

**OTTO MOTORU KİSMİ YÜKLERİNDE MİNİMUM
YAKIT TÜKETİMİ**

DOKTORA TEZİ

Mak. Y. Müh. Hikmet ARSLAN

(Enstitü No: 50396000612)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 27 Ocak 2003

Tezin Savunulduğu Tarih: 11 Haziran 2003

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Ertuğrul ARSLAN (İTÜ)

Diğer Jüri Üyeleri:

Prof. Dr. Metin ERGENEMAN (İTÜ)

Prof. Dr. Cem SORUŞBAY (İTÜ)

Prof.Dr. Orhan DENİZ (YTÜ)

Prof. Dr. İrfan YAVASLIOL (YTÜ)

**12. KURULUŞ KURULU
TEZ KONTROL MERKEZİ**

HAZİRAN 2003

ÖNSÖZ

Bu çalışmada dört zamanlı Otto motorlarında, kısmi yükte pompalama kayıpları ve düşük yanma sonu basıncı nedeniyle artan yakıt tüketiminin azaltılabilmesi için farklı karışım oluşturma ve yanma süreçleri genel termodinamik modelleme yöntemi ile teorik olarak incelenmiştir.

Tezin başlangıcında problemin tanımı yapılmış ve sözü edilen karışım oluşturma teknikleri ve yanma süreçleri hakkında genel bilgi verilmiştir. Sonra bu çalışma kapsamında geliştirilen genel termodinamik modelin yapısı ayrıntılı bir biçimde açıklanmıştır. Geliştirilen termodinamik model sonuçlarıyla, literatürde yer alan kısmi yük ile ilgili çalışmalarda verilen sonuçlar karşılaştırılmış ve modelin deneysel verilere yakın sonuçlar verdiği saptanmıştır. Model bu hali ile farklı karışım oluşturma ve yanma süreçlerine sahip olan Otto motorlarının kısmi yük bölgesindeki yakıt tüketimini azaltmaya yönelik maksimum potansiyelini önceden hesaplama imkanı sağlamaktadır.

Daha sonra, geliştirilen yöntem ile elde edilen kademeli dolgulu 'iki aşamalı yanma' mekanizmasına ait Otto motoru sonuçları, kısmi yük rejimlerinde minimum yakıt tüketimi karakteristiğinin belirlenmesinde kullanılmıştır. Bunun yanı sıra bu minimum yakıt tüketimi sağlayacak kontrol karakteristikleri de elde edilmiştir.

Böylece Otto ve dizel motoru avantajlarını kademeli dolgulu bir motorda birleştirerek yeni bir teorik çözüm sunulmuştur.

Bu çalışmayı gerçekleştirmemi sağlayan sayın **Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV** ile sayın **Prof. Dr. Ertuğrul ARSLAN**' a en derin teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca tezin oluşması için yapıcı eleştirilerini esirgemeyen sayın **Prof. Dr. Metin ERGENEMAN**, sayın **Prof. Dr. Cem SORUŞBAY** ve arkadaşım **Dr. Akın KUTLAR**' a teşekkürü bir borç bilirim.

HAZİRAN 2003

Hikmet ARSLAN

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
KISALTMALAR.....	v
TABLO LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
SEMBOL LİSTESİ.....	ix
ÖZET.....	xii
SUMMARY.....	xiii
1. GİRİŞ	
1.1 Problemin tanımı ve araştırmanın amacı.....	1
2. GENEL BİLGİ	
2.1 Karbüratörlü Otto motorları.....	7
2.2 Emme manifolduna yakıt püskürtmeli motorlar.....	10
2.2.1 Tek noktadan püskürtmeli sistem.....	10
2.2.2 Çok noktadan püskürtmeli sistem.....	11
2.3 Kademeli dolgulu Otto motorları.....	14
2.3.1 Direkt benzin püskürtmeli Otto motorları - GDI.....	14
2.3.2 Alev demetiyle ateşlemeli kademeli dolgulu Otto motorları.....	18
2.4 Maksimum yük rejiminde optimum karakteristiğinin deneysel olarak belirlenmesi.....	22
2.5 Kısmi yüklerde minimum yakıt tüketimi karakteristiğinin deneysel olarak belirlenmesi.....	23
2.6 Tezin amacı doğrultusunda çözüm yolları.....	25
3. KİSMİ YÜK REJİMLERİNDE OTTO MOTORU GERÇEK ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK HESAPLAMA YÖNTEMİ	
3.1 Hesaplama yönteminin seçimi.....	26
3.2 Motorun kısmi yüklerinde gerçek çevrim parametrelerini hesaplamak için Grinevetski-Mazing yönteminin geliştirilmesi.....	27
3.3 Termodinamik hesaplamada yer alan bazı kabuller.....	29
3.4 Termodinamik hesaplamada verilen parametreler.....	29
3.5 Hesaplanan parametreler.....	30
3.5.1 İş gazı.....	30

3.5.1.1 Hava-yakıt karışım miktarı.....	30
3.5.1.2 Yanma ürünleri.....	31
3.5.2 Çevre ve artık gaz parametreleri.....	33
3.6 Çevrim süreçleri.....	33
3.6.1 Emme süreci.....	34
3.6.2 Sıkıştırma süreci.....	36
3.6.3 Yanma süreci.....	38
3.6.3.1 Isı kullanım katsayısı ξ_z 'in ampirik denkleminin çıkartılması.....	40
3.6.3.2 'Homojen karışımlı yanma' süreci.....	42
3.6.3.3 'Kademeli dolgulu difüzyonlu yanma' süreci.....	44
3.6.3.4 'Kademeli dolgulu iki aşamalı yanma' süreci.....	46
3.6.3.5 Basınç artış oranı ve yanma basıncının gerçek değerinin hesaplanması.....	50
3.6.4 Genişleme süreci.....	51
3.6.5 Egzoz süreci.....	52
3.7 İndike parametreler.....	53
3.8 Efektif büyüklükler.....	54
4. BENZİN MOTORU GERÇEK ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE KİSMİ YÜKLERDE MİNİMUM YAKIT TÜKETİM İÇİN KARAKTERİSTİKLERİNİN TEORİK OLARAK BELİRLENMESİ	
4.1 Deney ve hesap sonuçlarının karşılaştırılması.....	56
4.2 Kısmi yüklerde çevrim parametrelerinin değişimi.....	65
4.3 İndike ve efektif büyüklüklerinin volümetrik verime göre değişimi.....	69
4.4 İndike ve efektif büyüklüklerinin hıza göre değişimi.....	69
4.5 Parametrelerin hava fazlalık katsayısına göre değişimi.....	74
4.6 Parametrelerin sıkıştırma oranına göre değişimi.....	77
4.7 Kısmi yüklerde minimum yakıt tüketimi karakteristiğinin teorik olarak belirlenmesi.....	77
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	84
KAYNAKLAR.....	88
ÖZGEÇMİŞ.....	95

KISALTMALAR

AÖN:	Alt ölü nokta
AzTÜ:	Azerbaycan Teknik Üniversitesi
ÇNP:	Çok noktadan püskürtmeli sistem
GDI:	Direkt benzin püskürtmeli motor (Gasoline direct injection)
HFK:	Hava fazlalık katsayısı
ITK:	Isı transfer katsayısı
İTÜ:	İstanbul Teknik Üniversitesi
İYM:	İçten yanmalı motor
KMA:	Krank mili açısı
MDK:	Moleküler değişim katsayısı
OS:	Oktan sayısı
ÖYT:	Özgül yakıt tüketimi
TNP:	Tek noktadan püskürtmeli sistem
ÜÖN:	Üst ölü nokta
YO:	Yanma odası

TABLO LİSTESİ

Tablo 4.1	Çok noktadan püskürtmeli Volkswagen VW/4E motorun deney [86] ve hesap sonuçları ($n = 2000$ d/d; $\epsilon = 8,2$; $D/S = 90/66$ mm).....	60
Tablo 4.2	MZMA-407 karbüratörlü benzin motorunun deney [53] ve hesap sonuçları ($\epsilon = 7$; $n = 2000$ d/d; $D/S = 90/85$ mm).....	61
Tablo 4.3	Direkt benzin püskürtmeli OSKA motorunun düşük yüklerdeki deney [89] ve hesap sonuçları ($\epsilon = 14,2$; $n = 1500$ d/d; $D/S = 94/90$ mm).....	62
Tablo 4.4	Direkt benzin püskürtmeli OSKA motorunun yüksek yüklerdeki deney [87] ve hesap sonuçları ($\epsilon = 14,2$; $n = 1500$ d/d; $D/S = 94/90$ mm).	63
Tablo 4.5	Kademeli dolgulu 'Difüzyonlu yanma'lı motorun deney [64] ve hesap sonuçları ($\epsilon = 10,5$; $n = 1600$ d/d; $D/S = 125/140$ mm).....	64
Tablo 4.6	Kademeli dolgulu 'İki aşamalı yanma'lı motorun deney [36] ve hesapsonuçları ($\epsilon = 11,4$; $n = 1600$ d/d; $D/S = 92/92$ mm).....	65
Tablo 4.7	Parametrelerin volümetrik verim ile değişimi ($\lambda = 1,1$ $n = 2000$ d/d; $\epsilon = 9$).....	70
Tablo 4.8	Parametrelerin motor dönme hızı ile değişimi ($\lambda = 1,1$; $\eta_v = 0,9$; $\epsilon = 9$).....	72
Tablo 4.9	Parametrelerin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($\eta_v = 0,9$; $\epsilon = 9$; $n = 2000$ d/d).....	75
Tablo 4.10	Parametrelerin sıkıştırma oranı ile değişimi ($\lambda = 1,1$; $\eta_v = 0,9$; $n = 2000$ d/d).....	78
Tablo 4.11	Minimum efektif özgül yakıt tüketimi ve bunu sağlayan parametrelerinin yük ile değişimi.....	82

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Benzin motorunun iki farklı yük rejiminde temsili p-V diyagramı.....	2
Şekil 1.2	Bir temsili taşıtın verileri ve beşinci viteste düz bir yolda sabit 50, 90 ve 120 km/h hızlardaki yakıt tüketimi.....	2
Şekil 1.3	Bir temsili taşıtın güç ihtiyacı ve Otto motoru yumurta eğrileri.....	3
Şekil 1.4	Bir benzin motorunda HFK λ , ateşleme avansı ϕ_a ve sıkıştırma oranı ϵ 'un egzoz gazlarındaki HC ve NO _x miktarlarına etkisi [53].....	4
Şekil 2.1	Karbüratör şeması [54].....	8
Şekil 2.2	Çok noktadan püskürtmeli sistemin şeması [56].....	11
Şekil 2.3	Yakıt-hava karışım şeması [64].....	15
Şekil 2.4	GDI ve dizel motorlarının karşılaştırması [63].....	16
Şekil 2.5	Mitsubishi GDI motorun çalışma prensibi şematik gösterimi [31]...	18
Şekil 2.6	Kademeli dolgulu iki aşamalı yanma sürecinin şematik gösterimi...	19
Şekil 2.7	Standart ve iki döngülü kademeli dolgulu Otto motorun karşılaştırması ($n = 2000$ d/d; $\eta_v = 0,83$) [66].....	21
Şekil 2.8	GAZ-51 motorun tam yük rejiminde hava-yakıt oranına göre karakteristiklerinin belirlenmesi: 1 – normal; 2 – maksimum güce göre; 3 – minimum yakıt tüketimine göre [53].....	22
Şekil 2.9	MZMA-407 motorunun minimum yakıt tüketimine göre optimum karakteristiği ($n = 2000$ d/d) ([53]'ten uyarlanmıştır).....	24
Şekil 3.1	İndikatör diyagramı: a) temsili [77], b) gerçek [81].....	35
Şekil 3.2	Emme süreci temsili diyagramı ve şekli.....	36
Şekil 3.3	Sıkıştırma süreci temsili diyagramı ve şekli.....	37
Şekil 3.4	Tam yükte λ ve ξ_z 'in motor hızına bağlı olarak değişimi.....	40
Şekil 3.5	Isı kayıp yüzdesinin devir sayısı ve volümetrik verimi ile değişimi.	41
Şekil 3.6	Isı kullanım katsayısı ξ_z 'in motor hızı ve volümetrik verim ile değişimi.....	42
Şekil 3.7	Homojen karışımlı yanmanın temsili diyagramı ve şekli.....	43
Şekil 3.8	Kademeli dolgulu difüzyonlu yanmanın temsili diyagramı ve şekli.	45
Şekil 3.9	Kademeli dolgulu iki aşamalı yanmanın temsili diyagramı ve şekli.	47
Şekil 3.10	Birinci aşama yanma öncesi durumun şematik gösterimi.....	48
Şekil 3.11	Birinci aşama yanmayla adyabatik genişleme sonrası ve ikinci aşama yanma öncesi durumun şematik gösterimi.....	49

Şekil 3.12	Genişleme süreci temsili diyagramı ve şekli.....	51
Şekil 3.13	Egzoz sürecinin temsili diyagramı ve şekli.....	52
Şekil 4.0 a)	'Homojen karışımli yanma' lı programın genel akış şeması.....	57
Şekil 4.0 b)	Kademeli dolgulu 'difüzyonlu yanma' lı bilgisayar programın genel akış şeması.....	58
Şekil 4.0 c)	Kademeli dolgulu 'iki aşamalı yanma' lı bilgisayar programın genel akış şeması.....	59
Şekil 4.1	Çok noktadan püskürtmeli Volkswagen VW/4E motorun deney ve hesap sonuçlarının karşılaştırılması.....	60
Şekil 4.2	MZMA-407 karbüratörlü bir benzin motorun deney ve hesap sonuçları karşılaştırılması.....	61
Şekil 4.3 a) ve b)	OSKA motorunun düşük yüklerdeki büyüklüklerinin volümetrik verim ile değişimi.....	62
Şekil 4.4 a) ve b)	OSKA motorun yüksek yüklerdeki büyüklüklerinin HFK λ 'ya bağlı olarak değişimi.....	63
Şekil 4.5	'Difüzyonlu yanma' lı bir Otto motorunun hava fazlalık katsayısının değişimine göre deney ve hesap karakteristikleri ($\epsilon = 10,5$; $n = 1600$ d/d; $D/S = 125/140$ mm).....	64
Şekil 4.6	'Kademeli yanma'lı Otto motorunun hava fazlalık katsayısına göre karakteristikleri ($\epsilon = 11,4$; $n = 2000$ d/d; $D/S = 92/92$ mm).....	65
Şekil 4.7	Çevrim büyüklüklerinin yüke bağlı olarak değişimi ($\lambda = 1$; $\epsilon =$; $n = 2000$ d/d).....	66
Şekil 4.8	Çevrim büyüklüklerinin hava fazlalık katsayısına bağlı olarak değişimi ($\epsilon = 11$; $\eta_v = 0,9$; $n = 2000$ d/d).....	67
Şekil 4.9	Farklı yanma mekanizmalarına ait termodinamik büyüklüklerinin HFK'na bağlı olarak değişimi ($\epsilon = 11$; $\eta_v = 0,9$; $n = 2000$ d/d).....	68
Şekil 4.10	Parametrelerin volümetrik verim ile değişimi ($\lambda = 1,1$; $n = 2000$ d/d; $\epsilon = 9$).....	71
Şekil 4.11	Parametrelerin motor dönme hızı ile değişimi ($\lambda = 1,1$; $\eta_v = 0,9$; $\epsilon = 9$).....	73
Şekil 4.12	Parametrelerin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($\eta_v = 0,9$; $\epsilon = 9$; $n = 2000$ d/d).....	76
Şekil 4.13	Parametrelerin sıkıştırma oranı ile değişimi ($\lambda = 1,3$; $\eta_v = 0,9$; $n = 2000$ d/d).....	79
Şekil 4.14	Minimum yakıt tüketimini sağlayan karakteristiklerin bulunması ('iki aşamalı yanma', $n = 2000$ d/d; $\epsilon = 9$).....	81
Şekil 4.15	Karşılaştırmalı minimum yakıt tüketim karakteristikleri ($n = 2000$ d/d; $\epsilon = 9$ ve $\epsilon = 11$).....	83

SEMBOL LİSTESİ

α :	Zengin karışımının yer aldığı hacmin yanma odası hacmine oranı
A_1, A_2, B_1, B_2 :	Özgül ısı katsayıları
b_e :	Efektif özgül yakıt tüketimi
b_{e_min} :	Minimum efektif özgül yakıt tüketimi, g/kWh
b_i :	İndike özgül yakıt tüketimi
$m c_p$:	Sabit basınçta mol özgül ısısı, kJ/kmol $^{\circ}$ C
$m c_v$:	Sabit hacimde mol özgül ısısı, kJ/kmol $^{\circ}$ C
$(m c_v)_{t_o}^{t_c}$:	Sabit hacimde hava-yakıt karışımının ortalama mol özgül ısısı, kJ/kmol $^{\circ}$ C
$m c_{v t_o}^{t_z}$:	Sabit hacimde yanma ürünlerin ortalama mol özgül ısısı, kJ/kmol $^{\circ}$ C
H_2O :	Su
G_Y :	Saattaki yakıt tüketimi, kg/h
H_u :	1 kg yakıtın alt ısı değeri, kJ/kg $_{ykt}$
i :	Silindir sayısı
k :	Adyabatik üs
k_m :	Ortalama adyabatik üs
K :	Yanma ürünlerindeki hidrojen/karbon_monoksit mol oranı
ℓ_o :	Birim yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı (kütle), kg $_{hava}$ /kg $_{ykt}$
L_o :	Birim yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı (hacim), kmol $_{hava}$ /kg $_{ykt}$
m_1 :	Taze dolgunun (hava-yakıt karışımının) kütleli miktarı, kg/kg $_{ykt}$
m_{ykt} :	Yakıt buharının mol kütlesi, kg/kmol
M_1 :	Taze dolgunun (hava-yakıt karışımının) hacimsel miktarı, kmol/kg $_{ykt}$
M_2 :	Yanma ürünleri toplam miktarı, kmol/kg $_{ykt}$
M_a :	İş karışımının sıkıştırma öncesi miktarı, kmol/kg $_{ykt}$
M_c :	Yanma öncesi mol miktarı, kmol/kg $_{ykt}$

M_e :	Döndürme momenti, Nm
M_f :	Artık gaz miktarı, kmol/kg _{ykt}
M_z :	Yanma sonrası mol miktarı, kmol/kg _{ykt}
n :	Motor dönme hızı, d/d; politropik üs
N_2 :	Azot gazı
N_e :	Efektif güç, kW
p_o :	Ortam basıncı, MPa
p_a :	Emme sonu basıncı, MPa
p_c :	Sıkıştırma sonu basıncı, MPa
p_{me} :	Ortalama efektif basınç, MPa
p_{mi} :	Ortalama indike basınç, MPa
p_m :	Ortalama mekanik kayıp basıncı, MPa
p_r :	Artık gaz basıncı, MPa
p_{z1} :	Birinci aşama yanma sonu basıncı, MPa
p_z' :	İkinci aşama yanma öncesi yanma odası ortalama basınç, MPa
p_z :	Yanma sonu yanma odasındaki basınç, MPa
p_{zg} :	Yanma sonu basıncın gerçek değeri, MPa
q :	Yakıtle verilen ısı miktarı, kJ/kg _{ykt}
R :	Gaz sabiti, kJ/(kmol K)
T_o :	Ortam sıcaklığı, K
T_1 :	İkinci aşama yanma öncesi yanma odası yanmış ürünleri kısmındaki sıcaklık, K
T_2 :	İkinci aşama yanma öncesi yanma odası hava kısmındaki sıcaklık, K
T_a :	Emme sonu sıcaklığı, K
T_c :	Sıkıştırma sonu sıcaklığı, K
T_r :	Artık gaz sıcaklığı, K
T_r' :	Çevrim sonu hesaplanan artık gaz sıcaklığı, K
T_z :	Yanma sonu yanma odasındaki ortalama sıcaklık, K
T_{z1} :	Birinci aşama yanma sonu sıcaklığı, K
u_c :	Yanma başlangıcında iş gazların özgül iç enerjisi, kJ/kg _{ykt}
u_z :	Yanma sonunda iş gazların özgül iç enerjisi, kJ/kg _{ykt}
v_1 :	Yanma ürünleri bağıl hacmi
v_2 :	Havanın bağıl hacmi
V_a :	Sıkıştırma başlangıcındaki silindir hacmi
V_c :	Sıkıştırma sonundaki silindir hacmi

V_H :	Silindir strok hacmi, dm^3
V_z :	Yanma sonundaki silindir hacmi
V_{zk} :	Zengin karışımının yer aldığı hacim
w_{cz} :	Yanma süresince yapılan özgül iş, kJ/kg_{ykt}
$\%pom$:	Pompalama kayıpları yüzdesi
ΔH_u :	Yakıtın kullanılamayan alt ısı değeri, kJ/kg_{ykt}
Δp_i :	Pompalama kayıpları ortalama basıncı, MPa
ΔT :	Sıcaklık artışı
α :	Basınç artış oranı
γ_r :	Artık gaz katsayısı
ε :	Sıkıştırma oranı
η_e :	Efektif verim
η_i :	İndike verim
η_m :	Mekanik verim
η_v :	Volümetrik verim
$\eta_{v(ge_min)}$:	Minimum yakıt tüketimini sağlayan volümetrik verim
λ :	Hava fazlalık katsayısı
λ_{be_min} :	Minimum yakıt tüketimini sağlayan hava fazlalık katsayısı
λ_1 :	Zengin karışımın hava fazlalık katsayısı
μ :	Gerçek molekül değişim katsayısı
μ_o :	Teorik molekül değişim katsayısı
μ_1 :	Zengin karışımının yanması sonucu gerçek molekül değişim katsayısı
ν :	Yuvarlatma katsayısı
ξ_z :	Isı kullanım katsayısı
ρ_o :	Taze dolgunun (havanın) yoğunluğu
τ :	Çevrim zaman sayısı
φ :	Yanma basıncı katsayısı
φ_a :	Ateşleme avansı
φ_{a_opt} :	Optimum ateşleme avansı

OTTO MOTORU KISMİ YÜKLERİNDE MİNİMUM YAKIT TÜKETİMİ

ÖZET

Bu çalışmada dört zamanlı Otto motorlarında kısmi yükte pompalama kayıpları ve düşük yanma sonu basınçların etkisiyle artan yakıt tüketiminin azaltılabilmesi için farklı karışım oluşturma ve yanma süreçleri genel termodinamik modelleme yöntemi ile teorik olarak incelenmiştir.

Bu bağlamda var olan tam yükte gerçek çevrim hesaplama yöntemi kısmi yüklere genişleterek elde edilen sonuçlar, literatürde yer alan kısmi yük ile ilgili çalışmalardaki deneysel sonuçları ile karşılaştırılmış ve yeterli doğrulukta oldukları saptanmıştır. Bu yöntem bu hali ile farklı karışım oluşturma ve yanma süreçlerine sahip olan Otto motorlarının kısmi yük bölgesindeki yakıt tüketimini azaltmaya yönelik maksimum potansiyelini önceden hesaplama olanağı sağlamaktadır.

Geliştirilen yöntem ile elde edilen kademeli dolgulu 'iki aşamalı yanma' mekanizmasına ait Otto motoru sonuçları, kısmi yük rejimlerinde minimum yakıt tüketimi karakteristiğinin belirlenmesinde kullanılmıştır. Bunun yanı sıra bu minimum yakıt tüketimi karakteristiğini sağlayacak kontrol karakteristikleri [$b_e = f(p_{me})$, $\eta_v = f(p_{me})$ ve $\lambda = f(p_{me})$] de elde edilmiştir.

Böylece Otto ve dizel motoru avantajlarını kademeli dolgulu bir motorda birleştirmek için yeni bir teorik çözüm sunulmuştur.

MINIMUM FUEL CONSUMPTION OF OTTO ENGINE AT PART LOADS

SUMMARY

In this study for decreasing higher fuel consumption caused by pumping losses and lower combustion pressures in four stroke Otto engines at part loads different mixture formation and combustion mechanisms were investigated theoretically by general thermodynamically modeling method.

An existing method for calculation of real cycle at full loads is extended to part loads. Obtained results were compared with experimental results from literature and are found that they are in sufficient agreement with each other. With this developed state of the model it is possible to calculate the maximum fuel consumption improvement potential at various air-fuel mixture formation and combustion mechanisms of Otto engines at part loads.

Stratified charged Otto engine with two-stage combustion mechanism's results calculated with this extended model were used to obtain the minimum fuel consumption characteristics at part loads. Additionally control characteristics [$b_e = f(p_{me})$, $\eta_v = f(p_{me})$ and $\lambda = f(p_{me})$], which will provide this minimum fuel consumption, are determined.

Thus a new theoretical solution to combining the advantages of both Otto and diesel engines into one stratified charged Otto engine is presented.

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motor 140 yılı aşkın bir geçmişe sahiptir. Temelde iki farklı tipi vardır: buji ateşlemeli (Otto motoru) ve sıkıştırma ateşlemeli (dizel motoru). Bu tez çalışması dört zamanlı Otto motoru ile ilgilidir.

