üst Bant Limiti
12	11	16	22	14.1	16	17.8
13				17.8	20	22.4
14				22.4	25	28.2
15	22	31.5	44	28.2	31.5	35.5
16				35.5	40	44.7
17				44.7	50	56.2
18	44	63	88	56.2	63	70.8
19				70.8	80	89.1
20				89.1	100	112
21	88	125	177	112	125	141
22				141	160	178
23				178	200	224
24	177	250	355	224	250	282
25				282	315	355
26				355	400	447
27	355	500	710	447	500	562
28				562	630	708
29				708	800	891
30	710	1,000	1,420	891	1,000	1,122
31				1,122	1,250	1,413
32				1,413	1,600	1,778
33	1,420	2,000	2,840	1,778	2,000	2,239
34				2,239	2,500	2,818
35				2,818	3,150	3,548
36	2,840	4,000	5,680	3,548	4,000	4,467
37				4,467	5,000	5,623
38				5,623	6,300	7,079
39	5,680	8,000	11,360	7,079	8,000	8,913
40				8,913	10,000	11,220
41				11,220	12,500	14,130
42	11,360	16,000	22,720	14,130	16,000	17,780
43				17,780	20,000	22,390

Filtre bant genişliği 1 Hz'se, frekansa göre sürekli ses spektrumunun filtrelenmiş etkin basıncının grafiğine *Güç Yoğunluk Spektrumu* denir. Dar bant genişliği ise makinelerden yayılan gürültü ve titreşimin ölçümü için kullanılır.

2.1.5 Hızlı Fourier dönüşümü

Zamana bağlı verinin frekansa bağlı olarak dönüşümünü sağlayan matematiksel bir algoritmadır. $x(t)$ nin kompleks değerli bir fonksiyon olduğu varsayılın. Şekil 2.5'te bu dönüşümün grafiksel gösterimi görülmektedir. Fourier dönüşümü ω frekansında şu fonksiyonla gösterilir.

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt \quad (2.9)$$

Burada, t bağımsız değişken olan zamanı ifade etmekte (birimi saniye cinsinden), dönüşüm değişkeni olan ω açısal frekanstır (birimi radyal/saniye). (2.9) denkleminde, (2.10.a) ω yerine konularak (2.10.b) denklemi elde edilir:

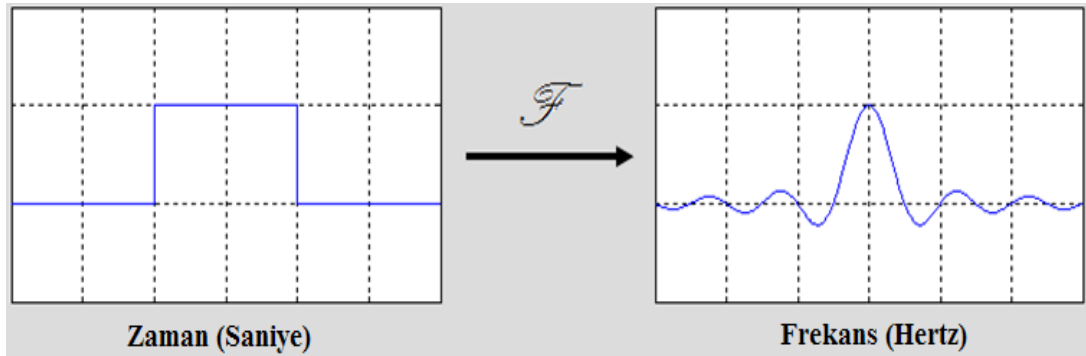
$$\omega = 2\pi f \quad (2.10.a)$$

$$X(f) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i2\pi f t} dt \quad (2.10.b)$$

ve ters dönüşümle (2.10.c) denklem elde edilir:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) e^{i2\pi f t} df \quad (2.10.c)$$

Sonuç olarak, zaman ekseninde verilen bir sinyal frekans ekseninde ifade edilebilmektedir.



Şekil 2.5 : Bir sinyalin zaman ve frekans frekansında gösterimi

Hızlı Fourier dönüşümü (Fast Fourier Transform) titreşim analizinde, zamana göre alınan karışık sinyallerin hangi frekansta, ne şiddette bir titreşim olduğunu belirlemede ve bu sinyallerin büyüklüklerinin frekansa göre çizdirilmesinde kullanılan matematiksel bir işlemdir. Bu dönüşüme göre tüm karmaşık sinyaller aslında basit harmoniklerin birleşimiyle meydana gelmiştir. Fourier dönüşümünde tekrarlamayan sinyaller dikkate alınmaz. Karmaşık sinyallerin içinden periyodik olanlar ayıklanıp harmoniklerine ayrılır.

2.1.6 Anekoik ve yarı-aneikoik odalar

Anekoik ve yarı-aneikoik odalar, duvarlarında wedge'ler ile sesin yansımaya izin vermayarak serbest alan oluşturur ve dış ortam gürültüsünü içeri iletimini engelleyecek duvar yalıtımı uygulanmaktadır. Böylece, oluşturulan serbest alan içerisinde hassas akustik ölçümler yapılabilir [27]. Titreşim ve gürültü ölçümlerinde genellikle sadece zemini yutucu olmayan yarı-aneikoik odalarda yapılan ölçümler yeterli olmaktadır. Bu odaların en büyük avantajı nem, ortam sıcaklığı ve rüzgar gibi parametrelerin istenilen değerlerde sabit tutulabilmesidir. (Şekil 2.6)



Şekil 2.6 : İTÜ-Otam'da bulunan yari anekoik oda

2.1.7 Gürültünün yayılımı

Gürültünün yayılımı üç şekilde olur:

- Hava yolu ile:** Titreşen cismin dış yüzeyleri havada basınç dalgaları oluşturur ve ses havada yayılır.
- Hava + yapı yoluyla:** Bu ses basıncı salınımları diğer yüzeyleri titreşime zorlarlar ve bunları yeni ve değişik ses kaynağı olmaya zorlarlar. Motor gürültüsü taşıt kabinini panel duvarlarını titreştirerek taşıt içinde yeni yayılma yolları bulur.
- Yapı yoluyla:** Titreşen kaynak bağlı bulundukları elemanları titreştirir, ses bu elemanların yüzeylerinden yayılır. Uygun motor takozları ile yapı üzerinden yayılacak gürültü azaltılabilir [8].

2.2 Titreşimle İlgili Temel Bilgiler

Motorda titreşimin sebepleri irdelenmeden önce titreşim konusuna dair temel bilgiler verilmiştir

2.2.1 Titreşim

Titreşim, bir denge noktası etrafındaki mekanik salınımdır. Titreşim bazı durumlar dışında genellikle istenmeyen bir harekettir; enerji kaybına yol açar ve hava da yayılan ses dalgaları sonucu gürültü oluşturur. Motorların, elektrik motorlarının ya da herhangi mekanik aracın çalışma esnasındaki hareketi istenmeyen titreşimler üretir. Böyle titreşimler motorlardaki dönen parçaların balanssızlığından, düzensiz sürtünmeden, dişli çarkların hareketinden kaynaklanabilir. Dikkatli tasarımlar genellikle istenmeyen titreşimleri minimize ederler.

Titreşim, oluşumunu etkileyen kuvvet parametresine göre serbest ve zorlanmış titreşim olmak üzere ikiye ayrılır.

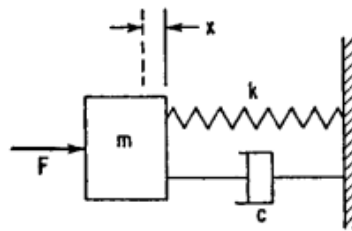
2.2.1.1 Serbest titreşim

Serbest titreşim, bir başlangıç hareketi verilen ve daha sonra serbestçe salınmaya bırakılan sistemlerde meydana gelen titreşim türüdür. Mekanik sistem daha sonra kendi frekansı veya frekanslarında titreşecek ve sifıra gidecektir.

2.2.1.2 Zorlanmış titreşim

Zorlanmış titreşim, değişen bir kuvvet veya hareket bir mekanik sisteme uygulandığında oluşan titreşim türüdür. Sönümlü zorlanmış titreşim ve sönümsüz zorlanmış titreşim olmak üzere ikiye ayrılır. Motor, aktarma organları veya yoldan kaynaklanan araç içi titreşimleri, balanssızlık dolayısıyla krank mili titreşimi birer zorlanmış sönümlü titreşim örneğidir. Zorlanmış titreşimde titreşimin frekansı uygulanan zorlamanın veya hareketin frekansına bağlıdır, fakat titreşimin genliği ise sistemin mekanik davranışına bağlıdır. Şekil 2.7’de viskoz sönümlü tek serbestlik dereceli kuvvetle zorlanmış bir sistem gösterilmektedir. Genel denklemi şu şekildedir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin(\omega t) \quad (2.11)$$



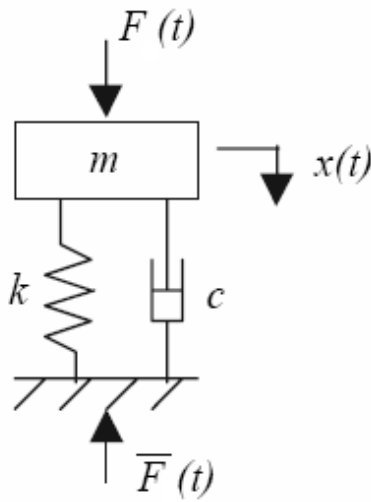
Şekil 2.7 : Viskoz sönümlü kuvvetle zorlanmış tek serbestlik dereceli sistemi

2.2.2 Titreşim Yalıtım

Titreşim yalıtımı, sistemde oluşan titreşimlerin yayılma yollarının kesilmesi anlamına gelir. Bu da, titreşim kaynağı ile titreşimden korunmak istenen kısımlar arasındaki tüm rijit bağlantıların elastik bağlantılar ile değiştirilmesi ile gerçekleştirilir. İçten yanmalı motorlarda bu yalıtım görevini motor takozları yerine getirmektedir.

2.2.2.1 Kuvvet yalıtımı

Motorun çalışmasından doğan $F(t)$ kuvvetinin taşıt gövdesine geçmesine engel olmak için motor ile gövde arasına motor takozları yerleştirilmesine *Kuvvet Yalıtımı* denir. Motor bloğu m kütleyle sahip, bir serbestlik dereceli bir model olarak düşünölsün. Burada k takozların yay katsayısını, c ise sönüm katsayısını, $F(t)$ motor dengesizliğinden kaynaklanan kuvvetleri, $F(t)$ ise takozlardan gövdeye iletilen kuvvetleri belirtmektedir.



Şekil 2.8 : Kuvvet yalıtımının şematik görünümü

Burada

$$F = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \quad (2.12)$$

$$F = c\dot{x} + kx \quad (2.13)$$

ya da

$x(t) = X \cos(\omega t - \psi)$ olarak dikkate alınırsa

$$F = kX \cos(\omega t - \psi) - c\omega X \sin(\omega t - \psi) \quad (2.14)$$

şeklinde ifade edilir. $F(t)$ ile gösterilen kuvvet harmonik bir kuvvet olduğu için $F(t) = F_0 \cos(\omega t)$ şeklindedir ve harmonik kuvvetle zorlanmış titreşimlerde

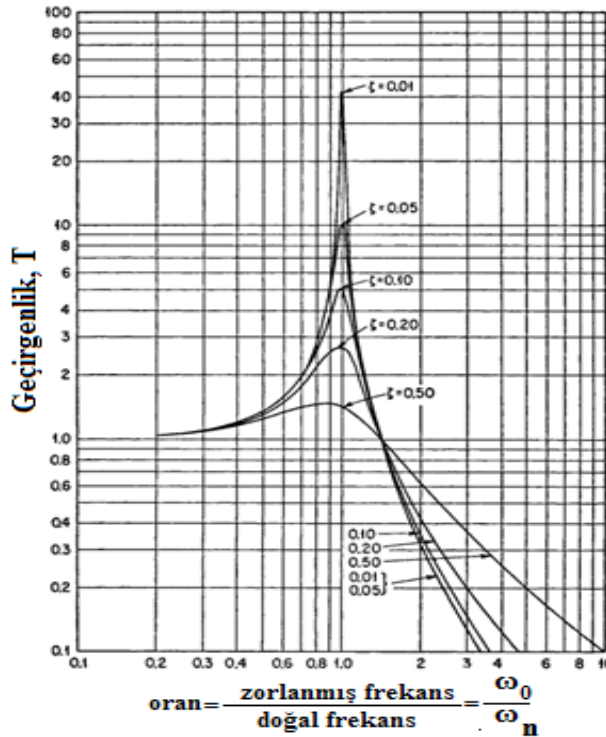
$$X = \frac{F_0}{k - m\omega^2 + (c\omega)^2} \quad (2.15)$$

olarak işleme katılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa

$$F_0 = \frac{k^2 + (c\omega)^2}{k - m\omega^2 + (c\omega)^2} F_0 \quad (2.16)$$

olarak ifade edilir. Motor takozlarının kullanılmaması durumunda taşıt gövdesine F_0 kuvveti iletilecek iken, takozların kullanılmasından dolayı F_0 kuvveti iletilmektedir. Bu iki kuvvetin birbirlerine oranlanmasıyla boyutsuz geçirgenlik parametresi elde edilir.

$$G = \frac{F_0}{F_0} = \frac{k^2 + (c\omega)^2}{k - m\omega^2 + (c\omega)^2} \quad (2.17)$$



Şekil 2.9 : Geçirgenlik grafiği [9]

Şekil 2.9'daki grafikten de görüldüğü gibi yalıtımın gerçekleşebilmesi için $G < 1$ olması gerekmektedir. Bunun içinde içten yanmalı motorlarda düşük yay sertlikli takozlar, doğal frekansı düşüreceğinden tercih edilir. Düşük sönümleme oranları da rezonans bölgesinin sağına doğru gidildikçe geçirgenliği azaltmaktadır [28].

2.2.3 Frekans cevabı modeli

Bir titreşim probleminin çözümü bir girdi/çıkı ilişkisi olarak görebilir. Burada kuvvet girdi titreşim ise çıktıdır. $F(\omega)$, frekansa bağlı sisteme etkiyen kuvvet; $X(\omega)$ ise kuvvet sonucu sistemde meydana gelen titreşim olarak düşünülürse şu denklem meydana gelir:

$$X(\omega) = H(\omega) F(\omega) \quad \text{veya} \quad H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.18)$$

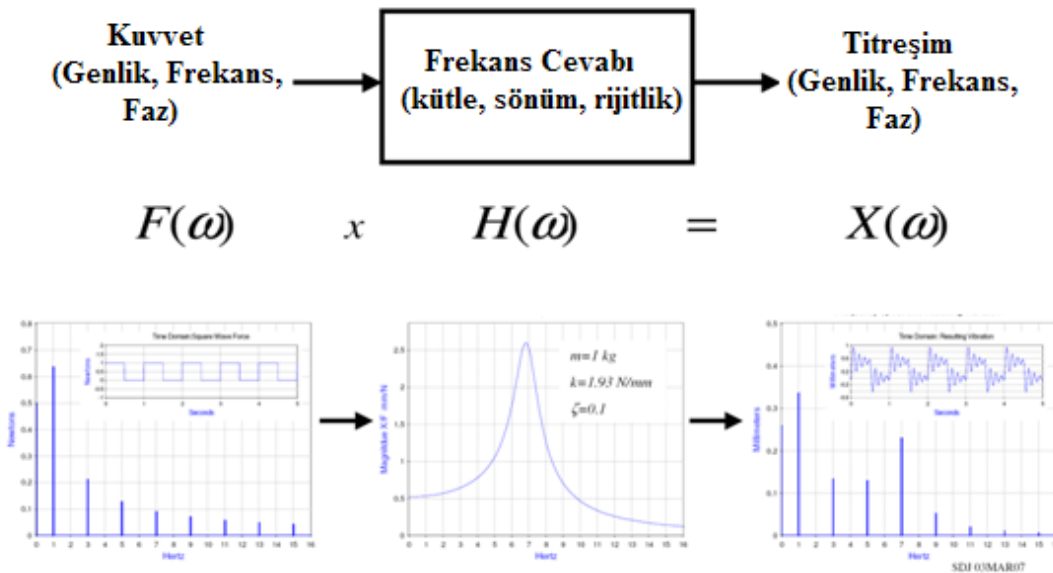
Burada $H(\omega)$, frekans cevabı fonksiyonu olarak adlandırılır; yani sistemin transfer fonksiyonudur. Matematiksel olarak, bir serbestlik dereceli zorlanmış bir titreşimin frekans cevabı şu şekilde hesaplanır:

$$r = \frac{\omega}{\omega_n}$$

olmak üzere

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k} \frac{1}{1 - r^2 + 2\zeta r^2} \quad (2.19)$$

Şekilde titreşimi meydana getiren kuvvet, titreşim ve frekans cevabının grafikleri görülmektedir.



Şekil 2.10 : Frekans cevabı modeli [11]

Frekans cevabı fonksiyonunun (FRF) hesaplanması için sadece sistemin kütlesi, direngenliği ve sönümü bilinerek hesaplanması gerekmez; deneysel olarak da ölçülebilir. Örneğin; eğer bilinen bir kuvvet uygulanır ve frekansı taranır ve ardından çıkış fonksiyonunu ölçülürse frekans cevap fonksiyonunu hesaplanabilir

ve böylelikle sistem karakterize edilmiş olur. Bu teknik bir yapının titreşim karakteristiklerini belirlemek için deneysel modal analiz alanında kullanılır.

2.3 Dizel Motorlarında Yanma Odaları

İçten yanmalı motorlarda yanma olayının gerçekleştiği, pistonun üzerinde bir oyuk şeklinde bulunan yere yanma odası denir. Dizel motorlarda yanmanın daha etkin gerçekleşmesi için yanma odalarına püskürtülen yakıtın ince zerrelere ayrılması (atomize olması) ve hava ile çok iyi karışması gerekir. Yakıtın hava ile iyi karışması için gerekli türbülans, yanma odaları tarafından sağlanmaktadır. Bu sebeple yakıtın hava ile karışmasında yanma odalarının şekli önemlidir.

Yanma odaları aşağıdaki şekillerde tasarlanmaktadır;

- Direkt püskürtmeli yanma odaları
- Bölünmüş yanma odaları

2.3.1 Direkt püskürtmeli yanma odaları

Yakıtın türbülansı, silindir girişi ve piston üzerindeki odacıkların şekli ile temin edilir. Yakıt püskürtme biçimleri ise hava hareketiyle kontrol edilir. Bundan dolayı çok delikli enjektör kullanılmaktadır.

- Klasik yanma odası
- MAN-M-Proses yanma odası
- MR-1 yanma odası

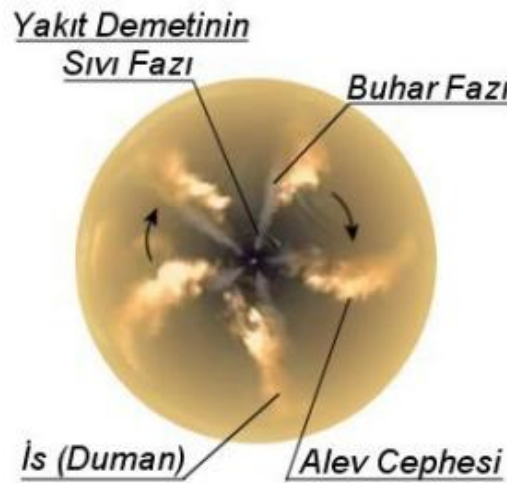
2.3.1.1 “Açık” tip klasik yanma odası

Common Rail direkt püskürtmeli dizelerde, duvarları esasen silindirik geometriye sahip olan bu “Açık” tip klasik yanma odasının özelliği, çok delikli enjektörden yakıt demetinin mümkün olduğu kadar yanma odası duvarlarına çarpmaması ve yanma odası hacmindeki hava ile homojen karışabilmesi şartlarıdır [12].

Şekil 2.11’de piston üzerinde yanma odası olan direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anındaki fotoğrafı gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi, yakıt demetinin sıvı fazı deliklerin hemen yanında, buhar fazı ise sonrasında yer almaktadır. Yakıtın tutuşması doğal olarak buhar fazında gerçekleşerek yanma odasında önceden oluşturulmuş hava döngüsü

yönünde alev cephesi meydana gelmekte ve yakıt demetinin duvara yakın ucunda ise buhar fazında oluşan ısı (duman) yer almaktadır.

Common Rail elektronik yakıt püskürtme sistemleri binek taşıt ve kamyon motorlarının Euro standartlarını karşılayabilmesi için iyi bir çözüm yoludur. Ancak bu sistemin imalatında kullanılan ileri teknoloji ile sistemin yüksek maliyeti, sistemin düzgün çalışması için kaliteli yakıt kullanımı, sistemin yüksek servis maliyetleri sistemin ziraat tipi araçlarda kullanımını zorlaştırmıştır. Bu tip yanma odalı motorlar standart dizel yakıtından başka tip yakıtla ya hiç çalışamaz, ya da çalışsa bile elde edilen performans ve emisyon değerleri daha da kötüleşir. Halbuki merkezi yerleşim alanlarından uzak yerlerde ve köylerde kullanılan traktörler, jeneratör ve su pompası motorların hem petrol (kerosin, jet ve uçak yakıtları, LPG ve doğal gaz), hem de bitkisel (Biodizel) esaslı yakıtlarla çalışabilmesi çok önemli ve istenen bir özelliktir.

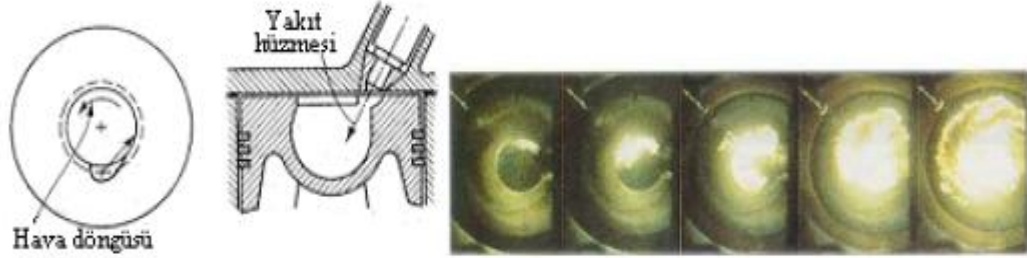


Şekil 2.11 : Direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anında fotoğrafı

2.3.1.2 MAN-M-Process yanma odası

Bu yöntemde yakıtın %95'i hava ile karışmadan önce piston üzerindeki yarım küre geometrili yanma odası duvarına sıvanarak pistonun sıcaklığı yardımıyla buharlaşmakta, diğer %5'i ise daha küçük tutuşma gecikmesi sağlayarak yanmanın patlama şeklinde aniden gerçekleşmesini önlemektedir. Püskürtülen yakıtın sadece küçük bir kısmının kendi kendine kolaylıkla tutuşabilmesi, diğer tip yanma odalarından farklı olarak, düşük setan sayılı yakıtın kullanılmasına imkan sağlamaktadır [12]. Bu yüzden setan sayısı düşük kerosen ve benzin gibi

yakıtlar da bu motorda aynı etkinlikle kullanılabilmiş ve böylece çok yakıtlılık özelliği sağlanmıştır. Ayrıca bu yöntem dizel motorlarında hâkim olan ‘püskürtülen yakıtın mümkün olduğu kadar yanma odası duvarına çarpmaması’ felsefesini de değiştirmiştir.



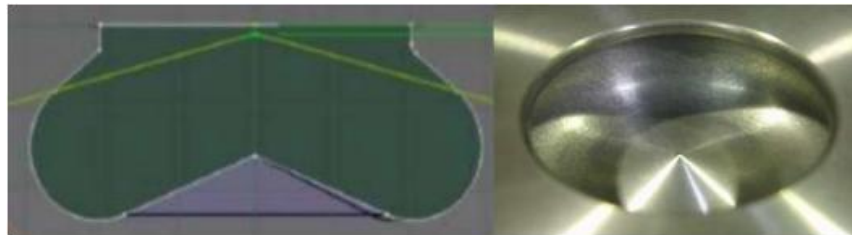
Şekil 2.12 : MAN-M tipli dizel motorunda yakıt-hava karışımı oluşumunun şeması ve yanmasının anlık fotoğrafları

2.3.1.3 MR-1 yanma odası

İçten yanmalı motorların performans ve yakıt ekonomisini iyileştirmek, egzoz gazı emisyonlarını düşürmek ve çok yakıtlı motorlarla ilgili olarak, yapılmış ve yapılmakta olan bilimsel ve fizibilite çalışmalarıyla açık tip yanma odası ile common rail kullanılması ve M.A.N. M-Proses yöntemlerinin avantajlı taraflarını kendi içinde birleştirerek MR-1 yanma odası tasarlanmıştır.

Optimum hızlı yanma kanununu gerçekleştirmek için geliştirilmiş yeni yanma odasının şeması şekil 2.13’te gösterilmiştir. TÜMOSAN dizel motorları pistonlarının yapısına ve enjektörün silindir kafasındaki konumuna bağlı olarak tasarlanmış yeni yanma odasının kesiti ve fotoğrafı gösterilmiştir.

Klasik ω tipli yanma odası geometrisinden farklı olarak yeni odada yakıt-hava karışım oluşumu MAN-M-Prosesli motorlarda olduğu gibi, püskürtülen yakıtın yanma odası duvarlarına sıvanması veya “tabakalı karışma” yöntemi ile gerçekleştirilmektedir [12].



Şekil 2.13 : TÜMOSAN dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen yeni MR-1 yanma odası

Emme sürecinde, klasik içten yanmalı motorlarda olduğu gibi, helisel emme kanalının yardımıyla silindire doldurulan taze hava, sıkıştırma sürecinde de hızını belli bir seviyede koruyabilen türbülanslı bir döngü hareketi oluşturur. Sıkıştırma sürecinin sonuna yakın belirli bir avans açısında en az 3, en çok 5 delikli enjektörün yardımıyla düşük basınçta (<500 bar) yakıt yanma odası oyuğunun şekil 2.12’de gösterildiği gibi, duvarlarına doğru püskürtülür. Püskürtülen yakıtın sıvanması için duvarın yüzey alanını arttırmak ve böylece duvarların sıcaklığı ile yakıtın çabuk buharlaşması için yanma odası oyuğunun koni açısı ve yakıt demetinin yanma odasına yönlendirilme açısı belli değerlerde tutulmalıdır. Ayrıca, nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıtın güvenli olarak duvarın yüzey alanına sıvanmasını ve hızla buharlaşmasını temin etmek için pistonun sıkıştırma strokunda oyuğun içine sıkıştırılan havanın düşey yönündeki istenilen baskı hızı, oyuğun en küçük çapının silindir çapına oranını optimum sınırlar arasında tutarak elde edilir.

2.3.2 Bölünmüş yanma odaları

Bu tip dizel motorlarda, yanma odasının bir kısmı, bir geçitle ayrılmıştır. Ancak farklı tiplerde bölmeler tasarlanmıştır. Bunların arasındaki fark; ayrılan bu yanma odasının büyüklüğü, şekli, yakıtın püskürtüldüğü yerden kaynaklanmaktadır.

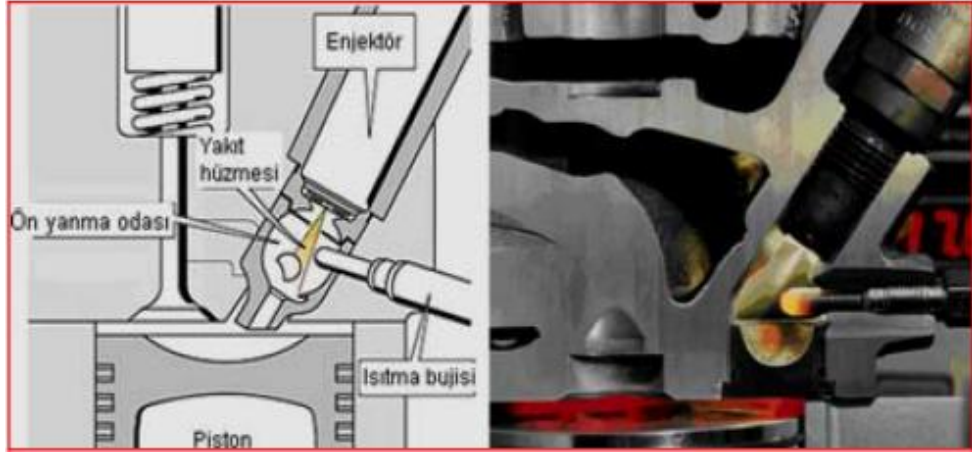
Değişik tipteki yanma odaları şunlardır;

- Ön yanma odalı
- Türbülans odalı

2.3.2.1 Ön yanma odalı

Ön yanma odası küçük bir bölüm olup bir kanal ile yanma odasına bağlıdır. Ön yanma odası ana yanma odasına bir veya birkaç delikle bağlıdır. Yakıtın tamamı ön yanma odasına püskürtülür. Püskürtme için genellikle alçak basınçla çalışan tek delikli enjektörler kullanılır. Yanma, ön yanma odasında başlar yeterli miktarda hava almadığı için tamamlanamaz. Bu esnada, sıcak ve tam yanmamış gazlar yükselen basınçların etkisi ile küçük delikten ana yanma odasına hücum ederek buradaki hava ile karışır ve tam olarak yanarlar. Ön yanma odalı motorlarda sıkıştırma oranının yüksek olması gerekir, çünkü silindirde sıkıştırılan hava ön yanma odasına gidene kadar ısı kaybeder. Bu nedenle bu motorlarda ilk

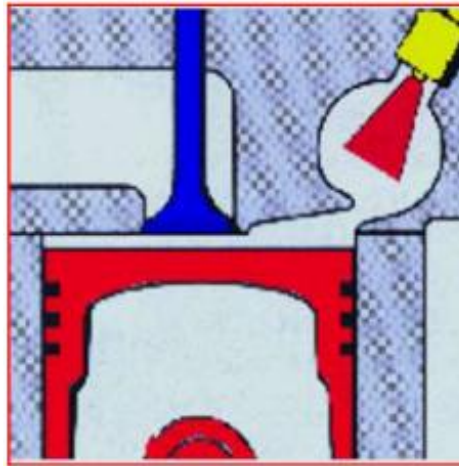
hareketi kolaylaştırmak için kızıdırma bujileri kullanılır. şekil 2.14'te ön yanma odalı motor görölmektedir [13].



Şekil 2.14 : Ön yanma odalı motor

2.3.2.2 Türbölans odalı

Piston sıkıştırma zamanından ÜÖN'ya doğru çıkarken silindirdeki havayı küresel biçimdeki yanma odasına iter ve odanın yapısı gereği düzenli olarak dönen bir hava hareketi meydana getirir. Bu hava hareketine türbölans denir. Türbölans yuvası silindir kapağına yerleştirilmiştir. Bu tip motorlarda bütün yakıt, tek delikli enjektörle bölünmüş yanma odasına püskürtölmektedir. Şekil 2.15 'te türbölans odalı motor görölmektedir.



Şekil 2.15 : Türbölans odalı motor

3. DİZEL MOTORLARINDA TİTREŞİM VE GÜRÜLTÜ

3.1 Krank-Biyel Mekanizmasına Etkiyen Kuvvetler ve Gösterimleri

Bir motorda gürültü ve titreşim oluşumunun en temel sebebi motorun krank-biyel mekanizmasına etkiyen kuvvetlerdir. Tezin bu bölümünde krank biyel mekanizmasına etkiyen tüm kuvvetler ve büyüklükleri gösterilmiştir.

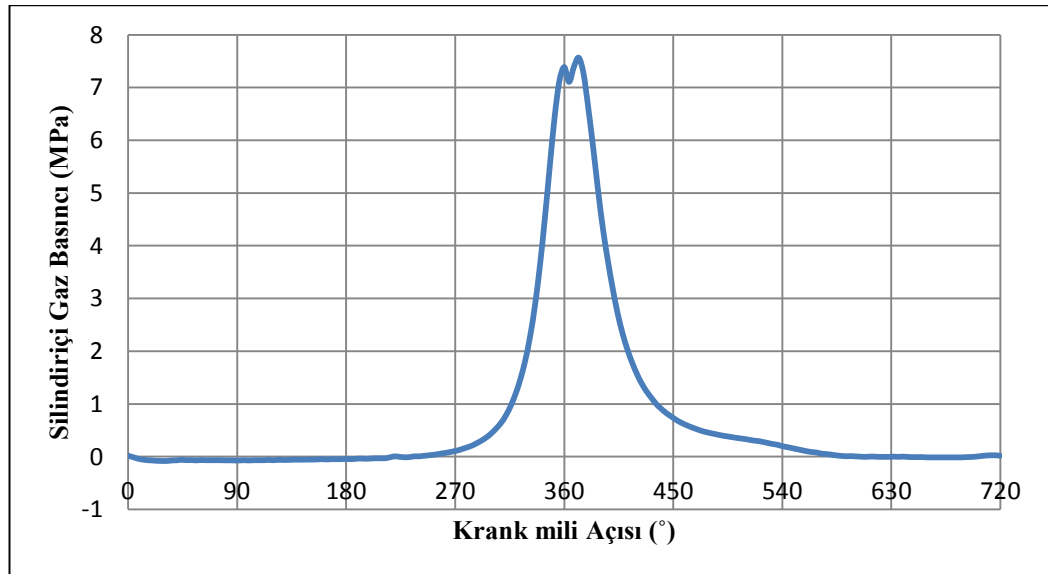
3.1.1 Gaz kuvvetleri

Silindirde oluşan gaz basıncı piston, silindir kafası ve silindir duvarlarına etki etmektedir. Gaz basınç kuvveti:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} P(\theta) \quad (3.1)$$

denklemleriyle hesaplanır. Burada D silindir çapı, P(θ) ise silindir içindeki gaz basıncı ile yaklaşık atmosfer basıncı değerine sahip olan karter basıncı arasındaki farktır. Motor gaz basınç kuvvetleri, indikatör diyagramı yardımıyla okunur.

Deneyler sırasında kullanılan Tümosan'a ait 4 silindirli MR-1/V2 yanma odalı dizel motora ait indikatör diyagramı şöyledir:



Şekil 3.1 : İndikatör diyagramı

İndikatör diyagramından basınç kuvvetleri değil, piston yüzeyine etki eden basınçlar okunmaktadır. Gaz kuvvetleri, piston ve biyel kolundan krank miline doğru etki eder. Gaz basınç kuvvetleri genellikle maksimum yanma basıncına bağlıdır. Bu basınç değeri ise sıkıştırma oranı, sıkıştırma sonu basıncı, yanma prosesi, karışım oluşumu ve motor yüküne bağlıdır. Basıncın yükselmesi beraberinde silindir sıcaklığının da yükselmesine sebep olur. Dizel motorlarında ateşleme, buji gibi fazladan bir ateşleme sistemiyle gerçekleşmediği, tutuşma kendi kendine yüksek sıcaklık ve basınçta meydana geldiği için silindir içi basıncı da oldukça yüksektir.

