İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

VİBE FONKSİYONU KULLANILARAK DİZEL MOTORLARINDA YANMA HIZININ GÜRÜLTÜ EMİSYONUNA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Adolathon RAŞİDOVA

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV

MAYIS 2003

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

VİBE FONKSİYONU KULLANILARAK DİZEL MOTORLARINDA YANMA HIZININ GÜRÜLTÜ EMİSYONUNA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Adolathon RAŞİDOVA
503991426

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 5 Mayıs 2003
Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Mayıs 2003

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Refiğ MEHDİYEV
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Metin ERGENEMAN
Doç.Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL

MAYIS 2003

ÖNSÖZ

Son yıllarda artan çevre kirliliğinin önemli bir kısmını oluşturan gürültü kirliliği insan sağlığını ve psikolojisini negatif yöde etkileyerek büyük rahatsızlık vermektedir. Gürültü kirliliğinin ağırbasan bileşenlerinden birtanesi ise trafik gürültüsüdür. Teknolojinin hızla ilerlemesiyle artan taşıt sayısı, trafik gürültüsünün, yani taşıt gürülsüsünü azaltma sorununu en önemli problemlerden bir tanesi yapmaktadır. Kanunlarla standartlanan gürültü sınırları gittikçe azaltılmaktadır. Taşıt gürültüsünü azaltmak için, bu gürültünün herbir bileşni üzerinde birçok çalışma yapılmıştır.

Yapmış olduğum bu tez çalışmasında motor gürültüsünde önemli rol oynayan yanma gürültüsü ele alınmıştır. Yanma gürültüsünün nedeni olan silindir basıncı değişimleri ve gürültüyü etkileyen basınç gradyanı incelenmiştir. Vibe fonksiyonu kullanarak dizel motorunun iş çevriminin hesabı yapılamış ve motorun çalışması esnasında ortaya çıkan gürültü hesaplanmıştır. Kullanılan gürültü formülü de bu çalışma esnasında teklif edilmiştir.

Bu tez çalışmasında bilgi dağarcığı ile bana ışık tutan danışmanım ve değerli hocam sayın Prof. Dr. Refiğ Mehdiyev'e ve çalışmamda bana destek olan sayın Yüksek Mühendis Hikmet Arslan'a, ayrıca hocalarım sayın Prof. Dr. Ahmet Güney ve sayın Prof. Dr. Metin Ergeneman'a teşekkürlerimi bildirmek istiyorum. Çalışmam boyunca bana her konuda destek olan ve bu çalışmada çok emeği olan sevgili arkadaşım Fizik Mühendisi Sedat Kurbaş'a da çok teşekkür ederim.

Mayıs 2003 Adolathon Raşıdova

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR vı

TABLO LİSTESİ vıı

ŞEKİL LİSTESİ vııı

SEMBOL LİSTESİ x

ÖZET xıv

SUMMARY xv

1. GÜRÜLTÜ EMİSYONU NEDİR?

1.1. Giriş 1
1.2. Gürültü ve Vibrasyon Karakteristikleri 2
1.3. Gürültü ve Vibrasyonun İnsan Vücuduna Etkisi 3
1.4. Taşıtlarda Gürültü Kaynakları 3
1.5. Müsaade Edilen Gürültü Düzeyleri 4
1.6. Gürültü Kontrolü 5
1.7. Motor Gürültüsü 6

2. MOTORLARIN SINIFLANDIRILMASI VE DİZEL MOTORLARININ ÇALIŞMA PRENSİBİ

2.1. Motorların Sınıflandırılması 8
2.2. Dizel Motoru 12
2.2.1. Dizel motorlarına genel bir bakış 13
2.2.2. Karışım şekli 13
2.2.3. Yakıt demetinin kinetik enerjisi 14
2.2.4. Isı enerjisi 14
2.2.5. Dizel motorunun çalışması 14
2.2.6. Emme zamanı 15
2.2.7. Yanma genişleme zamanı 15
2.2.8. Egzoz zamanı 16
2.2.9. Yanma odası geometrisinin karışım oluşmasına etkisi 17
2.2.10. Direk püskürtmeli yanma odaları 17
2.2.11. Bölünmüş yanma odaları 21
2.2.12. Ön yanma odaları 22
2.2.13. Türbülanslı yanma odaları 22
2.2.14. Yardımcı odalı yanma odaları 23

3. MOTORLARDAN KAYNAKLANAN GÜRÜLTÜ VE BU GÜRÜLTÜNÜN AZALTILMASI İÇİN MEVCUT OLAN TEDBİRLER.

3.1. Motor Gürültüsü 25
3.1.1. Motor gürültüsünün tanımı 25
3.1.2. Motordan yayılan gürültü bileşenlerinin incelenmesi 27
3.1.3. Motor gürültüsü mekanizmasının genelleştirilmesi 29
3.1.4. Motor gürültü karakteristikleri 30
3.1.4.1. Motor hızının gürültüye etkisi 30
3.1.4.2. Motor boyutunun gürültüye etkisi 31
3.1.4.3. Motor yükünün etkisi 33
3.1.4.4. Silindir sayısının etkisi 34

3.1.4.5. Çap-strok oranının motor gürültüsüne etkisi 35
3.1.4.6. Motorların ve yardımcı mekanizmaların gürültü ve vibrasyonunun azaltılması 36
3.2.1. Yanma gürültüsü ve kontrolü 37
3.2.2. Yanma gürültüsünün ölçümü 40
3.2.3. Dizel yanma gürültüsüne zamanlamanın etkisi 44
3.2.4. Aşırı doldurmanın etkisi 47
3.2.5. Motor hızının yanma gürültüsüne etkisi 48
3.2.6. İvmelenmenin yanma gürültüsüne etkisi 49
3.2.7. Gürültü ve yakıt ekonomisi arasındaki çelişki 50
3.2.8. Setan sayısının yanma gürültüsüne etkisi 50
3.2.9. Yanma gürültüsünün kontrolü 50
3.2.10. Emme havasını ısıtarak yanma gürültüsünün azaltılması 54
3.3. Mekanik Gürültü ve Kontrolü 54
3.3.1. Piston vurması gürültüsü 55
3.3.2. Motor boyutunun piston vurmasına etkisi 55
3.3.3. Piston pimi kaçıklığı 56
3.3.4. Mekanik gürültünün diğer kaynakları ve ürültü kontrolü 56
3.3.4.1. Zamanlama dişlisi 56
3.3.4.2. Silindir kafası 57
3.3.4.3. Biyel kolu ve piston 57
3.3.4.4. Karter 57
3.3.4.5. Püskürtme işlemi esnasında gürültü kontrolü 58
3.3.5. Sübap mekanizmasında gürültü azaltılması 58
3.3.6. Krank mili ürültüsünü azaltma 59
3.3.7. Plastik külbütör kapağı kullanarak gürültünün aazaltılması 60
3.4. Emme Gürültüsü 60
3.5. Egzoz Gürültüsü ve Kontrolü 63
3.5.1. Anti gürültülü aktif susturucu sistemleri 64

4. DİZEL MOTORLARININ YANMA PROSESİNİN ÖZELLEKLERİ VE YANMA PROSESİNİN HESABI İÇİN VİBE FONKSİYONU
4.1. Dizel Motorlarının Yanma Prosesinin Özellikleri 66
4.1.1. Yanma kimyası 66
4.1.2. Stokyometrik yanma, zengin ve fakir karışım 66
4.1.3. Yanma olayı 67
4.1.4. Dizel motorlarında yanma 68
4.1.5. Tutuşma gecikmesi 70
4.1.5.1. Ortam sıcaklığı 71
4.1.5.2. Ortam basıncı 71
4.1.6. Yakıt faktörleri 72
4.1.7. Kontrolsüz yanma 73
4.1.8. Difüzyon kontrollü yanma 73
4.1.9. Art yanma 75
4.1.10. Yanma verimi ve is oluşumu 75
4.1.11. Genişleme olayı 76
4.1.12. Egzoz olayı 76
4.2. Yanma Prosesinin Hesabı İçin Vibe Fonksiyonu 77
4.2.1. Motorlarda yanma hızı üzerindeki çalışmalar 78
4.2.2. Motorlarda yanma hızı kanunu 78

4.2.3. Motorlarda yanma hızı denklemi 79
4.2.4. Motordaki yanma hızının yarı ampirik denklemi 79
4.2.5. Yanma hızı denkleminin parametrelerinin analizi 82
4.2.6. Yanma hızı ve püskürtme avansını hesaba katarak motorun iş çevriminin hesabı 83
4.2.7. Yanma olayının hesabı 84
4.2.8. Basınç artış hızı tespiti 84
4.2.9. Püskürtme zamanını değiştirerek dizel iş çevrimi hesabı 85
4.2.10. Vibe katsayısının iş çevrimine etkisi 85

5. VİBE FONKSİYONU KULLANILARAK DİZEL MOTORUNUN SİLİNDİR İÇİ PARAMETRELERİNİN (SIKIŞTIRMA, YANMA VE GENİŞLEME PROSESLERİNİN) VE GÜRÜLTÜ ŞİDDETİNİN ''EXCEL'' PROGRAMINDA HESABI

5.1. Motorun Teknik Parametreleri 89
5.2. Hesaplanan Parametreler 90
5.2.1. Yakıt 90
5.2.2. İş gazı 90
5.2.3. Yanma ürün bileşimleri miktarı 92
5.2.4. Çevre ve artık gaz parametreleri 92
5.2.5. Emme süreç sonu parametreleri 93
5.2.6. Sıkıştırma süreci parametreleri 94
5.2.7. Silindir içi parametrelerin hesabı 95
5.3. Motor Parametrelerinin (Efektif ve İndike) Hesaplanması 97

6. MOTORLARIN ÇEŞİTLİ ÇALIŞMA REJİMLERİNDE YANMA HIZININ (BASINÇ GRADYANININ) GÜRÜLTÜ EMİSYONUNA ETKİSİNİN İNCELENMESİ 99

SONUÇLAR 106

KAYNAKLAR 107

ÖZGEÇMİŞ

KISALTMALAR

ÜÖN : Üst Ölü Nokta
AÖN : Alt Ölü Nokta
HFK : Hava Fazlalık Katsatısı
PA : Püskürtme Avansı
TG : Tutuşma Gecikmesi
KMA : Krank Mili Açısı
DP : Direk Püskürtmeli

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 1.5.1. A.E.T. Taşıt grupları ve müsaade edilen gürültü düzeyleri..... 5
Tablo 5.1. Motor Yakıt Parmetreleri..... 90
Tablo 6.1. Yanma karakterinin değiştiği durumda motor parametrelerinin ve gürültünün değişimi..... 101
Tablo 6.2. Hızlı yanma durumu (m=0.5) için püskürtme avansı değerinin değişiminin maksimum basınç p_{max}, motor parametreleri ve gürültü üzerindeki etkisi..... 103
Tablo 6.3. Optimum yanma durumunda (m=1.5), püskürtme avansının değişiminin motor parametrelri ve gürültü üzerindeki etkisi..... 105

ŞEKİL LİSTESİ

		Sayfa No
Şekil 2.1.	Silindir tipleri	11
Şekil 2.2.	Tek damla için hava yakıt oranı eğrisi	13
Şekil 2.3.	Dört zamanlı motorlarda p-α diyagramı	16
Şekil 2.4.	Oyuk pistonlu yanma odaları	18
Şekil 2.5.	Teğetsel girişli yanma odası	18
Şekil 2.6.	Oyuk pistonlu yanma odasında hava hızlarının KMA ile değişimi	19
Şekil 2.7.	Etekli sübap kullanılarak dönme hareketi elde edilmesi (Hasselman motoru)	19
Şekil 2.8.	MAN M motoru	20
Şekil 2.9.	Bölünmüş yanma odası modeli	21
Şekil 2.10.	Ön yanma odası tipleri	23
Şekil 2.11.	Türbülans odası tipleri	24
Şekil 3.1.	Motor gürültüsü	27
Şekil 3.2.	Motoru oluşturan elemanlar	28
Şekil 3.3.	Motor gürültüsünün genel mekanizması	29
Şekil 3.4.	Motor gürültüsünün devir sayısıyla değişimi	31
Şekil 3.5.	Motor gürültüsünün silindir hacmi ile değişimi	32
Şekil 3.6.	7 litrelik türbo şarjlı dizel motorun gürültüsünün yükle değişimi	33
Şekil 3.7.	Motor gürültüsünün yükle değişimi	34
Şekil 3.8.	Silindir sayısının gürültüye etkisi	34
Şekil 3.9.	Gürültünün silindir sayısıyla değişimi	35
Şekil 3.10.	Strok-çap oranının gürültüye etkisi	35
Şekil 3.11.	Direk püskürtmeli motorun silindir içindeki basınç artışı ve bu basınca bağlı olarak ortaya çıkan gürültü grafiği	38
Şekil 3.12.	Direk püskürtmeli motorlarda silindir basıncı artışı	39
Şekil 3.13.	Yapı cevabı	41
Şekil 3.14.	Motorun yapı cevabı fonksiyonları	41
Şekil 3.15.	2000 d/dak'da, tam yükte yanma gürültüsü ve dp/dα arasındaki bağlantı	42
Şekil 3.16.	Gürültü ve maksimum basınç gradyanı arasındaki korelasyon	43
Şekil 3.17.	Yanma gürültüsünün ortalama ısı açığa çıkış değerinin pikine bağımlılığı	44
Şekil 3.18.	Yanma odasından 1 m mesafeden ölçümde, püskürtme zamanlamasının etkisi	45
Şekil 3.19.	Yüksek püskürtme hızlarında zamanlama titreşmesi	45
Şekil 3.20.	Zamanlama ile gürültü duman değişimi	46
Şekil 3.21.	Aynı kapasiteli doğal emmeli ve aşırı doldurmalı iki motorun karşılaştırılması	48

Şekil 3.22. Yüksek hızlı direk püskürtmeli prototip bir motorun ivmelenme esnasında tutuşma gecikmesinin artışı..... 49
Şekil 3.23. Yüksek hızlı direk püskürtmeli prototip bir motorun ivmelenme esnasında yanma gürültüsünün artışı..... 49
Şekil 3.24. Sıcak ve soğuk yanma için ön püskürtme.....52
Şekil 3.25. Değişik motorların ve ön püskürtmenin yanma gürültüsü kontrolü.....53
Şekil 3.26. Ön püskürtme ile yanma basınç gradyanının azaltılması..... 53
Şekil 3.27. Gürültü önleyici zamanlama dişlisi kapağı dizaynı.....56
Şekil 3.28. Hidrolik çarpma ayarlayıcı külbütör mekanizması.....59
Şekil 3.29. Krank milinin gürültüye etkisi.....59
Şekil 3.30. Külbütör kapağına plastik kaplamanın gürültüye etkisi..... 60
Şekil 3.31. Motor kapağının altından ölçülen ses basıncı seviyesinin hız ile değişimi.....62
Şekil 3.32. Egzoz sisteminden yayılan gürültünün oluşumu..... 63
Şekil 4.1. Dizel motorunda püskürtülen yakıt demetinin boyuna kesidi ve yakıt demetini detaylı yapısı.....69
Şekil 4.2. Dizel motorunda yanma fazları ile silindir basıncı değişimi.... 70
Şekil 4.3. Tutuşma gecikmesinin ortam sıcaklığı ile değişmesi..... 71
Şekil 4.4. Tutuşma gecikmesinin ortam basıncı ile değişmesi..... 72
Şekil 4.5. Dizel motorunda püskürtme ve yanma kanunu..... 74
Şekil 4.6. Farklı m'ler için çizilmiş olan yanan yakıt oranı x'in bağıl zaman t/t_z'e göre değişimleri..... 81
Şekil 4.7. p-V ve p-α diyagramlarındaki tipik yanma eğrileri.....83
Şekil 4.8. İş çevrimi diyagramları m=0.5; 1.5; 3; 5; $\alpha_z=50^oKMA$ ve $\theta=25^oKMA$..... 86
Şekil 4.9. İş çevrimi diyagramları m=1.5; $\alpha_z=50^oKMA$ iken püskürtme avansları değişmekte.....87
Şekil 4.10. Dört değer m=0.5; 1.5; 3; 5 ve $\alpha_z=50^oKMA$ için püskürtme avansı değişirken iş çevriminin temel göstergelerinin değişimi.....87
Şekil 6.1. Püskürtme avansı$\theta=5^oKMA$ ve yanma süresi $\alpha_z=50^oKMA$ iken, yanma karakteri m=0.5; 1.5; 3; olarak değişimine göre basınç gradyanının değişimi..... 100
Şekil 6.2. Motor farklı yanma kanunlarıyla çalıştığında (püskürtme avansı ve yanma zamanı sabit) silindir basıncının ve yanma kanununun değişmesi..... 101
Şekil 6.3. Hızlı yanma (m=0.5) durumunda püskürtme avansı değişimine bağlı olarak basınç gradyanının değişimi.....102
Şekil 6.4. Hızlı yanma(m=0.5) için püskürtme avansının değişmesini silindir maksimum basıncına ve yanma kanununa etkisi.....103
Şekil 6.5. Optimum yanma hızı(m=1.5) için püskürtme avansı değişimine göre basınç gradyanının değişimi.....104
Şekil 6.6. Yanma karakteri M=1.5 iken (optimum yanma), püskürtme avansı değerlerine göre silindirin maksimum basıncının ve yanma kanununun değişmesi..... 105

SEMBOL LİSTESİ

α : Krank mili açısı, ^{o}KMA

θ : Püskürtme avansı, ^{o}KMA

σ : Dizel motorunda genişleme oranı

τ : Zaman, sn

ρ : Efektif merkezlerin bağıl yoğunluğu, kg/m^3

ω : Bağıl yanma hızı, m/s

η_e : Efektif verim

η_i : İndike verim

ρ_k : Taze dolgu (hava) yoğunluğu, kg/m^3

η_m : Mekanik verim

ω_{max} : En yüksek bağıl yanma hızı, m/s

α_p : Basıncın maksimuma ulaştığı krank mili açısı, ^{o}KMA

α_{PA} : Püskürtme avansı açısı, ^{o}KMA

γ_r : Artık gazlar katsayısı

α_T : Sıcaklığın maksimuma ulaştığı krank mili açısı, ^{o}KMA

α_z : Yanma süresi, ^{o}KMA

α_z : Yanma süresi, ^{o}KMA

A : Geçiş alanı, m^2

A_o, A_n : Silindir basıncının gelişiminin sentezinde kullanılan katsayılar

b_e : Efektif özgül yakıt tüketimi, g/kWh

b_i : İndike özgül yakıt tüketimi, g/kWh

B_n : Silindir basıncının gelişiminin sentezinde kullanılan katsayı

C : Yarı hızda çalışan motorun silindir basıncı bileşeni

C_2 : Motor dönme hızının bileşeni

C_3 : Motor dönme hızının 1.5'i kadar hızdaki silindir basıncı bileşeni

C_f : Gaz kuvvetleri seviyesi

C_o : Çevrimin 720º'sindeki basıncı gösteren değişken

C_s : Yapı özellikleri katsayısı

D : Slindir çapı, mm

F : Kuvvet, N

F_p : Piston alanı, m^2

G : Yanma gürültüsü, dB

g_c : Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı, kg/çevrim

G_{ykt} : Saatteki yakıt tüketimi, kg/h

H_u : yakıtın alt ısıl değeri, kJ/kg

k : Orantı katsayısı

k_1 : Adyabatik üs

l : Yakıt-hava karışımındaki gerçek hava miktarı, kg hava/kg karışım

l_0 : Yakıtın yanması için gerekli teorik kütlesel hava miktarı, kg hava/kg ykt

L_0 : Yakıtın yanması için gereken hacimsel hava miktarı, kmol hava/kg ykt

M : İş gazının miktarı, kmol/kg yakıt

m : Yanma karakteri

m_1 : Taze dolgunun kütlesel miktarı, kg/1kg yakıt

M_1 : Taze dolgunun hacimsel miktarı, kmol/1kg yakıt

M_2 : Sıvı yakıtın yanma ürün miktarı, kmol/kg ykt

M_a : İş karışımı miktarı, kmol/1kg yakıt

mc_p : Yakıt-hava karışımının ortalama mol özgül ısısı (sabit basınçta), kJ/kmol

mC_v : İş gazının (yanma ürünlerin) molekül özgül ısısı, kJ/kmol˚C

M_e : Efektif moment, Nm

m_h : Havanın mol kütlesi, kg/kmol

m_{hmin} : Tam yanma için gerekli olan gerekli minimum hava miktarı, kg

m_{omin} : 1 kg yakıtın tam yanması için gerekli en az oksijen miktarı, kg

M_r : Artık gazların miktarı, kmol/1kg yakıt

m_y : Yakıtın moleküler kütlesi, kg/kmol

n : Dönme sayısı, d/d

n_1 : Sıkıştırma süreci politrop üssü

n_2 : Genişleme süreci politrop üssü

N_e : Efektif güç, kW

N_i : İndike güç, kW

n_k : Doldurucu sıkıştırma politrop üssü

p : Silindir içi basınç, MPa

p_a : Emme süreci sonu iş gazı (hava) basıncı, MPa

p_c : Sıkıştırma sonu basınç, MPa

p_e : Ortalama efektif basınç, Mpa

p_i : Ortalama indike basınç, MPa

p_k : Aşırı doldurmada doldurucu çıkışındaki hava basıncı, MPa

P_m : Mekanik ve pompalama kayıpların ortalama basıncı, MPa

p_{max} : Yanma esnasında silindirdeki maksimum basınç, MPa

p_o : Normal atmosfer basınç, MPa

p_r : Artık gaz basıncı, MPa

p_x : Piston hareketine bağlı olarak silindir basıncının değişimi, MPa

Q_H : Yanma ile açığa çıkan ısı, kJ/kg yakıt

Q_s : Açığa çıkan ısı, kJ

R_h : Havanın gaz sabiti, J/kg

S : Piston stroku, mm

T : ortalama sıcaklık, K

τ : Zaman, sn

$t_{1/2}$: Yarı yanma zamanı, sn

T_a : Emme sonu iş gazı sıcaklığı, K

T_c : Sıkıştırma sonu sıcaklık, K

T_k : Doldurucu çıkışındaki hava sıcaklığı, K

t_m : Yanma hızının maksimuma ulaştığı zaman, sn

T_{max} : Maksimum gaz sıcaklığı, K

T_o : Normal atmosfer sıcaklık, K

T_r : Artık gaz sıcaklığı, K

T_x : Piston hareketine bağlı olarak silindir sıcaklığının değişimi, K

t_z : Yanma olayı süresi, sn

U : Gazların iç enerjisi, kJ/kg yakıt

V : Silindir hacmi

V_a : Silindir tam hacmi, m^3

V_c : Ölü hacim, m^3

V_h : Strok hacmi, m^3

V_x : Piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişimi, m^3

w : Emme sübabında ortalama hız, m/s

w_n : Yanma işlemi çevrimi açısı

w_p : Piston ortalama hızı, m/s

x : Vibe fonksiyonu ile hesaplanan göreceli yanan yakıt miktarı

x_m : Yanma hızı maksimuma ulaştığı zamanda yanan yakıt miktarı, kg

x_z : Reaksiyon sonuna doğru yanan yakıt miktarı, kg

ΔT : Emme süresince motorun sıcak çeperlerinden alınan sıcaklık, K

ε : Sıkıştırma oranı

η_v : Volümetrik verim

i : Silindir sayısı

λ : Hava fazlalık katsayısı

λ_s : Biyel eğikliği, (biyel boyu/krank yarı çapı)

μ : İş karışımının gerçek moleküler değişim katsayısı

μ_{hava} : 1 kmol havanın kütlesi, kg/kmol

μ_o : Yakıt-hava karışımının kimyasal moleküler değişim oranı

ξ_z : Yanma ürünlerinin disosasyon ve ısı transferine bağlı ısı kayıp

π : Aşırı doldurma basınç oranı

ω : Krank milinin dönme hızı, 1/s

VİBE FONKSİYONU KULLANILARAK DİZEL MOTORLARINDA YANMA HIZININ GÜRÜLTÜ EMİSONUNA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

İnsanı rahatsız eden ve sağlığa zarar veren etkenlerden biri olan trafik gürültüsü, trafik yöğunluğu arttıkça, bu gürültünün azaltılması probleminin çözülmesini en önemli sorunlardan bir tanesi yapmaktadır.

Trafik gürültüsü kaynaklarından bir tanesi olan dizel motor gürltüsü bu tez çalışmasında ele alınmıştır. Motor gürültüsünün boyutu, taşıt yüküne, hızına, boyutuna ve bakımlı olup olmadığına bağlı olmaktadır.

Motor gürültüsünün ana bileşenleri olan yanma gürültüsü, mekanik gürültü, emme ve egzoz gürültüleri Bölüm 3'te ele alınmıştır ve bu gürültünün azaltılması için bulunan yöntemler açıklanmıştır. Ayrıca bu bölümde Lucas İndustriyes Noise Centre tarafından önerilen ölçüm metotlarıyla yapılmış deney sonuçları esas alınarak elde edilen gürültü formülü sunulmuştur.

Motor gürültüsünün % 80'ni oluşturan yanma gürültüsü silindirdeki basınç artış hızına bağlıdır. Silindirdeki basınç artışının optimum değerler arasında tutulması yanmadan kaynaklanan gürültüyü azaltmaktadır. Bu basınç artışını azaltmaya yönelik konstrüktif yöntemler Bölüm 3'te açıklanmıştır.

Dizel motorundaki yanma olayı esasında basınç artışını belirleyen yanma hızı üzerinde birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada İ.İ. Vibe trafından önerilen ynma kanunu kullanılmıştır. Bölüm 4'te dizel motorlarının yanma prosesinin özellikleri ifade edilmiş ve Vibe fonksiyonu kullanılan yanma prosesinin hesabı için açıklamalar yapılmıştır. Burada, basınç gradyanını, dolayısıyla, gürültü emisyonunu etkileyen faktörler olan, püskürtme avansı ve yanma karakterini değiştirilerek iş çevrimi hesabı için açıklamalar yapılamıştır.

Bölüm 5'te motorun silidir içi parametrelerinin (sıkıştırma, yanma ve genişleme proseslerinin) ve gürültü şiddetinin "Excel" programında hesabı yapılmıştır.

Son bölümde hesap esnasında elde ettiğimiz sonuçları kullanarak çeşitli çalışma rejimlerinde (püskürtme avansını ve yanma karakterini değiştirerek) yanma hızının gürültü emisyonuna etkisi incelenmiştir ve özetler çıkarılmıştır.

THE STUDY OF INFLUENCE OF COMBUSTION SPEED ON NOISE IN DIESEL ENGINES USING VIBE FUNCTION

SUMMARY

There are many sources of noise in environment all around of us. This noise can come from different working devices, as well it can be noise from the nature. But if you stay long in a noisy environment, your health and comfort can be damaged hardly by that noise.

According to DIN 1320 standards: "Noise is the sound, hearable by our ears, that destroys the quietness and damages our health. The measurement of noise is dB. In the following sentences some sources of noise and their values are given. There are: the sound of leaves that is 10 dB, whisper is 20 dB, traffic noise is 70-80 dB, scream is 80 dB and internal combustion engine noise is 105 dB. Intense and periodic noise can cause physical discomfort, so it must be reduced.

The main source of environmental noise is the traffic noise. The number of vehicles is growing from year to year, so the problem of traffic noise became more important and it should be solved certainly.

In this study the engine noise, that is the major source of vehicle noise, was been explained in a details. In the second chapter the fundamental principles of diesel engine working process have been described and the classification of internal combustion engines has been given.

The main components of engine noise were shown in the third chapter. There are mechanical noise, combustion noise, intake and exhaust noise. Moreover, there are other components of engine noise such as cooling fan noise and noise from the rotating parts of transmission.

The components of mechanical noise are vibration of the piston, connecting rod, main bearing caps and outer surface of the crankcase. Inlet noise is generated by the interruption of airflow through the inlet passages by the opening and closing of the inlet valves. Various silencers are used to decrease the induction noise as they are used to decrease the exhaust noise.

Combustion noise that caused by rapid increase in cylinder pressure during the combustion process is 80% of entire engine noise. The much the increase rate of cylinder pressure, the much the noise emitted by combustion process. This part of engine noise has been studied in the third chapter and using the experimental results of noise measured from different types of diesel engines, the formula of combustion noise was been established. It is, in dB:

$$\text{Noise} = 87 + 0.85(dp/d\tau) \qquad (1)$$

Where $dp/d\tau$ is the rate of cylinder pressure increase by the time in [Mpa/ms]
In the fourth chapter some explanations about the method of finding of combustion speed during the combustion process were given. Many scientists worked on this matter and many

methods were found. We used the Vibe function to estimate the rate of fuel burnt during the combustion.
This function was found by German scientist İ. İ. Vibe, who lived in USSR. This function is:

$$x = 1 - \exp\left[-6.908(\alpha / \alpha_z)^{m+1}\right] \qquad (2)$$

Where
x- is the amount of fuel burnt until this period of time,
α-is the degree of rotation of crankshaft,
α_z-is the time during which the combustion process is completed,
m- the character of combustion.

For this function several different circumstances were shown in chapter four. For each circumstance the burning character m is changing.

In the fifth chapter the parameters of working process in cylinder (compression, combustion and expansion processes) and combustion noise was been estimated in "Excel" computer program. In this calculation the data of Dovertech 500 engine was used. Indicate and effective parameters of this engine were calculated as well.

If we change two parameters influencing the combustion process: the time of fuel spray and the combustion character we can change the engine performance and noise characteristics of diesel engine. Effective and indicate parameters such as pressure and output characteristics increases or decreases according to this changes.

In the last chapter according to the calculations of chapter five the plots of pressure increase rate, cylinder pressure and combustion character were given for each circumstance and in charts the changing values of combustion noise and engine parameters were shown.

As we can see from this items of the last chapter:

- Using the Vibe function three types of diesel combustion speed were studied one by one, there are rapid, medium and low combustion (where m=0.5, 1.5 and 3) and for each of them the influence of gas pressure and the time of fuel spray on noise and output work,

- For rapid and medium combustion the values of the time of fuel spray were changed (as θ= -5; 5; 10; 15 degrees of crankshaft) and the influence of the fuel spray time were studied.

In conclusion, as a result of theoric study we established that:

- If a diesel engine works with medium combustion speed (m=0…0.5) it is the more beneficial mode in terms of noise emission and economy factor.
- The circumstance explained before can be reached if the we use MAN.M type diesel engines.

- If we spray fuel with high levels of spray pressure such as 1500-1800 bar in direct spray diesel engines, the high speed combustion occurs (m=0…0.5), the gas pressure, and as a result, noise emitted by engine, increases up to forbidden values.

- In order to not to pass over the standard values of noise we have to keep the time of fuel spray very low (up to negative values θ=-5) but in this case the economy factors of diesel engine became very low.

BÖLÜM 1. GÜRÜLTÜ EMİSYONU NEDİR?

1.1. Giriş

Yaşadığımız ortamda dalgalanma, titreşim ve vibrasyon kaynağı olan çeşitli canlı ve ya cansız ritmik ve periyodik sistemlerle karşılaşmaktayız. Ritmik hareketleri biz, kalp atışlarında, nefes almakta, hücrelerin bölünmesinde, dokuların büyümesinde, okyanus yüzeyinde gerçekleşen dalga hareketlerde, sesin dalga şeklinde yayılmasında, ses ötesi dalgaların yayılmasında görebiliyoruz. Kısacası, dev galaksiler ve gezegenler sistemi gibi büyük oluşumlardan atom çekirdeğine kadar ufak parçaları içeren sonsuz evrenimizde, sürekli olarak milyonlarca çeşitli dalgalanmalar ve titreşimler oluşmaktadır.

Dalgalanmalar ve titreşimler doğadaki en yaygın olaylardan bir tanesidir. Bunların tümü belli olan genel kurallara uymaktadır. Esnek (katı, sıvı, gaz) sistemlerin dalga şeklinde yayılan yaylanmaları ses (gürültü) yaymaktadır.

İnsan kulağının duyabileceği ses dalgaları 16-20 Hz'den 16-20 kHz'e kadar frekanslara sahip dalgalardır. İnsan duyamadığı 16-20 Hz'den daha düşük frekanslara infra, 16-20 kHz'den daha yüksek frekanslara ise ultra ses dalgaları denmekte. Duyulabilen aralıktaki ses dalgaları düşük, orta ve yüksek frekanslı olarak üç gruba ayrılmaktadır.

DIN 1320 standardına göre gürültü: ''İnsan kulağının duyma frekansları çerçevesinde, sessizliği ya da duyulmak istenen sesi bozan, sağlığa zararlı olan ya da sıkıntı veren ses'' şeklinde tanımlanmaktadır. Gürültü ölçme birimi ise dB (desibel) olarak kabul edilmiştir. Ses (gürültü) basıncının toplam seviyesi olan, gürültü seviyesi olarak dB (A) kabul edilmiştir.

Aşağıda bazı gürültü kaynaklarının gürültü seviyeleri verilmektedir:

- Ağaç yapraklarının gürültüsü, rüzgar sesi – 10 dB,
- Fısıldama – 20 dB,
- Saat sesi – 30 dB,

- Radyodan gelen kısık ses – 40 dB,
- Daktilo sesi – 50 dB,
- Trafik gürültüsü – 70-80 dB,
- Çığlık – 80 dB,
- İçten yanmalı motor (düşük dönme sayılı) – 105 dB,
- İçten yanmalı motor (yüksek hızlı) – 120 dB,
- Sağlığa zararlı (acı veren) seviye – 130 dB,
- Raketin yerden ayrılması süresinde yayılan ses – 145 dB.

Yüksek seviyeli gürültüler aynı zamanda rahatsız ediçi olmakta, mesela yüksek frekanslı ya da periodik tekrarlanan sesler çok rahatsız ediçi olmakta.
İnsan kulağının duyma özelliğinden kaynaklanan sonuç, bir gürültü kaynağı varken diğer sesleri duyma zorluğudur. Bunun için monoton sürekli var olan gürültülerin seviyesini azaltmak çok önemlidir. Mesela büyük şehirlerdeki trafik gürültü seviyesini indirmek gerekmektedir bunun için de taşıtların yaydığı gürültünün nedenlerini tespit edip azaltmaya çalışmak gerekmektedir.

Gürültü yada sesin yüksek seviyeli olmakla birlikte rahatsız edici etkisi de mevcuttur. Mesela, ses spektrumu yüksek frekanslı bileşenlerden ibaret ise bu ses oldukça rahatsız edicidir. Sesin periodik olarak etkimesi de aynı şekilde kötü etki yaratmaktadır. Tabii ki bütün sesler ve gürültülere rahatsız edici diyemeyiz, doğal kaynaklı sesler (deniz dalgalarınıın, ağaç yapraklarının, yağmurun sesi) insan organizmasını pozitif şekilde etkilemektedir.

1.2. Gürültü ve Vibrasyon Karakteristikleri

Uzak mesafelere hızlı ve verimli bir şekilde yolcu taşıyabilme açısından, modern taşıtların geliştirilmesinde kaldırabileceği maksimum yük ve maksimum hız kriterleri çok önemlidir. Hızı ve azami yük değerlerini arttırabilmek için motor gücünü arttırmak lazım, bununla birlikte vibrasyonlar ve gürültü emisyonu da artmaktadır.

Modern otomobilde çeşitli mekanizmalar ve yapılar bulunmakta, bunların çalışması esnasında çeşitli frekanslara sahip titreşimler oluşmakta. Bu titreşimlerin nedeni mekanizmaların sahip olduğu bazı özellikler de olabilir, yada bazı çalışma

bozuklukları, konstrüksiyon eksikleri, aşınma. Titreşime neden parçaya bağlı diğer yapılar da titreşimden etkilenerek vibrasyona uğrayabilmekte, bundan dolayı bu mekanizmaların tümünde bozukluklar ve gürültü meydana gelebilmekte.

Gürültü mekanik, aerodinamik ve elektromanyetik kaynaklı olabilmekte. Mekanik gürültü, dönen parçaların iyi dengelenmediği sürece, makina elemenlarının bağlantı kısımlarında birbirine çarpması sonucu ortaya çıkmaktadır. Elektromanyetik gürültü ise elektrik makinalarda, değişken manyetik kuvvetler etkisi altında kalan, stator ve rotorun titreşimleriyle yaratılmaktadır.

1.3. Gürültü ve Vibrasyonun İnsan Vücuduna Etkisi

Gürültü insan vücudunu ve çalışma verimini negatif yönde etkilemektedir. Yüksek gürültü seviyesi, görme sınırını, tenefüs ritmini ve kalp çalışmasını bozmakta, kan ve beyin tansiyonunu yükseltmekte. Gürültülü ortamda dikkat dağılır, reaksiyonlar yavaşlar ve çabuk yorgunluk gelir. Bütün bunlar çalışma verimini düşürür. Gürültünün bir de birikme özelliği var, yani gürültünün devam etme süresi ne kadar uzun ise etkisi de o kadar fazladır.

Gürültü sadece işitme organlarını değil, bütün organizmayı da etkilemekte. Gürültü kan dolaşım sistemini etkileyerek tansiyonu yükseltmekte. Gürültü insanın dinlenmesine engel olur ve uyku dengesini bozar. Gürültünün sürekli etkilediği ortamda günlük çalışma verimi %15 kadar düşer ve hata yapma oranını %10 artar.

Duyulmayan (frekansı düşük olan infrases dalgaları) gürültüler ise başak orgsanları etkileyerek sinir sistemini bozmakta. İnfrases dalgaları nedeni olmayan korku ve tedirginlik yaratmaktadır. Bu tür dalgalar insan midesi ve akciğerlerde ağrı hissedilmesine neden olmakta. Ultra ses dalgaları ise yorgunluk, mide bulantısı, baş ağrısı ve tansiyon değişiklikleri yaratmakta. Yoğunluğu yüksek olduğu durumlarda ultra ses dalgaları yanıklık ve paraliç olayları yaratmakta. Gürültü sağırlığa neden olmakta. Bütün bu nedenlerden dolayı gürültü kontrolü yapılmalı ve gürültü seviyesini sınırlayan standartlar uygulanmalı.