1.1 Problemin tanımı ve çalışmanın amacı

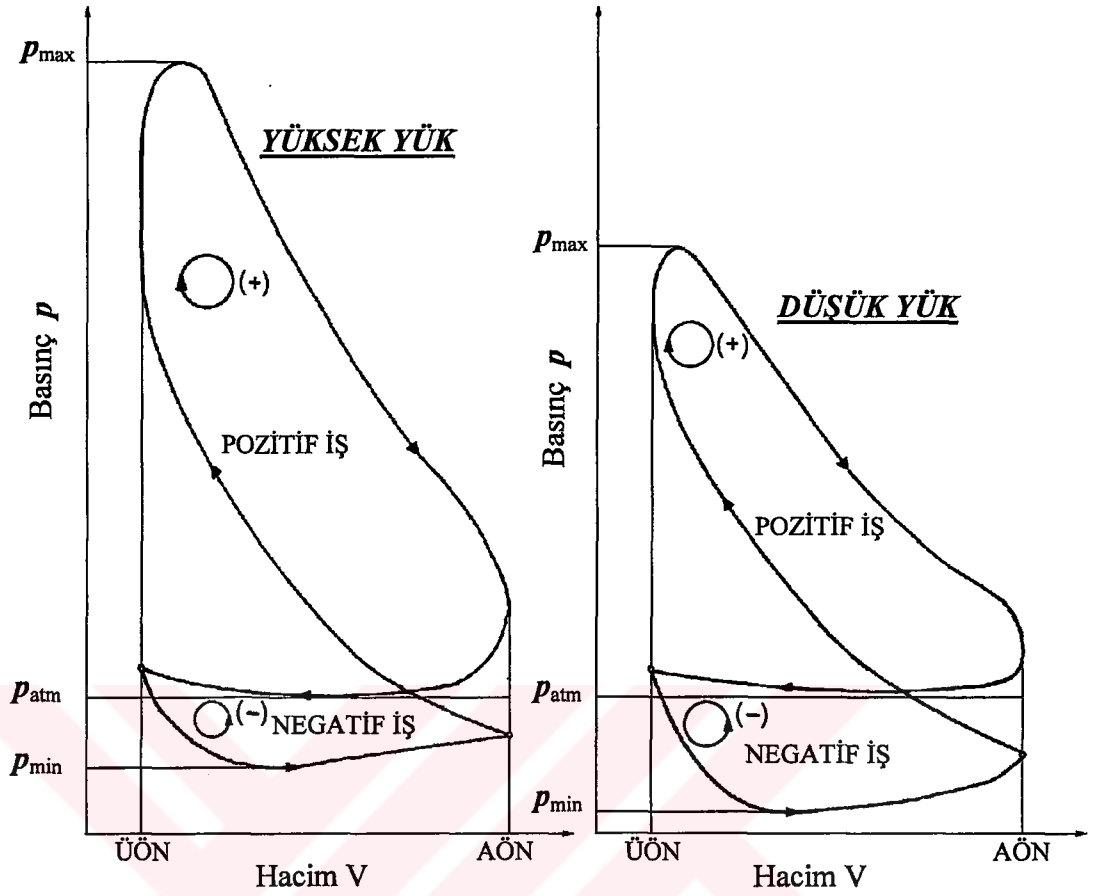
Otomobillerin, dolayısıyla içten yanmalı motorların (İYM) çevre ile ilgili problemi neredeyse ilk icadından beri bilim dünyasını endişelendirmiş ve bu durum birçok kitabın ana konusu haline gelmiştir [1-3].

Otto motorunun kısmi yük rejimlerinde yakıt tüketiminin azaltılması yönünde yapılan çalışmalar literatürde araştırıldığında aşağıdaki başlıklar ön plana çıkmaktadır [4]:

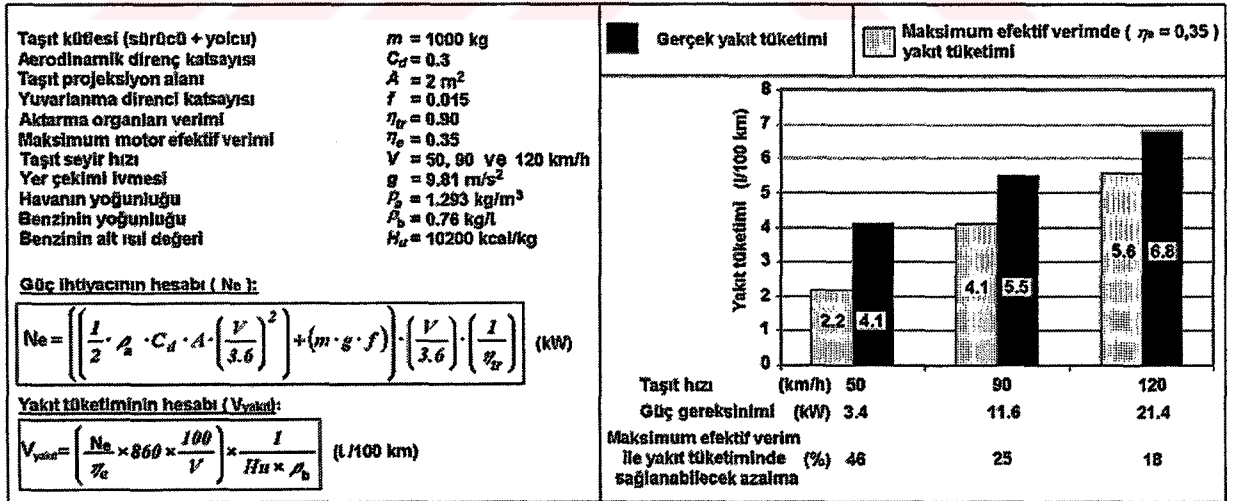
- Değişken supap açılma kapanma zamanlaması ve miktarı. [5-16]
- Değişken sıkıştırma oranı.[3, 17-21]
- Aşırı doldurma. [22,23]
- Kademeli dolgulu motor. [24-34]
- Değişken silindir hacimli motor. [35-47]
- Karma yöntem (yukarıda sıralananların en az ikisinin birlikte kullanılması). [48-51]

İlk önce tezde yer alan ve çalışmanın konusunu ön plana çıkaran kısmi yük kavramını kısaca açıklayalım.

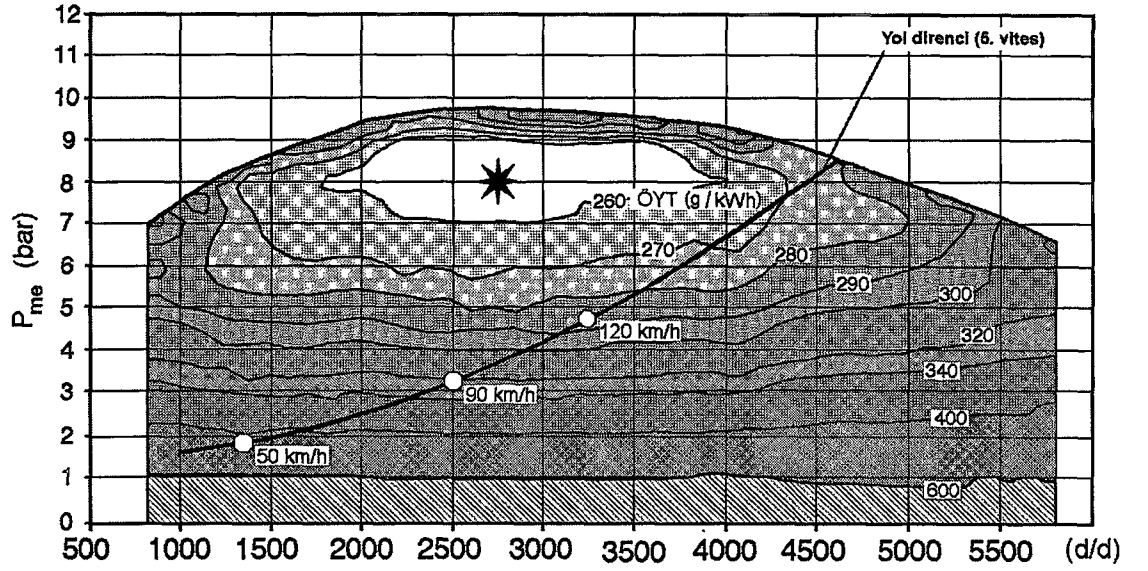
*Şekil 1.1'*de Otto motorunun bir çevrim boyunca iki farklı yük rejiminde basınç-hacim ($p-V$) değişiminin temsili bir diyagramı verilmiştir. Yüksek yükten daha düşük yüke geçilmesiyle pozitif iş (diyagramın üst kapalı alanı) azalmakta, negatif veya pompalamaya harcanan iş (diyagramın alt kapalı alanı) ise artmaktadır. Böylece kısmi yükte gaz keleşinin kapanmasıyla pompalamaya giden iş yüzdesi şiddetli bir şekilde artmaktadır.



Şekil 1.1 Otto motorunun iki farklı yük rejiminde temsili p-V diyagramı



Şekil 1.2 Bir temsili taşıtın verileri ve beşinci viteste düz bir yolda sabit 50, 90 ve 120 km/h hızlardaki yakıt tüketimi.



Şekil 1.3 Temsili bir taşıtın güç ihtiyacı ve Otto motoru yumurta eğrileri.

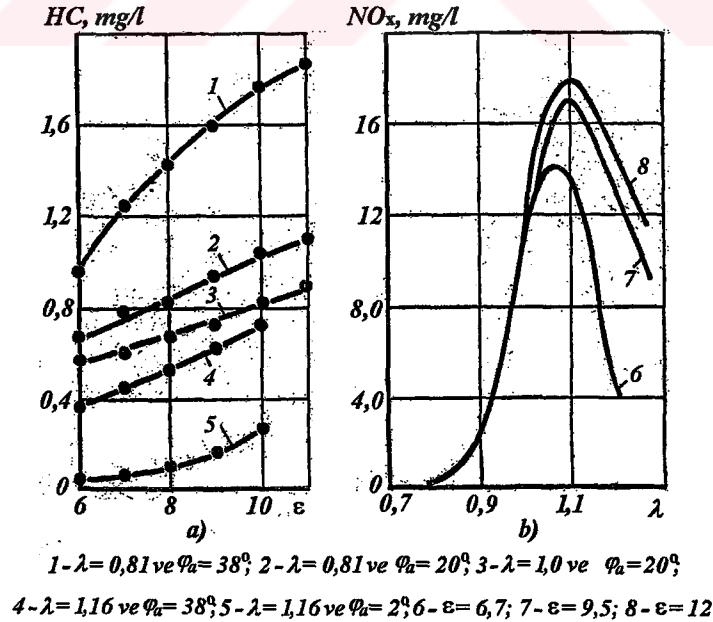
Bu olguyu farklı bir şekilde ifade etmek için verileri Şekil 1.2’de gösterilen temsili bir taşıtın düz yolda beşinci viteste sabit 50, 90 ve 120 km/h hızlarındaki güç gereksinim noktalarını Şekil 1.3’teki temsili bir Otto motoru yumurta eğrileri grafiğinin üzerinde gösterilmiştir. Bu sabit hızlarda taşıtın yakıt tüketimi (litre/100km) Şekil 1.2’de siyah çubuklarla gösterilmiştir. Eğer bu kısmi yüklerde motor %35 verim ile (Şekil 1.3’teki yıldızın olduğu yer) çalışabilseydi siyah çubuklarının hemen yanındaki beyaz çubuklarla gösterilen yakıt tüketimleri elde edilirdi. Böylece ele alınan sabit hızlarda yakıt tüketimi iyileştirme potansiyeli sırasıyla %48, %25 ve %18’dir.

Klasik otomobillerde kullanılan Otto motorlarının maksimum gücü gaz keleşinin tam açık konumunda hava fazlalık katsayısı (HFK) λ ve ateşleme avansı ϕ_a değerlerinin vuruntu olmayacak şekilde ayarlanmasıyla elde edilir. Bu durumda yakıt tüketimi minimum değildir. Kullanım sürelerinin büyük bir kısmı şehir içi trafiğinde geçen bu otomobiller çoğunlukla kısmi yük rejimlerinde çalışmaktadır. Bu şartlarda çalışacak Otto motorlarının yakıt besleme ve ateşleme sistemleri yakın bir geçmişe kadar minimum yakıt tüketimine göre ayarlanmaktaydı. Ancak hava kirliliğine karşı önlemlerinin uygulamaya alınmasıyla birlikte adı geçen sistemler egzoz gaz emisyon standartlarının öngördüğü sınırlar içinde kalacak şekilde ayarlanmaktadır. Bu durumda yakıt tüketimi minimum değildir, dolayısıyla yüke bağlı olarak HFK λ ’nın değişimi de minimum yakıt tüketimi için ayarlanmamıştır. Günümüzde egzoz emisyon standartlarını sağlayan üç yollu katalitik dönüştürücülü (katalizatörlü) Otto motorları kısmi yük rejimlerinde de $\lambda = 1,0$ şartında çalışmak zorundadır, çünkü ancak bu durumda katalizator verimli çalışabilmektedir. Yakıt besleme sisteminin katalizatöre göre ayarlanması yakıt tüketiminin %3...5 artmasına yol açmaktadır.

Üretilmekte olan otomobil Otto motorlarının bugünkü ayar durumu da böyledir. Petrol rezervlerinin sınırlı olmasından dolayı günümüz araştırmaları bu sorunu çözmeyi hedeflemektedir.

Yakıt ekonomisini artırabilecek en etkili parametrelerden birisi sıkıştırma oranıdır (ϵ). Otto motorlarında minimum yakıt ekonomisini sağlayacak sıkıştırma oranı kullanılan yakıtın oktan sayısı (OS) egzoz emisyon değerleri göz önüne alınarak seçilir. Sıkıştırma oranının yanı sıra HFK ve ateşleme avansının egzoz emisyonlarını nasıl etkilediğini anlamak için Şekil 1.4'te gösterilen grafikleri incelemek gerekir. Bu şekilden görüldüğü gibi, sıkıştırma oranı ϵ ve ateşleme avansı ϕ_a artırıldığında hidrokarbon (HC) ve azot oksit (NO_x) kirletici gaz miktarları ciddi bir biçimde artmaktadır (bu parametrelerinin karbon monoksit (CO) miktarına etkisi dikkate alınmayacak derecede azdır). Bu bağlamda günümüzdeki benzin motorlarının sıkıştırma oranı yüksek değerlerde olamamaktadır. Günümüz buji ateşlemeli motorlarında bu oran tipik olarak $\epsilon = 9 \dots 11$ civarındadır [52].

Şekil 1.4'ten görüldüğü gibi, HFK'nın NO_x 'e etkisi iki yönlüdür: hem zengin ($\lambda < 1$), hem de fakir ($\lambda > 1,1$) karışımlarda NO_x emisyonları azalmaktadır [53]. Yanma kararlılığı bozulmadan karışım fakirleştikçe HC emisyonları da azalmaktadır. Motorun daha büyük HFK'larla ($\lambda > 1,3$) çalışma imkanı olsaydı, o zaman katalizatör kullanmadan hem düşük emisyon değerleri, hem de maksimum yakıt ekonomisi elde edilirdi.



Şekil 1.4 Bir benzin motorunda HFK λ , ateşleme avansı ϕ_a ve sıkıştırma oranı ϵ 'nin egzoz gazlarındaki HC ve NO_x emisyon miktarlarına etkisi [53].

Bilindiği üzere geleneksel Otto motorlarında hava-yakıt karışımı daha da fakirleştirildiğinde ($\lambda > 1,3$) klasik buji ateşlemeli sistem, yanma sürecinin normal gelişimi için gerekli reaksiyon ortamını sağlayamamaktadır. Bu motorlarda güç kontrolü hava-yakıt karışımının toplam miktarının değişimi (gaz keleşi açıklık konumu) ile olması yanma olayında etkin olmaktadır. Gaz keleşinin kapanmasıyla birlikte bir taraftan sıvı yakıtın buharlaşmasını kolaylaştırarak homojen dolgu oluşumu kolaylaştırmakta, diğer taraftan ise volümetrik verim azalmakta ve bununla ters orantılı olarak değişen artık gaz miktarı da artmaktadır. Bu durumda düşük yüklere geçilmesiyle HFK λ 'nın artırılması (fakirleştirme) yerine, dizellerin aksine azaltılması (zenginleştirilmesi) zorunluluğu ortaya çıkmaktadır. Böylece Otto motorlarının kısmi yük rejimlerinde, fakir hava-yakıt karışımlar kullanılamamasından dolayı bu motorların klasik yöntemlerle geliştirilmesi pek olası değildir.

Son yıllarda CO , HC ve NO_x egzoz kirleticilerin yanı sıra karbon dioksit (CO_2) egzoz gazına da sınırlamanın gündeme gelmesiyle kısmi yük verim konusunun önemi daha da artmıştır. *Kyoto Protokolüne* göre sera etkisi yaratarak küresel ısınmaya yol açan CO_2 gazı miktarının artışı azaltılmalıdır. Bu kapsamda Avrupa otomobilciler birliği (ACEA) 2008 yılına kadar otomobillerinin egzoz emisyonlarından kaynaklanan CO_2 miktarını 1990 yılı verilerine göre kademeli olarak %30 mertebelerine kadar düşürme taahhüdünde bulunmuştur.

Otto motorlarından kaynaklanan CO_2 gazının azaltma yollarından biri kademeli dolgulu fakir karışım kullanılmasıdır ki, bu aynı zamanda motorun yakıt tüketiminin azaltılması demektir. Bu uygulamaya örnek olarak birkaç yıl önce piyasaya çıkan kademeli dolgulu motora sahip *Mitsubishi GDI* otomobilini gösterebiliriz.

Buji ateşlemeli motorun yukarıda ortaya koyulmuş olan kısmi yük probleminin çözüm yolu, bu kısmi yük rejimlerinde fakir hava-yakıt karışımlarıyla çalıştırabilecek yöntem veya yöntemleri bulmak ve yararlanmaktır. Otto motorlarının fakir karışımlarla çalışmasını sağlayacak yöntemlerin bulunması geçen yüzyılın başlarından beri motor tasarımcılarını düşündürmektedir. Buradaki esas amaç kendi içinde hem dizelin, hem de klasik Otto motorunun avantajlarını barındıran bir motor yaratmak olmuştur. Bu tür özelliklere sahip ilk motoru 1918 yılında *H. Ricardo* çalıştırmıştır. Kısmi yük rejimlerinde buji etrafında kolaylıkla ateşlenebilen zengin, bujiden uzak yerlerde ise fakir karışımla, diğer bir deyişle *kademeli dolgu* ile çalıştırmanın birçok sorunları olmasına rağmen, günümüze kadar güncelliğini korumuştur.

Bu çalışmanın amacı: Otto motorlarının egzoz gazı emisyon değerlerini düşük tutarak, kısmi yük rejimlerinde minimum yakıt ekonomisini sağlayacak yöntemi teorik olarak elde etmek ve yüke bağlı olarak minimum yakıt tüketimini verecek kontrol karakteristiklerinin saptanmasıyla deneysel çalışmalar için temel oluşturmaktır.

Bu tezde, Otto motorlarının yük rejimlerinde gerçek çevrim büyüklüklerini etkileyen faktörleri hava-yakıt karışım oluşumu ve yanma mekanizmasına bağlı olarak irdeleyebilmek için *yeni bir teorik hesaplama yöntemi* geliştirilmesi düşünülmüş ve bu irdeleme sonucunda önerilen motorun kısmi yük rejimlerinde *minimum yakıt tüketim karakteristiğini* ve bunu sağlayacak *kontrol karakteristiklerinin* teorik olarak bulunması hedeflenmiştir.

2. GENEL BİLGİ

Günümüzde otomobiller ağırlıklı olarak Otto motorları ile tahrik edilir ve bunların toplam kullanım süresinin büyük bir kısmı şehir içi trafiğinde geçmektedir. Şehir içi yollarında maksimum hız sınırlamaları, sık durup kalkmalar ve hız rejimlerinin değişkenliği otomobil motorunun esasen kısmi yüklerde çalışmasına yol açmaktadır. Bu nedenle, Otto motorlarının kısmi yüklerde daha ekonomik ve düşük emisyonlu olmaları gereği bu motorların gelişme yönünü belirlemiş olur.

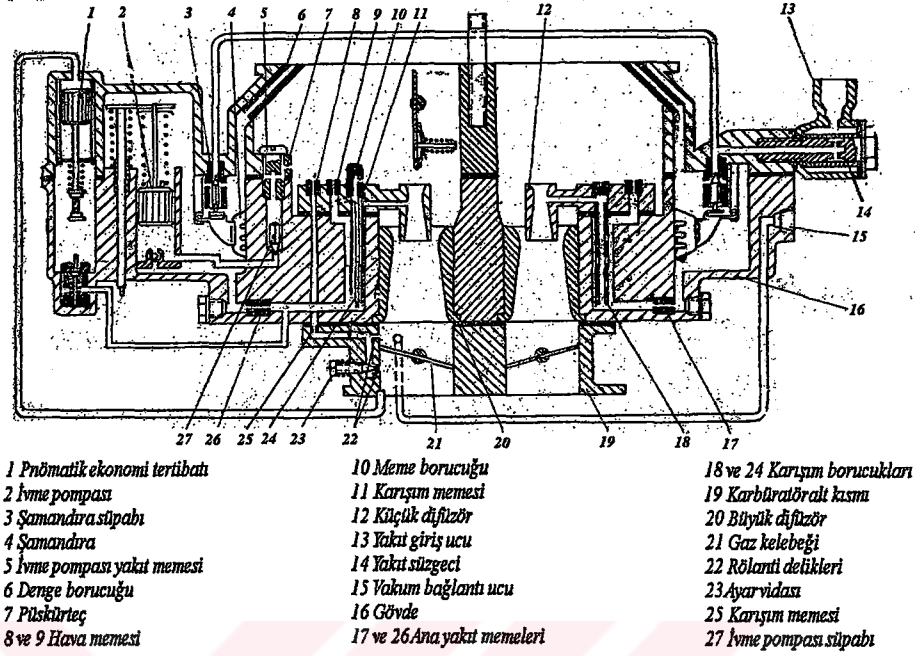
Otto motorları, hava-yakıt karışımı oluşturma yöntemine göre *karbüratörlü* ve *püskürtmeli*, karışım yapısına göre ise *homojen karışımlı* ve *kademeli dolgulu* olarak sınıflandırabiliriz.

2.1 Karbüratörlü Otto motorları

Basit bir karbüratör, gaz kelebeği ve yakıt besleme amacıyla kullanılan çok küçük çaplı borucuğunun monte edildiği bir venturiden ibarettir. Karbüratör, genelde motorun tüm giriş havasının bu venturi borusundan geçecek şekilde emme manifoldunun hava giriş ucuna yerleştirilir. Karbüratöre giriş öncesi bir hava filtresi yer alır. Sabit seviye kabı, ana meme, rölanti hız ayarlayıcısı, rölanti memesi ve hava kelebeği (jigle) karbüratörün diğer ana parçalarıdır. *Şekil 2.1'*de çift boğazlı bir karbüratör şeması verilmiştir.

Emme süresince, çevre atmosfer havası ve silindir içi düşük basınçlı ortam arasındaki basınç farkından dolayı motora giren hava, venturi boğazında ivmelenerek yüksek hıza ulaşmaktadır. Bernoulli prensibine göre bu hız artışı venturi boğazında basıncın çevre basıncından daha düşük bir değere düşmesine neden olmaktadır. Sabit seviye kabının çevreyle bağlantısı olması nedeniyle yakıt yüzeyine etki eden basınç atmosfer havasındakine eşittir. Böylece yakıt besleme borucuğunda basınç farkı oluşur, bu da yakıtın venturi boğazına akmasını sağlar. Yakıt, borucuk ucundan dışarı akarken yüksek hızdaki havayla sürüklenerek çok küçük damlacıklara parçalanır. Bu damlacıklar buharlaşıp havayla karışarak emme manifolduna taşınırlar. Motorun dönme hızı arttıkça venturi boğazındaki hava debisi artışı daha büyük basınç düşüşü yaratacak, bu da borucuktaki yakıt debisinin artışına yol

açacaktır. Düzgün tasarlanmış bir karbüratör, rölantiden tam gaz kelebeği açıklığına kadar tüm motor hızlarında doğru hava-yakıt oranını sağlar.



Şekil 2.1 Karbüratör şeması [54]

Sabit seviye kabında yakıt seviyesi şamandıra yardımıyla kontrol edilir. Otomobillerde yakıt, yakıt deposundan karbüratöre mekanik tahrikli yakıt pompasıyla, daha eski uygulamalarda ise kendi ağırlığı ile geçmektedir.

Gaz kelebeği hava debisini, yani motor hızını ve direnç yükünü kontrol etmektedir. Gaz pedalına basılmamış konumunda, gaz kelebeği kapanıklık sınır konumunu belirleyen rölanti hız ayar vidası yardımıyla bir miktar hava geçişine izin verilir. Genelde $5 \dots 15^\circ$ gaz kelebeği açıklığında olan bu ayar, rölantideki motor hızını belirlemektedir. Rölanti şartlarında gaz kelebeği kapalı konumda olduğundan venturi boğazındaki hava debisi, dolayısıyla basınç düşüşü çok düşük olacaktır. Yakıt borucuğundaki basınç farkının çok düşük olması, yakıt debisinin çok düşük olmasına ve böylece düzensiz akış denetimine sebep olur. Gaz kelebeğinin bu ve buna yakın konumlarında daha iyi akış denetimi sağlamak amacıyla karbüratöre rölanti yakıt devresi eklenmiştir. Gaz kelebeğin yaklaşık tam kapalı konumunda kelek ön ve arkası arasında büyük basınç farkı meydana gelir. Bundan yararlanılarak rölanti yakıt borucuğunda epey bir basınç farkı yaratılarak daha yüksek yakıt debisi ve daha hassas akım kontrolü elde edilmektedir. Motorlar, rölanti ve düşük hızlarda süpape bindirmesinin de etkisiyle artık gaz miktarının artışından dolayı yanma düzensizliklerini önlemek amacıyla, genelde daha zengin hava-yakıt karışımlarıyla çalıştırılır.