Benzinli motorlarda maksimum silindir basıncı 50-65 bar değerleri arasındadır. Turbo şarjsız dizel motorlarda bu aralık 70-90 bar değerleri arasına çıkarken, turbo şarjlı dizel motorlarda maksimum basınç 130-150 bar değerleri arasındadır.

3.1.2 Atalet kuvvetleri

Normal şartlar altında krank mili sabit açısal hızla hareket etmez. Krank mili hızının sabit kalması amacıyla o krank miline uygun hesaplanan ve tasarımı yapılan volan (eylemsizlik çarkı) kullanılır. Sabit açısal bir hızda hareket eden bir krank biyel mekanizması için kütlelerin indirgenme yöntemiyle krank biyel mekanizmasının çalışması sırasında atalet kuvvetleri meydana gelir. Bu atalet kuvvetleri hareketli motor parçalarının ivmelenmesi ve yavaşlaması yüzünden oluşur ve ivmelenmenin tersi yönünde etkirler.

3.1.2.1 Öteleme hareketi yapan parçaların atalet kuvvetleri

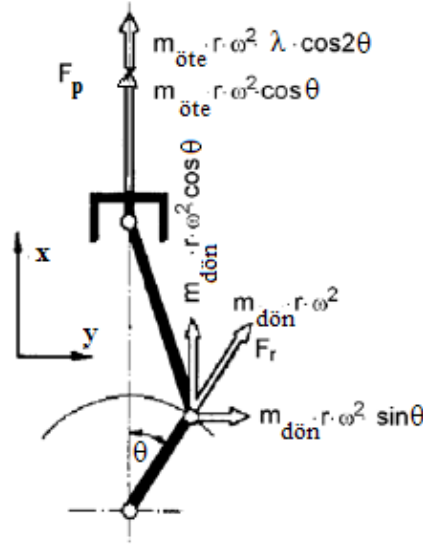
Motora silindir eksenini boyunca etkileyen bu dengelenmemiş kuvvetler, tüm piston grubu elemanlarının ivmelenmesini ve biyel kolunun ise öteleme hareketini sağlayan ve pistonu etkileyen bir F_p kuvvetidir (Şekil 3.2).

Bu atalet kuvveti, öteleme hareketi yapan piston grubu ve biyelin pistonu indirgenmiş kütlelerinin toplamıyla pistonun ivmesinin çarpımıyla aşağıdaki gibi bulunur.

$$F_p = m_{\text{öte}} r \omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.2)$$

olarak bulunur.

Burada $\cos \theta$ lı ilk terime birinci mertebeden atalet kuvveti ve $\cos 2\theta$ lı ikinci terim ise ikinci mertebeden atalet kuvveti denir.



Şekil 3.2 : Krank biyel mekanizmasında etkiyen kütleler [14]

$$F_p' = m_{\text{öte}} r \omega^2 \cos \theta \quad (3.3.a)$$

$$F_p'' = m_{\text{öte}} r \omega^2 \lambda \cos 2\theta \quad (3.3.b)$$

(3.2) nolu denklemdeki θ açısı harmoniklik derecesi olarak ifade edilir. İfadenin ilk terimi birinci mertebe kuvveti veya şaftın bir kez dönmesiyle periyodik olarak bir kez değişir. İkinci terim ise ikinci mertebeden kuvvetleri veya krank milinin bir kez dönmesiyle periyodik olarak iki kez değişimi ifade eder.

3.1.2.2 Dönen kütlelerin merkezkaç kuvveti

Krank muylusuna ve biyel kolunun alt kısmının indirgenmiş kütlelerinin toplamına etkiyen, krank milinin merkezine doğru radyal olarak yönelen ve krank muylusuyla dönecek parçaların merkezci ivme yaratmasını sağlayan F_r kuvveti etkimektedir.

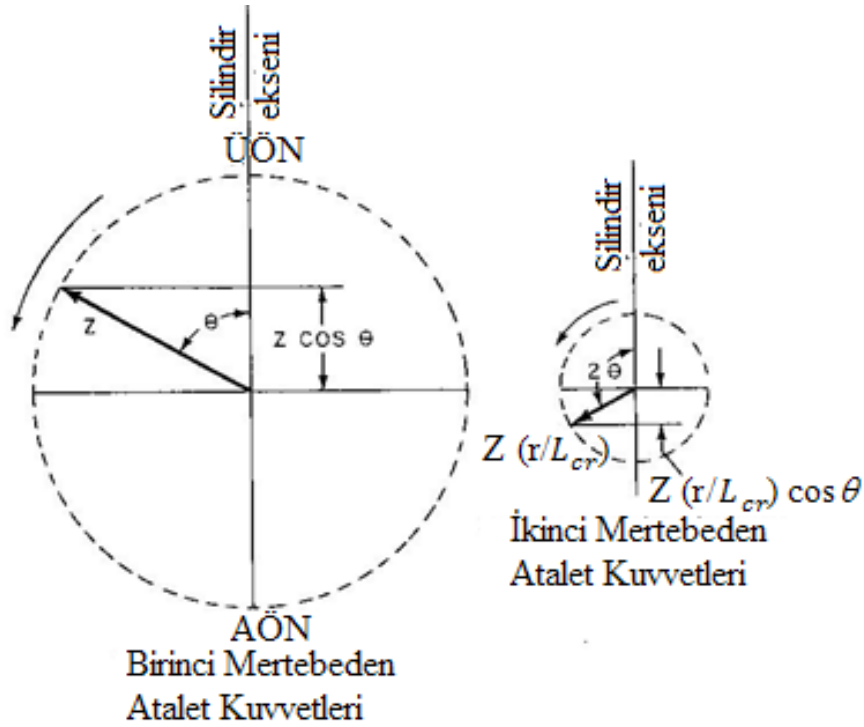
$$F_r = m_{\text{dön}} r \omega^2 \quad (3.4)$$

(3.4) nolu denklemde $m_{\text{dön}}$ krankın ve biyel kolunun kranka indirgenen kütlelerinin toplamıdır.

3.1.3 Tek silindirli bir motorda dengesiz kuvvetlerin vektörel gösterimi

Dengesiz atalet kuvveti F_a sadece silindir eksenine boyunca etki eder. Bu ileri geri hareketini yapan kısımların eylemsizliğinden kaynaklanır ve bu yüzden hiç yanal bileşeni yoktur. (3.2) denklemini farklı genlik ve frekansta iki sinüzoidal kuvvetin toplamıdır, fakat maksimum genliğe $\theta=0$ da ulaşılmaktadır.

Çok silindirli bir motorda toplam atalet kuvvetlerini bulmak için birkaç silindirin atalet kuvvetleri birlikte toplanacağı zaman bir vektör sistemi kullanmak mantıklı bir yaklaşım olmaktadır. Şekil 3.3'te tek silindirli bir motordaki birinci ve ikinci mertebedeki atalet kuvvetlerini vektör olarak göstermektedir. Birinci mertebe vektör $Z = m_{öte} r \omega^2$ olmak üzere, Z ile orantılı bir uzunluğa sahiptir ve krank miliyle aynı hızda ve aynı yönde dönmektedir ve dikey (silindir) eksenindeki gösterimi birinci mertebe atalet kuvvetleri, $Z \cos \theta$ dır. İkinci mertebe vektör $Z \frac{r}{L_{cr}}$ ile orantılı bir uzunluğa sahiptir ve krank miliyle aynı yönde iki krank hızıyla döner. Silindir ekseninde gösterimi ise ikinci mertebe atalet kuvveti olan $Z \frac{r}{L_{cr}} \cos \theta$ dır.

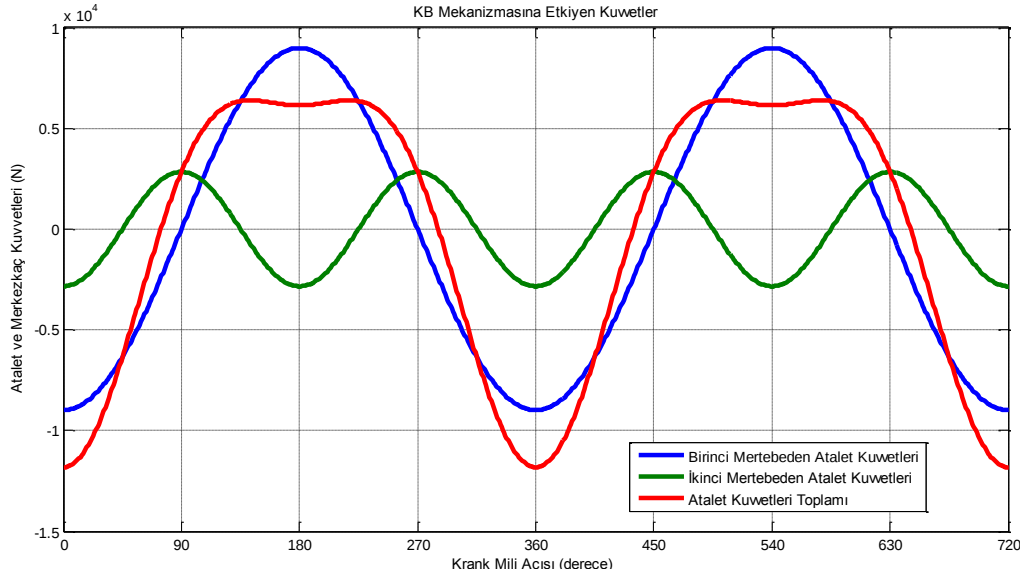


Şekil 3.3 : Birinci ve ikinci mertebeden atalet kuvvetlerinin vektörel gösterimi [10]

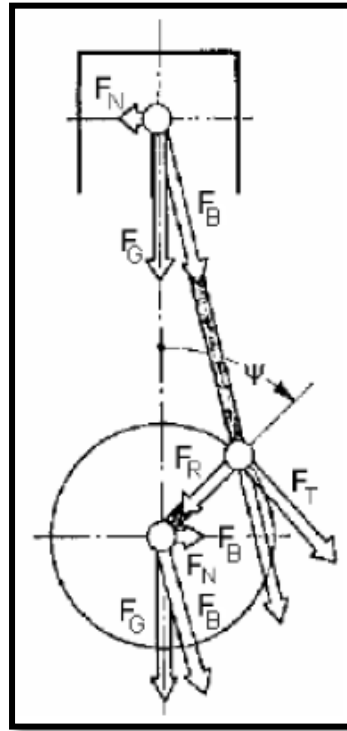
Şekil 3.4'te birinci ve ikinci dereceden kuvvetlerin ve atalet kuvvetleri toplamının krank açısının bir fonksiyonu olarak grafiğini göstermektedir.

3.2 Aktarma Organlarına Etkiyen Kuvvetlerin Ayrıştırılması

Motora etkiyen yük, yanma prosesi boyunca iletilen kuvvetlerden kaynaklanmaktadır. Motorda oluşan gürültü ve titreşim de bu kuvvetlerin bileşenlerinin etkisiyle meydana gelmektedir. Bu yüzden pistonu gelen kuvvetin farklı motor parçaları üzerine etkimesinin hesaplanması gerekir (Şekil 3.5).



Şekil 3.4 : Birinci ve ikinci mertebeden atalet kuvvetlerinin ve toplamlarının grafiksel gösterimi



Şekil 3.5 : Krank-biyel mekanizmasına etkiyen kuvvetler [14]

Burada,

F_G : Silindir eksenine boyunca etkiyen toplam kuvveti,

F_N : Silindire etkiyen piston yan kuvvetini,

F_B : Biyel koluna etkiyen ve krank miline iletilen kuvveti,

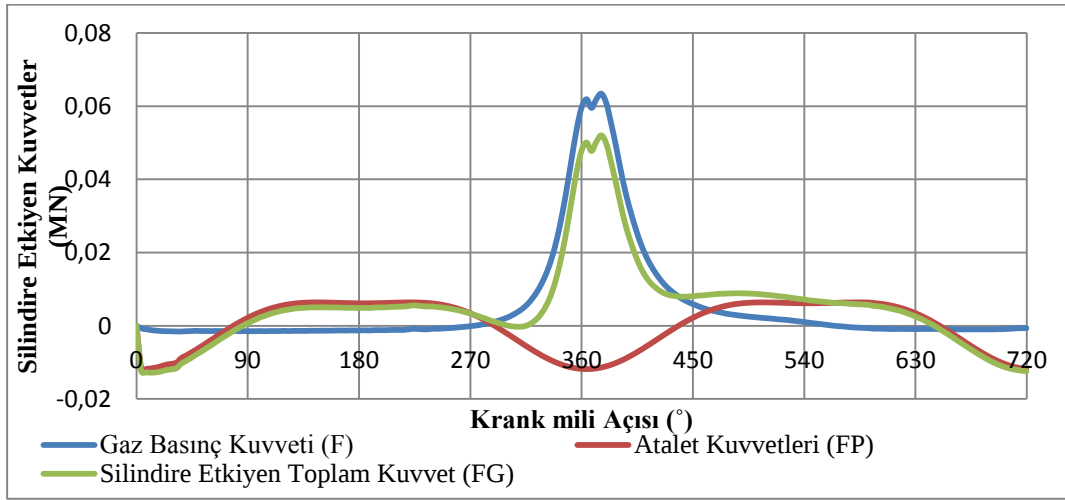
F_R : Krank miline etkiyen radyal kuvveti,

F_T : Krank miline etkiyen ve krank milini döndüren teğetsel kuvveti, belirtmektedir.

Silindir eksenini boyunca etkiyen toplam kuvvet gaz kuvvetlerinin ve öteleme hareketi yapan parçaların atalet kuvvetlerinin toplamı şeklinde bulunur.

$$F_G = F + F_p \quad (3.5)$$

Bu kuvvetlerin grafiksel gösterimi ise şöyledir:



Şekil 3.6 : Silindire etkiyen kuvvetler

Krank açısı, biyel kolu uzunluğu ve açısı arasındaki bağıntılar göz önüne alınarak, biyel koluna etkiyen kuvvet

$$F_B = F_G \frac{1}{\cos \beta} = F_G \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \quad (3.6)$$

olarak hesaplanır. Kareköklü ifadeden kurtularak ifadeyi basite indirgeyebilmek için (3.6) nolu denklemi Fourier serisi halinde yazılırsa

$$F_B = F_G (B_0' + B_2' \cos 2\theta + B_4' \cos 4\theta + B_6' \cos 6\theta + \dots) \quad (3.7)$$

$$B_0' = 1 + \frac{1}{4}\lambda^2 + \frac{9}{64}\lambda^4 + \frac{25}{256}\lambda^6 + \dots$$

$$B_2' = -\frac{1}{4}\lambda^2 - \frac{3}{16}\lambda^4 - \frac{75}{512}\lambda^6 - \dots$$

$$B_4' = \frac{3}{16}\lambda^4 + \frac{15}{216}\lambda^6 + \dots$$

$$B'_6 = -\frac{5}{512}\lambda^6 - \dots$$

halini alır. Değerler yerine konulduğunda yaklaşık olarak şu ifade elde edilir:

$$F_B = F_G \left[1 + \frac{1}{4}\lambda^2 (1 - \cos 2\theta) \right] \quad (3.8)$$

Piston yan kuvveti de aynı şekilde (3.9) denklemiyle elde edilir.

$$F_N = F_G \tan \beta = F_G \frac{\lambda \sin \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \quad (3.9)$$

Seri açılımı ise şu şekildedir:

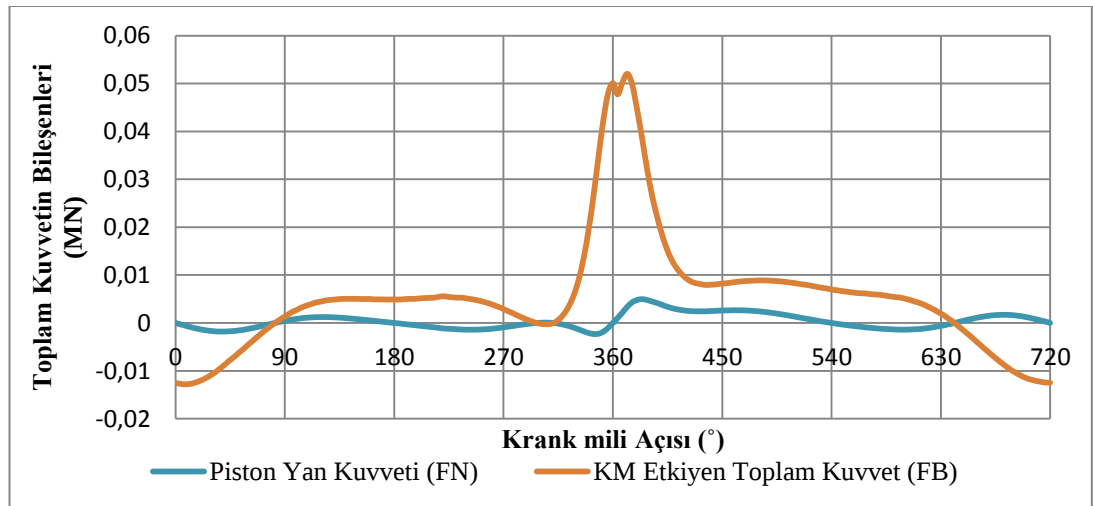
$$F_N = F_G \tan \beta = F_G (C'_0 \sin \theta + C'_2 \sin 3\theta + C'_4 \sin 5\theta + C'_6 \sin 7\theta + \dots) \quad (3.10)$$

$$C'_1 = \lambda + \frac{3}{8}\lambda^3 + \frac{5}{64}\lambda^5 + \dots$$

$$C'_3 = -\frac{1}{8}\lambda^3 - \frac{5}{128}\lambda^5 - \dots$$

$$C'_5 = \frac{3}{128}\lambda^5 + \dots$$

Grafiksel gösterimleri ise



Şekil 3.7 : Krank miline etkiyen toplam kuvvet ve piston yan kuvveti

şeklinde. Grafikten de görüldüğü gibi silindire etkiyen toplam kuvvetin çok büyük bir kısmı krank miline etki etmekte, küçük bir kısmı ise silindire yanal olarak

etkimektedir. Bu elde edilen kuvvet yardımıyla krank milinin hareketi sağlanmaktadır.

Krank radyal kuvveti ise

$$F_R = F_B \cos(\theta + \beta) = F_G \frac{\cos(\theta + \beta)}{\cos \beta} \quad (3.11)$$

şeklinde yazılarak, seri açılımıyla

$$F_R = F_G (D'_0 + D'_2 \cos 2\theta + D'_4 \cos 4\theta + D'_6 \cos 6\theta + \dots) \quad (3.12)$$

$$D'_0 = -\frac{1}{2}\lambda - \frac{3}{16}\lambda^3 - \frac{15}{128}\lambda^5 - \dots$$

$$D'_1 = 1$$

$$D'_2 = \frac{1}{2}\lambda + \frac{1}{4}\lambda^3 + \frac{45}{256}\lambda^5 + \dots$$

$$D'_4 = -\frac{3}{16}\lambda^3 - \frac{9}{128}\lambda^5 - \dots$$

$$D'_6 = \frac{3}{256}\lambda^5 + \dots$$

olarak bulunur. Değerler yerine konulduğunda yaklaşık olarak şu ifade elde edilir:

$$F_R = F_G [\cos \theta - \frac{1}{2}\lambda(1 - \cos 2\theta)] \quad (3.13)$$

Bu radyal kuvvetin krank milinin dönmesinde etkisi yoktur, krank mili ana yataklarına gelen kuvvetin belirlenmesinde önemli rol oynar.

Krank miline etkiyen ve krankın hareketini sağlayan teğetsel kuvvet ise

$$F_T = F_B \sin(\theta + \beta) = F_G \frac{\sin(\theta + \beta)}{\cos \beta} = F_G \left(\sin \theta + \frac{\lambda \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (3.14)$$

şeklinde yazılır ve aynı şekilde seri açılımıyla

$$F_T = F_G (E'_1 \sin \theta + E'_2 \sin 2\theta + E'_4 \sin 4\theta + E'_6 \sin 6\theta + \dots) \quad (3.15)$$

haline getirilebilir.

$$E'_1 = 1$$

$$E_2' = \frac{1}{2}\lambda + \frac{1}{8}\lambda^3 + \frac{15}{256}\lambda^5 + \dots$$

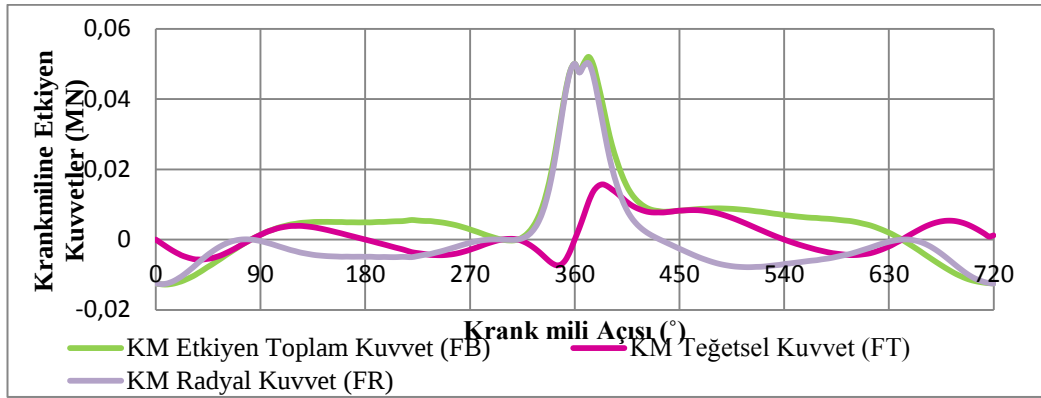
$$E_4' = -\frac{1}{16}\lambda^3 - \frac{3}{64}\lambda^5 - \dots$$

$$E_6' = \frac{3}{256}\lambda^5 + \dots$$

şeklinde seriye açılır. Değerler yerine konulduğunda yaklaşık olarak şu ifade elde edilir:

$$F_T = F_G \left[\sin \theta + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\theta \right] \quad (3.16)$$

Krank miline etkiyen toplam kuvvet ve bu kuvvetin radyal ve teğetsel bileşenlerinin grafiksek gösterimi şekil 3.8'deki gibidir.



Şekil 3.8 : Krank miline etkiyen kuvvetler

3.3 Motor Titreşimi

İçten yanmalı motorlarda motor titreşimini oluşturan iki önemli mekanizma vardır: bunlardan biri krank milinin dönme ve öteleme hareketi sonucu meydana gelen dengelenmemiş kuvvet ve momentlerdir. Bu düzensizlikler altı ve üzeri silindirli motorlarda dengelenebilmektedir; fakat altıdan daha az silindir sayılı motorlarda daima bir veya birkaç dengelenmemiş kuvvet veya moment kalmaktadır. Dengelenmemiş kuvvetler momentlere göre, 1. mertebelerse 2. mertebelere göre sisteme daha büyük etki etmektedirler. Hareketini volan ve kasnaktan alan dengeleme çubukları eklemek, bu kuvvet ve momentleri dengelemek için bir çözüm oluşturabilir; fakat sınırlı motor hacmi ve bu dengeleme çubuğunun sisteme eklenmesi için gerekli donanımlar, maliyetleri arttırıcı olduğu için günümüzde çok da

tercih edilmemektedir. Oluşan bu dengesizlikler, motor devir sayısı ile aynı frekansta olan birincil titreşimleri meydana getirir ve bu nedenle bu titreşime birinci mertebeden titreşim adı verilir. (dengesizliğin ikinci ve üçüncü harmonikleri de diğer mertebe titreşimleri doğurur.) Kısacası, motordaki silindir sayısı arttıkça, bu kuvvet ve momentlerin büyüklükleri ve dolayısıyla sisteme etkileri azalır ve böylelikle titreşim oluşumu azalır [15].

Dizel motorlarının dış titreşimini etkileyen ikinci önemli kaynak da her bir yanma prosesinde silindir gaz basıncındaki değişimden doğan tork darbeleridir. Bu tork darbeleri, motorun tasarlanma amacı olan dairesel çıkış gücünün elde edilmesini sağladığı için büyüklüklerinin azaltılması söz konusu değildir. Bu tork darbeleri motora, krank milinin dönen kütlelerini dönme kuvvetleriyle eşit ve zıt büyüklükte, motoru krank milinin dönme yönünün aksi yönde dönmeye zorlayan bir tepki kuvveti oluşturur. Ortaya çıkan burulma titreşimleri dizel motorlarındaki en önemli titreşim kaynaklarından biridir. Bu titreşim, motorun ateşleme mertebelerinde oluşur. Motorda iki çevrimde bir kez yanma gerçekleştiği için bir motorun ateşleme frekansının mertebesi motorun silindir sayısının ikiye bölünmesi ile hesaplanır.

Zamanla değişen kuvvet uygulanan herhangi bir makinada, her zaman titreşimli bir hareket vardır. Pratikte bu hareket, arızalardan, mekanik bozulmalardan veya aşırı gürültüden kaçmak için kontrol edilmelidir. Deneyler bu kategorideki problemlerin genellikle krank milinin hem eğilme hem de burulma titreşimlerinin ve supapların titreşimlerinden kaynaklandığını göstermektedir.

3.3.1 Krank mili burulma titreşimleri

Burulma titreşiminin önemli derecede hissedildiği motor hızına kritik hız denir. Bu hızın mertebesi, gözlemlenen titreşim frekansının krank milinin dönme frekansına oranıdır.

Bir krank milinin burulma titreşimi ağırlıklı olarak bağlantılı olduğu donanımlardan etkilenir. Dişli kutusu, tahrik şaftı, kavramalar vb. nin hepsi burulma sisteminin bir parçası haline gelir.

Pratikteki birçok uygulamada, motorların bağlanma şekilleri değiştirilerek krank millerinin önemli derecede izole edilmiş titreşim sistemi gibi davranması sağlanır. Ayrıca, yük ve volan arasında hidrolik kavrama veya tork dönüştürücü kullanımı motorun burulma sistemini izole eden etkili yöntemlerden biridir.

3.3.2 Krank mili burulması dışındaki diğer motor titreşimleri

- a) **Krank mili eğilmesi:** Bu durum özellikle ağır dengeleme ağırlıklarının kullanıldığı durumlar için tehlikeli bir örnektir. Bu duruma özellikle radyal motorlarda rastlanır. Ayrıca, birçok krank mili yanlış yatak hizalaması veya aşırı aşınma veya ana yatakların zarar görmesi gibi nedenlerden dolayı da eğilme probleminden doğan titreşimlerle karşılaşır.
- b) **Süperşarj, su pompası gibi yardımcı tahrik donanımlarının burulma titreşimleri:** Dişli tahrikli süperşarj sistemleri özellikle bu tür problemlere eğilimlidir. Çalışma hızlarını kritik hızların aşağısına çekebilmek için çeşitli tipte esnek kavramalar kullanılır.
- c) **Pistonların dönme titreşimleri:** Titreşimin bu hali burulmada çok esnek olan biyel kollarıyla oluşur. Buna çözüm ise burulma açısından daha rijit biyel kolları kullanmaktır.
- d) **Dişli mahfazası, krank muhafazası vb. nin düz ve ince kısımlarının titreşimi:** Bunun üstesinden gelebilmek için en iyi çözüm yuvarlatılmış veya bombeli şekiller kullanmaktır.
- e) **Dişli-diş-etkileşimi:** Düzgün bir geometri ile, bu tür titreşimler daha az gürültülü hale getirilebilir. Dişli üretimindeki modern metotlar ve kalite kontrol bu kaynaktan gelen titreşimleri çok daha azaltmaktadır.
- f) **Karbüratör, jeneratör gibi yardımcı parçaların konsol giriş tipi titreşimi:** Bu da daha katı bir askı sistemi ile giderilebilmektedir.
- g) **Yakıt hattı, egzoz boruları vb.ni de içeren boru ve tüplerin titreşimi:** Askı ve destek sisteminin düzgün tasarımıyla bu genel tip titreşimi kontrol edilebilmektedir.
- h) **Yanma, patlama vb. nin sebep olduğu yüksek frekanslı titreşim:** Bunlar daha çok gürültü olarak adlandırılmaktadır.

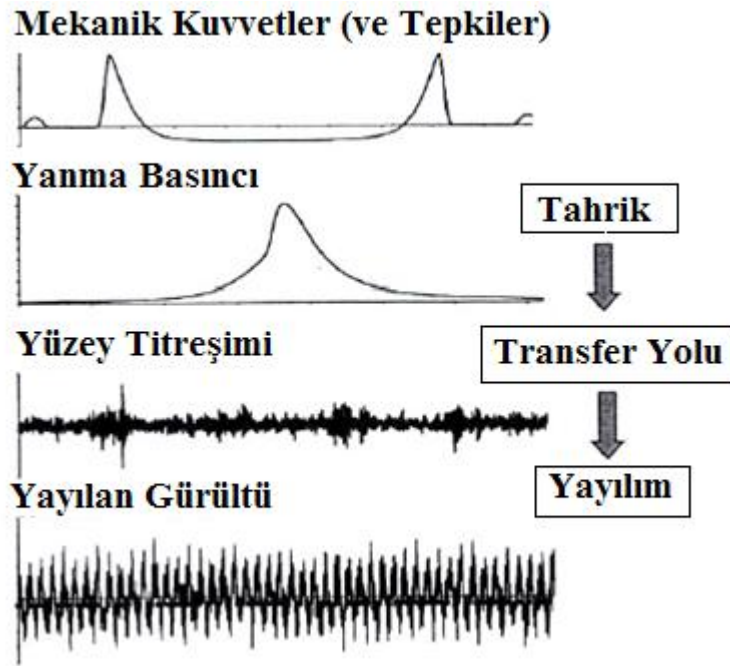
3.4 Motor Gürültüsü

Dizel motorlarında benzin motorunun aksine herhangi bir ateşleme sistemi bulunmaz. Benzin motorlarında yanma odasına yakıt-hava karışımı beraber gönderilip, ateşleme sistemi ile yanma başlatılırken; dizel motorlarda yanma odasına temiz hava gönderilir, sıkıştırılır ve yakıt püskürtülür. Tutuşmanın gerçekleşebilmesi için, yanma odasında yüksek sıcaklık ve basınç oluşturularak kendi kendine yanma

süreci başlatılır. Bunun için de dizel motorlarda benzin motorlarına göre daha yüksek bir sıkıştırma oranı vardır. Yüksek basınç seviyelerine yüksek basınç artış oranları olmadan kısıtlı zamanda ulaşmak mümkün değildir. Bu oran sayesinde yanmanın başlaması için gerekli yüksek sıcaklık ve basınç değerleri elde edilir. Püskürtme sistemi ile yanma odasına gönderilen yakıt, uygun ortamda yanmaya başlar; fakat yanmanın başlaması için gerekli yüksek basınç değerleri ve yüksek basınç artış oranları, yüksek gürültü ve titreşimi de beraberinde getirir. Bunun için dizel motorlarında gürültü önemli bir araştırma konusudur.

3.4.1 Dizel motorlarda gürültü transfer mekanizması

Yanma gürültüsünün uyarımları, her çevrimde piston duvarlarına sürekli olarak uygulanan yanma odası içindeki basınç artışlarıdır. Yanma odası duvarlarındaki bu uyarımlar motor bloğunun dış yüzeyine yapısal titreşim olarak transfer edilir. Son olarak meydana gelen bu titreşimler hava ortamında yayılarak gürültünün oluşumunu sebep olur. Bu transfer mekanizması Şekil 3.9’da gösterilmiştir.

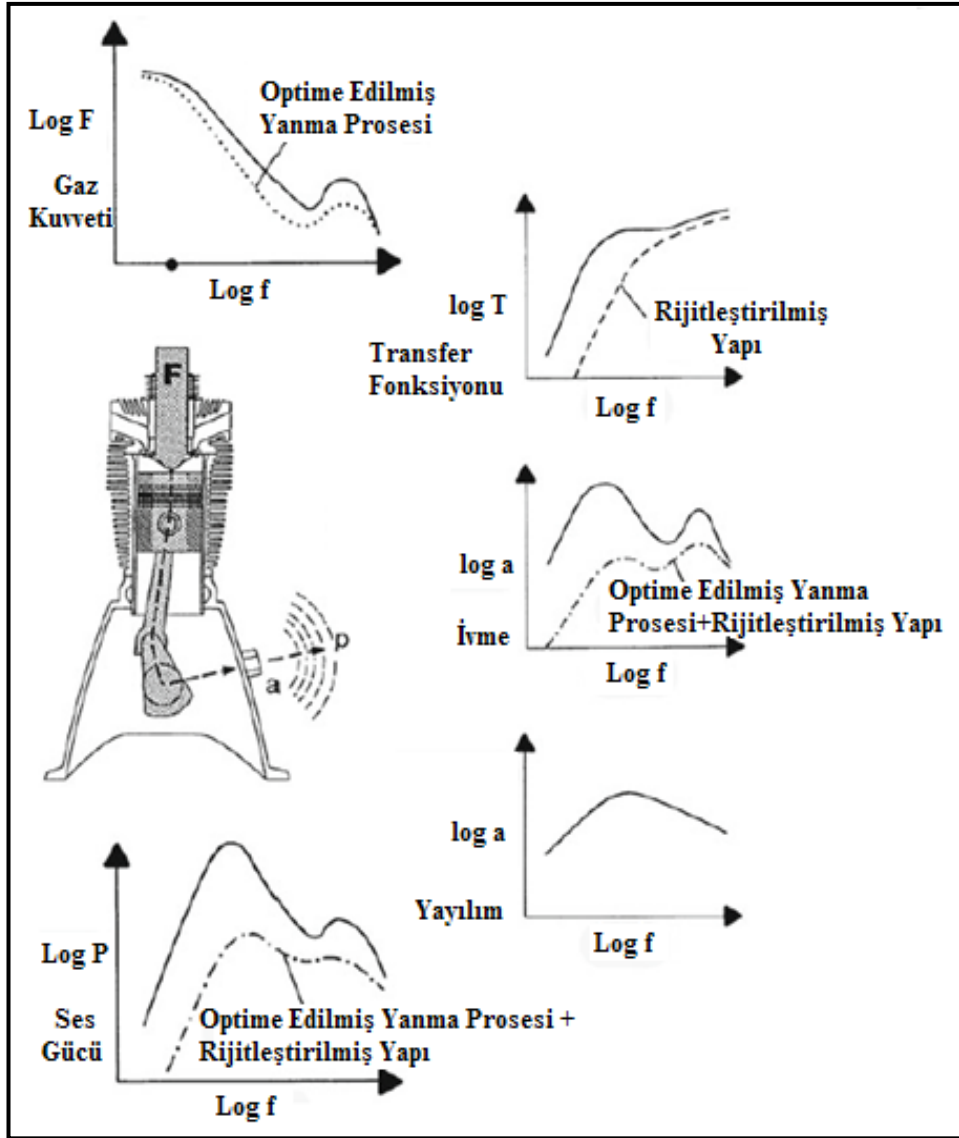


Şekil 3.9 : Motor gürültüsünün transfer mekanizması [16]

Bu mekanizmaları, farklı yapısal motor parametreleriyle daha anlamlı bir şekilde karşılaştırmak için KMA(°) ya da zamana bağlı grafikleri değil, FFT algoritmaları yardımıyla frekansın bir fonksiyonu olarak logaritmik ölçekte karşılaştırılmaktadır. Bu transfer mekanizmasında beş değişken söz konusudur. Bunlar; gaz basıncı, ses basıncı, ivme, transfer fonksiyonu ve yayılımdır. Transfer fonksiyonu, motorun

yapısal gürültü aktarımının karakteristiğidir ve motorun yüzeyinde oluşan ivme değerlerinin silindir içi gaz kuvvetlerine oranı olarak hesaplanır. Motorun yüzeyinde oluşan ivme, havada ilerlerken ses basıncına dönüşür. Yayılım ise yayılan bu gürültünün yayılma karakteristiğidir ve meydana gelen gürültünün ivmeye bölünmesiyle bulunur [17]. Gürültünün azaltılabilmesi için şunlar gereklidir:

- Yapısal gürültü iletimini meydana getiren F kuvvetini,
- Yapısal gürültü iletimini yani transfer fonksiyonunu,
- Ses yayılım faktörünü azaltmak.