1.4. Taşıtlarda Gürültü Kaynakları

Taşıtta gürültü ve vibrasyon yaratan kaynaklar dış ve iç kaynaklar olarak ikiye ayrılmakta. Dış kaynak olarak düz olmayan yol yüzeyini belirtebiliriz. İç gürültüler

ise, konstrüksiyon ve yapım esnasında yapılan hatalar, mekanizmaların kalitesiz şekilde monte edilmesi, kullanım esnasında kurallara uymamak, doğal aşınım gibi nedenler sonucu olabilmekte [5].

Hareket halindeki bir taşıtın gürültüsü; güç birimi (motor, emme ve egzoz), soğutucu fan, aktarma organları (dişli kutusu, şaft, diferansyel, aks), yol gürültüsü (aerodinamik ve lastik-yol kaplaması), frenler, askı düzeni ve gövdeden gelen seslerin toplamından oluşmaktadır.

Bu kaynakların kendi aralarındaki önem dereceleri araç tipine ve çalışma koşullarına bağlıdır. Küçük taşıtlar için küçük vites kademelerinde gidilen düşük hızlarda motor en belirleyici gürültü kaynağıdır; büyük vites kademelerinde gidilen yüksek hızlarda ise lastik gürültüsü artarak, motor ve aktarma organlarının etkisinin üstüne çıkar ve belirgin gürültü kaynağı haline gelir. Dizel motorlu büyük kamyonlarda ise motor, egzoz ve soğutucu fan gürültüleri çok daha belirgin etkiye sahiptirler ve yüksek hızlarda lastik gürültüsü belli bir etkiye sahip olabilir. Genel olarak, dizel motorlu çok büyük kamyonlar hariç, tüm taşıtlarda 100 km/h ve üzerindeki hızlarda lastik yol gürültüsü çok etkin kaynaktır [1].

Kabin içi gürültüsü ise, ticari vasıtalarda ve traktörlerde önemli bir sorundur. Sürücü için kabin, iş yeri niteliğinde olduğundan yakın geçmişten itibaren gürültü üzerinde yapılan çalışmalar bu yönde de yapılmaktadır. Ayrı ayrı gürültü kaynaklarının gürültü seviyeleri, toplam taşıt gürültü seviyesi bulunurken logaritmik olarak birleştiği için, düşük etkili kaynaklar hariç bütün dominant etkiye sahip kaynaklar birlikte susturulmaya çalışılmalıdır [2].

1.5. Müsaade Edilen Gürültü Düzeyleri

Motorlu taşıtların iki ana amacı vardır. Birinci amaç insan taşımadır (yolcu taşıtları, birden yüze kadar yolcu taşıyabilirler). İkinci amaç ise eşya taşıma. Buradan da anlaşılan taşıtlar için çok çeşitli güçlerde motor gerekmektedir. Ticari taşıtlarda, taşıtın hafifliğinden çok taşıma kapasitesi önemli bir parametredir, ekonomik şartlar daha verimli dizel motorları kullanmaya zorlar.

Çeşitli tiplerdeki motorlarda gürültü karakteristikleri de farklılıklar gösterir. Bu da farklı kategorideki taşıtlar için farklı gürültü seviyelerine kanunen sınırlama getirilmesini zorunlu kılar.

Çoğu ülkelerde karayolu taşıtları, gürültü sınırlaması amacıyla sınıflandırılmıştır. Avrupa Ekonomik Topluluğu tarafından yapılan gruplandırma ve müsaade edilen maksimum gürültü düzeyleri Tablo 1'de gösterilmektedir [3].

Tablo 1. A.E.T. Taşıt grupları ve müsaade edilen gürültü düzeyleri.

		1970	1981	1988	1996
Yolcu Taşıtları	< 9 kişi	82dB	80dB	77dB	74dB
Minibüs, van	< 2 ton	84dB	81dB	78dB	75dB
	> 2 <3.5 ton	84dB	81dB	79dB	76dB
Otobüsler	<150 kw	89dB	82dB	80dB	77dB
> 9 kişi, > 3.5 ton	>150 kw	91dB	85dB	83dB	80dB
Kamyonlar	< 75 kw	89dB	86dB	81dB	78dB
> 3.5 ton	> 75 kw < 150 kw	89dB	86dB	83dB	89dB
	>150 kw	91dB	88dB	84dB	80dB

1.6. Gürültü Kontrolü

UNESCO dergisi ''Kurye'' tarafından belirtilmiş olduğu gibi ''Gürültü- modern dünyanın felaketi ve teknolojik uygarlığın istenmeyen ürünü olarak, gittikçe hayatımızın daha da geniş alanlarını işgal etmektedir. Bu işgali durdurmak ve gürültünün negatif etkilerini azaltmak için tedbirler almak lazım, çünkü sadece bu şekilde insanlar için normal çalışma ve dinlenme ortamı yaratılır [4].

Trafik gürültüsü topluma rahatsızlık veren en yaygın gürültüdür. Bu gürültünün azaltılması ve kontrol edilmesi de kanunlarla zorunlu hale getirilmiştir. Taşıt gürültüsünün incelenmesinde, taşıtın her bir parçasının toplam gürültüye katkısının incelenmesi gerekir. Ancak çoğu durumda, gerek ticari, gerekse binek taşıtlarında, içten yanmalı motor ana gürültü kaynağıdır. Yani gürültüye en büyük katkıyı motor yapmaktadır.

1.7. Motor Gürültüsü

Şehirlerde toplam taşıt sayısının artması gürültü seviyesinin artmasına sebep olmaktadır. araçların yoğun hareket bölgelerinde gürültünün en büyük kaynağı içten yanmalı motorlar olmaktadır. Gelişmiş ülkelerde gürültü seviyesini sınırlayan standartlar uygulanmaktadır. Bu standartlara uygun şekilde çalışmak için çeşitli kaynaklardan gelen gürültü seviyesini azaltacak yönde tedbirler almak gerekmektedir. Gürültü ölçme değerleri olarak toplam ses seviyesi β ve akustik yayılım spektrumu alınmaktadır. Modern otomobillerdeki optimum rejimde çalışan içten yanmalı motorların ses dereceleri 98-118 dB arasında değişmektedir. Bu ses seviyeleri motor tipine, konstrüksiyon özelliklerine ve üretim teknolojisine bağlı olmaktadır [6].

Dizel motorları sürekli gürültü ile birlikte vibrasyon da yaratmaktadır. Yüksek hızlı dizellerin gürültü spektrumu orta ve yüksek frekanslar arasında yer almaktadır.

Akustik açıdan dizeller karmaşık dalgalar sistemi olarak ele alınmakta. Bu sistem çeşitli gürültü ve vibrasyon kaynakları olarak ortaya çıkmakta. Dizel gürültüsü aerodinamik ve mekanik esaslı bileşenlerden ibarettir.

Aerodinamik gürültü emme ve egzoz sistemlerindeki dalgalanmalar ve silindirdeki yakıtın yanması sonucu ortaya çıkan çeşitli dalgalanmalardan ibarettir. Emme esnasındaki aerodinamik gürültü seviyesi diğerine göre daha yüksektir. Gürültü kaynağı ve frekans genliği dizelin emme sisteminin özelliklerine bağlıdır. Mesela, dört zamanlı turboşarjsız dizellerde düşük ve orta frekanslı, turboşarjlı iki zamanlı motorlarda ise düşük frekanslı bileşenler ağır basmakta.

Karmaşık dalgalanma proseslerinden dolayı (basınç dalgalanmaları, dönme hareketleri), egzoz gürültüsü spektrumu motor zamanlamasına bağlıdır. Egzoz esnasındaki gürültünün genel seviyesi ve frekans dağılımı, dizelin dönme sayısı, karşı basınç değeri, silindir sayısı, egzoz subapların ve geçitlerin kesiti, egzoz sisteminin boyutları gibi parametreler tarafından etkilenmektedir.

Yanma olayının frekans dağılımı orta ve yüksek frekanslı değerler civarındadır. Yanma gürültüsünün artmasına neden olan en önemli faktör, yakıtın yanma esnasındaki basınç artma hızıdır. Yüksek güçlü yavaş dizellerin yanma gürültüsü turboşarj olayının aerodinamik gürültüsü ve mekanik gürültü tarafından kapatılmış olmaktadır. Mekanik gürültü ise hareketli parçaların birbirine çarpmasından ve

bağlantı kısımlarındaki sürtünme olaylarından meydana gelmektedir [5].

Motor gürültüsü bu tez çalışması esnasında sonraki bölümlerde daha ayrıntılı olarak ele alınacaktır.

BÖLÜM 2. MOTORLARIN SINIFLANDIRILMASI VE DİZEL MOTORLARININ ÇALIŞMA PRENSİBİ

Yukarıda belirtilmiş olduğu gibi, trafik gürültüsünde önemli rol alan taşıtların en büyük gürültü kaynaklarından biri motorlardır. Bu tez konusu olan dizel motorlardaki gürültü kaynaklarının bileşenlerini daha ayrıntılı bir şekilde incelemeden önce motorlarla ilgili ve ayrıca dizel motorunun çalışması konusunda genel bilgilere değinelim.

2.1. Motorların Sınıflandırılması

1. Yaptıkları göreve göre:
    - Stasyoner motorlar, bunlar, ziraatta, petrol ve gaz pompalama sistemlerinde v.s. çeşitli mekanizmaları harekete geçirmek için kullanılan motorlardır;
    - Taşıt motorları, otomobil, traktör, uçak, gemi gibi hareketli araçlarda kullanılmaktadırlar.
2. Kullanılan yakıt tipine göre:
    - Hafif sıvı yakıt (benzin ve gazayğı);
    - Ağır sıvı yakıt (mazot, dizel yakıtı v.s.);
    - Gaz yakıtı (jeneratör gazı, doğal gaz v.s. gibi);
    - Karışık yakıt (esas yakıt olarak gaz ve harekete geçirmek için sıvı yakıt kullanılan);
    - Çeşitli yakıtlar (benzin, dizel yakıtı v.s.) kullanılabilen motorlar olarak ayrılmaktadır.
3. Isı enerjisini mekanik enerjiye dönüştürme metoduna göre:

- İçten yanmalı – pistonlu ve döner pistonlu. Bu motorlarda kimyasal reaksiyonlar ve ısı dönüşüm enerjisi mekanik enerjiye silindir içinde dönüştürülmektedir;
- Dışardan ısı girişle. Bunlar, kimyasal reaksiyonların ayrı yanma odasında gerçekleştiği, gaz türbin motorlarıdır. Yanma esnasında üretilen iş gazı, türbinin pervanelerini harekete getirip, iş yapmaktadır;
- Kapalı çevrimde sirkülasyon yapan iş gazına sürekli ısı iletilmekte olan motorlardır. Isı enerjisi sonra genişleme silindirinde kullanılmaktadır. (Bunlar Renkin veya Stirling çevrimine göre çalışan buhar motorlarıdır.);
- Karışık olanlar. Bu motorlarda, yakıt, gaz jeneratörü olan, pistonlu motorda yanmaktadır. Mekanik iş ise pistonlu motorun silindirinde ve kısmen gaz türbini pervaneleri tarafından yapılmaktadır.

4. Karışım oluşturma yöntemine göre pistonlu içten yanmalı motorlar:
    - Dışarıdan karışım oluşturma yöntemli – karışım silindirin dışında oluşturulmakta (karbüratörlü ve gaz motorları ve yakıtın emme borusuna püskürtüldüğü motorlar);
    - İçerden karışım oluşturmalı (emme esnasında silindire sadece hava girmekte, karışım ise silindir içinde oluşmakta. Dizeller bu metoda göre (yakıt sıkıştırma zamanı sonunda püskürtülmekte) çalışmakta. Ayrıca, sıvı yakıtın yada gazın silindire sıkıştırma zamanı başlangıcında girdiği gaz motorları;
    - İş gazının katmanlara ayrıldığı motorlar. Bu metotta yanma odasının farklı bölgelerindeki iş gazının içerdiği bileşenler oranı farklı olmaktadır.
5. İş karışımının ateşlenme metoduna göre:
    - İş gazının elektrik kıvılcımıyla ateşlendiği (kıvılcım ateşlemeli) motorlar;
    - Sıkıştırma sonucu yanan (dizeller);

- Karışımın kıvılcım tarafından özel küçük bir yanma odasında ateşlendikten sonra ana yanma odasında yanmanın tamamlandığı motorlar;
- Gaz-sıvı prosesli motorlar. Gaz yakıtı, küçük miktardaki dizel yakıtının sıkıştırıldığı sonucu elde edilen alev tarafından ateşlendirilmektedir.

6. İş çevriminin gerçekleşmesine göre pistonlu motorlar:
   - Aşırı doldurmasız (hava atmosferden emilmekte) dört zamanlı ve aşırı doldurmalı (taze karışım basınçla girmekte);
   - İki zamanlı aşırı doldurmalı ve aşırı doldurmasız motorlar.

   Aşırı doldurma kompresörü, artık gazlarla hareket ettirilen gaz türbini tarafından yada mekanik şekilde motora bağlı olarak çalıştırılır. Bu iki yöntemin aynı anda kullanıldığı kompresörler de mevcuttur.
7. Yükün değişmesinin gerektirdiği ayarlamanın metoduna göre;
   - Silindire giren hava miktarı sabit tutularak gönderilen yakıt miktarı azaltılarak yada arttırılarak farklı karışım elde edilmekte;
   - Karışım hep sabit kalmakta (bileşenler oranı değişmemekte), sadece karışım miktarı ayarlanmaktadır.
8. Konstruksiyon özelliklerine göre:
   - Pistonlu motorlar, ikiye ayrılmakta silindirlerin yerleşimine göre düşey sıralı, yatay sıralı, V-, yıldız, karşı silindirli motorlar [6].

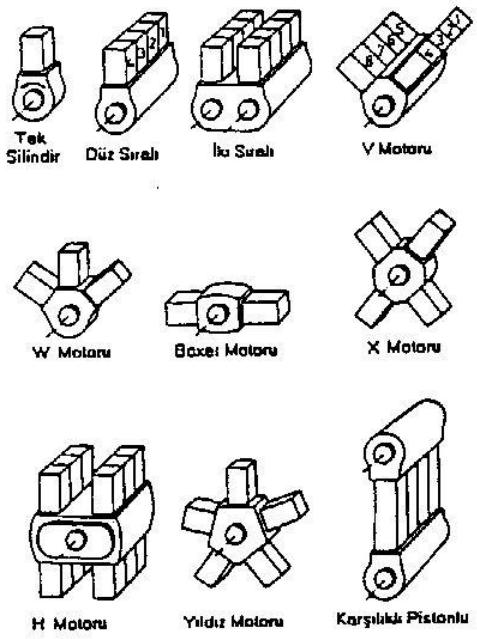
     Silindir tertibi aşağıdaki sınıflandırılmaya göre ayrılmakta olup Şekil 2.1' de gösterilmiştir:

     a) tek silindirli motorlar: Motor tek silindirden oluşmaktadır.

     b) çok silindirli sıra motorlar: Silindir ekseni krank mili ekseni ile aynı düzlemde veya onunla paraleldir en çok kullanılan silindir tertibidir. Altı silindirli motorlarda dengeleme ve titreşim en iyi bir şekilde sağlanmaktadır.

     c) İki sıralı motorlar: İki krank mili mevcuttur.

d) V-Motorları: Silindir eksenlerin düzlemleri bir açı oluşturmaktadır ve kesiştikleri eksen de krank mili eksenine paralel olur. Genellikle fazla güç isteyen sekiz veya daha fazla silindirli motorlarda kullanılır. Bu tertipte iyi bir dengeleme sağlanır.



Şekil 2.1. Silindir tipleri.

e) W-Motorları: Bu tip motorlarda krank mili ortak olup, V-motorları iki sıralı motorlar gibi tertip edilmiştir.

f) Boxer ve sıra Boxer motorları: Bu tertipte V-motorun V açısı 180 derece olarak alınır. Burada iki silindir veya sıra silindirler krank milinin iki yanına birbirine karşı olarak sıralanır.

g) X-Motorları: Bu tertipte iki V motoru birlikte oluşur, V açısı 90 derece ve tek krank mili vardır.

h) H-Motoru: Bu tertipte birbirine karşı bulunan iki paralel düzlemde silindirler vardır.

i) Yıldız Motorları: Hacmin müsaadesine göre istenildiği kadar silindir krank miline dik yıldız şekli yapılır. Tek, çift, üçlü v.s. yıldız motorları vardır.

j) Pistonları karşılıklı çalışan motorlar: Bu tertipteki silindirlerde, birbirine karşı hareket eden pistonlar bulunur. Bunlarda iki adet krank mili olup ana mille kol veya dişli ile bağlantılıdırlar.

Ayrıca pistonların yerleşimine göre tek pistonlu (her silindirde bir piston ve yanma odası vardır), birbirine ters yönde hareket eden pistonlarla (yanma odası iki, birbirine ters yönde hareket eden pistonlar arasında yerleşmektedir), çift etkili (pistonun iki tarafında da yanma odaları vardır);

- Döner pistonlu motorlar, üç çeşit olmaktadır:

  a) pistonun dönme sırasında, piston ve cidarlar arasında değişken hacimli yanma odaları oluşmaktadır ve bu şekilde iş çevrimi gerçekleşmektedir;

  b) piston hareketsiz kalıp, silindirin kendisi dönmekte;

  c) hem piston hem silindir dönmekte.

9. Soğutma sistemine göre:

   - Sıvı ile soğutmalı;
   - Hava ile soğutmalı.

Otomobillerde kıvılcım ateşlemeli, sıkıştırma sonucu yanmalı ve döner-pistonlu motorlar kullanılmaktadır. Az yük taşıyan araçlarda akümülatörden enerji alan elektrik motorları kullanılmaktadır [7].

2.2. Dizel Motoru

Dizel motorları 2 veya 4 zamanlı olabilir. Dört zamanlı dizel motorları genellikle büyük, küçük ve orta güç isteyen ağır yük taşıtlarında, lokomotiflerde, küçük gemilerde ve jeneratör tahrikinde kullanılır. Bu motorlarda püskürtme pompası ve püskürtme enjektörleri bulunmakta. Hareketini bir dişli ile krank milinden alan püskürtme pompası, gerekli miktardaki yakıtı, püskürtme sırası gelen silindirin enjektörüne basar. Yakıt yüksek basınçla enjektör deliğinden silindir içine püskürtülür [8].

2.2.1. Dizel Motorlarına Genel Bir Bakış

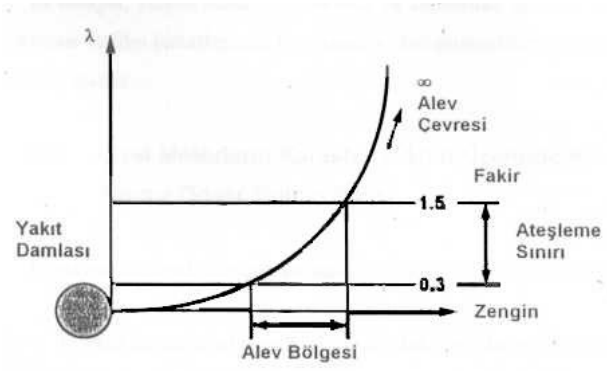
Burada yanma sıkıştırma ısısı ile olmaktadır. Dolgunun sıkıştırılması püskürtülen yakıtın yanma noktasına erişmesini sağlar. Soğuk havalarda buna erişilemediği takdirde yanma odasındaki yardımcı ısı kaynakları ile örneğin elektrikli bujilerle v.s, yanma meydana getirilir. Bu metotlarla detonasyon olayları daha yanmanın başlangıcında meydana gelmekte ve moleküllerin ısı altında yetmeyen oksijen azlığı sebebi ile buharlaşmayarak parçalanmasına neden olmaktadır. Dizel motorunun gürültüsü yanmanın başlamasıyla meydana gelmektedir.

Dizel motorlarında yanma çok kere ÜÖN 'dan sonra 50-60 krank mili derecesine kadar yayılmaktadır. Dizel motorlarındaki bu yanma olayı esas olarak yanma odasının şekline, püskürtmenin cinsine, dizel motorun cinsine (4 veya 2 zamanlı), devir sayısına, soğutma şekline v.s, bağlıdır.

Dizel motor, karışımı içinde oluşan ve otomatik olarak ateşlenen pistonlu bir motordur. Sıkıştırma boyunca yanma havası basıncı 30-55 bar ve sıcaklığı da 700-900 ^{o}C' ye yükselir. Bu sıcaklık, sıkıştırma zamanı sonuna ve aynı zamanda piston ÜÖN 'sına çok yakın bir zamanda silindir içine püskürtülen yakıtın otomatik olarak ateşlenmesi için yeterlidir.

2.2.2. Karışım Şekli

Heterojen karışımlar içinde hava-yakıt oranı olan λ, püskürtülen demet çevresinde sadece hava (λ=∞) ve demet çekirdeğinde sadece yakıt (λ=0) olacak şekilde yer alır.



Şekil 2.2 : Tek damla için hava yakıt oranı eğrisi

Şekil 2.2, tek bir damla için λ dağılımını ve alev bölgesini şematize eder. Bu alev bölgesi, püskürtülen yakıtın her damlasında oluşur. Yük kontrolü, heterojen karışım içindeki bu yakıt miktarının ayarlanması ile gerçekleştirilir. Buna karışım kalitesinin kontrolü denir.

Homojen karışımlara benzer olarak, yanma $0.3 < \lambda < 1,5$ gibi dar bir alanda gerçekleşir. Bu yanabilir karışımın oluşması için kaynağı karışımın püskürtülme enerjisi ve difüzyon olan birtakım olayların yanı sıra kütle taşınımı da gereklidir. Bu işlem, yanma sırasında kendiliğinden oluşur.

2.2.3. Yakıt Demetinin Kinetik Enerjisi

Yakıt demetinin kinetik enerjisi, enjektör memesinde etkili olan basınca bağlıdır ve bununla birlikte yakıt hızı ve enjektör geometrisiyle tanımlanan yakıt konisi de hava-yakıt karışımının etkileşim alanını ve bu alandaki damlacık büyüklük oranını verir.

Demet enerjisi aynı zamanda yakıt enjeksiyon pompası çıkış oranından ve enjeksiyon memesinin akış kesit alanından da etkilenir.

2.2.4. Isı Enerjisi

Isı enerjisi, yanma odası duvarlarında ve sıkıştırılan havanın artırdığı damlacık buharlaşması ve film buharlaşması formlarında olan püskürtülmüş yakıtın buharlaşması tarafından yaratılır [9].

2.2.5. Dizel Motorunun Çalışması

Günümüzde dizel motorları mekanik veya elektronik püskürtmeli olup, karma çevrime göre çalışmaktadır. Pistonu öteleme hareketi yaparak çalışan dört zamanlı dizel motorunun çalışması sırasında meydana gelen olaylar,

- Emme zamanı,
- Sıkışma zamanı,
- Yanma ve genişleme zamanı,
- Egzoz zamanı,

şeklindedir.

2.2.6. Emme Zamanı

Pistonun ÜÖN'dem AÖN'ye doğru hareketi sırasındaki emme zamanında silindirlere yalnızca hava emilmektedir. Bu süre içerisinde silindiler içinde bulunan basınç, benzin motorlarında olduğu gibi p_e = 0.085 – 0.095 Mpa civarındadır. Burada da silindire daha fazla hava girebilmesi için emme supabının açılması üst ölü noktadan önce yapılır. Yine emme supabı kapanması geç yapılmaktadır. Böylece toplam emme olayı dönme sayısına bağlı olarak benzin motorunda olduğu gibi 220 – 260 ^{o}KMA'nda meydana gelmektedir.

2.2.7. Yanma ve Genişleme Zamanı

Çevrimden bu zamanda iş alınmaktadır. Bunun için piston üst ölü noktaya gelmeden önce enjektörden silindirdeki sıkıştırılmış hava içerisinde yakıt püskürtülür. Bu erken püskürtmeye, püskürtme avansı (PA) denir ve püskürtme avansı açısı α_{PA}=10 – 20 ^{o}KMA'dır. Enjektörden püskürtülen yakıt sıkıştırma sonunda, 900 – 1200 K sıcaklıkta kendi kendine, ancak gecikmeli olarak tutuşur. Bu gecikmeye tutuşma gecikmesi (TG) denir. Tutuşma gecikmesi süresince yanma odasına girmiş olan yakıt kendi kendine tutuşarak önce hemen hemen sabit hacimde yanar ve püskürtme devam ettikce sabit basınçta yanma devam eder. Ancak dönme sayısı 2500 – 3000 hatta 45000 d/d üstünde olan motorlarda yanmanın genişleme zamanı sonuna doğru uzamaması için yakıtın önemli bir kısmı sabit hacimde, geri kalan kısmı ise sabit basınçta yakılacak şekilde püskürtülür. Dizel motorunda yanma, yakıt damlacıkları ve bunlardan buharlaşan yakıtın oluşturduğu hetorojen bir karışımın yanması şeklinde gerçekleşmektedir. Bu nedenle yanma hızı düşüktür ve 1 kg yakıtın yanması için 20 – 30 kg havaya gerek vardır. Dizel motorunun gücünü değiştirmek, yalnızca püskürtülen yakıt miktarını değiştirmekle mümkündür. Emilen hava miktarı değişmediğinden, güç azaldığında birim yakıt kütlesi başına düşen hava miktarı artacaktır.

Yanma sırasında maksimum basınç,

Direkt püskürtmeli motorlarda p_3 = 8.0 – 12.0 Mpa

Ön yanma odalı motorlarda p_3 = 5.0 – 8.0 Mpa

Maksimum sıcaklık ise T_3 = 1700 – 2200 K

olmaktadır. Yanma olayı benzin motorlarında olduğu gibi egzoz supabı açılmadan önce tamamlanmalı ve maksimum basıncın ÜÖN'dan 12 – 15^{o} KMA kadar sonra meydana gelmesi sağlanmalıdır.

2.2.8. Egzoz Zamanı

Genişleme sonunda piston AÖN'ya gelmeden egzoz subabı açılmakta ve ÜÖN'dan sonra kapanmaktadır.

Egzoz subabının açılması anında,

Basınç p_4 = 0.4 – 0.5 Mpa

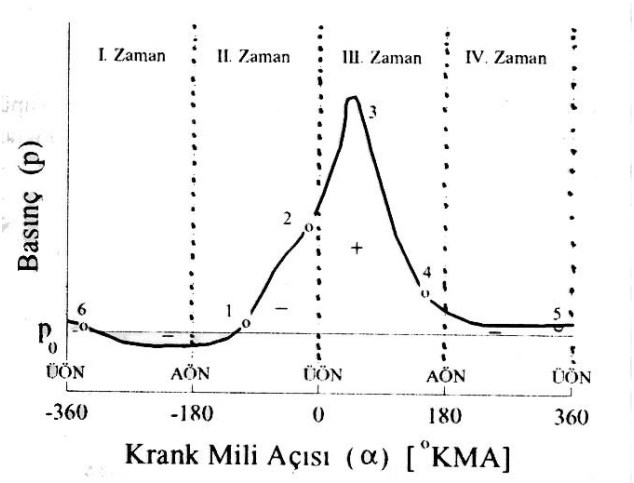
Sıcaklık T_4 = 1000 – 1100 K

dir.

Motorlardaki çevrim olayları genellikle basınç-hacim diyagramında gösterilir. Ayrıca motor basıncının değişimi krank mili açısına bağlı olarak da gösterilebilir. Bu şekilde açılmış diyagramlara p-α diyagramı denir (Şekil 2.3.).

Sonuç olarak 4 zamanlı çevrimde,

- Yalnız yanma ve genişleme zamanlarında faydalı iş elde edilebilir.
- Diğer üç zamanda ise yardımcı olaylar sonucu enerji yutulur.



Şekil 2.3. Dört zamanlı motorlarda p-α diyagramı.

Burada motor,

- Birinci zamanda taze dolguyu emen bir pompa,
- İkinci zamanda kompresör,
- Dördüncü zamanda ise egzoz gazlarını dışarı atan pompa,

olarak çalışmaktadır. Bu zamanlardaki negatif iş (yutulan enerji) çok silindirli motorda diğer silindirlerin verdikleri işle karşılanır. Ayrıca dönme sayısındaki düzgünsüzlüğü azaltmak içinenerji deposu olarak bir volan kullanılmaktadır [8].

2.2.9. Yanma Odası Geometrisinin Karışım Oluşmasına Etkileri

Dizel motorlarında yanma odalarının şekli, buradaki hava hızlarının mertebelerini ve bu hızların değerini koruduklarısüreleri etkilemektedir. Böylece hava hareketlerinin oluşumu ve dolayısı ile havanın karışımı, yanma odası şeklinden önemli ölçüde etkilenmektedir.

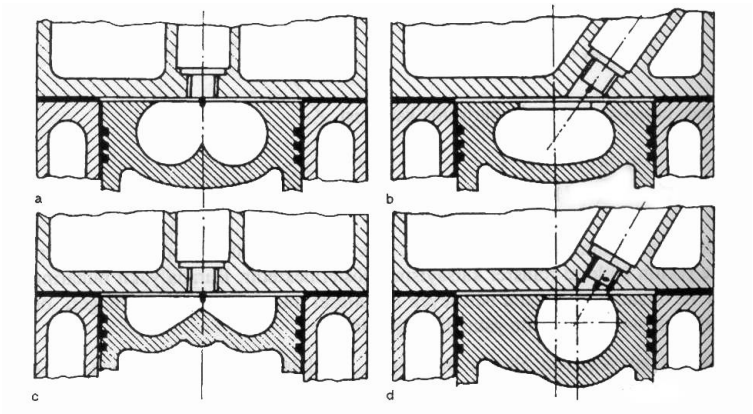
Dizel motorlarında yanma odaları fiziksel şekilleri bakımından iki ana gruba ayrılmaktadır.

- direk püskürtmeli yanma odaları,
- bölünmüş yanma odaları.

2.2.10. Direk Püskürtmeli Yanma Odaları

Direk püskürtmeli (DP) yanma odalarında yakıt, pistonun üst yüzeyi, silindir cidarları ve motor kafası tarafından oluşturulan yanma orasının içine, doğrudan püskürtülmektedir. Bu tip yanma odalarında, yakıt demetinin hava ile karışımını sağlayacak hava hareketlerinin oluşturulması için genellikle piston içine bir oyuk açılmaktadır. (Şekil 2.4.)

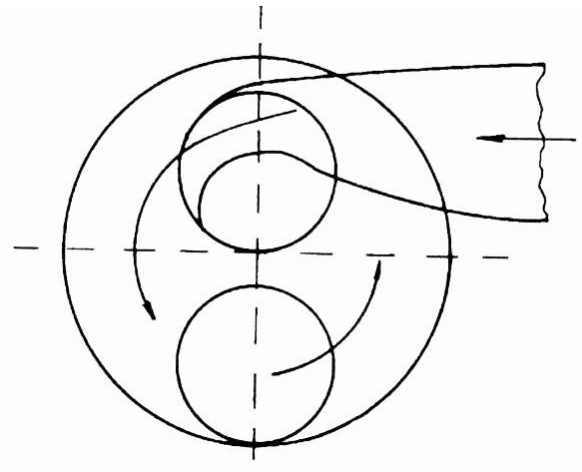
Hava hareketlerinin oluşturulmasında kullanılan diğer bir yöntem de emme kanalına kıvrımlı şekil verilerek, emme havasının silindire teğetsel olarak gitmesinin ve burada bir dönme hareketi oluşturmasını sağlamasıdır (Şekil 2.5.). Ancak, büyük strok hacimli, düşük dönme sayılı motorlarda kullanılan DP yanma odalarında yakıt püskürtme sisteminin yapısı, genellikle gerekli hava-yakıt karışımını sağlayacak özelliklere sahiptir.



Şekil 2.4. Oyuk pistonlu yanma odaları.

Bu tip yanma odalarında, karışımın sağlanmasında hava hareketlerinin rolü, bölünmüş yanma odalarındaki kadar önemli değildir. Ancak motor boyutları küçüldükçe ve dönme hızı arttıkça, karışımın daha hızlı oluşturulabilmesi için hava hareketlerinden yararlanılmaktadır.

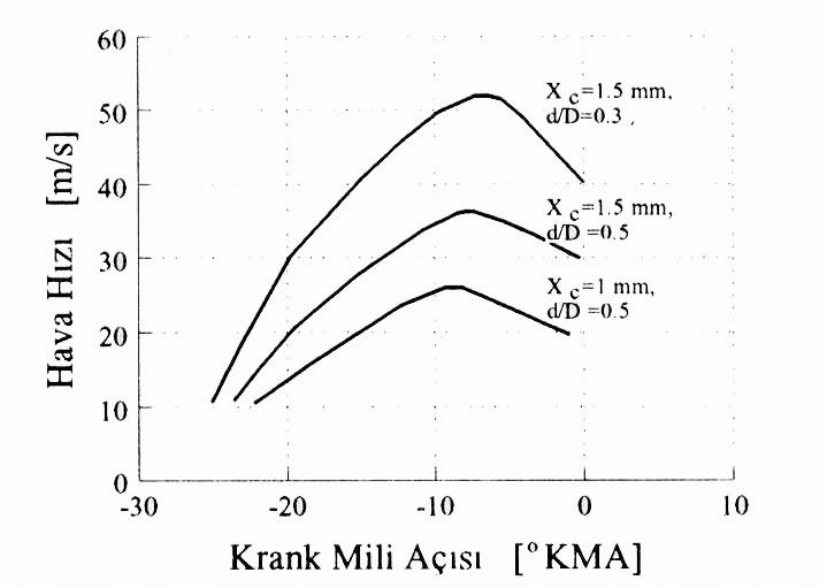
Karışımın oluşturulması işleminin iyi olabilmesi için, yakıtın yanma odasına hava hızlarının en yüksek değerlere ulaştığı KMA'larında püskürtülmesi gerekmektedir.



Şekil 2.5. Teğetsel girişli yanma odası

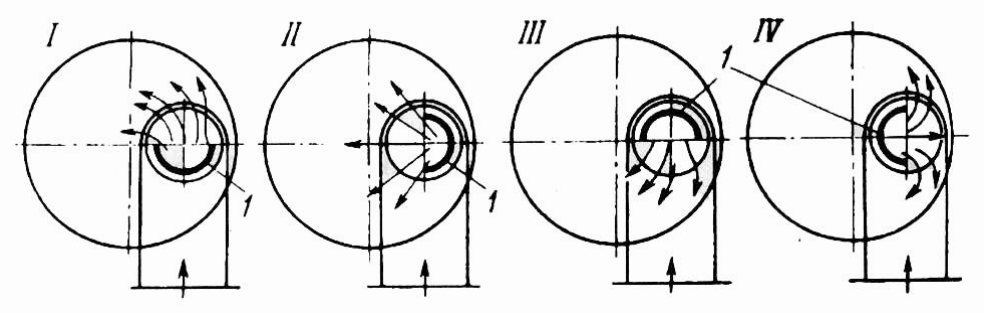
Şekil 2.6'da hava hızlarının KMA'na göre değişimleri verilmiştir. Buna göre püskürtme işleminin ÜÖN' dan 10-15^{o} KMA kadar önce başlatmak ve gene ÜÖN' dan yaklaşık 10-15^{o} KMA kadar sonra bitirmek gerekmektedir. Bu durumda püskürtme ve karışım oluşturulması için uygun KMA aralığı çok dar olmaktadır. Bu

nedenle, direk püskürtmeli dizel motorlarının çok yüksek dönme sayılarına çıkarılması oldukça güçtür.



Şekil 2.6. Oyuk pistonlu yanma odasında hava hızlarının KMA ile değişimi.

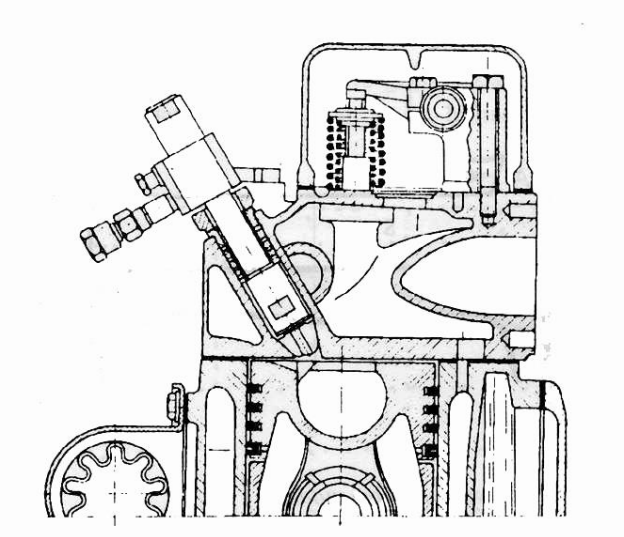
Yanma odasındaki hava hareketlerinin arttırmanın ve ayrıca yönlendirilmenin bir yolu da emme havasının yönlendirilmesi sonucu, silindir içindeki havaya çevresel bir dönme hareketi swirl kazandırmaktadır. Bu amaçla emme sistemi şekillendirildiği gibi etekli emme supabı da kullanılmaktadır. (Hasselman motoru) (Şekil 2.7.).



Şekil 2.7. Etekli sübap kullanılarak dönme hareketi elde edilmesi (Hasselman motoru)

Direk püskürtmeli yanma odası uygulamalarının biri de M.A.N. M sistemidir. Burada piston içersine çanak şeklinde geniş bir oyuk açılmış olup, püskürtmenin

başlangıcında yakıtın bir kısmı özel bir enjektör ile sıcak piston yüzeyine püskürtülmektedir. (Şekil 2.8.). Bu şekilde tutuşma gecikmesi kısaltılmaktadır.