Jigle de denilen hava kelebeği venturi borusunun önüne, hava giriş tarafına yerleştirilir ve soğuk motorun ilk harekete geçirilmesinde kullanılır. Yanmayı göz önünde tuttuğumuzda hava-yakıt oranından çok hava-yakıt buharı oranı önem kazanır, çünkü yanma sürecinde sadece buharlaşmış yakıt reaksiyona girer. Motor soğuk iken, örneğin soğuk kış mevsiminde, emme ve sıkıştırma süreçlerinde yakıtın çok az bir kısmı buharlaşabilmektedir. Yakıt soğuk ve viskoz iken akış hızı daha düşük ve yakıt damlacıkları daha büyük olur, bu da buharlaşmayı yavaşlatır. Motor metal parçalarının soğuk olması buharlaşmayı engellemektedir. Hava-yakıt karışımının ısınmakta olduğu sıkıştırma sürecinde soğuk silindir çeperleri ısıyı soğurarak buharlaşmayı engellemektedir. Motoru ilk harekete geçirmede motor yağının soğuk ve viskoz olması daha ağır dönmесinin diğer bir nedenidir. Marş motoru ile motor döndürme hızı düşük olduğu için karbüratörden geçen havanın akış hızı düşüktür. Bu olay yakıt borucuğunda çok düşük basınç farkı ve de çok düşük yakıt debisi yaratmaktadır. İlk harekete geçirmede gaz kelebeği çok açılmasıyla rölanti kanalında yeterince basınç farkı yaratılamamaktadır. Bütün bunlar çok az yakıt buharlaşmasına nedendir ve karbüratör normal çalışma şartlarına göre ayarlı ise, silindirlere yanma için yeterli yakıt buharı sağlanamaz ve motor çalıştırılmaz. Bu nedenle karbüratörlere hava kelebeği yerleştirilir. Hava kelebeği hava debisini kısar ve tüm emme sisteminde, ilk harekete geçirmedeki çok düşük hava debilerinde bile düşük basınç (vakum) yaratır. Bu durumda hem yakıt borucuğu, hem de rölanti kanalında büyük basınç farkı nedeniyle düşük debideki havanın büyük debideki yakıtla karışması sağlanmış olur. Çok soğukta ilk harekete geçirmede silindirlere çok zengin karışım girmektedir. Yakıtın sadece buharlaşmış olan az bir kısmıyla yanabilir hava-yakıt buhar karışımı oluşturularak yanma gerçekleşir ve motor çalıştırılır. Motorun ısınmaya ve daha normal çalışmaya başlamadan önce sadece birkaç motor çevrimine gereksinim vardır. Motor ısındıkça hava kelebeği açılmaktadır, kararlı çalışmaya geçildiğinde ise tam açılmış olur.

Daha sonraki otomobil karbüratörleri otomatik hava kelebeği ile donatılmıştır. Genelde ilk soğuk çalıştırma hareketinde gaz pedalına tam basılmasıyla bu hava kelebeği devreye girer ve motorun ısınmasıyla termik ve/veya vakum yöntemiyle otomatik olarak sıcaklık arttıkça azar azar açılır.

Otomobil karbüratörlerinde var olan diğer bir önemli düzenek ivme pompasıdır. Otomobilin ivmelenmesi istenildiğinde gaz kelebeği aniden tam açık konumuna getirilir ve motora giren hava ve yakıt miktarı hızla artırılır. Gaz halindeki hava ve yakıt buharı düşük ataletlerinden (düşük yoğunluk) dolayı bu ivmelenmeye hızlı uyum sağlarlar. Ancak hala sıvı halinde olan daha büyük yakıt damlacıkları daha yüksek yoğunlukta ya da daha ataletli olmalarından dolayı çok daha yavaş

ivmelenmektedirler. Böylece motora anlık olarak eksik yakıt girer ve hava-yakıt oranında önemli bir düşüş meydana gelir. Bu olay ivmelenme sırasında motor hızında ani bir düşüşe, hatta motorun durmasına neden olmaktadır. Bunu engellemek için gaz kelebeği aniden açıldığında ivme pompası devreye girerek karbüratörden geçen havanın içine ilave yakıt püskürtülür. Bu şekilde motorda ivmelenme sürecinde ani hava-yakıt fakirleşmesi yerine ani zenginleştirme gerçekleştirilir.[55]

Karbüratörlü hava-yakıt oluşturma sistemi maksimum gelişme sınırına ulaşmış ve günümüzde uyulması gereken emisyon sınırlarını sağlayamamaktadır. Özellikle üç yollu katalizatör sistemi kullanılarak egzoz gazlarının düşürülmesine geçilmesiyle karbüratörler kullanım dışı kalmışlardır. Böylece karbüratörlü otomobiller artık üretilmemekte ve onların yerine yakıt püskürtme sistemleri olan otomobiller trafiğe katılmaktadır.

2.2 Emme manifolduna yakıt püskürtmeli motorlar

Emme manifolduna yakıt püskürtmeli sistemler kendi içinde ikiye ayrılır:

- Tek noktadan püskürtmeli (TNP)
- Çok noktadan püskürtmeli (ÇNP).

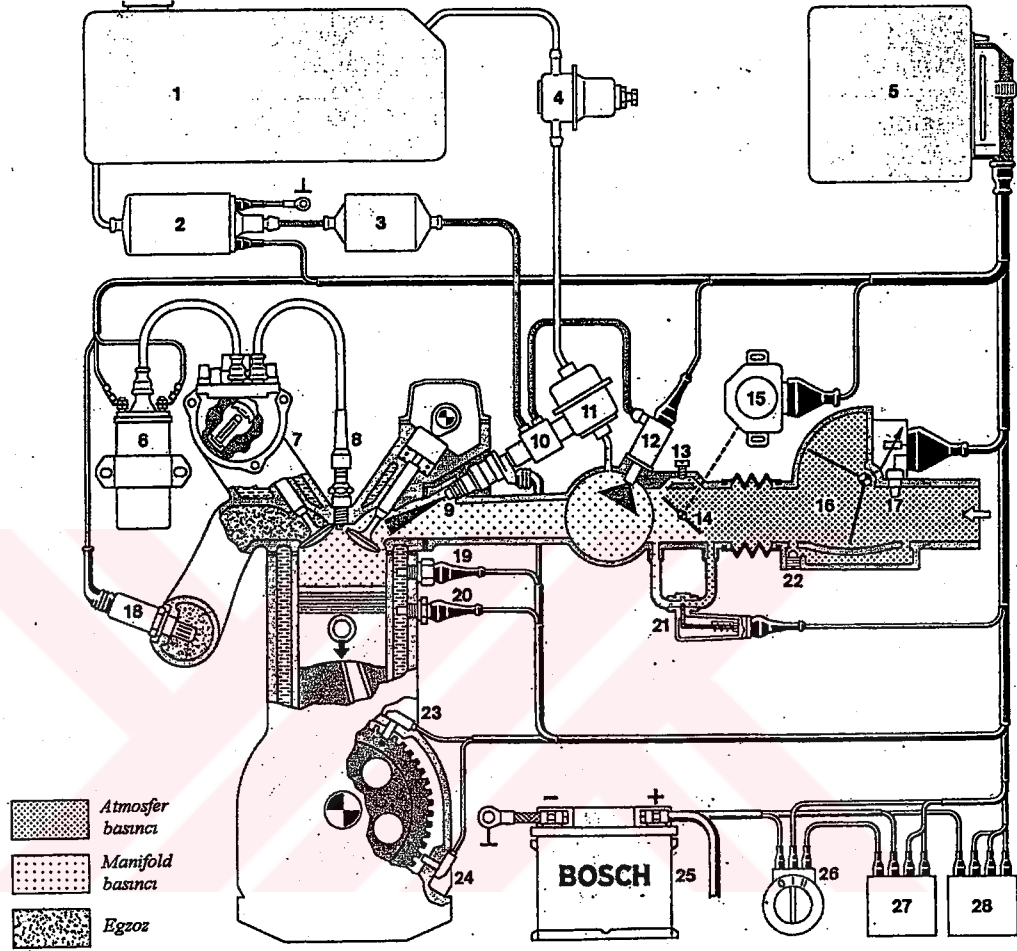
2.2.1 Tek noktadan püskürtmeli sistem

İlk yakıt püskürtmeli motorların çoğunda gaz kelebeği gövdesine monte edilmiş tek noktadan püskürtmeli adını taşıyan sistemler vardır. Bu sistemlerde bir veya birkaç enjektör emme manifoldu girişine, genelde gaz kelebeğin hemen önüne yerleştirilir. Böylece yakıt, silindirlere emme manifoldu aracılığı ile ulaştırılır. Çok noktadan püskürtmeli sisteme göre bu sistem daha basit, daha az sayıda ve daha kaba enjektörlere sahiptir ve üretim maliyeti biraz daha düşüktür. Yakıtın buharlaşması ve hava ile karışması için gerekli olan süre daha uzundur ve bu nedenle yakıtın yüksek basınçta çok ince püskürtülmesine gerek yoktur. Diğer taraftan silindirler arası hava-yakıt oranı, karbüratörlü sistemde olduğu gibi farklılık gösterir. Ayrıca motorda tek noktadan püskürtmeli sistem gaz kelebeğine cevap süresi çok noktadan püskürtmeliye göre daha yavaş, karbüratörlüye göre ise daha hızlıdır.

Bu sistem nispeten basittir, ancak üç yollu katalizatörün gereksinimlerini tam olarak karşılayamadığından dolayı yerini çok noktadan püskürtmeli sisteme bırakmıştır.

2.2.2 Çok noktadan püskürtmeli sistem

Çoğu modern buji ateşlemeli motorlar çok noktalı püskürtme sistemine sahiptirler. Bu sistemlerde (Şekil 2.2) yakıt emme süpabının arkasına püskürtülür [55]. Yakıtın



Motronic sistemi

- 1 Yakıt deposu
- 2 Elektrikli yakıt pompası
- 3 Yakıt filtresi
- 4 Titreşim sönümleyici
- 5 Kontrol ünitesi (ECU)
- 6 Ateşleme bobini
- 7 Yüksek gerilim dağıtıcısı
- 8 Ateşleme bujisi
- 9 Yakıt püskürtme enjektörü
- 10 Yakıt dağıtıcısı

- 11 Basınç düzenleyicisi
- 12 Soğuk çalışma enjektörü
- 13 Rölantri ayarvidası
- 14 Gaz kelebeği
- 15 Gaz kelebeği düğmesi
- 16 Hava akış duyargası
- 17 Hava sıcaklığı duyargası
- 18 Lambda duyargası
- 19 Isı zaman düğmesi

- 20 Motorsıcaklığı duyargası
- 21 Ek hava düzeneği
- 22 Rölantri karışım ayarvidası
- 23 Referans işaret duyargası
- 24 Motor hız duyargası
- 25 Akü
- 26 Marş düğmesi
- 27 Ana röle
- 28 Pompa rölesi

Şekil 2.2 Çok noktadan püskürtmeli sistemin şeması. [56]

süpap ile doğrudan teması buharlaştırmayı artırmakta, bununla birlikte süpabın da soğutulmasına yardımcı olmaktadır. Enjektörler yakıtı genelde emme süpabı açılmasından hemen önce sanki-statik haldeki havanın içine püskürtecek şekilde ayarlanırlar. Püskürtme emme süpabı açılmasından önce başladığı için o anda hava akışında anlık bir durgunluk vardır ve bu nedenle hava hızının sağlayabildiği gerekli karışım ve buharlaşma artışından yararlanılamamaktadır. Süpap açıldığında ise çoğu

kez enjektör püskürtmeye devam ederek havanın ve yakıt buharının silindire hücum etmesiyle yakıt damlacıklarını silindirin içine sürüklemektedirler. Emme süpabın açılmasıyla herhangi bir artık gaz ters akımı oluştuğunda yakıt damlacıklarının buharlaşması artmaktadır. Çok noktadan püskürtmeli sistemlerde her bir silindirin emme kanalında en az bir enjektör bulunmaktadır. Enjektör parçalarının üretim kalitesine bağlı olarak, çevrimden çevrime ve silindirden silindire püskürtülen yakıt miktarı farkı yok denilecek kadar azdır. Mükemmel bir yakıt debisi kontrolü olsa bile, çevrimden çevrime veya silindirden silindire hava debisi eşitsizliğinden dolayı hava-yakıt oranındaki değişimler hala var olabilmektedir. Çok noktalı püskürtme, tek noktalı ve karbüratörlü sistemlerden hava-yakıt oranı dağılımı tutarlılığı açısından daha iyidir. Bazı çok noktadan püskürtmeli motorların ilk harekete geçirme, rölanti, ivmelenme veya yüksek devirlerde zengin karışım gereksinimi olduğunda ek yakıt verebilmek için emme manifoldu girişine yerleştirilen ek yardımcı enjektör veya enjektörleri vardır.

Yakıt püskürtüldükten sonra buharlaşma ve karışım oluşması için çok kısa bir süre olduğu için emme süpabı arkasındaki enjektörlerinin yakıtı çok küçük damlacıklarla püskürtmeleri önem kazanmaktadır. İdeal halde püskürtülen yakıt damlacık çapları motor hızına bağlı olarak değiştirilmeleri gerekir. Örneğin yüksek hızlarda gerçek zaman kısa olduğunda yakıt daha küçük damlacıklarla püskürtülmesi gerekmektedir.

Çok noktadan püskürtmeli yakıt besleme sistemleri iyileştirilmiş volümetrik verimle çalışacak şekilde imal edilebilirler. Karbüratörde olduğu gibi basınç düşüşü yaratacak venturi boğazı yoktur. Emme manifoldunda hava-yakıt karışım oluşumu az veya hiç olmadığı için, yüksek hızların oluşturulması önemli değildir ve daha az basınç kaybı yaratacak geniş çaplı gaz keleşği gövdeleri kullanılabilmektedir. Üstelik manifold girişinde havanın yerini alacak yakıt buharı da mevcut değildir.

Yakıt püskürtme sistemi genelde tek yakıt pompası, ortak hazne (common rail) ve enjektörlerden ibarettir. Bu sistemde enjektörler sadece ölçme görevini üstlenerek yakıtı yüksek basınçta silindirlere püskürtürler. Motorun silindirlerine her çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı ve basıncı elektronik kumanda ünitesi (ECU) aracılığı ile kontrol edilmektedir. Püskürtme mutlak basıncı genelde 0,2 ... 0,3 MPa'dır. Çevre şartları bilgileri ile motordan ve egzoz sistemdeki duyargalardan alınan bilgiler hava-yakıt oranı ve püskürtme basıncını sürekli ayarlamak için kullanılırlar.

Yakıt pompaları yakıtı hacimsel olarak dağıtırlar ve yakıtın farklı sıcaklıklarda ısı genleşmesi ve farklı basınçlarda sıkıştırılabilirliğini telafi edecek şekilde kontrol

edilmeleri gerekir. Farklı çalışma şartlarında ortalama yakıt akış süresi 50 kata varan değişim gösterebilmektedir.

Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı 1,5 ... 10 ms mertebesinde olan püskürtme süresi ile ayarlanabilir. O andaki çalışma şartlarına bağlı olarak bu, motorun 10...300 °KMA' ya (derece krank mili açısı) karşılık gelmektedir. Püskürtme süresi motor egzoz duyargaları geri beslemesiyle belirlenir. Uygun hava-yakıt oranı açısından püskürtme süresini ayarlama da geri beslemelerden en önemlisi egzoz gazındaki oksijen miktarı bilgisidir. Egzoz gazındaki oksijen miktarını belirlemede egzoz manifoldundaki oksijenin kısmi basınç değeri kullanılmaktadır. Diğer geri besleme parametreleri motor hızı, sıcaklıklar, hava debisi ve gaz keleşi konumudur. Motor, ilk harekete geçirmede gerekli olan ek yakıt miktarını soğutucu sıcaklığı ve marşı basmayla belirlemektedir.

Farklı türde yakıt enjektörleri mevcuttur. Meme, yay veya mıknatıs kuvvetinin iğne süpabının yuvasına oturmasını sağlamasıyla kapalı tutulmaktadır. Düşük basınçlı memelerde püskürtme, basınç artışıyla süpab itilerek açılmasıyla gerçekleşir. Yüksek basınçlı memelerde püskürtme, elektrikli bir solenoidin iğne süpabını açmasıyla gerçekleşmekte. Püskürtme süresi ve bazı uygulamalarda basınçta genelde elektronik olarak kontrol edilmektedir.

Günümüzde gelişmiş Avrupa ülkelerinde Euro-3 standardı yürürlükte ve bu standardın öngördüğü sınırların sağlanması çok noktadan yakıt püskürtmeli sistem ile üç fonksiyonlu katalitik dönüştürücü yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Yukarıda belirtildiği gibi, günümüzde uygulanmakta olan tüm standartlar egzoz gazlarındaki NO_x , HC ve CO gibi zararlı bileşenlerin miktarlarını sınırlamaktadır. Kyoto protokolüne uygun olarak Avrupa ülkeleri taşıtlardan kaynaklanan karbon dioksit (CO_2) gaz miktarını 2008 yılına kadar 1990 verilerine göre kademeli olarak %30 oranında azaltma taahhüdünde bulunmuşlardır.

NO_x , HC ve CO bileşenlerinin yanı sıra CO_2 miktarının düşürülmesi ancak tüketilen yakıt miktarının azaltılması ile mümkündür. Dolayısıyla üç fonksiyonlu katalizatörün verimli çalıştırılması için uygulanmakta olan hava fazlalık katsayısını (HFK) $\lambda = 1$ 'de tutularak çalıştırma yerine motoru tüm yük rejimlerinde fakir karışımla, yani birden büyük HFK'lar ile ($\lambda > 1$) çalıştırılması gerekmektedir. Buji ateşlemeli motorların çok fakir karışımlarda ($\lambda = 1,35 \dots 3,5$) çalışmasını sağlamak için kademeli dolgu prensibi kullanılır. Aşağıda kademeli dolgu prensibi ile çalışan motorların varolan iki tipi hakkında açıklamalar verilmiştir.

2.3 Kademeli dolgulu Otto motorları

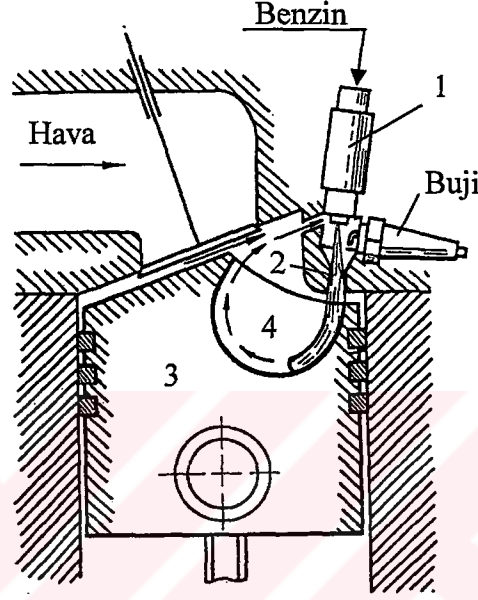
Kademeli dolgu prensibi ilk kez 1918 yılında Ricardo tarafından uygulanmıştır. Bu prensip ile çalışan motorlara, kademeli dolgulu (*Stratified Charge*) motorlar denir [56]. Kademeli dolgu uygulamasında mevcut motorlardan farklı olarak ateşleme bujisi etrafında zengin, yanma odasının diğer bölgelerinde ise fakir hava-yakıt karışımı sağlanmalıdır. Günümüze dek çeşitli otomobil üreticileri (GM, Ford, Texaco, Wolkswagen, BMW, Fiat, Honda, Mitsubishi, Toyota vb.) tarafından kademeli dolgulu motorların birçok örneğinin teklif edilmesine rağmen, klasik motorlar gibi seri üretimleri yapılmamıştır [25, 28, 29, 51, 58, 59]. Bunun nedeni tüm yük ve hız rejimlerinde buji etrafında kolaylıkla tutuşabilen zengin karışım sağlayamamak ve fakir karışımı güvenilir bir biçimde yakamamaktır. Bu sorunları çözmek için yapılmış çalışmalar sonucu önerilmiş motorları hava-yakıt karışım oluşturulması ve yanmasına göre iki sınıfa ayırmak mümkündür:

- a) Hava-yakıt karışımı silindirin içinde oluşan, dizel motorlarında olduğu gibi, direkt yanma odasına yakıt püskürtmeli Otto motorları (*Direct Injection SI Engine - GDI*) [31, 32, 60-64];
- b) Hava-yakıt karışımı, klasik Otto motorlarında olduğu gibi, silindirin dışında (emme manifoldunda) oluşan ve yanma prosesi iki aşamada gerçekleşen *alev demetiyle ateşlemeli* kademeli dolgulu motorlar (*Pre-chamber Torch (or Jet) Ignition Stratified Charge Engine*) [29, 36, 59, 65, 66].

2.3.1 Direkt benzin püskürtmeli Otto motorları - GDI

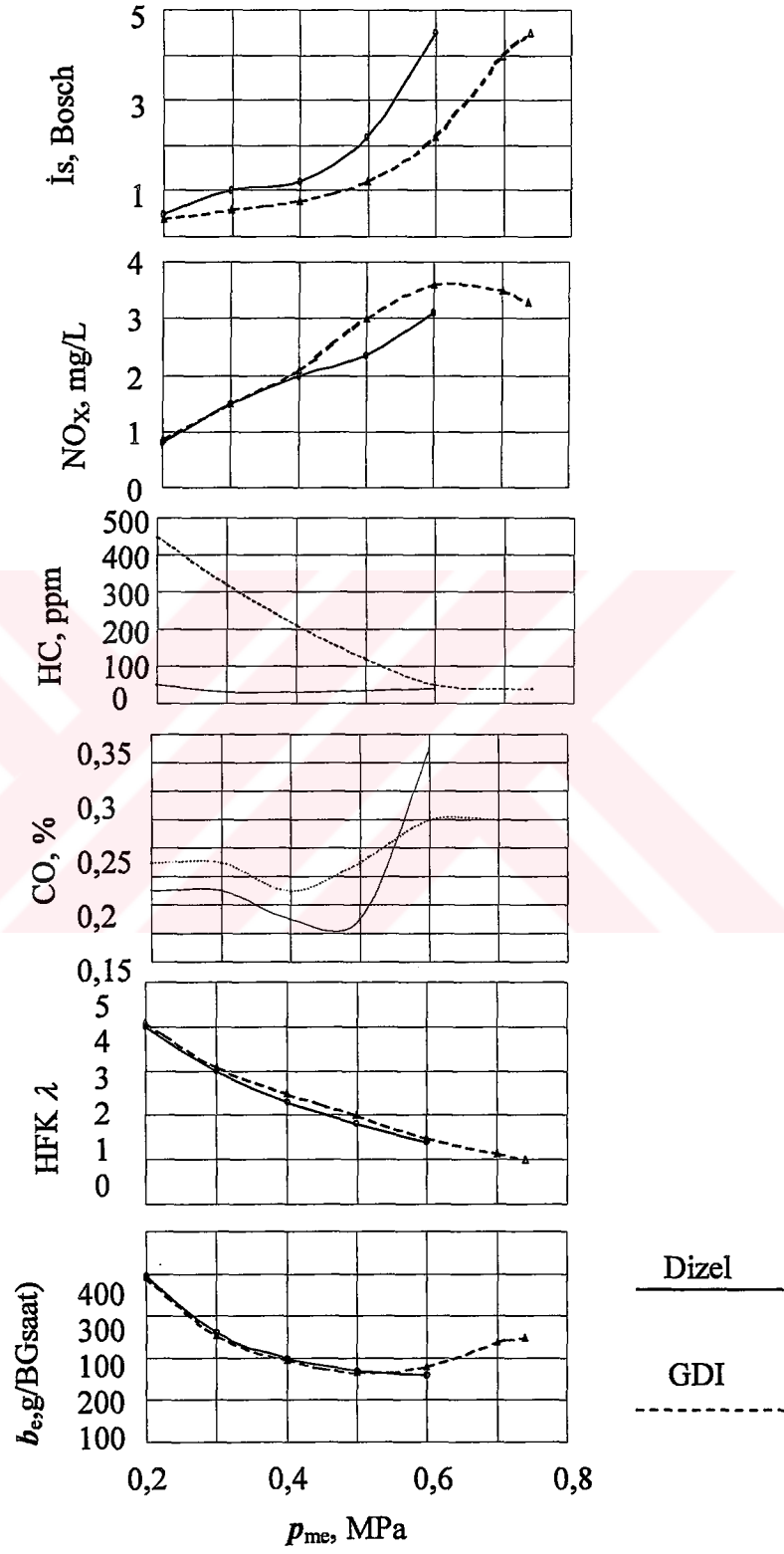
Bu tip motorlara örnek olarak 1980'li yıllarda Azerbaycan Teknik Üniversitesi'nde (AzTÜ) geliştirme çalışmaları yapılmış olan bir motoru tanıtalım [63, 64]. *Şekil 2.3*'te sözü edilen motorun karışım oluşum şeması gösterilmiştir. Yakıt, sıkıştırma işleminde 10...20 bar basınçla tek delikli enjektörün (1) yardımı ile ön odacık kanalını (2) takip edecek şekilde piston (4) üzerinde yapılmış küresel şekilli esas yanma odasının (YO) (6) cidarlarına teğetsel yönde püskürtülür. Pistonun ÜÖN' ye doğru hareketinde esas YO' da oluşan hava türbülansı, yakıtın YO cidarına yayılmasını ve çok kısa bir zamanda buharlaşmasını sağlamaktadır. Hızlı buharlaşmanın nedeni sıvı yakıt filmi ile piston yüzeyi arasında ısı transfer katsayısının (ITK) yakıt damlacıkları ile hava arasındaki ITK dan birkaç kat daha büyük olmasıdır. Püskürtme sürecinde ön odanın ikinci kanalından (7) ön odaya

emilen hava, odanın artık gazlardan temizlenmesini sağlar. Püskürtme prosesinin sonunda ön odadaki yakıt damlacıkları emilen hava ile karışarak tüm rejimlerde buji ile çabuk ateşlenebilecek zengin karışım oluşturur. Bu durumda esas YO' ndaki yakıt damlacıkları türbülanslı hava ile karışarak kısmi yüklerde fakir karışım oluşturur. Ön odada yanan zengin karışım basıncı artırdığı için alev 2 ve 7 kanallarından esas YO' ya nüfuz eder ve buradaki çok fakir karışımın bile yanmasını sağlar.