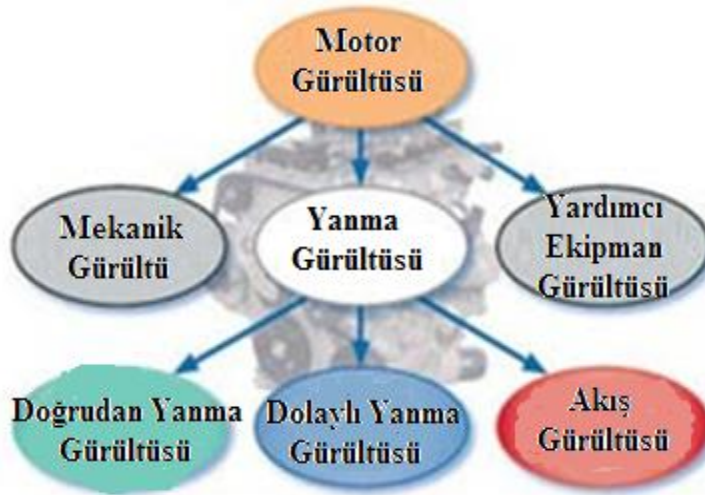
Şekil 3.10 : Transfer mekanizmasındaki büyüklüklerin grafiksel gösterimi [17]

Şekil 3.10'da farklı yanma proseslerinin spektrumlarının karşılaştırmaları çizdirilmiştir. Optime edilmiş yanma prosesine sahip bir motorun gaz basınç

spektrumu, transfer fonksiyonu, ivme spektrumu, yayılım ve ses gücü eğrilerinin karşılaştırılmaları görülmektedir. Optime edilmiş proses sonucu bu eğrilerde azalma görülmektedir. Direkt püskürtmeli dizel motorların spektrum seviyeleri bölünmüş yanma odalı motorlardan 10 dB daha yüksektir. Ayrıca, yanma odasında meydana gelen doğal titreşimler daha yüksek frekanslarda oluşmaktadır. Bu titreşimler, spektrumda piklere yol açmaktadır.

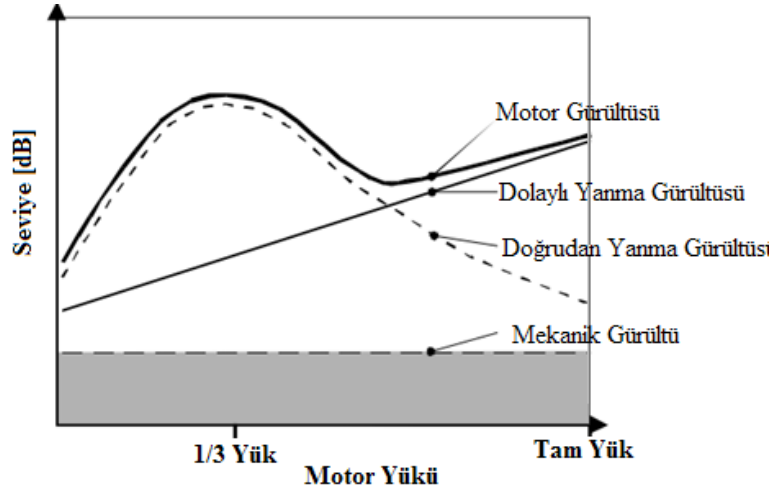
3.4.2 Dizel motorlarda gürültü

İçten yanmalı motorlarda gürültü kaynakları üç ana grupta toplanabilir. Bunlar; mekanik gürültü, yanma gürültüsü ve yardımcı kaynaklardan doğan yardımcı gürültüdür. Gürültü kaynaklarının şematik görünümü Şekil 3.11'deki gibidir. Motorun yaydığı gürültünün baskın bileşeni yanma gürültüsüdür. Buradan da yanma odası tasarımının ve yanma şeklinin gürültüyü etkileyen önemli parametrelerden ikisi olduğu sonucu çıkarılır.



Şekil 3.11 : Motor gürültüsünün bileşenleri [22]

Şekil 3.12'de motor gürültüsünün bileşenlerinin toplam gürültüye oranı artan motor yüküne göre gösterilmektedir. Buna göre doğrudan yanma gürültüsü motorun toplam gürültüsünün oluşmasında en baskın gürültü kaynağıdır. Yükün artmasına paralel olarak dolaylı yanma gürültüsü de artmaktadır. Mekanik gürültü ise motor yükünde meydana gelen artıştan bağımsız olarak sabit kalmaktadır. Bu grafikten, bir motorun gürültü kaynakları tam yükte incelendiğinde en baskın kaynağın dolaylı yanma gürültüsü olduğu, ardından doğrudan yanma gürültüsünün baskın olduğu ve en düşük etkiyi ise mekanik gürültünün oluşturduğu söylenebilir.



Şekil 3.12 : Motor gürültü bileşenlerinin yük durumuna göre değişimi [21]

3.4.2.1 Yanma gürültüsü

Yanma gürültüsü, silindirlerdeki gaz kuvvetlerinin motor bloğuna etkimesi sonucu titreşimleri oluşturur ve bu titreşimler gürültü olarak havada yayılır. Her bir silindirdeki gaz kuvvetleri motorun çalışma zamanlarına göre değişir (2 veya 4 zamanlı). Yanma prosesi boyunca silindir basıncının en hızlı yükseldiği yerde gaz kuvvetleri en büyük değerdedir. Basınç artış oranının artmasıyla oluşan kuvvetler en yüksek değere ulaştıkları zaman motorun titreşim cevabı maksimuma ulaşır. Basınç artış oranı sıfır olsaydı, silindir basıncından doğan kuvvetler dengede olurdu ve böylelikle motor bloğunun ivmelenmesine sebep olacak herhangi bir net kuvvet oluşmazdı; fakat silindir basıncındaki hızlı değişimden ötürü kuvvet dengesi sağlanamadığı için sisteme titreşim yaratacak bir net kuvvet her zaman vardır. Basınç değişim oranı ne kadar hızlıysa, net kuvvet o kadar büyür, net kuvvet de ne kadar büyürse sistemde meydana gelen titreşim ve gürültü de o kadar artar [17].

Farklı motor türlerinin yanma gürültüsü oluşturma eğilimleri yanma prosesi boyunca silindir basınç artış oranlarına göre değişiklik gösterir.

Yanma gürültüsünü etkileyen maksimum basınç artış oranları şöyledir: [18]

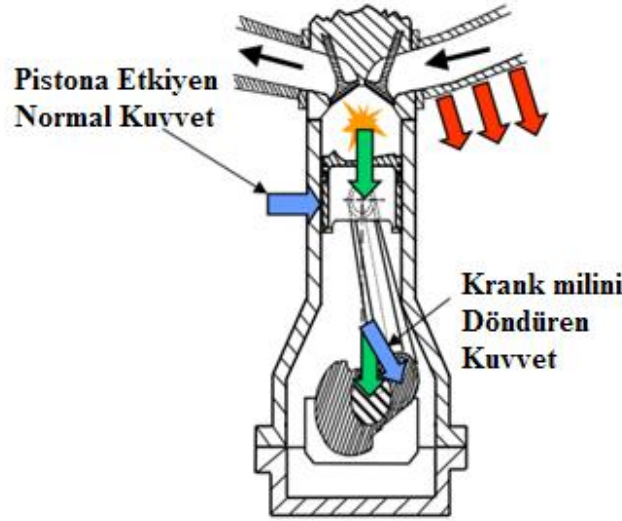
- Doğal emişli direkt püskürtmeli dizel motor (4+ bar/KMA(°))
- Doğal emişli bölünmüş yanma odalı dizel motor (3-4 bar/KMA(°))
- Turboşarjlı dizel motor (2-3 bar/KMA(°))
- Benzin motoru (<2-3 bar/KMA(°))

Yanma gürültüsü de üç alt başlık altında incelenmektedir. Bunlar; doğrudan yanma gürültüsü, dolaylı yanma gürültüsü ve akış gürültüsüdür. Şekil 3.13’de mavi ile gösterilen kuvvetler dolaylı yanma gürültüsünün, yeşil ile gösterilen kuvvetler doğrudan yanma gürültüsünün, kırmızı ile gösterilen kuvvetler ise akış gürültüsünün kaynağını oluşturur.

a) Doğrudan yanma gürültüsü: Doğrudan yanma gürültüsü değişen gaz kuvvetlerinin yanma odasının duvarlarına yapısal gürültü uyarımına sebep olduğu gürültü çeşididir [17].

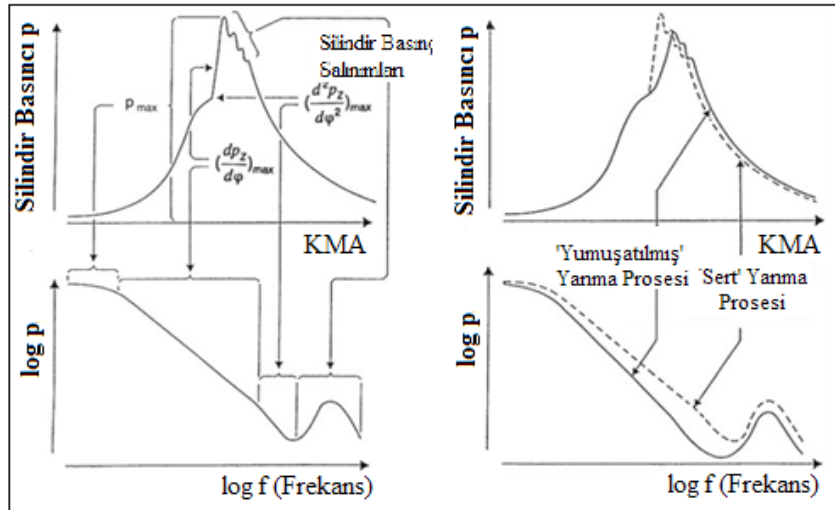
Doğrudan yanma gürültüsünde meydana gelen azalma:

- Doğal emişli direkt püskürtmeli dizel motorlarının tüm çalışma aralığında oluşan gürültüyü,
- Soğuk ilk çalışma süresince tüm dizel motorlarının düşük rölanti aralığında meydana gelen gürültüyü azaltır.



Şekil 3.13 : Motora etkiyen kuvvetlerin gürültü oluşumuna etkileri [16]

Bu yüzden, yanma mekanizmasının akustik optimizasyonu her yanma sisteminin geliştirilmesinde dikkate alınması gereken önemli bir parametredir. Silindir basınç eğrisi, doğrudan yanma gürültüsünün oluşumunda önemlidir. Basınç eğrisinin akustik olarak incelenmesi için bu eğrinin KMA açısı ya da zaman skalasında değil bir FFT algoritması yardımıyla frekans skalasında çizdirilmesi gerekmektedir. Buna da silindir basınç oluşum spektrumu denilmektedir. Bu spektrum silindir basıncının çeşitli parametrelerine bağlıdır. Pratikte, frekans aralıkları, basınç artışı ya da basınç artış oranı motor gürültüsünün A ağırlıklı ses seviyesi için belirleyici faktörlerdir.



Şekil 3.14 : Silindir basınç eğrisiyle silindir basınç uyarı spektrumu arasındaki ilişki [17]

Bu gaz basınç spektrumunun oluşmasında bazı parametreler etkilidir. Bunlar; zaman bazında silindir basıncının p_{maks} değeri, toplam silindir için basıncı değeri, $(\frac{dp_z}{d\varphi})_{maks}$ değeri ve $(\frac{d^2p_z}{d\varphi^2})_{maks}$ değeridir. Bu değerlerin baskın olduğu frekans değerleri şu şekildedir:

$$Pd\varphi < 50 \text{ Hz}$$

$$p_{maks} \approx 50-150 \text{ Hz}$$

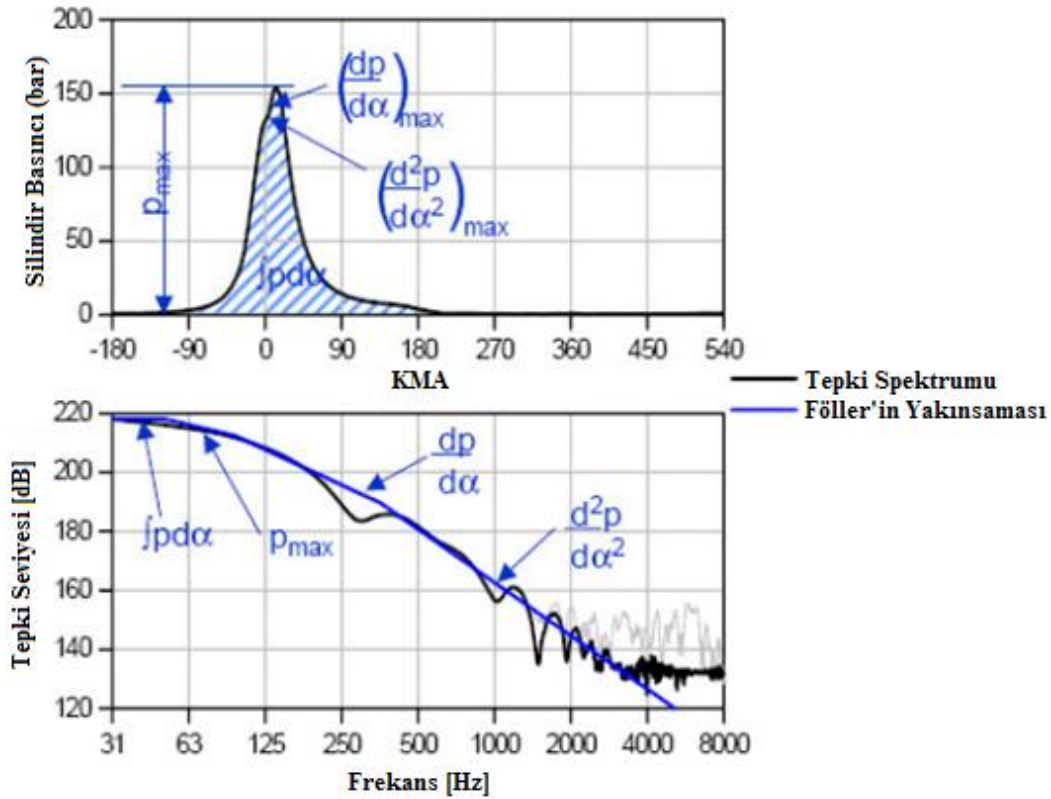
$$(\frac{dp_z}{d\varphi})_{maks} \approx 150-1000 \text{ Hz}$$

$$(\frac{d^2p_z}{d\varphi^2})_{maks} > 1000 \text{ Hz}$$

Silindir basıncının frekans spektrum şekli Föller'in yakınsaması ile çizilebilir. Şekil 3.15'te görüldüğü gibi zamana göre çizilen büyüklüklerden türevlenerek ya da integre edilerek elde edilen her bir kısım, bu spektrumun frekans ekseninde farklı kısımları etkiler. Bir çevrimde meydana gelen maksimum basınç seviyesi ve toplam basınç seviyesi, spektrumun düşük frekans dilimlerini etkiler. Diğer yandan, basınç gradiyentinin birinci ve ikinci türevleri ise yüksek frekansların oluşumunda etkilidir. Tüm değerlerin minimize edilmesi yanma gürültüsünün azalmasına yol açar.

Föller yakınsamasına göre zaman ekseninde elde edilen bir indikatör diyagramı yardımıyla frekans ekseninde bir gaz basınç spektrumu büyük bir yakınsamayla elde

edilebilmektedir. Bunun için, ilk olarak bahsi geçen dört değer indikatör diyagramı yardımıyla okunur.



Şekil 3.15 : Gaz basınç spektrumunun Föller yakınsaması ile gösterimi [19]

Bu değerlerin nasıl bulunacağını gösteren denklemler (3.17), (3.18) ve (3.19) dur. Grafiksel gösterimimleri ise şekil 3.16'daki gibidir [20].

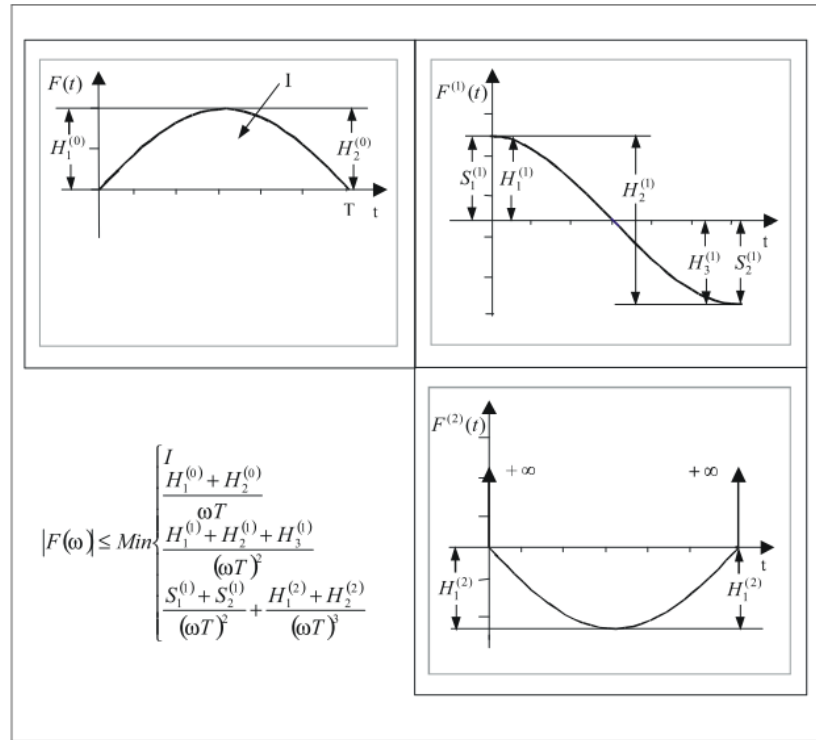
$$\text{Toplam alan:} \quad I = \int_0^T F(t) dt \quad (3.17)$$

$$\text{Ekstrem değerler:} \quad H^{(n)} = T^{n+1} \frac{k}{1} \Delta F_k^n(t) = T \frac{k}{1} H_k^n \quad (3.18)$$

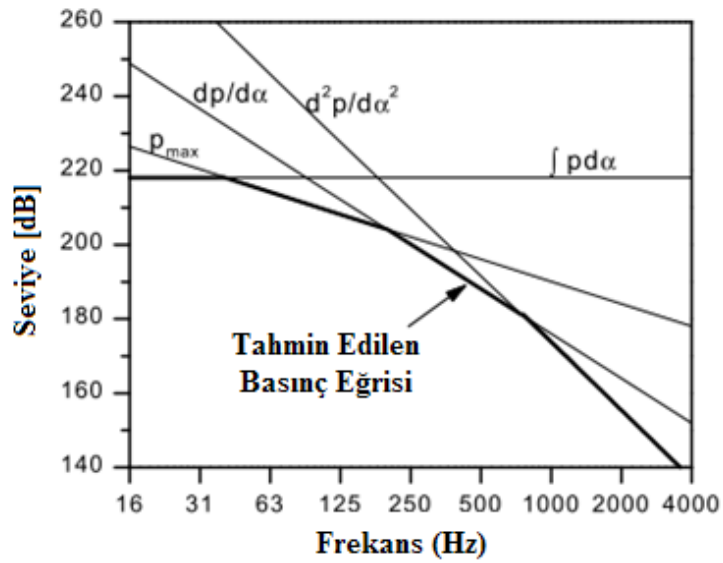
$$\text{Süreksizlikler:} \quad S^{(n)} = T^{n+2} \frac{k}{1} \Delta F_k^n(t) = T^2 \frac{k}{1} S_k^n \quad (3.19)$$

Bu elde edilen değerler yardımıyla $\omega T = 1$ den başlayarak şu denklemler yardımıyla şekil 3.17'deki gibi çizdirilmektedir.

$$L_F \leq \text{MIN} \left\{ \begin{array}{l} L_I \\ L_{H^{(0)}} - 20\log(\omega T) \\ L_{H^{(1)}} - 40\log(\omega T) \\ (L_{S^{(1)}} - 40\log(\omega T)) + (L_{H^{(2)}} - 60\log(\omega T)) \end{array} \right. \quad (3.20)$$



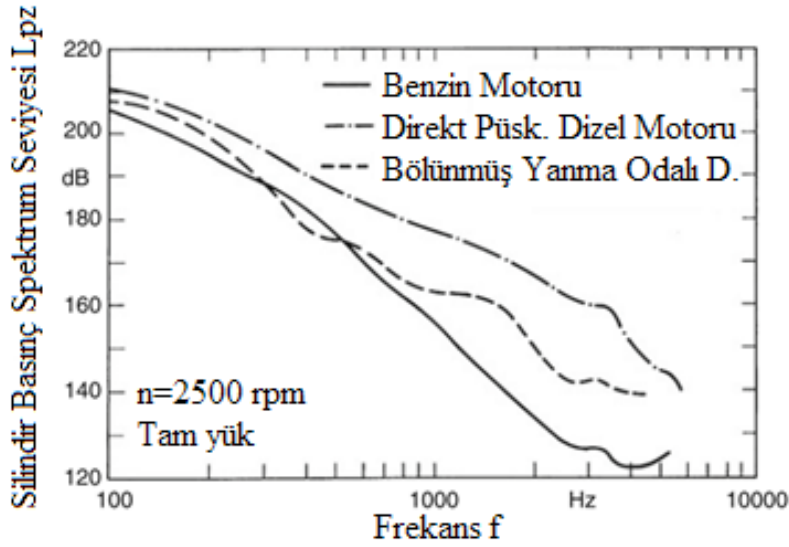
Şekil 3.16 : Föller yakınsamasında kullanılan büyüklüklerin grafiksel hesaplarının gösterimi [20]



Şekil 3.17 : Föller yakınsamasında elde edilen verilerin gösterimi [21]

Şekil 3.18’de farklı yanma proseslerinin gaz basınç spektrumlarının karşılaştırmaları görülmektedir. Direkt püskürtmeli dizel motorların spektrum seviyeleri bölünmüş yanma odalı motorlardan 10 dB daha yüksektir. Ayrıca, yanma odasında meydana gelen doğal titreşimler daha yüksek frekanslarda oluşmaktadır. Bu titreşimler, spektrumda piklere yol açmaktadır. Ön yanma odalı dizel motorlarında özellikle ana yanma odasından ikincil yanma odasına geçişte sistemde yaklaşık 2 kHzlik bir doğal

frekans meydana gelmektedir. Bu da spektrum skalasında gürültü seviyesi için baskın frekans dilimini oluşturur.



Şekil 3.18 : Farklı yanma sistemlerinin gaz basınç spektrumlarının karşılaştırılması [17]

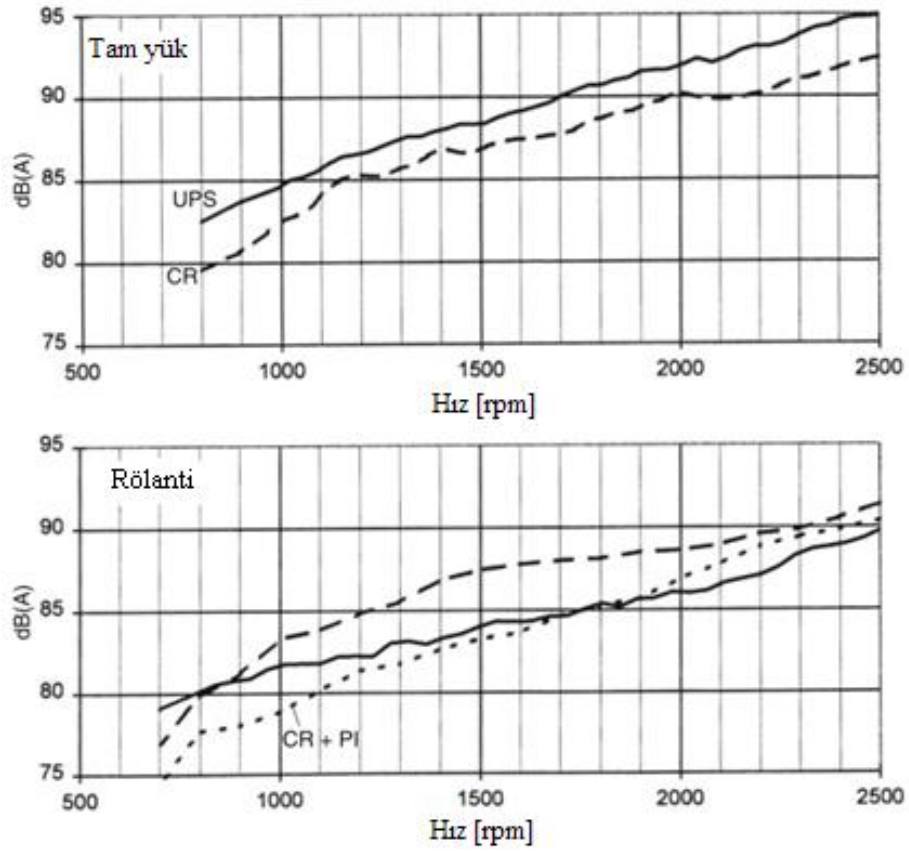
Motor bloğu da sisteme yüksek sönüm etkisi yarattığı için, düşük frekanslarda (0.5'ten daha az) genellikle motor gürültüsüne etkisi çok daha azdır. Ayrıca, yayılım faktörü ve insan kulağının hassasiyeti de bu frekans aralığında düşüktür [17].

İyi bir yanma uyarım spektrumu, “daha yumuşak” bir silindir basınç eğrisiyle spektrumda daha düşük seviyelerde elde edilir. Bunun içinde yanma prosesini başlatan şartlar önemlidir; direkt yanma gürültüsü, ateşleme zamanında yanabilecek yakıt miktarını azaltarak düşürülebilir. Bunun için en önemli etkenler şunlardır:

- Püskürtme başlangıcının geciktirilmesi,
- Ateşlemenin avansı (sıkıştırma oranını arttırarak, süperşarjla, egzoz gaz resirkülasyonu ve/veya yüksek sıcaklıkların soğutulmasıyla) ve
- Püskürtmenin farklı biçimlerde ya da bölünerek yapılması

Bunlara ek olarak, maksimum püskürtme avansı is ve HC emisyonlarında herhangi bir artışı önlemek için de gereklidir. Bu yüzden, püskürtmenin başlaması pratikte sadece püskürtme süresini azaltan bir püskürtme sistemi ile bağlantılı olarak geciktirilebilir. Ayrıca, bu püskürtme pompasındaki gürültü uyarımını da artırır.

Biodizel gibi alternatif yakıtlar veya bitkisel yağlar direkt yanma gürültüsünü önemli derecede etkiler. Motor tipine ve çalışma durumuna bağlı olarak, alternatif yağların kullanımı gürültü seviyesini önemli derecede arttırabilir ya da azaltabilir.



Şekil 3.19 : Common rail püskürtme sisteminde bir ön püskürtmeyle toplam motor gürültüsünde meydana gelen azalma [17]

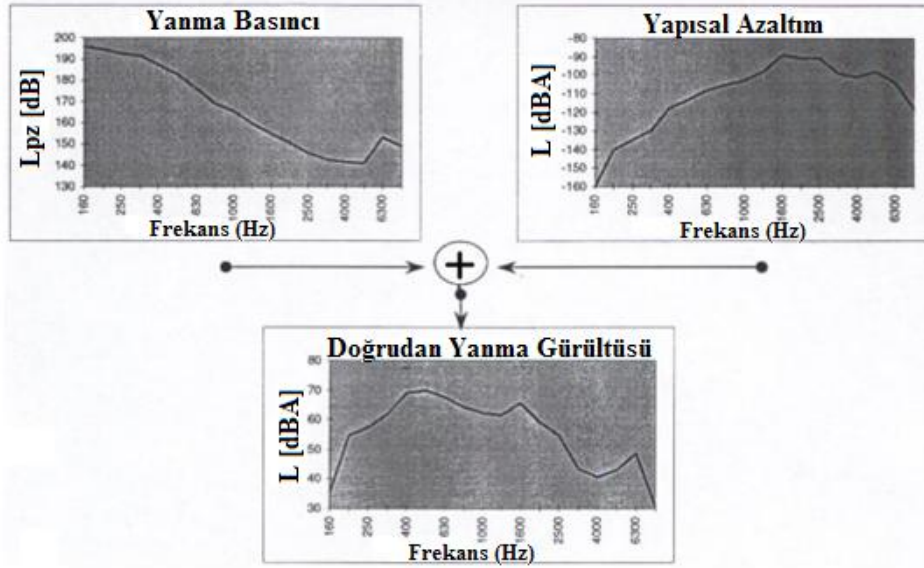
Bölünmüş püskürtme, rölanti veya kısmi yüklemde direkt yanma gürültüsünde 10 dB(A) daha düşüktür; tüm motor gürültüsünde ise 3 dB(A) veya daha fazla bir düşüş sağlar. Aynı zamanda, gürültünün kararlılığı da azaltılabilir.

‘Structure attenuation’ da denilen yapı azaltımı doğrudan yanma gürültüsü oluşumunu daha iyi analiz etmek için hesaplanan bir çeşit transfer fonksiyonudur. Yanma odasında oluşan gürültü, motor bloğunu titretir ve motor dış yüzeyinden yayılarak hava yoluyla iletilen gürültüye dönüşür. Şekil 3.20’de bir hesaplanan bir örneği görülmektedir.

Bir motorun yapı azaltımı, frekansın bir fonksiyonudur. Düşük frekanslar için, motorun cevabı rijitlikle kontrol altına alınır. 200 Hz’in üzerinde ve 1 kHz’in altındaki frekanslarda, silindir basınç uyarılarına karşılık sesi yayan sıra motorların silindir bloğu ve yağ karterinin eğme rezonansı vardır; ama bu uyarı titreşimlerin modlarıyla eş modlar da değildir.

Birçok motor benzer malzemelerden imal edilmektedir ve yapısal tasarımları birbirlerine oldukça benzemektedir. Benzer yapı azaltımı fonksiyon karakteristikleri

deneysel çalışmalarla elde edilmektedir. İlgili frekanslarda yapısal optimizasyon doğrudan yanma gürültüsü için iyi bir mühendislik çözümüdür.



Şekil 3.20 : Doğrudan yanma gürültüsünün gaz basıncı yardımıyla hesaplanan yapı azaltım diyagramları [16]

Bir motordan yayılan doğrudan yanma gürültüsü yapı azaltım diyagramları ve silindir basınç diyagramları yardımıyla hesaplanabilir. Çeşitli motor hızlarında ve yüklerinde, yanma basıncının iyileştirilmesi için farklı değerler bu varsayım ile denenebilir.

b) Dolaylı yanma gürültüsü: Yanma odasında oluşan uyarılar sonucu doğan tüm mekanik tepkiler, dolaylı yanma gürültüsü olarak adlandırılır. (Bazı kaynaklarda bu gürültü mekanik gürültü olarak adlandırılmaktadır.) Silindir duvarına pistonun tepkisi, biyel koluna pistonun tepkisi ve krank mili yatakları, dolaylı yanma gürültüsünün başlıca kaynaklarını oluşturur. İkincil piston hareketi, yüksek yüklerde gaz kuvvetleri tarafından oluşan piston ve silindir arasında şok uyarıları meydana getirir. Gürültünün uyarımı yanma basıncının bir fonksiyonu olduğu için “dolaylı yanma gürültüsü” olarak adlandırılır [17]. Dolaylı yanma gürültüsü yüksek hızlı direkt püskürtmeli dizel motorlarında tam yük aralıklarında baskındır.

Piston gürültüsü, (pistonlar ve silindirler arasındaki etkileşim sonucu meydana gelen gürültü bileşenleri) piston etkileşimi boyunca oluşan tepkileri minimize ederek sistematik olarak azaltılabilir. Pistonun üst yüzeyine etkiyen kuvvetler, havanın sıkıştırılma ve yanma proseslerinde meydana gelir. Piston pimi tepkisi ÜÖN’den önce 25-40 derece civarında ters yönde artan bir kuvvetten doğar. Piston açıklığı,

etek uzunluğu, Şekil ve rijitlik; piston gürültüsünü etkileyen önemli parametrelerdir. Yanal piston pimi açıklığı (piston çapının %1-2 kadarıyla) birçok endüstriyel ve ticari taşıt motorunu için akustik açıdan yararlıdır.

Piston gürültüsüyle birlikte, püskürtme pompası ve krank mili gürültüsü özellikle süperşarjlı dizel motorları için önemlidir. Püskürtme pompası gürültüsü, egzoz gaz ve gürültüsü optimize edilmiş ileri yanma sistemleri için istenen püskürtme basınçlarında ve püskürtme basınç gradiyentlerinde meydana gelen güçlü artışlardan dolayı önemli bir hale gelmiştir.

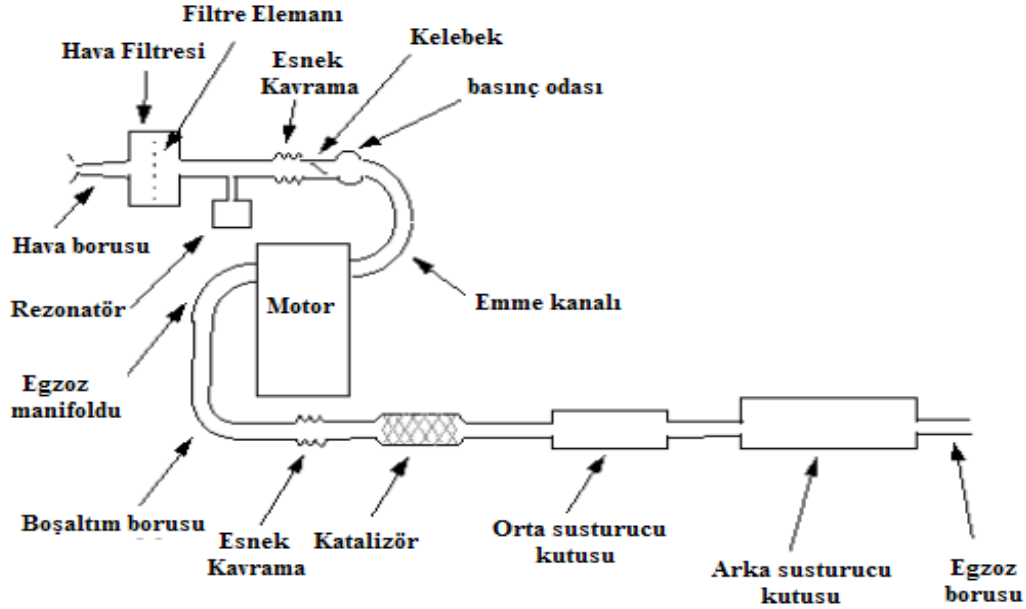
Krank mili de zamanlama tahrik dişlisi ve ana yataklarda gürültü oluşumuna sebep olur. Bu durum, özellikle gaz kuvvetlerinin krank milinin birinci doğal burulma frekansına sebep olduğu daha düşük mertebelerde ve hızlarda geçerlidir. Rezonansla artan değışken torklar impuls oluşturan dişlilerle harekete geçirilmektedir. Aynı zamanda, krank milinin ana yataklarında burulma titreşimine rol açan radyal hareketler de, motor bloğunu impulslarla yüksek frekanslar kadar (n-1). ve (n+1). mertebede düşük frekanslarla da tahrik eder. Burulma titreşim sönümleyicilerinin kullanımı krank milinin burulma titreşimlerinin özellikle rezonansa sebep olduğu gürültü uyarımlarını elimine eder.