Şekil 2.8. MAN M motoru

Bölünmüş yanma odalı dizel motorlarına göre yanma odasındaki hava hızlarının ve alan/hacim oranının düşük olması sonucu, direkt püskürtmeli dizel motorlarının ısı kayıpları azalmakta pompalama kayıplarının azalması ile toplam verimde artış sağlanmaktadır. Bunların sonucu olarak direk püskürtmeli dizel motorları ile %10-15 mertebelerinde yakıt tasarrufu sağlanmaktadır.

Direk püskürtmeli yanma odalarında alan/hacim oranı düşük oluğu ve yanma odasının büyük bir bölümü piston içinde oyulmuş olduğu için buradaki sıcaklıklar yüksektir. Bu nedenle tutuşma gecikmesi de azdır. Ancak ani basınç artışı doğrudan pistona etki ettiği için daha fazla mekanik gürültü ortaya çıkmaktadır. Ayrıca sıcaklıkların yüksek olması, özellikle NO_x emisyonunun artmasına neden olmaktadır.

Hava hareketlerinin göreceli olarak az olması, püskürtme sisteminin karışım oluşturulmasındaki önemini arttırmaktadır. Bunun sonucu olarak da daha yüksek basınçlarda yakıt gönderebilen, daha karmaşık ve pahalı yakıt sistemleri gerekmektedir.

2.2.11. Bölünmüş Yanma Odaları

Direk püskürtmeli yanma odalarında yeterli hava hareketleri sağlanamadığı için, karışımın oluşumu daha çok zaman almakta ve yüksek dönme sayılarına çıkılamamaktadır. Bu nedenle özellikle küçük boyutlu, yüksek hızlı dizel motorlarında ek hava hareketleri ile karışım oluşması ve yanma sürelerinin kısaltılması gerekmektedir. Bu da ana yanma odasına açılan ilave bir yanma odası ile sağlanabilmektedir. Bu sistemde yakıt yardımcı yanma odası içine püskürtülür. Tutuşma ve yanma başlangıcı burada gerçekleştirilir. Daha sonra yanan gazlar büyük bir hızla, iki yanma odasını ayıran kanaldan geçerek ana yanma odasına ulaşır ve yanma burada tamamlanır.

Bölünmüş yanma odalarında, genelde toplam yanma odası hacminin %20-90 kadarı ana yanma odasından ayrılmakta ve her iki oda dar bir boğaz ile birleştirilmektedir. Sıkıştırma zamanı sırasında, piston tarafından sıkıştırılan hava bu dar kesitten geçerken çok yüksek hızla (ses hızına yakın) ulaşmaktadır. Yakıtın püskürtülmesi işlemi, hava hızlarının yüksek olduğu bölünmüş odaya yapılmaktadır. (Şekil 2.9.)

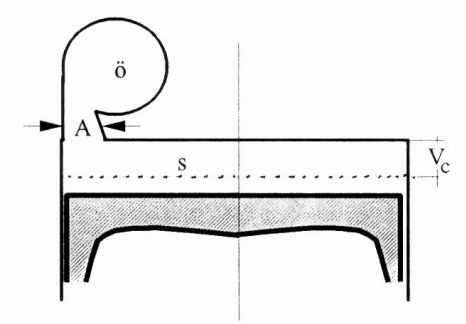
Şekil 2.9'da bölünmüş yanma odası modeli verilmiştir. Burada

V_c – ölü hazim,

A – geçiş alanı,

ö - ön yanma odası,

s – ana yanma odasıdır.



Şekil 2.9. Bölünmüş yanma odası modeli

Basınç kaybı, bölünmüş yanma odalı dizel motorlarında yüksek değerlere ulaşabilmektedir (<0.5 bar). Bu bakımdan bu motorların verimi direk püskürtmeli

dizel motorlarının veriminden daha düşük olmaktadır. Ancak basınç kaybının fazla olması, hava hızlarının yüksek olmasını sağladığından, karışım oluşumu hızlı bir şekilde gerçekleşmektedir. Böylece bölünmüş yanma odalı dizel motorları daha yüksek dönme sayılarına çıkabilmektedir (~4500/d/dak).

Bölünmüş yanma odaları ön yanma odaları, türbülanslı yanma odaları ve yardımcı hava odaları olarak üç gruba ayrılır.

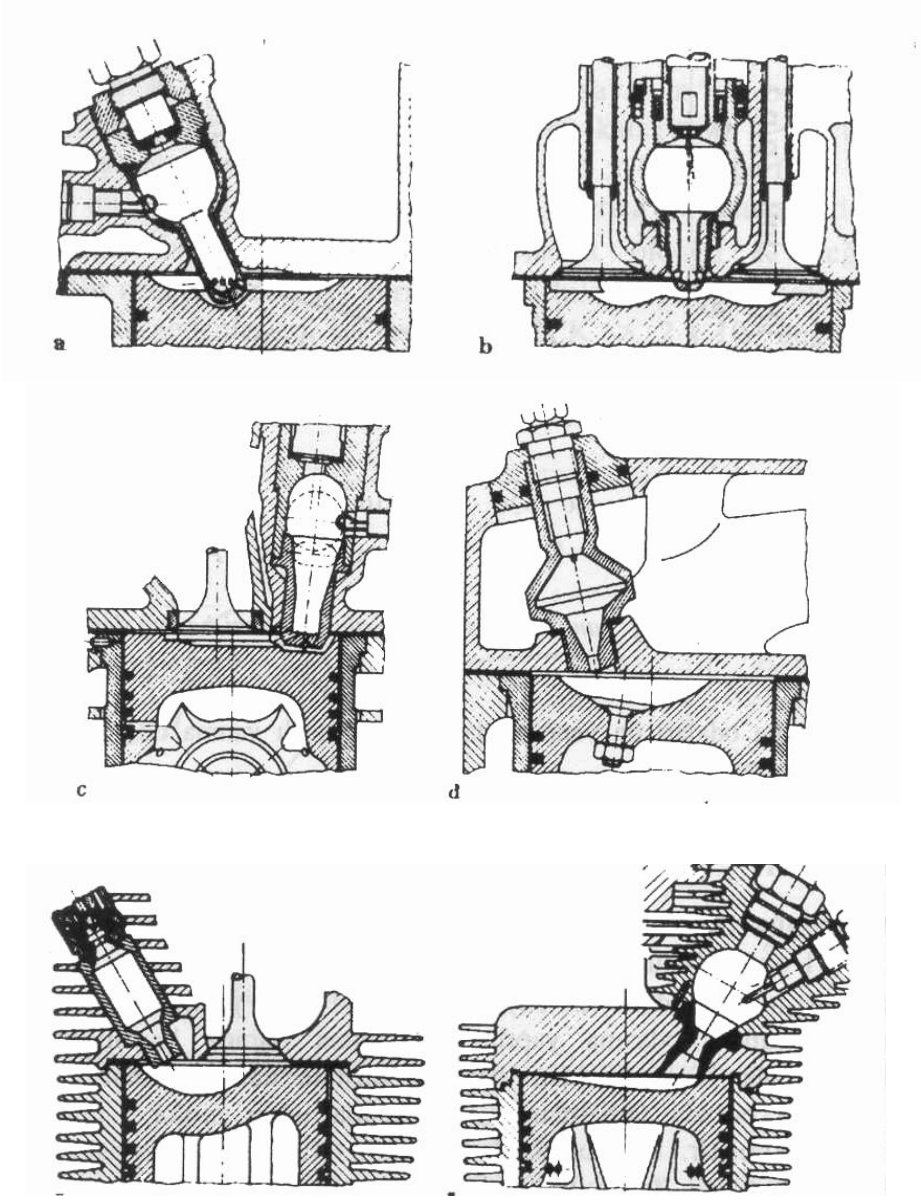
2.2.12. Ön Yanma Odaları

Bölünmüş yanma odaları arasında yaygın olarak kullanılanı ön yanma odalarıdır. Bunlarda $\sigma<1$ olup, bölünmüş oda genellikle, ölü hacmin %30–40 kadarını oluşturur. Ön yanma odası bir veya daha çok sayıdaki kanalla ana yanma odasına bağlanmaktadır. Püskürtme ön yanma odasına yapılır ve yanma burada başlatıldıktan sonra, yakıtın henüz yanmamış olan büyük bir kısmı hava ile birlikte karışmış olarak ana yanma odasına geçer ve yanma burada tamamlanır. Ön yanma odalı motor tiplerine ait örnekler Şekil 2.10'da verilmiştir.

Bu motorlarda karışımın tutuşmasını kolaylaştırmak için birçok durumda kızgın bir yüzey kullanılmaktadır. Bu şekilde tutuşma gecikmesi azaltılmış olur. Yakıtın kızgın bir yüzeye püskürtülmesi, koklaşmaya neden olması bakımından istenilmez. Ancak burada ulaşılan yüksek hava hızları nedeniyle, temas süresi azalmakta ve koklaşma oluşmamaktadır. Ön yanma odasında soğuma fazla olduğundan, soğukta ilk hareket için, genellikle bir ısıtma bujisine gerek vardır.

2.2.13. Türbülanslı Yanma Odaları

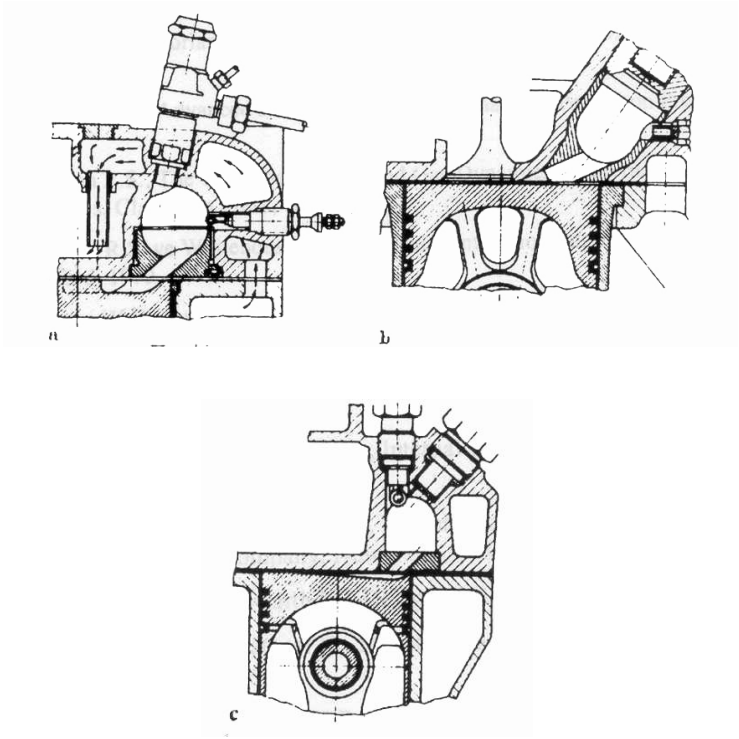
Türbülanslı yanma odaları, ölü hacmin tümüne yakınını oluşturmakta ($\sigma \cong 1$). Karışımın oluşturulması olayının tümü ve yanmanın da büyük bir bölümü burada gerçekleşmektedir. Bu nedenle burada hava hareketlerinin sağlanması büyük önem taşır. Ana yanma odasına teğetsel bir kanal ile bağlanmış türbülans odasına hava, pistonun sıkıştırma hareketi sonucu yanma odası çeperlerini takip edecek şekilde oluşturulan bir akış ile girer ve yanma odasında bir dönme hareketi ve türbülans yaratır. Yakıt, hava hareketi doğrultusunda bu ortama püskürtülür. Uygulamadaki çeşitli örmekler Şekil 2.11'de gösterilmiştir.



Şekil 2.10. Ön yanma odası tipleri

2.2.14. Yardımcı Odalı Yanma Odaları

Yardımcı hava odalı motorlarda, püskürtme işlemi ana yanma odası içine yapılmaktadır. Ancak yardımcı hava odalarında sıkıştırma zamanı boyunca sıkıştırılan hava, genişleyerek ana yanma odasına geçtiğinde demetin parçalanmasına ve karışımın daha iyi oluşmasına yardım etmektedir.



Şekil 2.11. Türbülans odası tipleri

Bölünmüş yanma odalı motorlarda yanma odası maksimum basıncı ve basınç artma hızı direk püskürtmeli motorlara göre genelde daha düşük olmaktadır. ayrıca karışımın daha iyi olması sonucu yanma daha iyi olmaktadır. böylece egzoz gazları arasındaki HC miktarı daha az olur. Ulaşılan maksimum sıcaklıklar daha düşük olduğu için ve yüzey/hacim oranının fazla olması nedeniyle soğutma daha iyi olduğu için de NO_8 emisyonları DP motorlarda daha azdır. Ayrıca bölünmüş yanma odalı motorların is sınırları da daha yüksektir.

Hava hareketlerinin fazla olması sonucu karışım daha iyi olarak ve daha kısa zamanda gerçekleştirilir. Bu nedenle yüksek püskürtme basınçları ve pahalı sistemler gerekmez. Ayrıca daha yüksek dönme sayılarına çıkılabilir. Ancak basınç kayıplarının fazla olması nedeniyle verim düşük, özgül yakıt tüketimi daha fazladır.

Bölünmüş yanma odası motorlarda soğukta ilk hareket zorluğu mevcuttur. Bu nedenle kızdırma bujisi kullanılmaktadır [8].

BÖLÜM 3. MOTORLARDAN KAYNAKLANAN GÜRÜLTÜ VE BU GÜRÜLTÜNÜN AZALTILMASI İÇİN MEVCUT OLAN TEDBİRLER

3.1. 1. Motor Gürültüsünün Tanımı

Otomobil motoru karışık akustik dalgalar (ses) kaynağıdır. Bu ses şiddeti ise birkaç farklı kaynaktan gelen ses enerjisi akımları ile belirlenmektedir. İçten yanmalı motor tarafından üretilen gürültü kaynakları aşağıdakilerdir:

1. aerodinamik kaynaklı gürültü;
2. motorun dış yüzeylerinden gelen mekanik dalgalardan kaynaklanan gürültü;
3. esnek süspansiyon sistemlerinde monte edilen ve vibrasyon yapan motorun dışarıya verdiği ses enerjisi.

Aerodinamik kaynaklı gürültü, emme-egzoz sırasında gaz ortamının değişmesiyle ve motorun vantilatörle soğutulduğu sıralarda meydana gelmekte. Motorun dış yüzeylerinin sallanmasından kaynaklanan dış gürültü nedeni ise:

1. krank-biel mekanizmasının, emme ve egzoz mekanizmalarının ve yakıt beslenme sisteminin bağlantı kısımlarındaki darbeler;
2. yanma olayında meydana gelen gazlar etkisi altında ani artan kuvvetlerin motor parçalarına etkisi.

Motorun gürültü analizini yaparken emme-egzoz sisteminden, soğutma sisteminden , mekanik hareketlerden ve yanma prosesinden kaynaklanan gürültüler tek tek incelenmektedir. Bu farklı kaynaklı gürültülerin etkime oranı her motor tipi için değişmektedir.

Bu günlerde emme-egzoz sistemleri için yüksek verimli susturucular mevcuttur. Bu susturucular aerodinamik gürültü seviyesini dış gürültülerden daha düşük seviyeye indirmektedir. Emme sistemindeki hava filtresi yeterince ses susturucu etkisi vermektedir, mesela gürültüyü 122 dB'den 108 dB'ye indirebilmektedir. Dolayısıyla, susturucuyla birlikte çalışan emme-egzoz sitemlerinin motor gürültüsüne katkısı fazla değildir.

Egzos sistemlerinin susturucuları ve hava filtreleri akustik dalgaların yüksek frekanslı (600 Hz'den fazla) bileşenlerini azaltmaktadır. Düşük frekanslı dalgaların susturulması ise gaz değişim sistemi yolunun hacminin ve boyutlarının arttırılmasıyla gerçekleştirilmektedir. Bu ise otomobillerde emme-egzoz sistemlerin yerleştirilmesi sırasında sorunlar yaratmaktadır.

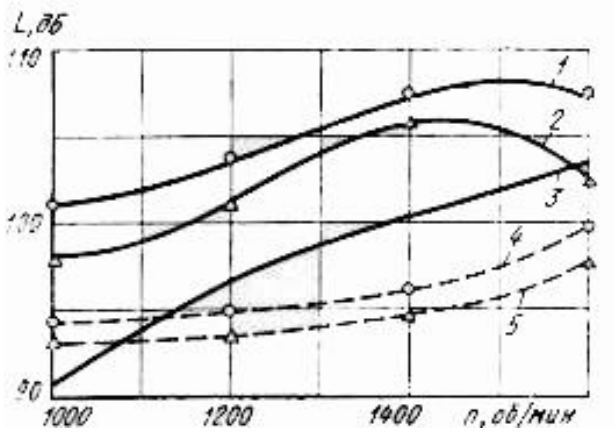
Dizelin gürültü seviyesi yanma olayının özelliğine ve konstrüksiyon parçalarının titreşim özelliğine bağlıdır. Dizelin gürültü seviyesi büyük bir ölçüde karışım oluşturma yöntemine ve yanma olayına bağlıdır. M-prosesli, katmanlı karışım oluşturma yöntemli ve aynı zamanda ayrık yanma odalı dizeller daha az gürültü yapmaktadır. Son zamanlarda motor bloğunda konstrüksiyon değişiklikler yaparak dizel gürültüsü azaltılmaya çalışılmaktadır.

Yanma olayından kaynaklanan gürültü akustik ve fizyolojik olarak en kötü etki yaratan yüksek frekanslı spektrumda yerleşmektedir (1000 Hz), dolayısıyla yanma olayının gürültüsünün azaltılması toplam gürültü seviyesini büyük bir ölçüde düşürmektedir.

Yanma olayından kaynaklanan gürültü ve akustik gürültü arasındaki değişim oranı farklı motorlar için değişmektedir. Düşük dönme sayılı motorlar için yanma olayı gürültüsü daha büyük bir değere sahip olmakta. Motor dönme sayısının artmasıyla yanmadan kaynaklanan gürültü oranının payı toplam gürültü içerisinde düşmektedir. Ama bu motorun hızı artınca gürültünün azalması anlamına gelmemekte, çünkü bu durumda tek başına yanmadan kaynaklanan gürültü de artmaktadır. Mekanik gürültüler bu durumda yanma gürültülerinde daha hızlı artmaktadır, bu ise göreceli olarak yanma gürültüsü katkısını azaltmakta. Şekil 3.1'de farklı kaynaklardan gelen gürültülerin krank mili dönme hızına bağlı olarak gösterilmiştir.

Süspansiyon sisteminde asılmış (bağlanmış) olan motor düşük frekanslarda (600 Hz'e kadar) çalıştığı için, bu durumu esas olarak alamıyoruz. Motorun dönme sayısı artınca bu kaynaktan gelen gürültü seviyesi de oldukça artmaktadır. Motorun dönme sayısının artmasının gürültüye etkisini azaltmak için motorun iyi dengesini sağlamaya yönelik tedbirler almak lazım. Esnek askı sisteminin parametrelerini değiştirerek gürültü azaltma imkanları sınırlıdır, çünkü bu durumda gürültüyü azaltmak için askı sistemindeki elastik parçalarının rijitliğini arttırmak lazım. Bu ise

motordan taşıta iletilen vibrasyonları arttırarak, taşıtın toplam gürültü seviyesinin azaltmak yerine arttırabilir.



Şekil 3.1. Motor gürültüsü: 1. toplam gürültü, 2. iş çevrimi gürültüsü, 3. mekanik gürültü, 4. emme gürültüsü, 5. vantilatör gürültüsü.

Günlerimizde taşıt motorlarının gürültüsünü azaltmak için akustik gürültü tam kaynağında azaltmaya çalışılmaktadır. Bunun için yanma olayının iyileştirilmesiyle yanı sıra, motor parçalarının ve sistemlerinin konstrüksiyonu da ayarlanmaktadır ki teknik ve ekonomik göstergeleri düşmesin [6].

3.1.2. Motordan Yayılan Gürültü Bileşenlerinin İncelenmesi

Yayılan gürültünün özelliklerini belirleyen, motorun çeşitli yapısal elemanlarının titreşimi ile oluşan, taşıt motorlarının gürültüsü 900-2000 Hz. Frekans aralığında uzanır. Şekil 3.2.'de taşıt motorlarının ana elemanları gösterilmektedir.

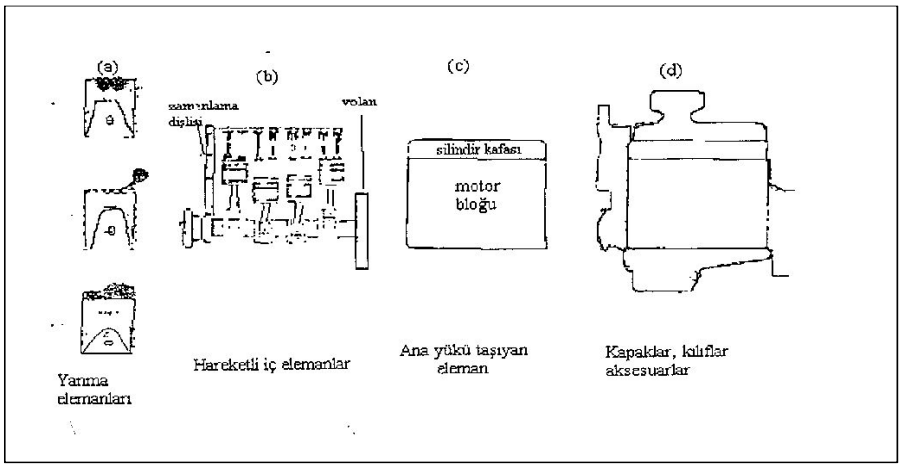
Bunlar:

a) Yanma odası.

b) Hareketli parçalar, mekanik olarak ana yapıdan çalışma toleransıyla ayrılmış parçalar, krank mili, biyel kolu, pistonlar, zamanlama sistemi, sübap dişlisi.

c) Yükü taşıyan yapı, motor bloğu, krank muhafazası, silindir kafası.

Kapaklar ve aksesuarlar, yağ haznesi, sübap kapağı, zamanlama dişlisi kapağı, kavrama kutusu, püskürtme pompası.



Şekil 3.2. Motoru oluşturan elemanlar.

Bu elemanların her biri, bir çarpma kuvvetiyle uyarıldıkları zaman kendi doğal frekansları ile titreşme kabiliyetleri vardır ve bileşke gürültüye bir katkı yaparlar.

Motordan yayılan gürültü genel bir biçimde şöyle gruplandırılabilir:

1. Eş çalışan parçaların birbirine çarpmasıyla oluşan mekanik gürültü: Piston çarpması, krank mili kasnağı gürültüsü, dişli gürültüsü, yataklardan kaynaklanan gürültü, yakıt donanımı gürültüsü, vb.
2. Yanına işlemi sonucunda basınç değişimleriyle oluşan yanına gürültüsü
3. Giriş (emme) gürültüsü.
4. Çıkış (egzoz) gürültüsü.

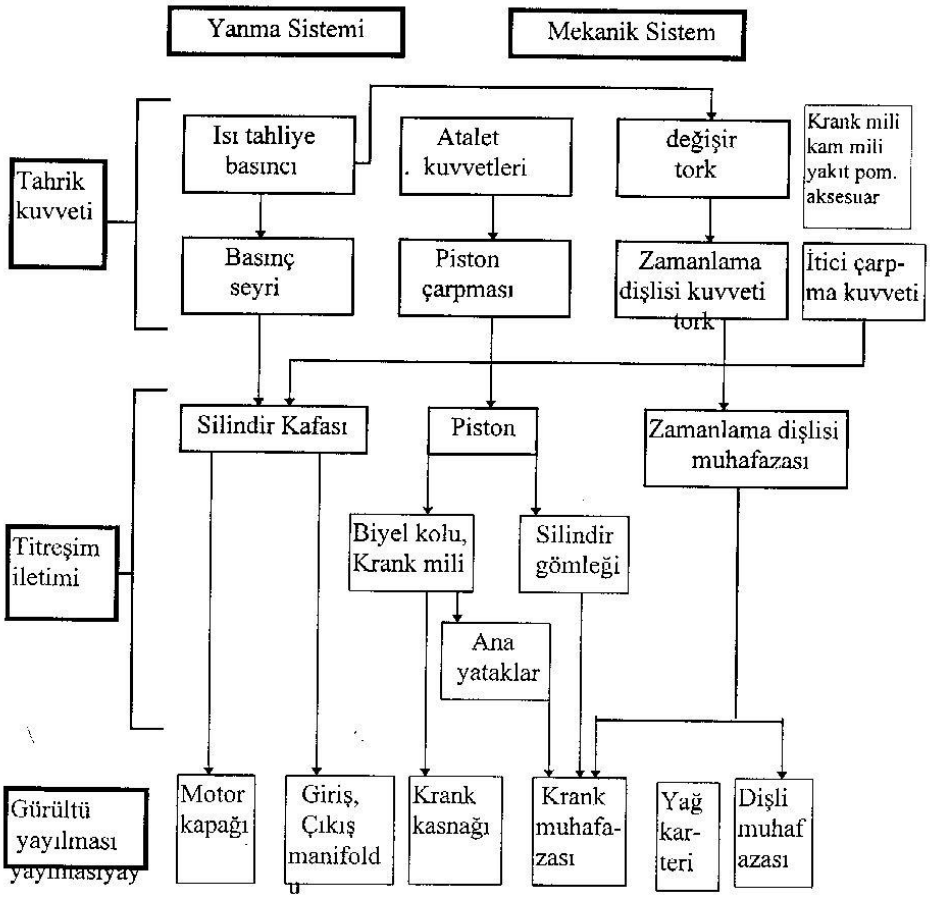
Bu gürültülerin payları, genel gürültü içinde araçtan araca, yük, hız ve yola göre değiştiği gibi motorun bakımsız olması da gürültüyü arttırıcı bir faktördür. Motor gürültü emisyonunun ölçümü için, standartlarla öngörülmüş ölçüm teknikleri kullanılmaktadır. Zamanla müsaade edilen gürültü düzeyi sınırları düşürülmektedir.

Motor gürültüsünün, taşıt gürültüsüne katkısını tayin edebilmek için, motordan 1m mesafeden gürültü ölçümü yapılarak, bu değer saptanabilir. 96-98 dB(A) arasında olabilen bu değerler, taşıt motorlarının kaplanmasıyla oldukça düşürülebilmektedir. Diğer bir deyişle. Gürültü önleyiciler kullanılmadan bir taşıtın motorunun taşıt gürültüsüne katkısı 96-98 dB(A)'dan fazla olamaz. Bu motorlar teknik olarak, kullanılabilirlik ve pazarlanabilirlik sınırları içerisindedir. Ancak, trafikteki taşıt

sayısının fazlalığı, son zamanlarda onların daha sessiz motorlarla işletilmesini, ek koruma ve kaplamalar yapımını zorunlu kılmaktadır. Ancak, 78-80 dB (A) sınırlarında düşük gürültülü bir ticari taşıt üretmek için, çok geniş kapsamlı ölçümler, motor bloğunun üzerine bağlı parçalar ve motorun iç parçalarında da gürültü ve titreşim önleyici ek kaplamalar gerekir.

Motor gürültüsünü, motor dizaynını değiştirmeden azaltmak ancak kaplama ile yapılabilir ki, burada azalma miktarı 12 dB civarındadır. Daha etkin azaltmalar, motor dizaynında değişiklikler gerektirmektedir. Bunu da yakıt sarfiyatı, maliyet, gaz emisyonu v.s, gibi etkiler sınırlamaktadır.

3.1.3. Motor Gürültüsü Mekanizmasının Genelleştirilmesi



Şekil 3.3. Motor gürültüsünün genel mekanizması.

Motorlu taşıtlar ve iş makinelerinde kullanılan, yüksek hızlı dizel motorlarının gürültü azaltılması hem iyi bir performans, hem de temiz gaz emisyonları için gereklidir. Şekil 3.3'te gösterilen motor gürültüsünün genel oluşumu, motor gürültüsünü azaltmak için bazı stratejiler önerir.

Bunlar, yanma basıncının kontrolü, piston çarpması gibi mekanik çarpma kuvvetlerinin kontrolü, krank mili titreşimleri ile ortaya çıkan ana yatak çarpması kontrolü, enjeksiyon sistemindeki çarpma kuvvetinin kontrolü gibidir. Motor bloğunun düşük gürültü için yapısal tasarımı ve gürültü yayılmasının kısmi kaplama ile kontrolü de diğer motor gürültüsü azaltma yollarıdır.

Motor gürültüsünün tahmininde, bazı teorik yöntemler de kullanılmaktadır. Bunlardan biri de FBM (Finite element method), HEM (Boundry element method) analiz teknikleridir. Bu metotta, yanma basıncı ve atalet kuvvetlerinin doğurduğu ana yatak vurması ve piston çarpması gibi mekanik çarpma kuvvetlerinin analizi ve simülasyonu yapılır.

3.1.4. Motor Gürültü Karakteristikleri

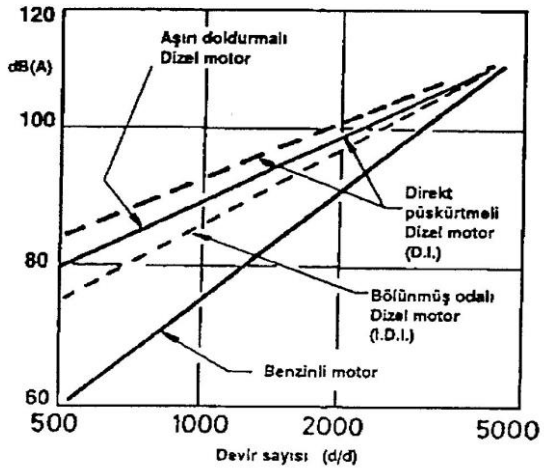
Motor dizaynında hep beraber düşünülmesi gereken çok etkiler var. Bu etkilerin arasında yakıt sarfiyatı ve gürültü karakteristikleri de vardır.

Genel olarak motor gürültüsünü etkileyecek olan parametreler gaz kuvvetlerini etkileyen parametrelerdir. Bunlar hız (devir sayısı), boyut (silindir hacmi), yüktür (ortalama efektif basınç).

3.1.4.1. Motor Hızının Gürültüye Etkisi

Yapılan ölçümler göstermiştir ki, motor gürültüsü hızın artmasıyla artmaktadır. Benzin motorlarında gürültü n (devir sayısı)' nın 5. kuvvetiyle, dizel motorlarda ise devir sayısının 2,5. kuvvetiyle arttığı deneylerle görülmüştür. Bu özellikten dolayı benzin motorları düşük devirlerde dizellerden çok daha sessiz olabilmekte, ancak yüksek devir sayılarında aralarındaki fark gitgide azalmaktadır. Hız arttıkça doğrular birbirine yaklaşır (Şekil 3.4.). Hız daha da arttıkça yakıtın cinsi daha az önemlidir. Düşük hızlarda gaz basıncının artışını yumuşatarak 25 dBA kadar gürültü azaltmak mümkündür.

Taşıt gürültüsünün bir kaynağı olarak motorların karşılaştırılması, nominal kullanım alanı (optimum devirde, 1000 dev/dak.) incelenmelidir. Bir büyük dizel motorunun anma hızı 2500 dev/dak civarında iken yüksek devirli bir benzin motoru 6000 dev/dak'da en büyük gücü vermektedir. Bu özellikten dolayı ağır dizellerde en düşükten en yüksek devire kadar gürültü farkı 10 dB(A) olurken, benzinli motorlarda geniş hız aralığından dolayı fark 30 dB(A) kadar olabilmektedir.



Şekil 3.4. Motor gürültüsünün devir sayısıyla değişimi

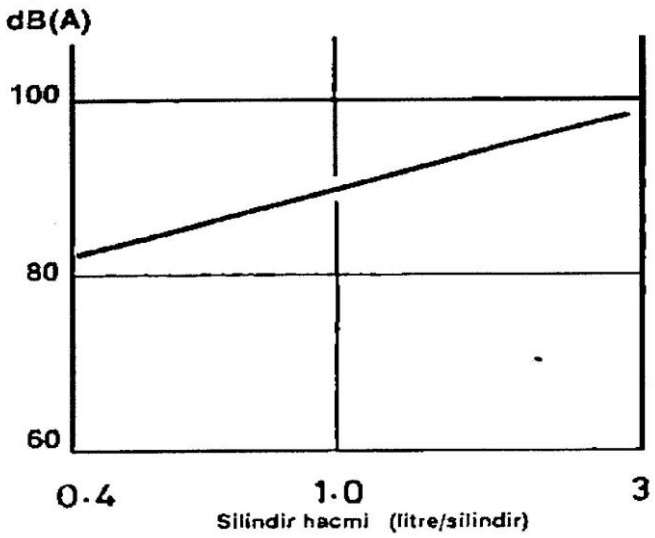
Bu bilgiler şehir içindeki trafikte, ağır ticari taşıtların hafif ticari taşıtlardan ve arabalardan daha fazla gürültü ürettiklerini, fakat otoyol şartlarında birbirine çok yakın gürültü seviyesi ürettikleri sonucunu ortaya çıkarır. Ancak burada motorun taşıt içindeki yerleştirme şekli, izole edilme şekli önemlidir. Genelde ağır yük taşıtlarında motor oldukça açık, yerden yüksek bir bölümde yerleştirilmiştir. Bu da motor gürültüsünün çevreye yayılmasını kolaylaştırmaktadır.

3.1.4.2. Motor Boyutunun Gürültüye Etkisi

Çalışma hızlarını artırmakla elde edilebilecek hızlardan, daha fazla güç gerektiği zaman, daha büyük motorların düşünülmesi mecburidir. Hacim büyüyünce silindir yüzeyi artmakta, basınç sabit olduğundan gaz kuvvetleri artmaktadır. Büyük motorların yapısına da daha büyük kuvvetler etkiyeceği için, bütün yapı daha sağlam daha dayanıklı yapılır ve motor daha ağır olur. Farklı boyutlardaki motorların, dış

yüzeylerindeki titreşim seviyeleri, aynı hızda çalıştıkları zaman yaklaşık olarak aynı oldukları makul bir kabuldür, çünkü gövdenin büyümesi kuvvetlerin artmasından dolayı beklenen gürültü artmasına mani olmaktadır. Deneysel çalışmalar gürültünün silindir hacminin 1.75. kuvvetiyle arttığını göstermiştir. Yayılma yüzeyi boyutunun artışından dolayı, makine hacminin her on kat artışında gürültüde yaklaşık 13 dB(A)'lık artış teorik olarak tahmin edilir (Şekil 3.5.).

Deneysel veriler de motorun hacminin 10 kat artışı için gürültünün 15-17 dB(A) arttığını göstermiştir.



Şekil 3.5. Motor gürültüsünün silindir hacmi ile değişimi

Motorların hızları bazı limitlerle sınırlandırılmıştır. Pistonlu motorların çalışma hızları piston hızı ile sınırlıdır. Büyük motorlar daha düşük hızlarda çalışabilirler. Örneğin, dizel motorlarda motor hızı ile silindir kapasitesi arasında yaklaşık olarak şu ilişki vardır: $N=2500\sqrt{V}$

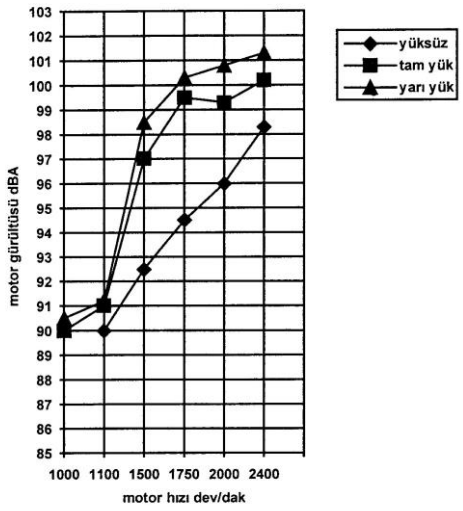
Burada, V = litre olarak silindir hacmi,

N = dakikadaki dönme sayısıdır.

Çeşitli dizayn ve çalışma parametrelerinin etkileri incelenerek varılan sonuç şudur ki; herhangi tip bir makineden yayılan gürültü, makinenin birim zamanda yaptığı işin hacmine ve gücüne bağımlı değildir, ancak makinenin ne kadar kısa zamanda ve ne kadar hızlı yaptığına bağlıdır.

3.1.4.3. Motor Yükünün Etkisi

Motor yükünün motor gürültüsüne etkisi dizel motorlarda püskürtme zamanlamasına bağlıdır. Genelde püskürtme veya ateşleme avansı gürültü yayılmasını artırır. Belirli bir hızda yükün değişimi ile gürültü ancak 2 ila 4 dB(A) değişebilir. Ancak ivmelenme anında bazı sıkıntılara sebep olacağı için, ateşleme avansını azaltarak gürültü azaltılması ön dizaynda düşünülmez. Şekil 3.6'da oldukça hassas bir turboşarjlı dizel motorda yük ile gürültü arasındaki ilişki görülmektedir.



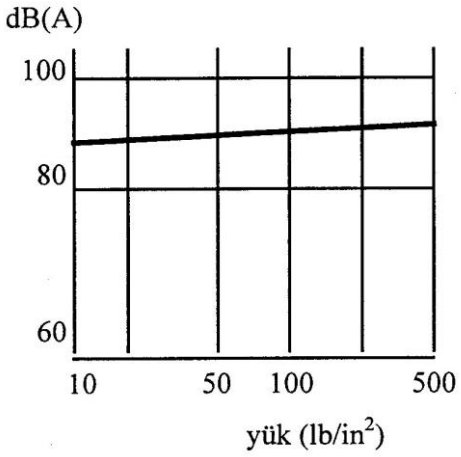
Şekil 3.6. 7 litrelik türbo şarjlı dizel motorun gürültüsünün yükle değişimi.