Şekil 2.3 Yakıt-hava karışım şeması [64].

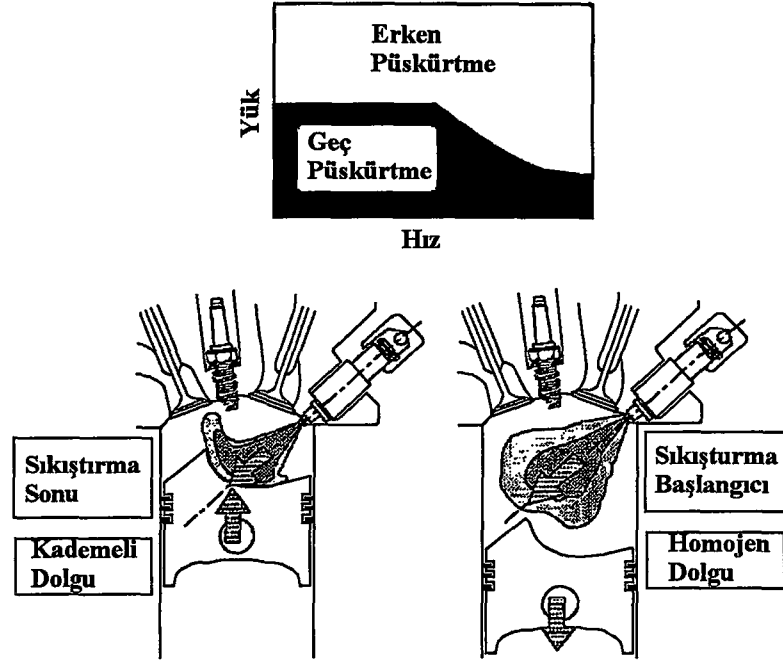
Şekil 2.4'te temel boyutları S/D =140/125 mm olan tek silindirli dizel motorun, hem dizel hem de kademeli dolgu (GDI) prensibi ile çalışmasından elde edilmiş yük karakteristiği gösterilmiştir [63]. Şekilden görüldüğü gibi motor GDI prensibi ile çalıştığında, dizel prosesinde olduğu gibi, tüm yük rejimlerdeki karakteristikler (volümetrik verimin sabit $\eta_v=0,9$ olduğu durumda) HFK'nın geniş sınırlarda değişmesiyle ($\lambda=1,1...4,1$) elde edilir. Bunun yanı sıra motorun gücü de aynı iş koyuluğu ($D = 4,5$ (Bosch ölçeği)) şartında %20 ye kadar artar (ortalama efektif basınç $p_{me}=0,60$ dan $0,74$ MPa'la kadar artar). CO emisyonu %0,2...0,25 den fazla olmamakta, NO_x emisyonu ise dizel çevriminden çok farklı olmamaktadır ($NO_x = 0,85...3,6$ mg/l). Fakat kısmi yüklerde ($p_{me} < 0,6$ MPa) HC emisyonu GDI motorunda dizel prosesine göre yüksek olur ($p_{me} = 0,2$ MPa yüke karşılık HC = 450 ppm değerine ulaşır). Tam yük rejiminde ise her iki proses için HC = 40 ppm olmaktadır. Yani GDI prensibinin en önemli eksikliği, egzoz gazlarındaki HC emisyonunun fazla olmasıdır.



Şekil 2.4 GDI ve dizel motorlarının karşılaştırması [63]

Bunun nedeni, yakıtın sıkıştırma işleminde silindire püskürtülmesine rağmen (püskürtme avans açısı ÜÖN'dan 90°KMA önce) yakıt damlacıklarının tam olarak buharlaşıp hava ile karışamaması ve çok fakir karışımlarda ($\lambda > 2,0$) alev cephesinin soğuk cidarlar yakınlarında sönmesidir. Motorun kısmi yüklerde çok fakir karışımlarda çalışmasına rağmen, egzoz gazlarında dizel motorlarında olduğu gibi NO_x emisyonlarının fazla olması ilginçtir. Bu durum, homojen karışımlarla çalışan motorlarda NO_x oluşum teorisiyle izah edilememektedir. Çünkü $\lambda > 1,35$ olan homojen karışımın yanma sonu sıcaklığı azotun oksitlenmesi için yetersiz olduğundan sadece NO_x nun meydana gelmemesi gerekir. GDI halinde NO_x emisyonunun fazla olma sebebini Y.Zeldovich' in difüzyonlu yanma üzerine yaptığı teorik çalışmalara [66, 67] dayanarak açıklamak mümkün olur. Bu çalışmalara göre, önceden birbirlerine karışmamış yakıt buharlarıyla hava, sadece yanma zamanı karışırlarsa yanma sonu sıcaklığı ve yanma ürünleri stokyometrik homojen karışımın ($\lambda = 1$) yanması sonucunda oluşan sıcaklık ve yanma ürünleriyle aynı olur. GDI motorlarında, dizel motorlarında olduğu gibi karışımın oluşumu ve yanması arasında çok az bir süre farkı olduğundan yanma prosesi difüzyonlu yanma kanunlarına uymaktadır. Buna göre de çok fakir karışımlar kullanıldığında bile yanma bölgesinde yerel sıcaklığın stokyometrik karışımın yanmasında olduğu gibi yüksek olmasından dolayı NO_x emisyonu artar ve sıcaklıklar daha sonra düşse bile NO_x 'ler donduğu seviyede kalır.

Bilindiği gibi Mitsubishi firması GDI tipli yeni motorunu piyasaya sürmüştür [31]. Şekil 2.5'te gösterildiği gibi bu motorda piston içerisindeki yanma odası öyle şekillendirilmiştir ki, yüksek basınçla silindire püskürtülen yakıt damlacıkları tüm yük rejimlerinde ateşleme bujisi tarafına yönlendirilerek zengin karışım oluşmasını sağlar. Yakıtın silindire püskürtüldüğü an yük rejimine bağlı olarak elektronik kontrollü enjektörün yardımı ile değişir. Tam yüklerde silindirde homojen karışım oluşturmak için yakıt emme zamanında, kısmi yüklerde ise kademeli dolgu oluşturmak için sıkıştırma zamanında püskürtülür. Yüke bağlı olarak HFK $\lambda = 1,0...3,5$ arasında değişir, böylece motorun yüksek performanslı ve ekonomik olmasını sağlar. Fakat AzTÜ motorunda olduğu gibi bahsedilen motorda da egzoz gazlarındaki HC ve NO_x emisyonları yüksek olmaktadır. Bu kirleticilerin standart değerlerini aşmamak için firma iki tip katalizatör (NO_x için absorpsiyon uygulaması ve katalizatör ile parçalanma, HC ve CO için ise katalizatörlü oksidasyon) kullanmak zorunda kalmıştır. Yakıt püskürtme sistemi dizel motorlarındakine benzer olup ilave elektronik donanım ve yazılımla birlikte motorun maliyetini önemli derecede artırmıştır.



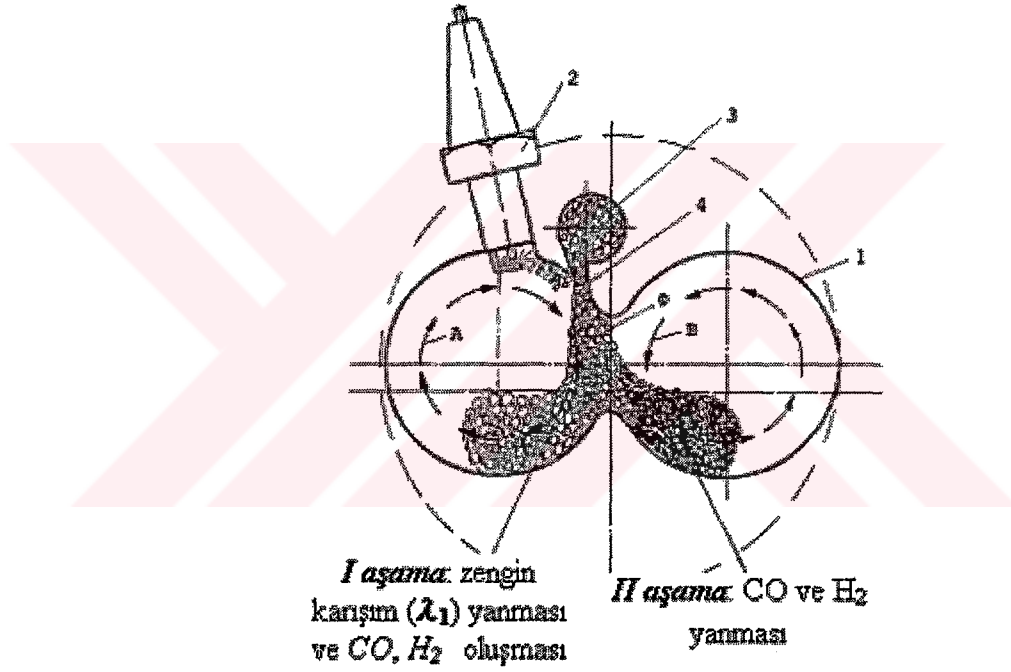
Şekil 2.5 Mitsubishi GDI motorun çalışma prensibi şematik gösterimi [31].

2.3.2 Alev demetiyle ateşlemeli kademeli dolgulu Otto motorları

Bu tip motorlar ön (yardımcı) yanma odacığından alev demetiyle yanmalı veya jet ateşlemeli Otto motorları olarak da bilinir. Bujinin yer aldığı küçük hacimli (yanma odası hacminin %3 ... 10) ön yanma odacığına özel bir emme supabı ve karbüratör yardımıyla zengin karışım ($\lambda = 0,6 \dots 0,9$), esas yanma odasına ise kısmi yük rejimlerinde fakir karışım emilir. Yanma süreci birinci aşaması ön yanma odasında zengin karışımın yanmasıyla tamamlanır. İkinci aşamada alev demetiyle ön yanma odasından esas yanma odasına püskürtülen eksik yanma ürünleri buradaki fakir karışımı yakarak motorun kısmi yüklerde fakir karışımlar kullanılarak verimli olmasını sağlar. Bu tip motorlara örnek olarak eski Sovyet Bilim Akademisi'nin Kimyasal Fizik Enstitüsü ile Gorki Otomotiv Fabrikasının (GAZ) birlikte yapmış olduğu ve 'HONDA' firmasının piyasaya çıkarmış olduğu 'CVCC – Proses' ile çalışan motoru gösterebiliriz [29, 68]. Bu tip motorlarda ön yanma odasının zengin karışımla besleme vb. problemler çözülemediğinden dolayı bu motorlar piyasadan kaldırılmıştır.

Bu tip motorlara örnek olarak yine AzTÜ'de deneyleri yapılan kademeli dolgulu alev demetiyle yanmalı motorlara örnek olarak tanıtalım. Önerilmiş olan bu motorun patentinin alınması için Azerbaycan'da (başvuru No: 792-n, 14.12.1994) İsviçre'de (No: 0259/98, 05.12.1998) ve Türkiye'de (No:12594, 23.02.1999) kayıtları yapılmıştır. Şekil 2.6'te bu motorun hava-yakıt karışımının oluşturulması ve yanması

şematik olarak gösterilmiştir [36]. Sekize benzer yapılan esas YO'da emme ve sıkıştırma zamanı birbirinin tersine aynı hızda dönen iki döngülü hareketle oluşturulur. Bu nedenle bu yanma odası 'İki döngülü Yanma Odası' olarak ta adlandırılmaktadır. HFK $\lambda = 0,5...0,8$ arasında değişen zengin karışımlardan oluşan 'A' döngüsünün etki bölgesinde buji (2) ve türbülans odacığı (3) yerleştirilir. 'B' döngüsü sadece havadan oluşur. Her iki döngü aynı hız ve kinetik momentumda döndüklerinden [36] ateşleme anına kadar birbirleriyle karışmamaktadır. Dolayısıyla motorun tüm çalışma rejimlerinde kademeli dolgu elde edilebilmektedir. Döngüler emme zamanından itibaren gerçekleştiği için, zengin hava-yakıt karışımı silindire, karbüratörle veya emme manifolduna takılan düşük basınçlı enjektörle gönderilir. Yani GDI tipli motorlarda uygulanan karmaşık ve özel yakıt püskürtme sisteminin kullanılmasına gerek yoktur.



Şekil 2.6 Kademeli dolgulu iki aşamalı yanma sürecinin şematik gösterimi.

Sıkıştırma işleminin sonuna yakın belirli bir avansla buji ile oluşan alev cephesi önce (A) döngüsünün yardımı ile (3) türbülans odacığı (4) kanalına yöneltilir. Bu durumda esas YO'dan türbülans odacığına sıkıştırılmış olan zengin karışım oluşan alevden tutuşarak ana yanma odasına alev demeti şeklinde yayılarak buradaki karışımın yanmasını hızlandırmaktadır. Diğer bir deyişle türbülans odacığında basıncı artmış olan yanan gazlar alev demeti (Φ) şeklinde her iki döngüye teğetsel yönde yüksek hızla ilerleyerek esas yanma odasına geçmektedir. Alev demeti önce karşısındaki zengin karışımın yanmasını ve yanma sonucu oluşan eksik yanma ürünlerini yakmak için havadan ibaret olan (B) döngüsünün etki bölgesine yöneltilmesini sağlar.

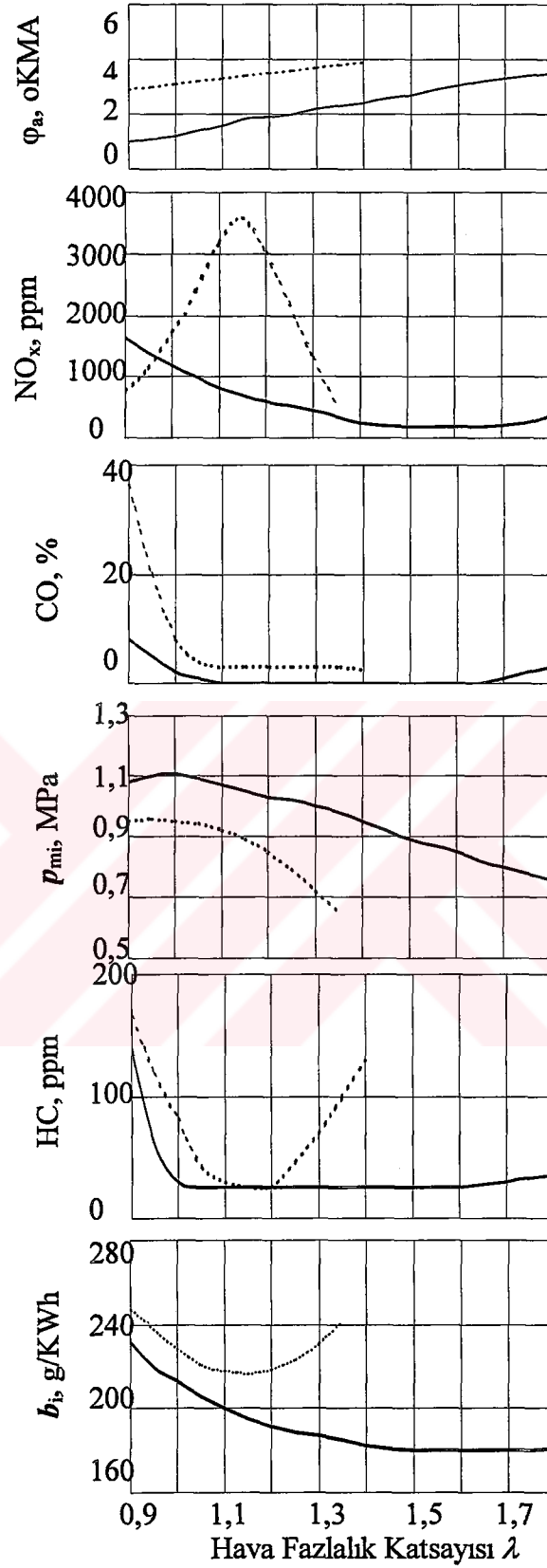
Dolayısıyla ideal yanma süreci iki aşamada ('Kademeli Dolgulu İki Aşamalı Yanma') gerçekleşir:

- a) Zengin karışımın yanması ve eksik yanma ürünlerinin (CO ve H_2) oluşması;
- b) Eksik yanma ürünlerinin hava ortamında yakılması.

Şekil 2.6'teki şemadan anlaşıldığı gibi ön yanmalı odadan ateşlemeli motorlarda olduğu gibi söz konusu motorda küçük hacimli türbülans odacığı zor problemler yaratan özel bir süpap, manifold ve karbüratörün yardımıyla değil, sadece sıkıştırma süresince esas yanma odasında oluşan zengin karışımdan beslenir. Birinci kademede zengin karışım ($\lambda_1 = 0,5 \dots 0,8$) yandığı ve yanma prosesinin yüksek hızla dönen türbülanslı ortamda gerçekleştiği için tam yük rejiminde vuruntulu yanma önlenir ve normal oktan sayılı yakıtın kullanılması durumunda bile sıkıştırma oranını optimum değerine ($\epsilon = 11 \dots 12$) yükselterek, kısmi yük rejimlerinde ise fakir karışımlar kullanılarak motor verimi daha da artırılabilir.

İki döngülü yanma odasına sahip tek silindirli bir motorunun ($S/D=92/92$ mm) deney sonuçlarını görelim [65, 69]. Şekil 2.7'de motorun standart ve iki döngülü YO'la çalışma halinde HFK'ya bağlı olarak indike yakıt tüketimi b_i , ortalama indike basıncı p_{mi} , egzoz gaz emisyonları (CO , HC ve NO_x) ve ateşleme avansının ϕ_a değişimleri gösterilmiştir. Bu sonuçlar sabit motor hızı ($n = 2000$ d/d) ve volümetrik verimde ($\eta_v = 0,83$) standart motorda $\epsilon = 8,2$, iki döngülü yanma odalı motorda ise $\epsilon = 11,4$ sıkıştırma oranında elde edilmiştir. Görüldüğü gibi iki döngülü YO, oktan sayısı (OS) düşük (OS = 76) benzin kullanıldığında bile yüksek sıkıştırma oranında ($\epsilon = 11,4$) vuruntusuz yanma ve çok fakir karışımlarla ($\lambda > 2$) çalışma olanağı sağlar. Bu ise motorun yakıt tüketiminin %20 oranında azalmasına ve gücünün %16 oranında artmasını sağlar. Fakir karışımlar kullanıldığında bile yanma sürecinin hızla devam etmesi ve buna bağlı olarak da ateşleme avansının (ϕ_a) iki kat azalması egzoz gazlarındaki kirleticilerin, özellikle NO_x 'lerinin azalmasına yol açmaktadır. Şekil 2.7'de görüldüğü gibi, iki döngülü yanma odalı motor standart motorun maksimum ortalama indike basıncına ($p_{mi} = 0,92$ MPa) $\lambda = 1,3 \dots 1,35$ değerinde ulaşmaktadır. Eğer motor tüm yük rejimlerinde $\lambda = 1,35 \dots 3,5$ karışımlarıyla çalışırsa özgül yakıt tüketimi çağdaş dizel motorlarının yakıt tüketimi ($b_i = 180 \dots 190$ g/kWh) seviyesine düşmesinin yanı sıra egzoz gazlarındaki zehirli bileşenlerin (CO , HC , NO_x) miktarı ve ayrıca CO_2 gaz miktarı düşük olmaktadır.

Bu doktora çalışmasında termodinamik çevrim analizi ile kademeli dolgu yöntemine ağırlık verilmektedir [70]. Kısmi yükün kuramsal açıdan incelenmesi hakkında bir katkı sağlanacağı düşünülmektedir.

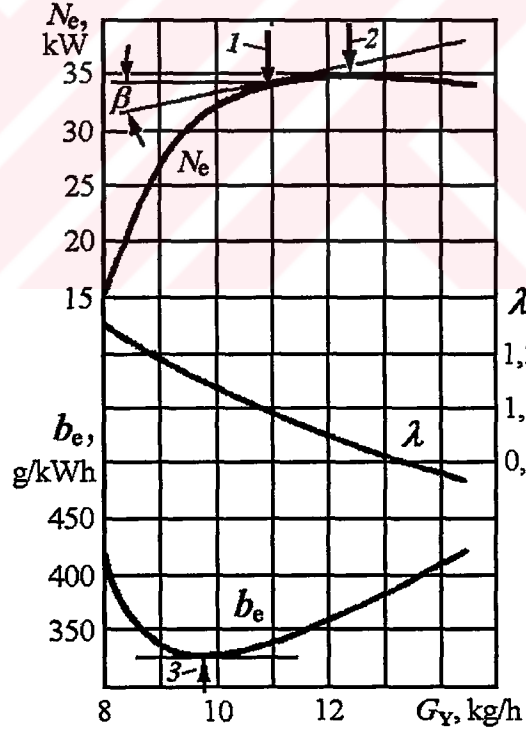


-----Standart ($\epsilon=8,2$); — İki Döngülü ($\epsilon=11,4$)

Şekil 2.7 Standart ve iki döngülü kademeli dolgulu Otto motorun karşılaştırılması ($n = 2000 \text{ d/d}$; $\eta_v = 0,83$). [66]

2.4 Maksimum yük rejiminde optimum karakteristiğinin deneysel olarak belirlenmesi

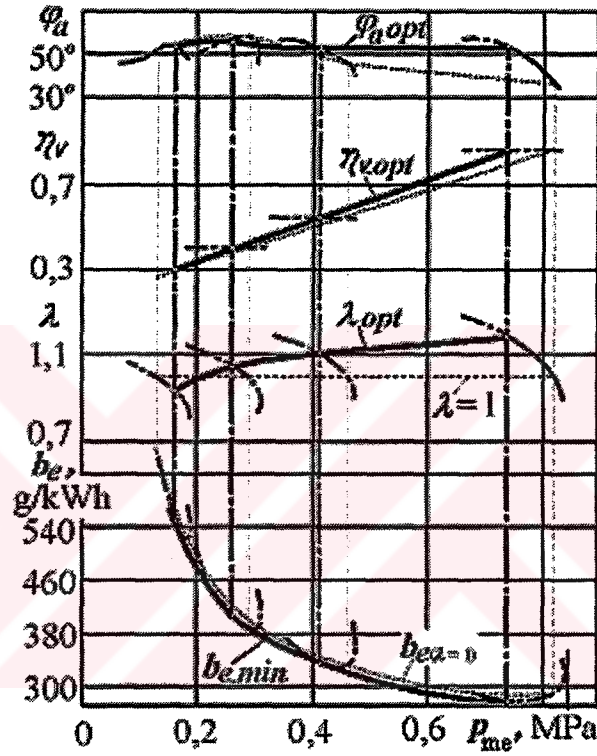
Yeni üretilecek bir Otto motorunun en iyi güç, yakıt tüketimi ve egzoz emisyonu karakteristiklerinin belirlenmesi çok iyi donanımlı bir fren deney düzeneğinde farklı ayar karakteristikleri elde edilmesi ile gerçekleşmektedir. Bu karakteristiklerin arasında en fazla zaman ve maddi yatırıma, motorun yüküne bağlı olarak minimum yakıt tüketimi karakteristiğinin elde edilmesi için gereksinim vardır. Bunun nedeni, yüke bağlı optimum karakteristiğini çıkartmak için gaz kelebeği konumu (en az dört-beş farklı konumda, örneğin maksimum yükün %100, %75, %50 ve %25'ini sağlayan gaz kelebeği konumları) ve motor hızı (farklı hızlarda, örneğin minimum 1000 d/d'ın 500 d/d artışlarla maksimum dönme hızına kadar) her deney noktası için sabit tutularak yakıt besleme sisteminin (karbüratörlü veya yakıt püskürtmeli) yardımı ile yakıt miktarını yanma sınırları içinde küçük adımlarla değiştirme gereksiniminin olmasıdır. Böyle bir karakteristik örneği Şekil 2.8'de gösterilmiştir [53].



Şekil 2.8 GAZ-51 motorun tam yük rejiminde hava-yakıt oranına göre karakteristiklerinin belirlenmesi: 1 – normal; 2 – maksimum güce göre; 3 – minimum yakıt tüketimine göre [53]

Şekil 2.8'deki grafikler gaz kelebeğinin tam açık konumunda (tam yükte) elde edilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi motorun maksimum gücü (2 noktası) hava fazlalık katsayısının $\lambda = 0,9$ değerinde, minimum özgül yakıt tüketimi ise (3 noktası)

gerekmektedir. Dolayısıyla Şekil 2.9'dan da görüldüğü gibi (noktalı çizgiler) klasik Otto motorların günümüzdeki durumu minimum yakıt tüketimi için değil, standartlarda öngörülen egzoz emisyonları sınırlarını sağlamak üzere ayarlanmıştır. Böylece orta yük rejimlerde motoru $\lambda \approx 1,0 \dots 1,2$ bileşimli fakir karışım yerine $\lambda = 1,0$ stokiyometrik karışımla, çok düşük yüklerde ise $\lambda \approx 0,8 \dots 0,9$ bileşimli zengin karışım yerine yine stokiyometrik karışımla çalıştırarak b_e eğrisini minimumun üzerine, daha kötü yakıt ekonomisi tarafına çekilmiş olur.