Motor bloğunda bu durumlardan kurtulmak için tasarımcılar şu tasarım önlemlerini kullanılır: piston-gömlek açıklığının optimizasyonu, açıklığı minimize etmek için pistonun kaplanması, piston gömleği deformasyonunun azaltılması, piston segmanın yağlanması, daha rijit krank mili tasarımı, optime edilmiş radyal ve eksenel yatak açıklıkları, akustik ayarlı krank sönümleyici kullanımı.

Dolaylı yanma gürültüsü, kıvılcımla ateşlemeli benzin motorlarında meydana gelen gürültü de daha baskınken, doğrudan yanma gürültüsü sıkıştırma ile tutuşmanın gerçekleştiği dizel motorlarında meydana gelen toplam gürültüde daha büyük bir paya sahiptir [18].

c) Akış gürültüsü: Taşıtın egzoz ve soğutma sistemleri motor gürültüsünün akış gürültüsü bileşenini oluşturur. İçten yanmalı motorların çalışma prensibi gereği yanma prosesinin gerçekleşebilmesi için taze havanın emme manifoldu yardımıyla yanma odasına alınması ve yanma sonucu oluşan atık gazlarında sistemden egzoz manifoldu yardımıyla atılması gerekmektedir. Bu süreçler boyunca oluşan gaz hareketleri motorun tüm bileşenlerini de etkileyen kuvvetli bir gürültünün oluşmasına

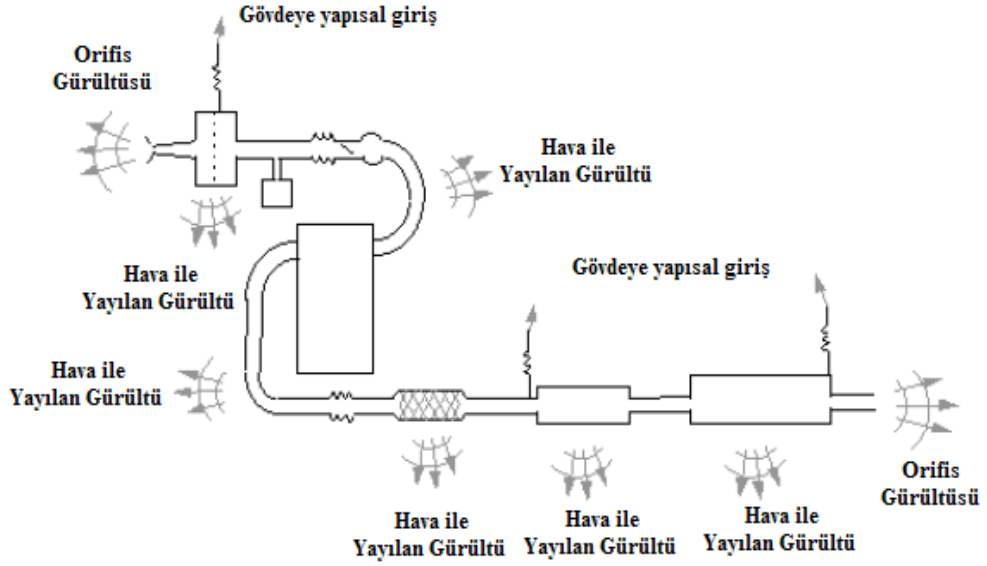
sebeptir. Gazların boşaltım prosesinin, meydana gelecek gürültünün minimize edilmesi için yolcu bölmesinden olabildiğince uzakta bir yerde olması tercih edilir. Şekil 3.21’de emme ve egzoz sistemlerinin şeması görülmektedir.



Şekil 3.21 : Emme ve egzoz sistemlerinin elemanlarının şeması [22]

Süperşarjlı motorlarda, hava temizleyicisi emme gürültüsünü önleyecek yeterli sönümü üretir. Ayrıca, özel sönüm sistemleri de kullanılmaktadır. Venturi tüpleri emme gürültüsünün yüksek frekanslı bileşenlerini, rezonatörlerle emme gürültüsünün yansımalarını yansıtarak düşük frekans bileşenlerini azaltır.

Egzoz gürültüsünün azaltılması içinse bir susturucu yardımıyla daha geniş hacim elde edilerek ses basıncı düşürülmeye çalışılmaktadır. Günümüzde üç tip susturucu kullanılmaktadır. Bunlar, yutucu, yansıtıcı ve aktif susturuculardır. Yutucu susturucular, gözenekli ses yutucu malzemelerle kaplanmış ve ses enerjisini, ısıya dönüştürerek yok eden susturuculardır. Yansıtıcı susturucular, gözenekli ses yutucu malzemeler içermezler. Delikli borular ile akışı yönlendirerek çalışmaktadırlar. Delikli borular ve akışın yönlendirilmesiyle belirli frekans bölgeleri etkilenecek şekilde susturucunun istenilen frekans bölgelerinde etkin çalışması sağlanmaktadır. Aktif susturucular, otomatik kontrol sistemleriyle, özellikle çok düşük frekansları kontrol altına alabilmek için kullanılmaktadır. Egzoz gürültüsünü azaltmak için egzoz çıkış ağzını küçültmek, susturucu hacimlerini ve sayısını arttırmak, boruları optimize etmek gerekir. Şekil 3.22’de emme ve egzoz sisteminin gürültü yayılımı gösterilmiştir.



Şekil 3.22 : Emme ve egzoz sisteminden yayılan gürültünün şematik gösterimi

Fan ve blover, soğutma sisteminin gürültüsünün ana kaynağını oluşturmaktadır. Alternatör fanlarından oluşan aerodinamik gürültü motorun yüksek hız aralıklarında daha baskın bir rol oynar. Gün geçtikçe bu gürültü kaynağının toplam motor gürültüsü üzerine etkisi azalmaktadır. Fan kanatlarının tasarımıındaki iyileştirmeler ve eşit olmayan şekilde yapılan yerleşimler ve fan ve bloverlerin hızlarının elektronik kontrol üniteleri yardımıyla minimumda tutulabilmesi bu gürültü kaynağının azaltılmasında çok etkili olmuştur [17].

3.4.2.2 Mekanik gürültü

Bir motorda mekanik gürültü kaynakları, krank mili ve pistonlar dışındaki hareketli parçaları içerir. Mekanik gürültü kaynakları yanma prosesinden bağımsızdır ve esas olarak motor hızından etkilenir. Diğer bir değişle, motor yükünde meydana gelen herhangi değişim bu gürültüyü etkilemez. Bu tanımdan yola çıkarak, esas mekanik gürültü kaynakları supap mekanizması, yağ pompası, yakıt pompası ve bu parçaların tahrikinde kullanılan dişlilerdir. Bu parçaların gürültü oluşturma mekanizmaları genellikle zincir ve dişli etkileşimlerinden kaynaklanmaktadır. Ayrıca, supap mekanizmasında, kam mili ve supaplar arasında, supaplar ve silindir kafası arasında da mekanik tepkiler oluşur. Tüm bu etkileşimler birbiriyle çalışan mekanizmaların tepki uyarıları, kuvvet uyarıları, yayların boyuna titreşimleri ve supap iticisinin ikincil hareketi sonucu oluşur [17].

Supaplar kapandığı zaman, etkileşimden dolayı oluşan gürültü uyarılarına en çok supap dişlilerinde rastlanır. Diğer gürültülere göre daha düşük seviyede olmasına

rağmen, supap gürültüsü yüksek impuls oluşumu sebep olduğu için rahatsız edici bir gürültüdür. Yüksek doğal supap dişli frekansı, dinamik olarak optimize edilmiş kam mekanizması, düzgün hareket eden supap dişli kütleleri, optimum bir supap açıklığı ve silindir başına iki supaptan fazlasına sahip olan motorlarda kamların açılma açıklığı supap dişlisinin sebep olduğu gürültü uyarımlarını azaltan büyüklüklerdir.

Özellikle, yağ pompaları da yağ basıncının darbesiyle gürültü oluşuna sebep olur. Bu oluşan gürültü basınç piklerinin azalmasıyla düşürülebilir (dişli pompalarındaki dişlilerin, basınç ayarlayıcısının optimizasyonu ile). Su pompalarının sebep olduğu düşük gürültü uyarımları ise ihmal edilebilecek boyutlardadır.

Bunlara ek olarak, atalet kuvvetleri de bu gürültünün oluşumunda özellikle yüksek hızlarda ve rölanti çalışma koşullarında etkilidir.

3.4.2.3 Yardımcı ekipmanlardan doğan gürültü

Bir motorun yardımcı ekipmanları, bu sistemlere enerji sağlamak için bir zincir ya da kayış yardımıyla motora bağlanan ekipmanlardır. Hava soğutma kompresörü, alternatör, vakum pompası, soğutma pompası gibi elektrik üretim ve pompalama için mekanik enerji harcarlar [17]. Parçaların dönme hareketleri sonucu oluşan mekanik gürültünün yanı sıra, kask, dişli, kayış ve zincir gibi diğer parçalar da gürültü kaynağıdır. Örneğin, alternatörün kendine ait palaları da gürültüye sebep olan bir soğutma fanı vardır. Diğer yandan, pompalar boruların içinde yarattıkları sarsıntıdan dolayı daha karmaşıktır.

3.4.3 Motor gürültüsünün azaltılma yolları

Motor gürültüsü çeşitli tasarım ve işletim yöntemleriyle azaltılabilir. Bu kısımda motor gürültüsünün azaltım yollarının başlıcaları açıklanmıştır.

3.4.3.1 Doğrudan yanma gürültüsünün azaltılma yolları

Tüm motorlarda yanma gürültüsü silindir basıncındaki artışı ifade eden ısı salınım hızı ile kontrol edilir. ÜÖN ya doğru gecikmeli ateşleme performans kaybına yol açmasına rağmen, yanma gürültüsünü önemli derecede azaltır. Merkeze yerleştirilmiş bir buji, yanma odasının bir kenarına konumlandırılmış bujiye göre daha hızlı bir yanma sağlar. İki buji ile birlikte ateşleme tek bujiye göre yanmayı hızlandırır. Hava yakıt karışımındaki daha büyük türbülans yanmayı hızlandırır.

Yanma odasında meydana gelen türbülans yanma odası şekli, supap zamanlaması, emme kanal tasarımı ve supap hareketi gibi tasarım parametrelerine bağlıdır [23].

Dizel motorlarda, ısı salınım hızı şu parametrelerden etkilenir:

- Püskürtme zamanlaması,
- Emme basıncı,
- Sıkıştırma oranı,
- Emme manifold sıcaklığı,
- Püskürtme karakteristiği,
- Yakıttaki setan sayısı

Püskürtme zamanlamasının geciktirilmesi, yanmanın başlaması ÜÖN'dan sonraya sarkmadığı müddetçe yanma gürültüsünü azaltır. Emme basıncının artırılması, yakıtın daha çabuk buharlaşıp karışmasına sebep olur tutuşma gecikmesini azaltır, böylelikle de yanma gürültüsünü azaltır. Yüksek sıkıştırma oranları ve daha yüksek emme manifold sıcaklıkları tutuşma gecikmesinin azalmasını sağlar ve yanma gürültüsünü azaltır. Ön püskürtme ve püskürtme oranı gibi püskürtme karakteristiğini etkileyen parametreler tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarını azaltarak yanma gürültüsüne ciddi bir etki yaratır. Bazı direkt püskürtmeli dizel motorlarında, ön püskürtmenin kullanımı düşük hızlarda ve hafif yük şartlarında motorun tüm gürültüsünü ses kalitesinde önemli bir iyileştirme sağlayarak 5 dB veya daha fazla azaltılabilir. Yüksek setan sayılı yakıtlar tutuşma gecikmesini azaltır. Yanma gürültüsünün toplam motor gürültünde baskın olduğu motorlarda, yüksek setan sayılı yakıtların kullanımı ses kalitesini iyileştirerek toplam motor gürültüsü 1-2 dB azaltılabilir.

3.4.3.2 Dolaylı yanma gürültüsünün azaltılma yolları

Piston vuruntusu, mekanik gürültünün incelenmesinde ve azaltılmaya çalışılmasında en çok incelenen kısımdır. Piston ve silindir arasındaki bağıl hareketi incelemek için birçok analitik model geliştirilmiştir. Bunun için AVL, FEV ve Ricardo gibi şirketlerce satılan piston vuruş modelleri vardır. Bu modeller yardımıyla piston açıklığı, piston pimi yerleşimi ve piston kütlesi vb. parametreler değiştirilerek farklı tasarım modelleri oluşturularak, üstünlükleri karşılaştırılma imkânı bulunmaktadır. Fakat birçok parametreyle piston vuruntusunun gerçek manada simüle eden bir modelin oluşturulması çok karmaşıktır ve uzmanlık gerektirir [23].

Piston vuruntusunu azaltmak için incelenen parametreler şunlardır:

- Piston gömleği profili (hem üst noktadan alt noktaya hem de çevresi etrafında)
- Piston yüzeyindeki bozulma
- Piston pim açıklığı
- Sürtünmeyi azaltacak veya pistonla daha sıkı çalışmanın sağlanacağı piston kaplamaları
- Piston gömleği rijitliği
- Piston

Silindir ile pistonun temasının daha iyi sağlanması vuruntunun oluşumunu azaltır. Silindir yüzey bozulması, termal genişlemenin kontrolü, gömlek profilinin değiştirilmesi ve kaplayıcıların kullanımı aşınma sorununa yol açmadan daha sıkı bir temas sağlar. Piston pim açıklıklarının pistonların dönme yönlerini değiştirerek piston vuruntusu gürültüsünü azalttığı kanıtlanmıştır.

3.4.3.3 Motora etkiyen kuvvetlere karşı yapısal cevabın azaltılması

Motor bloğu büyüklüğü, bilinen ya da tahmin edilen kuvvet girdilerine karşı minimum düzeyde titreşim cevabı üretecek şekilde üretilmelidir. Bunun için motor blokları yüksek rijitlikle üretilir. İdeal bir yapı, yapısal cevabı minimize etmek için rijitlikte kademe atlatma prensibiyle tasarlanmalıdır. Mesela, bir motor bloğu krank mili kuvvetlerinin ana yataklara aktarıldığı yerlerde daha rijit, ana yataklarla yağ karter flanşı arasında daha yumuşak, yağ karter flanşlarında ise yine daha rijit üretilir. Rijitlikteki bu değişim, ana yataklara etkiyen kuvvetlerin karter flanşında titreşim üretmesini zorlaştırır [23].

Günümüzde motorların birçok yapısal kısımları rijitlikte büyük değişikliklerin yapılmasını zorlaştıran döküm veya dövme yöntemleriyle üretilir. Bu yüzden, yapısal cevabı azaltma çabaları önemli yararlar sağlayacakken, ağırlık ve maliyet gibi yapılacak iyileştirmeleri engelleyecek kısıtlamalar vardır. Pratikte, yapının optimizasyonu ile sağlanan gürültü azaltımları oldukça sınırlıdır. Mevcut kuvvetlerin değiştirilmesiyle elde edilen gürültü azaltımı ağır basmaktadır.

Günümüzde, motor bloğunun tasarım aşamasında, uygulanan kuvvetlere motorun verdiği titreşim cevaplarını azaltmak için sonlu elemanlar yöntemleri kullanılmaktadır. Ölçülen ya da hesaplanan kuvvetler, motorun yapısal modeline

uygulanır ve önemli noktalarındaki cevap hesaplanır. Bu modeller yardımıyla, daha kısa sürede, daha fazla değişken parametreyle ve daha düşük maliyetlere değişik alternatifler denenebilir.

Daha küçük motorlar, motor veya aktarma organlarının ilk eğilme veya burulma titreşim modları gibi ilk birkaç modundan önemli miktarda gürültü yayarlar. Sonlu elemanlar modelleri motor ateşlemesi gibi ilk birincil tahriklerin önemli modlarını elde etmek için kullanılır. Daha büyük boyuttaki motorlarsa motor bloğunun panel modu gibi yerel modlarında daha büyük gürültü yayarlar.

3.4.3.4 Motor dış yüzeyinden gürültü yayılımı

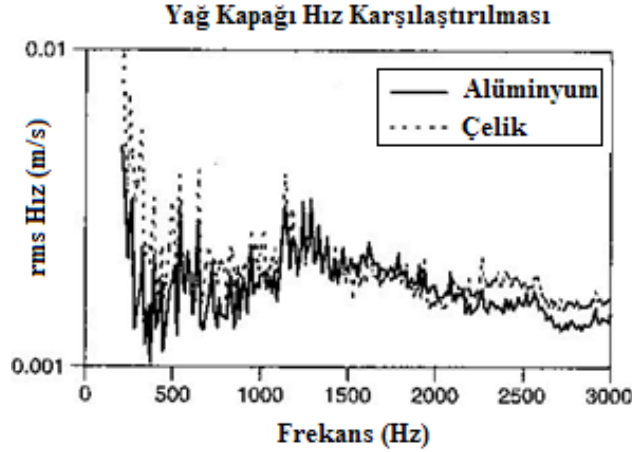
Motorun dış yüzeyleri, karter kapağı ve külbütör kapağı gibi kapaklar ve motor bloğu ve silindir kafası gibi motorun yapısal kısımlarıdır. Yayılan gürültünün azaltılması için; kapak ve yapısal kısımlar arasındaki bağlantıların izolasyonunu sağlamak, sisteme sönüm eklemek, yüzeylerin rijitliklerini azaltmak veya dış yüzeylerin kuvvetlendirilmesi gibi alternatifler denenebilir [23].

Sistemi daha rijit bir hale getirmek gürültüyü azaltmak için iyi bir alternatif olarak düşünülmesine rağmen, rijitliğin artması önemli miktarda gürültü artımına sebep olabilir. Ağır vasıta dizel motorunun karter kapağı bunun için iyi bir örnek teşkil eder. Birçok motorda karter kapağı yapısal bir eleman değildir, tasarımcıya kapağın rijitliğinin seçiminde serbestlik tanır. Kapağa etkiyen titreşimler ilk olarak düşük frekanslardaysa, kapağın birinci rezonans frekansı, ilk titreşim frekans girdisinin üzerinde olduğu için bu kapağı daha rijit bir hale getirir. Diğer yandan aksi bir durum söz konusuysa, yani kapağa çok yüksek frekanslar etkiyorsa, kapağın rijitleşmesi azalır hatta aksi şekilde kapağa aksi şekilde etki etmeye başlar.

Tasarımda göz önünde bulundurulmuş parametrelerden biri de gürültünün yayılım katsayısıdır. Yayılım katsayısı, yüzeydeki titreşimin ne kadarının yayılan sese dönüştüğünün bir ölçüsüdür. Havada sesin dalga boyu, yağ kapağının mod şeklinin dalga boyuna kıyasla daha uzunsa, yayılım katsayısı düşüktür. Sesin dalga boyu, kapağın mod şeklinin dalga boyuna ulaştığı zaman, yayılım katsayısı maksimuma ulaşır, daha kısa olduğu zamansa yayılım katsayısı yüksek seviyede kalır. Verilen bir mod şeklinin yayılım katsayısını azaltması için modun doğal frekansının düşmesi gerekir. Belirli bir frekans değerinde mod şeklinin daha karmaşık hale gelmesi de genellikle yayılım katsayısının daha da düşmesine sebep olur. Düz plaka gibi basit

geometrin yayılım katsayısı analitik olarak hesaplanabilirken, gerçek motor gibi daha karmaşık geometrilerin yayılım katsayıları nümerik çözümlemeler gerektirmektedir.

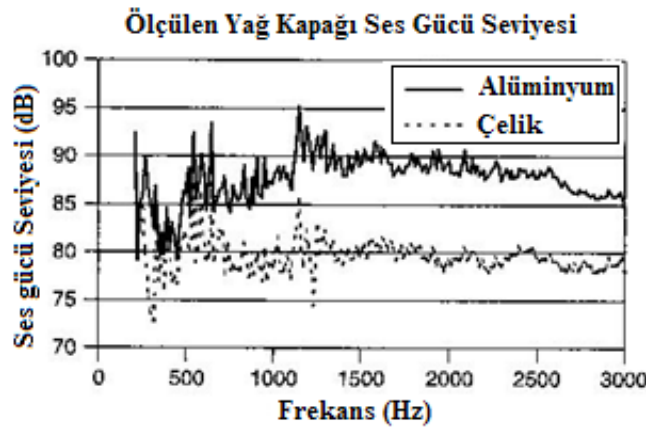
Şekil 3.23'te ağır vasıta dizel motorlarında iki farklı yağ kapağından alınan yüzey titreşimleri gösterilmiştir. Dökme alüminyum yağ kapağı preslenmiş çelik yağ kapağına göre daha rijittir ve doğal frekansları daha yüksektir.



Şekil 3.23 : Farklı malzemelerden yapılmış iki farklı yağ kapağının hızlarının karşılaştırılması [23]

İki motorunda yağ kapaklarına etkiyen titreşim girdisi eşit olmasına rağmen, alüminyum kapaktaki yüzey titreşimleri daha düşüktür.

Şekil 3.24'te bu iki kapağın gürültü seviyeleri karşılaştırılmıştır. Alüminyum kapağın yüzey titreşiminde sahip olduğu üstünlük gürültü seviyelerinde yoktur. Alüminyum kapak birçok frekans aralığında 10 dB daha yüksek gürültü seviyesindedir. Bu fark, daha rijit olan alüminyum kapağının daha yüksek yayılım katsayısına sahip olmasından dolayı ortaya çıkar.



Şekil 3.24 : Farklı malzemelerden yapılmış iki farklı yağ kapağından yayılan ses gücü seviyelerinin karşılaştırılması [23]

3.4.4 Yanma gürültüsü, performans, emisyonlar ve yakıt ekonomisi

Birçok sistemde, gürültü azaltmak için kullanılan en uygun yöntemler sistem performansının azalmasına yol açmaktadır. Motorun geliştirilmesinin önceliğiyle yanma gürültüsü arasındaki ikilem de bunun iyi bir örneğidir [23].

Ateşlemeli motorlarda, emisyon ve yakıt tüketimini arttıran bir çok etken, daha hızlı bir yanmanın gerçekleşmesini sağlar. Silindir basınç artış oranı ne kadar artarsa, bu da silindir basınç spektrumunun değerini arttırır. Mesela, yanma odasında yüksek türbülans veya çift buji ile ateşleme motor gürültüsünde yarattığı artışa rağmen emisyon ve motor performansı için oldukça elverişlidir. Yeni bir yanma sistemi geliştirilirken gürültü ve titreşimi de optimumda tutulmaya çalışılır. Dizel motorlarda ise durum daha zordur. Doğası gereği dizel motorların esas çalışma prensibini oluşturan sıkıştırmayla ateşlemeli yanma metodu azımsanmayacak bir motor gürültüsüne sebep olur.

Geçmişte, yanma gürültüsünü büyük performans veya egzoz emisyonu kısıtlaması olmadan azaltmak çok zordu; fakat günümüzde yeni yakıt sistemleri ve geliştirilen elektronik kontrol üniteleri son yıllarda motor üreticilerine bu gelişmeleri sağlayacak kapıyı açtı. Birkaç farklı püskürtme sistemi yardımıyla gürültü emisyon ve performans arasında çok daha iyi bir denge sağlanabilmektedir. Günümüzde birçok dizel 10-15 yıl öncesinde elde edilmesi mümkün olmayan yüksek güç, iyi yakıt tüketimi, eskiye göre daha düşük emisyonlar ve düşük yanma gürültüsüne ulaşabilmektedir ve bu iyileşme ve gelişme sürecinin ilerleyen yıllarda da bu şekilde devam edeceği düşünülmektedir.

3.4.5 Direkt püskürtme ile bölünmüş yanma odalı motorların gürültü düzeyleri farkı

Dizel motorları, benzinli motorlara göre daha yüksek basınçlarda yakıt püskürtür. Modern dizelerde, püskürtme basınçları 1400 bar ile 2000 bar arasında değişiklik gösterir. Dizel yakıt sistemlerinde kullanılan oldukça yüksek basınç değerlerinin oluşturulması ve kontrolü sistemin kendisini önemli bir gürültü kaynağı haline getirmektedir. Tüm dizel motorları çeşitli yakıt püskürtme sistemleri kullanmaktadır. Bölünmüş yanma odalı püskürtme sistemleri genellikle küçük ve orta boyutlardaki dizelerde, daha büyük boyutlardaki motorlarda ise direkt püskürtme sistemleri kullanılmaktadır. Son zamanlarda bu motorların kullanılma eğilimleri, en küçük dizel

motorlar dışında direkt püskürtmeli sistemlere kaymaktadır. Aslında bölünmüş yanma odalı motorların önemli bir avantajı daha düşük yanma gürültüsü oluşturmalarıdır. Bunun sebebi de hava ve yakıtın yarattığı kuvvetin etkisinin ön yanma odasından esas silindire giderken silindirdeki basınç artış oranını düşürmesidir. Bölünmüş yanma odasının dezavantajlarından biri de yakıt ekonomisini %10-15 oranında düşüren pompalama kayıplarıdır. Direkt püskürtmeli motorların daha iyi olan yakıt ekonomileri, daha küçük ebattaki dizel motorları da direkt püskürtmeli sistemlere yönlendirmektedir [23].

3.4.6 Motor boyut, hız, yanma sistemi ve basınç gradiyentinden gürültü tahmini

Motor gürültüsü çeşitli parametrelere göre değişiklik gösterir. Motor gürültü ölçümlerinde, anekoik oda başta olmak üzere mikrofon, transduser, yükseltici gibi birçok deney tesisatına da ihtiyaç duyulduğu için bu gürültü değerinin ampirik metotlarla yaklaşık değerleri hesaplanmaya çalışılmıştır [18].

Bir motorun tam yükte çalışma koşullarında 1m den ölçülen, dB cinsinden ortalama A-ağırlıklı ses gücü seviyeleri şu şekilde hesaplanır.

- Doğal emişli Direkt püskürtmeli motorlarda

$$30 \log n + 50 \log b - 106 \quad (3.21)$$

- Turboşarjlı dizel motorlarda

$$25 \log n + 50 \log b - 86 \quad (3.22)$$

- Direkt püskürtmeli dizel motorlarda

$$36 \log n + 50 \log b - 133 \quad (3.23)$$

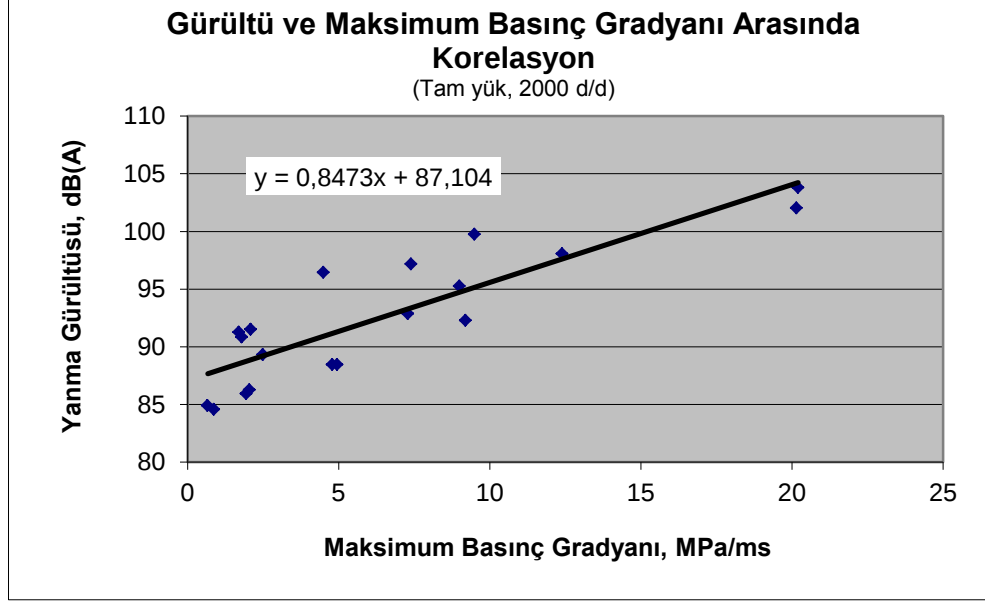
- Benzin motorlarında

$$50 \log n + 30 \log b + 40 \log S - 223.5 \quad (3.24)$$

Burada n rpm olarak motorun devir sayısını, b mm cinsinden silindir çapını, s mm cinsinden ise silindir stroğunu ifade etmektedir.

Yanma işleminde basınç gradiyentinin maksimum değerine $(dp/d\tau)_{max}$ [MPa/san] bağlı olarak motor gürültüsünü desibel [dB(A)] olarak belirleyen denklem şöyledir:

$$G=87+0,85(dp/d\tau)_{max} \quad dB(A) \quad (3.25)$$



Şekil 3.25 : Yanma gürültüsü ile maksimum basınç gradiyenti arasında bağlantının M.F.Russell tarafından açıklanmış deney verileri [25] ve bu verilerin korelasyonu olan doğru denklemi.

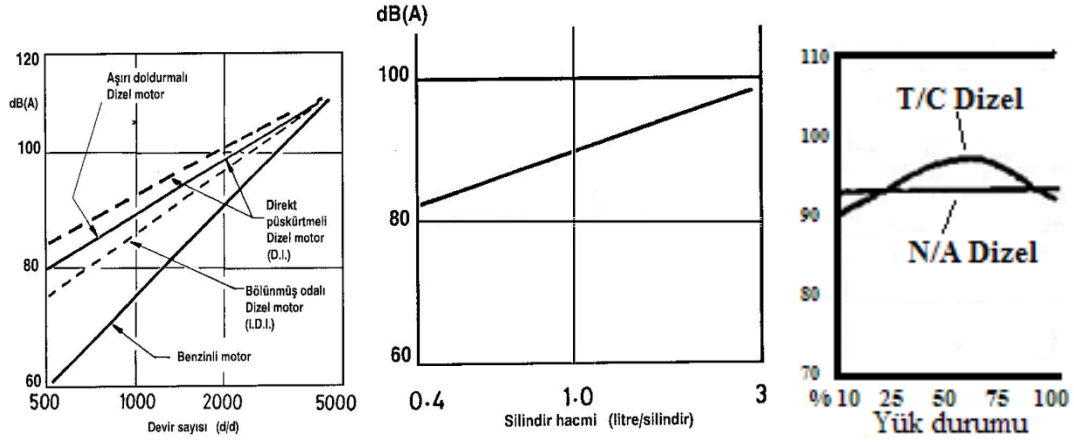
Denklem 3.25 M.F.Russell tarafından LUKAS Industries Noise Centr’de çeşitli dizel motorları kullanılarak yanma gürültüsü ile basınç gradiyenti arasında deneysel olarak açıklanmış bağlantı verilerine bir korelasyon eğrisi çizdirilerek elde edilmiştir. Bu denklemden de görüldüğü gibi motor gürültüsü, yanma zamanı basınç gradiyentinin (veya yanma hızının) maksimum değeri ile lineer orantılıdır, başka bir deyişle yanma hızı arttıkça motor gürültüsü de aynı orantıda artacaktır.

3.4.7 Motor gürültü karakteristiğine etkiyen parametreler

Önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi motor bloğuna eş zamanlı olarak birçok kuvvet etkimektedir. Birçok motorda en baskın kuvvet yanma prosesi sonucu oluşan gaz kuvvetleri olduğu için gaz kuvvet karakteristiği ve yayılan gürültü arasındaki ilişki motorun temel tasarım ve işletim parametrelerinin etkilerini incelemek için temel bir model kurmakta kullanılabilir. Motorun çalışma hızı, silindir hacmi ve yük durumu, gaz kuvvetlerini (işletme şartlarını) etkilediği için motordan yayılan gürültünün değişimini etkileyen esas parametrelerdir. Şekilde bu üç parametrenin motor gürültüsüne olan etkisi görülmektedir.

Şekil 3.26’dan da görüldüğü üzere yanma sistemi, motor hızının artmasıyla motorun yaydığı gürültünün artış oranını belirleyen ana faktördür. Benzinli motorlar için üs 5 iken, dizel motorlar içinse 2.5 tir. Ayrıca şekle göre düşük hızlarda gaz kuvvetlerinin ilerlemesini iyileştirerek gürültü yaklaşık 25 dB kadar azaltılabileceği görülmektedir.

Hızın artmasıyla eğriler birbirine yaklaşmaktadır, bu da yüksek hızlarda gazın ilerleme şeklinin gürültü oluşumuna etkisinin azaldığını göstermektedir.



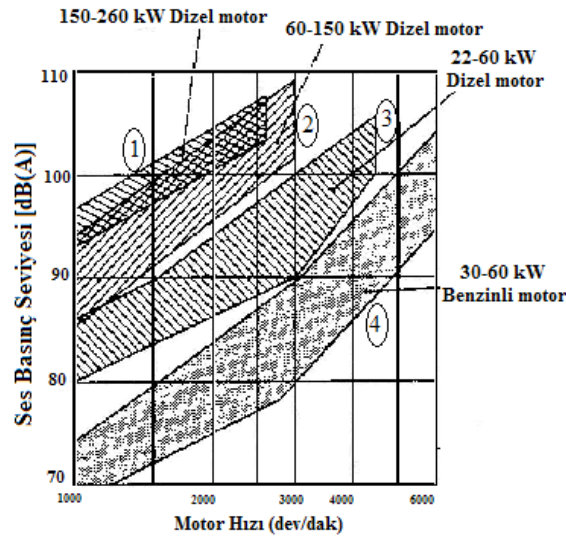
Şekil 3.26 : Motordan yayılan gürültüyü etkileyen işletme parametreleri [24]

Hız ve silindir hacmi, motor gürültüsünün yoğunluğunu şu şekilde etkiler.

$$I = s b t \times n^{2.5-5} \times V^{1.75}$$

3.4.7.1 Hızın motor gürültüsüne etkisi

Şekil 3.27’de, 50 taşıt motorunun anekoik bir odada 1m uzaklıktan detaylı ölçümleri sonucu elde edilen gürültü değerlerini göstermektedir. Burada motorlar çeşitli parametrelere göre sınıflandırılmıştır. Her bir grup için gürültü seviyelerini genel aralıkları açıkça tanımlanmıştır. Motor hacminin gürültüye etkisi açıkça görülmektedir. Küçük hacimli motorlar yüksek nominal hızlarda büyük hacimdekilerle yaklaşık aynı gürültü değerlerine erişmektedirler.