Buradan görüldüğü üzere, turboşarjlı motorda yarım yükteki gürültü daha fazladır. Normal püskürtmeli motorlarda ise tam yükteki gürültü seviyesi daha yüksektir. Deneysel çalışmalar yükle gürültünün değişiminin çok az olduğunu, bu parametrelerin ihmal edilebileceğini göstermiştir. Hız, yük ve boyut hakkındaki bu bilgilerin ışığında görülmüştür ki, gürültünün tayininde temel faktörler, hız ve boyuttur. Şekil 3.7'de motor gürültüsünün yükle değişimi gösterilmiştir.

Gürültü şiddeti (I) - (dBA) $N^n \times V^{1,75}$

Burada, N = dev/dak; V = süpürülen hacim

n = yanma sabiti, dizeller için 5' tir.

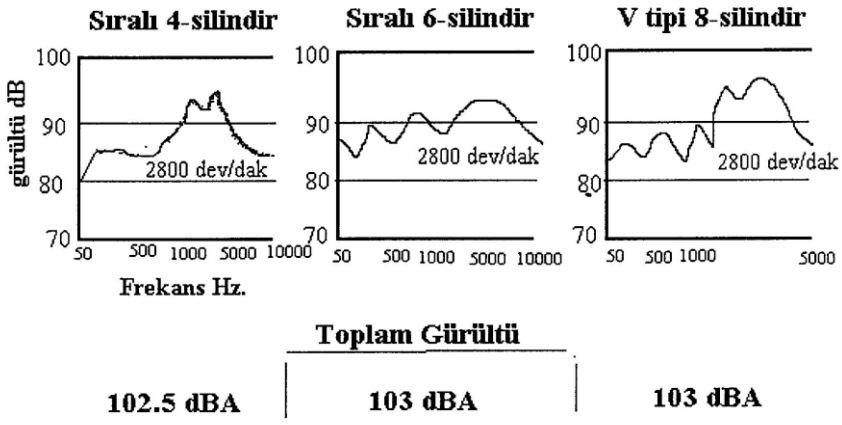


Şekil 3.7. Motor gürültüsünün yükle değişimi.

3.1.4.4. Silindir Sayısının Etkisi

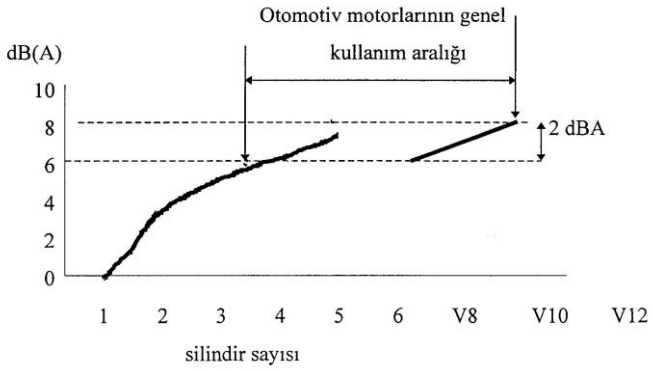
Şekil 3.8'de aynı şirketin, aynı takımından, her silindiri 1 litre kapasiteli, direkt püskürtmeli farkı, üç dizel motorunun farklı gürültü dağılımları gösterilmektedir. Bu motorlar, sıralı 4 silindirli, sıralı 6 silindirli, V şekilli 8 silindirli motorlardır.

Her birinin önemli yapısal farklılıkları olduğu için, farklı doğal frekansları vardır. Bu da gürültü spektrumlarında önemli değişiklikler olmasına neden olur. Buna rağmen toplam gürültüdeki fark ancak 1 dB(A) kadardır. Buradan da motora eklenen silindirler, motorun gürültüsünü arttırmadan gücünü artırmaktadırlar.



Şekil 3.8. Silindir sayısının gürültüye etkisi.

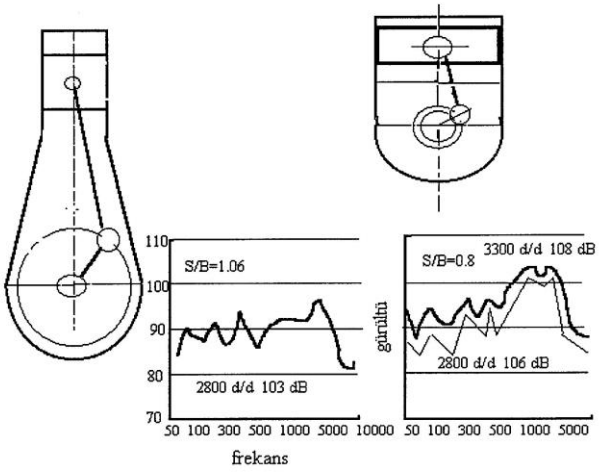
Yayılan gürültü de alan ile orantılıdır. Şekil 3.9'da görüldüğü gibi, tek silindirli bir otomotiv motoru ile 6 silindirli otomotiv motoru arasında 8 dB(A)' lık bir fark vardır. Ancak, yaygın çok silindirli motorlar arasında (V8 ile V12) sadece 2 dB(A)' lık bir düzey farkı vardır.



Şekil 3.9. Gürültünün silindir sayısıyla değişimi.

3.1.4.5. Çap-Strok Oranının Motor Gürültüsüne Etkisi

Şekil 3.10'da, çap-strok oranları farklı, kapasiteleri aynı olan iki dizel V8 motorlarının gürültü düzeyleri görülmektedir. Üstü kare olan 2. motor, aynı çıkış gücü için motorun alt hacmini ve ağırlığını oldukça azalttığı için, imalatçılar tarafından cazip bulunur. Ayrıca, aynı piston limitleri için daha hızlı çalışabilirler.



Şekil 3.10. Strok-çap oranının gürültüye etkisi

Sonuç olarak görülür ki, küçük boyutları olmasına rağmen gürültüsü, fark edilir derecede fazladır. Gürültünün artması 103 dBA'dan 108 dBA'ya kadardır.

Bu gözlemler göstermiştir ki, motor gürültüsünü tayin eden ana parametreler sadece hız ve silindir çapıdır. Bu durum için şöyle bir ilişki yazılabilir:

Akustik yoğunluk ~ $N^n * B^5$

veya, gaz kuvvetleri ve motor yapısı özellikleri de hesaba katılarak, motor gürültüsü şiddeti;

$I \sim C_f C_s (N^n * B^5)$

bağıntısıyla tahmin edilebilir.

Burada, n: yanma sabiti

C_f: gaz kuvvetleri seviyesi

C_s: yapı özellikleri

B: Silindir çapı

N: Motor hızıdır [3].

3.1.4.6. Motorların ve Yardımcı Mekanizmaların Gürültü ve Vibrasyonunun Azaltılması

Dizellerin dış yüzeyinden yayılan gürültüyü azaltmak için en iyi çözüm gürültüyü azaltan kaplamadır. Kaplayıcı box' lar gürültü emisyonunu 10-12 dB azaltmaktadır.

Mekanik gürültüyü azaltan yöntemler: dönme sayısının düşürülmesi, çarpışma şiddetinin azaltılması, hareketli parçaların ağırlığının azaltılması, bağlantı kısımlarındaki aralıkların optimum seviyelere getirilmesi, yüzeylerin kaliteli şekilde işlenmesi, dönen parçaların iyi dengelenmiş ve monte edilmiş olması, gürültü yayan konstrüksiyon parçalarının ağırlığının ve rijitliğinin arttırılmasıdır. Mekanizmalar için iç direnci (sürtünmesi) yüksek olan malzemelerin ve vibrasyon yutucu kaplamaların kullanılması gürültüyü efektif derecede azaltmaktadır. Piston vurmasından kaynaklanan titreşimleri azaltmak için krank biyel mekanizması kullanılmaktadır, bu durumda dizel gürültüsü 5-7 dB kadar azaltılabilmekte.

Mekanik gürültünün azaltılması için en uygun yöntem, silindir çapını ve dönme hızını arttırarak değil de turboşarj (susturucu ile birlikte) kullanarak motoru

güçlendirmektir. Piston segmanlarının sürtünmesinden doğan gürültünün azaltılması için segman sayısını azaltmak ve uygun motor yağı kullanmak gerekmektedir.

Çalışan dizelden iletilen gürültü ve düşük frekanslı vibrasyonu azaltmak için krank milinin statik ve dinamik dengelenmesi sırasında kuvvet ve momentlerin iyi dengesini sağlamak lazım ve silindir başına düşün yükler arasında farkı azaltmak gerekmektedir.

Mesela, ikinci dereceden momentleri dengelemek için, düşük dönme sayılı dizelin iki tarafına, dizelin hızına göre iki katı daha hızlı dönen kontr kütleler yerleştirilmektedir. Yatay yüzeyde ek momentlerin meydana gelmemesi için gerekli yerlerde, silindir sayısına ve dönme hızına göre seçilmiş, ikişer kütleler yerleştirilmekte. İki kuvvet tarafından yaratılan karşı moment, dengelenen momente göre ters yöndedir ve rakam olarak ona eşittir. Karşı kütleler motorun ön tarafından zincir ve çarkla hareket ettirilir.

Dizeller vibrasyon önleme amacıyla, yaylar üzerine konulduğu zaman yüksek frekanslı gürültü 8-12 dB kadar azaltılabilmekte. Yüksek hızlı dizellerin yaprak şeklindeki lastik-metal yayalar üzerine konulması gürültüyü büyük derecede azaltmaktadır. Yayların kullanılma sırasında dizelin vibrasyon frekanslarının dışardan gelen zorunlu frekanslara uymamasına dikkat etmek lazım ki rezonans olayı meydana gelmesin [5].

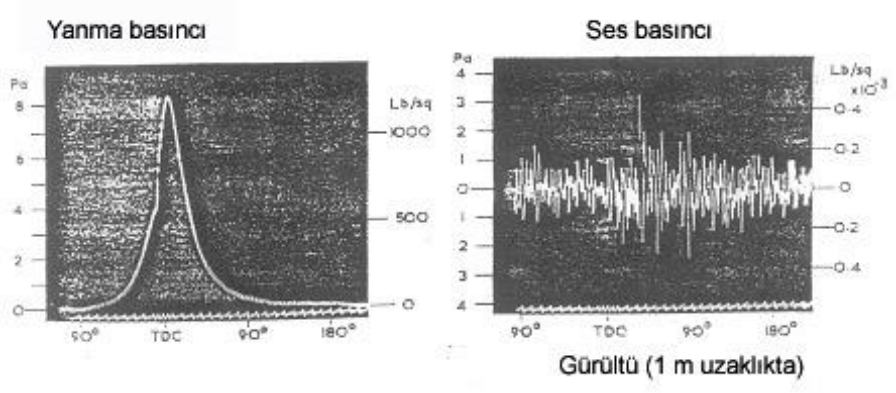
3.2.1. Yanma Gürültüsü ve Kontrolü

İçten yanmalı motorlarda yanma olayı gürültüyü birkaç şekilde ortaya çıkarmaktadır. Zamanla değişen kuvvetler motor bloğuna doğrudan etkiyerek, yapının titreşmesine ve gürültü yayılmasına sebep olurlar. Yataklarda ve boşluklarda çalışan parçaların çarpışmasıyla gürültü oluşur. Yataklarda vurmalarla oluşan bu gürültü de ikincil gürültüyü, ‘yatak gürültüsü’ nü oluştururlar.

Hızın etkisiyle silindirin içinde hareket eden pistonun bir silindir baskı yüzeyinden diğer yüzeye çarpmasıyla oluşan piston vurması, yine diğer bir gürültü kaynağıdır. Bu bölümde sadece değişen gaz kuvvetlerinin, sebep olduğu gürültü incelenecektir.

Şekil 3.11’de direk püskürtmeli motorun silindiri içindeki basınç artışı ve bu basınca bağlı olarak ortaya çıkan gürültü grafiği gösterilmektedir. Şekildeki a) kısmı basınç eğrisidir, b) ise yanma gürültüsü eğrisidir. Püskürtme gerçekleştiği andan itibaren

basınç çok hızlı bir şekilde artmaktadır ve pik değerine ulaşmaktadır. Yakıtın yanmasıyla ortaya çıkan ısı piston ÜÖN' ya geldiğinden sonra genişleme strokunun ilk aşamalarında hala yayılmaya devam etmektedir [18].



Şekil 3.11. Direk püskürtmeli motorun silindir içindeki basınç artışı ve bu bsınca bağlı olarak ortaya çıkan gürültü grafiği [18]

Motordan yayılan gürültü büyük ölçüde basınca bağlıdır. Silindir basıncının üst ölü noktadan sonra 35^0 krank açısında patlamasıyla yanma gürültüsü artar. Yanmanın neden olduğu titreşimlerin, motor dış yüzeylerinden iletilmesi, içten yanmalı pistonlu motorlar için kaçınılmazdır. Farklı yanma sistemlerinde basıncın sıkıştırma anındaki artışı yüksek hızlarda daha az önemlidir.

Yanma işlemi, bir çevrim olduğu için uygun genlik ve fazdaki sinüs dalgalarının harmonik serilerinden oluşan her bir çevrim esnasında silindir basıncının gelişimini sentez etmek mümkündür. Bu, genellikle şu formülle gösterilir:

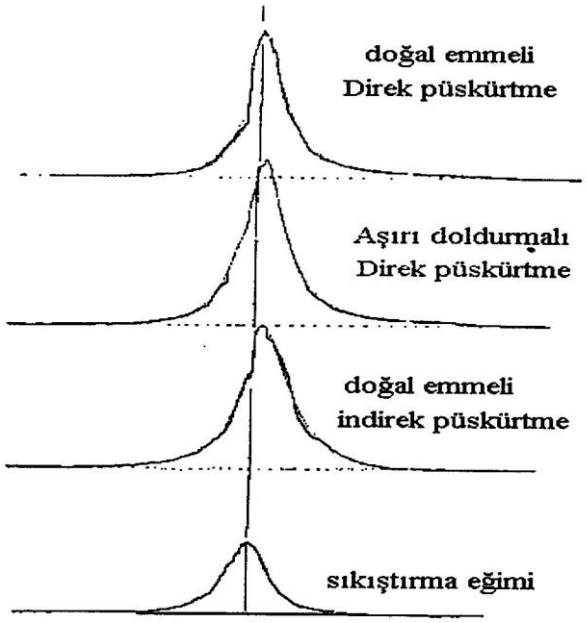
$$x(t)=A_o+ \Sigma(A_n \sin \omega_n t+ B_n \cos \omega_n t) \quad (5.1)$$

veya diğer bir şekilde

$$x(t)=C_o + \Sigma(C_n \sin(\omega_n t + \phi)) \quad (5.2)$$

burada $C_n= A_n^2 + B_n^2$ ' dir.

C_o, çevrimin 720^o deki basıncı gösterir. C, yarı hızda çalışan motorun silindir basıncı bileşenidir. C_2 motor dönme hızının bileşeni, C_3 motor dönme hızının 1.5' i kadar hızdaki silindir basıncı bileşenidir, bu şekilde belli bir harmonik sayıya kadar devam etmektedir.



Şekil 3.12. Direk püskürtmeli motorlarda silindir basıncı artışı.

İçten yanmalı motorlarda gerçekleşen yanma işlemi, çevrimden çevrime aynı olarak tekrarlanmaz. Bu değişimin görülmesini sağlamak için, her çevrim için silindir basıncı dağılımını ölçmek mümkündür. Alternatif olarak en az 20 silindir basına dağılımının ortalaması alınır. Böylece her özel çalışma şartları için silindir basıncının daha iyi bir hesabı elde edilebilir. Şekil 3.12 farklı yanma sistemlerinin silindir basınçlarını göstermektedir.

Türbo şarjlı ve indirekt püskürtmeli motorların basınç artışı makul bir derecede yumuşak sayılabilmesine rağmen yanma işlemi esnasında çıkan ısının hızının bilgisayarla optimizasyonu ile silindir basıncı artışı kontrol edilebilir ve daha sessiz çalışmaları sağlanabilir.

Çoğu motorlarda, her silindirden yayılan gürültü, yanma, piston vurması, hareket eden parçaların tolerans nedeniyle yataklarına çarpmasıyla ortaya çıkar. Ayrıca, güç iletim mekanizmasının sübap dişlisi, yakıt pompası, yakıt enjektörleri de gürültüye katkıda bulunur. Yayılan gürültüye yanmanın tek başına katkısını anlamak için, kullanılan bir çok ölçme tekniği vardır. Motor gürültüsünde yanmanın en baskın gürültü olması ve silindir basıncındaki maksimum basınç artış hızını sağlamak için,

düşük setan sayılı yakıtların kullanılması ve motorun en üst şartlarda ateşleme zamanının yapılması gerekir [3].

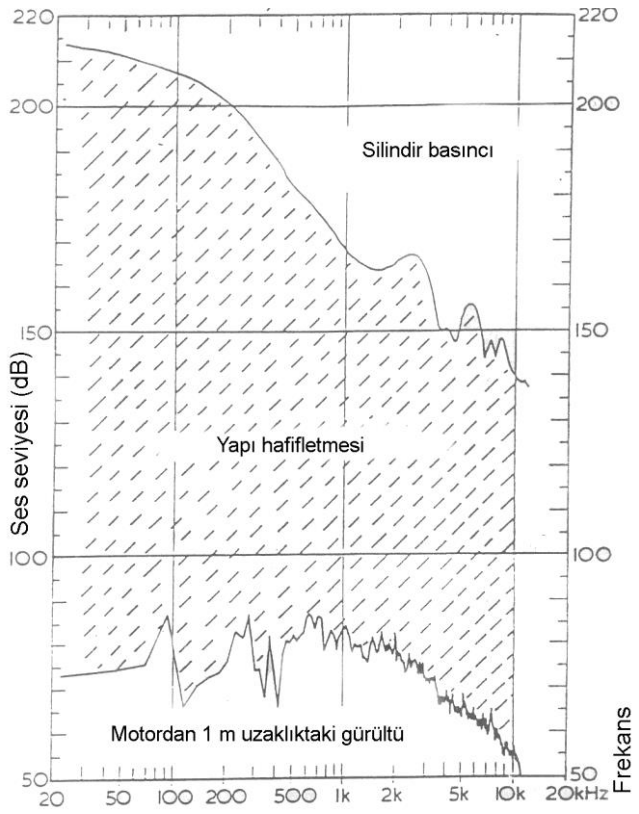
3.2.2. Yanma Gürültüsünün Ölçümü

Motorlarda gürültü, her silindirden yanma, piston vurması, yataklara oturtulan parçaların çarpması, zamanlama mekanizmasından ve yakıt püskürtme pompası ile enjektöründen kaynaklanan çarpmalar gibi gürültü kaynakları olarak yayılmaktadır. Sadece yanmadan kaynaklanan gürültüyü ölçmek için, motoru, zamanlamanın ekstrem koşulları altında ve düşük setan sayılı yakıtları kullanarak çalıştırmak gerekmektedir. Çünkü bu durumda yanmadan kaynaklanan gürültü ağır basmaktadır. Mekanik gürültü seviyesi düşük olduğu motorlarda, yanma uyarısının mekanik gürültüden 10 dB kadar daha çok ses gürültüsü yaydığı durumlar tespit edilebilmekte. Bu durumlarda yapı karşılığını, motordan 1 metre uzaklıktaki silindir basıncı spektrumu ve ses basıncı spektrumu arasında sağlanan ses azaltılması açısından açıklanabilmekte (Şekil 3.13.) [18]. Aslında, ''yapı azaltması'', işitilebilir frekans aralığında, silindir basıncı ve ses basıncı arasındaki transfer fonksiyonunun modülünün tanımlanmasını sağlayan desibel rakamlar serisidir. Alternatif olarak, aynı motor özellikleri, işitilebilir frekans aralığında, her frekansta 1 kPa silindir basınç için motordan 1 metre uzaklıktaki ses basıncının seviyesini veren ''yapı karşılığı'' tarafından tarif edilebilmekte. Bu, motordan 1 metre uzaklıkta, silindir basıncı ve ses basıncı arasındaki transfer hareketliliğin modülünün tanımlanmasıdır.

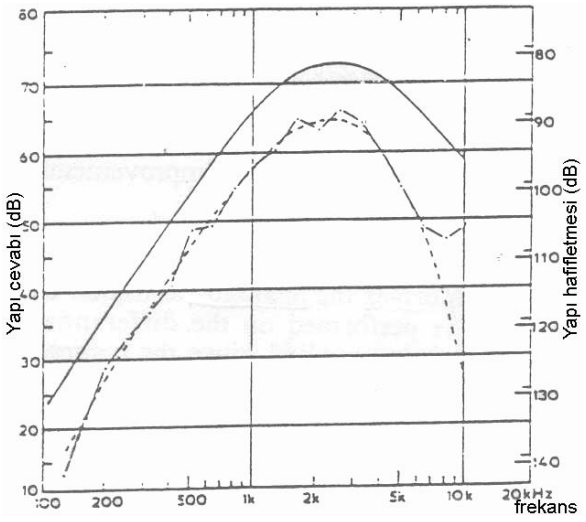
1973'te ölçülmüş olan, bir grup motorların ortalama yapı cevabı Şekil 3.14'te ''SA1'' olarak verilmiştir.

Aynı zamanda, 1984/85' te ölçülmüş olan, dört motorun asıl ortalama cevabı da Şekil 3.14'te verilmiştir. "Ortlama Serbest Alan Cevap'' olarak bilinen düzeltilmiş ortalama cevapta bu grafikte verilmiştir. Bu iki eğri arasında büyük benzerlik vardır. ''SA1'' – 7 dB ortalama serbest alan cevabına çok yakın yaklaştırmadır. On yıllık gelişmeler sonucu, motor yapısındaki çalışmalar esnasında 7 dB(A)'lık değişme elde edilmiştir.

Farklı üreticilerin yaptığı motorlar arasındaki yapı karşılığı benzerliği, bu motorların yapı karakteristiklerinden bağımsız olarak, onların yanma sistemlerinin gürültü yaratma meyilinin karşılaştırılmasına imkan sağlamaktadır.



Şekil 3.13. Yapı cevabı (1 kPa silindir basıncı için dB olarak ses seviyesi) = 154 dB – yapı hafifletmesi (azaltması) [18]



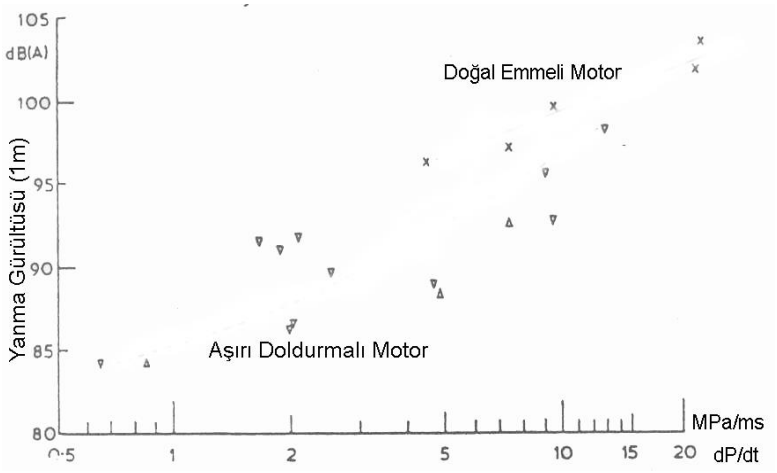
Şekil 3.14. Motorun yapı cevabı fonksiyonları [18]

Mevcut olan aletlere bağlı olarak, bu iki şekilde yapılabilir:

- yanma gürültüsü ölçümlerinin son aşamalarında ölçülmüş yapı azaltmasının yerine ortalama serbest alan cevabı fonksiyonunun yerleştirilmesi,
- "yanma gürültü metresi'' kullanarak uygun şekilde yerleştirilmiş ölçücü ile yanma gürültüsünün direk ölçülmesi.

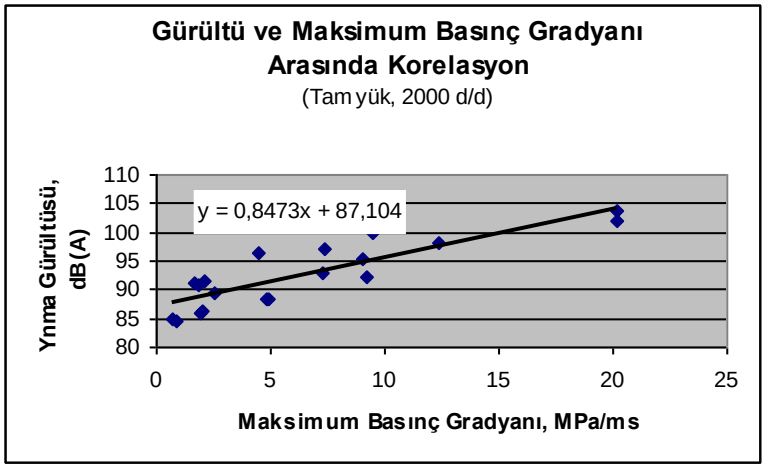
Lucas Industries Noise Centre tarafından yanma gürültüsünün ölçülmesi için alternatif yöntem bulunmuştur. Bu metoda göre ortalama serbest alan cevabı kullanarak yanma gürültüsü direk silindir basıncı sinyalleri yardımıyla ölçülmektedir. Uygun sinyal koşulları, filtreleme ve ölçme kapasitesini sağlayan ''Yanma gürültüsü sayacı'' yapılmıştır. Bu alet özellikle kolay kullana bilinecek şekilde ayarlanmıştır.

Yanmadan sonraki silindir basıncı artışının maksimum oranının ölçülmesinde farklı alternatifler vardır. Silindir basıncı artışının bu karakteristiği, doğal emişli dizel motorlarında en önemli faktördür. Turboşarj uygulandığında diğer karakteristikler de önem kazanmaktadır. Şekil 3.15'te, yukarıda belirtilmiş olan yöntemle ölçülen, yanma gürültüsü silindir basıncının artışının maksimum oranına bağlı olarak gösterilmiştir. Bütün noktalardan geçen tek bir eğri çizilebilmekte, ama bu durumda bazı noktalar bu eğriden 4 dB(A) kadar uzak kalmaktadır. Doğal emişli motorlar için bu şekilde daha iyi bir bağlantı olduğu görülmektedir. Fakir yanmalı kıvılcım ateşlemeli sistemler dizel motorlarına yakın basınç artış oranları göstermekte, dolayısıyla, bu sistemler hafif yük ve düşük hız durumlarında motor gürültüsüne önemli katkıda bulunmaktadır.



Şekil 3.15. 2000 d/dak'da, tam yükte yanma gürültüsü ve dp/dα arasındaki bağlantı [18]

Şekil 3.15'te gördüğümüz gibi deneyler sonucu ölçülen yanma gürültüsü, silindir basıncının artışının maksimum oranına bağlı olarak gösterilmiştir. Bütün noktalardan geçen tek bir doğru çizelim. Elde edilen sonuç Şekil 3.16'da gösterilmiştir.



Şekil 3

Gürültü ve Maksimum Basınç Gradyanı
Arasında Korelasyon
(Tam yük, 2000 d/d)
Ynma Gürültüsü, dB (A)
y = 0,8473x + 87,104
110
105
100
95
90
85
80
0
5
10
15
20
25
Maksimum Basınç Gradyanı, MPa/ms

Elde ettiğimiz (bağlayan formül Excel pro ilmiştir.

Gürültü = 87 + 0 (3.1)

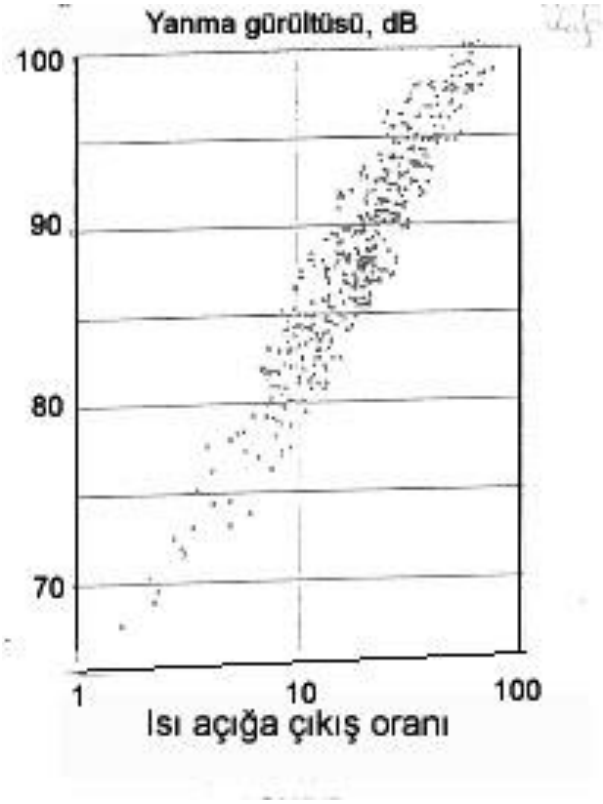
Bu formülden ya abül eden gürültüyü bulabi Yalnız bu formüldeki basınç artışı zamana bağlı olarak verilmiştir. Bizim hesaplarda ise basınç artışını krank mili açısına göre verilecektir. Bunun için zamandan krank mili açısı derecelerine geçmek için bazı matematik işlemler yapmamız gerekmektedir. Deneydeki ölçümler Mpa/ms olarak n=2000d/dak'da yapılmıştır. Zamanı krank mili açısına bağlayan denklem:

$$\tau = \frac{\alpha}{6n} \qquad (3.2.)$$

Burada τ- 1 msan olarak zaman, α- ^{o}KMA olarak krank mili açısı, n ise devir sayısıdır. Bu formülden yararlanarak 1 ^{o}KMA'nın 12 ms'ye tekabül ettiğini bulduk.

Silindir basıncı – silindir basıncının artışının maksimum oranı bağlantısına göre, yanma gürültüsü ile ısı açığa çıkış oranının pikinin karşılaştırılması çeşitli dizel

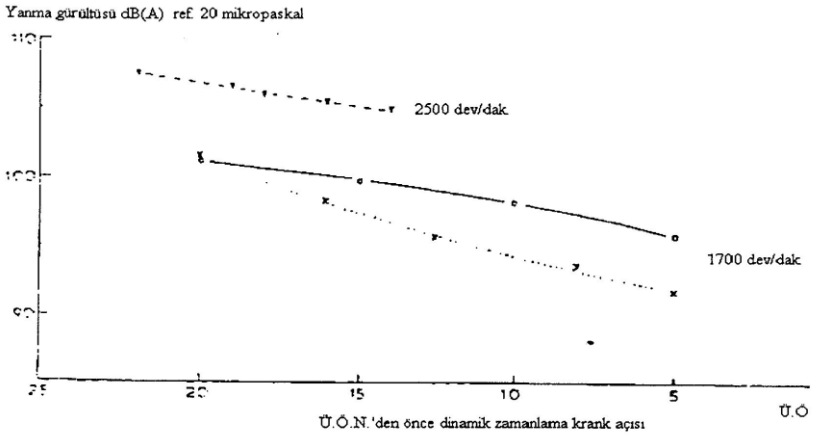
motorları için daha iyi korelasyon göstermekte. Şekil 3.17'deki datalar pilot püskürtme sistemi içeren ve içermeyen doğal emişli direk püskürtmeli yanma sistemlerinin, yüksek hızlı direk püskürtmeli yanma sistemlerinin verilerini kapsamaktadır. Isı açığa çıkış oranına her karşı gelen yanma gürültü seviyesinin değişimi dataların orta noktası etrafında10 dB(A)'ya kadar artış göstermekte. Silindir basıncının pikini etkileyen, ısı açığa çıkış oranı diyagramının başlangıç şekli Şekil 3.17'de gösterilmiştir [18].



Şekil 3.17. Yanma gürültüsünün ortalama ısı açığa çıkış değerinin pikine bağımlılığı

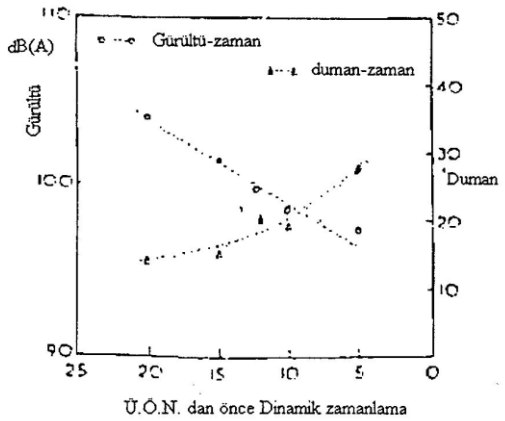
3.2.3. Dizel Yanma Gürültüsüne Zamanlamanın Etkisi

Motor yanma sistemleri dinamik zamanlamaya karşı, hassasiyetle değişim gösterirler. Dinamik zamanlama; enjektör iğnesinin oturduğu yuvadan hissedilebilir oranda yakıt geçmesine imkan tanıyacak kadar kalktığı zamandır. Şekil 3.18'de 1700 d/d'de ve 2500 d/d hızla dönen iki motorda dinamik zamanlamaya bağlı olarak yanma gürültüsündeki değişim görülmektedir. Bir motor için maksimum tork hızında, yanma gürültüsü krank açısı başına yaklaşık 0.3 dB(A)'lık değişim meydana getirirken diğer motor için bu değişim yaklaşık olarak 0.6 dB(A)'dır.



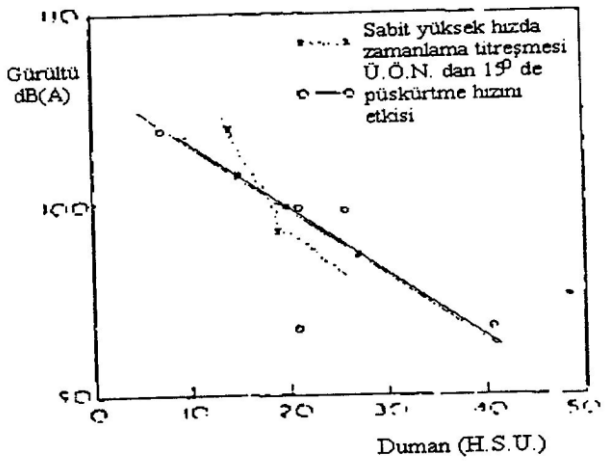
Şekil 3.18. Yanma odasından 1 m mesafeden ölçümde, püskürtme zamanlamasının etkisi.

Direk püskürtmeli dizel motorun, dinamik zamanlaması geciktirildiğinde, Şekil 3.19'da görüldüğü gibi yanına gürültüsü azaldıkça dumanda artma görülmektedir. Kesik çizgiler çoğu direk püskürtmeli dizel motorları için geçerlidir. (Duman ölçü birimi Hartridge duman ölçüsüdür.)



Şekil 3.19. Yüksek püskürtme hızlarında zamanlama titreşmesi.

Şekil 3.20'de ise üst ölü noktadan önceki 20 krank mili açısından 5 krank mili açılık zaman değişiminde, gürültü ve duman arasında meydana gelen dengeyi göstermektedir. Bu durum püskürtme miktarı arttıkça dumanın nasıl düştüğünü ve gürültünün nasıl azaldığını göstermektedir.



Şekil 3.20. Zamanlamayla gürültü -duman değişimi.

Gözlemlenen etkiler, tutuşma gecikmesi periyodu esnasında yanma odasına giren ve hava dolgusuyla karışan yakıtın yanmasıyla açıklanır. Tutuşma gecikmesi, enjektör iğnesinin yakıtın belirli miktarda geçişine imkan tanıyacak kadar açılıp, sıcak, sıkışmış hava dolgusu üzerine püskürtmeye başlamasıyla birkaç krank mili açısı sonra kendi kendine tutuşmanın meydana geldiği süre arasındaki periyottur. Tutuşma gecikmesi esnasında yakıt artan bir hızla püskürtülür, yakıt jeti sıkışmış sıcak hava girdabı içerisinde yayılarak buharlaşır ve yakıt uygun sıcaklığa ulaştığında kendi kendine tutuşma meydana gelir.

Tutuşma gecikmesi esnasında hava dolgusuyla iyice karışan yakıt, 5 KMA' dan daha kısa bir süre içerisinde hızlı bir şekilde yanar. Bu başlangıç yanması, yüksek oranda ısı yayar ve yayılan ısı silindir basıncının da hızlı bir şekilde artmasına neden olur. Bu basınç artışı dizel motorunda bilinen vuruntuya yol açar. Püskürtme hızı arttırıldığında, tutuşma gecikmesi sırasında daha fazla miktarda yakıt silindire girer, dolayısıyla tutuşmadan önce daha fazla yakıt dolgu havasıyla karışarak, yanma gürültüsünü arttırmaktadır. Daha az yakıt püskürtüldüğünde ise, tutuşmadan sonraki yakıt azlığından dolayı, difüzyon yanması esnasında yakıtın pirolize (ısıl ayrışmaya uğrama) olması söz konusudur. Pirolize yakıt, duman partiküllerinin içerisine topaklandığı ve partikül emisyonlarının esasını oluşturan işin başlıca kaynağıdır. Püskürtme hızını arttırmak, karışımın daha hızlı karışmasını sağlayarak, tutuşma gecikmesini biraz düşürmektedir. İlave olarak püskürtmenin sonuna doğru püskürtme basıncını artırmak, yanma odasında kalmış bulunan oksijenin yakıt ile daha iyi

karışmasını sağlamaktadır. Bu, duman emisyonunu da düşürme etkisini göstermektedir. Yüksek püskürtme hızı, artan bir hızla ağır vasıtalarda duman emisyonunu azaltması açısından kullanılmaktadır. Bu, yanma gürültüsünü artırma etkisi yapmaktadır. Fakat şekil 3.20'de görüldüğü gibi, püskürtme de rötara alınırsa aynı duman seviyesi için gürültüde ufak bir net düşme olacaktır. Veya dumanda azalma meydana geldiğinde, gürültüde daha az artma meydana gelecektir.