Şekil 2.9 MZMA-407 motorunun minimum yakıt tüketimine göre optimum karakteristiği ($n = 2000$ d/d) [53'den uyarlanmıştır]

Yukarıda açıklanmış olan yöntem ile farklı hız rejimlerinde elde edilen karakteristikler motorun minimum yakıt tüketimini sağlayacak optimum karakteristikler olup, motor yakıt besleme ve ateşleme sisteminin tasarlanmasında (ayarlanmasında) temel veri olarak kullanılır. Buradan anlaşılan o ki, motorun minimum yakıt tüketim karakteristiğinin elde edilmesi için kontrol karakteristiklerinin deneysel olarak bulunması yukarıda belirtildiği gibi hem zaman, hem de maddi yatırım gerektirmektedir.

2.6 Tezin amacı doğrultusunda çözüm yolları

Yukarıda belirtildiği gibi otomobillerin büyük bir kısmı Otto motorları ile tahrik edilir ve kullanım sürelerinin büyük bir kısmını şehir içi trafiğinde kısmi yük rejimlerinde çalışarak geçirmektedir.

Günümüzde varolan çok noktadan yakıt püskürtmeli ve üç yollu katalitik dönüşüm sistemleri ile çalışan Otto motorları ('Homojen yanma' mekanizması ile çalışan motorlar) gelişim sürecini tamamlamak üzere olduklarından dolayı yeni yöntem ile çalışacak sistemlere gereksinim vardır. Böyle bir gereksinimin asıl nedeni diğer kirletici gazların yanı sıra karbon dioksit (CO_2) gazına da sınırlamalar getirilmesidir. Bu bakımdan uzun süredir unutulmuş olan kademeli dolgulu Otto motorları yeniden bilim adamları ve sanayicilerin dikkatini çekmeye başlamıştır.

İçten yanmalı motorların gerçek çevrim teorisinin mevcut durumu Otto motorların kısmi yük rejimlerini etkileyen faktörlerin ortaya çıkarılması bakımından yeterli sayılmamaktadır. Günümüzde Grinevetski – Mazing'in 'İYM ısı hesabı' [71, 72] adı ile tanınan motorların gerçek çevrim termodinamik hesap yöntemi gelişmiş olmasına rağmen, hesaplanması öngörülen motorda uygulanan yanma mekanizması göz önüne alınmadan sadece tam yük rejiminde motorun indike ve efektif büyüklüklerini hesaplama olanağına sahiptir. Dolayısıyla bu termodinamik hesap yöntemini geliştirip hem uygulanan yanma mekanizmasını, hem de motorun kısmi yük rejimlerini hesaba katmak gerekir, böylece motor performans ve yakıt tüketimini etkileyen faktörleri hesaplama yolu ile açıklama ve optimizasyon amacı ile incelemeler yapabilme gereksinimi karşılanmış olur.

Bölüm 1'de belirtilen amaç doğrultusunda yapılacaklar aşağıda sıralanmıştır:

- 1) Grinevetski – Mazing'in 'İYM ısı hesabı' yapısından hareketle Otto motorlarının üç tip yanma mekanizması ('Homojen karışımli yanma', 'Kademeli dolgulu difüzyonlu yanma' ve 'Kademeli dolgulu iki aşamalı yanma') kullanılarak, kısmi yükler de dahil, tüm yük ve hız rejimlerinde gerçek çevrim parametrelerinin, indike ve efektif büyüklüklerinin hesaplama yönteminin hazırlanması;
- 2) Bu yöntemden yararlanarak motorun tüm çalışma rejimlerinde performans, yakıt ekonomisi ve egzoz emisyonunu etkileyen faktörleri inceleyerek Otto motorlarının geliştirilmesi için daha uygun bir yanma mekanizması seçmek;
- 3) Seçilmiş yanma mekanizması ile çalışması öngörülen motorun tüm yük rejimlerinde minimum yakıt tüketimi karakteristiğini teorik olarak bulunması.

3. KISMİ YÜK REJİMLERİNDE OTTO MOTORU GERÇEK ÇEVİRİM TERMODİNAMİK HESAPLAMA YÖNTEMİ

3.1 Hesaplama yönteminin seçimi

İçten yanmalı motorlarda gerçek çevrim süreçlerini irdelemek için birçok matematik model kullanılmaktadır. Modeller *termodinamik* ve *boyutlu* (akış dinamiği) başlığı altında, enerji korunumu veya akış hareketini irdeleme esasına dayanarak iki ana sınıfa ayrılabilir. Termodinamik modeller kendi içinde *genel*, *tek* ve *çok bölgeli*; boyutlu modeller ise *sıfır*, *tek* ve *çok boyutlu modeller* olarak alt sınıflara ayrılabilir. [23, 73-75]

Genel termodinamik modellerde yanma süreci termodinamik denge esasında, sıcaklık gradyanı, basınç dalgaları, denge dışı bileşimler, yakıt buharlaşması vb. olaylar ihmal edilir, yani zamandan bağımsızdır. [76]

Tek bölgeli modellerde silindir içindeki iş gazları karışımın basıncı, sıcaklığı ve bileşimi düzgün (uniform) olarak dağıldığı kabul edilir. Bu modeller tanı (ısının açığa çıkışının irdelenmesi) ve öngörü amacıyla kullanılır. Tanı modellerinde deneyde elde edilen basınç diyagramları, ısının açığa çıkış hızını veya yakıtın kütleli yanma oranını hesaplamada girdi olarak kullanılır. Basit olmalarından dolayı tek bölgeli modellerde boşluklardan giren ve çıkan kütle miktarı bu modellerde yer alabilmektedir, ancak alev ilerlemesi ve yanma odası geometrisi bu modellerde ihmal edilmektedir.

Eğer yakıtın kütleli yanma hızı belliyse tek bölgeli modeller öngöründe bulunmak için kullanılabilir. Yanma hızı yanma süresi, ateşleme avansı, motor geometrisi, artık gaz miktarı vs. parametrelere bağlı olarak değişir. Dolayısıyla farklı motorlarda veya aynı motorda farklı çalışma koşullarında ayarlama yapılması gerekebilmektedir.

Tek bölgeli modellere göre çok bölgeli modeller yanma olayını fiziksel olarak daha iyi bir şekilde çözümlemeye kullanılmaktadır. Genelde yanma odası yanmış ve yanmamış bölgelere ayrılır; bazı durumlarda yanmış ve yanmamış gazların arasındaki ısı sınırları da hesaplamada yer alır. Yanma odasındaki gaz karışımı ideal

gazlardan (yanmamış gaz bölgesinde donmuş ve yanmış gaz bölgesinde kimyasal dengede) oluştuğu kabul edilir ve yanmış ve yanmamış gazlar için termodinamiğin birinci kanunu, hal denklemi ve kütle ve hacim korunumu denklemleri kullanılır. Silindir içindeki basınç uniform kabul edilir ve yanmış ve yanmamış gazların basıncı, kütlesi, hacmi, bileşimi ve sıcaklığı için birinci mertebeden n adet adi diferansiyel denklem bulunur. Korunum denklem sayısı $n - 1$ olduğundan, denklem sistemini çözmek için yanma hızı veya türbülanslı yanma hızı hesaplanması veya tanımlanması gerekir (örneğin laminar alev hızı, motor dönme hızı vs.'nin fonksiyonu olarak). Yanma hızını bulabilmek için türbülanslı alev hızı ve alev cephesi yüzey alanı belirlenmesi gerekmektedir. Yanma odasında alevin küresel yayıldığı varsayımı sık rastlanılan bir uygulamadır.[75]

Enerji, momentum ve kütle korunumu ile kimyasal reaksiyonların kullanıldığı çok boyutlu matematik modeller, motor çevrimindeki olayları ayrıntılı incelenmesi ve geliştirilmesi, ayrıca yanma sürecini etkileyen faktörlerin ortaya çıkarılması ve kirletici gaz emisyonlarının oluşum mekanizmalarını açıklama bakımından çok yüksek değere sahiptir.

Zamana bağımlı çok boyutlu modeller yanma olayının “fotoğrafını” çekmek için iyi olmalarına rağmen motorun indike ve efektif büyüklüklerini belirlemede yetersizdir, çünkü karmaşık ve büyük moleküllü hidrokarbon yakıtların zincir reaksiyonlu kinetik mekanizmasıyla türbülanslı ortamda yanması ve kütle ve ısı transferi hakkında bilgiler yetersizdir.

Tez çalışmasının amacı doğrultusunda en basit, ancak yeterli hassasiyette sonuçların elde edilmesini sağlayan zaman faktörü olmayan genel termodinamik yöntem seçilmiştir. Eski Sovyetler Birliği'nde benzin ve dizel motorların tam yük rejiminde indike ve efektif büyüklüklerini hesaplamada kullanılan Grinevetski-Mazing termodinamik hesaplama yöntemi bu tez çalışmasında temel olarak alınmıştır.

3.2 Motorun kısmi yüklerinde gerçek çevrim parametrelerini hesaplamak için Grinevetski-Mazing yönteminin geliştirilmesi

Bu bölümde bilgisayar programında kullanılmış olan hesaplama yöntemi ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Kullanılan termodinamik hesaplama yönteminin temeli 1905 yılında Bauman Moskova Teknik Üniversitesi profesörlerinden Vasiliy Grinevetski tarafından önerilmiş ve birçok bilim adamının, özellikle aynı üniversitenin profesörü Evgeniy

Mazing'in katkılarıyla geliştirilmiş ve *Grinevetski-Mazing* yöntemi – "İYM' in ısı hesabı" olarak literatüre geçmiştir [53, 54, 71, 77-80]. Bu yöntemle ilgili ayrıntılı bilgi ders kitaplarında yer almaktadır. Sözü edilen bu yöntemde hem benzin, hem de dizel motorların tam yük rejiminde hesaplama yapılmaktadır ve yeni motor tasarlamada mühendislik çalışmaları için ilk aşamada bu yöntemle elde edilen sonuçlar yeterli derecede yararlı olmaktadır. Bununla birlikte, Bölüm 1'de belirtildiği gibi, söz konusu hesap yöntemi motorda kullanılan yanma mekanizmasının özelliklerini ve motorun kısmi yük rejimlerinde çalışma şartlarını göz önüne alarak hesaplama yapma imkânına sahip değildir. Dolayısıyla içten yanmalı motorların gerçek çevrimin termodinamik teorisinin mevcut durumu benzin motorlarının kısmi yük rejimlerini etkileyen faktörlerin ortaya çıkarılması bakımından yeterli sayılmamaktadır. Bu bölümde açıklanan yöntemde mevcut termodinamik hesap yöntemini geliştirip benzin motorlarında hava-yakıt karışımının oluşum şekline bağlı olarak yanma sürecinde termodinamik açıdan beklenen özellikler ve egzoz gaz emisyon değerlerinin düşük tutulması şartı göz önüne alınarak kısmi yük rejimlerinde yüksek yakıt ekonomisini sağlayacak şartlar hesaba katılmıştır [8, 9]. Bu çalışmada geliştirilen hesaplama yönteminin temel alınan hesaplama yöntemine ek olarak kazandırdığı yetenekler:

- 1) Kısmi yük rejimlerinde emme süreci sonu silindirdeki hava-yakıt karışımı basıncının volümetrik veriminin belli değerlerine bağlı olarak hesaplanması;
- 2) Benzin motorlarının tüm çalışma rejimlerinde hava-yakıt karışım oluşum yöntemine bağlı farklı yanma mekanizmaları (*'Homojen karışımli yanma'*, *'Kademeli dolgulu difüzyonlu yanma'* ve *'Kademeli dolgulu iki aşamalı yanma'*) kullanıldığında motor parametrelerinin belirlenmesi;
- 3) Yanma sonu sıcaklığı hesaplanmasında ısı kullanım katsayısı, gerçek yanma basıncının hesaplanmasında kullanılan katsayısı ve artık gaz sıcaklığı için yeni ampirik formüller geliştirilerek daha hassas sonuçlar elde edilmesi;
- 4) Önerilen hesap yöntemi ile elde edilen sonuçlara dayanarak benzin motorunun kısmi yük rejimlerinde minimum yakıt tüketimi karakteristiğinin ve bunu sağlayan kontrol karakteristiklerinin bulunmasıdır.

Hesaplama yönteminin bu yenilik içeren tarafları aşağıda yeri geldiğinde vurgulanmaktadır.

3.3 Termodinamik hesaplamada yer alan bazı kabuller

İçten yanmalı motorunun gerçek çevrim termodinamik hesabında aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

1. Silindirdeki iş gazı (hava-yakıt karışımı + yanma ürünleri), özgül ısısı sıcaklığa bağlı olarak değişen ve aralarında reaksiyona girmeyen ideal gazlardır.
2. İdeal çevrimlerde olduğu gibi, yanma veya ısı giriş süreci sabit hacimde ($V=\text{sabit}$) ve zaman faktörü göz önüne alınmadan gerçekleşmektedir.
3. Sıkıştırma ve genişleme süreçlerindeki ısı kayıpları politropik süreçlerin istatistik olarak belirlenmiş üs değerleri (n_1 ve n_2) ile, yanma süreci ısı kayıpları (ısı iletimi ve yanma ürünleri disosyasyonu nedeniyle) ise ısı kullanım katsayısı (ξ_z) ile hesaba katılmıştır.
4. Yakıtın yanma sürecindeki ısı girişi yakıtın alt ısı değeri ile tanımlanmakta ve yanma sırasında iş gazının mol miktarı değişimi hesaba katılmaktadır (moleküler değişim katsayısı - MDK).

3.4 Termodinamik hesaplamada verilen parametreler

Verilenler:

1. Silindir çapı D ve piston stroku S , mm;
2. Motor dönme hızı n , d/d;
3. Sıkıştırma oranı ε ;
4. Hava fazlalık katsayısı (HFK) λ ;
5. Volümetrik verim η_v ;
6. Silindir sayısı i ;
7. Yakıt – benzin:
 - kütleli kesri: karbon $C = 0,855$, hidrojen $H = 0,145$, $O = 0$
 - alt ısı değeri: $H_u = 44000 \text{ kJ/kg}_{\text{ykt}}$

3.5 Hesaplanan parametreler

3.5.1 İş gazı

Emme ile sıkıştırma süreçleri ve yanma başlangıcında iş gazı olarak silindirdeki taze dolgu (hava-yakıt karışımı) artı artık gazlar, genişleme ile egzoz süreçleri ve yanma sonunda ise yanma ürünleri karışımı kullanılmaktadır.

3.5.1.1 Hava-yakıt karışım miktarı

Birim yakıtın tam yanması için *gerekli teorik* hava miktarı kütle ve hacimsel olarak aşağıdaki formüllerle hesaplanır:

$$\ell_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ kg_hava/kg_ykt}; \quad (1)$$

$$L_o = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ kmol_hava/kg_ykt}, \quad (2)$$

burada 0,23 ve 0,208 – sırasıyla havadaki oksijenin kütle ve hacimsel kesridir.

Hava fazlalık katsayısı (λ) belli ise hava-yakıt karışımındaki *gerçek* hava miktarı:

$$\ell = \lambda \cdot \ell_o, \text{ kg_hava/kg_ykt} \quad (3)$$

veya

$$L = \lambda \cdot L_o, \text{ kmol_hava/kg_ykt}. \quad (4)$$

Taze dolgunun (hava-yakıt karışımın) kütle (m_1) ve mol (M_1) miktarı:

$$m_1 = 1 + \ell = 1 + \lambda \cdot \ell_o, \text{ kg_td/kg_ykt} \quad (6)$$

$$M_1 = \frac{1}{m_{ykt}} + L = \frac{1}{m_{ykt}} + \lambda \cdot L_o, \text{ kmol_td/kg_ykt}, \quad (7)$$

burada m_{ykt} – yakıt buharın mol kütlesi, benzin için $m_{ykt} = 110 - 120$ kg/kmol. (Hesaplamalarda $m_{ykt} = 115$ kg/kmol alınmıştır.)

Termodinamik hesaplarda gazlar kural olarak, kütle değil, hacimsel (mol) miktarı ile gösterilir.

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

Emme süreci sonunda silindirde taze dolgu M_1 ve artık gazlardan M_r (egzoz sürecinde atılamayan yanma ürünleri) oluşan *iş gazı karışımının sıkıştırma öncesi miktarı* M_a , kmol/kg_{ykt}:

$$M_a = M_1 + M_r.$$

Artık gazların miktarı *artık gaz katsayısı* γ_r ile tanımlanır:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}. \quad (8)$$

Böylece:

$$M_a = M_1 + \gamma_r M_1 = M_1 (1 + \gamma_r), \quad (9)$$

burada M_1 'in yerine denklem (7)'den ifadesini yazarsak M_a için sonuç olarak

$$M_a = \left(\frac{1}{m_{ykt}} + \lambda \cdot L_o \right) (1 + \gamma_r), \text{ kmol/kg}_{ykt}. \quad (10)$$

ifadesini buluruz.

3.5.1.2 Yanma ürünleri

Stokiyometrik hava-yakıt karışımının ($\lambda = 1$) *tam yanma ürünleri*: karbon dioksit (CO_2), su buharı (H_2O) ve azot (N_2) bileşikleridir.

Fakir hava-yakıt karışımı ($\lambda > 1$) kullanıldığında yukarıda sıralananların yanı sıra artık oksijen (O_2) de vardır. Böylece $\lambda \geq 1$ iken oluşan yanma ürünlerin miktarı:

$$\begin{aligned} M_{CO_2} &= \frac{C}{12}; \\ M_{H_2O} &= \frac{H}{2}; \\ M_{O_2} &= 0,208(\lambda - 1)L_o; \\ M_{N_2} &= 0,792 \cdot \lambda \cdot L_o \end{aligned}, \quad (11)$$

toplam miktarı ise:

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

Zengin hava-yakıt karışımı ($\lambda < 1$) kullanıldığında iş gazları stokyometrik tam yanma ürünlerinin (CO_2 , H_2O , N_2) yanı sıra *eksik yanma ürünleri* karbon monoksit (CO) ve hidrojen (H_2) bileşenlerinden oluşmaktadır:

$$\begin{aligned} M_{CO_2} &= \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\lambda}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o; \\ M_{CO} &= 2 \cdot \frac{1-\lambda}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o; \\ M_{H_2O} &= \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\lambda}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o, \text{ kmol/kg}_{ykt}, \\ M_{H_2} &= 2 \cdot K \cdot \frac{1-\lambda}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o; \\ M_{N_2} &= 0,792 \cdot \lambda \cdot L_o; \end{aligned} \quad (13)$$

toplam miktar, kmol_{yü}/kg_{ykt}:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792 \cdot \lambda \cdot L_o, \quad (14)$$

burada $K = M_{H_2} / M_{CO}$ - sabit büyüklük olup yanma ürünlerindeki hidrojen/karbon_monoksit mol oranıdır (benzin için $K = 0,45 - 0,50$). Deneysel ölçümlerde yakıtın cinsine bağlı olarak bu oran yaklaşık olarak sabit kaldığı gözlenmiştir.

Yanma sırasında bağıl hacim değişimi, yanma ürünleri mol sayısının taze dolgu hava-yakıt karışımı mol miktarı oranına eşit olan, taze hava-yakıt karışımının *teorik moleküler değişim katsayısı* (MDK) μ_o büyüklüğü ile tanımlanır:

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} \quad (15)$$

Taze hava-yakıt karışımının moleküler değişim katsayısı μ_o

$\lambda \leq 1$ durumunda:

$$\mu_o = 1 + \frac{H/4 + O/32 + 0,208(1-\lambda)L_o - 1/m_{ykt}}{\lambda L_o + 1/m_{ykt}}, \quad (16)$$

$\lambda > 1$ durumunda ise

$$\mu_o = 1 + \frac{H/4 + O/32 - 1/m_{ykt}}{\lambda L_o + 1/m_{ykt}} \quad (17)$$

İş gazı karışımının gerçek moleküler değişim katsayısı μ iş gazların yanma sonrası mol miktarı M_z 'in yanma öncesi miktarı M_c oranına eşittir. Yapılan kabuller doğrultusunda $M_c = M_a$.

$$\mu = \frac{M_z}{M_c} = \frac{M_z}{M_a} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r}$$

veya denklem

$$\mu = (\mu_o + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) \quad (18)$$

şeklinde hesaplanır, burada *iş karışımının yanma sonrası mol miktarı M_z , kmol/kg_{ykt}:*

$$M_z = M_2 + M_r = M_1 (\mu_o + \gamma_r) \quad (19)$$

ve $\lambda = 0,85 \dots 0,96$ için $\mu = 1,05 \dots 1,12$ sınırlar arasında değişmektedir.

3.5.2 Çevre ve artık gaz parametreleri

Normal atmosfer şartlarındaki basınç ve sıcaklık aşağıda gösterilen değerlerde kabul edilir:

$$p_o = 0,1 \text{ MPa}; T_o = 293 \text{ K}$$

Taze dolgunun yoğunluğu:

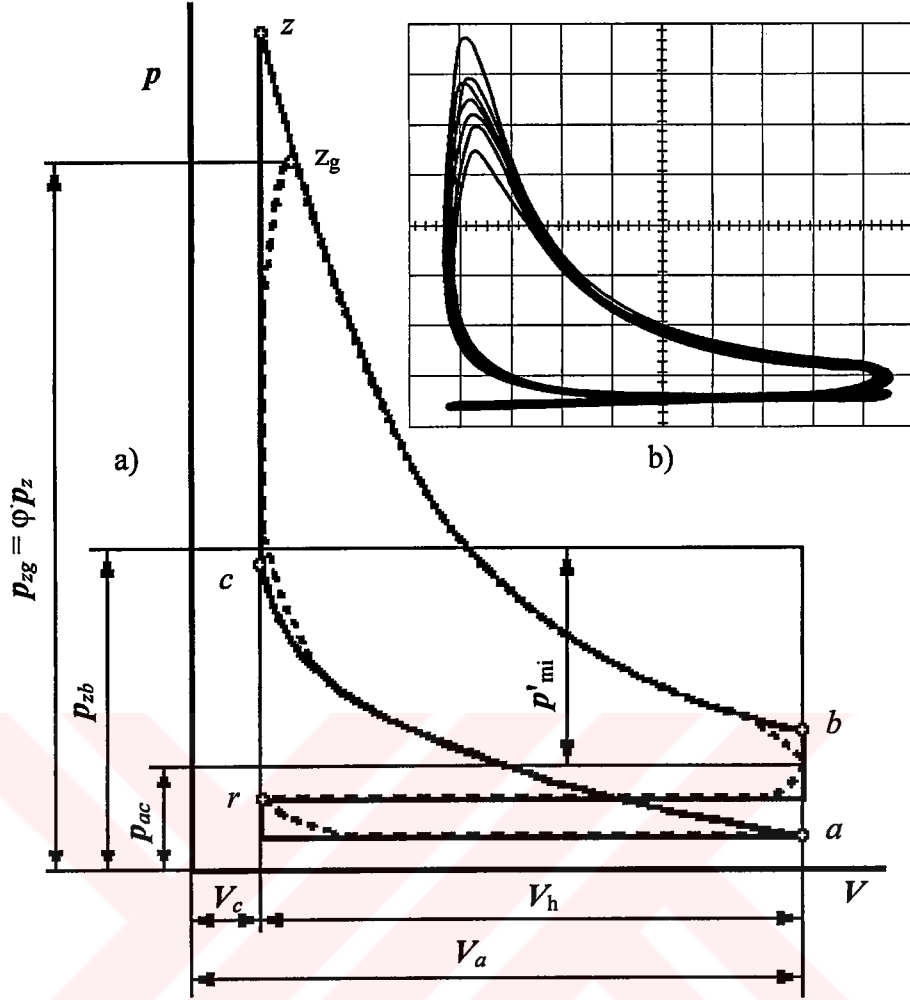
$$\rho_o = p_o \cdot 10^6 / (287 \cdot T_o) \quad (20)$$

formülü ile hesaplanır.

3.6 Çevrim süreçleri

Motorun gerçek çevrimi emme ve egzoz süreçlerini içeren gaz değişim süreci; sıkıştırma süreci; yanma süreci ve genişleme sürecinden oluşur.

*Şekil 3.1'*de temsili bir indikatör diyagramı ile gerçek bir indikatör diyagramı örneği gösterilmiştir.



Şekil 3.1 İndikatör diyagramı: a) temsili [77], b) gerçek [81].

3.6.1 Emme süreci

Şekil 3.2’de emme sürecinin temsili bir diyagramı ve şekli gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, emme süreci sonu parametrelerini hesaplamak için bu sürecin başlangıcı veya egzoz süreci sonu parametreleri (artık gaz parametreleri p_r , T_r) belli olmalıdır. **Artık gaz basıncı p_r** Grinevetski-Mazing yönteminde olduğu gibi aşağıdaki ampirik formülle hesaplanır [73]:

$$p_r = p_o (1 + 0,55 \cdot 10^{-4} \cdot n) , \text{ MPa} \quad (21)$$

Artık gaz basınç değeri egzoz gazı karşı basıncı veya diğer bir deyişle egzoz kanalındaki dirençle bağlantılı olduğu için p_r motor dönme hızı ile değişmektedir: (21) formülünden de görüldüğü gibi, n arttığında p_r de artar. Kısmi yük rejimlerinde kelebeğin kapanması egzoz karşı basıncını etkilemediğinden dolayı p_r ’in değeri

yaklaşık olarak değişmemektedir. Buna göre (21) formülünden tam yük rejiminin yanı sıra kısmi yük rejim parametrelerini hesaplamak için de kullanılabilir.