Şekil 3.27 : Motor hızının motor gürültüsüne etkisi [24]

Şekil 3.27’de de görüldüğü gibi her bir grupta farklı üretilen motorların toplam gürültü seviyeleri arasında 10 dB kadar fark bulunmaktadır. Meydana gelen bu fark sadece silindir hacminden değil aynı zamanda motorun tasarım farklılıklarından da kaynaklanmaktadır.

Çizelge 3.1 : Şekil 3.27’teki verilerin grafiksel gösterimi

Grup	Güç	Tür	Toplam Kapasite	Silindir başına kapasite	Yanma sistemi
Grup 1	150-260 kW	Dizel	7-16 litre	1.2-2 litre	Direk püskürtmeli
Grup 2	60-150 kW	Dizel	4-7 litre	1-1.1 litre	Direk püskürtmeli
Grup 3	22-60 kW	Dizel (Yüksek hızlı)	1.6-3 litre	0.5 litre	Bölünmüş yanma odalı
Grup 4	30-60 kW	Benzin	0.8-3.5 litre	0.2-0.5 litre	Bölünmüş yanma odalı

Ağır vasıtası motorları (200-350 BG), aynı hızda çalışmaları durumunda, küçük ve orta ölçekli kamyon motorlarından bir nebze daha gürültülü çalışmaktadır. Nominal hız değerlerinde gürültüler arasındaki fark oldukça azdır.

Yüksek hızlı dizel motorlarının, en yüksek hız değerleri dışında yaklaşık 10 dB kadar daha az gürültüyle çalıştığı görülmektedir. Aynı şekilde, benzin motorlarının da yaklaşık 10 dB kadar bir gürültü farkı bulunmaktadır.

Taşıt gürültüsüne etkiyen bir parametre olarak motor gürültüsünün incelenmesinde karşılaştırılabilir önemli bir faktör de etkin çalışma aralıklarındaki gürültü seviyeleri arasındaki farktır. Bu da çizelge 3.2 yardımıyla daha kolay görülebilir.

Çizelge 3.2 : Çeşitli güçlerdeki taşıtların değişen gürültü aralıkları

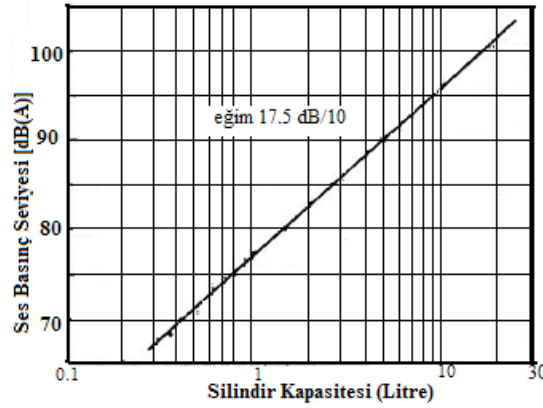
Grup	Güç	Çalışma aralığı	Gürültü Aralığı
Grup 1	200-350 BG	1000-2600 dev/dak	10 dBA
Grup 2	80-200 BG	1000-3000 dev/dak	15 dBA
Grup 3	30-80 BG	1000-4500 dev/dak	20 dBA
Grup 4	40-50 BG	1000-6000 dev/dak	30 dBA

Bu veriler trafikteki ticari araçların özellikle şehir içi yollarda hafif ticari araçlara ve arabalara göre neden daha fazla gürültü yarattıklarını daha iyi açıklamaktadır.

3.4.7.2 Silindir hacminin motor gürültüsüne etkisi

Motordan hızın artırılmasıyla elde edilebilecekten daha büyük bir çıkış gücü istenildiği zaman daha büyük silindir hacmine sahip motor tasarımına gidilir. Daha büyük silindir hacmine sahip motor, daha büyük kuvvetlerle tahrik edilir; yani piston alanı büyürken birim alana etkiyen basıncın sabit kalması gerekir, bu yüzden

motorun üzerine etkiyen gerilmelere aynı şekilde mukavim kalabilmesi için daha sağlam yapılmalıdır.

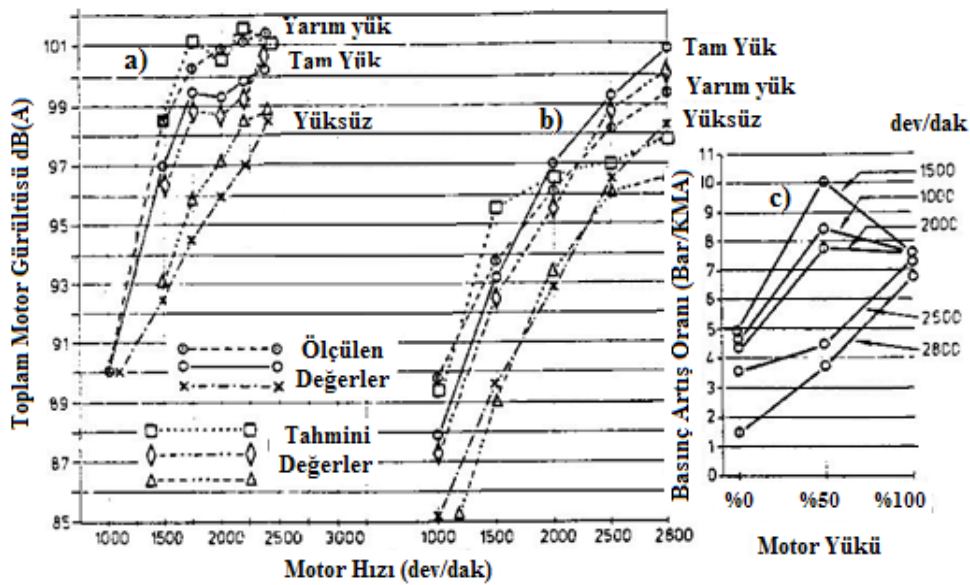


Şekil 3.28 : Silindir kapasitesi ile ses basıncı arasındaki ilişki [24]

Bu grafiğe göre silindir hacminin artması ses basınç seviyesini arttırmaktadır. Piston alanına etkiyen kuvvet değişmediği için motorun dış yüzeyine etkiyen titreşim seviyesinin de çok fazla değişmeyeceği düşünülürse; bu artışın motorun yayılma alanı arttığı için meydana geldiği açıkça görülecektir.

3.4.7.3 Motor yükünün gürültüye etkisi

Motor yükü, motor gürültüsünü dizel motorlarda yükle püskürtme zamanlamasında meydana gelen değişimlerden ötürü, benzin motorlarında ise tutuşma zamanlamasından ötürü etkiler. Herhangi bir hızda toplam motor gürültüsünün değişimi çok nadiren 2-4 dB den farklı görülür.



Şekil 3.29 : Motor yüküne göre ölçülen ve tahmin edilen motor gürültüsü [24]

Şekil 3.29’da turboşarjlı ve doğal emişli dizel motorların farklı yüklerdeki ölçülen ve tahmin edilen gürültü seviyelerinin farklarını göstermektedir. Doğal emişli ve turboşarjlı motorlarda tam yükte, kısmi yük ve yüksüz durumlara göre gürültü değerleri daha yüksektir. Ayrıca grafikte basınç artış oranlarının farklı hızlarda yüke bağlı değişimleri de görülmektedir.

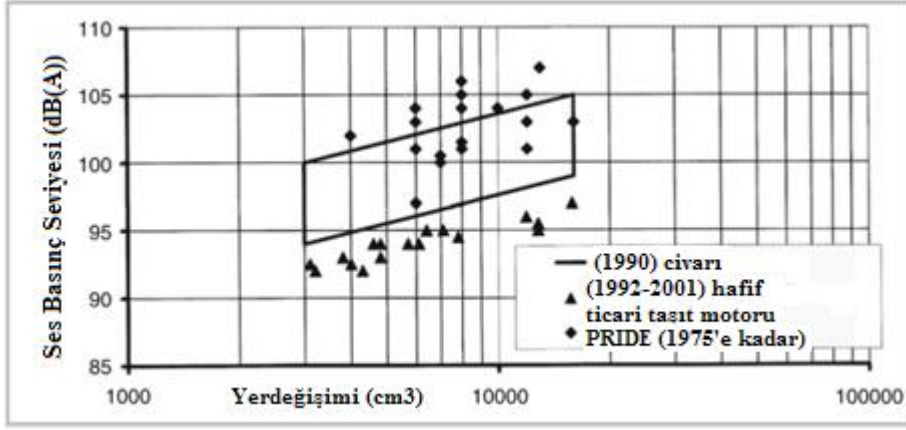
3.4.8 Motor gürültü emisyonlarının gelişimi

Devlet sağlık politikaları bakımından bir zorunluluk olmasına rağmen taşıtların neden olduğu gürültü kirliliği henüz yeterinde azaltılamamıştır. Bu nedenle, 1970lerin başından beri her taşıt ve taşıtta gürültüyü meydana getiren bileşenler için gürültü limitleri gün geçtikçe aşağı çekilmektedir. Bu gürültü kısıtlamalarının, trafikte artan taşıt yoğunluğu ve taşıt üreticilerinin yaptıkları ar-ge yatırımları göz önüne alındığında geliştirdikleri teknoloji sayesinde daha da azalacağı öngörülmektedir.

İçten yanmalı motorlar için bir gürültü emisyon limiti söz konusu değildir; bunun yerine mevcut gürültü kirliliğini azaltmak için taşıtın toplam gürültüsünü sınırlayan kanunlar konulmuştur. Bu nedenle, taşıt üreticileri için motor gürültüsünü azaltmak için iki çözüm önerisi söz konusudur. Bunlardan biri daha az gürültülü motor geliştirmek ya da mevcut motorların gerekli gürültü hava yoluyla yayılımlarını önlemek için motor ile sürücü kabini arasındaki paneller, yerine göre yalıtıcı, yutucu veya sönümleyici malzemelerle kaplanmalıdır. Bu kaplama motor üreticileri için önemli ek maliyet getireceği için daha sessiz çalışan motor üretimi daha tercih edilir. Aslında, doğrudan olmasa da taşıt gürültüsünü kısıtlayan kanunlar, taşıt gürültüsünü önemli derecede etkileyen motor gürültüsünün azaltılmasını dolaylı yoldan zorunlu kılmaktadır.

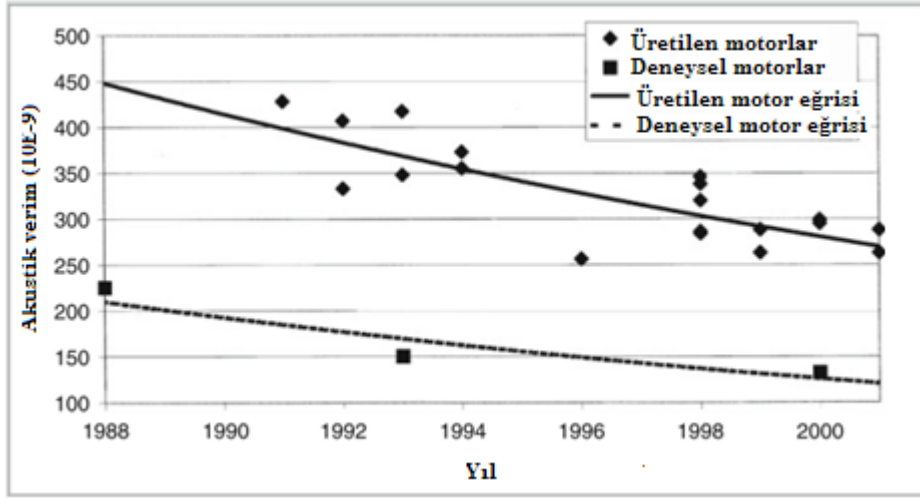
Motor gürültüsünün en önemlisi olduğu düşünülürse, aktarma organları, lastik gürültüsü veya hidrolik gürültüsü vb. diğer gürültü bileşenleri de taşıt gürültüsünü etkileyen diğer önemli gürültü kaynaklarıdır.

Şekil 3.30’da kamyon ve endüstriyel uygulamalarda kullanılan direkt püskürtmeli motorların piston yer değişimine göre gürültü değerlerindeki azalma görülmektedir. Farklı motorlardan gürültü emisyonlarının dağılım bantları 1975 ve 1990 yılları için ölçülmüştür. Bant aralıkları genelde büyük olmasına rağmen, 1975 ve 1990 yılları arasında gözle görülür bir fark oluşmuştur.



Şekil 3.30 : Dizel motorlarının akustik iyileştirmeler sonucu elde edilen gürültü değerlerinin karşılaştırılması [17]

Motor ses gücü oranının nominal motor gücüne oranı olarak tanımlanan akustik etki ifadesi 1990'lardan beri devamlı olarak azalmaktadır. Şekil 3.31'de ise 1988-2001 yılları arasında ticari taşıt dizel motorlarında akustik etkinin düşüşünü görülmektedir. Motor gürültüsünün azaltılması için gereken ön şart gürültünün kaynağının bilinmesidir.



Şekil 3.31 : 1988-2001 arasında ticari taşıt dizel motorlarının akustik etki [17]

1990'dan beri ileri teknoloji motorlar geliştirilmektedir. Sonlu elemanlar metodu yardımıyla motorun gürültü uyarılarını azaltmak için yapısal optimizasyonu gerçekleştirilebilmesi, motor gürültüsünü 90'lara göre 5-8 dB arasında azaltacak yeni motor tasarımlarının geliştirilmesine imkân sağlamıştır.

4. DENEY EKİPMANLARI VE DÜZENİ

4.1 Ölçümler

Bu kısımda, tez kapsamında gerçekleştirilen deneylerde alınan ölçümlerle ilgili bilgi verilmiştir.

4.1.1 Ses gücü ölçümleri

Test odalarında yapılan ölçümlerde ses kaynağının ses yayma özelliklerinin bulunması veya kaynağın ses gücü düzeyinin bulunması hedeflenmektedir. Ses düzeyinin ölçümü için geliştirilmiş ses düzeyi ölçerler kullanarak, istenilen bir noktadaki ses düzeyi doğrudan ölçülebilir. Ses düzeyi ölçerler, ses düzeyini 1 dB ya da 0.5 dB hassasiyetle ölçmektedir. Ses düzeyi ölçerlerin ölçümlerden önce ve sonra kalibre edilmeleri gereklidir. Güvenilir, hassas ölçümler yapabilmek için ölçüm yapılan ortamın atmosferik özellikleri saptanmalı, ölçüm noktaları ve çevredeki yansıtıcı ve yutucu yüzeyler işaretlenmelidir. Bir kaynağın gürültü düzeyi ölçülecekse, kaynak çalışmadan, ölçüm noktasındaki arka plan gürültüsü ölçülmelidir. Arka plan gürültüsüyle asıl ölçüm değeri arasında 10 dB veya daha fazla fark varsa, yapılan ölçüm 0.5 dB hassasiyetle geçerlidir. Aradaki fark 10 dB'den daha azsa asıl ölçümden arka plan gürültüsünün çıkarılması gereklidir. Ses gücü düzeyi belirlenirken ses basıncı tabanlı ve ses şiddeti tabanlı ölçüm yöntemleri kullanılabilir [30].

Ses basıncı yöntemi kullanılarak ses gücü düzeyi belirlenirken kaynağın etrafında oluşturulan hayali yüzeylerin üzerindeki çeşitli noktalara yerleştirilen mikrofonlarla ölçüm yapılır. Bu yüzey genellikle dikdörtgen prizması veya yarımküre olarak seçilmektedir. Ölçüm yapılan mikrofonların sayısı da 3 ile 12 arasında belirlenebilir. Ses basıncı yöntemi ile ölçümler çok kısa sürede tamamlanabilmektedir. Ancak ölçümlerin yapıldığı mekânın akustik özelliklerinin çok iyi olması gerekmektedir.

4.1.2 Titreşim ölçümleri

Titreşim ölçümleri çok çeşitli olarak yapılmaktadır. Titreşim ölçümü yapabilmek için titreşim ölçüm cihazı ve probu kullanılmalıdır. Titreşim ölçüm problemleri ivme-ölçerler, hız probu ve temassız (Lazer) deplasman probu olarak gruplandırılabilir. İvme-ölçerler, geniş frekans ve dinamik aralığa sahip ve nispeten ufak yapıda olması sebebiyle en genel amaçlı transdüserlerdir. İvme-ölçerler, ölçüm yapılmak istenilen yüzeylere monte edilerek o yüzeyin tahrik edilmesi sonucunda titreşimi ölçerler. Hız probu, çoğunlukla orta frekans bölgesini içeren izleme sistemlerinde kullanılmaktadır.

4.1.3 Silindir içi basınç seviyesi ölçümü

Motorun silindir içi basınç seviyesi ölçümü veya motorun indikatör diyagramları çıkarılırken; silindirlerden bir tanesine silindir içi basıncın ölçülmesi için sensör yerleştirilmiştir. Sensörden alınan mV mertebesindeki sinyaller amplifikatörde yükseltilmektedir. Ayrıca motor üzerinde krank miline bağlanan bir encoder ise krank mili açısının belirlenmesini sağlamaktadır. Amplifikatör ve encoder'dan gelen analog veriler bir teçhizatla digital hale getirilerek bilgisayarda görüntülenebilmektedir. “Smetech Combi” (Alman) program kullanılarak indikatör diyagramı çizilip, incelemesi yapılabilmektedir.

4.2 Ölçümlerde Kullanılan Ölçüm Ekipmanları

Bu kısımda, motorun silindir içi basıncı, ivme ve ses gücü ölçümlerinde kullanılan ölçüm ekipmanları ve yazılımlarıyla ilgili bilgi verilmiştir.

4.2.1 Mikrofonlar

Ses dalgalarını elektriksel titreşimlere çeviren elektro-akustik cihazlar mikrofon olarak nitelendirilir. Bütün mikrofonlar, diyafram adı verilen ve ses dalgalarına tepki gösteren çeşitli şekillerde yapılmış elemanlara sahiptir. Diyaframa çarpan ses dalgaları ses basıncında değişiklikler yaratır ve bunun sonucunda diyafram içe veya dışa doğru hareket ederek mekanik titreşimler yapar. Bu titreşimler, mikrofonun çıkış uçlarında bir gerilim meydana getirir. Mikrofonun çıkış uçlarında meydana gelen bu gerilim, hareket eden parçaların hızı veya titreşimlerinin genliği ile orantılıdır. Şekil 4.1’de bir mikrofonun iç ve dış yapısı gösterilmektedir.



Şekil 4.1 : Mikrofonların iç ve dış yapısı [29]

Ses ölçümlerinde kullanılan mikrofonlar; serbest alan mikrofonları, dağınık alan mikrofonları ve basınç tipi mikrofonlar olmak üzere üç grupta toplanabilir. Değişik çaplarda ve değişik frekans aralıklarında ölçüm yapan mikrofonlar yapılacak ölçümün çeşidine göre seçilmelidir. Sesin yalnızca tek bir yönden geldiği tüm uygulamalarda serbest alan mikrofonları kullanılabilir. Bu mikrofonlar genellikle açık hava ölçümlerinde de veya yansımaların çok az olduğu anekoik odalarda yapılan ölçümlerde kullanılırlar. Tüm açılardan gelen seslere eşit tepki veren mikrofonlar ise Dağınık alan mikrofonlarıdır. Yansıtıcı yüzeyleri çok olan veya birçok gürültü kaynağının bulunduğu mekanlarda bu tip mikrofonlara ihtiyaç vardır. Basınç tipi mikrofonlar ise, çok yüksek ses seviyelerinin veya hava akış gürültüsünün ölçülmesinde kullanılmaktadır.

4.2.2 İvme-ölçerler

İvme-ölçerler, genel amaçlı mutlak hareket ölçümlerinde, şok ve titreşim ölçümlerinde kullanılırlar. En yaygın olarak kullanılan ivme-ölçerler, piezoelektrik ve kapasitif ivme-ölçerlerdir.

Piezoelektrik ivme-ölçerler çok düşük frekanslı sismik uygulamalardan, çok yüksek frekansda doğrusal çalışma aralığı gerektiren çarpma testlerine kadar birçok uygulamada kullanılmaktadır. İçerisinde kuvarz ya da seramik kristaller bulunduran piezoelektrik ivme-ölçerler, bir kuvvet etkisi altında kaldığında picocoulomb seviyesinde elektrik yükü üretirler. Bu elektrik yükünün kristal üzerindeki değişimi yer çekimi ivmesinin değişimi ile doğru orantılıdır. İvme-ölçerlerin maruz kaldığı atalet kuvveti piezoelektrik kristale etkir ve ivme ile doğru orantılı bir elektrik sinyali çıkışı verir. Bu sinyal taşınabilir voltaj sinyaline çevirilerek yerçekimi ivmesi (g) veya mm/s cinsinden ivme değeri elde edilir.

Kapasitif ivme-ölçerler, düşük seviyeli ve düşük frekanslı titreşimleri ve statik ivmeleri ölçmede kullanılırlar. Karşılıklı yerleştirilmiş kapasitör şeklinde çalışan iki plaka arasındaki kapasitansın değişmesi prensibi ile çalışırlar. Plakalar arasındaki mesafenin, dolayısıyla kapasitansın değişmesiyle ivme ile doğru orantılı bir sinyal doğururlar. Özellikle robotik, otomotiv sürüş kalite testleri, bina dinamiği gibi ölçümlerde kullanılırlar.

Yoğunlukla otomotiv ve havacılık sektöründeki modal analizlerde kullanılan üç eksenli ve tek eksenli ivme-ölçerler Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 ile gösterilmektedir.



Şekil 4.2 : Üç eksenli ivme-ölçerler [29]

Küçük yapıda, hafif, sağlam ve yüksek hassasiyete sahip bu ivme-ölçerler çeşitli hassasiyet ve frekans aralıklarında ölçüm yapabilme imkânı sağlamaktadır.

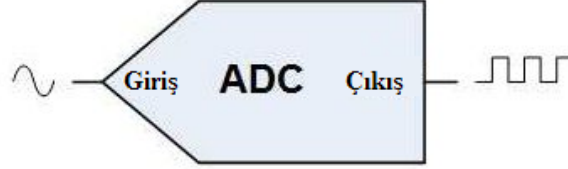


Şekil 4.3 : Tek eksenli ivme-ölçer [29]

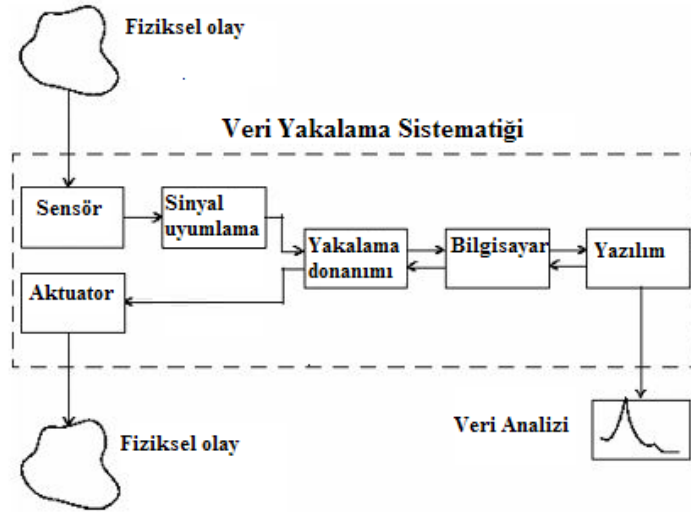
4.2.3 Brüel&Kjær PULSE analizörü

PULSE, B&K firmasının bilgisayar tabanlı analiz sistemi olmakla beraber bilgisayar, uygulama yazılımı, analizör ve mikrofon, ivme-ölçer, darbe çekici gibi transdüserlerden meydana gelmektedir. PULSE sistemi akustik ve titreşim alanında genel akustik ölçümleri, ses gücü düzeyi belirleme, ses şiddeti ve gürültü kaynağı belirleme, araç geçiş gürültüsü, ses kalitesi, genel titreşim ölçümleri, yapısal ve modal analiz, mertbe (order) analizi gibi uygulamalara cevap verir niteliktedir.

Bir enerji çeşidini başka bir çeşide çevirmeye yarayan transdüserlerin ilettiği verinin analiz edilmesi, dijital olarak hızlı ve kolay bir şekilde yapılabilir. Fakat, prosesin dijital ortamda yapılması verinin dijitalize edilmesi ihtiyacını beraberinde getirmektedir. Bu nedenle transdüserlerden alınan elektriksel sinyal ADC devreler aracılığı ile dijitalize edilerek analizler nümerik hesaplar ile yapılır. (Şekil 4.4 ve 4.5)



Şekil 4.4 : ADC devrelerine giren ve çıkan sinyallerin gösterimi



Şekil 4.5 : Veri yakalama sistemi

Bu sayısallaştırma işlemini yapan cihazlar, bilgisayar kontrolü ile çalışarak verinin toplanması ve sayısal analizlerin real-time yapılmasını sağlayan ekipmanlar olan analizörler yardımıyla yapılmaktadır.

PULSE sisteminin en önemli avantajlarından biri ise çok sayıda analizör tanımlama imkânıdır. Paralel Analiz imkânı ile aynı transdüserden gelen sinyal paralel olarak farklı analiz yöntemleri ile işlenerek ölçümün tekrar yapılmasına gerek kalmaksızın istenen tüm verilerin tek seferde elde edilmesi mümkündür.

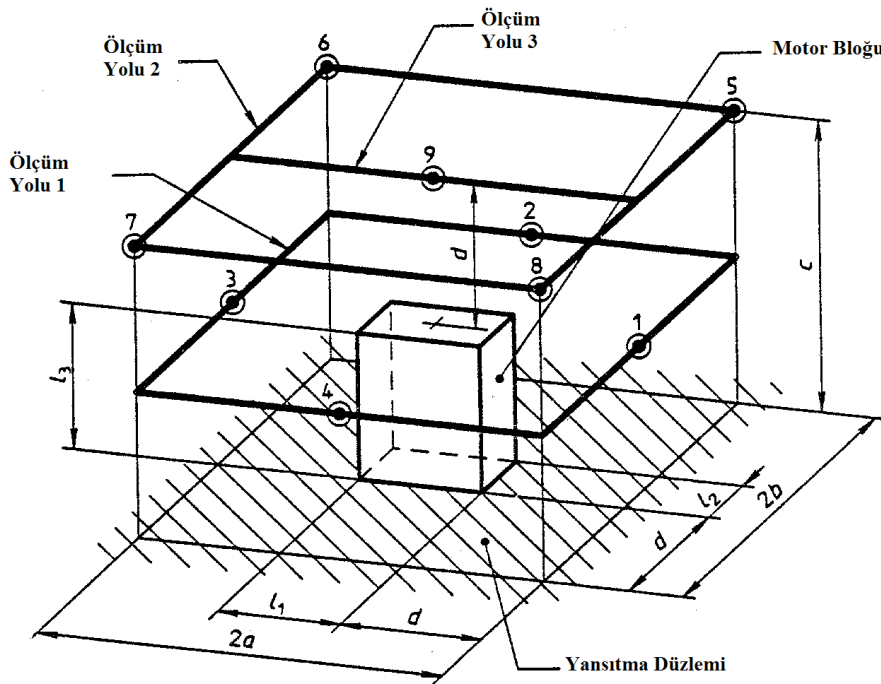
4.3 Motor Bloğu Üzerinde Yapılan Ölçümler

4 silindirli 95 BG MR-1/V2 yanma odalı ve klasik yanma odalı Tümosan motor bloklarının titreşim ve gürültü ölçümleri farklı yük durumları, farklı devir sayıları

için alınmış; gaz ile ve elektrik motoru ile tahrik edilmiş durumlar için bu mler tekrar edilmiştir. Ayrıca, motor deneylerinde silindir içi indike bklklerin mn yapabilen SMETEC (Almanya) marka indikatör m sistemi kullanılmıştır. Bu sistem yardımıyla da titreşim verileri alınırken aynı anda indikatör diyagramları da çıkartılmıştır. Bu mler için akustik- gürültü kaynaklarının bir yansıtma düzlemi boyunca ses gücü seviyelerinin ses basıncı kullanılarak tayini metodu kullanılmıştır. Deneyler, İT Otam'da bulunan yarı-anekoik odada gerçekleştirilmiştir.

4.3.1 Ses gücü mleri

Deney düzeneginde 4 silindirli Tümosan motorlarına ait gürültü değerlerini mek için şekil 4.6'da da görüldüğü gibi motorun etrafına 9 adet mikrofona konumlandırılmıştır. (Ek-şekil A.3) Gürültü mleri motorun 1500 dev/dak ile 2500 dev/dak arasındaki değişimini, yanmanın gürültü üzerine etkisini inceleyecek şekilde yapılmıştır. Bunun için motor, hem gaz kelebeği yardımıyla hem de elektrik motoruyla tahrik edilerek mler yapılmıştır.



şekil 4.6 : Mikrofona konumları [26]

4.3.2 Titreşim mleri

Deneyler esnasında X yönündeki titreşimler, Y (yatay) ve Z (düşey) yönündeki ivmelere nazaran önemsenmeyecek düzeyde olduğu için mlere katılmıştır.

İvmeölçerler, motor düzeneğine Ek-Şekil A.1 ve A.2’de görüldüğü gibi konumlandırılarak ölçümler alınmıştır. Ayrıca transfer mekanizmalarının elde edilmesinde kullanılmak üzere silindir içi titreşim değerleri de yine SMETEC yazılımı ile elde edilmiştir.

4.3.3 Silindir içi basınç ölçümleri

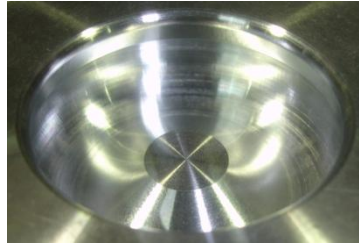
Motorların yanma odaları birbirinden farklı olduğu için, titreşim ve gürültü seviyelerinin farkını sağlayan en önemli fark, yanma proseslerinde meydana gelen değişimdir. Bu farkı daha iyi görebilmek için titreşim ve gürültü ölçümleriyle beraber motorlara ait indikatör diyagramlarının da çıkartılması önem arz etmektedir. Deneyler boyunca, SMETEC marka indikatör ölçüm sistemi ile farklı devir sayıları, yük durumları ve tahrik mekanizmalarına göre titreşim ve gürültü ölçümleriyle eş zamanlı olarak indikatör diyagramları da çıkartılmıştır.

5. DENEYSEL UYGULAMALAR

Tez kapsamında, İTÜ OTAM Akustik laboratuvarında MR-1/V2 ve Klasik yanma odalı 4 silindirli dizel motorlarının ivme ve ses gücü seviyeleri ölçülmüş ve ayrıca motorların indikatör diyagramları çıkartılmıştır. Titreşim, gürültü seviyeleri ve indikatör diyagramları; yüke, devir sayısına ve motorun gaz verilerek ve elektrik motoruyla tahrik edilmesine göre karşılaştırılmıştır.

5.1 Deneylerde Kullanılan Motorların Yanma Odalarının Karşılaştırılması

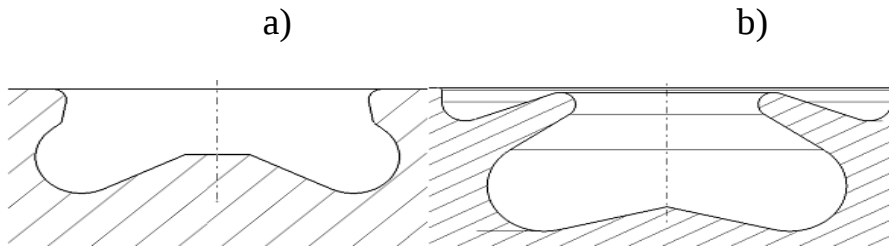
KLASİK olarak tabir edilen yanma odasına sahip TŪMOSAN motorları ($d/s = 104/115$ mm) direkt pŷskŷrtmeli dizeller grubuna ait olup, klasik ω geometrili yanma odası piston üzerinde yer almaktadır. Bu tip yanma odası hem karayolu, hem de yol dışı araç motorlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Stage I emisyon standardına cevap veren bu motorda delik çapı 0,21 mm olan 5 delikli enjektör kullanılmaktadır. Maksimum yakıt pŷskŷrtme basıncı 750-800 bar civarındadır.



řekil 5.1 : Direkt pŷskŷrtmeli TŪMOSAN dizel motorlarının ω tipli klasik yanma odası

MR-1/V2 yanma odasına sahip TŪMOSAN dizel motorları, Stage III emisyon standardına uyum sağlamak için yeni bir model olarak MR-1 yanma odası modelinin ikinci bir versiyonu olarak geliştirilmiştir. ($\epsilon=18$) şekil 5.2’de Klasik ω tipi ve MR-1/V2 yanma odalarının kesitleri gŷsterilmiřtir. şekil 5.3’te Moskova Teknik Ūniversitesinin Diesel-RK isimli programı kullanılarak MR-1/V2 yanma odasında pŷskŷrtŷlen yakıt demetinin duvarlara sıvanma simŷlasyonu gŷsterilmiřtir. Buradan gŷrŷldŷė gibi, pŷskŷrtŷlen yakıtın bŷyŷk bir kısmı (yaklaşık %90-95) ŷn yanma

odasının tabanına, ana yanma odasının ise konik duvarına sıvanması sayesinde tabakalı karışım oluşturulmaktadır. Bilindiği gibi, bu durumda püskürtülen yakıtın az bir kısmı atomizasyona maruz kaldığı için tutuşma gecikmesi (α_i) küçülür. α_i 'nin küçülmesiyle ilk önce yanmaya sevk edilen yakıt miktarı az olduğu için yanma basıncı düşük değerlere ulaşmaktadır. Yanmanın bir sonraki sürecinin hızı, duvara sıvanan yakıtın buharlaşma hızı ile bağlı olduğu için basıncın aniden yükselmesi veya basınç gradiyentinin yükselişi önlenir ve böylece, teorik incelemelerde de anlatıldığı gibi gürültünün azaltılması sağlanır.



Şekil 5.2 : 4 Silindirli 95 BG TUMOSAN motorunun standart (Klasik - a) ve yeni (MR-1/V2-b) yanma odalarının kesitleri.