3.2.4. Aşırı Doldurmanın Etkisi

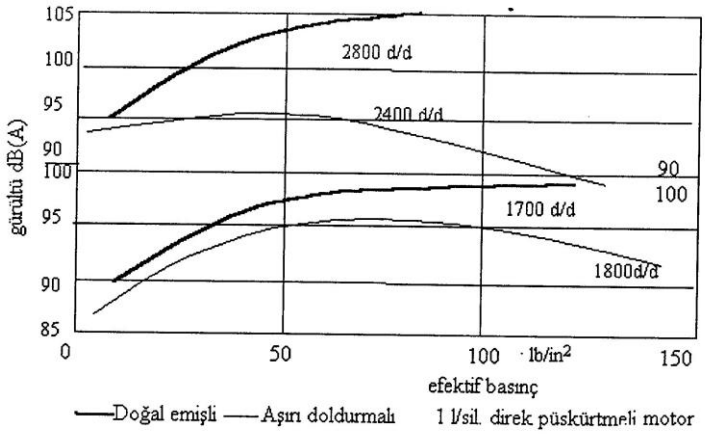
Şekil 3.12'de görüldüğü gibi, direk püskürtmeli bir dizel motorunda aşırı doldurmanın etkisi, yanma gürültüsünün düşük frekanslı bileşenlerini artırdığı, yüksek frekanslı bileşenlerini düşürdüğü görülmüştür. Sıkıştırma strokunun başlangıcında silindirde depolanan hava miktarını artırdıkça, daha fazla yakıt püskürtülebilmekte ve bu da maksimum silindir basıncını artırma temayülü göstermektedir. Aşırı doldurmanın dizel gürültüsünü azaltmaya katkısı iki şekilde olmaktadır:

- Çevrim başına silindire gönderilen hava miktarı artırılarak maksimum sıkıştırma sıcaklığı artırılır, dolayısıyla tutuşma gecikmesi düşürülür. Yakıt püskürtme hızının aşırı doldurmalı motorlarda genel olarak yüksek olmasına rağmen, tutuşma gecikmesindeki düşme, yakıt karışımının miktarını oldukça azaltır ve böylece yanma gürültüsü de düşer.
- Genelde aşırı doldurmalı motorlar, aynı silindir boyutundaki doğal emmeli motorlardan, daha düşük hızlarda maksimum nominal güç elde edebilmek için dizayn edilmişlerdir. Gürültü hız ile orantılı bir şekilde arttığı için, turboşarjlı motorlarda bu özellik gürültünün azaltılması için doğrudan bir avantajdır.

Şekil 3.21. aynı silindir boyutundaki, doğal emmeli bir motor ile turboşarjlı motor arasındaki karşılaştırmayı göstermektedir. Nominal hızda, tam yükte, turboşarjlı motor, doğal emmeli motordan 16 dB(A) daha az gürültülüdür. En yüksek tork hızında fark 7dB(A)'dır.

Yüksek hızlı motorlarda, silindir sıcaklıklarının zirvesini sınırlandırmak için, sıkıştırma oranlarını azaltma yöntemi yaygındır. Azot oksit düzeyleri ve motor yapısının gerilmesi düzeyinin üst noktası da böylece azalır. Böyle motorlar, düşük

hızlarda ve rölanti şartlarında çalıştırıldığı zaman, yanma odası yüzeyi nispeten soğuktur. Ateşleme gecikmesi periyodu da çok uzun olur. Böyle şartlar altında, yüksek hızlı yakıt enjeksiyonlu motorlar oldukça gürültülü olabilirler. Sabah ilk çalıştırmada, çevreye rahatsızlık verirler ve şehir içi hareketlerinde dikkat çeker ve gürültü kirliliğine yol açarlar.



Şekil 3.21. Aynı kapasiteli doğal emmeli ve aşırı doldurmalı iki motorun karşılaştırılması.

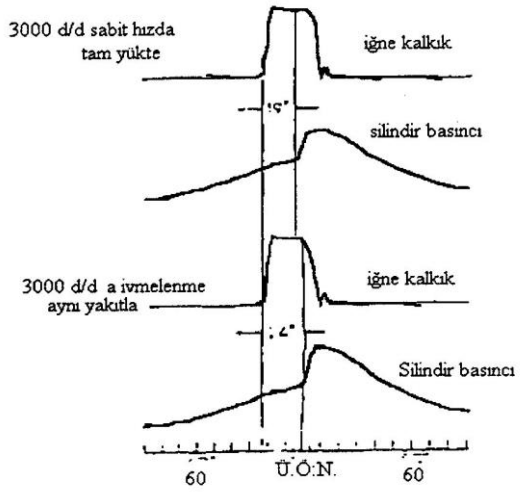
Turboşarjlı motorlarda gürültüyü azaltmada faydalı olan ek bir avantajı da, egzoz ve emme titreşimlerini azaltırlar. Bu sayede egzoz ve emme gürültüsünün kontrolü için gerekli susturucuların boyutu da küçülür.

3.2.5. Motor Hızının Yanma Gürültüsüne Etkisi

Motorun dönme frekansı arttırılırsa, motor çevriminin düşük harmoniği bir uğultu gibi oluşur. Düşük harmoniklerin daha yüksek kuvvet seviyelerine sahip olduğundan, motordan yayılan toplam gürültü seviyesi, silindir basınç dağılımı ile doğru orantılı olan hız ile artar. Böylece daha sessiz motorlar, örneğin buji ateşlemeli motorlar, indirek enjeksiyonlu dizel motorlar, turboşarjlı dizel motorlar, motor dönme hızıyla, hızlı bir şekilde gürültü üretirler. Yapısından dolayı gürültülü olan motorlar, doğal emişli, direk enjeksiyonlu motorlar gibi, düşük hızlarda daha çok gürültü yayarlar. Fakat hızın artması ile az bir artış gösterirler.

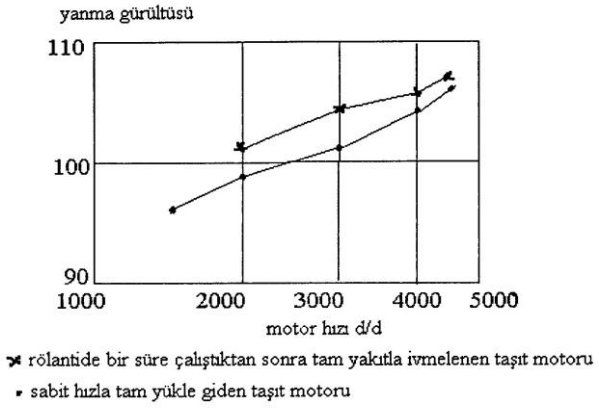
3.2.6. İvmelenmenin Yanma Gürültüsüne Etkisi

Şehir içinde çalışan motorların yanma odalarının yüzeyi soğuk olur. Böyle soğuk şartlardaki motorun hızla ivmelendiği zaman, tutuşma gecikmesi periyodu, aynı hızda tam yükte çalışarak ısınmış bir motorun tutuşma gecikmesi periyodundan daha uzundur (Şekil 3.22).



Şekil 3.22.Yüksek hızlı direk püskürtmeli prototip bir motorun ivmelenme esnasında tutuşma gecikmesinin artışı.

Şekil 3.23'te yolda çalışma anında yanma gürültüsünün etkisi görülmektedir. Yanma odası yüzeyi soğuk iken ivmelenmeden doğan gürültü artışı 1-4 dB(A) kadardır. Motorun sıcak ve soğuk çalışmasındaki görülen bu fark, motor test odalarında sürekli hız şartlarında yapılan ölçümlerin, taşıtlardaki motorlarla neden uyuşmadığının bir sebebini göstermektedir.



Şekil 3.23. Yüksek hızlı direk püskürtmeli prototip bir motorun ivmelenme esnasında yanma gürültüsünün artışı.

3.2.7. Gürültü ve Yakıt Ekonomisi Arasındaki Çelişki

Yanma gürültüsü ve özgül yakıt tüketimi arasındaki bağlantı ile alakalı araştırmalar yapılmıştır. Birkaç indirek püskürtmeli motorlar yüksek miktarda yakıt tüketimi ile birlikte düşük gürültü değerleri vermekte. 1 litrelik silindirli motorlar hem gürültü hem yakıt tüketiminde çeşitli değerler vermekte. Geliştirilmiş yüksek hızlı dizel motorlar ise uygun yakıt tüketimi sınırındaki değerlerle birlikte çok yüksek gürültü vermektedir.

3.2.8. Setan Sayısının Yanma Gürültüsüne Etkisi

Yakıtın içindeki setan oranı tutuşma gecikmesini belirlemektedir, dolayısıyla setan sayısı yakıt tutuşma kalitesini belirleyerek gürültü üzerinde büyük bit etki yaratmaktadır.

Yanma gürültüsündeki değişim zamanlamadaki değişime bağlıdır. Yüksek setan sayılı yakıt daha erken tutuşur ve silindir basıncının tepe noktasını yükseltir. Bu yüzden zamanlama geciktirilse bile, NO_x emisyonları yüksek olur. Bu yüzden bütün motor tiplerinin yanına kalitesini düşüreceği için, yanma gürültüsünün artacağı açıktır.

Setan sayısının 50'den 45'e indirilmesi gürültünün 1.5 dB(A) kadar artmasına sebep olmakta, bu artma normal sayılabilmekte. Setan sayısının 40-36 kadar azaltılması gürültüyü 3 dB(A)'ya kadar arttırmakta, bu ise oldukça büyük bir artıştır. Pratikte gürültü seviyesini azaltmak amacıyla setan sayısı 50 civarında tutulmaktadır [3].

3.2.9. Yanma Gürültüsünün Kontrolü

Yanma olayından kaynaklanan gürültüyü azaltmak için yanma işlemini iyi organize etmek lazım, çünkü bu durumda basınç artış oranı düşmekte ve indikatör diyagramında sıkıştırma eğrisinden yanma eğrisine yumuşak geçiş sağlanmaktadır. Bu sonuca çevrim sıcaklığını arttırarak (mesela soğutucu suyun sıcaklığını arttırarak); yarı ayrılmış yanma odaları kullanarak (M-proses) ve yakıt gönderme kanununu değiştirerek (mesela çift fazlı püskürtme uygulayarak). Yanma işleminin gürültüsü yanma odası duvarlarının kalınlığını arttırarak da yapılabilmekte [5].

Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda, sıkıştırma oranı arttırılırsa, daha yüksek

frekanslı harmonikler üretileceği ve tepe basıncı daha yüksek olacağından yanma gürültüsü artacaktır. Bu, yüksek hızlı motorlarda çok önemlidir. İdeal olarak bir içten yanmalı motor, gaz kuvvetlerinin etkisini azaltmak için düşük sıkıştırma oranlı olmalıdır.

Yanma gürültüsünü azaltılmak için, hızlı basınç artışının kontrolü aşağıdaki metotlarla mümkündür:

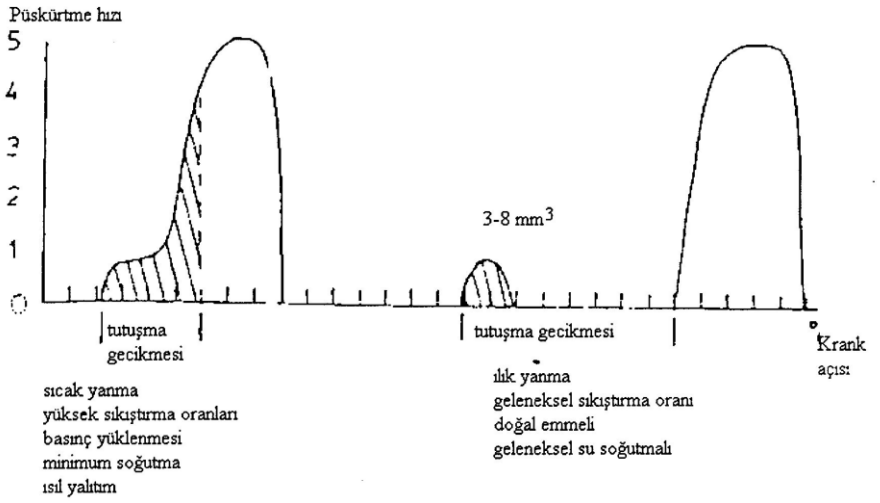
1. Tutuşma gecikmesi süresini minimuma indirmek; bunun için de ara soğutma (intercooling) olmaksızın aşırı doldurma, emme havasını ısıtmak, yanma odası yüzeyi ve silindir yüzeyi sıcaklığını artırmak, yakıtın setan sayısını artırmak gerekir. Püskürtmeden hemen önce, yarma odasındaki hava yakıt karışımının homojenliğini sağlamak için giriş süpabı kapanmadan önce hava içine dizel yakıtı veya diğer hidrokarbonlu yakıtlar ile gazlama yapmakta tutuşma gecikmesini tamamen azaltır.
2. Püskürtülen yakıtın ön püskürtme ile sadece küçük bir kısmı, tutuşma gecikmesi esnasında hava ile karıştırılır. Daha sonra kalan yakıt, yanma difüzyonla yayılırken, hızlı bir şekilde silindire gönderilir. Örneğin MAN M yanma sisteminde önce yüksek girdapla hareket ettirilen yanma odasına bir yakıt jeti püskürtülür, daha sonra esas püskürtme yapılır. Ana yanma odasının bitişiğine oyulmuş bir ön yanına odasına püskürtme yapılır. Bu ön yanma odasında zengin karışımlı yarma olur. Havanın çoğunu içeren ana yanma odasına kalan yakıt gönderilir. Bu teknik indirekt enjeksiyonlu motorlarda ve Lanova yanma odalı motorlarda kullanılır.
3. Yakıt miktarının kısıtlanması; ilk çalışma anında motor soğuk iken motora gönderilen yakıtın kontrolü gerekir. Ayrıca yanmanın kontrolü için diğer bir metot da yanma odasına esas püskürtmeden önce bir ön püskürtme yapmaktır.

Aşırı doldurma, yanma gürültüsünün kontrolünde çok etkin bir faktördür. Hatta azot oksit emisyonlarını azaltan ve motorun çıkış gücünü artırmak için intercooling' de de etkindir. Ancak tutuşma gecikmesi azaltılarak yumuşatılan diyagrama sahip, aşırı doldurma bazı uygulamalarda silindir basıncının tepe noktasını artırmaktadır. Tabii

olarak bu da bazı mekanizmaların yaydıkları gürültüyü artırmaktadır.

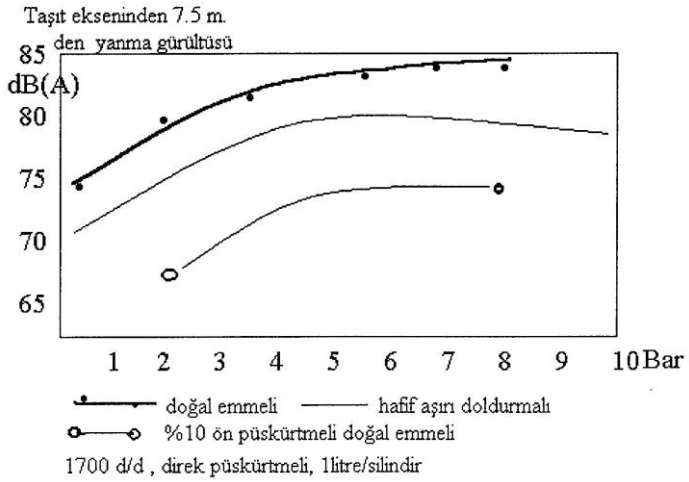
Aşırı doldurma oranlı motorların sıkıştırma oranları düşürülürse, daha az tahrik basıncı verecektir. Tutuşma gecikmesi, düşük hızlarda ve hafif yüklerde daha uzun olmasından dolayı, bu motora sahip taşıtlar soğuk çalışma şartlarında, rölantide ve manevra anında daha gürültülü çalışacaklardır. Bu yüzden, nüfus kalabalığı olan yerlerde daha sessiz, çevreyi ve insanları rahatsız etmeyecek diğer motorlar kullanılmalıdır.

Yanma gürültüsünün kontrolü için gözde tutulan tekniklerden biri de, tutuşma gecikmesi periyodu esnasında silindire gönderilen yakıt miktarının kontrolüdür. Sıcak motorlar, yüksek sıkıştırma oranına sahip motorlar veya aşın doldurmalı motorlarda tutuşma gecikmesi süresi kısadır ve başlangıç hızı kontrolü idealdir. Ancak, soğuk motorlar, düşük sıkıştırma oranlı veya hafif yüklerde çalışan motorlarda ön püskürtme tercih edilebilir. Şekil 3.24 sıcak ve soğuk yanma sistemleri için**,** püskürtmenin başlangıç hızını ve ön püskürtmeyi göstermektedir.



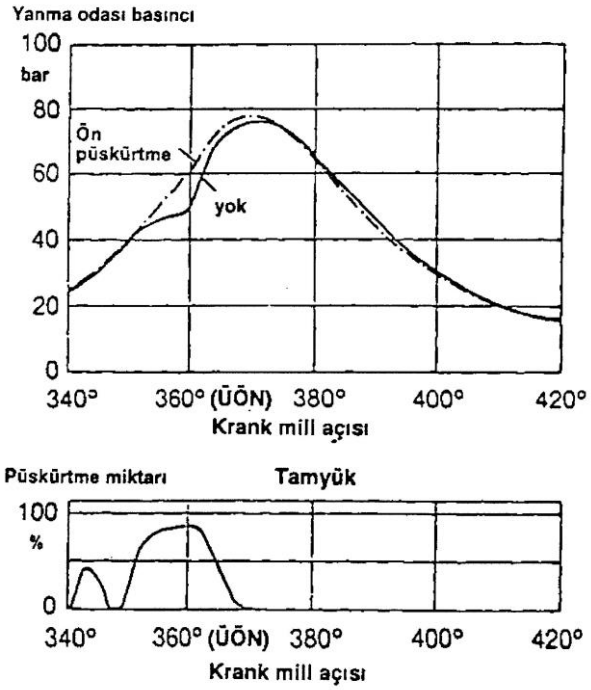
Şekil 3.24. Sıcak ve soğuk yanma için ön püskürtme.

Ön püskürtme optimize edildiğinde, bütün yüklerde gürültünün kontrol edilebilmesi mümkündür. Bu özellik tam yükte çok etkin fakat kısmi yüklerde daha az etkin olan aşırı doldurmalı çözümle birbirine zıttır. Şekil 3.25'te çeşitli motorların ve ön püskürtmenin yanma gürültüsüne etkisi gösterilmektedir.



Şekil 3.25. Değişik motorların ve ön püskürtmenin yanma gürültüsü kontrolü.

Yapılan deneyler ve gözlemler göstermiştir ki, ön püskürtme ile yanma sistemindeki gürültü, yaklaşık 11 dB(A) azaltılabilmiştir (Şekil 3.26.). Teorik ve pratik çalışmalardan, ön püskürtme zamanlaması için Ü.Ö.N.'dan önce 22 ^{0}KMA uygun olduğu anlaşılmıştır. Püskürtülen yakıtın miktarı ise mümkün ise 3 mm^{3}'ten daha az olmalıdır.



Şekil 3.26. Ön püskürtme ile yanma basınç gradyanının azaltılması.

3.2.10. Emme Havasını Isıtarak Yanma Gürültüsünün Azaltılması

İndirekt püskürtmeli dizel motorlarda ısıtılmış emme havası kullanılarak az yük ve düşük hızlarda yapılan deneylerle yanma gürültüsünün azaltılabildiği görülmüştür. Giriş havasının ısıtılması ile tutuşma gecikmesi periyodu azalacak, böylece yanmanın sebep olduğu gürültüde azalacaktır. 1000 d/d de her yükte yapılan ölçümlerde 2-3 dB(A) kadar bir azalma görülmüştür. Yüksek devirlerde gürültüdeki azalma oldukça azdır. Giriş havasının ısıtılmasının egzoz emisyonlarını etkileyeceği göz önüne alınarak, yakıt ayarlaması yapılması gerekir.

3.3. Mekanik Gürültü ve Kontrolü

Bir motorun çalışması esnasında, motor bloğunun çeşitli yerlerinden, bloğa etkiyen çeşitli kuvvetler vardır. Bunlardan en önemlisi gaz kuvvetleri ve atalet kuvvetleridir. Eğer motorda çalışma boşlukları, toleranslar olmasaydı, gaz kuvvetleri gürültüye sebep olan en büyük kuvvet olacaktı. Ancak, bütün motorlarda yatak yüzeylerinde tolerans boşlukları olması kaçınılmazdır. Bu boşluklarda yüksek hızlarda çalışan parçaların, birbirine çarpmaları da engellenememiştir. Emme ve egzoz sübaplarının ve enjektör milinin yuvalarına oturmasıyla çıkan çarpma gürültüleri, bu kategori içinde değildir. Motorun çalışma çevrimi ile ilgili, bloğa bağlı parçaların oluşturduğu gürültü mekanik gürültü kaynakları olarak adlandırılmıştır [3].

Mekanik gürültü, hareketli parçaların birbirine çarpmasından ve bağlantı kısımlarındaki sürtünme olaylarından meydana gelmektedir. Bu olayların nedeni ise silindirlerdeki gaz basıncı ve hareketli elemanların atalet kuvvetleridir. Parçaların yapım ve montaj kalitesi, aşınma ve kalitesiz yağlama, krank milinin titreşimleri gürültü oluşumuna büyük etki yaratmaktadır. Motor üzerine monte edilen çeşitli yardımcı mekanizmalar ve onların harekete geçirme parçaları da gürültü yaratmaktadırlar. Mekanik gürültünün en önemli faktörlerinden biri ise pistonların silindir içerisindeki çarpma hareketleridir. Dönme hızı, atalet kuvvetleri, pistona etkiyen gaz basınçları, piston ve silindir arasındaki boşluk gibi parametrelerin artmasıyla bu gürültü bileşenlerinin etki yoğunluğu artmaktadır. Mekanik gürültüyü etkileyen diğer faktörler ise zamanlama, silindir sayısı, motor bloğu ve kapağının malzemesi ve rijitliği, krank kolu yarıçapının biyel uzunluğuna oranı, çarpışan elemanların yüzey alanları ve diğer faktörlerdir.

Silindir içerisinde, emme ve egzoz sistemlerindeki hareketli parçaların ve aerodinamik olayların neden olduğu titreşimler enerjisi, sadece hava yoluyla yayılan gürültü olarak değil, aynı zamanda motorun dış yapısı ve ona bağlanan parçaların titreşimleri ile iletilmektedir. Üstelik dizel motoru etrafa düşük frekanslı ve infrases dalgalı vibrasyonlar yaymakta. Bu vibrasyonlar, birinci ve ikinci dereceden atalet momentlerinin, merkezkaç kuvvetlerin ve onların momentlerinin dengelenmediği durumda meydana gelmekte. Aynı zamanda sislindir başına gelen yüklerin, krank milinin ve hareketli parçaların dengelenmemesi de vibrasyonlar nedeni olmakta.

Gürültü şiddeti dişli çarkların dönme hızına, diş başına gelen yüke, yapım, montaj ve dengelenme kalitesine bağlıdır. Özellikle üretim esnasında yapılan hatalar gürültü şiddetini büyük derecede arttırmaktadır [5].

3.3.1. Piston Vurması Gürültüsü

Bir otomotiv dizel motoru için, en baskın gürültü kaynağı, piston vurması gürültüsüdür. Piston vurması, pistonun kütlesinin büyüklüğü ve piston ile silindir arasındaki tolerans boşluğuna bağlıdır. Pistonu dikey doğrultuda gaz kuvvetleri ve atalet kuvvetleri etkilemektedir. Bu kuvvetlerin etkisi dikey doğrultuda olmayan, biyel kolu ile karşılanır. Bu da yanlara doğru bir bileşen oluşturur. Bu yan kuvvet de silindir yan duvarına etkir.yanal kuvvet değişimi piston çarpmalarına neden olmaktadır. kuvvetin zamanla değişiminin (dF/dt) en büyük değeri silindir içindeki basıncın en yüksek olmasından dolayı iş stroğunun başlangıcındaki üst ölü noktada ortaya çıkmıştır. Bu yüzden en büyük piston vurması genelde bu noktada oluşmaktadır.

3.3.2. Motor Boyutunun Piston Vurmasına Etkisi

Doğal emmeli dizel motorlarda gürültüyü yanma tayin eder. Belirli bir frekansta basınç dağılımında silindir basıncının düzeyi, krank mili hızıyla orantılıdır. Sabit silindir basıncında ve motor hızında ve atalet kuvvetleri yok sayılırsa, kinetik enerjinin şiddeti piston alanı ile artmaktadır. Silindir çapı bütün dizel motorlarda, yanma sistemi ne olursa olsun, sabit hızda gürültü seviyesini arttırır. Yanma gürültüsü veya piston vurmasının hangisinin baskın kuvvet olduğu önemli değildir.

Üst ölü noktada silindir basıncının yüksek olması, piston vurmasını da yanma

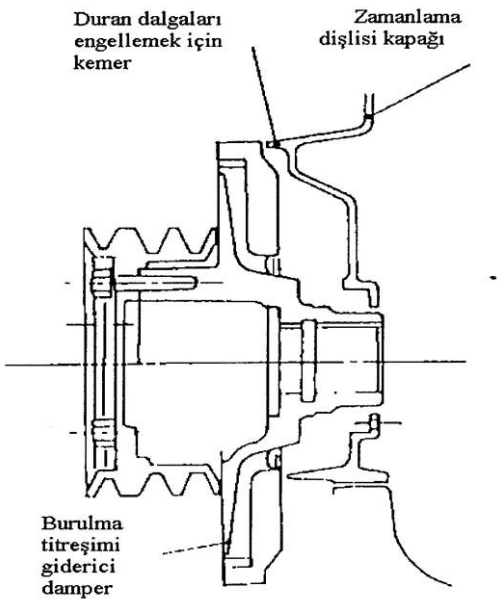
gürültüsü gibi arttırır. Püskürtme zamanını değişimi ile üst ölü noktadaki silindir basıncının tepe noktası düşürülebilir (yumuşatılabilir). Ateşleme avansı basıncın tepe noktasını, dolayısıyla gürültüyü arttıracak ve gecikmesini de azaltacaktır. Zamanlamanın değişimi, yanma gürültüsü gibi mekanik gürültüyü de aynı şekilde etkileyecektir.

3.3.3. Piston Pimi Kaçıklığı

Ağırlık merkezinden farklı bir noktadan, pistona etkiyen yan kuvvetin sebep olduğu, pistonun piston pimi etrafında dönmesi çok önemlidir. Çünkü bu, piston vurmasının büyüklüğünü ve zamanını etkiler. Bir motorda motorun dışına pistondan sinyaller veren bir mekanizma bağlantısıyla, pistonun üstünde ve altındaki yanal moment ölçülerek inceleme yapılmıştır. Genel olarak, pim kaçıklığı olması pistonun başı ve eteğinin yüzeylere çarpma zamanının uzadığı gözlemlenmiştir. Yani bütün vurma olayları kaçıklık olmadığı zaman daha çok çarpma ve yüksek frekanslı titreşimlere neden olur. Bu yönden de piston pimi kaçıklığı olması halinden daha çok gürültü üretilmektedir.

3.3.4. Mekanik Gürültünün Diğer Kaynakları ve Gürültü Kontrolleri

3.3.4.1. Zamanlama Dişlisi



Şekil 3.27. Gürültü önleyici zamanlama dişlisi kapağı dizaynı

Krank mili mekanizması gürültüsü ile karşılaştırılabilir büyüklükte, benzer bir gürültü kaynağıdır. Bu özellikle, zamanlama dişlisinin motorun önüne yerleştirildiği zaman geçerlidir. Çünkü krank milinin burulma titreşimleri (önde en büyük genliğe sahiptir) dişlilerin birbirine çarpmasını büyük ölçüde arttırır. Zamanlama dişlisinden yayılan gürültü diğer gürültülere girişerek duran gürültüyü ortaya çıkarır. Sürekli olan bu dalgalar oldukça rahatsız edicidir. Bu gürültünün engellenmesi için zamanlama dişlisi kapağı kullanılır.zamanlama dişlisinin sebep olduğu duran dalgaların da etkisini azaltan bir kapak Şekil 3.27'de gösterilmiştir.

3.3.4.2. Silindir Kafası

Silindir kafası ve ona bağlı parçalar, motor tarafından üretilen toplam gürültünün önemli bir kısmını yayar. Örneğin 1.9 litrelik bir motorda bu oran %40'tan yüksektir. Yapılan deneyler ispat etmiştir ki, silindir kafasının yan duvarlarından yayılan gürültü, sübap yuvaları ve krank mili yataklarındaki kuvvetler ve çarpmalar tarafından arttırılmaktadır.

Silindir kafasında meydana gelen mekanik titreşimlerin kontrolü için, silindir kafası kapağı, silindir kafasına kauçuk kaplı vidalarla ve uygun contalarla bağlanmalıdır. Motor bloğunda, silindir kafasının dış duvarlarıyla krank mili yüzeylerinin temasını birbirinden ayırarak, engellemek de mekanik titreşimlerin kontrolünü sağlar.

3.3.4.3. Biyel Kolu ve Piston

Piston ve biyelin çalışırken gürültülerinin azaltılması için piston malzemesi olarak hafif malzeme kullanmak gerekir. Fakat bu malzemenin seçiminde gelen yüksek kuvvetleri göz önünde bulundurarak yapılması gerekir.

3.3.4.4. Karter

Bir dizel motorda en önemli gürültü kaynağı motor bloğudur. Üzerinde bulundurduğu parçalara büyük kuvvetler etkidiği için, gürültü kontrolü ölçümlerini analiz etmek oldukça zor. Motor bloğunun dış yüzeyinin değiştirilmesi yeni parçalar takmaktan daha kolaydır. Yeni parçalar motor bloğunun katılığını arttıracağı için gürültü emisyonunu da arttırır. Ana yataklar krank milini motor bloğuna bağlar,

yanma gürültüsünün üretilmesini ve iletilmesini sağlar. Bu dizel motorlarında en kötü gürültü kaynağıdır.

Yapılan bazı ölçümler sonucunda karakterdeki gürültünün azaltması için şu değişiklikler yapılabilir:

1. Dış duvarların katılığını arttırmak için, yan duvarların kubbeli ve kemerli şekillendirilmesi.
2. Ana yatakları bayraklarını bağlayan kuşaklar yapılmalı.
3. Yağ deposu ile yan duvarların titreşiminin azaltmak için, ön gerilmeli yağ deposu flanşı kullanılmalı.
4. Karter ve silindir bölgesinin katılığı için sertleştirilmiş kuşaklar kullanılmalı.

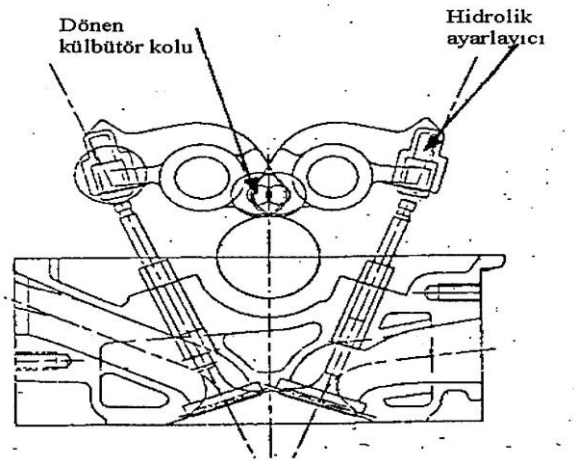
Volan ve burma damperinin değiştirilmesinin, dişli takırtısı ve krank mili burulma titreşimlerini azaltacağı ileri sürülmektedir. Transmisyon milinin burma titreşimlerini azaltmak volanın atalet momenti %25 arttırılabilir. Yağ karteri ile motor bloğunun kauçuk kaplı vidalarla bağlanması titreşimin geçişini azaltır.

3.3.4.5. Püskürtme İşlemi Esnasında Gürültü Kontrolü

Yanma sistemi yegane gürültü faktörü değildir. Tork, yakıt tüketimi, gürültü ve hava kirliliği emisyonu etkileyen enjeksiyon sistemi de yanma sistemi ile eşit derecede önemlidir. Enjeksiyon sistemini geliştirmek çok kompleks bir sorundur, birçok parametreler içerir. Bir elektronik kontrollü enjeksiyon pompasının yerleştirilmesi oldukça maliyetlidir. Hidrolik mekanizmalar püskürtme sisteminin geliştirilmesi daha fazla tercih edilebilir. Tork ve çıkışta gelişmelerin ana amaçları, parça emisyonlarının ve gürültünün azaltılması, daha yüksek yakıt verimi, güvenirlik ve daha uzun ömürdür.

3.3.5. Sübap Mekanizmasında Gürültü Azaltılması

Sübapların sebep olduğu gürültünün azaltılması için bir hidrolik çarpma ayarlayıcısı kullanılarak yapılan deneyler olumlu sonuçlar vermiştir. Fakat bu tip ayarlayıcılar sürtünme kayıplarını arttırır, sistemin katılığını da azaltır. Sürtünme kayıplarını azaltmak için dönen tip külbütör kolu kullanılabilir (Şekil 3.28.).

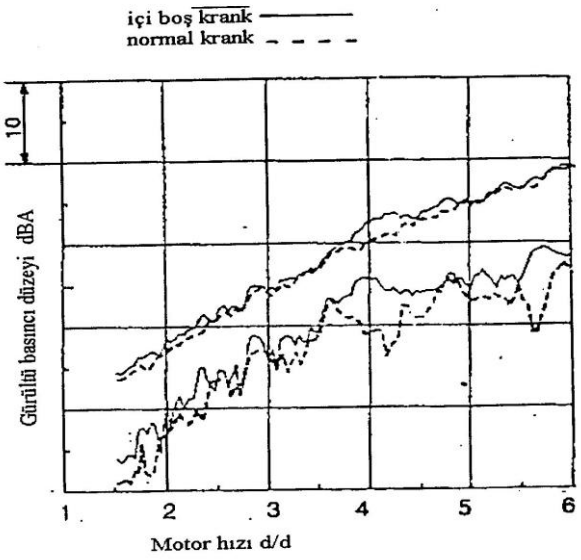


Şekil 3.28. Hidrolik çarpma ayarlayıcı külbütör mekanizması.

Yüksek frekanstaki gürültü (2000 Hz) 2 dB azaltılmıştır. Özellikle rölantide motor çalışırken düşük sübap tahrik gürültüsünden dolayı gürültü kalitesi iyidir.

3.3.6. Krank Mili Gürültüsünü Azaltma

Krank milinin gürültüsünü azaltmak için yanma ve piston vurmasının düzenlenmesi esas gerekliliktir. Bunun yanı sıra yataklamaların ve toleransların iyi ayarlanması gerekmektedir ve rijitliği de uygun olmalıdır. Krank milinin dizaynının değiştirerek, örneğin krankın ağırlığını azaltarak da gürültünün azaltılabildiği saptanmıştır.

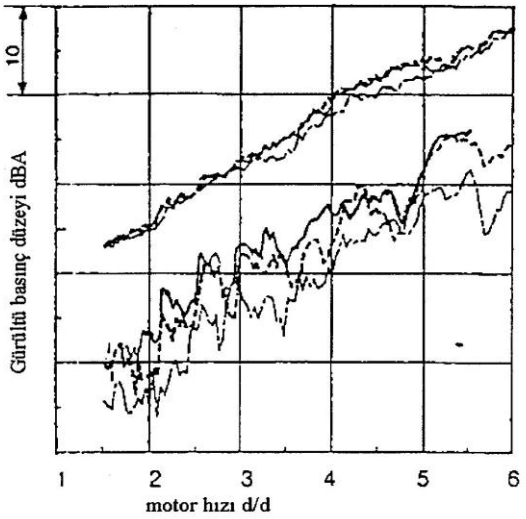


Şekil 3.29. Krank milinin gürültüye etkisi

Krank mili oyuk şekilde boru gibi yapılarak ağırlığı azaltılmış ve gürültüsü normal krank mili ile karşılaştırılmıştır (Şekil 3.29). İçi boş krank mili gürültüyü 2-3 dBA azaltmıştır. Ancak krank milinin katılığı ve sağlamlığının azaltılması bir dezavantaj olmuştur. Bunu da engellemek için krank miline alüminyum damper uygulanabilir.

3.3.7. Plastik Külbütör Kapağı Kullanarak Gürültünün Azaltılması

Plastikler genel olarak yüksek gürültü önleyici ve titreşim giderici olarak kullanılmaktadır. Şekil 3.30'da külbütör kapağının plastik ile kaplaması ile gürültünün nasıl azaldığı gösterilmektedir. Alüminyum kapak 500 Hz civarında daha iyidir, fakat 2000 Hz'den sonra plastik kaplama gürültüyü daha çok azaltacaktır. Düşük frekanslarda da ön gerilmeli plastik kapaklar kullanılarak iyi verim alınmıştır. Böyle bir kaplama ile motor gürültüsü 2 dBA azaltılmıştır.



Şekil 3.30. Külbütör kapağına plastik kaplamanın gürültüye etkisi.

3.4. Emme Gürültüsü

Emme gürültüsü, içten yanmalı motorlarda tahrik edilen otomobillerde ve yolcu taşıtlarında en büyük gürültü faktörlerinden biridir. Genel olarak egzoz gürültüsü kadar dikkate alınmamıştır. Son zamanlarda otomobillerin 4 silindirli motorlarla tahrik edilmesi yaygınlaştığından, emme gürültüsü de müşteri şikayetlerinin en büyüğü haline gelmiştir. Ağırlık ve yakıt sarfiyatı bakımından uygun olduğu için oto imalatçıları artık 4 silindirli motorları tercih etmektedirler. Değişik etkin, dizaynlarla bu motorların performansı oldukça iyileştirilmiştir. Bu da giriş gürültüsünün

artmasına sebep olmuştur. Emme gürültüsü, düşük frekanslarda uğultu, böğürme veya gürleme gibi şekillerde ortaya çıkar.

Hava girişi sesi, emme kanalının hem açılması hem de kapanması ile meydana gelir. Açılırken silindir basıncı atmosfer basıncından küçüktür. İlk gürültü yükselmesi havanın girmesi ile oluşur. Silindirin aşağı doğru hareketi ile oluşan hacim genişlemesi, bu dalgalanmaya hemen karşı koyar. Emme sübabının kapanması da aynı şekilde bir dalgalanmaya neden olur. Hava girişinden çıkan gürültü egzoz gürültüsü ile aynı şekilde meydana gelir.