Artık gaz sıcaklığını T_r motorun yük rejimi parametrelerinin (motor hızı n , HFK λ ve volümetrik verim η_v) yanı sıra ε sıkıştırma oranı da etkiler. AzTÜ’de yapılmış olan deneysel çalışmaların [81] ve *kendi teorik incelemelerimizin sonucu olarak T_r ’nin tüm yük ve hız rejimlerinde değerini hesaplamak için aşağıdaki ampirik formül türetilmiştir:*

$$T_r = [(1029 - 403,5 \cdot \lambda + 0,037n - 7,38\varepsilon) + 273] \cdot (1,7 - 0,6625 \cdot \eta_v) , K \quad (22)$$

Tam yük rejiminde emme süreci sonu iş gazı (hava-yakıt karışımı veya hava) basıncı (p_a) aşağıdaki formül ile hesaplanır (emme supabından geçen iş gazının ortalama akış hızı w_{emme} m/s belli ise) [73]:

$$p_a = p_o - (\beta^2 + \xi_{emme}) (w_{emme}^2 / 2) \cdot \rho_o \cdot 10^{-6}, \quad \text{MPa}$$

Burada β – ilgili kesitte dolgu hızının yavaşlama katsayısı; ξ_{emme} – emme sistemin direnç katsayısının en dar kesitteki katsayısına oranı; w_{emme} – emme sistemi en dar kesitinde ortalama dolgu hızı; ρ_o – emilen dolgunun yoğunluğu. $(\beta^2 + \xi_{emme}) = 2,5 - 4,0$ sınırlar arasında değişen akış hızı ve hidrolik direnç katsayılarıdır. Kısmi yüklerde gaz keleşinin kapanmasıyla bu katsayıların değerleri daha da geniş sınırlar arasında değişmektedir. Bu nedenle kısmi yük rejimlerinde p_a ’nın değerlerini bu formülden hesaplanması zor olmaktadır. *Aşağıda daha basit, ancak ilk yaklaşımda yeterli hassasiyete sahip olup, aynı zamanda hem kısmi, hem de tam yük rejim için geçerli olan başka bir yöntemin ayrıntıları verilmiştir.*

İYM’in termodinamik teorisine göre emme ve egzoz supapların açılma ve kapanma zamanlamasının emme sonu basıncına etkisi göz önüne alınmadığında **volümetrik verim** aşağıdaki formül ile hesaplanabilir [72]:

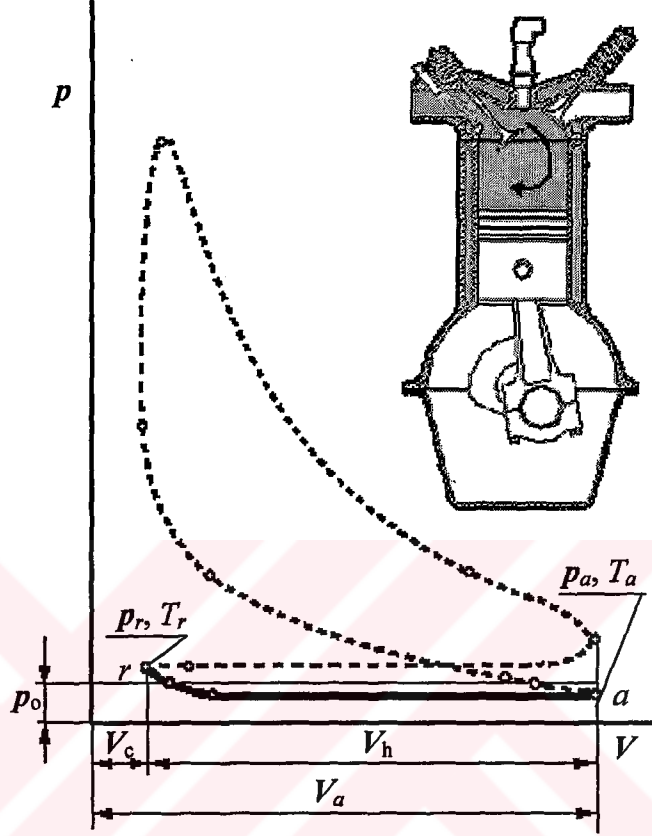
$$\eta_v = T_o (\varepsilon \cdot p_a - p_r) / (T_o + \Delta T) (\varepsilon - 1) p_o \quad (23)$$

burada ΔT taze dolgunun emme süresince motorun sıcak çeperlerinden aldığı ek ısıdan kaynaklanan **sıcaklık artışıdır**. Benzin motorlarında çeperlerin sıcaklığı tüm yük rejimlerinde soğutma sisteminin yardımıyla yaklaşık sabit kaldığından dolayı ΔT sadece iş çevrim süresine, dolayısıyla motor devir sayısına bağlantılı olarak değişir ve aşağıdaki ampirik formül ile hesaplanabilir [72]:

$$\Delta T = 30 - 0,006 \cdot n$$

(23) denkleminde p_a 'yı çekersek aşağıdaki formülü bulmuş oluruz:

$$p_a = [(T_o + \Delta T)(\varepsilon - 1)p_o\eta_v + p_r T_o] / \varepsilon T_o, \text{ MPa}, \quad (24)$$



Şekil 3.2 Emme süreci temsili diyagramı ve şekli.

Gaz kelebeği ile kumandalı benzin motorlarında volümetrik verim tüm yük rejimleri için $\eta_v=0,9-0,2$ sınırlar arasında değişmektedir (en büyük değeri tam yüke, küçük değeri ise %10-15 kısmi yüke karşı gelmektedir). Buna göre η_v 'yi gösterilen sınırlar arasında değiştirilerek (24) formülünden yararlanıp istenilen yük rejimi için p_a 'nın değeri kolaylıkla hesaplanabilmektedir. p_a belli olduğunda ise *artık gazlar katsayısı* γ aşağıdaki formül ile hesaplanabilir [72]:

$$\gamma_r = p_r(T_o + \Delta T) / T_r(\varepsilon \cdot p_a - p_r) \quad (25)$$

Emme sonu iş gazı sıcaklığı T_a ise

$$T_a = (T_o + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r), \text{ K} \quad (26)$$

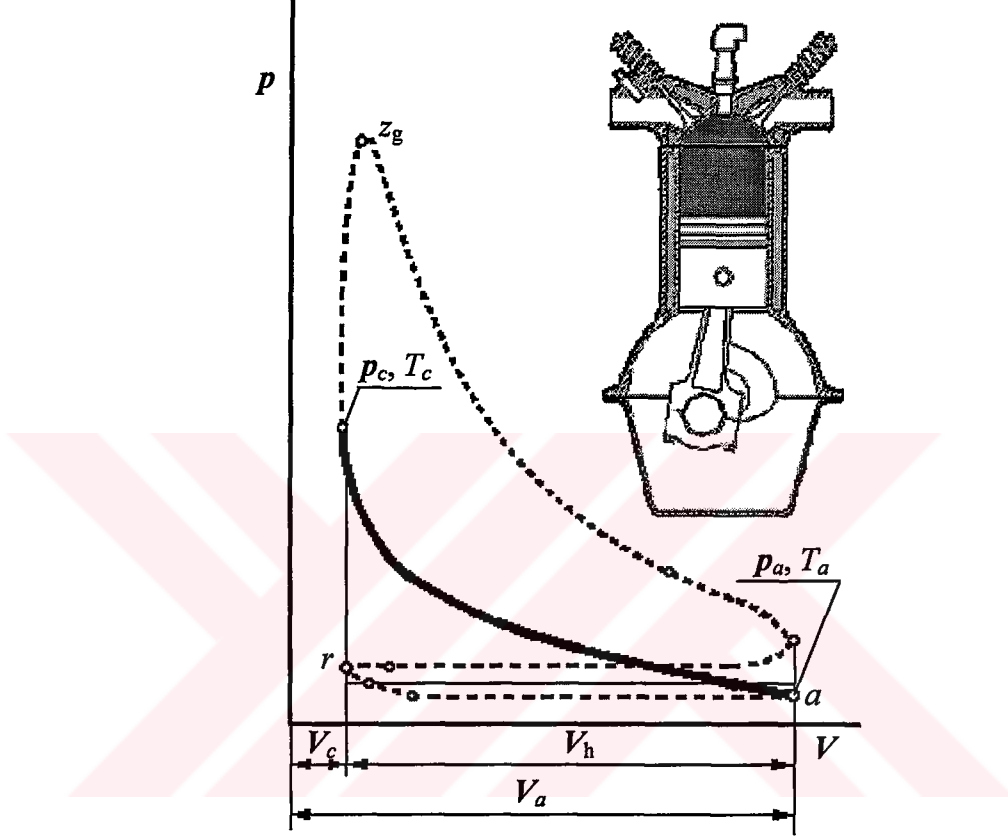
3.6.2 Sıkıştırma süreci

Şekil 3.3'te sıkıştırma sürecinin temsili bir diyagramı ve şekli gösterilmiştir.

Sıkıştırma politropik üssü sabit ($n_1 = \text{sabit}$) kabul edilirse:

$$\begin{aligned} p_a V_a^{n_1} &= p_x V_x^{n_1} = p_c V_c^{n_1} \\ T_a V_a^{n_1-1} &= T_x V_x^{n_1-1} = T_c V_c^{n_1-1} \end{aligned} \quad (27)$$

politropik bağıntılar yazılabilir.



Şekil 3.3 Sıkıştırma süreci temsili diyagramı ve şekli.

Bu denklemlerden yararlanılarak *sıkıştırma sonu basıncı* (p_c) ve *sıcaklığı* (T_c) aşağıdaki formüllerden hesaplanır:

$$\begin{aligned} p_c &= p_a \epsilon^{n_1}; \\ T_c &= T_a \epsilon^{n_1-1} \end{aligned} \quad (28)$$

Sıkıştırma politropik üssü *adyabatik üssüne* (k_1) bağlı olarak $n_1 = (k_1 - 0,00) \div (k_1 - 0,04)$ sınırlar arasında değişir:

Adyabatik üs aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$k_1 = \frac{c_p}{c_v} = 1 + 8,315 / (m c_v)_{t_c}^t \quad (29)$$

burada, $(m c_v)_{t_c}^{t_c}$ - hava-yakıt karışımının ortalama moleküler özgül ısıdır:

$$(m c_v)_{t_c}^{t_c} = 20,6 + 0,002638(T_c - 273) , \text{ kJ/kmol}^\circ\text{C} \quad (30)$$

3.6.3 Yanma süreci

Bilindiği gibi genelde yanma karmaşık kimyasal ve fiziksel olayları içeren bir süreçtir. İçten yanmalı motorlarda birçok araştırmalara rağmen bu süreci tüm faktörleri kapsayacak teorik bir ifade formül bulunamamıştır. Bunun sebebi yanma esnasında açığa çıkan ısı enerjisini etkileyen türbülans şiddeti ve ölçeği, yanma rejimlerinin yanı sıra yanma oda geometrisi ve malzemesi gibi birbirine bağımlı birçok faktörlerin var olmasıdır. Bu bakımdan yanma zamanı açığa çıkan ısıнын bir kısmı yanma ürünlerinin disosyasyonuna (parçalanmasına), bir kısmı ısı iletimi ile soğutma sistemine, diğer bir kısmı da alev cephesinin yanma odası soğuk cidarlarında sönmesinden ve de gaz kaçaklarından dolayı kaybolması yüzünden hesaplanması zor bir problemdir. Diğer taraftan zaten karmaşık kimyasal hidrokarbon esaslı kimyasal yapıya sahip olan motor yakıtları türbülanslı ortamda da yanması daha da karmaşık çok yönlü zincir reaksiyonlarının esasında gerçekleştiği için bu reaksiyonların hızlarını hesaplamak günümüze dek çözilememiş bir problem olarak kalmaktadır.

Bu yüzden aşağıda verilen yanma süreçlerinin hesaplanması sadece dengeli ve tersinir termodinamik olay olarak kabul edilmiş şartlar dahilinde sıkıştırma sonundan yanmanın sonuna dek açığa çıkacak ısı enerjisi zaman faktörü göz önüne alınmadan yapılmakta, yani yanma hızı bu modelde yer almamaktadır. Ancak yanma zamanı yukarıda sıralanan ısı kayıpları, tecrübeden elde edilmiş ısı kullanım katsayısı ξ_z ile hesaba katılmıştır.

Yanma sürecinin termodinamik hesabı motor tipi ve yakıt-hava karışım oluşturma yöntemine bağlı olarak farklı şekilde yapılmıştır. Ancak bütün hesaplamalar termodinamiğin birinci kanunu ($dq = du + pdv$) ve ideal gaz denkleminde ($p \cdot dv = M \cdot R \cdot dT$) bağlı olarak yapılmaktadır.

Otto ideal çevrimde olduğu gibi bu süreç sabit hacimde ($V = \text{sabit}$) gerçekleştiği kabul edilir. Termodinamiğin birinci kanununu uygularsak:

$$q = (u_z - u_c) + w_{\alpha} , \quad (31)$$

burada, q – yakıtle verilen ısı;

u_c, u_z – sırasıyla yanma başlangıç ve sonundaki iş gazların özgül iç enerjileri;

w_{cz} – yanma süresince yapılan iş.

Yanma süreci sabit hacimde gerçekleştiğinden $w_{cz} = 0$, bu nedenle yukarıdaki denklem:

$$q = u_z - u_c \quad (32)$$

şeklini alır.

Yanma zamanı yakıttan alınan ısı miktarı q hava-yakıt karışım oluşturma yöntemine bağlı olarak farklı formüllerle hesaplanır. *Bu çalışmada benzin motorlarında hava-yakıt karışım oluşumu ve dolayısıyla yanma üç farklı yöntemle incelenmiştir:*

- 1) Karbüratörlü veya emme manifolduna püskürtmeli buji ateşlemeli motorlarda benzin buharı hava ile tam karışarak homojen karışım oluşturulması. Bu şekilde oluşturulan karışımlarının yanmasına '*homojen karışımlı yanma*' adı verilmiştir.
- 2) Kademeli hava-yakıt karışım oluşturma yöntemi benzinin yüksek basınçta (2,0÷5,0 MPa) enjektör ile doğrudan silindir içine özel yakıt pompası kullanarak emme veya sıkıştırma zamanında püskürtülmesi ile gerçekleştirilmektedir (GDI yöntemi). Bu yöntemde benzinin buharlaşıp hava ile karışması ve yanması çok kısa zaman aralıklarında olduğu için yanma, dizel motorlarında olduğu gibi, difüzyon kurallarına bağlı olarak gerçekleştiği ve fakir karışımda stokyometrik karışımının tek aşamada yandığı varsayımı yapılmaktadır. Bu nedenle böyle bir yanmaya kısaca '*difüzyonlu yanma*' denmiştir.
- 3) Kademeli karışımın özel bir durumu yanma odasının iki eşit bölgesinde oluşması durumudur. Birinci bölgede karışım oluşumu ve yanma ilk yöntemdeki gibi '*homojen karışımlı yanma*' dir, ikinci bölgede ise sadece hava olduğu varsayımı yapılmaktadır. Yanma olayının iki aşamada gerçekleştiği kabul edilmiştir. Homojen karışımlı bölgedeki zengin hava-yakıt karışımının yanmasıyla ilk aşama yanma tamamlanmaktadır. Eksik yanma ürünlerinin ise ikinci bölgedeki havayla homojen karışım oluşturularak yanmasıyla ikinci aşama tamamlandığı kabul edilmektedir. Bu şekilde incelenmiş olan yanma sürecine '*kademeli dolgulu iki aşamalı yanma*' denmiştir [65, 70, 79, 82, 83].

3.6.3.1 Isı kullanım katsayısı ξ_z ' in ampirik denkleminin çıkartılması

Isı kullanım katsayısı daha önce belirtildiği gibi yakıtın yanma süresince açığa çıkan ısı enerjisinin soğutma sistemine iletilen, yanma ürünlerinin disosyasyonu ve alev cephesinin soğuk cidarlarının yakınında sönmesiyle ve de gaz kaybıyla birlikte kullanılamayan (kayıp) enerjinin dışındaki kullanılabilir enerjinin yakıtın alt ısıl değerindeki payını ifade etmektedir:

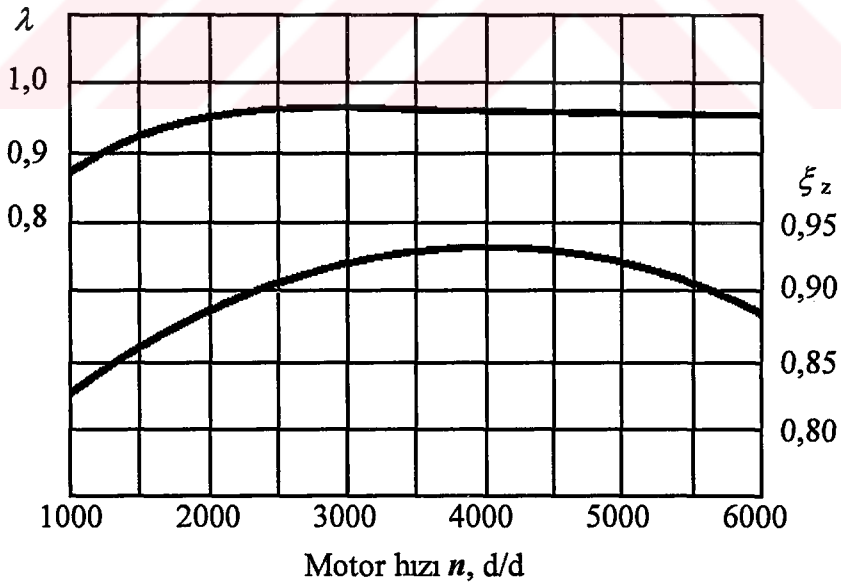
$$\xi_z = \frac{(H_u - \Delta H_u) - q_{kyp}}{H_u - \Delta H_u} = \frac{q}{H_u - \Delta H_u} \quad \text{veya}$$

$$q = \xi_z (H_u - \Delta H_u) \quad (33)$$

burada q – hava-yakıt karışımının yanmasıyla açığa çıkan, işe dönüşebilecek ısı miktarı, kJ/kg_{ykt}, q_{kyp} – kullanılamayan (kayıp) ısı miktarı, kJ/kg_{ykt}, H_u – yakıtın alt ısıl değeri, kJ/kg_{ykt}; ΔH_u –zengin hava-yakıt karışımının ($\lambda < 1$) yanma sırasında oksijenin yetersiz olmasından dolayı yakıtın kullanılamayan ısı değeridir, kJ/kg_{ykt}

$$\Delta H_u = 119950(1 - \lambda)L_o, \quad (34)$$

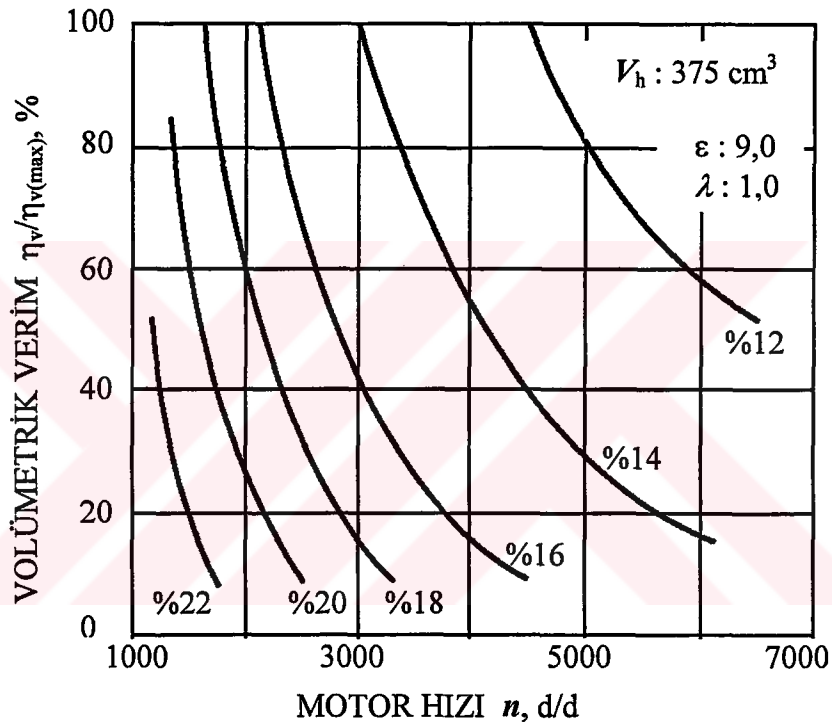
L_o için denklem (2)'ye bak.



Şekil 3.4 Tam yükte λ ve ξ_z 'in motor hızına bağlı olarak değişimi

Mevcut termodinamik hesaplamalarda benzin motorları için tam yük ve hız rejimlerinde $\xi_z = 0,80 \dots 0,95$ sınırlar arasında değişmektedir. Şekil.3.4'te tam yükte (gaz keleşinin tam açık konumunda) karbüratörlü bir motorun ξ_z ve HFK λ 'nın

motor hızına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir [72]. Buradan görüldüğü gibi motorun devir sayısı arttıkça türbülans hızının artışı nedeniyle yanma hızlanması yanma verimini de artırmaktadır (ξ_z artmaktadır). Ancak devir sayısı $n > 5000$ d/d olduğunda türbülans hızının gereğinden büyük olması alev cephesinin sönmesine yol açarak ξ_z' i düşürmektedir. Şekil.3.5'te bir benzin motorunda ısı kayıp yüzdesinin hem devir sayısı hem de yüke bağlı olarak değişimi gösterilmiştir [84]. Buradan görüldüğü gibi motorun devir sayısının artışıyla ısı kayıpları azalmakta, yükün azalmasıyla (kısmi yüklere düştükçe) ise artmaktadır. Kısmi yüklere düştükçe ısı kayıpların artmasının nedeni gaz keleşinin kapanmasıyla hem türbülans şiddetinin azalması, hem de artık gazların artmasıyla yanma hızının azalmasıdır.



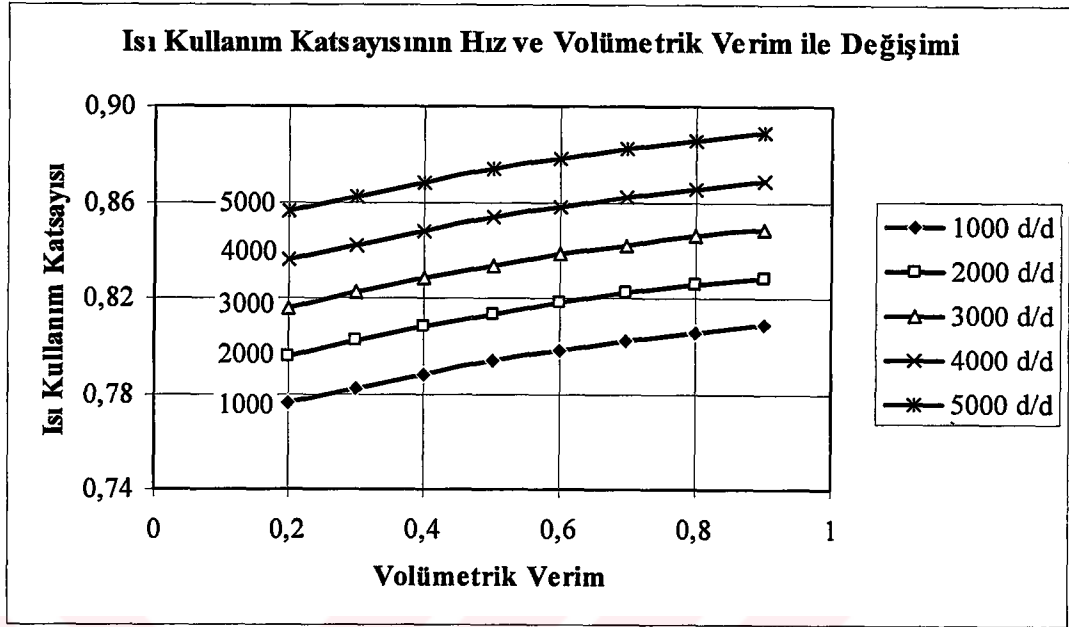
Şekil 3.5 Isı kayıp yüzdesinin devir sayısı ve volümetrik verim ile değişimi.

Bu ve benzer incelemeler doğrultusunda kullanılacak modelde yanma sürecinin hesabında kısmi yükler de dahil olmak üzere tüm yük ve hız rejimlerinde doğru sonuçlar elde etmek için ısı kullanım katsayısının motor yük ve hızına bağlı olarak değişimini gösteren bir ifadeye ihtiyaç duyulmuştur. Bu nedenle yukarıda bahsedilen deneysel çalışmalar sonuçlarından yararlanıp Şekil 3.6'da ısı kullanım katsayısının motor hızı ve volümetrik verim (yük) ile değişim grafikleri gösterilmiş ve bu grafikleri ifade eden ampirik formül:

$$\xi_z = 0,741 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot n + 0,08 \cdot \eta_v - 0,03 \cdot \eta_v^2 \quad (35)$$

şeklinde elde edilmiştir.

Sunulan termodinamik modelde yanma süreçlerinin hesabında türetmiş olduğumuz bu ampirik formül kullanılmaktadır.



Şekil 3.6 Isı kullanım katsayısının motor hızı ve volümetrik verim ile değişimi.

3.6.3.2 'Homojen karışımli yanma' süreci

Şekil 3.7'de homojen karışımli yanma sürecinin temsili bir diyagramı ve şekli gösterilmiştir.