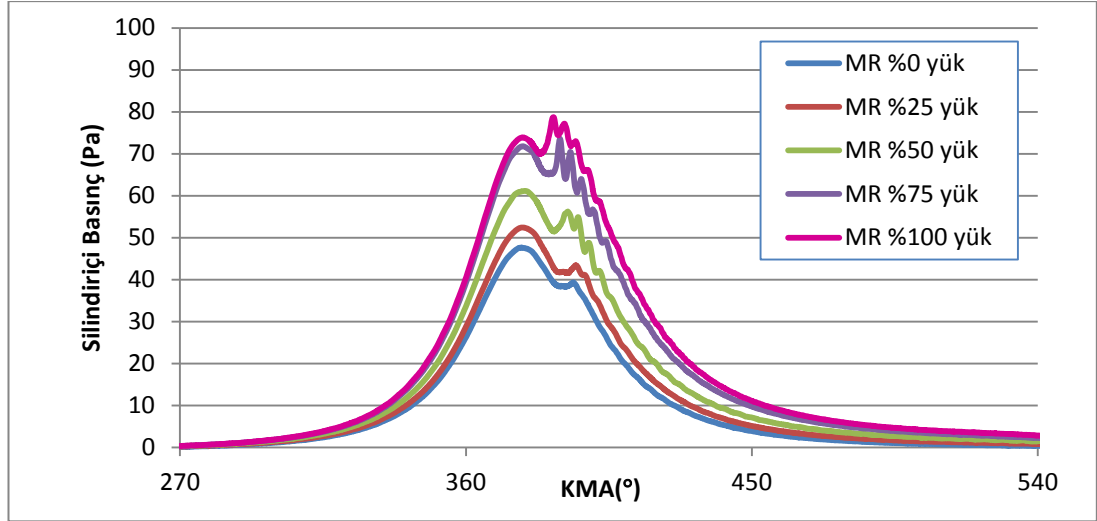


Şekil 5.3 : MR-1/V2 yanma odasına püskürtülen yakıt demetinin duvarlara sıvanma simülasyonu

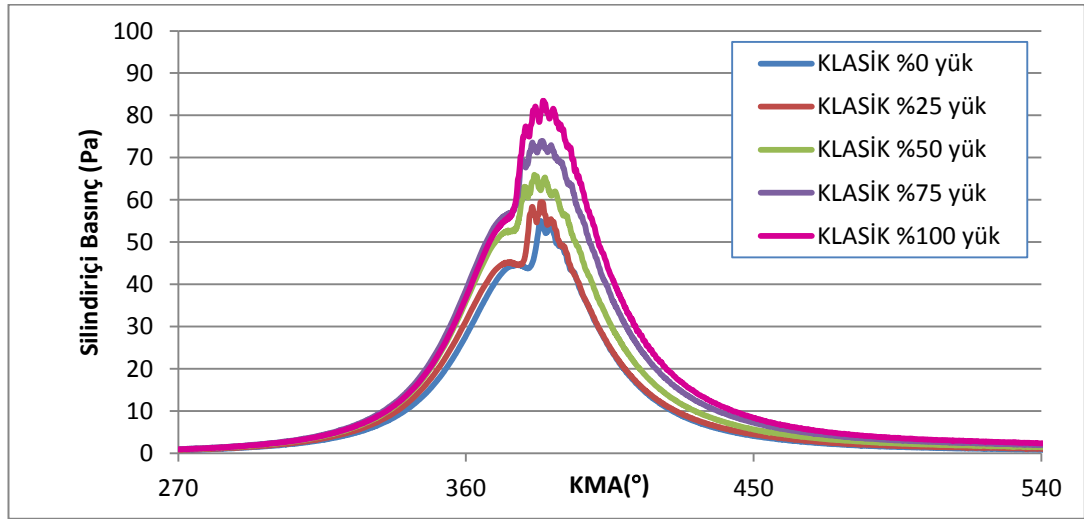
5.2 Yük Durumuna Göre İndikatör Diyagramı, Ses Basıncı ve İvme Karşılaştırmaları

5.2.1 İndikatör diyagramları

Şekil 5.4 ve 5.5'teki indikatör diyagramları 2500 dev/dak da motor yükünün %25'lik oranlarla arttırılmasıyla elde edilmiştir. Motor yükünün arttırılmasıyla silindir basıncında artış gözlenmiştir. MR-1/V2 yanma odasında yüksüz durum ile tam yükte elde edilen maksimum basınç arasındaki fark 25,7 Pa olarak hesaplanmıştır. Klasik yanma odasında ise bu fark 29,6 Pa dır. MR-1/V2 yanma odasının basınç gradiyentlerinin, Klasik yanma odasında oluşan basınç gradiyentlerine göre daha düşük seviyede olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, MR-1/V2 yanma odasındaki basınç gradiyentlerinin de artan yük oranıyla çok belirgin şekilde arttığı görülmektedir.



Şekil 5.4 : Yük durumuna bağlı MR-1/V2 yanma odasının indikatör diyagramları

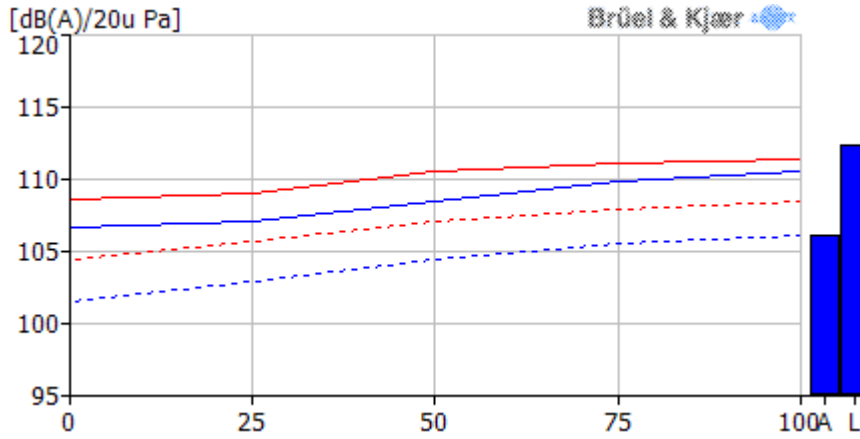


Şekil 5.5 : Yük durumuna bağlı Klasik yanma odasının indikatör diyagramları

5.2.2 Ses gücü

Deneylerin bu bölümünde motor yükündeki artışın devir sayısına bağlı olarak değişimi incelenmiştir. Motor yükünün artmasıyla ses gücü seviyesinde artış gözlenmiştir. Motor yükünün artışı ile gürültünün artmasının temel nedeni, yanma prosesinde yakılan yakıt miktarının artması ve böylece bir yanma başına ortaya çıkan gürültü seviyesinin yükselmesidir. Motorun maksimum devir sayısı olan 2500 dev/dak da ve tam yükte MR-1/V2 yanma odalı motorda Klasik yanma odalı motora göre 0.8 dB azalma görülmüştür; yüksüz durumda ise bu fark 2 dB dir. 1500 dev/dak ise iki motor arasındaki bu fark yaklaşık 2.5 dB olarak gözlenmiştir. Sonuç olarak tüm devir sayılarında ve tüm yüklerde MR-1/V2 yanma odalı motorun ses gücü seviyesinin Klasik motora göre daha düşük olduğu görülmüştür.

— Klasik Yanmalı (2500 dev/dak)	— MR Yanmalı (2500 dev/dak)
- - - Klasik Yanmalı (1500 dev/dak)	- - - MR Yanmalı (1500 dev/dak)



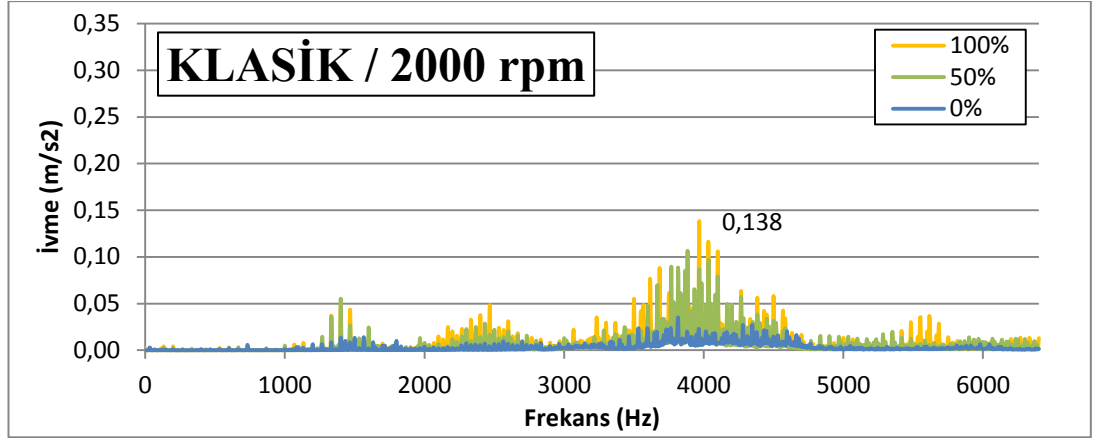
Şekil 5.6 : MR-1/V2 ve Klasik yanma odalı motorların ses basıncının yük durumuna göre değişimi

5.2.3 İvme ölçümleri

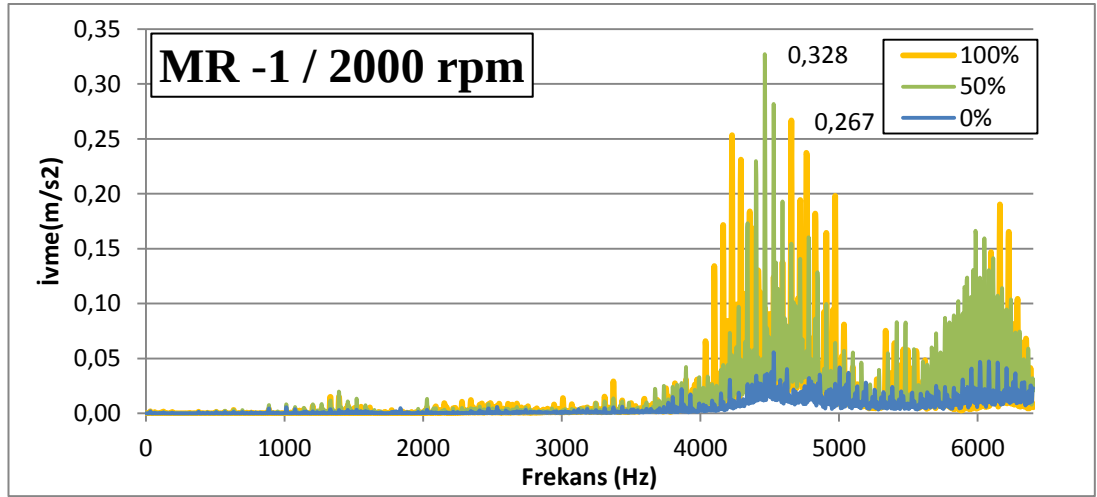
Motor bloğuna yerleştirilen ivmeölçerler yardımıyla elde edilen grafikler şekil 5.7 ve 5.8'deki gibidir. Burada Z yönünde ölçülen ivme, yanma sonucu oluşan piston hareketinden doğan motorun boyuna (düşey) yer değişimidir, Y yönünde ölçülen ivme ise motorun enine (yatay) hareketi sonucu oluşan yer değişimidir.

5.2.3.1 Z yönündeki ivme ölçümleri

Bu ölçümlerin yapılmasındaki temel amaçlardan biri de iki motorun hangi frekans aralıklarında titreşim değerlerinin baskın olduğunun belirlenmesidir. Yanma prosesi, motorda Z yönünde titreşimin oluşumunda en etkin kuvvetleri meydana getirir. Şekil 5.7'deki grafikte Klasik yanma odalı motorda, 2000 dev/dak'da motor yükünün artmasıyla titreşim seviyelerinde de buna paralel artış görülmektedir. İvme değerlerinin en yüksek olduğu frekans aralığının 4000 Hz civarında olduğu görülmektedir. Maksimum değeri ise 3968 Hz'de $0,138 \text{ m/s}^2$ dir. MR-1/V2 yanma odalı motorda ise yükün %50 yükte tam yüke göre daha yüksek ivme değerleri görülmektedir. Bu motorda, ivme değerlerinin baskın olduğu frekansların 4500 ve 6000 Hz civarında olduğu görülmektedir. Maksimum ivme değeri ise %50 yükte 4460 Hz'de $0,328 \text{ m/s}^2$ olarak ölçülmüştür. MR-1/V2 yanma odasının Z yönünde yüksek frekanslarda daha yüksek ivme değerlerine sahip olduğu, daha düşük frekanslarda ise Klasik motorun ivme değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 5.7 : Klasik yanma odalı motorun yük durumuna göre Z (düşey) yönündeki ivme değişimi

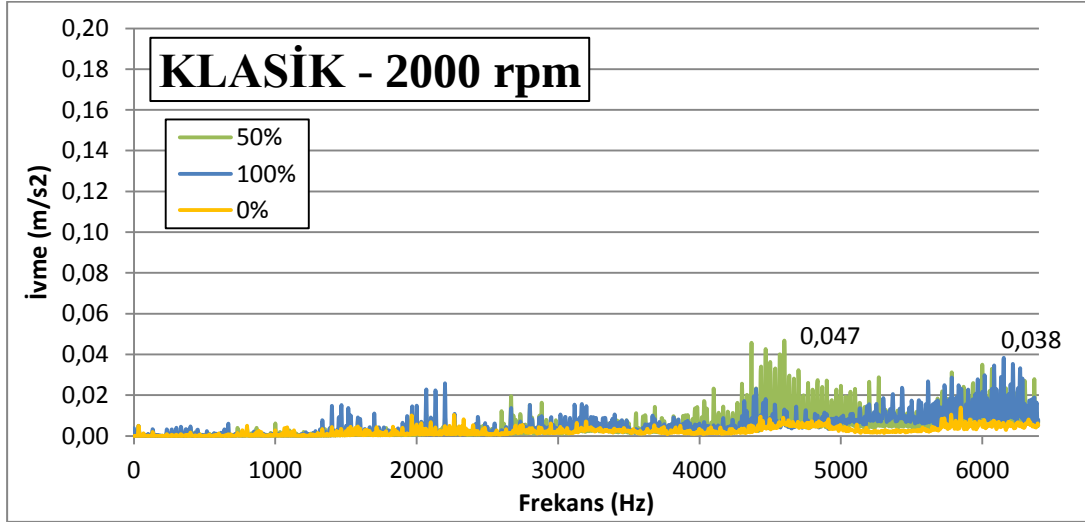


Şekil 5.8 : MR-1 V2 yanma odalı motorun yük durumuna göre Z (düşey) yönündeki ivme değişimi

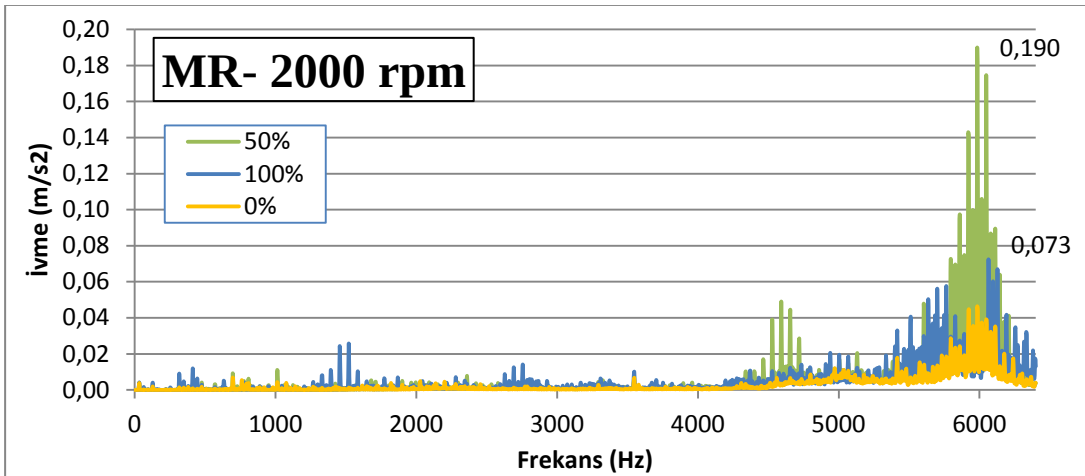
5.2.3.2 Y yönündeki ivme ölçümleri

Şekil 5.9’da klasik yanma odalı motorda baskın olan frekans aralığının 4500 ve 6000 Hz civarı olduğu gözlenmiştir. Yük miktarının artmasıyla 6000 Hz de paralel bir ivme artışı görülürken, 4500 Hz’de %50 yükte tam yüke oranla çok daha yüksek ivme değerleri görülmektedir. Klasik yanma odalı motorda tam yükte maksimum ivme değeri $0,038 \text{ m/s}^2$ iken %50 yükte ise $0,047 \text{ m/s}^2$ değeri ölçülmüştür. Şekil 5.10’da ise MR-1/V2 yanma odalı motorlarda 6000 Hz civarında baskın frekanslar görülmektedir. Klasik motordan farklı olarak %50 yükte tam yüke oranla çok daha yüksek frekanslar elde edilmiştir. Tam yükte maksimum değer $0,073 \text{ m/s}^2$ iken %50 yüklü durumda maksimum ivme değerinin $0,19 \text{ m/s}^2$ ’ye yükseldiği saptanmıştır. İki motorun ivme değerleri karşılaştırıldığında Z yönünde de olduğu gibi düşük frekanslarda Klasik yanma odalı motorların ivme değerlerinin MR-1/V2 yanma odalı

motora göre daha yüksek olduğu, yüksek frekanslarda ise MR-1/V2 yanma odalı motorun daha yüksek ivme değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca, MR-1/V2 yanma odalı motorda %50 yükte ise tam yüke oranla 2,5 kattan daha fazla bir artış olduğu söylenebilir.



Şekil 5.9 : Klasik yanma odalı motorun yük durumuna göre Y (yatay) yönündeki ivme değişimi



Şekil 5.10 : MR-1/V2 yanma odalı motorun yük durumuna göre Y (yatay) yönündeki ivme değişimi

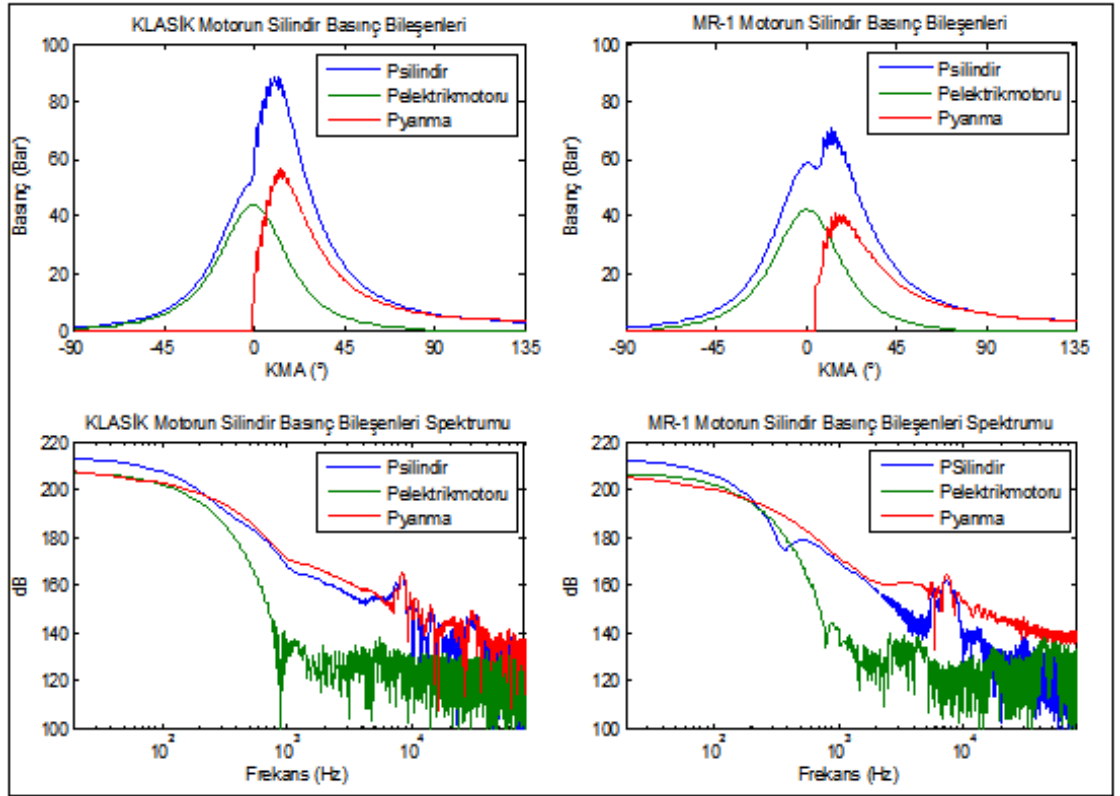
5.3 Tahrik durumuna göre indikatör diyagramı, ses gücü ve ivme karşılaştırmaları

Deneyin bu kısmında ise motorlar hem elektrik motoruyla hem de gaz verilerek tahrik edilmiştir. Böylelikle yanma prosesinin motor titreşim ve gürültüsüne etkisi incelenmek istenmiştir. Bu karşılaştırmaların yapılması için motorun rölanti

konumundan maksimum devir sayısına belirli bir aralıkla arttırılmıştır. Deneyde 1000 dev/dak'dan 2500 dev/dak'ya 100'er aralıklarla ivme ve ses gücü düzey değerleri ve indikatör diyagramları elde edilmiştir.

5.3.1 İndikatör diyagramı

Şekil 5.11'deki grafikte elektrik motoru ve gaz ile tahrik edilen motorların 1500 dev/dak ve tam yükteki frekans tabanlı ve KMA(°)'sına bağlı basınç diyagramları verilmiştir. Mavi ile gösterilen basınç değeri, motorların gaz ile tahriki, yeşil ile gösterilen basınç değerleri elektrik motoruyla tahriki, kırmızı ile gösterilen basınç ise diğer iki basıncın farkıyla elde edilen yanma basıncını ifade etmektedir.

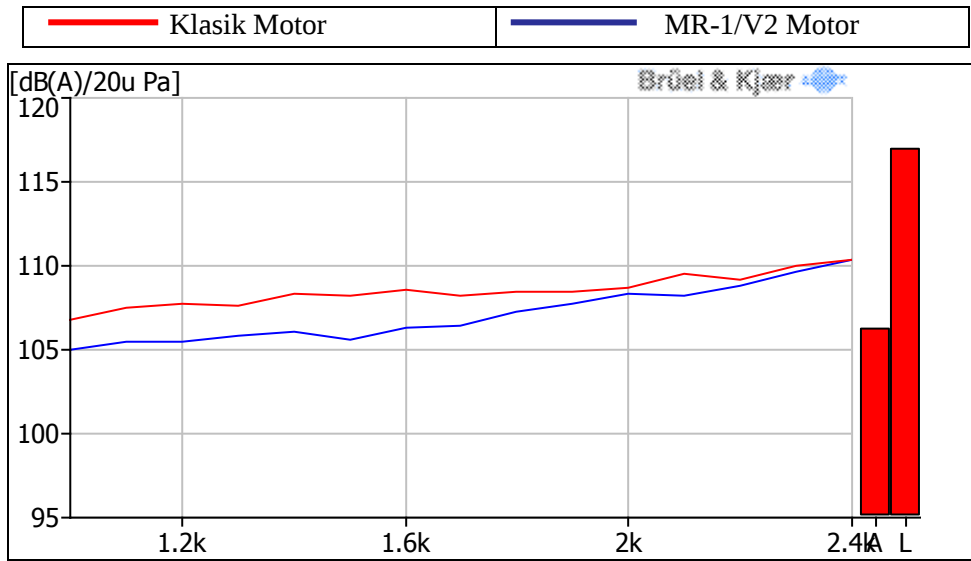


Şekil 5.11 : 1500 dev/dak tam yükte elde edilen indikatör diyagramları

Frekans eksenindeki grafiklerden de görüldüğü gibi iki motorda da düşük frekanslarda toplam silindir basıncı, diğer iki basınca göre oldukça baskındır. Orta seviyedeki frekanslarda ise yanma basıncının daha baskın olduğu görülmektedir. Klasik motordan ziyade MR-1/V2 yanma odasında bu fark çok daha belirgin olarak gözlenmektedir. Yüksek frekanslarda ise klasik yanma odasında silindir içi basınçla birbirine yakın değerler elde edilmişken, MR-1/V2 yanma odalı motorda ise yanma basıncının baskınlığı göze çarpmaktadır.

5.3.2 Ses gücü

Şekil 5.12’de tam yükte, artan devir sayısına göre motorlarda meydana gelen ses gücü artışı görülmektedir. Burada da yük değişiminde olduğu gibi MR-1/V2 yanma odalı motorun Klasik yanma odalı motora göre ses gücü seviyesinin daha düşük olduğu gözlenmiştir. Ses gücü seviyeleri arasındaki fark giderek azalarak 2400 dev/dak’da eşit seviyeye geldikleri görülmektedir. Motorların farklı tahrik mekanizmaları ile tahrikleriyle elde edilen frekans ve devir sayısına bağlı grafikleri Ek- Şekil.B ‘de verilmiştir.



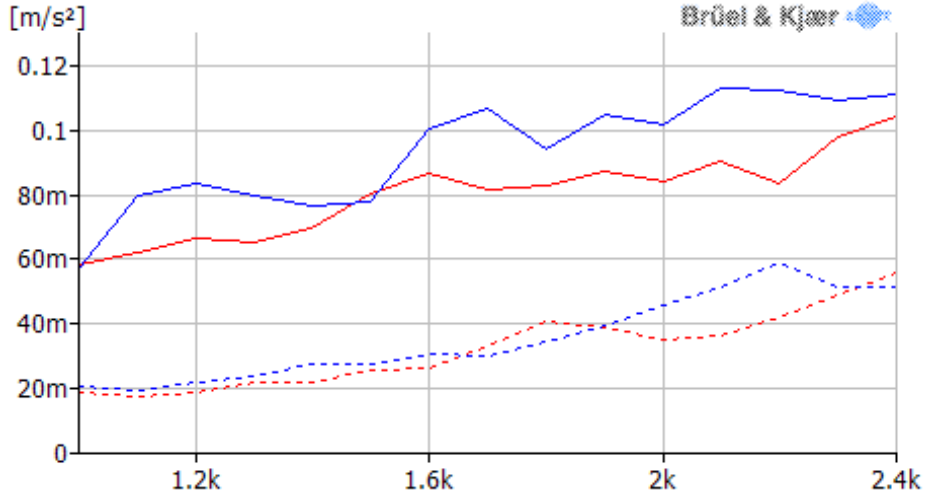
Şekil 5.12 : Ses gücü değerlerinin devir sayısı ile değişimi

5.3.3 Y ve Z yönündeki ivme

Şekil 5.13 ve 14’te motorun tahrik durumuna göre devir sayısının artmasıyla ölçülen ivme değerlerinin 3200 Hz’deki karşılaştırmaları görülmektedir. İki motorda da devir sayısının artmasına paralel olarak ivme değerlerinde artış vardır. Elektrik motoruyla tahrikte iki yönde de ivme değerlerinin beklendiği üzere birbirlerine çok yakın olduğu, yanma prosesinin etkin olduğu gaz ile tahrik durumunda ise MR-1/V2 yanma odasının ivme değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir.

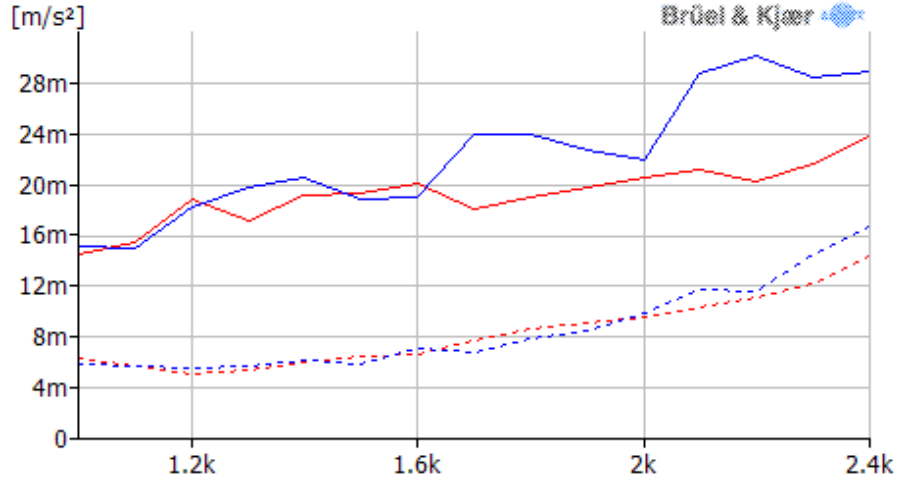
Ayrıca motorların farklı tahrik mekanizmaları ve devir sayıları için elde edilen Y ve Z yönündeki KMA(°)’na bağlı grafikler Ek- Şekil.C’de gösterilmiştir. Daha önce de bahsedildiği gibi motorların karşılaştırılmasını yapmakta KMA(°)’na bağlı elde edilen değerler çok da yeterli olmadığı için frekans tabanında karşılaştırmaları yapılmaktadır.

— Klasik Motor (YANMA)	— MR Motor (YANMA)
..... Klasik Motor (Elektrik)	 MR Motor (Elektrik)



Şekil 5.13 : Tahrik durumuna göre Z (düşey) yönündeki ivme değerinin devir sayısına göre değişimi (3200 Hz'de)

— Klasik Motor (Yanma)	— MR Motor (Yanma)
..... Klasik Motor (Elektrik)	 MR Motor (Elektrik)

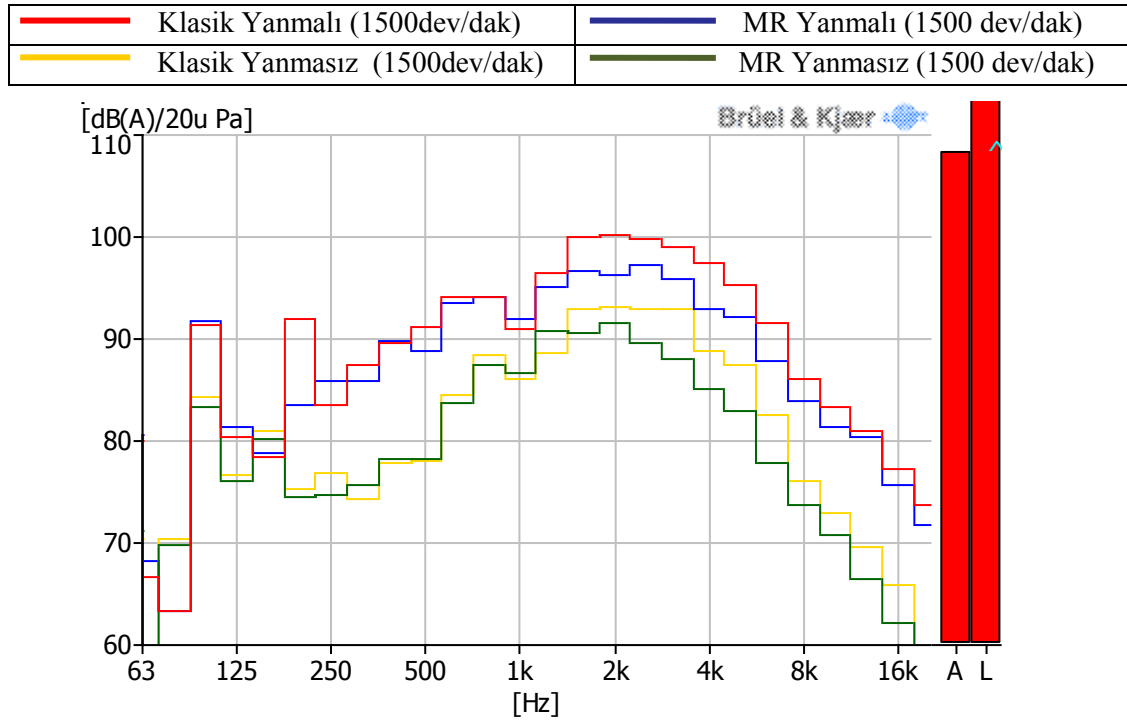


Şekil 5.14 : Tahrik durumuna göre Y (yatay) yönündeki ivme değerlerinin devir sayısıyla değişimi (3200 Hz'de)

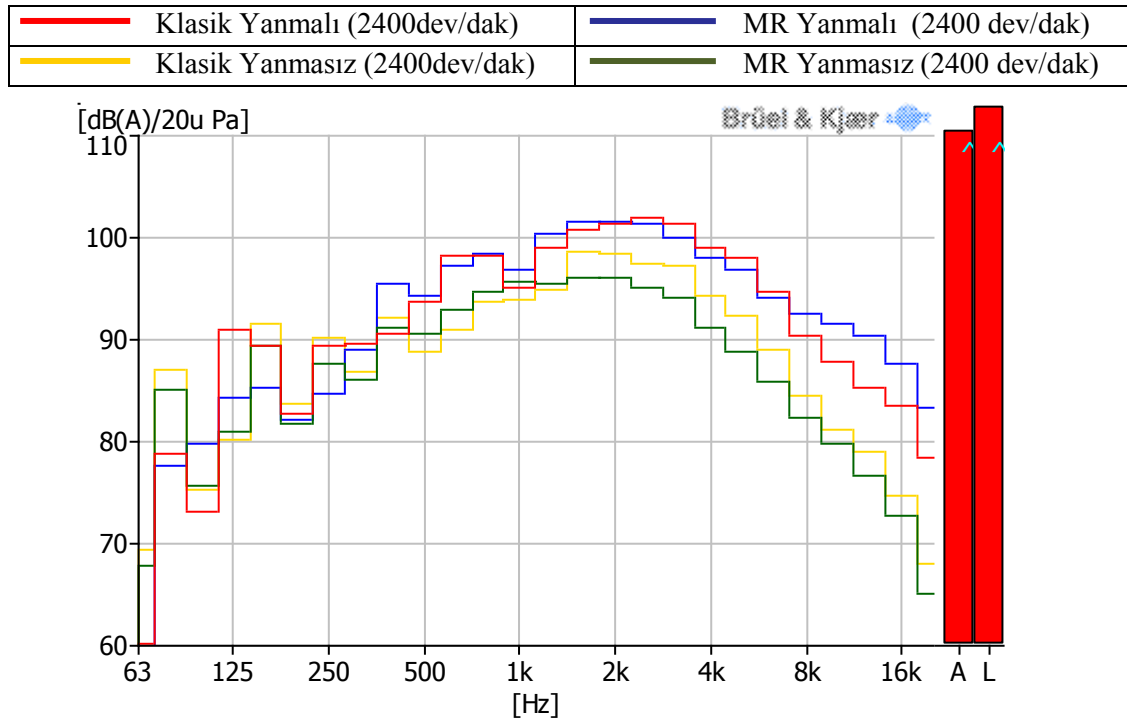
Ayrıca, yanma prosesinin daha etkin olduğu Z yönünde her iki motorda da Y yönüne göre daha yüksek ivme değerleri elde edilmiştir.

5.4 Devir Sayısına Göre Frekans Analizleri

Şekil 5.15 ve 5.16'da 1500 ve 2400 dev/dak'daki tam yükte farklı tahrik durumlarına göre ses gücü değerlerinin frekansa bağlı değişimi görülmektedir. 2000 Hz civarı iki devirde de en baskın frekanslardır.