Çok silindirli motorlarda düz bir akış daha az gürültüye neden olur. Emişte akış hızının egzozdaki gibi aniden değişmemesi nedeniyle emme gürültüsü daha azdır ve sesin yayılımı akışın tersinedir [3].

Dizellerin emme gürültüsünü azaltmak için hava giriş borularının kesiti büyütülebilir, yada turboşarjlı durumda, pompanın konstrüksiyon özellikleri değiştirilebilir. Bütün dizeller için gürültü azaltılmasının en etkin yöntemi girişte susturucunun monte edilmesidir. Susturucu tipi emme sisteminin özelliklerine bağlı olarak seçilmekte. Mesela dört zamanlı turboşarjsız (düşük ve orta frekanslı) motorlar için, reaktif susturucular kullanılmakta. Turboşarjlı, yüksek frekanslı ses yayan, motorlar için ses yutucu aktif susturucular kullanılmakta.

Ses yutucu elemanlarla donanmış susturucular gürültüyü 25-35 dB kadar azaltabilmekte. Zinçenko tarafından yapılan araştırmalara göre, yüksek frekanslı gürültü yaratan turboşarj sisteminin parçaları ses yutucu malzemelerle kaplanması lazım. Genel olarak emme sistemi gürültüsüne çeşitli konstrüksiyon özelliklerine sahip susturucularla tahammül edilmekte. Susturucunun verimliliği onun konstrüksiyon özelliklerine, egzoz sisteminin boyutlarına ve susturucunun konulduğu yere bağlı olmaktadır.

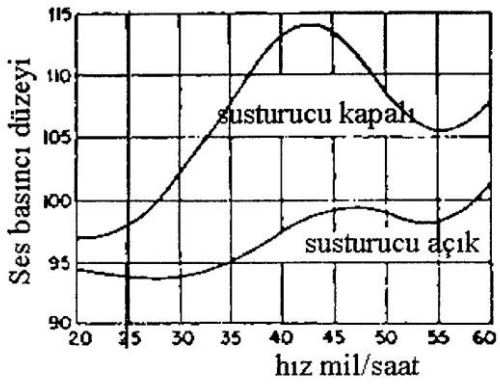
Hava akımının yolunda yerleştirilen aerodinamik dönüştürücüler kullanarak, düşük frekanslı dalgalar ultrases dalgalarına dönüştürerek gürültü azaltılabilmekte [5].

Hava filtreleri bir ölçüye kadar susturucu görevi yapar. Emme kanalı susturucuları olarak akustiği önleyen rezonans filtreleri kullanılırlar. Emme kanalındaki sesi azaltmak için kullanılan bu filtreler, silindirin volümetrik verimi üzerinde büyük etkiye sahiptir, verimi düşürür.

Emme kanalı gürültüsünde, titreşimler meydana gelir. Sönümsüz halde emme kanalından gelen gürültü, egzoz gürültülerinin 5'te biri kadardır. Bunun sebebi, egzoz gazlarının, emme havasına nazaran daha yüksek sıcaklığa, böylece daha büyük bir hacme, daha büyük akış hızına ve basınç değişikliklerine sahip olmasıdır.

Daha önce belirtildiği üzere, giriş sistemi aynen çıkış sistemi gibidir. Ancak en büyük fark, girişteki basınç değişimleri miktarı çıkış kadar büyük değildir. Bir veya iki harmonik ses ve yanma frekansından oluşan, bir giriş gürültüsü ve belirli hızlardaki periyotların oluşmasıyla giriş gürültüsü tanımlanabilir. Giriş gürültüsü, taşıt yolda giderken kontak kapatılıp gelen ses dinlenerek ve ateşleme olduğu haldeki ses ile karşılaştırılarak algılanabilir. Emme ve egzoz stroklarının arasında, sübapların birbiriyle çakışmasından dolayı, giriş gürültüsüne egzoz gürültüsünün de, aktif olarak arka plan gürültüsü oluşturduğundan sadece giriş gürültüsünü bu prosedür ile belirlemek mümkün değildir. Emme ve egzoz gürültülerini birbirinden ayırmak için, egzoz gürültüsünün çok iyi susturucularla engellenmesi veya egzozdan uzaklaştırılması gerekir.

Şekil 3.31'de 1954 model V8 tipi bir taşıtın motor kapağının altından ölçülen gürültü basınç düzeyinin hızlara bağlı olarak değişimi görülmektedir. Susturucu kullanımı ile 10-13 dB(A) ya varan azaltma sağlanmıştır.



Şekil 3.31. Motor kapağının altından ölçülen ses basıncı seviyesinin hız ile değişimi.

Bütün susturucularda esas olarak ses yan odaların içinden geçirilerek, hem yüksek hem de alçak frekanslı gürültülerin kontrolünü sağlamayı amaçlar. Yapılan çalışmalar göstermiştir ki, emme gürültüsüne iki büyük olay sebep olmaktadır:

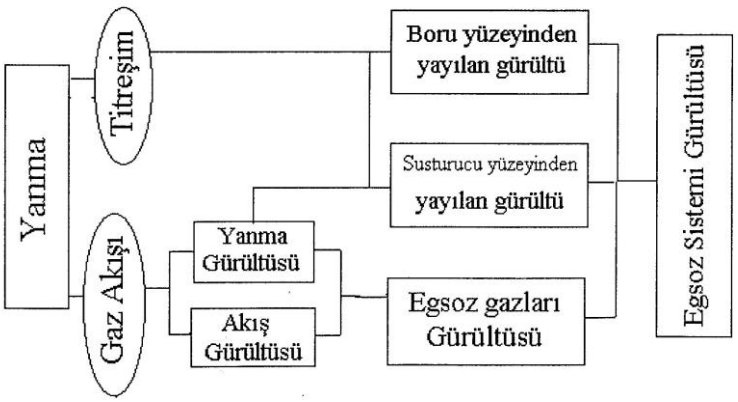
Birincisi, emme sübaplarına akan havanın kararsız ve düzensiz olması, ikincisi, kelebeğin kısmen kapalı olduğu halde etrafındaki hava türbülansı olaylarıdır. Emme sistemindeki rezonanslar, uğultular, bazı motor hızlarında yayılan gürültünün tepe yapmasına sebep olurlar.

Motorun ağırlığını azaltmak için ve daha iyi performans için imalatçılar, giriş manifolduna plastik malzeme kullanmaktadırlar. Fakat bazı durumlarda plastik manifoldun düşük kütleli yüzey yoğunluğu, gürültüye sebep olur.

3.5. Egzoz Gürültüsü ve Kontrolü

Egzoz gürültüsü toplam motor gürültüsü bileşenlerinin en önemlilerinden biridir. Bu gürültü, egzoz sübabının açılması ile gazın hızlı bir şekilde ve sıcak olarak egzoz sistemine bırakılmasıyla oluşur. Egzoz sisteminde gürültü, boru yüzeylerinden yayılan gürültü ve borudan çıkan gürültüden meydana gelmektedir. Genel olarak borunun ucundan çıkan gürültü önemlidir. Egzoz borusundan çıkan gürültünün sebebi gazın basıncı ve hızıdır. Boruların yüzeyindeki gürültü ise, egzoz manifoldundan iletilen titreşimler ve boru yüzeylerine etkiyen gaz basıncı titreşimleri sebebiyle oluşur.

Sıcak egzoz gazları, egzoz borusu ve susturucu boyunca 80 m/s' den daha yüksek hızlara ulaşmaktadır. Böyle hızlı akış da, daha büyük gürültüye ve geri basıncına sebep olmaktadır. Egzoz sisteminden yayılan gürültünün oluşumu Şekil 3.32'de gösterilmektedir. Burada üç gürültü kaynağı vardır: Egzoz gazları gürültüsü, boru yüzeyinden yayılan gürültü ve susturucu yüzeyinden yayılan gürültülerdir.



Şekil 3.32. Egzoz sisteminden yayılan gürültünün oluşumu.

Motor silindiri içinde oldukça yüksek basınçlarda oluşan yanmış gazlar egzoz sübabının açılması ile silindiri darbeli bir şekilde terkederler. Böylece egzoz borusunda daha sonra da açık havada bir ses dalgasının oluşmasına sebep olurlar. Egzoz borusunda ilerleyen ses dalgası, egzoz boru hattının sonunda rezonansa neden olacak şekilde aksettirilir. Ses dalgası, açık havaya küresel ve aşırı şiddetlenmiş bir şekilde aktarılır. Ses, esas olarak motorun egzoz gazlarını büyük bir hızla egzoz sübabından dışarıya darbeli olarak itmesi sonucu ortaya çıkar. Atılan her gaz miktarı bir öncekini egzoz çıkışına doğru iter. Egzoz gazlarını ileten boru ve kanallarda ses dalgaları, boru yada kanal içerisinde ilerlerken kanal dışında da genellikle rahatsız edici gürültülere neden olmaktadırlar. Özellikle boru ve kanalların giriş ve çıkışında gürültü düzeyi daha da yüksek olmaktadır. Boru ve kanalların dışarıya ilettikleri sesin azaltılması yada dışarıya açılan boru ve kanalların neden oldukları gürültünün kontrol altına alınması istenmektedir.

Daha önce söylendiği gibi toplam taşıt gürültüsüne ikinci en büyük katkıyı egzoz gürültüsü yapar. Bu gürültünün azaltılması amacıyla çok çeşitli susturucular bulunmaktadır. Fakat bunlar ağırlık, hacim ve maliyet açısından üretim ve uygulanabilirlikleri sınırlıdır. Yaygın olarak kullanılan susturucuların içinde, akış yumuşak olduğundan yayılan gürültü daha azdır. Türbülanslı akış ise daha hızla gürültü sebebidir. Egzoz gürültüsü, 1m. mesafeden yapılan ölçümlerde, 5 kHz frekans alanından daha yüksek frekanslarda, bazen 5-10 dB daha fazla olmaktadır. Susturucu uzunluğu arttıkça gürültüde azaltma sağlanabilmektedir.

3.5.1. Anti Gürültülü Aktif Susturucu Sistemleri

Anti gürültünün prensibi, istenmeyen gürültü sinyalinin eşit genlikli fakat zıt fazlı diğer bir gürültü ile yok edilmesidir. İdeal şartlar altında, (aynı genlikte, aynı frekans faz farkı, 180^{o}) egzoz gürültüsü, anti gürültünün girişimi ile giderilebilir. Fakat gerçekte burada özellikle geçici seyir şartlarında sapmalar vardır. Pratik olarak bu sapmaların olması beklenir ve normal karşılanır. Bu metotla azalma miktarı 10 dB(A) ile 30 dB(A) arasındadır. Kontrol doğrultucuları ve değişen şartlara hızlı bir şekilde adaptasyon için gerekenler, oldukça fazladır. Bir diğer ihtiyaç da, gürültünün anti gürültü ile azaltılması için gerekli olan güçtür. Bunun için gereken elektrik gücü oldukça yüksektir.

Sonuç olarak, geleneksel pasif susturucular, iç yapılan ve hacimleri optimize edilse bile, nispeten daha büyüktürler. 2 litrelik bir motor için, 20-25 dB(A)'lık bir azaltma için 25-35 kilogramlık bir susturucu gerekmektedir.

Egzoz sistemlerindeki yüksek basınç seviyeleri ve güçlü, ekonomik aktuatörler sebebiyle egzoz borusunda, kaynağa anti gürültü uygulaması önerilmez. Aktif gürültü azaltılması son egzoz borusunda kullanılabilir. Ulaşılabilen maksimum azaltma sabit şartlarda 30-35 dB(A) kadardır. Geçici olaylar esnasında bir taşıtta bu azaltma 5-10 dB(A)'dır. Elde edilen bu sonuçlarda elektronik susturucu kullanılabilmesi halinde, 50 dB(A)'lık bir azaltma sağlanabilir ki, halen bu gerçeklikten oldukça uzaktır [3].

BÖLÜM 4. DİZEL MOTORLARININ YANMA PROSESİNİN ÖZELLİKLERİ VE YANMA PROSESİNİN HESABI İÇİN VİBE FONKSİYONU.

4.1. Dizel Motorunun Yanma Prosesinin Özellikleri

4.1.1. Yanma Kimyası

Motorlarda kullanılan yakıtların hava ile yanması sonucu CO_2, H_2O, SO_2, O_2 ve N_2 gibi bileşenler oluşmaktadır. Eğer yanma tam değil ise ve parçalanma (disosiyasyon) varsa ek olarak CO, H_2, O, H, NO vb. ürünler de ortaya çıkacaktır. Tam yanmanın ilk şartı ortamda yeterli miktarda havanın bulunmasıdır.

4.1.2. Stokyometrik Yanma, Zengin ve Fakir Karışım

1 kg yakıt aşağıdaki miktarlardaki bileşenlerden oluşuyorsa,

c kg karbon

h kg hidrojen

o kg oksijen

n kg azot

s kg kükürt

w kg su

a kg kül, vb.

$c + h + o + n + s + w + a = 1$ kg

olacaktır.

Bu elemanların tam yanmaları aşağıdaki reaksiyonlara göre olmaktadır:

Karbon için,

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

$1\ kg\ C + 8/3\ kg\ O_2 \rightarrow 11/3\ kg\ CO_2$

Hidrojen için,

$H_2 + ½\ O_2 \rightarrow H_2O$

$1\ kg\ H_2 + 8\ kg\ O_2 \rightarrow 9\ kg\ H_2O$

Kükürt için,

$S + O_2 \rightarrow SO_2$

$1\ kg\ S + 1\ kg\ O_2 \rightarrow 2\ kg\ SO_2$

Yakıtın bünyesindeki oksijen de hesaba katılarak, 1 kg yakıtın tam yanması için gerekli en az oksijen miktarı:

$m_{Omin} = 8c/3 + 8h + s - o$ kg-O_2/kg-yakıt

Oksijenin hava içindeki ağırlık oranı % 23.3 olduğuna göre, tam yanma için gerekli en az hava miktarı,

$m_{hmin} = m_{Omin}/0.233$ kg-hava/kg-yakıt

Motor yakıtları için m_{hmin} = 14-15 kg-hava/kg-yakıt alınabilir.

4.1.3. Yanma Olayı

Yanma fiziksel ve kimyasal etkileşimlerden oluşan karmaşık bir olaydır. Yanmayı oluşturan fiziksel olaylar genellikle kütle ve enerji iletimi ile ilgilidir. Kimyasal reaksiyonlar ise yakıt ile oksidant arasındaki moleküler seviyedeki etkileşimlerdir.

Yanma olayı yakıtın buharlaşarak hava ile karışma koşullarına, kimyasal reaksiyonların hızına ve yanma bölgesindeki ıs ve kütle iletim koşullarına bağlı olarak başlar, gelişir ve tamamlanır. İçten yanmalı benzin ve dizel motorlarında yanma olayı farklı şekillerde oluşmaktadır.

Dizel motorlarında karışım oluşturulması silindir içinde yapıldığında, yanma yakıtın parçalanması, buharlaşması ve yanabilen oranda karışım ortaya çıkması ile başlar ve difüzyon alevi (heterojen yanma) şeklinde devam eder. Burada kimyasal ve fiziksel olaylar iç içedir.

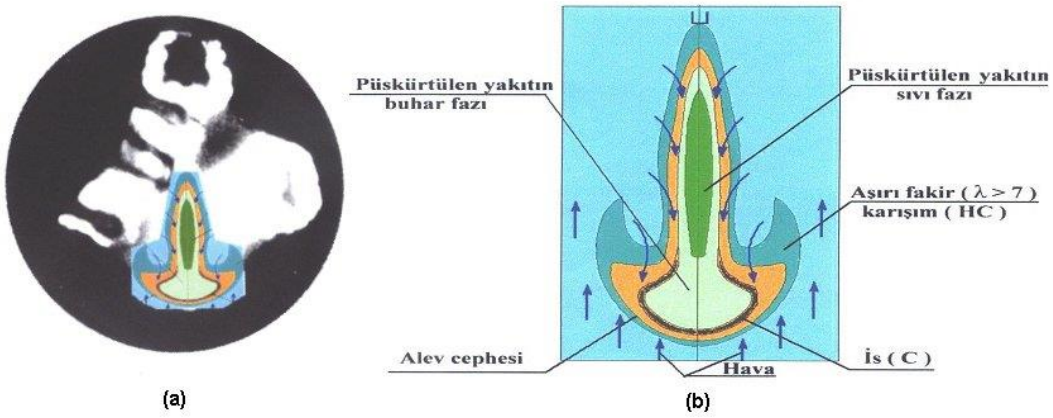
4.1.4. Dizel Motorlarında Yanma

Dizel motorlarında yanma olayı, yanma odasına yakıtın püskürtülme olayının başladığı andan, yanma ürünlerinin dışarıya atıldığı egzoz zamanı başlangıcına kadar geçen süre içerisindeki karmaşık fiziksel ve kimyasal olayları kapsamaktadır. Dizel motorlarından yanma odası içinde homojen karışım yoktur. Yüksek sıcaklık ve basınçtaki ortama püskürtülen yakıtın buharlaşmaya başlaması ile birlikte reaksiyonlar da oluşmaya başlamaktadır. Ancak başlangıçta, bu reaksiyonların hızları çok düşük olduğundan, basınçta belirgin bir artış görülmez. Tutuşma gecikmesi süresi sonunda, yanma odasındaki alev gözlenebilir ve p – V diyagramında basınç artışı belirgin hale gelir.

Dizel motorlarında, yanmanın tutuşma gecikmesinden sonraki aşamasında, benzin motorlarında olduğu gibi yanmış bölgeden yanan bölgeye enerji ile kütle iletişimi sonucunda yanmanın belli bir yön ve hızda gerçekleşmesi söz konusu değildir. Dizel motorunda yanma olayını etkileyen ve yanmayı devam ettiren, yanma bölgesindeki sıcaklık, basınç, karışım oranı ve oksijen miktarını belirleyen yerel koşullardır. Ancak yanmanın gelişimi yerel koşullara bağlı olmakla birlikte, komşu bölgelerden olan ısı ve kütle iletimi ve yanma odasındaki hava hareketleri de bu gelişime etkin olmaktadır. Pistonun ÜÖN'ya yakın bir konumunda yanma odasına sıvı halinde püskürtülen yakıt demetini oluşturan damlacıklar ısınır ve buharlaşmaya başlar. Havanın karşı basıncı tarafından frenlenen demette, damlacıklar yavaşlar ve küçük damlacıklar demetin dış kısmına doğru yönelir. Tutuşma için gerekli hava yakıt oranı sağlandığında ilk yanma burada başlar [8].

Şekil 4.1.a)'da dört delikli bir enjektörün bir deliğinden püskürtülen etrafı alevle çevrilmiş yakıt demetinin boyuna kesiti, Şekil 4.1.b)'de ise bu demetin detaylı yapısı gösterilmiştir. Yanma sırasında yüksek oranda sıkıştırılmış (18:1) havaya karşı yüksek basınçta (>500 *bar*) püskürtülen bu yakıt demetinin yapısına bakarsak: merkezde yakıtın sıvı fazı, sıvı fazın dışında buhar fazı, buhar fazın önünde oluşan is (karbon-*C*), buhar fazın etrafını çevrelemiş alev cephesi ve alev cephesinin dışında ise aşırı fakir ($\lambda>7$) yanmamış yakıt-hava karışımı yer almaktadır. Yüksek oranda sıkıştırılmış havanın bulunduğu ve sıcaklığın çok yüksek olduğu yanma odasına püskürtülen hidrokarbon yapılı (C_xH_y) yakıt damlacıkları önce buhar haline gelir ve

hemen piroliz prosesine uğrayarak bir kaç ara reaksiyonu takiben serbest karbon *(C)* ve hidrojene *(H_2)* parçalandıktan sonra tutuşarak yanar [10].



Şekil 4.1. Dizel motorunda püskürtülen yakıt demetinin boyuna kesiti (a) ve yakıt demetinin detaylı yapısı (b) [10]

Dizel motorlarındaki yanma olayı Şekil 4.2'de görüldüğü gibi dört faza ayrılarak incelenebilir:

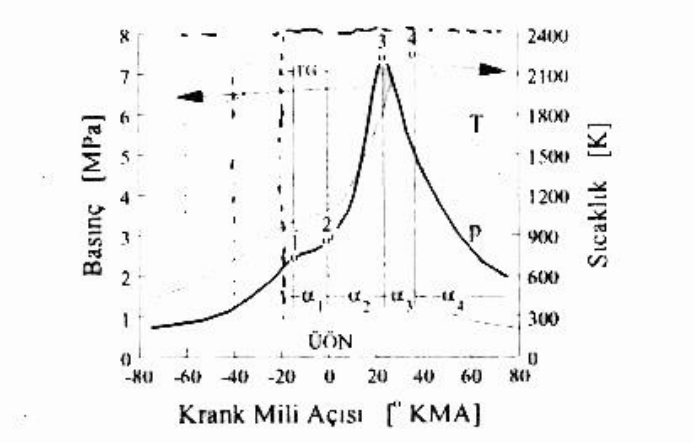
- tutuşma gecikmesi,
- kontrolsüz yanma,
- difüzyon kontrollu yanma,
- art yanma.

Burada, püskürtme başlangıcı (1) noktasında, tutuşma başlangıcı (2) noktasına kadarki süre tutuşma gecikmesi olarak tanımlanır. Tutuşma gecikmesi sonunda kontrolsuz yanma başlar ve genellikle maksimum basıncın oluştuğu (3) noktasına kadar devam eder. Daha sonraki yanma fazı difüzyon kontrollu yanma olup, bu fazın maksimum yanma odası sıcaklığına ulaşıncaya kadar (4 noktası) devam ettiği kabul edilir. Genişlemenin ilerlemesi sonucu sıcaklığın düşmeye başlaması ile birlikte art yanma fazı başlar.

4.1.5. Tutuşma Gecikmesi

Yanma odasına ilk yakıt püskürtülmeye başlandığı andan itibaren damlacıklara ayrılma, buharlaşma, ufak moleküllere parçalanma ve kimyasal reaksiyonlar da başlamaktadır. Ancak kimyasal reaksiyonların başlaması ile ilk görülebilir alevin ortaya çıkışı arasında belli bir süre geçmektedir. Püskürtme başlangıcından alevin gözükmesine ve p – V diyagramında basıncın ani olarak artmasına kadar geçen bu süreye tutuşma gecikmesi denilmektedir. Bu süre içinde buharlaşan yakıtın silindir ortamından çektiği ısı nedeniyle silindir basıncında bir azalma gözlenir.

Tutuşma gecikmesi sırasında yakıt damlalara ayrılır, buharlaşır ve hava ile karışır. Bu olaylar fiziksel gecikmeyi oluşturur. Ayrıca kimyasal reaksiyonların çok yavaş olması nedeniyle de kimyasal gecikme olur. Bu iki gecikme çakışan bir şekilde birlikte oluşmaktadır. Böylece 1-3 ms kadar süren toplam tutuşma gecikmesi meydana gelir.



Şekil 4.2. Dizel motorunda yanma fazları ile silindir basıncının gelişimi

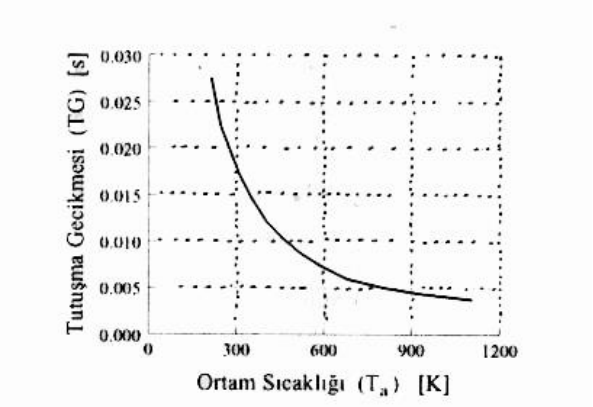
Damlacık etrafında ilk tutuşma, damlacıktan buharlaşan yakıt ile havanın karışım oranının λ=1 civarında olduğu yerde başlamaktadır. Çünkü ilk tutuşmada kimyasal reaksiyonların hızı önemli rol oynamaktadır ve bu hız λ=1 civarında en yüksektir. Deneyler 5 μm'lik bir damlacığın 800 K'lık ortamda 0.6 ms'de buharlaştığını, buna karşın TG süresinin ise 1 ms olduğunu göstermektedir. Bu bakımdan, buharlaşmanın yeterli hızda olduğu TG'nin büyük bir kısmının kimyasal reaksiyonlar tarafından oluşturulduğu söylenebilir.

Tutuşma gecikmesi süresi büyük olduğunda, püskürtmenin devam ettiği bu zaman içerisinde yanma odasına giren ve buharlaşan yakıt miktarı artar ve yakıt daha sonra kontrolsuz olarak (patlama şeklinde) yandığında ani bir basınç yükselmesi oluşur. Motorun bu şekilde sert çalışması dizel vuruntusu olarak adlandırılır. Motorun düzgün, yumuşak ve gürültüsüz çalışması için dizel vuruntusunun önlenmesi, yani tutuşma gecikmesi süresinin kısaltılması ve bu süre boyunca yanma odasına gönderilen yakıt miktarının minimum tutulması gerekmektedir.

Tutuşma gecikmesi yanmanın gidişini etkileyen önemli bir etkendir. Bu bakımdan TG'ni etkileyen faktörlerin bilinmesi gerekmektedir. Tutuşma gecikmesi aşağıdaki iki ana faktörden etkilenmektedir:

4.1.5.1. Ortam Sıcaklığı

Ortam sıcaklığı arttıkça, TG hızla azalmaktadır (Şekil 4.3). Ancak 900 K'nin üzerindeki sıcaklıklar TG'ne pek fazla etki etmemektedir. Yanma odası sıcaklığını artırıcı çeşitli yapısal ve motorun çalışma koşullarına bağlı etkenler de TG'ni azaltıcı yönde etki eder.

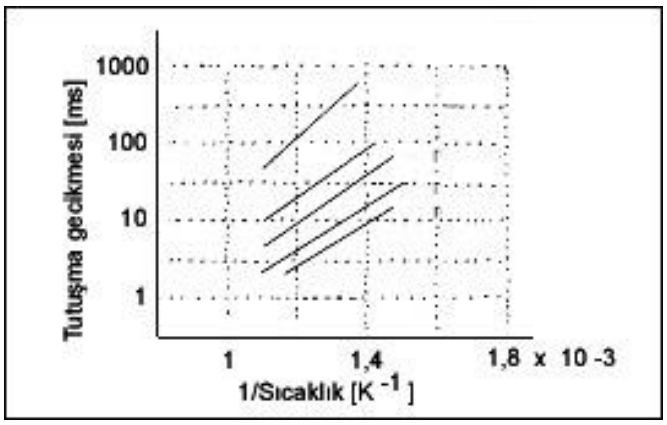


Şekil 4.3. Tutuşma gecikmesinin ortam sıcaklığı ile değişmesi

4.1.5.2. Ortam Basıncı, p_a

Ortam basıncının artması, tutuşma gecikmesini azaltmaktadır (Şekil 4.4).

Motordaki çalışma koşullarında, sıkıştırma süresi boyunca sıcaklık ve basınç sürekli değişmektedir. Ancak püskürtme süresi boyunca (ÜÖN civarında) sıcaklık ve basınçtaki değişim çok fazla değildir.



Şekil 4.4. Tutuşma gecikmesinin ortam basıncı ile değişmesi

Motorlardaki sıkıştırma sonu sıcaklıkları (600 – 900 K) için TG'indeki değişim azdır. Buna karşın basınçtaki değişim TG'sini daha çok etkilemektedir. Ön yanma odalı motorlarda soğuma nedeniyle ön yanma odasındaki basınç ve sıcaklık değerleri daha düşük kaldığı için, bu tür motorlar TG açısından daha kötü durumdadır.

Motorlarda, yanma odasındaki hava hareketleri ve türbülans nedeniyle, buharlaşma hızı artmakta ve aynı zamanda HFK'sı yerel olarak değişim göstermektedir. Hava hareketleri cidarlarla olan ısı iletimini de etkilemektedir. Düşük sıcaklık seviyelerinde, sıcaklık TG üzerinde daha etkin olduğu için, fazla soğutulmuş motorlarda TG süresi daha fazladır.

Sonuçta, motorlarda TG' ne etki eden faktörleri işletme etkenleri, yapısal etkenler ve yakıt etkenleri olarak gruplandırabiliriz.

4.1.6. Yakıt Faktörleri

TG' ni etkileyen en önemli faktör yakıtın cetan sayısıdır. Setan sayısı arttıkça TG azalmaktadır. Ancak setan sayısının çok yükseltilmesi durumunda da bazı sorunlar çıkmaktadır. Bu durumda, yakıt enjektörden çıkar çıkmaz kısa bir mesafede tutuşmakta ve enjektörün uç kısmında koklaşan yakıt, enjektör memesinin tıkanmasına neden olmaktadır. Bu bakımdan motorun dönme sayısına (hızına) bağlı olarak setan sayısı 25-65 sınırları arasında tutulmaktadır.

Yukarıda tanımlanan etkenler göz önüne alınarak tutuşma gecikmesini tanımlayan bazı ampirik ifadeler oluşturulabilir. Fiziksel olarak buharlaşma hızı ve kimyasal

olarak reaksiyon hızı tarafından kontrol edilen TG' ne direk olarak etki eden faktör sıcaklıktır.

Wolfer tarafından verilen ampirik ifade ile,

$$TG = 0.44\, e^{4650/T} / p^{1.19} \ [ms] \qquad (4.1.)$$

Olarak verilmiştir. Burada, p basıncı [atm] ve T sıcaklığı [K] olarak alınacaktır.

4.1.7. Kontrolsüz Yanma

Tutuşma gecikmesinden sonra yanma olayı başlamaktadır. Püskürtülen yakıt demetinin dış kısmında buharlaşma ve hava ile karışma daha iyi bir şekilde gerçekleşmektedir. Bu nedenle yanma genellikle bu kısımdan başlamaktadır. Ancak dizel motorlarında yanma, tutuşmanın oluşabileceği yerel koşulların sağlandığı çeşitli merkezlerden başlayabilir.

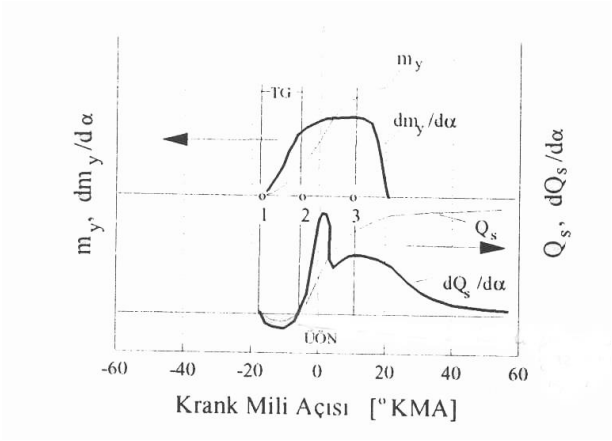
Kontrolsüz yanma fazında, TG sırasında birikmiş olan yakıt yanarak ani basınç yükselmesine neden olmaktadır. Basınç artış hızı fazla ise, silindir, piston, piston pernosu gibi elemanların birbirlerine çarpması sonucu sert bir ses (dizel vuruntusu) meydana gelir. Motorun yumuşak çalışmasının sağlanması için dizel vuruntusunun önlenmesi gerekmektedir. Bu da TG süresinin kısaltılması ve bu süre içinde biriken yakıtın az tutulması ile sağlanır. Dizel motorlarında basınç artış hızı ($dp/d\alpha$) genellikle 0.2-0.3 Mpa/^{o}KMA mertebelerindedir. Bu değer 0.4-0.5 Mpa/^{o}KMA değerine ulaştığında motor sert çalışmaktadır. Kabul edilebilen en yüksek basınç artış hızı da 1 Mpa/^{o}KMA değerindedir. Bu sınırın aşılmaması için TG'nin azaltılması gerekmektedir.

4.1.8. Difüzyon Kontrollü Yanma

Dizel yanmasının, ana yanmayı oluşturan üçüncü fazı difüzyon kontrollü, yanmadır. TG sırasında yanma odasında biriken yakıtın ani olarak yanmasından sonra kontrollü yanma aşamasına geçilir. Bu fazda yanma hızı buharlaşma hızı ve yakıt buharının hava ile karışma hızı ile belirlenmektedir. Yakıt demetinin kalitesi (ortalama damlacık çapı) hava hareketleri ve HFK'nın yerel olarak birden büyük değere sahip olması bu faz için özellikle önemlidir.

Difüzyon yanmasında yanma hızı, önceden karımış yakıt-hava karışımlarında ilerleyen alev cephesinden farklı olarak tanımlanmalıdır. Dizel yanma odasında uygun koşullar sağlandığında yakıtın buharlaşması ve tutuşması birden fazla noktada gerçekleşmektedir. Bu nedenle yanma hızını, oda içinde açığa çıkan toplam ısı miktarının değişimi olarak tanımlamak gerekmektedir. Yanma odasında ısının açığa çıkış hızı buharlaşma hızı, difüzyon ve kimyasal reaksiyonlarla belirlenmektedir.

Kontrollü yanma fazında, yakıtın yanma hızı karışımın oluşum hızı ile kontrol edilmektedir (Şekil 4.2). Sıcaklıkların yüksek oluğu ÜÖN'ya yakın konumlarda yanmanın tamamlanmasına çalışılmaktadır. Karışma ve buharlaşma yeterince hızlı değil ise yanma genişlemenin ileri aşamalarında tamamlanmış olacaktır. Ancak genişleme sonucu sıcaklıklar düşeceğinden yakıtın tümünün yanması olasılığı da azalacaktır. Bu durumda tam yanmamış karbon partikülleri (is) oluşur ve motorun verimi düşer.



Şekil 4.5. Dizel motorunda püskürtme ve yanma kanunu

Motorun ısıl veriminin yüksek olması için yanmanın mümkün olduğunca ÜÖN'ya yakın olması istenir. Ancak yanmanın başlangıcında da dizel buruntusunun önlenmesi açısından, ani olarak yanan miktarın az olması istenmektedir. Ayrıca yanmanın uzun sürmesi de istenmemektedir. Bu koşullar birbiri ile çelişmekte olduğundani yumuşak çalışma ve yüksek verim (ekonomiklik) arasında bir optimizasyon gereklidir.

Dizel motorunda $dm_y/d\alpha$ yakıt püskürtme hızı (püskürtme kanunu) ve püskürtülen bu yakıtın yanması sonucu birim KMA başına doğan ısı miktarının ($dQ_s/d\alpha$ yanma kanunu) değişimi genelde Şekil 4.5'teki gibidir. Bu şekilde püskürtülen yakıt miktarı

(toplam püskürtülen miktarın yüzdesi olarak) m_y ve açığa çıkan ısı miktarı (toplam ısı miktarının yüzdesi olarak) Q_s eğrileri ile verilmiştir. TG sırasındaki buharlaşma nedeniyle silindir gazlarından ısı çekilmektedir. Bu nedenle gerek ısının açığa çıkış hızı ($dQ_s/d\alpha$), gerekse açığa çıkan toplam ısı (Q_s) eğrileri bu kısımda bir azalma göstermektedir.

4.1.9. Art Yanma

Yanma sürecinde maksimum sıcaklığa ulaşıldıktan sonra art yanma fazı başlar. Art yanmada, yanma hızı gene difüzyon hızı ve karışım oluşum hızı ile belirlenmektedir. Ayrıca çok zengin karışımlarda eksik yanmış yanma ürünleri de art yanma sırasında yanarlar.

Genişleme zamanında gerçekleşen art yanma ÜÖN'dan sonra 70-80 ^oKMA kadar devam eder. Yanmanın egzoz zamanında geçilmeden önce tamamlanması gerekmektedir.

4.1.10. Yanma Verimi ve İs oluşumu

Dizel motorlarında verimli yanma için, yanma odasında yeterli hava ve yanma için yeterli süre bulunmalıdır. Ayrıca sıcaklıkların da yerel olarak yeterli düzeyde (yükseklikte) bulunması gerekmektedir. Yanma olayını yanma odasındaki ortalama değerlerden çok yerel koşullar etkilemektedir. Bu bakımdan motorun düşük dönme sayılarında hava hareketlerinin azlığı, yüksek dönme sayılarında ise yetersiz süre ve düşük volümetrik verim sonucu eksik kalan hava miktarı nedeniyle yanma verimi düşmektedir. Eksik yanmanın en belirgin sonucu is oluşumudur. Geç yapılan püskürtme, ya da uzun süren TG sonucunda yanma egzoz zamanında doğru uzaması is oluşmasına neden olur.

İs motor elemanlarının ömrünü olumsuz etkiler, piston ve silindirleri aşındırır. İs ayrıca segman yuvalarına girerek segmanları aşınır. Supap oturma yüzeylerinde birikerek supapların iyi kapanmasını önler. Bunun sonucu olarak, buradaki sıcak egzoz gazlarının oluşturduğu daimi akım supapların hasar görmesine neden olur. Ayrıca egzoz gazları içindeki is partikülleri çevre sağlığı açısından zararlıdır.

İs ölçümü birimi hacim egzoz gazlarındaki partiküllerin ağırlıkları ölçülerek kantitatif olarak veya egzoz gazı koyuluğu ölçülerek kalitatif olarak yapılmaktadır.

4.1.11. Genişleme Olayı

Genişleme zamanı boyunca motorlardan güç elde edilmektedir. Sıkıştırma zamanından farklı olarak burada ısı geçişi yalnız sıcak gazlardan çeperlere doğrudur. Genişleme olayı süresince basınç, politropik üs ve sıcaklık KMA'sına bağlı olarak değişir. Genişleme sırasında politropik üs aşağıdaki etkenlerden etkilenmektedir.