İş gazların yanma öncesi ve sonrası (Şekil.3.7'de c ve z noktalarında) iç enerji u_c ve u_z ifadeleri:

$$u_c = M_c ({}_m c_{v_{t_o}})^{t_c} \cdot T_c \quad (36)$$

$$u_z = M_z ({}_m c_{v_{t_o}})^{t_z} \cdot T_z, \quad (37)$$

burada yanma öncesi mol miktarı $M_c = M_a$ (M_a için denklem (9)'a bak), yanma sonrası iş gazı mol miktarı M_z için denklem (19)'a bak.;

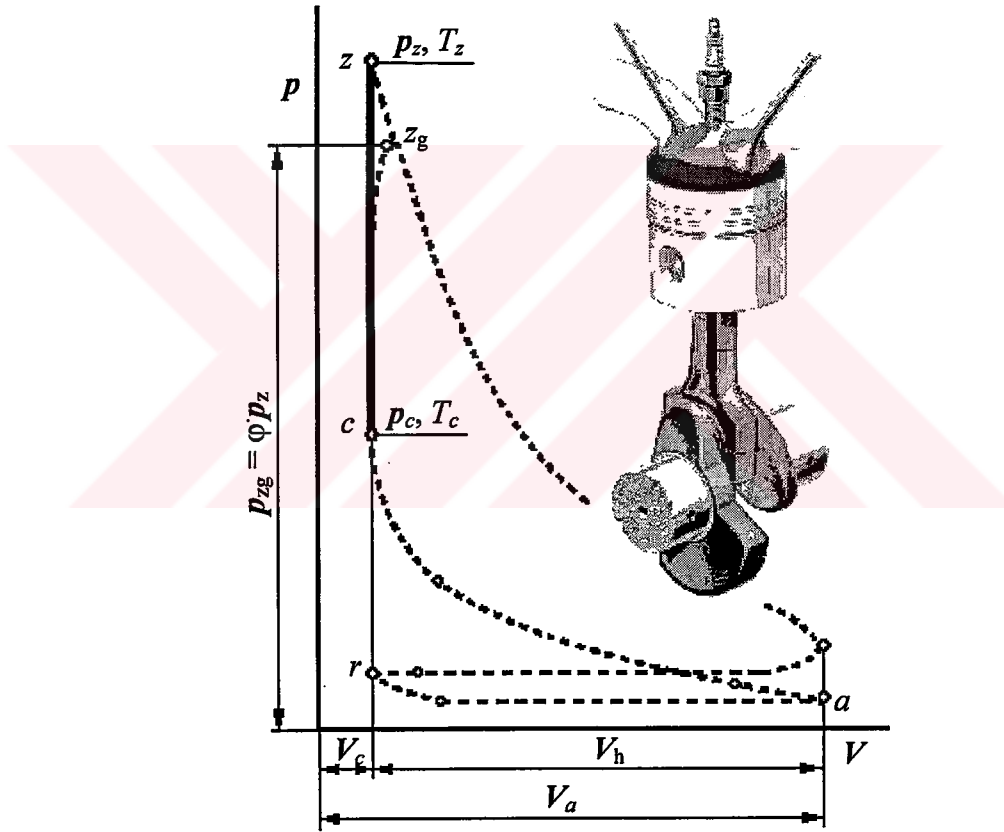
(34) denklemini (33)'te, (10) ve (19)'u (36) ve (37)'da yerine koyup, (33), (36) ve (37)'yi (32)'de yerine koyup, (18) denklemini de kullanarak 'homojen karışımli yanma' için 'YANMA DENKLEMİ' ni buluruz:

$$\frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{\left(\frac{1}{m_p} + \lambda L_o\right) (1 + \gamma_r)} + ({}_m c_v)^{t_c} \cdot T_c = \mu ({}_m c_v)^{t_z} \cdot T_z, \quad (38)$$

burada $(m c_v)_{t_o}^{t_z} = A_1 + B_1 \cdot t_z$ - hava-yakıt karışımının (veya havanın),
 $(m c_v)_{t_o}^{t_z} = A_2 + B_2 \cdot t_z$ ise yanma ürünlerinin ortalama mol özgül ısısıdır, (birimi kJ/kmol^oC),

$$(m c_v)_{t_o}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left[\begin{aligned} &M_{co_2} (m c_{vco_2})_{t_o}^{t_z} + M_{co} (m c_{vco})_{t_o}^{t_z} + \\ &+ M_{H_2} (m c_{vH_2})_{t_o}^{t_z} + M_{H_2O} (m c_{vH_2O})_{t_o}^{t_z} \\ &+ M_{O_2} (m c_{vO_2})_{t_o}^{t_z} + M_{N_2} (m c_{vN_2})_{t_o}^{t_z} \end{aligned} \right] \quad (39)$$

formülünde yanma ürünlerinin belli sıcaklık sınırları aralığında ($t_o \dots t_z$ °C) ortalama mol özgül ısılarını tablolardan bulunur veya ampirik formüllerle hesaplanır [72].



Şekil 3.7 Homojen karışımli yanmanın temsili diyagramı ve şekli.

Yanma denkleminde **yanma sonu sıcaklığını** hesaplamak için aşağıdaki ikinci dereceden denklemden yararlanılır:

$$A t_z^2 + B t_z - C = 0 \quad (40)$$

Bu denklemden t_z , °C ve T_z , K aşağıdaki ifadelerden hesaplanır:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}, ^\circ\text{C}; T_z = t_z + 273, \text{ K}.$$

Burada A , B ve C değerleri aşağıdaki ifadelerden hesaplanır:

$$A = \mu B_2; B = \mu A_2; C = \frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{\left(\frac{1}{m_{ya}} + \lambda L_o\right)(1 + \gamma_r)} + (A_1 + B_1 t_c) t_c$$

Yanma sşureci başlangıç ve son noktalarındaki ideal gaz hal denklemlerinden yararlanılarak **yanma sonu basıncı** p_z hesaplanır.

$$p_z V_z = 8315(M_2 + M_r)T_z \text{ ve } p_c V_c = 8315(M_1 + M_r)T_c$$

denklemlerini taraf tarafa bşlersek

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

ifadesini buluruz. $\mu = (M_2 + M_r)/(M_1 + M_r)$ ve $V_z = V_c$ (V = sabit) olduğu için aşağıdaki ifade bulunur:

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot T_z / T_c \quad (41)$$

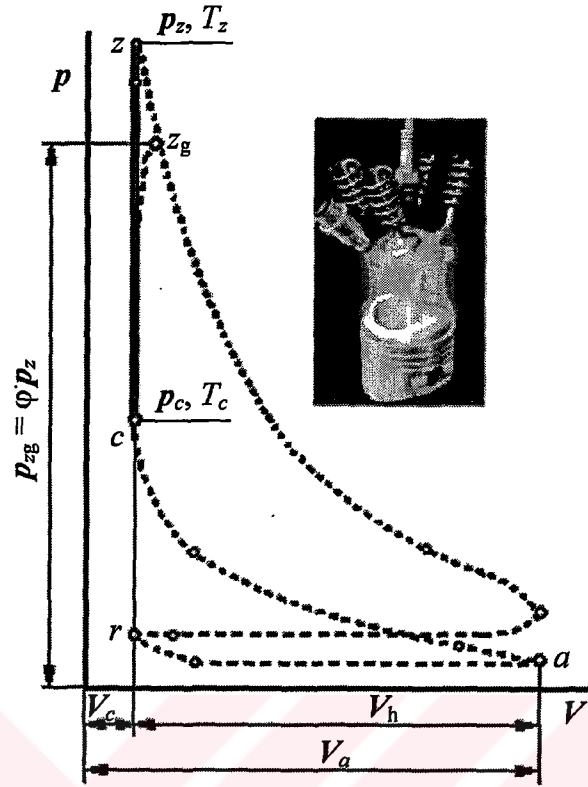
Homojen karışımla çalışan motorlarda tam yşk rejiminde

$$T_z = 2400 \div 2900 \text{ K ve } p_z = 4,0 \div 7,5 \text{ MPa}$$

sınırlar arasında değişmektedir.

3.6.3.3 'Kademeli dolgulu difşzyonlu yanma' sşureci

Kademeli dolgulu motorun bir modeli daha önce kısaca '*Difşzyonlu yanma*' olarak adlandırdığımız termodinamik yanma mekanizmasıdır. Burada yanma olayı bir tek aşamada stokyometrik hava-yakıt karışımının fakir genel HFK'da yandığı varsayılmaktadır. Bu model direkt benzin pşskşrtmeli motorlarının kısmi yşk rejimlerinde geç pşskşrtme modunda çalışmasını temsil etmektedir.



Şekil 3.8 Kademeli dolgulu difüzyonlu yanmanın temsili diyagramı ve şekli.

Şekil 3.8’de kademeli dolgulu ‘Difüzyonlu yanma’ sürecinin temsili diyagramı ve şekli gösterilmiştir.

Bölüm 2’de belirtildiği gibi, Y.B.Zeldoviç teorisine göre [86, 87] bu tip motorlarda kısmi yüklerde genel karışım fakir olsa bile yanma stokyometrik (λ_1) ortamda gerçekleşir ve bu modelde yanma ürünleri CO_2 , H_2O ve N_2 gaz karışımından oluştuğu kabul edilmiştir. Bu nedenle yanmadan önce püskürtülen yakıtın buharı sanki havayla karışıp hacim oranı

$$a = V_{SK} / V_c = \lambda_1 / \lambda = 1 / \lambda \quad (42)$$

ifadesi ile hesaplanan homojen bir karışım oluşturmuş gibi kabul edilir. Bu stokyometrik karışımın V =sabit şartında **yanma sonu sıcaklığı** T_{z1} hesaplamak için **yanma denklemi**:

$$\frac{\xi_z H_u}{(1/m_{ykt} + L_o)(1 + \gamma_r)} + ({}_m c_V)_{t_o}^{t_c} \cdot T_c = \mu_1 ({}_m c_V)_{t_o}^{t_{z1}} \cdot T_{z1}; \quad (43)$$

yanma sonu basıncı:

$$p_{Z_1} = \mu_1 p_C T_{Z_1} / T_C, \quad (44)$$

burada, $(\sum c_V)_{T_0}^{Z_1}$ ve μ_1 sırasıyla stokyometrik yanma ürünlerinin ($\lambda_1=1$) özgül ısısı ve gerçek moleküler değişim katsayısıdır.

Adyabatik genişleme nedeniyle hacim değişim oranı:

$$b = v_1/v_2 = (p_{Z_1}/p_C)^{1/k_m} \cdot a/(1-a); \quad (45)$$

burada, $v_1 = V_1/V_C$ ve $v_2 = V_2/V_C$ $\lambda_1=1$ bileşiminde yanma sonrası adyabatik genişlemeden sonra sırasıyla yanma ürünleri ve havanın bağıl hacimleridir:

$$v_1 = b/(b+1) \text{ ve } v_2 = 1/(b+1)$$

ortalama adyabatik üs:

$$k_m = a \cdot k_1 + (1-a)k; \quad (46)$$

yanma odasında yerel sıcaklıklar:

$$T_1 = T_{Z_1} (aV_1)^{k_m-1} \text{ ve } T_2 = T_C [(1-a)/V_2]^{k_m-1}; \quad (47)$$

yanma odasındaki yanma basıncı ve sıcaklık:

$$p_Z = p_{Z_1} (a/V_1)^{k_m}, \quad (48)$$

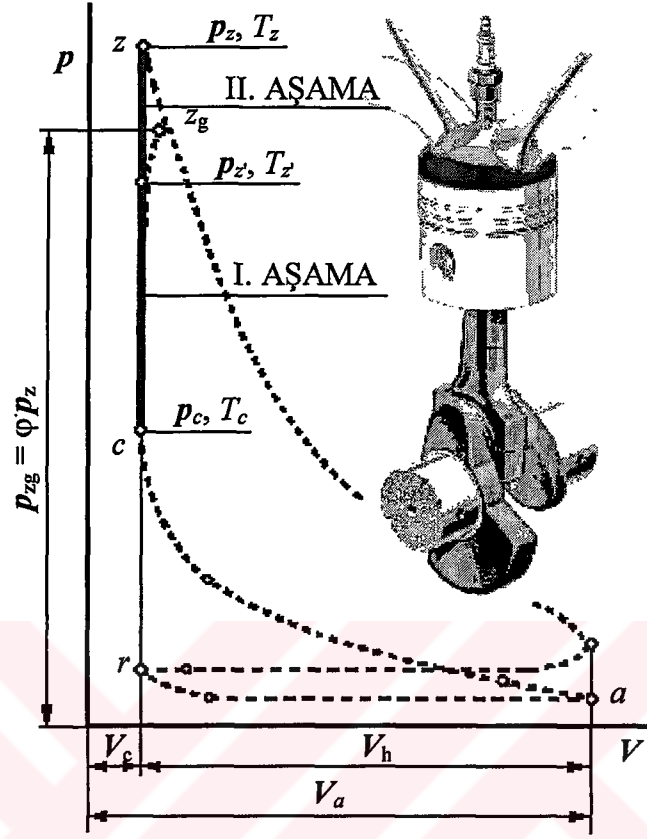
$$T_Z = T_C (p_Z/p_C) / \mu_m. \quad (49)$$

3.6.3.4 'Kademeli dolgulu iki aşamalı yanma' süreci

Şekil 3.9'da 'Kademeli dolgulu iki aşamalı yanma' sürecinin temsili bir diyagramı ve şekli gösterilmiştir.

Önceden de belirtildiği gibi kademeli dolgulu karışım oluşumunun özel bir durumu 'kademeli dolgulu iki aşamalı yanma' olarak adlandırdığımız yanma mekanizmasıdır. Bu modelde yanma odası iki eşit bölgeye ayrıldığı, yanma odasının bir yarısında zengin homojen hava-yakıt karışımı, diğer yarısında ise sadece temiz havanın yer aldığı varsayılmıştır (Şekil 3.10). Diğer bir deyişle YO'sının bir yarısında havanın %50'si ve yakıtın %100'ü, diğer yarısında ise havanın diğer %50'si yer almaktadır. Buna göre yanma süreci, sabit hacimde *iki aşamada* tamamlanmaktadır: birinci

aşamada zengin karışımının ($\lambda_1 < 1$) yanması ile oluşan eksik yanma ürünleri CO ve H_2 , ikinci aşamada hava ile karışarak yanmaları ile yanma süreci sona ermektedir.



Şekil 3.9 Kademeli dolgulu iki aşamalı yanmanın temsili diyagramı ve şekli.

Zengin karışım yanma odasının yarısında yer aldığı için

$$a = V_{zk}/V_c = 0,5.$$

İhmal edilebilir bir hata ile bu hacim oranını HFK ile ifade edilebilir:

$$a = V_{zk}/V_c = \lambda_1/\lambda.$$

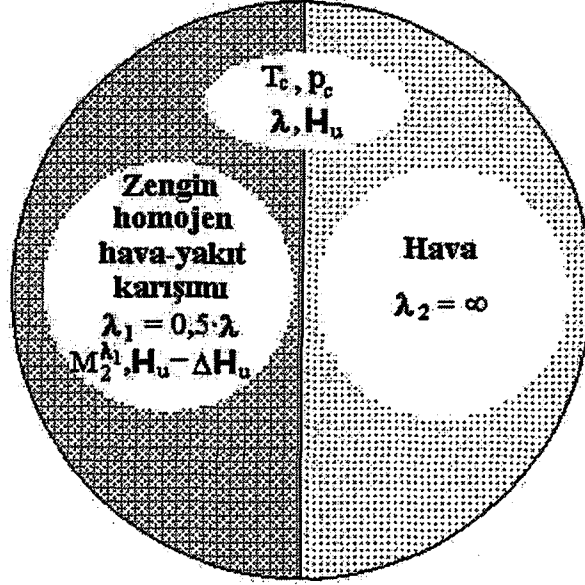
Buradan zengin karışımının HFK bulunur:

$$\lambda_1 = a\lambda = 0,5\lambda \quad (50)$$

Birinci aşamada zengin karışımının 'yanma denklemi' (38) 'ye benzer olarak aşağıdaki şekildedir:

$$\frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{\left(\frac{1}{m_y} + \lambda_1 L_o\right)(1 + \gamma_r)} + ({}_m c_v)_{t_o}^{t_c} T_c = \mu_1 ({}_m c_v)_{t_o}^{t_{z_1}} T_{z_1} \quad (51)$$

Burada ΔH_u - zengin (λ_1) karışımın kullanılmayan ısı değeri.



Şekil 3.10 Birinci aşama yanma öncesi durumun şematik gösterimi.

Birinci aşama yanma sonu sıcaklığı T_{z1} ve basıncı p_{z1} aşağıdaki formüller yardımı ile hesaplanır:

$$A't_{z1}^2 + B't_{z1} - C' = 0 \rightarrow t_{z1}$$

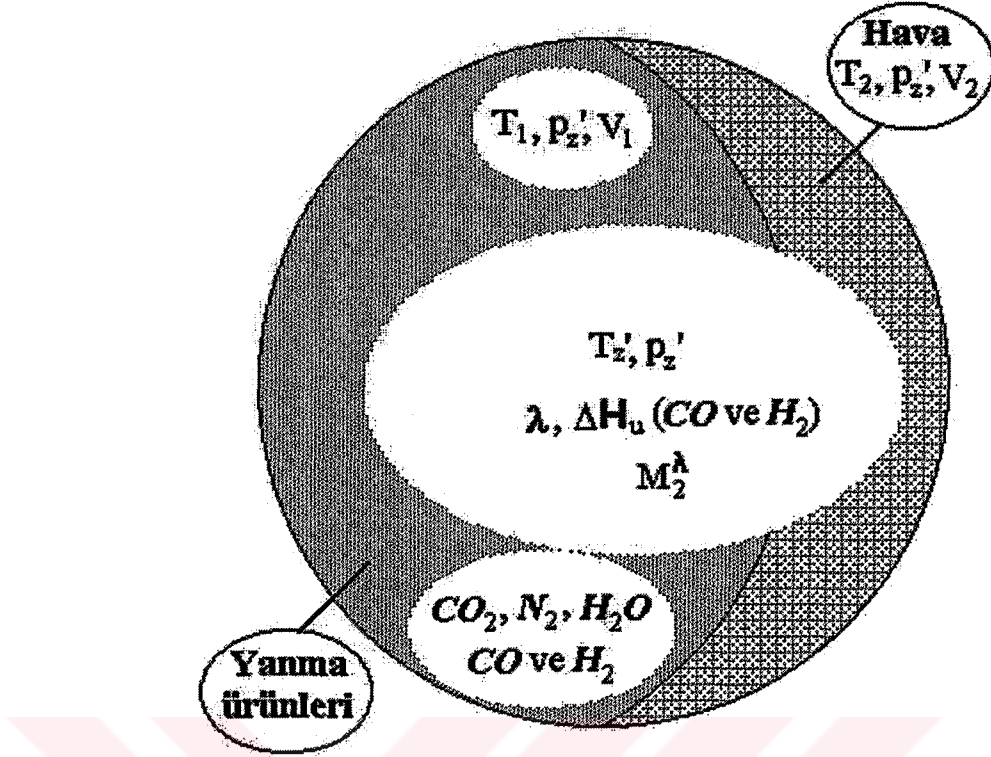
$$T_{z1} = t_{z1} + 273, K \quad (52)$$

$$p_{z1} = p_c \cdot \mu_1 \cdot T_{z1} / T_c \quad (53)$$

Burada $\mu_1 = (M_2 + M_r) / (M_1' + M_r)$ - zengin (λ_1) karışımın yandığındaki gerçek molekül değişim katsayısıdır.

Birinci aşama yanma sona erdiğinde, yanma ürünleri sabit hacimli ortamda (yanma odasında) adyabatik olarak genişleme sonucu kendi kapladıkları bölgeden ($V_{zk} = aV_c$) bir miktar taşar, T_{z1} sıcaklık ve p_{z1} basıncı düşer, aynı zamanda diğer bölgedeki hava sıkışır, bunun sonucu T_c sıcaklık ve p_c basıncı artar. Böylece yanma odasında ikinci aşama yanma öncesi basınç açısından eşit bir ortam yaratılmış olur (p_z), yanma ürünleri ve havanın sıcaklıkları ise yeni değerlere ulaşır (T_1, T_2). Bu durumun şematik gösterimi Şekil 3.11'de verilmiştir. Yanma ürünlerinin genişlemesi yaklaşık olarak aşağıdaki formülle hesaplanan ortalama adyabatik üs ile hesaplanır:

$$k_m = a \cdot k_1 + (1 - a)k \quad (54)$$



Şekil 3.11 Birinci aşama yanmayla adyabatik genişleme sonrası ve ikinci aşama yanma öncesi durumun şematik gösterimi.

Buradaki k_1 ve k sırasıyla zengin karışım ve havanın adyabatik üsleridir ve kendi ortalama mol özgül ısıları ((30) ve (39)) kullanılarak hesaplanır ($k = 1 + 8,315/mc_v$).

Adyabatik genişlemeden sonra gazların kapladıkları hacimler oranı:

$$b = v_1/v_2 = (p_{z_1}/p_c)^{1/k_m} \cdot a/(1-a) \quad (55)$$

burada, $v_1 = V_1/V_c$ ve $v_2 = V_2/V_c$ birinci aşama yanma sonrası adyabatik genişlemeden sonra sırasıyla yanma ürünleri ve havanın bağıl hacimleridir:

$$v_1 = b/(b+1) \text{ ve } v_2 = 1/(b+1).$$

Adyabatik genişlemeden sonra yanma odasının her iki kısmında basınçlar eşitlenir (p_z'), sıcaklıklar ise T_1 ve T_2 değerlerine ulaşır:

$$p_z' = p_{z_1} (a/V_1)^{k_m} \quad (56)$$

$$T_1 = T_{z_1} (aV_1)^{k_m-1} \text{ ve } T_2 = T_c [(1-a)/V_2]^{k_m-1} \quad (57)$$

Bu durumda yanma odasındaki gazların ortalama sıcaklığı:

$$T_z' = T_c (p_z' / p_c) / \mu_m \quad (58)$$

Burada $\mu_m = a \cdot (\mu_z - 1) + 1$ - yanma odasında **gerçek molekül değişim katsayısının** ortalama değeridir.

Yanma süreci ikinci aşamasında CO ve H₂ 'nin hava ortamında yanması ile sona ermektedir. Bu aşama sonucu yanma ürünleri ΔH_u ısını alır, sıcaklıkları ise T_z' 'den T_z 'ye artar. İkinci aşama yanma da sabit hacimde gerçekleştiğinden dolayı T_z **yanma sonu sıcaklığı** aşağıdaki formülden yine ikinci dereceli denklem ile hesaplanır:

$$\Delta H_u = M_{2(\lambda)} \cdot m \cdot c_{V(\lambda)} \cdot (T_z - T_z') \quad \rightarrow \quad T_z \text{ bulunur.} \quad (59)$$

Yanma sonunda basınç:

$$p_z = \frac{\mu \cdot p_c \cdot T_z}{T_c} \quad (60)$$

3.6.3.5 Basınç artış oranı ve yanma basıncının gerçek değerinin hesaplanması

Basınç artış oranının değeri tüm yanma mekanizmalarının kullanıldığında sabit hacimde yanma şartında hesaplanan p_z basıncının p_c basıncına bölünerek elde edilir:

$$\alpha = \frac{p_z}{p_c}. \quad (61)$$

Bu basınç artış oranı indike ortalama basınç değerinin (p_{mi}') hesaplanmasında kullanılmaktadır ((73) formülüne bak).

Tüm yanma mekanizmalarında **yanma basıncının maksimum gerçek değeri** yanma sürecinin sabit hacim şartlarında gerçekleşmemesinden dolayı $V = \text{sabit}$ şartlarında hesaplanan teorik değerinden daha düşük bir değere sahiptir. Grinevetski-Mazing yönteminde motorun tam yük rejiminde yanma basıncının gerçek değeri %15 daha düşük olduğu kabul edilmiştir, yani *maksimum yanma basıncın düşüş katsayısı* $\varphi \approx 0,85$ 'tir [72, 85]:

$$p_{zg} = \varphi \cdot p_z' = 0,85 \cdot p_z'.$$

Ancak kısmi yüklere geçtikçe sıkıştırma sonu basıncının azalması ve artık gaz miktarının artmasından dolayı yanma süreci uzamakta ve bu nedenle yanma basıncının gerçek değerini bulmak için kullanılan φ katsayısının volümetrik verime bağlı değişimini gösteren bir ampirik formül türetme ihtiyacı doğmuştur. [71, 72, 68, 86] kaynaklarından yararlanılarak benzin motorunun tüm yük rejimlerinde yanma

basıncının gerçek değerinin teorik değerine göre ϕ katsayısını hesaplamak için aşağıdaki ampirik formül türetilmiştir:

$$\phi = 0,2693 + 1,3494 \cdot \eta_v - 0,5036 \cdot (\eta_v)^2 \quad (62)$$

3.6.4 Genişleme süreci

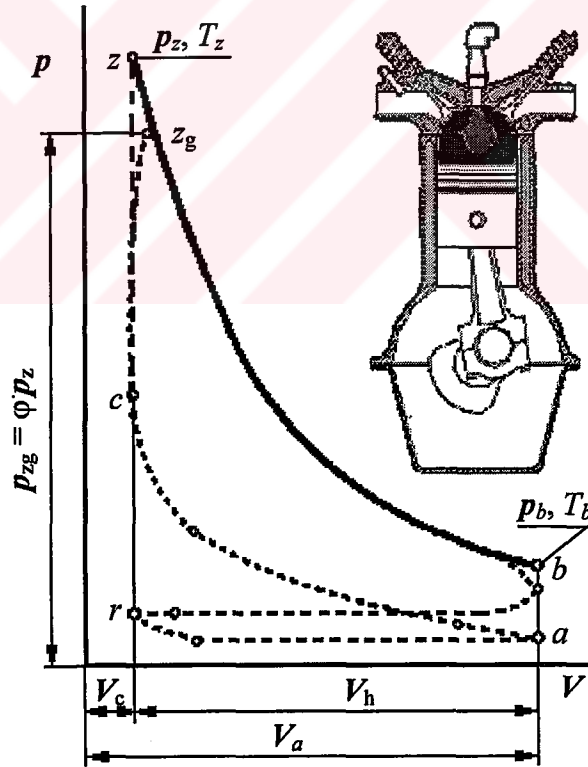
Şekil 3.12’de genişleme sürecinin temsili bir diyagramı ve şekli gösterilmiştir.