Şekil 5.15 : 1500 dev/dak tam yükte tahrik durumuna göre ses gücü değerlerinin frekansa bağlı değişimi

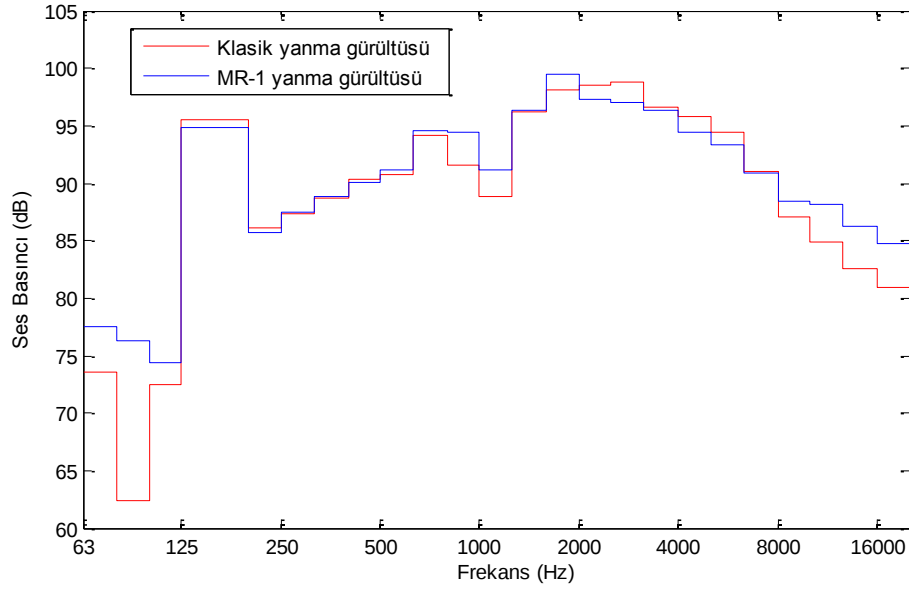


Şekil 5.16 : 2400 dev/dak tam yükte tahrik durumuna göre ses gücü değerlerinin frekansa bağlı değişimi

1500 dev/dak'da Klasik yanma odalı motorun yüksek frekansları iki tahrik durumu içinde MR-1/V2'e göre daha yüksek seviyededir. 2400 dev/dak'da ise yüksek

frekanslarda baskınlık farklılık göstermektedir. 1500 dev/dak'da 200 ile 1000 Hz arasında gaz ve elektrik motoru ile tahrikle oluşan frekans değerleri arasında kolay ayırt edilebilir farklar söz konusu iken yüksek devir sayılarıyla bu fark ortadan kalkmış, hatta daha düşük frekanslarda elektrik motoruyla tahrikte elde edilen frekans değerlerinin daha da büyüdüğü görülmüştür.

Şekil 5.17'de gaz ve elektrik motoruyla tahrik edilen motorların ses gücü seviyelerinin farklarının hesaplanmasıyla yanma gürültülerinin frekans spektrumu elde edilmiştir.



Şekil 5.17 : İki motorun 2000 dev/dak'daki yanma gürültülerinin karşılaştırılması

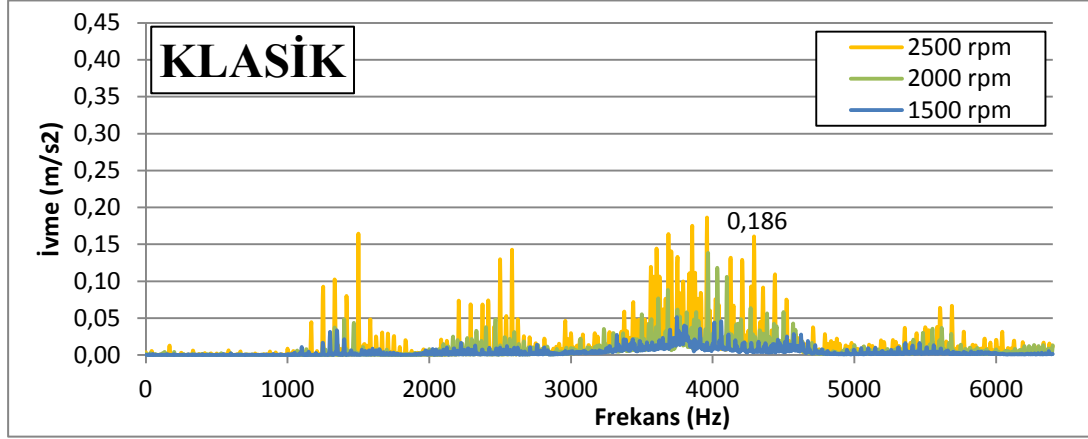
Düşük frekanslarda MR-1/V2'in yanma gürültüsü daha yüksekken daha yüksek frekanslarda bu durumun değişiklik gösterdiği göze çarpmaktadır. 2000 ile 8000 Hz frekanslarında Klasik yanma odalı motorun, 8000 ile 16000 Hz frekans değerleri arasında ise MR-1/V2 yanma odalı motorun gürültü seviyelerinin daha yüksek olduğu görülmüştür.

5.4.1 Z yönündeki ivme değerleri

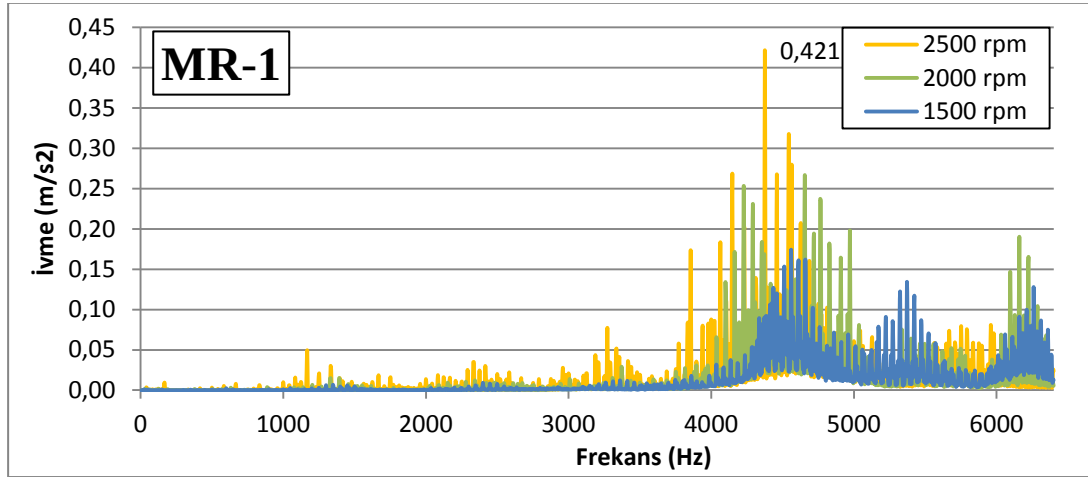
Şekil 5.18'de klasik yanma odalı motorun, şekil 5.19'da ise MR-1/V2 yanma odalı motorun Z yönünde farklı devirlerdeki ivme değerlerinin frekans spektrumları görülmektedir. Her iki motorda da devir sayısının artmasıyla ivme değerlerinde göze çarpan artış görülmektedir.

Klasik yanma odalı motorda maksimum ivme 3960 Hz'de $0,186 \text{ m/s}^2$ olarak, MR-1/V2 yanma odasında ise 4376 Hz'de $0,421 \text{ m/s}^2$ olarak ölçülmüştür. Klasik yanma

odali motorda düşük frekanslarda ivme değerleri ve hıza bağlı ivme değerlerindeki artış MR-1/V2 yanma odalı motora göre daha yüksekken, yüksek frekanslarda MR-1/V2 yanma odalı motorda ivme değerlerinin çok daha yüksek olduğu görölmektedir.



Şekil 5.18: Klasik yanma odalı motorun frekansa bağlı Z yönündeki ivme değerleri

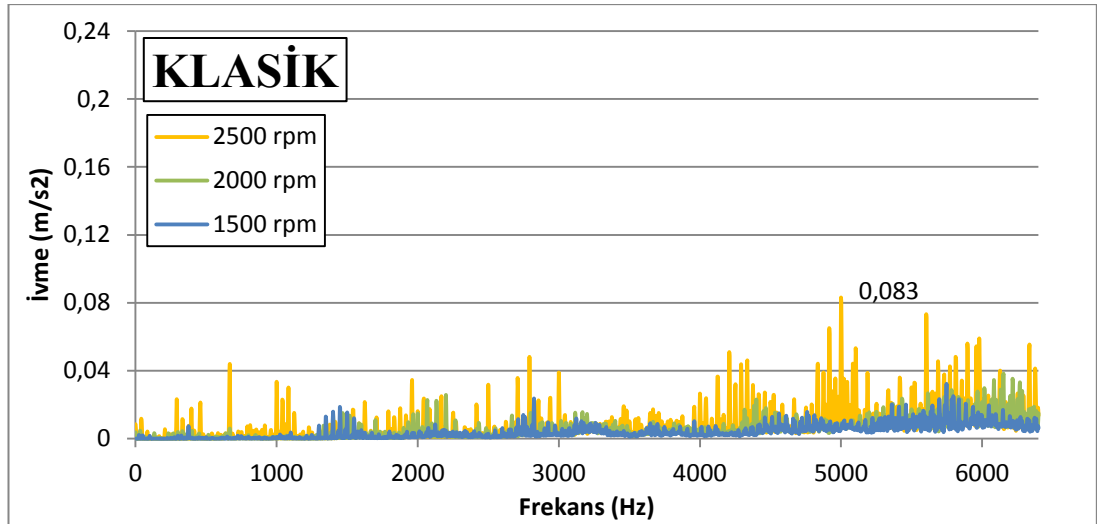


Şekil 5.19: MR-1/V2 yanma odalı motorun frekansa bağlı Z yönündeki ivme değerleri

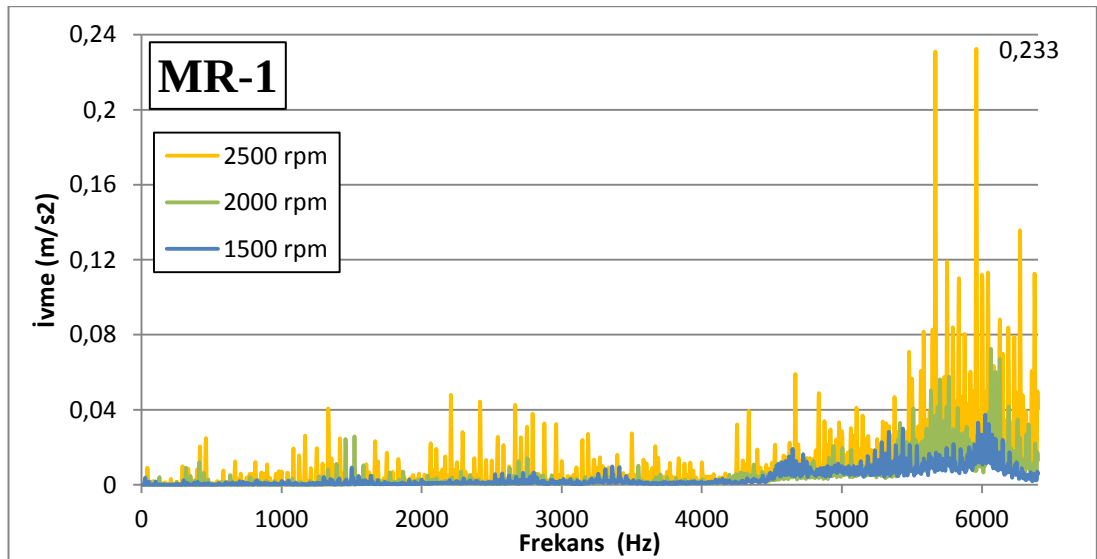
5.4.2 Y yönündeki ivme değerleri

Şekil 5.20 ve 5.21'de Klasik ve MR-1/V2 yanma odalı motorun artan devir sayısına bağlı Y (yatay) yönündeki ivme değerlerinin frekans spektrumları görölmektedir. Her iki motorda da artan devir sayısı ile frekanslarda da artış gözlenmektedir. Özellikle MR-1/V2 yanma odalı motorda 6000 Hz civarında ivme değerlerinde büyük artış vardır.

Şekil 5.20'de Y yönünde maksimum ivme değeri 5000 Hz'de $0,083 \text{ m/s}^2$ iken, şekil 5.21'de ise maksimum ivme değeri 5960 Hz $0,233 \text{ m/s}^2$ olarak okunmaktadır. Yine Z yönüne göre daha düşük değerler elde edildiği gözlenmektedir.



Şekil 5.20: Klasik yanma odalı motorun frekansa bağlı Y yönündeki ivme değerleri

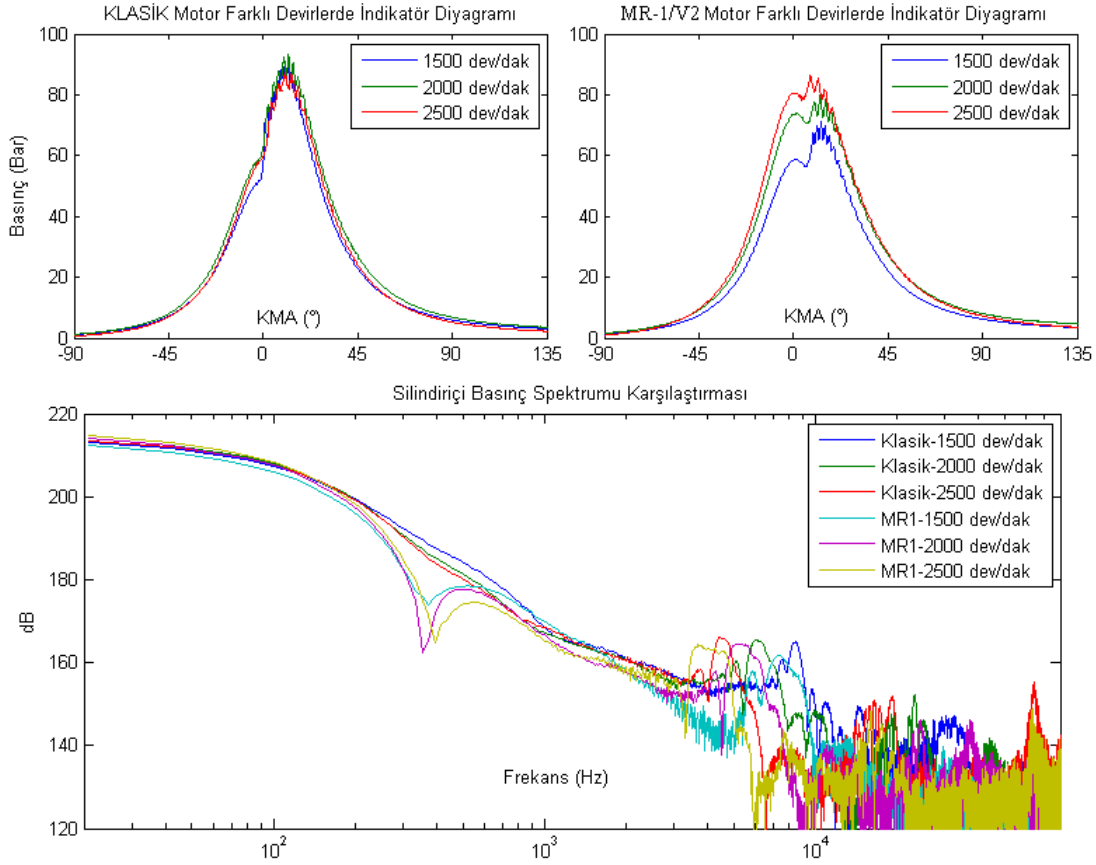


Şekil 5.21: MR-1/V2 yanma odalı motorun frekansa bağlı Y yönündeki ivme değerleri

5.5 Gaz Basınç Spektrum Analizi

Şekil 5.22’de MR-1/V2 ve klasik yanma odalı motorların KMA(°) indikatör diyagramları ve bu diyagramların frekans tabanına göre çizdirilmiş spektrumları ve bu spektrumların karşılaştırılmaları görülmektedir.

MR-1/V2 yanma odalı motorun basınç spektrumunda genel olarak Klasik yanma odalı motorunkine göre azalma görülmektedir. Aşağı yönde oluşan pikler MR-1/V2 yanma odalı motorun indikatör diyagramından da görülen yanma prosesinde meydana gelen farklılıktan dolayı meydana gelmektedir.



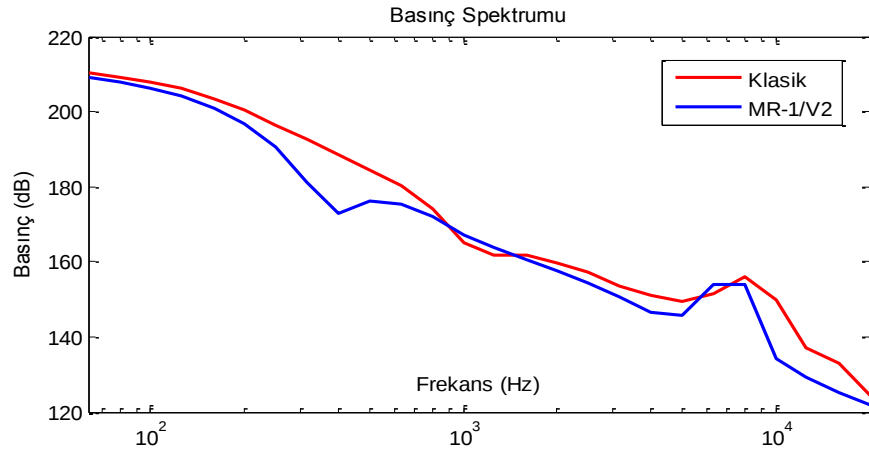
Şekil 5.22: Devir sayısına bağlı indikatör diyagramları ve spektrum karşılaştırmaları

Basmaç spektrumlarında meydana gelen azalma daha önce teorik kısımda da anlatıldığı gibi motor gürültüsünü azaltmasını sağlamaktadır. Bu gürültü azalması da deneyler sonucunda görülmüştür.

5.6 İki Motorun Gürültü Transfer Mekanizmasının Karşılaştırılması

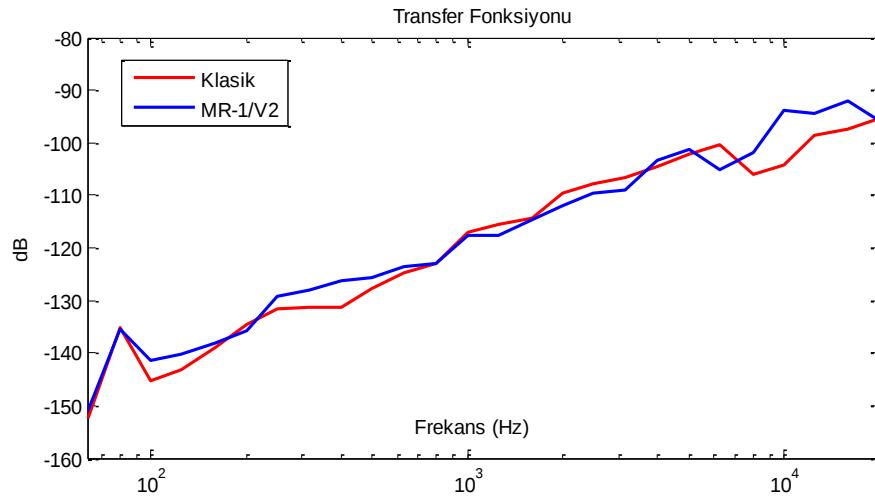
Bu bölümde de deneylerde elde edilen silindir içi basınç, silindir içi ivme ve ses gücü düzeyi değerleri kullanılarak motor gürültüsünün transfer mekanizması elde edilmiştir. Elde edilen bu transfer ve yayılım fonksiyonları yardımıyla silindir içi basınç değeri ölçülen motorun ivme değeri, ses gücü düzeyi ölçülen motorun ivme değerleri ya da tam tersi hesaplanabilmektedir.

Şekil 5.23'te indikatör diyagramlarından elde edilen basınç spektrumları görülmektedir. Düşük frekanslardaki fark indikatör diyagramlarında elde edilen maksimum basınç farklarından dolayı MR-1/V2 yanma odalı motorda daha düşük olduğu görülmektedir. Orta frekanslarda ise yanma basıncı daha etkin olduğu için MR-1/V2 yanma odalı motorda bu değer daha düşüktür.

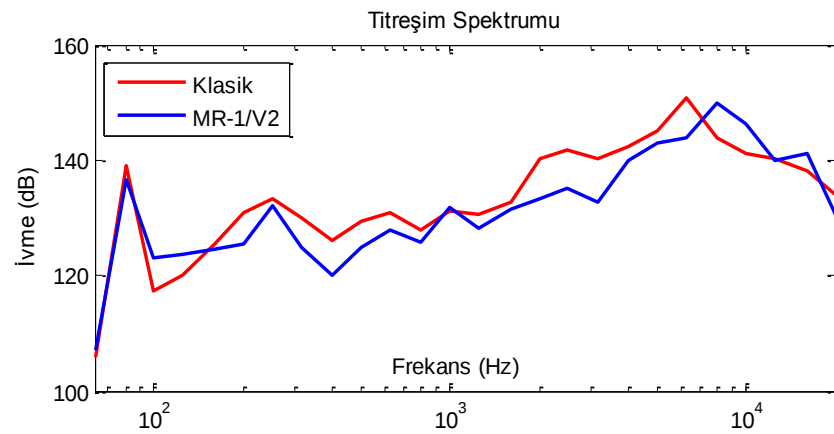


Şekil 5.23: Transfer mekanizmasının basınç spektrumu

Şekil 5.24'te iki motorun transfer fonksiyonları elde edilmiştir. Şekil 5.25'te ise silindir içi titreşim spektrumları görülmektedir. Silindir içi basınçta meydana gelen azalmanın titreşimin de azalmasına sebep olduğu açıkça görülmektedir.

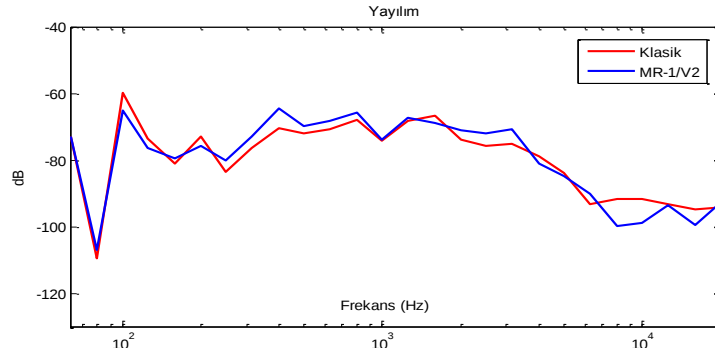


Şekil 5.24: Transfer mekanizmasının transfer fonksiyonu



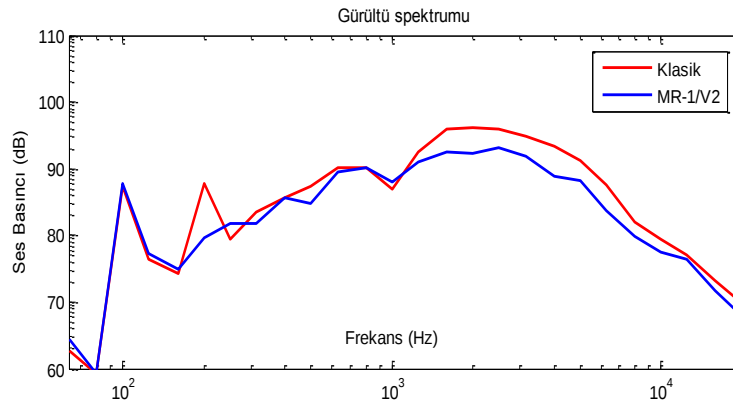
Şekil 5.25 : Transfer mekanizmasının titreşim spektrumu

Şekil 5.26'da motorların yayılım fonksiyonları ses gücü düzeylerinin ivme değerleriyle oranlanmasıyla elde edilmiştir.



Şekil 5.26 : Transfer mekanizmasının yayılım fonksiyonu

Şekil 5.27'de ise motorların gürültü spektrumları karşılaştırılmıştır. İvme değerlerinde MR-1/V2 yanma odalı motorda meydana gelen belirgin azalmanın dolayısıyla silindir içi basıncın ve basınç gradiyentindeki düşüşün gürültü oluşumunu azalttığı görülmektedir. Bu azalmanın da yanma basıncının gürültü oluşumunda daha etkin olduğu orta ve yüksek frekanslarda daha belirgin olduğu görülmüştür.



Şekil 5.27: Transfer mekanizmasının gürültü spektrumu

6. SONUÇLAR

Dizel motorlarda yakıtın daha iyi atomizasyonunun gerçekleşebilmesi için yanma odasının tasarımı büyük önem taşır. Bu tez çalışması kapsamında da stage I emisyon standardına cevap veren Klasik ω tipi yanma odasına sahip 4 silindirli 95 BG'ne sahip bir motorun, stage III emisyon standardına uyum sağlamak için geliştirilmiş bir model olan MR-1 yanma odasının bir versiyonu MR-1/V2 yanma odasına sahip bir motorla indikatör diyagramları, titreşim ve gürültü yönünden karşılaştırılmaları yapılmıştır.

Tez kapsamında çıkarılan önemli sonuçlar şunlardır:

- İki motorun yük değişimine ve artan devir sayına göre elde edilen indikatör diyagramlarından, geliştirilen MR-1/V2 yanma odası tasarımında yanma mekanizmasının optimize edilmesiyle basınç gradiyentlerinde önemli düşüş gözlenmektedir. Dizel motorların gürültü oluşumunda en önemli parametrelerden biri olan basınç gradiyentlerindeki düşüş motorun ses gücü seviyelerinde de önemli bir düzeyde azalma sağlamıştır. Düşük devir sayılarında iki motorun ses gücü seviyeleri arasındaki fark daha da fazla olmakla birlikte, yüksek devir sayılarında bu farkın artan yüklerle azaldığı görülmektedir.
- Ayrıca, Y ve Z yönünde motorun artan yüke bağlı ivme değerleri karşılaştırılmıştır. MR-1/V2 yanma odalı motorun özellikle yüksek frekanslarda Klasik yanma odalı motora göre daha yüksek ivme değerlerine, düşük frekanslarda da tam tersi Klasik yanma odalı motorun daha yüksek ivme değerlerine çıktığı görülmüştür. MR-1/V2 yanma odasında tam yüke kıyasla kısmi yükte daha yüksek ivme değerleri gözlenmiştir.
- Gaz ile tahrik durumunda ölçülen silindir içi basınçlardan elektrik motoruyla tahrikle elde edilen değerlerden çıkartılmasıyla iki motorun yanma basınçlarının indikatör diyagramları elde edilmiştir. Bu verileri daha iyi analiz edilmek için en yaygın yöntem olan frekans spektrumuna göre

karşılaştırılmıştır. Düşük frekanslarda beklendiği gibi toplam silindir içi basınç değerleri daha yüksek değerlerdeyken, frekans değerleri arttıkça yanma basıncının baskınlığının arttığı gözlemlenmiştir.

- Artan devir sayısına bağlı olarak ölçülen ses gücü seviyelerinde de MR-1/V2 yanma odalı motorun tüm devir sayılarında Klasik yanma odalı motora göre daha düşük olduğu görülmüştür. Bu farkın artan devir sayısına bağlı olarak azaldığı görülmüştür.
- Elde edilen ses gücü seviyelerinin frekans analizinde motorda meydana gelen gürültünün en baskın olduğu frekansın 2000 Hz civarında olduğu görülmüştür. Düşük devir sayılarında Klasik yanma odalı motorun yüksek frekanslarının ses gücü seviyelerinin MR-1/V2 yanma odalı motordan daha yüksek olduğu artan devir sayısı ile bunun değiştiği, yani MR-1/V2 yanma odalı motorun yüksek frekanslarının ses gücü seviyelerinin arttığı görülmüştür.
- Devir sayısının artışıyla elde edilen ivme grafiklerinde devir sayısının artmasıyla ivme değerlerinin de buna paralel arttığı görülmüştür. Klasik yanma odalı motorun düşük frekanslardaki ivme değerlerinin, MR-1/V2 yanma odalı motorda ise yüksek frekanslardaki ivme değerlerinin daha yüksek olduğu görülmüştür. Yanmanın daha etkin olduğu Z yönünde Klasik yanma odalı motorun maksimum ivmelerinin olduğu frekans değeri 4000 Hz civarıyken, MR-1/V2 yanma odasında bu ivme değerleri 4500 Hz civarında oluşmuştur.
- Ölçülen gaz basınçlarının mukayesesi için en çok tercih edilen yöntem olarak gaz basınç spektrum analizi yapılmıştır. Buna göre elde edilen grafiklerdeki MR-1/V2 yanma odalı motorun yanma mekanizmasının optimizasyonu sonucu spektrumda aşağı yönde bir pik olduğu görülmektedir. Bu pik yanma mekanizmasının farkından meydana gelmektedir. Bu karşılaştırmadan MR-1/V2 yanma odalı motorların gaz basınç spektrumunun Klasik yanma odalı motora göre daha düşük seviyede olduğu görülmüştür. Bunun da beklendiği gibi motor gürültüsünü daha düşürdüğü görülmüştür.
- Son olarak da elde edilen gürültü transfer mekanizmaları yardımıyla motorların transfer ve yayılım fonksiyonları çıkartılmıştır. Bu fonksiyonlar yardımıyla da yanmadan kaynaklanan basınçta meydana gelen azalmanın titreşim ve gürültü azaltımını etkilediği bir kez daha görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] **Austen, A. and Priede, T.**, 1959: Origins Of Diesel Engine Noise, *SAE Technical Paper 590127*
- [2] **Kanda, H., Okubo, M. and Yonezawa, T.**, 1990: Analysis of Noise Sources and Their Transfer Paths in Diesel Engines, *SAE Technical Paper 900014*
- [3] **Nakashima, K., Yajima, Y. and Yamamoto, M.**, 1991: Measurement of Structural Attenuation of a Diesel Engine and its Applications for Reduction of Noise and Vibration, *SAE Technical Paper 912710*
- [4] **Payri, F., Broatch, A., Tormos, B. and Marant, V.**, 2005: New methodology for in-cylinder, pressure analysis in direct injection diesel engines—application to combustion noise, *Meas. Sci. Technol.* 16 (2005) 540–547
- [5] **Stout, J., Rahimo, G. and Chien, M.**, 2005: Engine Radiated Noise Prediction Modeling Using Noise Source Decomposition and Regression Analysis, *SAE Technical Paper 2005-01-2383*
- [6] **Ge-qun, S., Hai-qiao, W. and Rui, H.**, 2005: The Transfer Function of Combustion Noise in DI-Diesel Engine, *SAE Technical Paper 2005-01-2486*
- [7] **Wang, S., Chalu, C., Duclaux, N. and Paquien, M.**, 2009: Noise Optimization of Diesel Engines with New Combustion Systems, *SAE Technical Paper 2009-01-2081*
- [8] **Güney, Ahmet.**; Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü, *Ders notu*.
- [9] **Ver, Istven. and Beranek, Leo.**, 2006: Noise and Vibration Control Engineering Principles and Applications, Wiley, USA.
- [10] **Taylor, Charles Fayette.**, 1985: The Internal Combustion Engine In Theory and Practice Volume 2: Combustion, Fuels, Materials, Design.
- [11] **Url-1** <http://tr.wikipedia.org/wiki/Dosya:Frequency_response_example.png>, alındığı tarih 20.02.2011.
- [12] **Potur, Reyhan Aslıhan.**, 2009: Faz IIIB Emisyon Standardına Cevap Veren Dizel Traktör Motorunun Tasarımı İçin Gerçek Çevrimin Matematik

- [13] **MEGEP**, 2006: Dizel Yakıt Sistemleri-1, MEB, Ankara.
- [14] **AVL Excite Designer Theory**, 2009: Versiyon 2009
- [15] **Challen, B. and Baranescu, R.**, 1999: Diesel Engine Reference Book, Butterworth - Heinemann, Oxford.
- [16] **Ford Technical Document**, 2005.
- [17] **Spessert, Bruno M. and Kochanowski, Hans A.**, 2010: Handbook of Diesel Engines: ‘Diesel Engine Noise Emission’, Springer
- [18] **Crolla, David.**, 2009: Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body, Elsevier Inc., USA.
- [19] **Gowindswamy, K. Tomazic, D.**, 2004. Diesel Engine Development for NVH, *Ford NVH Conference*, May 19.
- [20] **Finger, Karsten.**,2001: Untersuchungen zur Kraftanregung durch die Verbrennung beim direkteinspritzenden Common-Rail Dieselmotor unter Berücksichtigung des Körperschallübertragungsverhaltens, *Doktora Tezi*, der Technischen Universität Darmstadt.
- [21] **Heuer, Stefan.**, 2001: Verbrennungsgeräusch des direkteinspritzenden Hubkolbenmotors, *Doktora Tezi*, der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen.
- [22] **Sevginer, Caner.**, 2007: Effect Of Diesel Combustion Process To Vehicle Interior Sound Quality, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ.
- [23] **Crocker, Malcolm J.**, 2007: Handbook of Noise and Vibration Control, Wiley & Son Inc., Canada.
- [24] **Anderton, D.**, 1990: Engine Noise & Vibration Control, *Ders Notu*, The Institute of Sound and Vibration Research, Southampton University.
- [25] **Russell M.F. and Hayworth R.**, 1985: “Combustion noise from high speed direct injection diesel engines.” *SAE paper 850973 in SAE book p.161 Proc. “Surface Vehicle Noise and Vibration Conference”*, Traverse City.
- [26] **TS EN ISO 3744**, 1997: Akustik - Gürültü Kaynaklarının Ses Gücü Seviyelerinin Ses Basıncı Kullanılarak Tayini Bir Yansıtma Düzlemi Boyunca, Esas Olarak Serbest Bir Alan İçinde Uygulanan Mühendislik Metodu, *Standard*
- [27] **Url-2** <<http://gurultu-titresim.com/tag/anekoik-oda/>>, alındığı tarih 20.10.2010.

[28] **Korkmaz, İbrahim.**, 2007: “Araçlarda Motor Askı Sistemlerinin İncelenmesi”, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ.

[29] **Url-3** < <http://www.proplan.com.tr>>, alındığı tarih 12.11.2010.

[30] **Özgüven, N.**, 1986 : *Endüstriyel Gürültü Kontrolü*, TMMOB Yayın No:118, Ankara, Türkiye.