Genişleme zamanı başlarında, normal olarak yanma devam etmektedir. Böylece yanma ürünlerinin sıcaklığı yüksektir. Dışarıya ısı geçişi fazla olduğundan oda sıcaklığı hızla azalır. Genişleme zamanı sonlarında genişleme eğrisi sıkıştırma eğrisi gibi devam eder. Politropik üs bütün genişleme boyunca değişmektedir. Ancak eğri boyunca değişmeyen sabit bir üs alınabilir. Politropik üs için, ortalama olarak, genişleme sonundaki 4 noktasının sıcaklığını ve basıncını verecek olan değer kabul edilir.

4.1.12. Egzoz Olayı

Silindirdeki yanma ürünlerinin dışarı atılmasına egzoz olayı denir. Bu olaylar dört ve iki zamanlı motorlarda farklıdır. Dört zamanlı motorlarda egzoz olayı, gazların akışına göre çeşitli fazlar içerisinde incelenebilir.

İlk faz egzoz supabının açılmasından AÖN'ya kadar geçen zamandır. Egzoz supabı açıldığında gazların basıncı 0.3 – 0.5 Mpa olup, hızları ise 600 – 700 m/s'dır. Gazların yaklaşık %60 - %70'i bu fazda dışarı çıkar.

İkinci fazdai piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket ederken, silindirde kalan yanma ürünlerini dışarıya atar. Bu fazda gazların hızı ortalama olarak 200 – 250 m/s civarındadır.

Son fazda ise yanma ürünleri, silindire emilen taze hava veya yakıt-hava karışımının etkisiyle dışarı atılır. Egzoz olayı sırasında basınç değişimi, gaz değişimi koşullarına ve egzoz sisteminin yapısına bağlıdır.

Egzoz olayı sırasında gazların sıcaklığının (T_r) hesaplanması, silindirdeki gaz akımının karışıklığı nedeniyle zordur. Ancak bazı kabuller yapılarak, ilerdeki hesap kısmında kullanılan formül yazılabilmektedir.

Egzoz gazlarının sıcaklığı yüke, dönme sayısına ve stroka bağlıdır. Bu değer,

yüksek dönme sayılı dizel motorlarında T_r = 700 – 800 K'dir [8].

4.2. Yanma Prosesinin Hesabı İçin Vibe Fonksiyonu

İçten yanmalı motorlarda, iş çevrimi sırasında kimyasal enerji mekanik enerjiye dönüşmekte. İş çevrimi- silindir içerisinde periyodik olarak tekrarlanan fiziksel ve kimyasal olayların etkileşimidir.

Motorun güçlü, emniyetli, ekonomik ve uzun ömürlü olması iş çevriminin geliştirilmiş olmasına bağlıdır. Bu durum iş çevriminin ne kadar önemli olduğunu ortaya koymaktadır.

İş çevrimi aşağıda sıralanana parametrelerle karakterize etmektedir. Yapılan işi göstergesi olan- ortalama indikatör basınç, ekonomi göstergesi- indikatör verim, krank biyel mekanizmasının parçalarına gelen, mekanik ve dinamik yük göstergesi olan- iş gazının maksimum basıncı ve yanma esnasındaki basınç artış hızı, termik yük göstergeleri olan - gazın maksimum sıcaklığı ve genişleme sonundaki gazların sıcaklığı, emme zamanının başlangıcında iş gazının durumunu belirleyen-gazların basıncı ve sıcaklığı. İş cevrimi esnasında basınç ve sıcaklık sürekli değişmekte olup, silindir cidarlarından ısı iletimini yaratmakta.

İş çevrimi parametreleri indikatör diyagramından belirlenmektedir. Dolayısıyla bu diyagram iş çevriminin kalitesini yansıtmakta. Mühendisler, termodinamiğe bağlı olarak, gerçek çevrimi yansıtmaya çalışan çeşitli teorik modeller yaratmaktadırlar.

İş çevrimin ilk teorik modeli ideal çevrimdir. Ama ideal çevrimler iş gazının kimyasal değişimlerini, emme ve egzoz esnasındaki hidrolik kayıpları, tam yanma olmadığı için cidarlardan ısı kaybını, vs hesaba katmamakta.

İkinci, gerçek çevrime daha yakın metot, profesör V.İ. Grinevetski tarafından önerilmiştir. Bu metot yukarıda bahsedilen bütün iş çevrim özelliklerini hesaba katmakta, üstelik yanma ürünlerinin dissosiasyonu da göz önünde bulundurmakta. Bu metoda klasik metot denmiştir.

Ama klasik metoda göre krank mili açısına bağlı olarak değişen basınç ve sıcaklık hesaplanamamakta. Dolayısıyla,

- çevrimin max basınç değerini hesaplayamadan, kabul etmek zorundayız, bu da sapmalara yol açmakta,
- basınç artış hızı gibi önemli parametre bu metotla hesaplanmamakta,

- püskürtme avansının çevrim parametrelerine etkisi hesaba katılmamakta.

Dolayısıyla, iş çevriminin parametrelerini geliştirmek için yanmanın zaman içerisinde gelişmesinin yeni kanununu bulmak lazım.

Alman kökenli Sovyet profesörü Vibe büyük miktarda deneyim materyallerini genelleştirerek, yanma olayı dinamiğinin matematiksel modellerini vermekte. Bu denklemler hem dizel, hem de benzin motorları için geçerlidir.

Vibe fonksiyonu ile, verilen parametreler arasında ortalama yanma hızı max yanma hızının bağıl zamanı ve püskürtme avansı varsa, yanma eğrisinin ve bütün çevrimin hesapları yapılabilmekte.

4.2.1. Motorlarda Yanma Hızı Üzerinde Çalışmalar

Yanma hızı hesabı üzerine iki ana yöntem bulunmaktadır.

İlk metoda göre, matematik denklemlerle indikatör diyagramındaki yanma eğrisini (yani, basıncın krank mili açısına göre değişimini) ifade etmeye çalışılmaktadır. Bu denklemlerle, yanma hızı, termodinamik ve ısı iletimi kanunları ve püskürtme avansı gibi parametrelerin yanma eğrisi üzerindeki toplam etkisi hesaplanmaktadır. Ama bu parametrelerin ayrı ayrı etkisini göstermemekte, bu durum ilk metodun zayıf tarafıdır.

İkinci metod ise termodinamik kanunlarını ve ısı açığa çıkış hızını ele alarak yanma eğrisini bulmakta. Bu metot yanma esnasındaki, dx/dt (yada dx/dα) yanma hızı değişimini incelemekte. x = F(t) fonksiyonuna yanma kanunu denmekte**.** Yanma hızı değişimi kanunu zamana bağlı olarak incelenmekte.

4.2.2. Motorlarda Yanma Hızı Kanunu

Silindirdeki reaksiyon hızı, motorun gücünü, yakıt sarfiyatını, motorun ömrünü etkilemektedir. Silindirdeki çevrimlerin tekrarlanması yakıtın yanma hızının belli bir kanuna göre gerçekleştiğini göstermektedir. Turboşarjlı dizellerde yanma reaksiyonlarının hızı yüksek olduğu durumda onlar sert çalışmaktadır. Farklı karışım oluşturma ve ateşleme yöntemleri farklı yanma kanununa göre gerçekleşmekte.

4.2.3. Motorlarda Yanma Hızı Denklemi

Yanma reaksiyonunun hızız reaktantların konsantrasyonuna bağlıdır. Kimyasal dönüşümler esnasında reaktantların konsantrasyonu azaldığı için, reaksiyon hızı yanma olayının başlangıcında maksimuma ulaşmaktadır. Yakıtın yanması zincirleme reaksiyonlarıyla gerçekleşmektedir. Isının açığa çıkış hızı ise o anda gerçekleşen kimyasal dönüşümlerin toplam sayısına bağlıdır.

Motorlardaki zincirleme reaksiyonları karışık koşullar altında gerçekleşmekte.yakıt homojen bir yapıya sahip olmadan, farklı oranda olan çeşitli hidrokarbonlar içermekte. Yanma esnasında basınç, hacim ve sıcaklık değişmekte. Yanma olayını yanma odasındaki hava hareketleri çok etkilemekte. Yüksek sıcaklıklar nedeniyle disosiyasyon ve kataliz olayları gerçekleşmekte. Bütün bu olaylar zorluk yaratıp, yanma olayının matematik denklemlerle ifade edilemeyeceği izlenimi bırakabilir. Zincirleme kimyasal reaksiyonlar hakkındaki modern bilgileri ele alarak, kimyasal reaksiyon hızı denklemlerini yazabiliriz.

Kimyasal reaksiyonun akışı aktif merkezlere bağlıdır. Aktif merkez-yakıtla reaksiyona girecek olan, serbest atom ve radikallerin birikimidir. Reaksiyon başlaması için aktif merkezler belli bir yoğunluğa sahip olması lazım (bu merkezler sıcaklık yada elektrik kıvılcım tarafından yaratılmakta). Reaksiyon hızı anlık aktif merkezler sayısına bağlıdır. Yanma başlangıcında reaksiyon hızı çok yüksek, reaktantların miktarı azalınca, hız düşmektedir.

4.2.4. Motorda Yanma Hızının Yarı Ampirik Vibe Denklemi

[4] kaynağından yararlanarak yanma hızının yarı ampirik Vibe denklemini elde edebiliriz.

$$X = F(t), \tag{4.1}$$

yanmış yakıt oranını gösteren karakteristik yakıt yanma denklemidir. Reaktantların molekül sayısının zamanla değişimine, aktif (efektif) merkezlerin sayısına, yada efektif merkezlerin yoğunluğuna bağlı olan denklemlerin entegralini alıp işlemler yaptıktan sonra yakıt yanma oranı denklemini elde ederiz:

$$x = 1 - e^{-\int_0^t n\rho dt} \tag{4.2}$$

Burada ρ- efektif merkezlerin bağıl yoğunluğu (anlık),

n- katsayı,

t-yanma zamanı.

Bu denklem kompleks fonksiyon olarak yazılmıştır:

$$X = \Phi[f(t)] \tag{4.3}$$

n değerini const olarak alırsak denklemi bu şekilde yazabiliriz:

$$x = 1 - e^{-n\int_0^t \rho dt} \tag{4.4}$$

Yukarıdaki fonksiyonu ise bu şekilde yazabiliriz:

$$f(t) = n\int_o^t \rho dt \tag{4.5}$$

Denklem (4.5)'i pratikte çözemeyiz, çünkü efektif merkezlerin bağıl yoğunluğu ρ zamana bağlı olarak bulunmamıştır. ρ ise birçok fiziksel ve kimyasal faktörlere bağlıdır (reaksiyon zincirlerinin etkileşimine, sıcaklığa, basınca, ısı iletimine, hava hareketlerine vs.)

Yanma hızı ifadesini yazabilmek için, ρ' nun zamana bağlı ifadesi:

$$\rho = kt^m \tag{4.6}$$

m – yanma esnasında efektif merkezlerin yoğunluğunun zamanla değişimini gösteren parametre. Bunun adı yanma karakteri göstergesi, bu tez çalışmasında Vibe katsayısı olarak adlandırılmakta,

k – orantı katsayısı.

Birtakım işlemlerden sonra yakıt yanma denklemi elde ediyoruz:

$$x = 1 - e^{-\frac{K}{m+1}t^{m+1}} \tag{4.7}$$

Burada K = nk

Bağıl yanma hızı için:

$$\omega = Kt^m e^{-\frac{K}{m+1}t^{m+1}} \tag{4.8}$$

Bu denklemleri pratikte uygulanabilecek hale getirmeden önce yanma olayı süresi tanımı yapmalıyız. Denklem (4.7)'den gördüğümüz gibi yanma hızının 0' a ulaşması için, yani maddenin tümünün değişime uğrayabilmesi (x=1), ancak zamanın $t=\infty$ olması lazım. Yani teorik reaksiyon tamamlanma zamanı sonsuza eşittir. Vibe'ye göre reaktantların yaklaşık tümü bitmişse (yani binde dokuz yüz doksan dokuzu), reaksiyonun bittiği varsayılmaktadır.

Yanma olayı süresini t_z, reaksiyon sonuna doğru yanan yakıt miktarını ise x_z olarak gösterelim.

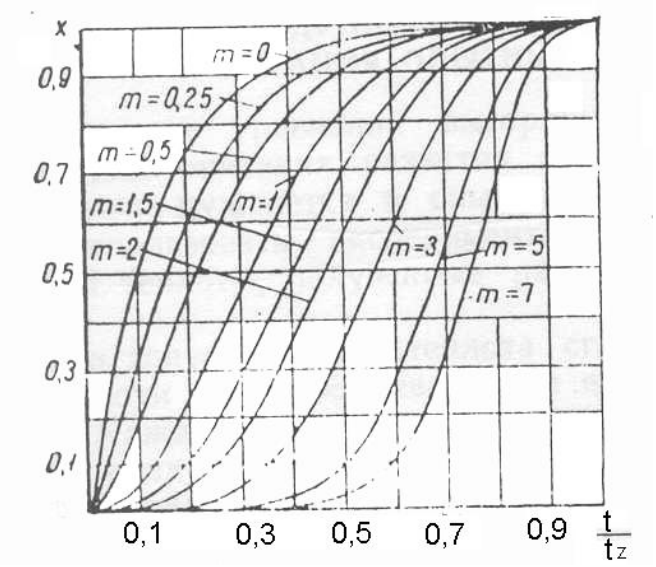
Matematik işlemlerden sonra yakıt yanma denklemi aşağıdaki hali almaktadır:

$$x = 1 - e^{C(\frac{t}{t_z})^{m+1}} \qquad (4.9)$$

x_z=0.999 kabul ettikten sonra C' yi hesaplıyoruz, ve denklem (4.9) aşağıdaki son halini almakta:

$$x = 1 - e^{-6.908(\frac{t}{t_z})^{m+1}} \qquad (4.10)$$

Bu denklem Vibe denklemi olarak yanma eğrisinin zamana göre değişimini vermekte. Şekil 4.6'da farklı yanma karakterleri içinçizilmiş olan yanma eğrileri gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Farklı m' ler için çizilmiş olan yanan yakıt oranı x' in bağıl zaman t/t_z' e göre değişimleri

4.2.5. Yanma Hızı Denkleminin Parametrelerinin Analizi

Vibe katsayısı m ve yanma süresi t_z bilinince zamana bağlı yanma denklemini yazabiliriz. m parametresinin fiziksel anlamı: bu parametre, yanma hızı maksimuma ulaşmışken, yada yanma ivmesi sıfır iken bağıl zaman t_m/t_z değerini belirlemekte. m artınca bu zamana artmakta. Burada t_m yanma hızının max ulaştığı zaman.

m değeri aynı şekilde yarı yanma zamanını da belirlemekte. Vibe fonksiyonu denkleminde gördüğümüz gibi, m değeri yakıt oranı x_m' yi de etkilemekte.

Genelleme yaparsak: bağıl max yanma hızı zamanı t_m/t_z, bağıl yarı yanma zamanı $t_{1/2}/t_{z,}$, yanma hızız max' a ulaşana kadar yanmış olan yakıt oranı x_m ve en büyük bağıl yanma hızı w_{0max}. Bu m parametresi reaksiyon mekanizmasının kinematik tarafını açıklamakta.

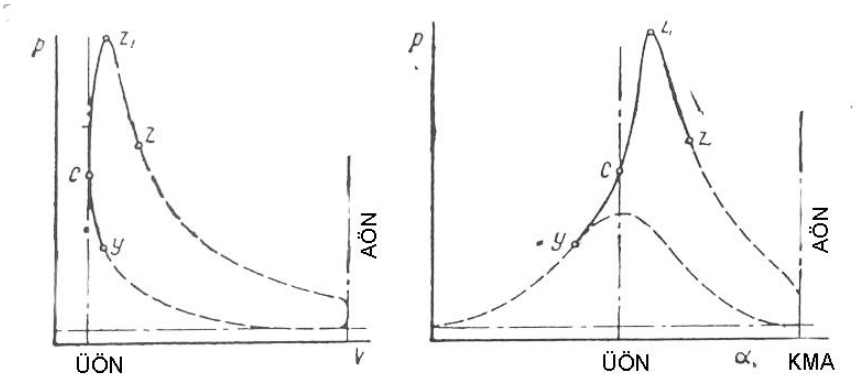
- Direkt püskürtmeli dizel ve gaz jeneratörlü motorlar için m=0...0.7 değerleri arasındadır. Benzinli motorlar için ise m=2...3 arasındadır.
- Ön yanama odalı dizellerde ise m=1...1.5 arası değişir.
- Bu m değerine bağlı olarak dizellerde, ateşlenmeden hemen sonra hız ani yükselmektedir, ve t_m/t_z = 0...0.2 değerlere ulaştığında bu yanma hızı max değere ulaşmaktadır. Yakıtın yarısı ise, toplam yanma zamanının onda birine eşit süre içerisinde yanmaktadır.
- Benzinli motorlar için yanma hızı önce yavaş artıyor, sonra hızlanıp, t_m/t_z = 0.55...0.65' te maksimuma ulaşmaktadır. Bu zamana kadar yakıtın yarısı yanmakta.
- Dizeller benzinlilere nazaran daha sert çalışmakta, bu m parametresine bağlıdır. Düşük m değerleri, başlangıçta yanma olayının fırtına şeklinde artmasına sebep olmakta. Bu m değeri yanma olayının akış kalitesini göstermekte.
- t_z önemi de çok yüksektir. Bu değer reaksiyon süresi ve ortalama hızı hakkında bilgi vermektedir. t_z değerini, ortalama reaksiyon hızını karakterize eden fizksel ve kimyasal sabit olarak değerlendirebiliriz. Bu t_z sabitine göre, reaksiyon bitmesi için geren zamanı belirleyebiliriz.
- Dizeller için t_z=0.006...0.048 saniyedir

- Benzin motorları için t_z=0.005...0.016 s.
- Dizellerde benzinlilere nazaran, ortalama yanma hızı değeri daha düşüktür.

t_z için reaksiyonun kantatif kinetik sabiti denmekte. t_z yanma olayının fiziksel ve kimyasal özelliklerine bağlıdır (sıkıştırma oranı,dönme sayısı, yük, yakıt türü, hava fazlalık katsayısı, püskürtme avansı, yanma odası şekli, karışım oluşturma şekli, hava hareketleri, vs.).

4.2.6. Yanma Hızını ve Püskürtme Avansını Hesaba Katarak Motorun İş Çevriminin Hesabı

İş çevriminin hesabını yaparken püskürtme avansı ve yanma hızını hesaba katmak gerekmektedir. Silindirdeki, hacim değişimine yada krank mili açısı değişimine bağlı olan, basınç değişimleri termodinamik ve kimyasal kinetik kanunlarıyla belirlenmektedir.



Şekil 4.7. p-V ve p-α diyagramlarındaki tipik yanma eğrileri

Şekil 4.7'de, p-V ve p-α indikatör diyagramlarında elde edilen, tipik ycz$_1$z yanma eğrisi gösterilmiştir. y noktasında yakıt ateşlenmektedir, z noktasında yanma olayı bitmekte. yc aralığında hacim azalması ve yanma başlamasından dolayı gaz basıncı artmakta, ilk neden fiziksel ve ikinci neden kimyasaldır. cz$_1$z aralığında aynı faktörler rol oynamakta, üstelik cz$_1$'de yanma hızının yüksek ve hacim artış hızının düşük olduğu için, yanma daha ağır basmaktadır ve gaz basıncı artmaktadır. z$_1$z aralığında, yanma hızının düşüşü ve hacim artış hızı büyüyünce, fiziksel faktör ağır basmakta ve gaz basıncı azalmaktadır. Maksimum gaz basıncı noktası z$_1$, bu iki

faktör etkisinin ani eşitliğini yansıtmakta; ne kadar yanma hızı gaz basıncını arttırmaya çalıştıysa, o kadar hacim artış hızı onu azaltmaya çalışmakta.

Yanma esnasında, iş gazı ve silindir cidarları arasında ısı iletimi ve yanma ürünlerinin disosiyasyonu gerçekleşmekte ki, bunlar da yanma eğrisi yz'i etkilemekte. Ama deneyimlere göre yz eğrisini yanma hızız ve hacim değişiminin ani değerleri etkilemektedir. Bundan dolayı yanma eğrisinin hesabını yaparken ilk olarak termodinamik ve kimyasal kinetiğin kanunlarını göz önünde tutmak lazım. Önem derecesi açısından ikinci olan, ısı iletimi ve disosiyasyonun yanma eğrisine etkisi düzeltme katsayılarıyla hesaba katılabilir.

Vibe tarafından hesaplanan yanma hızı denklemleri aşağıdaki hesapta kullanılmaktadır. Bu yanma hesabı püskürtme avansını, yanma olayının ortalama hızını ve zaman içerisindeki değişimini de hesaba katmakta.

4.2.7. Yanma Olayının Hesabı

Yanma hesabı sonucu olarak gaz basıncı ve sıcaklığı için anlık değerlerin bulunması lazım. Bu hesap püskürtme avansı, yanma karakteri ve ortalama hızı değerlerini kullanarak yapılması lazım. Bu metotla gerçek çevrim değerlerine çok yakın olan basınç, sıcaklık değerlerini ve onlara tekabül eden krank mili açılarını tespit edebiliriz. Aynı zamanda maksimum basınç artış hızını ve gaz tarafından yapılan işi de bulabiliriz. Bu hesapla reel şartlara yakın derecede, genişleme esnasındaki basınç ve sıcaklıklar, ortalama indikatör basınç, indikatör verim gibi parametreler de bulunmakta.

p=f(V) ve T=f(V) eğrilerinin gerçek değerleri yansıtmaları için hesap esnasında termodinamik kanunlarını ısı iletimi kanunları ile bağlamamız lazım.

4.2.8. Basınç Artış Hızı Tespiti

Krank biyel mekanizmasına etkiyen yükler dinamik karaktere sahiptir ve periyodik olarak onların değeri ve yönü değişmekte. Bu motor parçalarında yüksek gerilimler yaratmaktadır. Yükün dinamiklik derecesi büyük oranda gaz basıncı artışına bağlıdır. Dolayısıyla basınç artış hızı çok önemli bir parametredir.

4.2.9. Püskürme Zamanını Değiştirerek Dizel İş Çevriminin Hesabı

Püskürtme avansı θ'nın hesaba katılması hesaplanan çevrimi gerçek çevrime ve hesaplanan diyagramı indikatör diyagramına oldukça yaklaştırmaktır. Pratikte birkaç θ değeri için hesap yapılmakta. Böylece optimum θ değeri seçilebilmekte.

Farklı püskürtme avansları θ için, yanma süresi α_z ve Vibe katsayısı m değerleri sabit tutularak yapılmakta. Bunun nedenini açıklayalım. Dizelde α_z değeri iş gazının türbülans olayına, türbülans ise dönme sayısına bağlıdır. Hesabın belli bir hız rejimi için yapıldığından dolayı, ayrıca, ateşleme anının 20-30^o kadar kaydığında, hava hareketlerinin basılması pek gerçekleşmediğinden dolayı, α_z'in değişmediğini varsaymak mantıklıdır. m ise öncelikle karışım oluşturma metoduna bağlıdır, dolayısıyla m'nin değişmesi θ'yı etkilememekte.

4.2.10. Vibe Katsayısının İş Çevirimine Etkisi

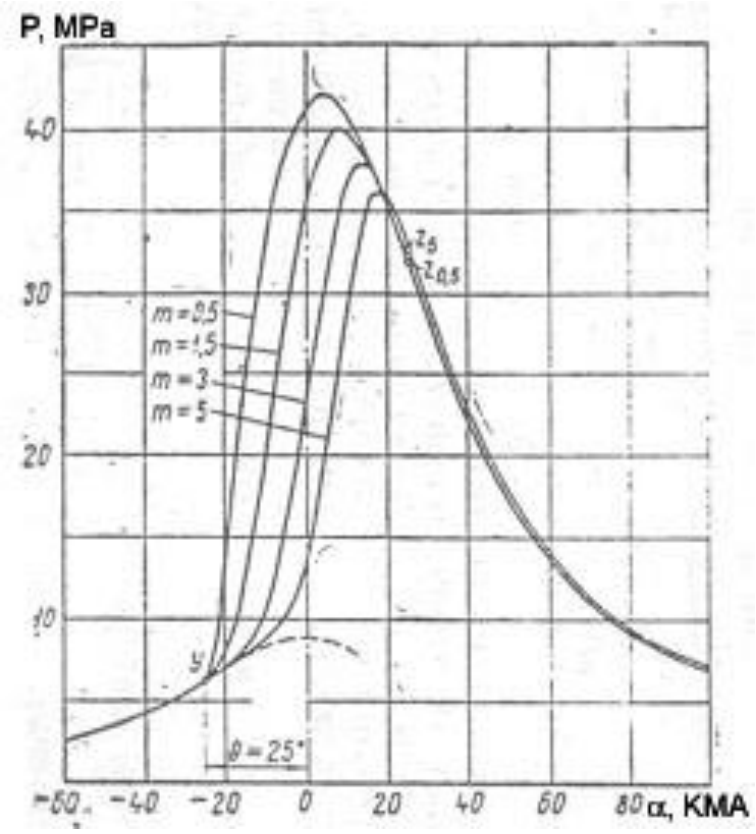
m parametresi yanma olayının zaman içerisinde değişimini etkilemektedir. Bu parametre t_m/t_z zamanının değerini belirlemektedir. İşte bu zaman içerisinde yanma hızı maksimum değerine ulaşmaktadır. Burada t_z yanma olayı süresi, t_m yanma hızının max değerine ulaştığı zaman.

Ayrıca m parametresi, $t_{1/2}/t_z$ bağıl yanma zamanı değerini, x_m –yanma hızının maksimuma ulaşmasına kadar yanmış olan yakıt miktarını ve w_{max} – en yüksek bağıl yanma hızını belirlemektedir.

Yanma karakterinin parametrelerinin iş çevriminin göstergelerine etkisini belirlemek amacıyla Vibe katsayısı m = 0.5 ve 5 değerleri için yedi çevirim hesaplanmıştır [4].

Bu şekilden gördüğümüz gibi yanma karakterinin m göstergesi yanma eğrisi yz'i etkilemektedir. "Görünen" yanma çizgileri birbirinden belli bir mesafe uzaklığında kalmaktadır ve bu mesafeler birbirine eşit olmaktadır. Vibe katsayısının artmasıyla p_{max} azalmaktadır.

Basıncın gelişmesindeki α_z yanmasından kaynaklanan gecikmesinden kaynaklanan gecikme peryodunun direk m ye bağlı olduğunu bu diyagramda görüyoruz. m = 0.5 olduğunda bu gecikme hiç olmamakta, m = 1.5 değerine eşit olduğundan gecikme yaklaşık 2^o dir ve m nin artmasıyla bu gecikme artmakta olup m = 5 iken, 10^o ye kadar çıkmaktadır.



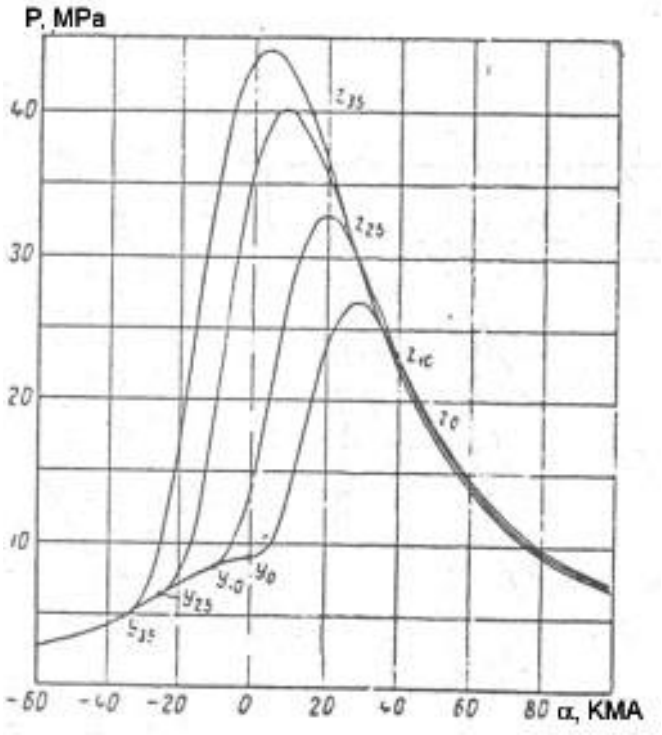
Şekil 4.8. İş çevrimi diyagramları (m=0.5; 1.5; 3; 5 ve $\alpha_z = 50^o$; $\theta = 25^o$ KMA)

Şekil 4.8'de m = 0.5, 1.5, 3, 5 değerleri için değişmeyen $\alpha_z = 50^o$ ve $\theta = 25^o$ krank mili açılarına göre 4 çevirim diyagramı verilmektedir.

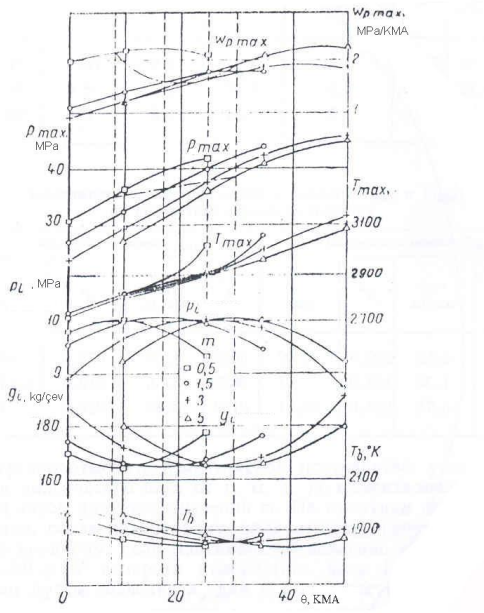
m değerinin artmasıyla w_{pmax} – basınç artma hızının maksimum değerini, T_{max} – gaz sıcaklığının maksimum değerinin ve α_T - α_p – maksimum kaymalarının yaklaşık olarak değişmediğini görmekteyiz.

Şekil 4.9'da m = 1.5 iken, krank mili açısı hep aynı $\alpha_z = 50^o$ olup, tutuşma avanslarının farklı değerleri aldığı çevrim diyagramı gösterilmiştir.

Şekil 4.10'da m= 0.5; 1.5; 3; ve 5 iken, krank mili açısı hep aynı 50^o olup, tutuşma avansına göre iş çevriminin önemli göstergelerinin değişimi verilmiştir.



Şekil 4.9. İş çevrimi diyagramları (m=1.5; α_z = 50^o iken püskürtme avansları değişmekte)



Şekil 4.1 ürtme avansı θ değişirken iş çevriminin temel göstergelerinin değişimi.

p_{iteor} ve ξ_{iteor} eğrilerinin analizi, m değerinin artmasıyla püskürtme avansı θ' nın optimum değerlerinin artmasını göstermektedir:

m	0.5	1.5	3	5
θ	8	17	25	30

Püskürtme avansları optimum iken p_{iteor} ve ξ_{iteor} değerlerini karşılaştırarak, onların yaklaşık eşit olduklarını görürüz. Buradan çok önemli bir sonuç çıkmaktadır: ortalama yanma hızının değişmediği sürece, yanma karakterinin değişmesi, ortalama indikatör basıncının optimum değerini ve indikatör özgül yakıt sarfiyatını (indike verim) etkilememektedir [4].

BÖLÜM 5. VİBE FONKSİYONU KULLANILARAK DİZEL MOTORUNUN SİLİNDİR İÇİ PARAMETRELERİNİN (SIKIŞTIRMA, YANMA VE GENİŞLEME PROSESLERİNİN) VE GÜRÜLTÜ ŞİDDETİNİN ''EXCEL'' PROGRAMINDA HESABI

Hesap esnasında Ford-OTOSAN üretimi olan Dovertech 500 motoru verileri kullanılmıştır.

5.1. Motorun Teknik Parametreleri

1. Efektif güç N_e=136 kW,
2. Slindir çapı D=105 mm ve piston stroku S=115 mm;
3. Nominal devir sayısı n=2400 dak^{-1};
4. Kullanılacak yakıt -Standart dizel yakıtı;
5. Sıkıştırma oranı ε=18.05;
6. Hava fazlalık katsayısı (HFK) λ=1.8;
7. Volümetrik verim η_v=0.85;
8. Silindir sayısı í=6;
9. Aşırı doldurma basınç oranı $\pi = p_k/p_o$=1.8;
10. Piston ortalama hızı w_p=Sn/30=9.2 m/s;
11. Havanın mol kütlesi m_h =28.97 kg/kmol;
12. Havanın gaz sabiti R_h =287 J/kg;
13. Normal atmosfer basıncı p_o= 0.1 Mpa;
14. Doldurucu sonrası hava basıncı p_k =0.18 Mpa;
15. Normal atmosfer sıcaklığı T_o = 293 K;

16. Sıkıştırma süreci politrop üssü $n_1 = 1.37$;

17. Genişleme süreci politrop üssü $n_2 = 1.26$;

18. Emme sübabında ortalama hız w = 70 m/s.

5.2. Hesaplanan Parametreler

5.2.1. Yakıt

Motorun termodinamik hesabını kolaylaştırmak için yakıt-hava karışımında yakıt 1 kg olarak kabul edilir. Motor yakıtları değişik hidrokarbon karışımlarından ibarettir ve element bileşimleri ile gösterilirler. Sıvı yakıt için:

$$C + H + O = 1 \text{ kg} \qquad (5.1)$$

Burada C, H ve O – sırasıyla karbon, hidrojen ve oksijenin 1 kg yakıttaki kütlesel kesirleridir.

Tablo 5.1'de otomobil ve traktörlerde kullanılan yakıtların moleküler kütlesi m_y, alt ısıl değeri H_u ve kütlesel kesirleri verilmiştir.

Tablo 5.1. Motor yakıt parametreleri

	Mol kütlesi	H_u	Kütlesel kesir		
Yakıt	kg/kmol	kJ/kg	C	H	O
Dizel	180÷200 (190)	42440	0 0,870	0,126	0,004

5.2.2. İş Gazı

Emme ve sıkıştırma süreçlerinde iş gazları olarak silindirde yakıt-hava karışımı (benzin motorlarında) veya sadece hava (dizel motorlarında); yanma, genişleme ve egzoz süreçlerinde ise yanma ürün bileşimleri kullanılmaktadır.

Emme süresinde silindire giren hava miktarı:

1 kg yakıtın tam yanması için gerekli teorik hava miktarı kütlesel ve hacimsel olarak aşağıdaki formüllerle hesaplanır:

$$\lambda_o = \frac{1}{0.23}\left(\frac{8}{3}C + 8H - O\right) \text{ kg hava/kg yakıt} \qquad (5.2.)$$

$$L_o = \frac{1}{0{,}208}(C/12 + H/4 - O/32) \text{ kmol hava/kg yakıt} \qquad (5.3.)$$

veya

$$\lambda_o = \mu_{hava} L_o, \qquad (5.4.)$$

Burada μ_{hava} = 28,96 kg/kmol – 1 kmol havanın kütlesi (veya molekül kütlesi).

Hava fazlalık katsayısı ($\lambda = L/L_o$) belli ise yakıt-hava karışımındaki gerçek hava miktarı:

$$\lambda = \lambda \cdot \lambda_o \text{ kg hava/kg karışım} = \lambda \cdot L_o \text{ kmol hava/kg karışım.} \qquad (5.5.)$$

Taze dolgu sadece havadan oluştuğu için kütlesel (m_1) ve hacimsel (mol-M_1) miktarı

$$m_1 = \lambda = \lambda \cdot \lambda_o \text{ kg/1kg yakıt} \qquad (5.6.)$$

$$M_1 = L = \lambda \cdot L_o \text{ kmol/1kg yakıt} \qquad (5.7.)$$

Termodinamik hesaplarda gazlar kural olarak, kütlesel değil, hacimsel (mol) miktarı ile gösterilirler.

Bu bağlamda, bundan sonraki formüllerde gaz miktarları mol olarak gösterileceklerdir.

Taze dolgu M_1 ve artık gazlardan M_r (egzoz sürecinde atılamayan yanma ürünleri) oluşan iş karışımı miktarı:

$$M_a = M_1 + M_r \text{ kmol/1kg yakıt} \qquad (5.8.)$$

Artık gazların miktarı artık gazlar katsayısı $\gamma_r = M_r/M_1$ ile hesaplanır (bu katsayı aşağıda verilmiş (19) formülü ile hesaplanacaktır):

$$M_a = M_1 + \gamma_r M_1 = M_1(1 + \gamma_r) \text{ kmol/1kg} \qquad (5.9.)$$

5.2.3. Yanma ürün bileşimleri miktarı.

Stokyometrik yakıt-hava karışımının (λ = 1) tam yanma ürünleri: karbon dioksit CO_2, su buharı H_2O ve azot N_2 bileşenleridir. Dizellerde fakir yakıt-hava karışımı (λ > 1) kullanıldığından dolayı yukarıda sıralanan bileşenlerin yanı sıra artık oksijen O_2 de vardır. Buna göre sıvı yakıtın yanma ürün miktarı, λ ≥ 1 iken:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = C/12 + H/2 + (\lambda - 0{,}208)L_o \text{ kmol/kg ykt} \quad (5.10)$$

veya

Yanma sırasında bağıl hacim değişimi, yanma ürünleri mol miktarının yakıt-hava karışım mol miktarı oranına eşit olan, yakıt-hava karışımının kimyasal moleküler değişim oranı μ_o büyüklüğü ile tanımlanır:

$$\mu_o = M_2 / M_1 . \quad (5.11)$$

$$\mu_o = 1 + \frac{H/4 + O/32 - 1/m_y}{\lambda L_o + 1/m_y} \quad (5.12)$$

formülleri ile hesaplanır.