EKLER

EK A.1: Y yönünde ölçüm için motor bloğuna bağlanan ivmeölçer

EK A.2: Z yönünde ölçüm için motor bloğuna bağlanan ivmeölçer

EK A.3: Gürültü ölçümü için kullanılan mikrofonlar ve konumları

EK B.1: 1000-2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (Gaz ile tahrik)
KLASİK

EK B.2: 1000- 2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (E.M ile tahrik)
KLASİK

EK B.3: 1000- 2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (Gaz ile tahrik)
MR-1/V2

EK B.4: 1000- 2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (E.M ile tahrik)
MR-1/V2

EK C.1: 1500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor

EK C.2: 2500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor

EK C.3: 1500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor

EK C.4: 2500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor

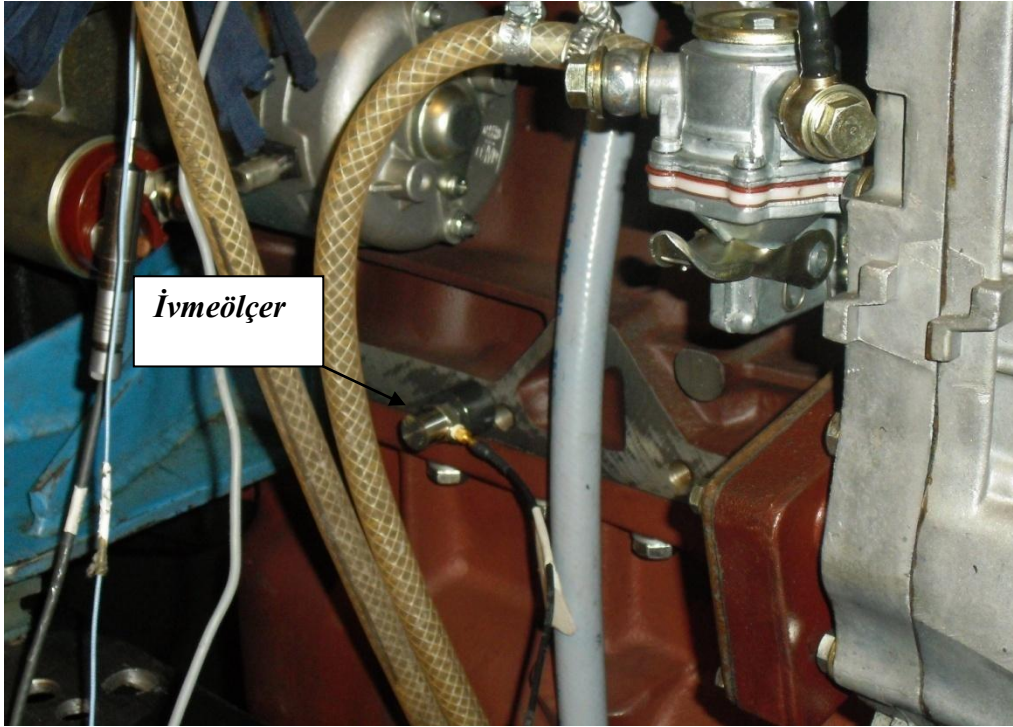
EK C.5: 1500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor

EK C.6: 2500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor

EK C.7: 1500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor

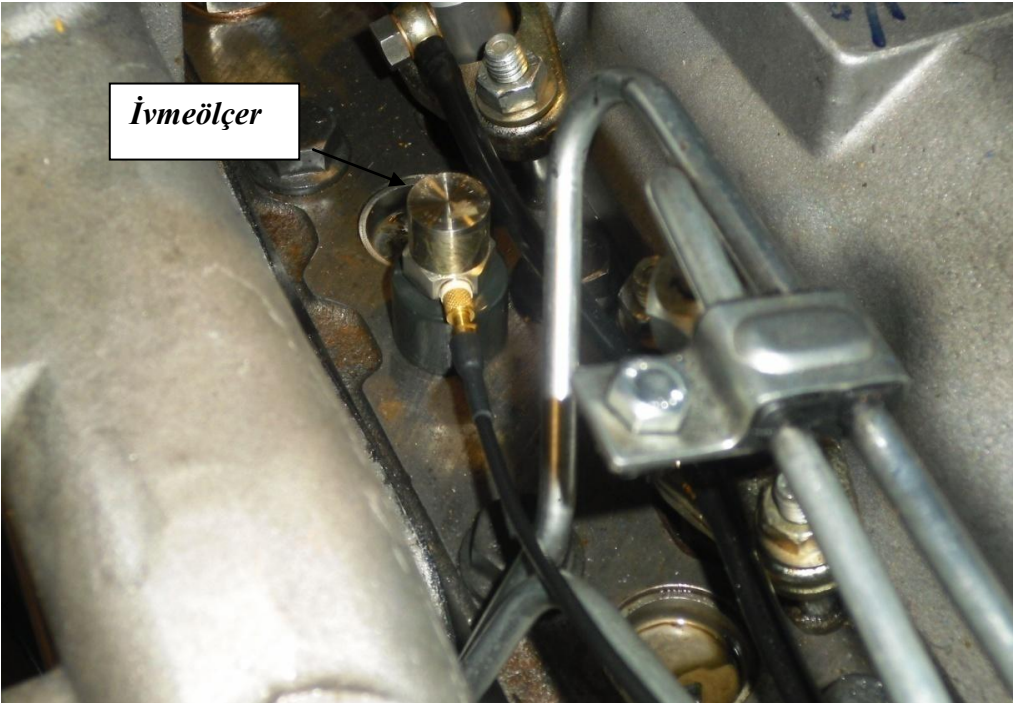
EK C.8: 2500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor

EK A.1



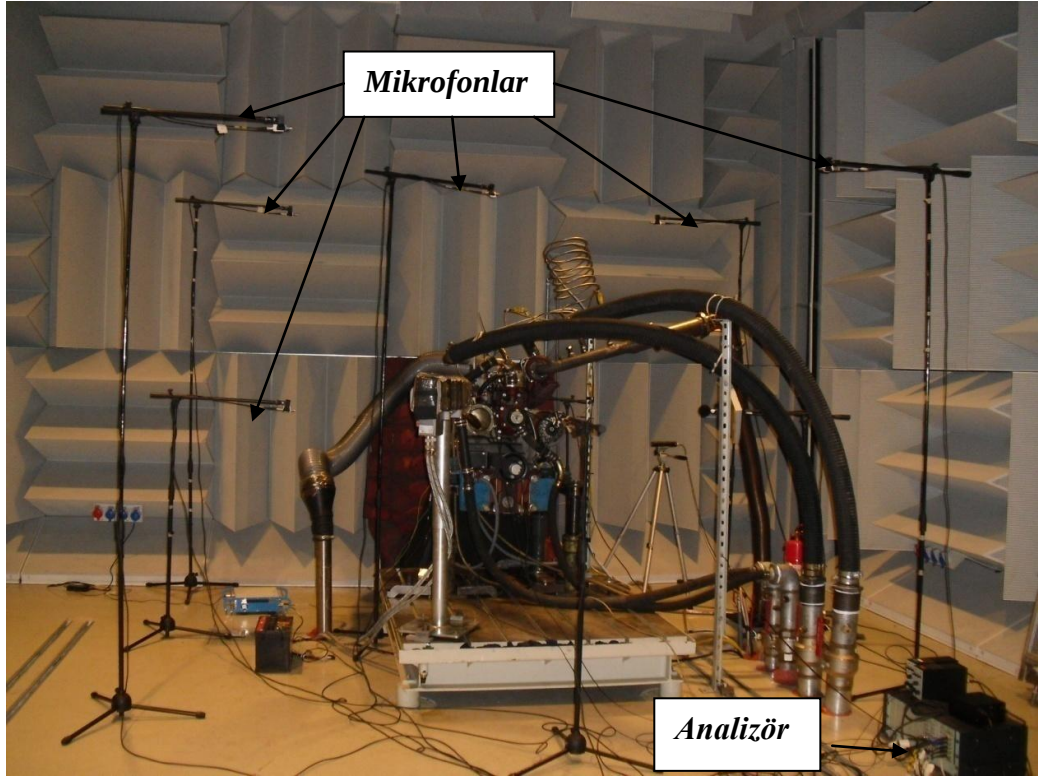
Şekil A.1 : Y yönünde ölçüm için motor bloğuna bağlanan ivmeölçer

EK A.2



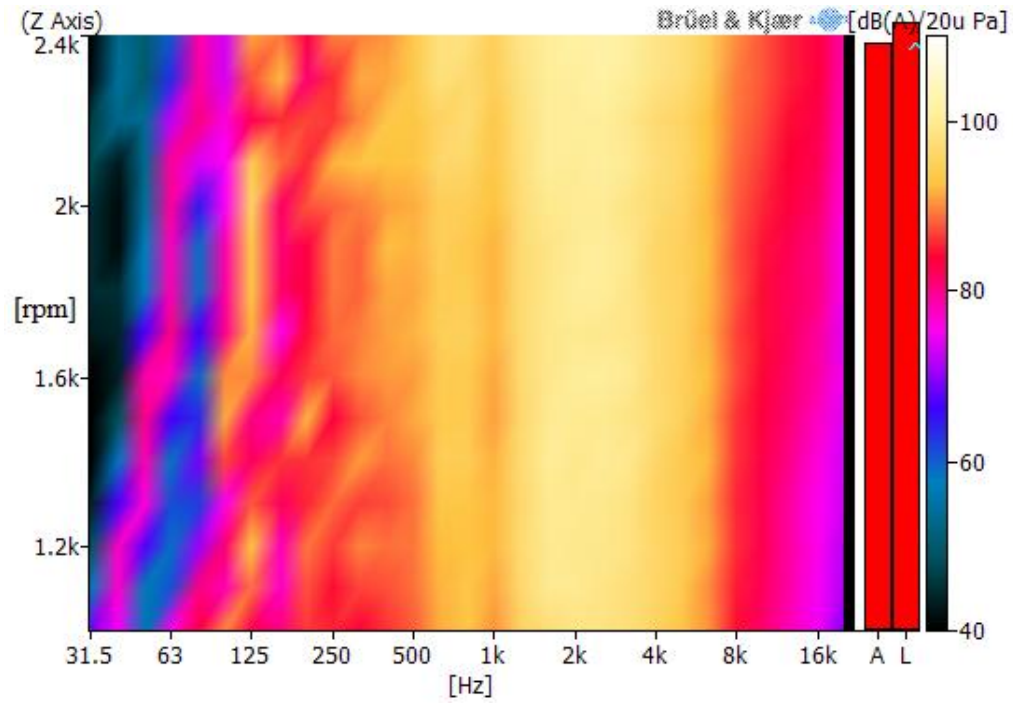
Şekil A.2 : Z yönünde ölçüm için motor bloğuna bağlanan ivmeölçer

EK A.3



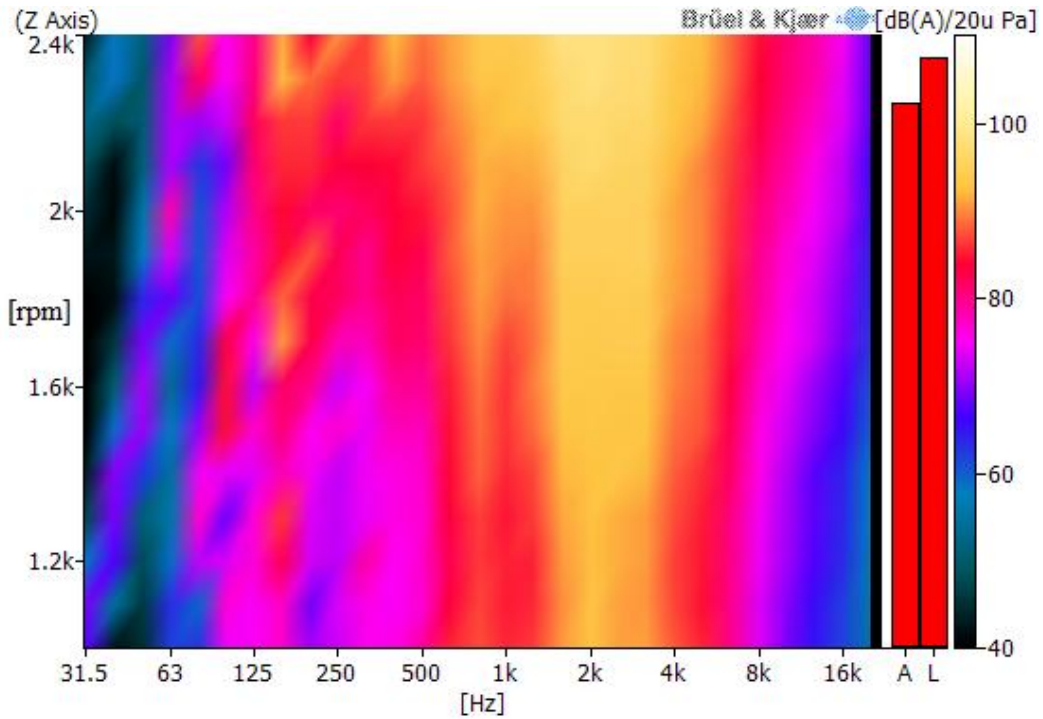
Şekil A.3 : Gürültü ölçümü için kullanılan mikrofonlar ve konumları

EK B.1



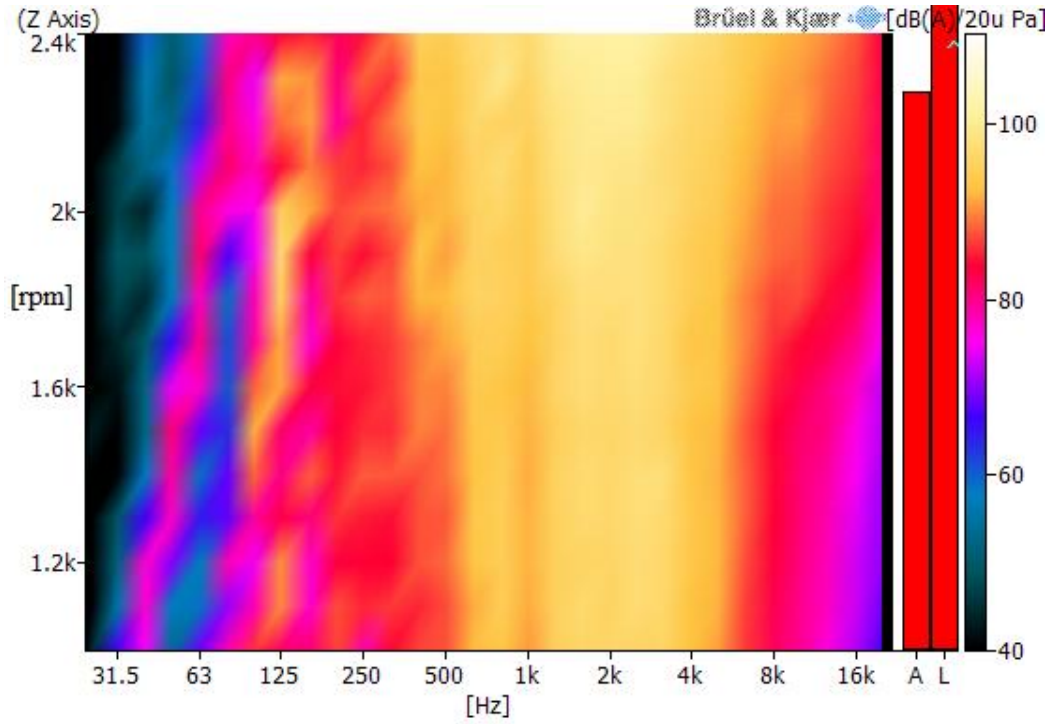
Şekil B.1: 1000-2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (Gaz ile tahrik)
KLASİK

EK B.2



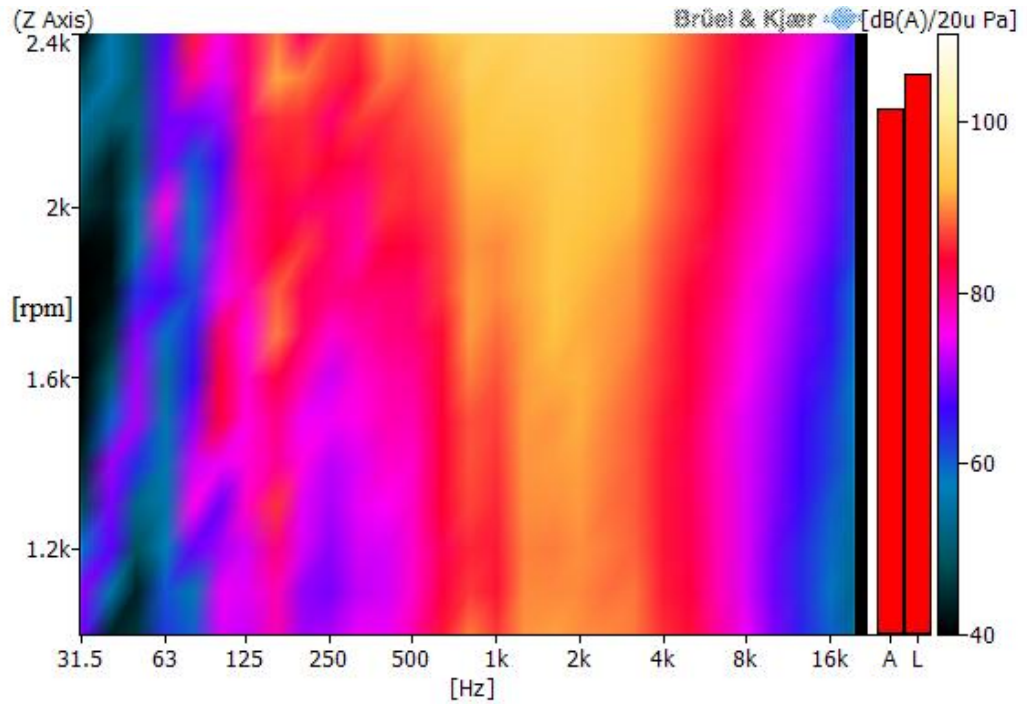
Şekil B.2: 1000- 2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (E.M ile tahrik)
KLASİK

EK B.3



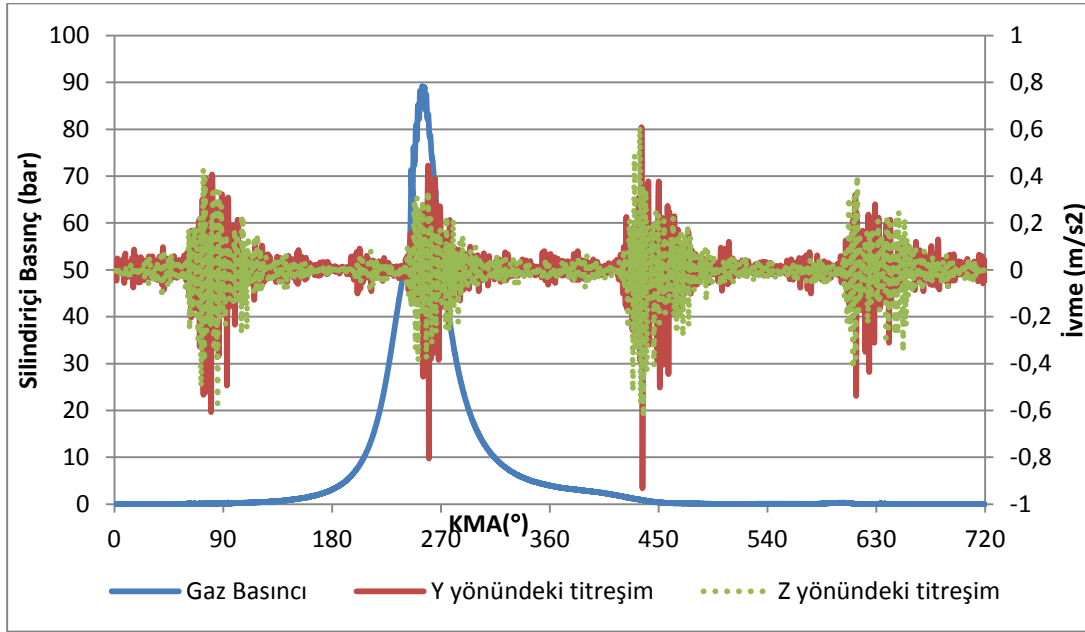
Şekil B.3: 1000- 2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (Gaz ile tahrik)
MR-1/V2

EK B.4



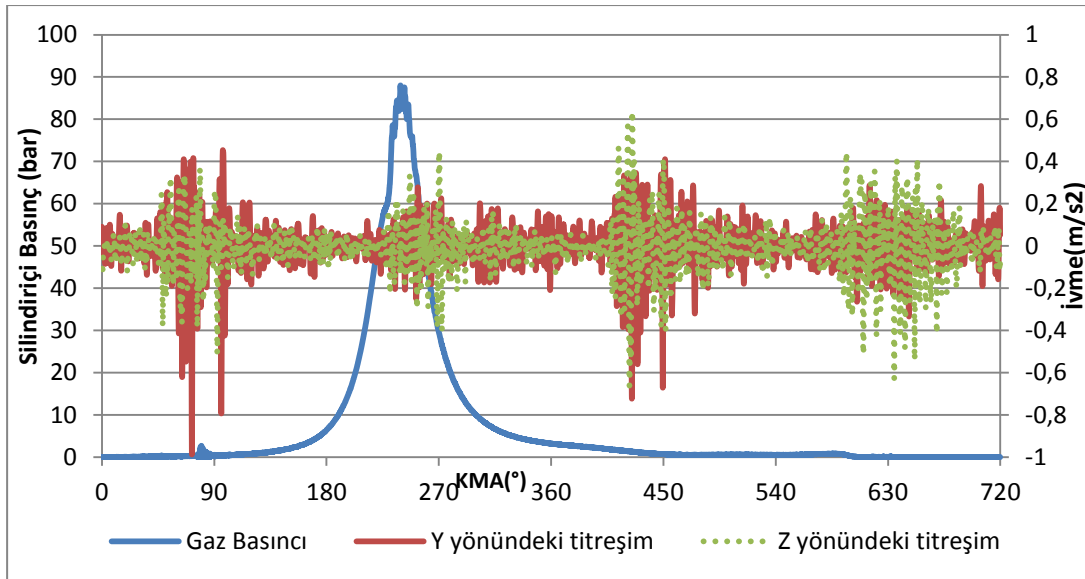
Şekil B.4: 1000- 2400 dev/dak arasındaki hızların frekans değişimi (E.M ile tahrik)
MR-1/V2

EK C.1



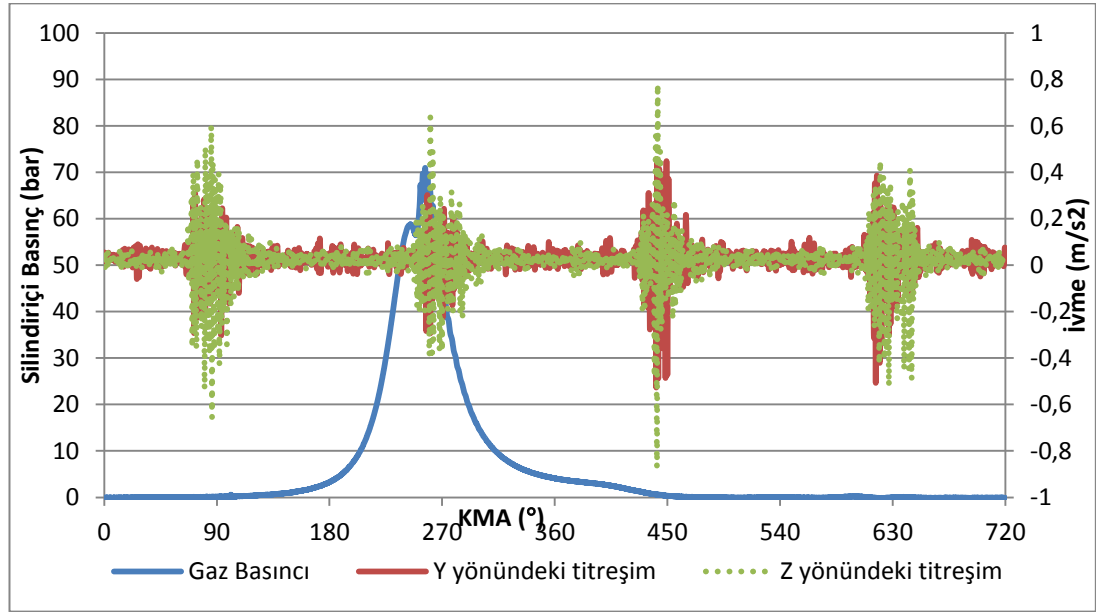
Şekil C.1: 1500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor

EK C.2



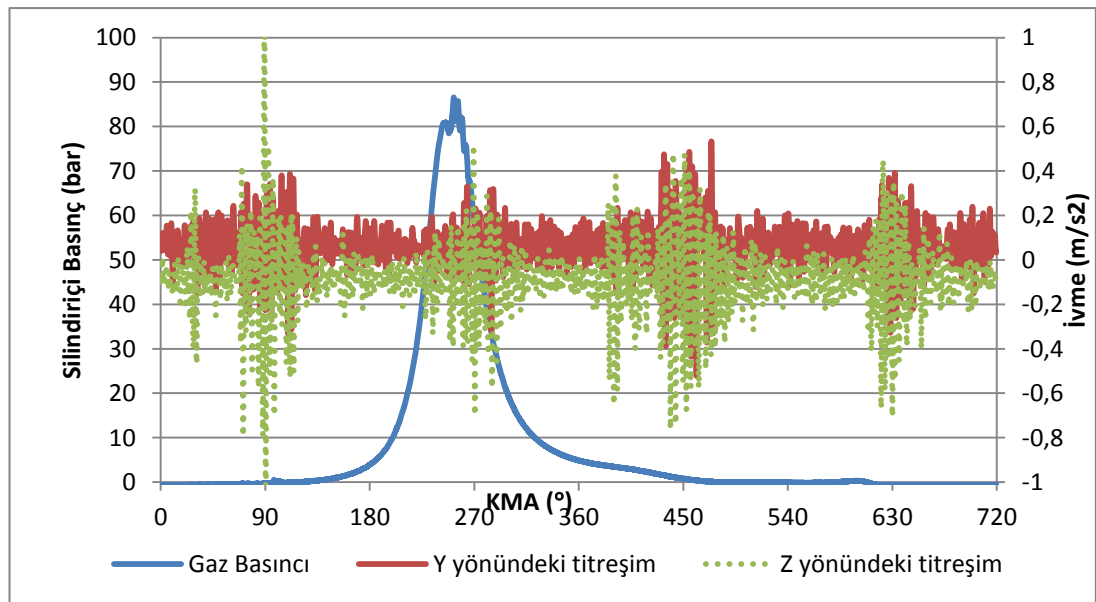
Şekil C.2: 2500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor

EK C.3



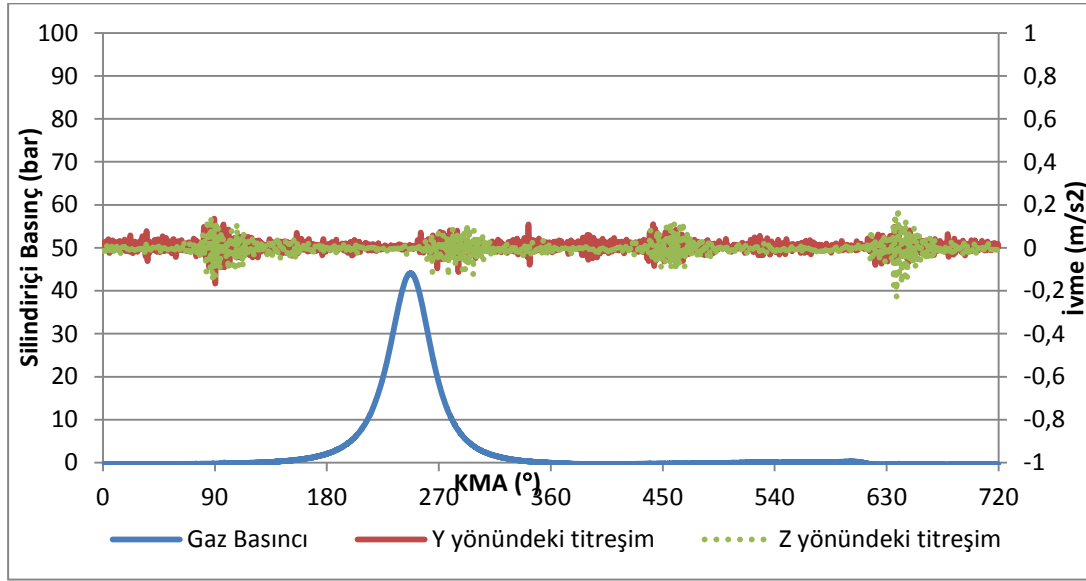
Şekil C.3: 1500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor

EK C.4



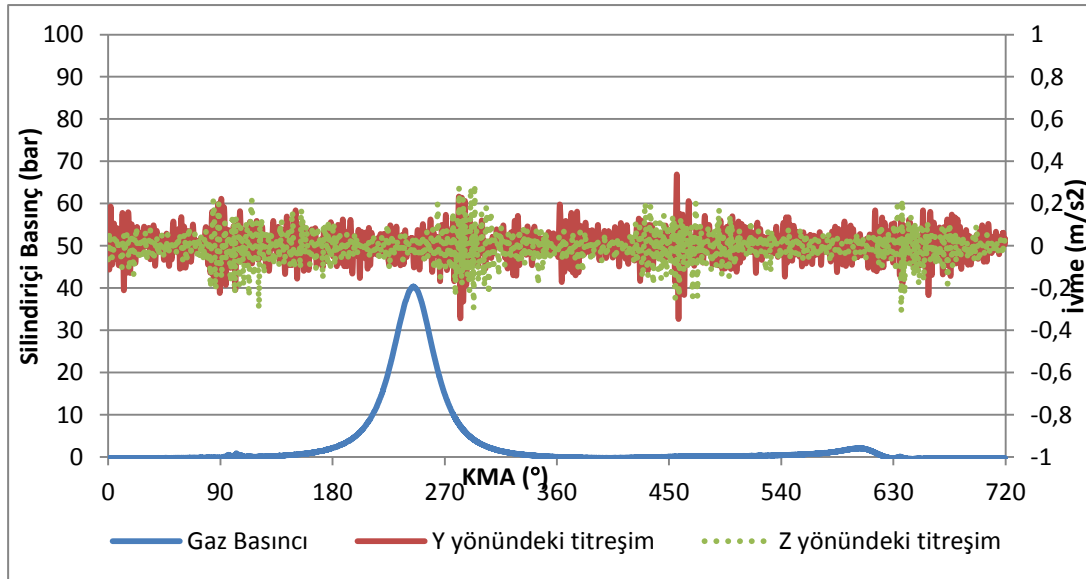
Şekil C.4: 2500 dev/dak gaz ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor

EK C.5



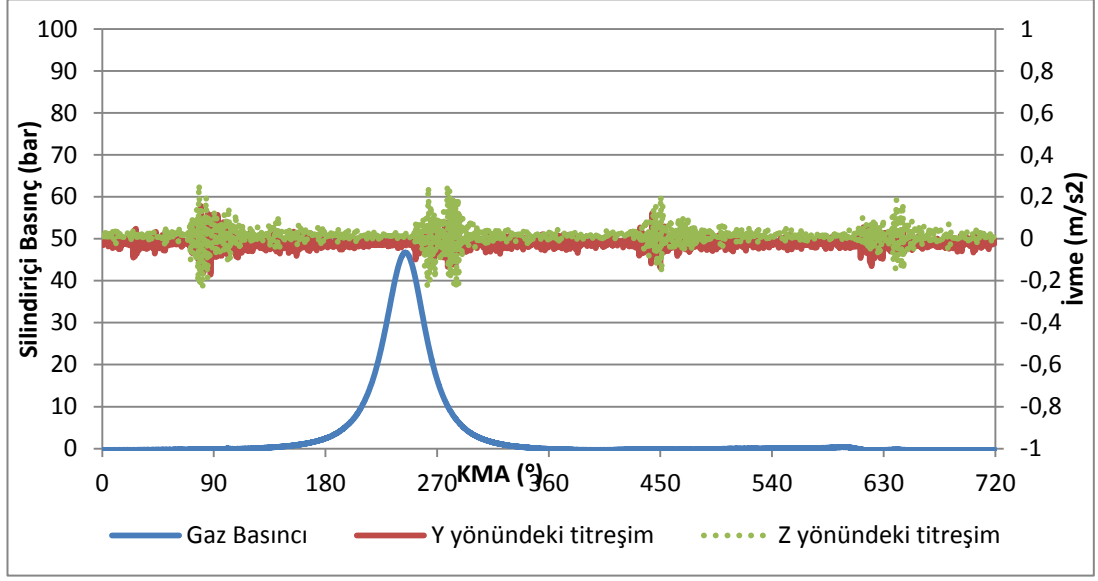
Şekil C.5: 1500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor

EK C.6



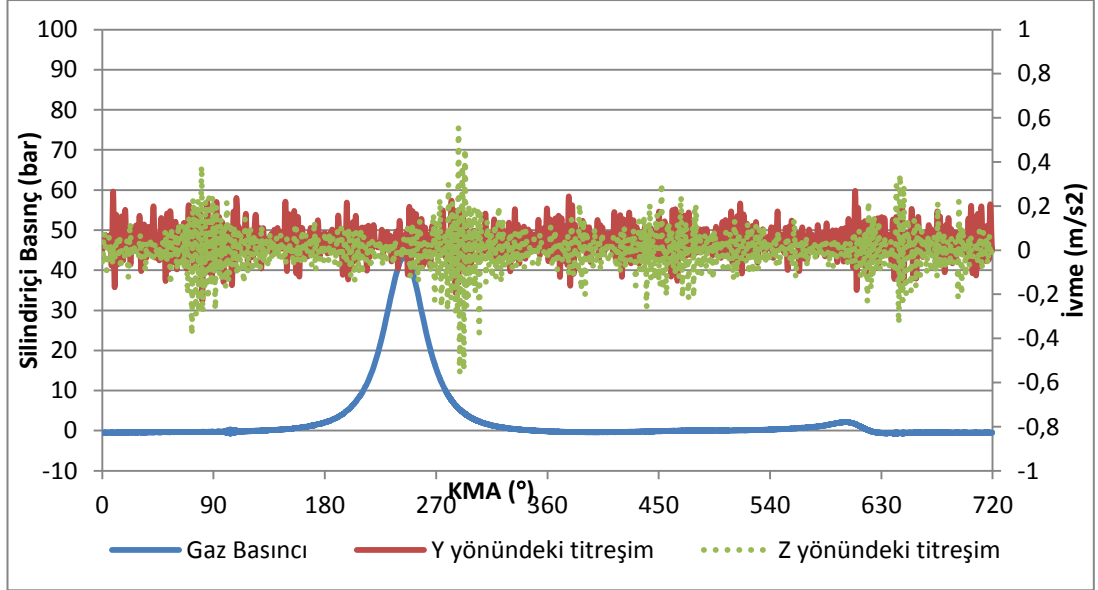
Şekil C.6: 2500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş KLASİK yanma odalı motor

EK C.7



Şekil C.7: 1500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor

EK C.8



Şekil C.8: 2500 dev/dak e. m. ile tahrik edilmiş MR-1/V2 yanma odalı motor

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Şengül ARI

Doğum Yeri ve Tarihi: BURSA, 1987

Adres: Mecidiyeköy, İSTANBUL

Lisans Üniversite: İstanbul Teknik Üniversitesi (Makina Mühendisliği-2009)