İş karışımının ($M_a = M_1 + M_r$) gerçek moleküler değişim katsayısı μ

$$\mu = (M_2 + M_r)/(M_1 + M_r) \quad (5.13)$$

veya

$$\mu = (\mu_o + \gamma_r)/(1 + \gamma_r) \quad (5.14)$$

şeklinde hesaplanır ve aşağıda gösterilen sınırlar arasında değişmektedir:

μ = 1,01÷1,05.

5.2.4. Çevre ve Artık Gaz Parametreleri

Aşırı doldurma olmadığında normal atmosfer basınç ve sıcaklığı çevre parametreleri olarak kabul edilirler:

p_o= 0,1 MPa; T_o = 293 K

Aşırı doldurmada doldurucu çıkışındaki hava basıncı aşağıdaki sınırlar arasında kabul edilir:

Normal basınçlı aşırı doldurma $p_k \le 1{,}5p_o$

Orta basınçlı aşırı doldurma $p_k = (1{,}5 \div 2{,}5)p_o$

Yüksek basınçlı aşırı doldurma (hiperbar) $p_k \ge 2{,}5p_o$

DVER-500 motorunda $p_k/p_o=1.8$ kabul edilmiştir

Doldurucu çıkışındaki hava sıcaklığı aşağıdaki politropik denklem ile hesaplanır

$$T_k = T_o(p_k / p_o)^{(n_k-1)/n_k} \qquad (5.15)$$

burada $n_k = 1{,}5 \div 2{,}0$ doldurucu sıkıştırma politrop üssüdür.

Taze dolgu (hava) yoğunluğu

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 /(287 \cdot T_k)\ \text{kg/m}^3 \qquad (5.16)$$

formülleri ile hesaplanır.

Artık gaz parametreleri (p_r, T_r) ya benzer-prototip motor bilgilerinden kabul edilir, ya da aşağıdaki ampirik formülden hesaplanır:

$$T_r = 1302 - 403{,}5\lambda + 0{,}037n - 7{,}38\varepsilon\ ,\ \text{K} \qquad (5.17)$$

Aşırı doldurma olduğunda dizel motorlarında artık gaz basıncı

$p_r = (0{,}75 \div 0{,}98)p_k$ MPa

Sıcaklıklar

dizel motorlarında $T_r = 600 \div 900$ K sınırları arasında olmaktadır.

5.2.5. Emme Süreç Sonu Parametreleri

Emme süreci sonu iş gazı (hava) basıncı (p_a, MPa) aşağıdaki formül ile hesaplanır (η_v değeri belli ise):

aşırı doldurma olduğunda

$$p_a = \left[(T_k + \Delta T)(\varepsilon - 1)p_k\eta_v + p_r T_k\right] / \varepsilon T_k \qquad (5.18)$$

burada ΔT taze dolgunun emme süresince motorun sıcak çeperlerinden aldığı ek sıcaklıktır.

Dizel motorlarında aşırı doldurma olmadığında ΔT = 10÷40 K, aşırı doldurma olduğunda ise

ΔT = (-5)÷10 K sınırları arasında kabul edilir.

Artık gazlar katsayısı aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$\gamma_r = p_r (T_o + \Delta T) / T_r (\varepsilon p_a - p_r) . \quad (5.19)$$

Emme sonu iş gazı sıcaklığı T_a, K:

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) \quad (5.20)$$

formülleri ile hesaplanır.

5.2.6. Sıkıştırma Süreci Parametreleri

Sıkıştırma politrop üssü sabit (n_1 = const) kabul edilirse:

$$\begin{aligned} p_a V_a^{n_1} &= p_x V_x^{n_1} = p_c V_c^{n_1} \\ T_a V_a^{n_1 - 1} &= T_x V_x^{n_1 - 1} = T_c V_c^{n_1 - 1} \end{aligned} \quad (5.21)$$

politropik bağıntılar yazılabilir.

Bu denklemlerden yararlanılarak sıkıştırma sonu basınç (p_c) ve sıcaklık (T_c) değerleri aşağıdaki formüllerden hesaplanır:

$$p_c = p_a (Va/V_x)^{n1} \quad (5.22)$$

$$T_c = T_a (Va/V_x)^{n1-1} \quad (5.23)$$

Burada $V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_h$, silindir tam hacmi; (5.24)

$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$, strok hacmi, (5.25)

$V_c = V_a - V_h$, ölü hacim. (5.26)

Sıkıştırma politrop üssü adyabat üssüne bağlı olarak aşağıdaki sınırlar arasında değişir:

dizel motorlarında $n_1 = (k_1 + 0{,}02) \div (k_1 - 0{,}02)$.

Adyabatik üs aşağıdaki formülden hesaplanır:

$$k_1 = mc_p / mc_v = 1 + 8{,}315/(mc_v)_{t_o}^{t_c}, \quad (5.27)$$

burada $(mc_v)_{t_o}^{t_c}$, kJ/kmol·deg yakıt-hava karışımı veya havanın ortalama mol özgül ısısıdır ve aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = 20{,}6 + 0{,}002638(T_c - 273) \quad (5.28)$$

5.2.7. Silindir İçi Parametrelerin Hesabı

Silindir içi basınç p ve ortalama sıcaklık T' yanma başlayan andan sonra Vibe fonksiyonu kullanarak hesaplanmalıdır. Bu amaçla aşağıdaki denklemler kullanılacaktır:

Vibe fonksiyonu

$$x = 1 - \exp\left[-6{,}908(\alpha / \alpha_z)^{m+1}\right] \quad (5.29)$$

Termodinamiğin 1. kanunu

$$dU = dQ_H - pdV \quad (5.30)$$

İdeal gaz denklemi

$$p \cdot V = R \cdot M \cdot T \quad (5.31)$$

Piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişimi denklemi:

$$V_x = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} + F_p S_x = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} + \frac{\pi D^2}{4}\frac{S}{2}\left[(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda_b}{4}(1 - \cos 2\alpha)\right] \quad (5.32)$$

Bu denklemlerde:

m- Yanma süresi için üs (Dover-500 dizel motoru için m=0,5 kabul etmek olur);

α_z : Krank mili açısı (KMA) olarak yanma süresidir (hesapta α_z=50 ^{o} KMA kabul edilmiştir);

U : Gazların iç enerjisi, kJ/kg yakıt;

Q_H : Yanma ile açığa çıkan ısı, kJ/kg yakıt;

$F_p = \pi D^2/4$ = 0.0086546: Piston alanı, m^2;

$\omega = \pi n/30 = 251.2$: Krank milinin dönme hızı, 1/s (n:dönme sayısı d/d) ;

$\lambda_s = l_s/r = ¼ = 0.25$: Biyel eğikliğidir (biyel boyu/krank yarı çapı).

Yanma ile açığa çıkan ısı

$$dQ_H = \xi z \cdot \mathrm{H}_u \cdot g_c \cdot dx \qquad (5.33)$$

ile hesaplanır.

Burada:

ξ_z : Yanma ürünlerinin disosasyon ve ısı transferine bağlı ısı kayıp katsayısı (hesapta ξ_z=0.78);

g_c : Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı, kg/çevrim

$$g_c = \frac{\eta_v \rho_k V_h}{\lambda l_o} = 54*10^{-6} \text{ kg/çev;} \qquad (5.34)$$

x : Vibe fonksiyonu ile hesaplanan göreceli yanan yakıt miktarı, (yanma kanunu). Yanma başlangıcında x=0, yanma sonunda x=0.999.

Denklem (5.30), hesaplama adımı dα≤0,5 ˚KMA alınarak, sayısal yöntemlerle çözülürse supapların kapalı olması durumunda silindir içindeki ortalama basınç ve sıcaklık aşağıdaki formüllerle hesaplanabilir;

$$dT = \frac{dU}{\left(mC_v\right)_{t_0}^{t_i} \cdot M} \qquad (5.35)$$

$$p = \frac{R_m MT}{V} \qquad (5.36)$$

$M=M_a[1+(\mu-1)]$: İş gazının miktarı, kmol/kg yakıt;

$(mC_v)_{t0}^{ti} = 24 + 0{,}00183(T-273)$: İş gazının (yanma ürünlerin) molekül özgül ısısı, kJ/kmol˚C.

Yanma zamanı basınç artış gradyeni aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$dp/d\alpha=(p_{j+1} - p_j)/\delta\alpha \quad \text{MPa/ 1 º KMA} \qquad (5.32)$$

Yanma gürültüsü (bak: Şekil 3.16), dB olarak:

$$G = 0.8473(dp/d\alpha)_{max} + 87.104 \qquad (5.38)$$

Burada $(dp/d\alpha)_{max}$ –basınç artış gradyanının maksimum değeridir [11,12,13,14,15,16,17].

5.3. Motor Parametrelerinin (Efektif ve İndike) Hesaplanması

Yukarıda yapılan hesap sonuçlarından yararlanarak motorun indike ve efektif parametreleri hesaplanır. bu parametrelerin üzerindeki püskürtme avansı θ'ya ve yanma karakteri m'ye farklı değerler vererek, bu değerlerin motor parametreleri üzerindeki etkisi incelenir.

Bu hesaplar esnasında yanma süresi α_z = 50°KMA olarak sabit tutulur. Motor parametrelerini incelerken önce hesaplanmış olan basınç ve basınç artış oranlarının maksimum değerleri alınır.

Motor parametreleri:

- Ortalama indike basınç, MPa

$$Pi = \frac{Q_w}{V_h 1000} - \frac{P_r}{P_a} \tag{5.39}$$

- Ortalama efektif basınç, Mpa

$$p_e = p_i + p_m \tag{5.40}$$

- Mekanik ve pompalama kayıpların ortalama basıncı, MPa

$$P_m = 0.089 + 0.0118S\frac{n}{30} \tag{5.41}$$

- İndike güç, kW

$$N_i = \frac{p_i V_h ni}{120 * 1000} \tag{5.42}$$

Beygir gücü olarak :

N_i*1.36 [BG]

- Efektif güç, kW

$$N_e = \frac{p_e V_h in 1000}{120} \tag{5.43}$$

Beygir gücü olarak :

N_e*1.36 [BG]

- Efektif moment, Nm

$$M_e = \frac{9554\, N_e}{n} \tag{5.44}$$

- İndike verim

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \lambda}{H_u \rho_k \eta_v 1000} \tag{5.45}$$

- Mekanik verim

$$\eta_m = p_e/p_i \tag{5.46}$$

- Efektif verim

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \tag{5.47}$$

- İndike özgül yakıt tüketimi, g/kWh

$$b_i = \frac{3.6*10^6}{H_u \eta_i} \tag{5.48}$$

- Efektif özgül yakıt tüketimi, g/kWh

$$b_e = \frac{3600*1000}{H_u \eta_e} \tag{5.49}$$

Beygir gücünde:

b_e *1.36 = [g/BGh]

- Saatteki yakıt tüketimi, kg/h

$$G_{ykt} = N_i b_i/1000 \tag{5.50}$$

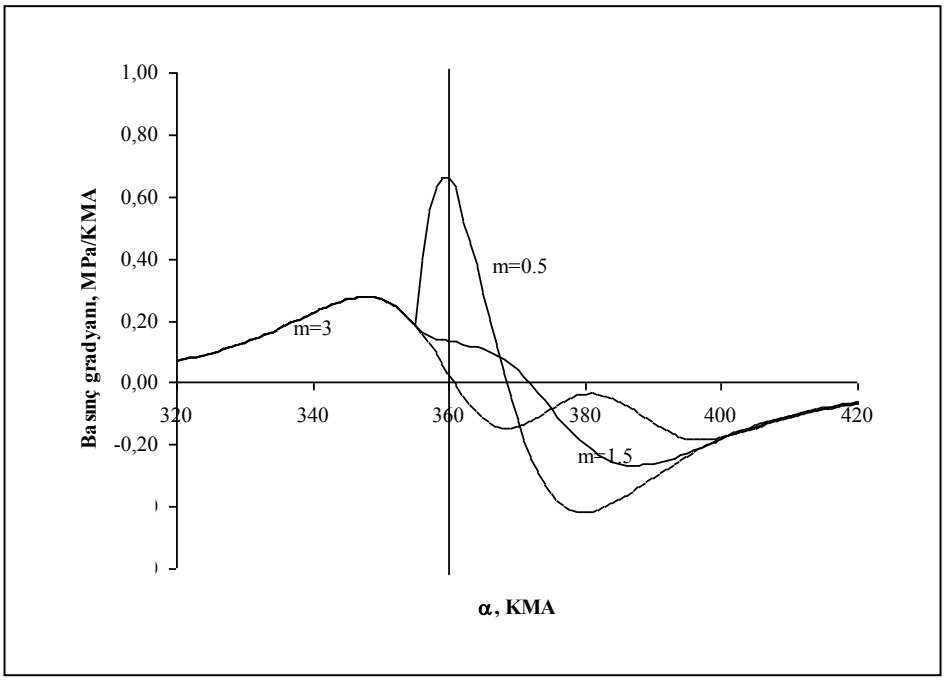
Bu formüllerin sonuçlarını kullanarak Bölüm 6'da üç çeşitli grafikte yanma karakteri ve püskürtme avansı değişimine bağlı olarak basınç ve yanma eğrileri verilmiştir. Ayrıca her üç durum için Excelde çizilmiş olan basınç artış granyanlarının grafikleri verilmiştir.

BÖLÜM 6. MOTORLARIN ÇEŞİTLİ ÇALIŞMA REJİMLERİNDE YANMA HIZININ (BASINÇ GRADYANININ) GÜRÜLTÜ EMİSYONUNA ETKİSİ

Bölüm 5'te yapılan hesaplamalardan yararlanarak motorun çeşitli çalışma rejimlerinde m karakterini ve θ parametrelerini değiştirerek basınç, yanma kanunu ve basınç gradyanı eğrileri çizilmiş ve gürültü hesaplanmıştır. Motordaki yanmadan kaynaklanana gürültü yanma hızına, dolayısıyla basınç gradyanına bağlı olduğu için bu parametre çok önemlidir. Basınç gradyanı silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi olarak alınmıştır. Ve motorda her ele alınan durumdaki maksimum basınç gradyanına göre gürültü değeri hesaplanmıştır.

Şekil 6.1.'defarklı yanma kanunu kullanıldığında (m=0.5; 1.5; 3.0-sırasıyla aşırı, orta ve düşük hızlı yanma) basınç gradyanının KMA'ya göre değişime grafikleri gösterilmiştir. Burada gördüğümüz gibi yanma karakteri m=0.5 (hızlı yanma) durumunda en yüksek basınç gradyanı değeri elde edilmekte. Bu durumda gürültü de en büyük değere ulaşmakta. Yanma karakteri m değeri artınca basınç gradyanı azalmaktadır. Şekil 6.1'de gördüğümüz bu hesapta yakıtın püskürtme avansı açısı θ=5 ^{o}KMA olarak alınmıştır. Şekil 6.2. ve Tablo 6.1.'de bu durum için gürültü değerleri ve basınç ile yanma eğrileri verilmiştir. Gördüğümüz gibi m=0.5 iken motor gürültüsü 93.8 dB(A)'dır, m karakteri artınca gürültü azalmaktadır. Ama hem m=1.5, hem m=3 değerleri için aynı 89.8 dB(A) değeri elde edilmekte. Yanma eğrilerine bakarsak m=0.5'te yanmanın diğer durumlara göre daha hızlı olduğunu görmekteeyiz. Basınç eğrilerinde ise m=3 durumunda, yanma hızının en düşük oduğu için silindir maksimum basınç değerinin de en düşük oduğunu görmekteyiz.

Tablo 6.1'e baktığımızda hızlı yanma için (m=0.5) motor veriminin 0.52 olduğunu ve m artınca verimin 0.52'den 0.45'e düştüğünü görüyoruz, bu verimin düşüşü motorun maksimum, dolayısıyla, indike basıncının düşüşünden kaynaklanmaktadır. Gürültü açısından m=1.5 ve m=3 durumları müsaade edilen seviyelerdedir, ama motor ekonomisi açısından düşük verim değerine sahiptir, çünkü bu durmlarda basınç ve dp/dα çok düşmektedir.



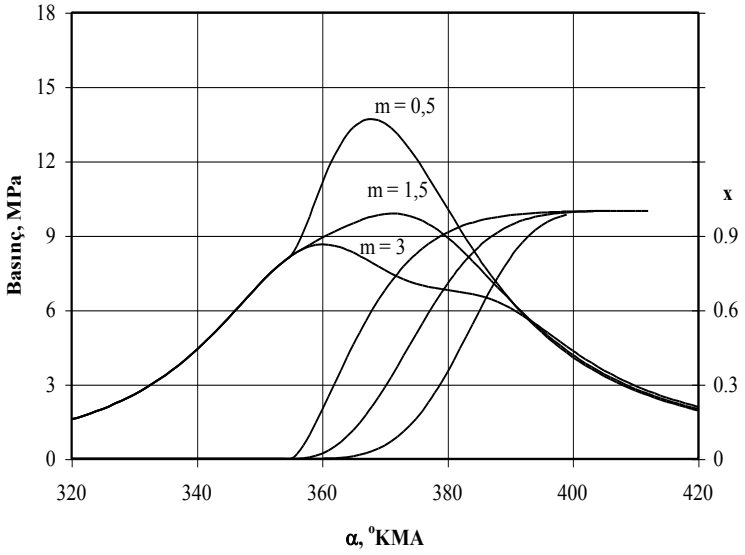
Şekil 6.1. Püskürtme avansı θ=5ºKMA ve yanma süresi αz=50 ºKMA iken, yanma karakteri m=0.5; 1.5; 3 olarak değişimine göre basınç gradyanının değişimi

m=3 (düşük hızlı yanma) durumuna bakarsak, burada yanma prosesi genişleme sürecine geçtiğinden dolayı, basınç %60 (p_{max}=8,6 MPa); dp/dα %140'a (dp/dα=0.28 MPA/ºKMA); p_i ve η_i ise %15 düşmektedir.

Ekonomi faktörü vazgeçilmez olduğundan yanma karakteri m=1.5 olduğu durum daha uygundur. Bu durumda p_{max}=9.9.MPa, dP/dα=0.28 MPa/ºKMA; çok düşük olmasına rağmen performans ve ekonomi dedğerleri (p_i=1.2 MPa; η_i=0.48) çok düşük değil. Yani bu durumda hem θ, hem pi ve ηi en uygun değerlere sahiptir.

Tablo 6.1. Yanma karakterinin değiştiği durumda motor parametrelerinin ve gürültünün değişimi

θ	m	α_z	p_{max}	$dp/d\alpha_{max}$	$dp/d\tau_{max}$	Gürültü	p_i	η_i
^oKMA	-	^oKMA	MPa	MPa/^oKMA	MPa/ms	dB(A)	MPa	□
5	0.5	50	13.7	0.66	7,96	93,8	1.3	0.52
5	1.5	50	9.9	0.28	3,33	89,8	1.2	0.48
5	3	50	8.6	0.28	3,33	89,8	1.1	0.45

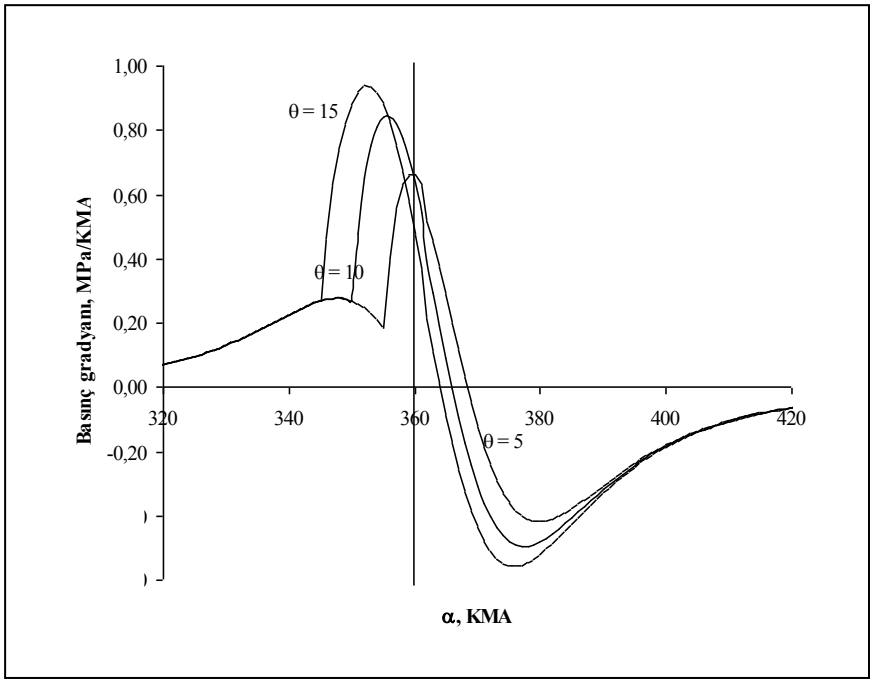


Şekil 6.2. Motor farklı yanma kanunlarıyla çalıştığında (püskürtme avansı ve yanma zamanı sabit) silindir basıncının ve yanma kanununun değişimi

Ele alınan ikinci durum ise m=0.5 olduğu hızlı yanma durumudur. Şekil 6.3'te gördüğümüz gibi, silindirde basıncının hızla arttışından etkilenen basınç gradyanı eğrileri bütün ele alınan durumlarda (püskürtme avansları değişimi) için yüksek değerler vermektedir. Basınç gradyanı artması sonucu ise gürültü yüksek değerlere

ulaşmaktadır. Tablo 6.2'de gördüğümüz gibi püskürtme avansı artınca gürültü de artmaktadır. Hızlı yanma durumu istenmeyen bir durumdur. Çünkü bu durumda gürültününü yüksek değerlere ulaşamasıyla birlikte, ani basınç artmasından kaynaklanan hızlı sürtünme ve çarpma olayı ortaya çıkmaktadır. Çarpma ise sonuç olarak motor ömrünü kısalmaktadır. Motor verimine gelince, püskürtme avansı artarken verimin de arttığını görebiliyoruz. Ama hem gürültü hem çarpma olaylarından dolayı bu hızlı yanma durumu tercih edilmemekte. Şekil 6.4'te bu durum için maksimum basınç ve yanam eğrileri verilmektedir. Gördüğümüz gibi p_{max} değerleri çok yüksektir.

Ayrıca püskürtme avansının θ=-5 ^{o}KMA olduğu durumu elel alalım. Bu durumda silindir basıncı en düşük değerlere sahip, ama θ eksi değerlerde olduğundan yanma genişleme zamanına kadar uzamakta, bu ise silindir sıcaklığının düştüğü sonucu olarak fazla is yaratmaktadır, bununla birlikte verim de düşmektedir. Demek ki, θ=-5 ^{o}KMA iken m=0.5 olsa bile motor performansı ve verimi ciddi ölçüde kötüleşmektedir.

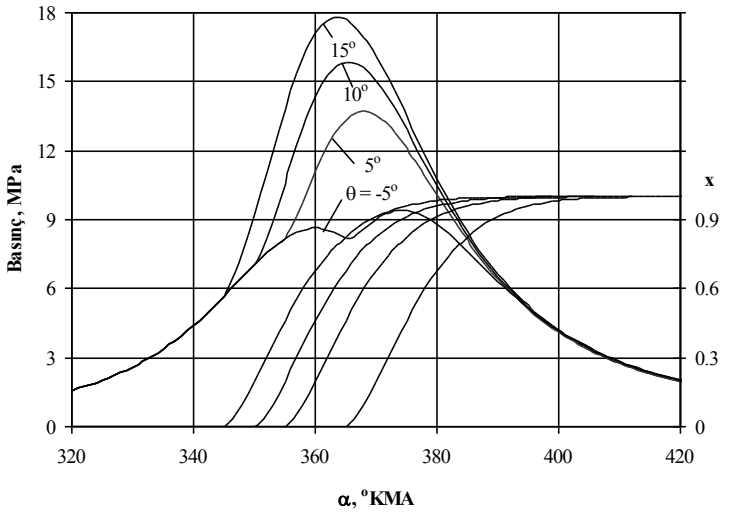


Şekil 6.3. Hızlı yanma (m=0.5) durumunda püskürtme avansı değişimine bağlı olarak basınç gradyanının değişimi

Sonuç olarak şunu özetleyebiliriz ki, hızlı yanma durumunda püskürtme avansı θ=-5'ten 15'°KMA'ya çıkarken maksimum basınç iki katı artmakta. Dolayısıyla basınç gradyanı da üç katı artar, verim ise %8 artmaktadır. Gürültü bu durumda 90 dB(A)'dan 97 dB(A)'ya yükselmektedir. Bu gürültü değerleri 1996 yılından itibaren uygulanan A.E.T. gürültü sınırlarından fazla olmaktadır (bak Tablo 1.).

Tablo 6.2. Hızlı yanma durumu (m=0.5) için püskürtme avansı değerinin değişiminin maksimum basınç p_{max}; motor parametreleri ve gürültü üzerindeki etkisi.

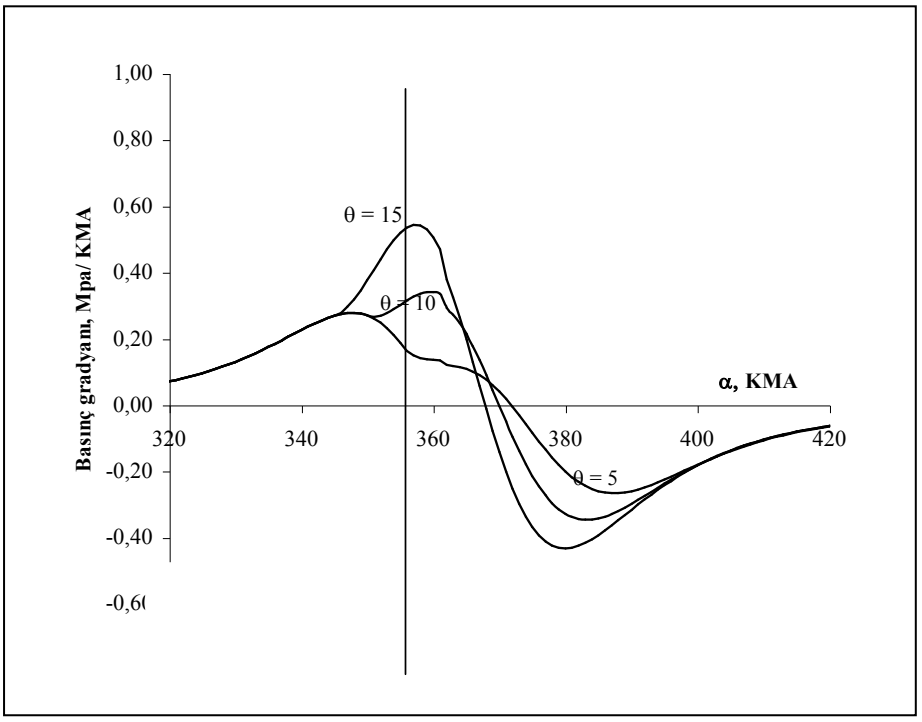
θ	m	α_z	p_{max}	$dp/d\alpha_{max}$	$dp/d\tau_{max}$	Gürültü	p_i	η_i
°KMA	-	°KMA	MPa	MPa/°KMA	MPa/ms	dB(A)	MPa	□
-5	0.5	50	9.426	0.278	3,33	90	1.188	0.476
5	0.5	50	13.703	0.663	7,96	94	1.297	0.519
10	0.5	50	15.868	0.842	10,10	96	1.350	0.540
15	0.5	50	17.790	0.938	11,26	97	1.382	0.553



Şekil 6.4. Hızlı yanma (m=0.5) için püskürtme avansının değişmesinin silindir maksimum basıncına ve yanma kanununa etkisi

Şekil 6.5'te optimum saydığımız yanma hızı (m=1.5) için basınç gradyanı eğrileri verilmiştir. Şekil 6.6'da maksimum silindir basıncı ve yanma eğrileri, Tablo 6.3'te ise indike parametreleri ve gürültü değerleri verilmektedir. Şekil 6.5'te gördüğümüz gibi, püskürtme avansı 5'ten 15'e kadar artınca, dp/dα'da artmaktadır. dp/dα'nın (dolayısıyla p_{max}'un) en düşük değerlerini inceleyelim. θ=5 iken dp/dα en düşüktür, dolayısıyla silinidr basınçları ve verim de bu durumda en düşük olmaktadır (p_{max}=9.89; dp/dα=0.28 MPa/^{o}KMA; p_i=1.21 MPa; η_i=0.48; gürültü ise 90 dB(A)'dır).

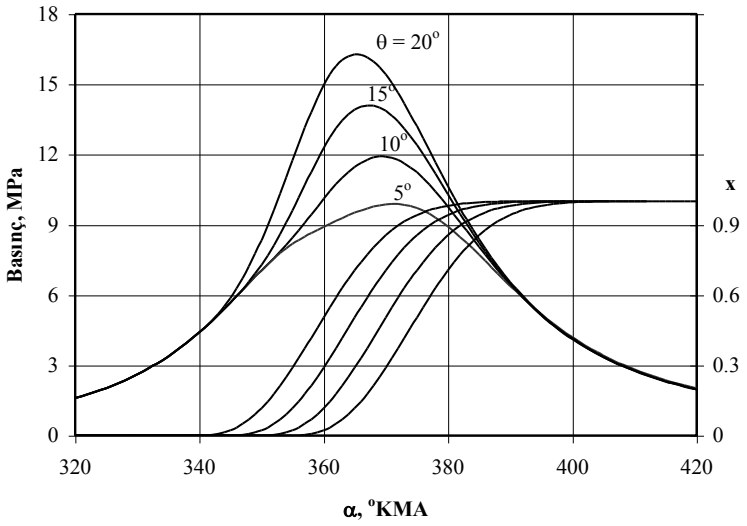
θ= 15^{o}KMA iken, p_{max}=16.26 MPa, dp/dα= 0.54 MPa/^{o}KMA; gürültü 93 dB(A); p_i=1.31 MPa ve η_i=0.53. Yani püskürtme avansı θ=15 ^{o}KMA kadar arttırıldığında maksimum basınç ve basınç gradyanını çok da fazla yükseltmeden, performans ve ekonomiyi önemli ölçüde arttırmak , gürültüyü ise azaltmak mümkündür. Bu değerlerin karşılaştırılmasından θ=10 ^{o}KMA kullanıldığında hem gürültü, hem de ekonomi değerleri açısından motor en uygun çalışma şartlarını elde etttiğimizi görmekteyiz.



Şekil 6.5. Optimum yanma hızı (m=1.5) için püskürtme avansı değişimine göre basınç gradyanının değişimi

Tablo 6.3. optimum yanma (m=1.5) durumunda, püskürtme avansının değişiminin motor parametrelri ve gürültü üzerindeki etkisi

θ	m	α_z	p_{max}	$dp/d\alpha_{max}$	$dp/d\tau_{max}$	Gürültü	p_i	η_i
^{o}KMA	-	^{o}KMA	MPa	MPa/^{o}KMA	MPa/ms	dB(A)	MPa	□
5	1.5	50	9.89	0.28	3,33	90	1.21	0.48
10	1.5	50	11.91	0.34	4,10	90	1.26	0.51
15	1.5	50	14.09	0.54	6,52	93	1.31	0.53
20	1.5	50	16.26	0.72	8,59	94	1.35	0.54



Şekil 6.6. Yanma karakteri m=1.5 iken (optimum yanma), püskürtme avansı değerlerine göre silindir maksimum basıncının ve yanma kanununun değişimi

SONUÇLAR

Taşıt gürültüsünde önemli rol alan motor gürültüsünün azaltılması insan sağlığı ve rahatı açısından çok önemli olmaktadır. Bu çalışmada dizel motorlardaki yanmadan kaynaklanan gürültü incelenmiştir.

Motor gürültüsünü azaltmaya yönelik çalışmalarda, bu gürültünün bileşenleri ayrı ayrı incelenerek azaltılmalıdır. Motor gürültüsünün dört bileşenleri arasında en yüksek gürültü yanmadan kaynaklanmaktadır. Yanma gürültüsü ise silindirde yakıtın hızla yanmasından kaynaklanan basınç artışı sonucu ortaya çıkmaktadır. Yanma hızı ne kadar yüksek ise gürültü o kadar artmaktadır.

Yanma hızını ifade etmek için birçok bilimadamı tarafından farklı matematik ifadeler bulunmuştur. Bu tez çalışması çerçevesinde yapılan motorun iş çevriminin hesapları için Alman kökenli profesör İ. İ. Vibe tarafından teklif edilen yanma kanununun matematiksel ifadesi (Vibe fonksiyonu) kullanılmıştır.

Bu tez çalışmasında, deneysel verilerden yararlanarak motor gürültüsünü ölçmek için ampirik formül elde edilmiştir. Bu formül ise, Dovertech 500 motor verileri ile yapılan hesaplarda gürültü değerini tespit etmek için kullanılmıştır.

Vibe fonksiyonu esasında hazırllanmış matematik yöntem kullanarak, dizel motorunda farklı yanma kanunlarının (m=0.5; 1.5 ve 3, sıra ile aşırı, orta ve düşük hızlı yanma) gaz basıncının, basınç gradyanının ve püskürtme avansının motor gürültüsü ve verimi üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Yapılan teorik incelemeler, dizel motorunun orta hızlı yanma kanunu ile (m=1.0...1.5) çalıştırılmasının hem gürültü emisyonu, hem de ekonomi faktörü açısından daha avantajlı olduğu açıklanmıştır. Bu yanma kanunu ön yanma odalı yada MAN.M tipi yanm odalı dizellerde gerçekleştirilebilmektedir. Yakıtın yüksek basınçla püskürtüldüğü (1500-1800 Bar) bölünmemiş yanma odalı dizellerde yüksek hızlı yanma (m=0...0.5) gerçekleştiği için basınç artış gradyanı ve gürültü yüksek değerlere çıkmaktadır. Bu motorlarda öngörülen gürültü standartlarını aşmamak için (<90 dB) yakı püskürtme avansını eksi değerlere kadar (θ=-5 ^{o}KMA) düşürmek gerekmektedir. Bu ise motorun ekonomik verilerini önemli ölçüde kötüleştirmektedir.

KAYNAKLAR

[1] **Bay, F.,** 1998. Lastik Yol Gürültüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

[2] **Mollaahmetoğlu, E.,** 2001. Taşıt Ses Kalitesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

[3] **Ulutürk, M. A.,** 1997. Taşıt Motor Gürültüsü ve Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

[4] **Vibe, İ. İ.,** 1963. Motorların İş Çevrimleri Hakkında (Rusça), ''Maşgiz'', Sverdlov

[5] **Gavrilov, M. N. ve Zaharov V. K.,** 1979. Gemilerde Vibrasyon ve Gürültü Kontrolü (Rusça), ''Transport'', Moskova

[6] **Hovah, M. S.,** 1977. Otomobil Motorları (Rusça), ''Maşınostroyeniye'', Moskova

[7] **Safgönül, B., Arslan, H. E. ve Özaktaş, M.T.,** 1998. İçten Yanmalı Motorların Yapısı ve Tasarımı, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası

[8] **Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H. E. ve Soruşbay, C.,** 1999. İçten Yanmalı Motorlar, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı, ''Birsen Yayınevi'', İstanbul

[9] **Gökoğlu, S.,** 1995. Bir Dizel Motor Pistonunun Katı Modelleme ve Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

[10] **Mehdiyev, R., Ergeneman, M., Arslan, H., Kutlar, O. A. ve Çalık, A. T.,** 2003. Dizel Motorlarında İki Döngülü Yanma Odasının Uygulanması,İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, İstanbul

[11] **Uyehara Otto A.,** Factors that Effect BSFC and Emission for Diesel Engines: Part 1 Presentation of Concepts, SAE Technical Paper Series, No:870343, p.41.

[12] **Philippe G., Mourad H.,** 2001. Renault's Euro 3 Engine, Automotive Engineering, USA, February, p.p. 140-145.

[13] Zeldoviç Y. B., 1984. Seçilmiş Eserleri: Kimyasal, Fizik ve Hidrodinamik (Rusça), ''Nauka'', Moskova, p.374.

[14] **Lovoje G. A., Heywood J. B. ve Keck J. C.,** 1970. Experimental and Theoritical Study of Nitric Oxide Formation in ICE, Combustion Science and Technology, Vol 1, p.p. 313-326.

[15] **Pattas K., Kafner G.,** 1973. Stickoxidbilding bei der Ottomotorischen Verbennung, MTZ, 34, No:12, p.p. 397-404.

[16] **Bağirov H. B. ve Mehdiyev R. I.,** 1999. İçten Yanmalı Motorlarda Azot Oksitin Oluşma ve Disosasyon Kinetiğinin Hesabı (Rusça), Azerbaycan Teknik Üniversitesi Bilimsel Yayınları, VIIIc, No:2, Bakü, p.p. 65-73.

[17] **Mehdiyev R. I., Posviyanski V. S. ve Bağirov H. B.,** 1981. İçten Yanmalı Motorlarda Yanmış Ürünlerin Denge Konsantrasyonlarının Hesabı (Rusça), ''Dvigatelestroyenie'', No:3, Leningrad, p.p. 13-15.

[18] **Russel, M. F.,** Combustion Noise And İts Control, Arçelik Eğitim Notları

ÖZGEÇMİŞ

Adolathon RAŞIDOVA 1975 yılında Özbekistan'da Gülistan kasabasında doğdu. İlk ve orta okul öğretimini bu kasabada bitirdikten sonra ailesi ile birlikte Kazakistan'daki Almatı ilinin Kaskelen kasabasına yerleşti. Bu kasabanın Belinskogo lisesini bitirdikten sonra, 1993 yılında Kazak Devlet Ziraat Üniversitesi'nde eğitim hakkını kazandı.

Kazak Devlet Üniversitesi'nden 1998 yılında mezun olup İstanbul'da TÖMER'de Türk dili eğitimi gördü. 1999 yılında İTÜ'nün ingilizce hazırlık bölümünü bitirdi. 2000 yılından itibaren İTÜ Makina Fakültesi Otomotiv Bölümü'nde Yüksek Lisans Eğitimine başladı.

İngilizce ve Rusça bilmektedir.

Mayıs 2003