Genişleme politropik üssü sabit kabul edilerek:

$$\begin{aligned} p_a V_a^{n_2} &= p_x V_x^{n_2} = p_c V_c^{n_2} \\ T_a V_a^{n_2-1} &= T_x V_x^{n_2-1} = T_c V_c^{n_2-1} \end{aligned} \quad (63)$$

burada n_2 'nin değeri k_2 adyabatik üssüne göre aşağıdaki şekilde kabul edilir:

$$n_2 = k_2 - (0,01 \div 0,02), \text{ burada } k_2 = 1 + 8,315 / ({}_m c_v)_{t_o}^{\prime b}.$$



Şekil 3.12 Genişleme süreci temsili diyagramı ve şekli.

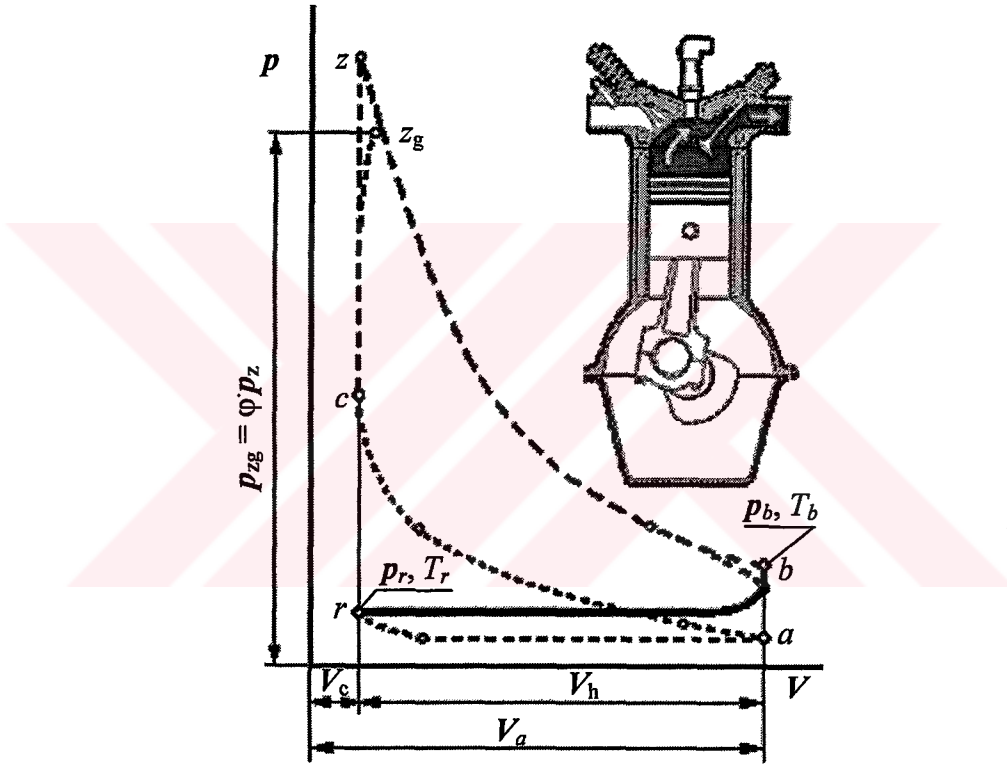
Genişleme süreci sonunda gazların basınç ve sıcaklığı:

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = p_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}} \quad (64)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}. \quad (65)$$

3.6.5 Egzoz süreci

Şekil 3.13'te egzoz sürecinin temsili diyagramı ve şekli gösterilmiştir.



Şekil 3.13 Egzoz süreci temsili diyagramı ve şekli.

Bu süreçte artık gazlar sabit basınç p_r ve sıcaklıkta T_r dışarı atıldığı kabul edilir. Hesapların başlangıcında ilk önce T_r ampirik olarak (22) denkleminde tayin edilir, hesap sonunda ise:

$$T_r' = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_r} \quad (66)$$

formülünden bulunan T_r' değeri kabul edilen T_r değeri ile karşılaştırılır. Eğer fark $\Delta = 100(T_r' - T_r) / T_r$ %5'ten fazla ise T_r 'nin yerine T_r' değeri koyulur ve hesaplar yeniden yapılır, %1'in altına düşene kadar bu işlem tekrarlanır. Hesaplama öncesi

(21) denkleminde tayin edilmiş p_r 'in değeri, önceden de anlatıldığı gibi, yük rejimine bağlı olarak çok küçük sınırlarda değiştiği için düzeltilmez.

3.7 İndike parametreler

Motorun *indike parametreleri*: ortalama indike basınç p_{mi} , indike güç N_i , indike verim η_i ve indike özgül yakıt tüketimi b_i 'dir.

Ortalama indike basıncın *teorik değeri* ($V=sabit$ teorik çevrimde):

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\alpha}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ MPa} \quad (67)$$

Emme ve egzoz süresince *pompalama kayıplarının ortalama basıncı*:

$$\Delta p_{mi} = p_r - p_a. \quad (68)$$

Çevrimin gerçek ortalama indike basıncı:

$$p_{mi} = \nu p_{mi}' - \Delta p_{mi}, \text{ MPa} \quad (69)$$

burada, ν - teorik çevrimin r , c , z , ve b geçiş noktalarında yuvarlatarak gerçek çevrime yaklaştırmak için kullanılan *yuvarlatma katsayısı*dır ve değeri $\nu = 0,94 \dots 0,97$ arasındadır.

İndike güç:

$$N_i = \frac{p_{mi} V_H n}{30 \tau}, \text{ kW}, \quad (70)$$

burada, $V_H = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot i$ - silindir strok hacmi, dm^3 ;

S – piston stroku;

i - silindir sayısı;

n - motor dönme hızı, d/dak;

τ - çevrim strok sayısı (iki zamanlı motorda $\tau=2$, dört zamanlılarda ise $\tau=4$).

İndike verim:

$$\eta_i = \frac{p_{mi} \ell_o \lambda}{H_u \rho_o \eta_v}, \quad (71)$$

burada ρ_o – havanın yoğunluğu, kg/m^3 , ℓ_o - birim yakıt için gerekli teorik hava miktarı, $\text{kg}_{\text{hava}}/\text{kg}_{\text{ykt}}$ ((1) nolu denkleme bak).

İndike özgül yakıt tüketimi:

$$b_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}, \text{ g/kWh} \quad (72)$$

3.8 Efektif büyüklükler

Motorun *efektif büyüklükleri*: ortalama efektif basınç p_{me} , efektif güç N_e , döndürme momenti M_e , mekanik verim η_m , efektif verim η_e ve efektif özgül yakıt tüketimi b_e 'dir.

Ortalama efektif basınç:

$$p_{me} = p_{mi} - p_m, \text{ MPa}, \quad (73)$$

burada, $p_m = p_m' + \Delta p_{mi}$ - mekanik (sürtünme ve yardımcı mekanizmalara giden) ve pompalama kayıpları içeren ortalama mekanik kayıp basıncıdır.

İlk tasarım hesaplarında ortalama mekanik kayıp basıncı p_m , motor silindir sayısı i , S/D (strok/çap) oranı ve ortalama piston hızı w_p 'ye bağlı olarak ampirik ifadelerden hesaplanır. Örneğin $i \leq 6$ ve $S/D=1$ için p_m :

$$p_m = 0.049 + 0.0152 w_p, \text{ MPa}, \quad (74)$$

burada, $w_p = 8 \div 14$ m/s sınırlar arasında değişir.

Denklem (74)'te pompalama kayıpları ($\Delta p_{mi} = p_r - p_a$) p_m 'in içinde yer aldığı için denklem (73)'te p_{me} 'nin hesabında indike ortalama basıncın değeri denklem (69) ile değil aşağıdaki denklem ile hesaplanan değeri kullanılmalıdır:

$$p_{mi} = v p_{mi}', \text{ MPa} \quad (75)$$

Efektif güç:

$$N_e = \frac{p_{me} V_H n}{30\tau}, \text{ kW.} \quad (76)$$

Döndürme momenti:

$$M_e = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = 9554,14 \frac{N_e}{n}, \text{ Nm} \quad (77)$$

Mekanik verim:

$$\eta_m = p_{me} / p_{mi} = 1 - p_m / p_{mi} \quad (78)$$

Efektif verim:

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (79)$$

Efektif özgül yakıt tüketimi:

$$b_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \cdot 10^3, \text{ g/kWh} \quad (80)$$

Saatteki yakıt tüketimi:

$$G_{ykt} = N_e \cdot b_e \cdot 10^{-3}, \text{ kg/saat} \quad (81)$$

N_e ve η_e büyüklükleri çevrimin parametrelerine bağlı olarak aşağıdaki formüllerle de hesaplanabilir:

$$N_e = \frac{V_H n}{30\tau} \cdot \frac{H_u}{\lambda \ell_o} \rho_o \eta_v \eta_i \eta_m \cdot 10^{-3}, \text{ kW;} \quad (82)$$

$$\eta_e = \frac{p_{me}}{\rho_o \eta_v} \cdot \frac{\lambda \ell_o}{H_u} \cdot 10^3. \quad (83)$$

4. BENZİN MOTORU GERÇEK ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE KISMİ YÜKLERDE MİNİMUM YAKIT TÜKETİM İÇİN KARAKTERİSTİKLERİNİN TEORİK OLARAK BELİRLENMESİ

Bölüm 3'te anlatılmış olan hesaplama yöntemi kullanılarak Excel ortamında yazılmış olan bilgisayar programının genel akış şeması *Şekil 4.0*'da gösterilmiştir. Farklı yapısal ve işletme parametrelerine bağlı olarak değişik yanma mekanizmalı motorların indike ve efektif büyüklükleri tablolar ve grafikler oluşturularak irdelenmiştir. Gerçek motorlarda değişim aralıkları göz önünde bulundurularak hesaplamada kullanılan parametreler ve bunlara ait değişim aralıkları aşağıda verilmiştir:

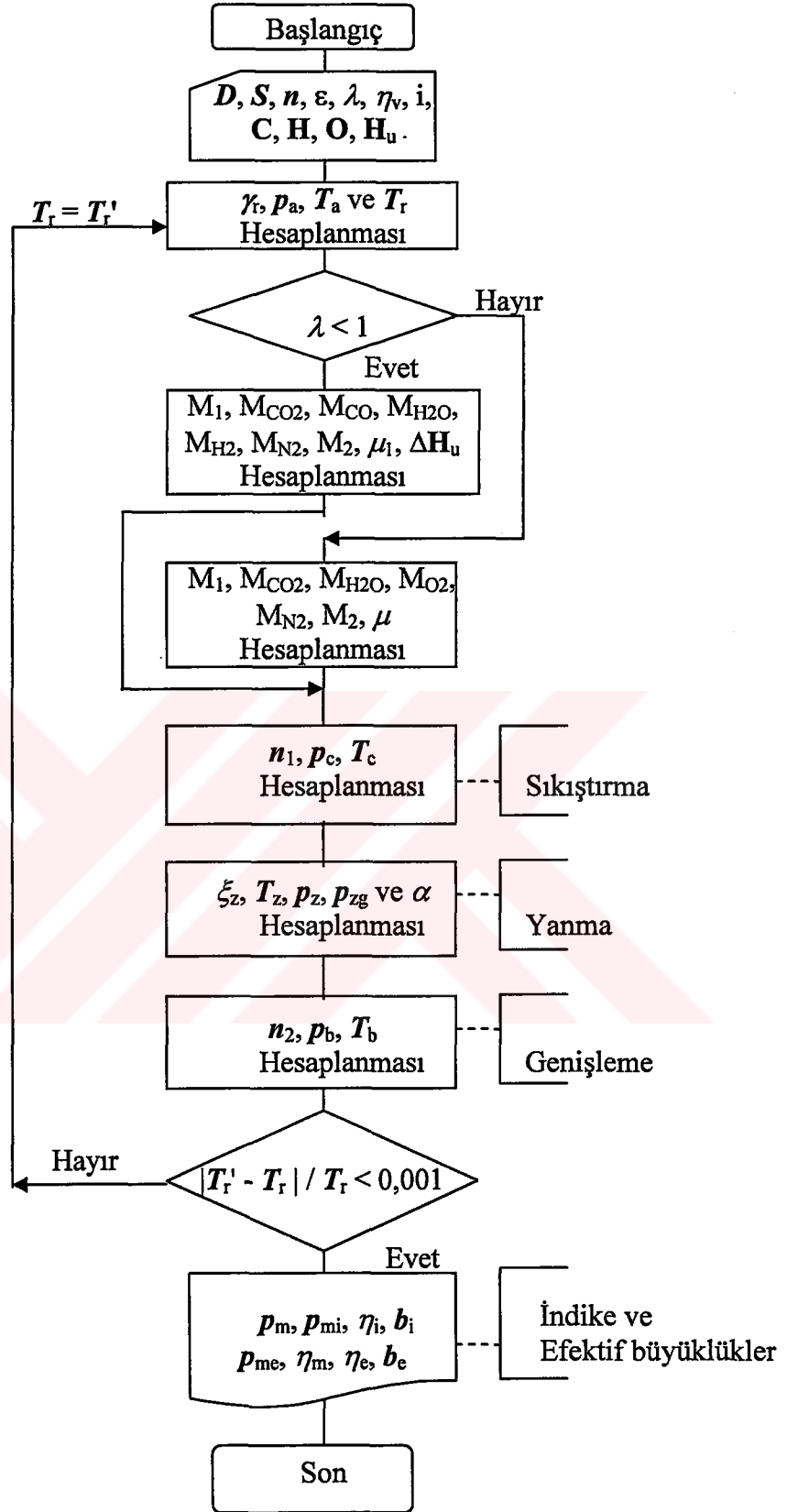
- Volümetrik verim $\eta_v = 0,2; 0,3; \dots; 0,9$
- Motor dönme hızı $n = 1000, 2000, \dots, 5000$ d/d
- Hava fazlalık katsayısı, HFK $\lambda = 1,0; 1,1; \dots; 2,0$
- Sıkıştırma oranı $\epsilon = 8, 9, \dots, 12$

4.1 Deney ve hesap sonuçlarının karşılaştırılması

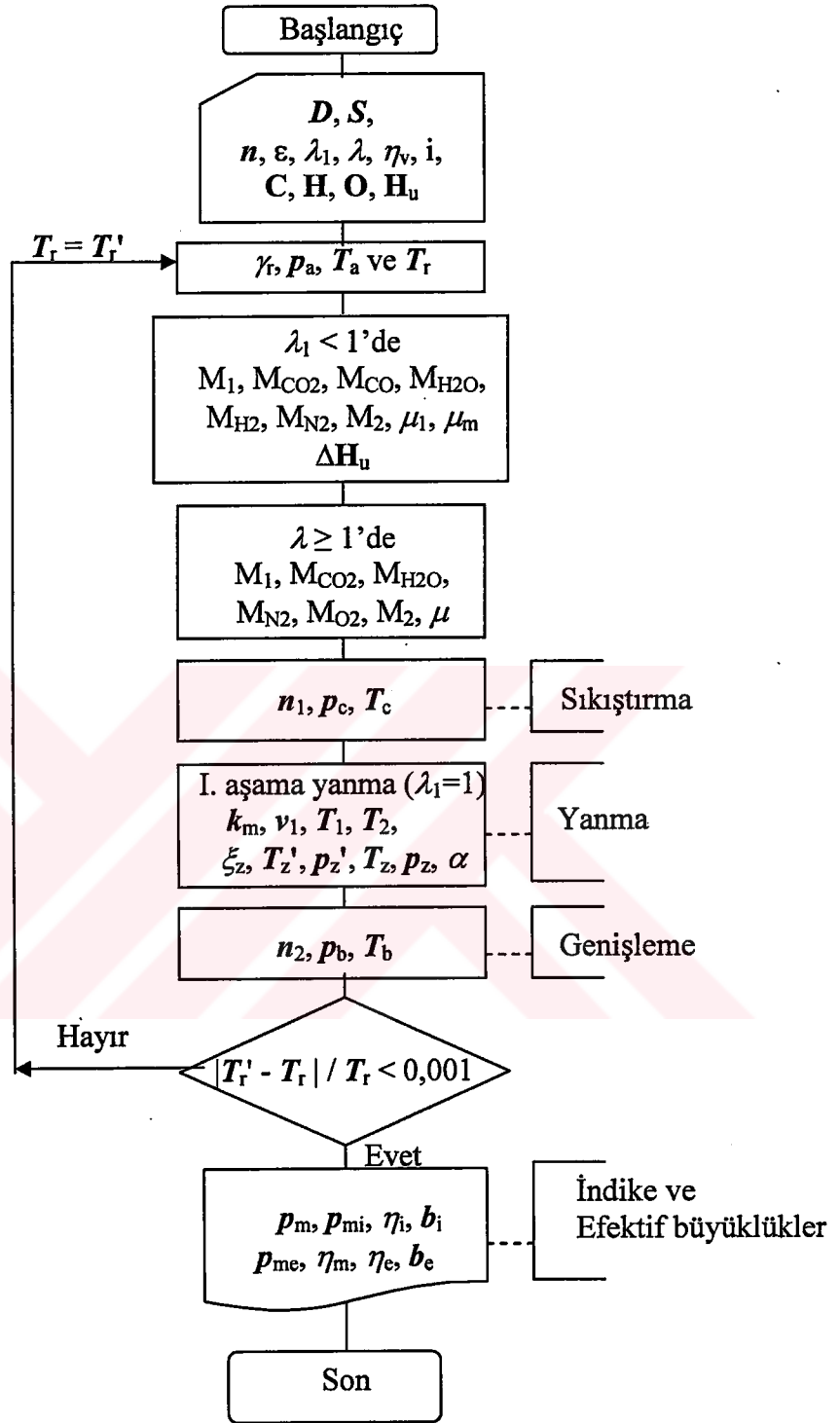
Otto motorları gerçek çevriminin termodinamik analizinden önce, Bölüm 3'te önerilen hesap yönteminin doğruluğu, literatürde yer alan deney sonuçları ve bu deneylerdeki parametreler bilgisayar programına yerleştirilmesiyle elde edilen hesap sonuçları karşılaştırılarak saptanmıştır.

Almanya Universitaet-Braunschweig'ta yapılmış bir doktora tezinden [88] alınan veriler kullanılarak önerilen hesap yönteminin 'Homojen karışımli yanma' mekanizmasına ait kısmı ne ölçüde doğruluğa sahip olduğu incelenmiştir. Adı geçen kaynakta deney motoru özellikleri aşağıda verilmiştir:

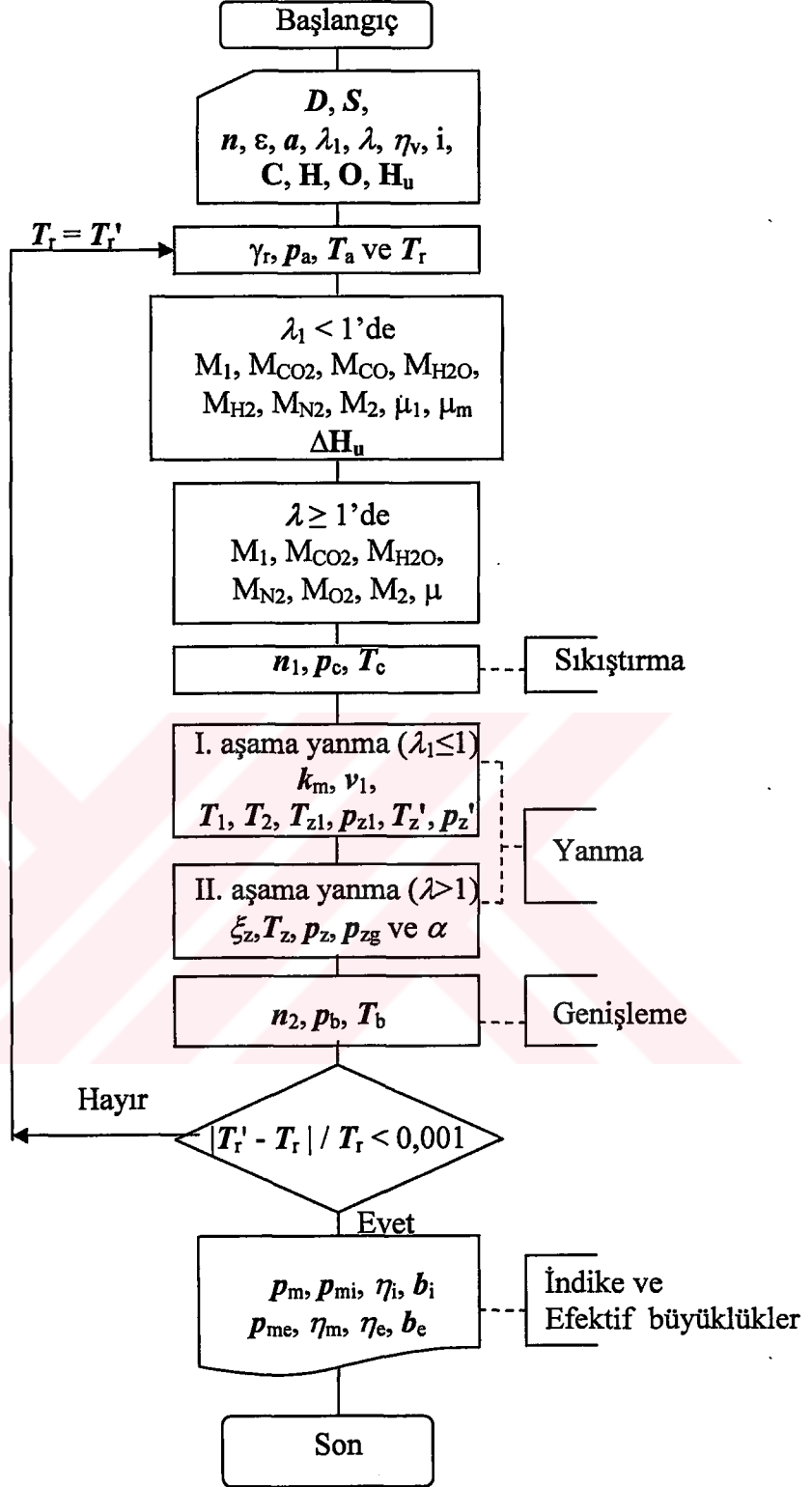
Markası ve tipi:	Volkswagen VW/4E
Çalışma şekli:	dört zamanlı
Silindir sayısı:	dört
Karışım oluşturma:	Bosch-Jetronic emme manifolduna püskürtme
Çap/Strok:	90/66 mm
Strok hacmi:	1,679 litre
Sıkıştırma oranı:	8,2



Şekil 4.0 a) 'Homojen karışımli yanma'lı bilgisayar programın genel akış şeması



Şekil 4.0 b) Kademeli dolgu 'difüzyonlu yanma'lı bilgisayar programının genel akış şeması

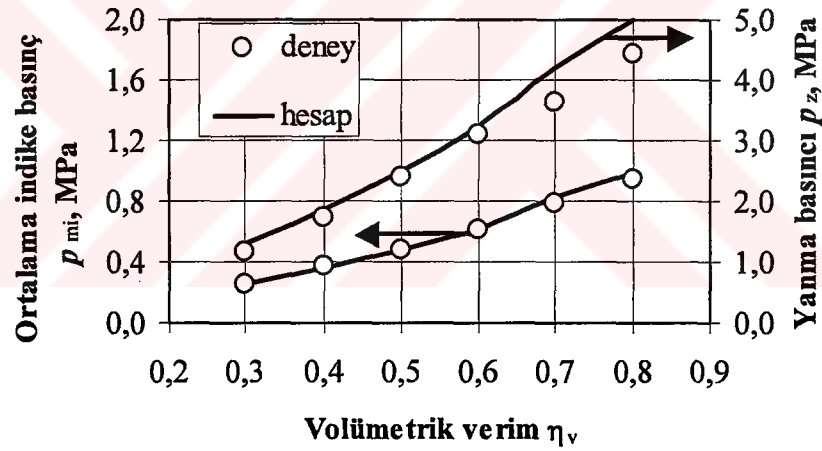


Şekil 4.0 c) Kademeli dolgu 'iki aşamalı yanma'lı bilgisayar programının genel akış şeması

Bu motora ait veriler ($n = 2000$ d/d; $\varepsilon = 8,2$; η_v ve λ , $D/S = 90/66$ mm) kullanılarak elde edilen hesap sonuçları Tablo 4.1 ve Şekil 4.1’de deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Buradan görüldüğü gibi hesap ve deney sonuçları motorun tüm yük aralığında yüksek hassasiyetle uyum içindedir.

Tablo 4.1 Çok noktadan püskürtmeli Volkswagen VW/4E motorun deney [86] ve hesap sonuçları ($n = 2000$ d/d; $\varepsilon = 8,2$; $D/S = 90/66$ mm).

Volümetrik verim	HFK	Ortalama indike basınç p_{mi} , MPa			Yanma basıncı p_z , MPa		
η_v	λ	deney	hesap	fark, %	deney	hesap	fark, %
0,3	1,150	0,25	0,26	3,0	1,17	1,29	10,0
0,4	1,200	0,37	0,36	-1,3	1,75	1,86	6,4
0,5	1,220	0,48	0,48	0,0	2,39	2,49	4,3
0,6	1,170	0,62	0,61	0,0	3,10	3,23	4,3
0,7	1,020	0,78	0,82	4,7	3,64	4,21	15,7
0,8	0,980	0,95	0,99	3,4	4,43	5,00	12,9

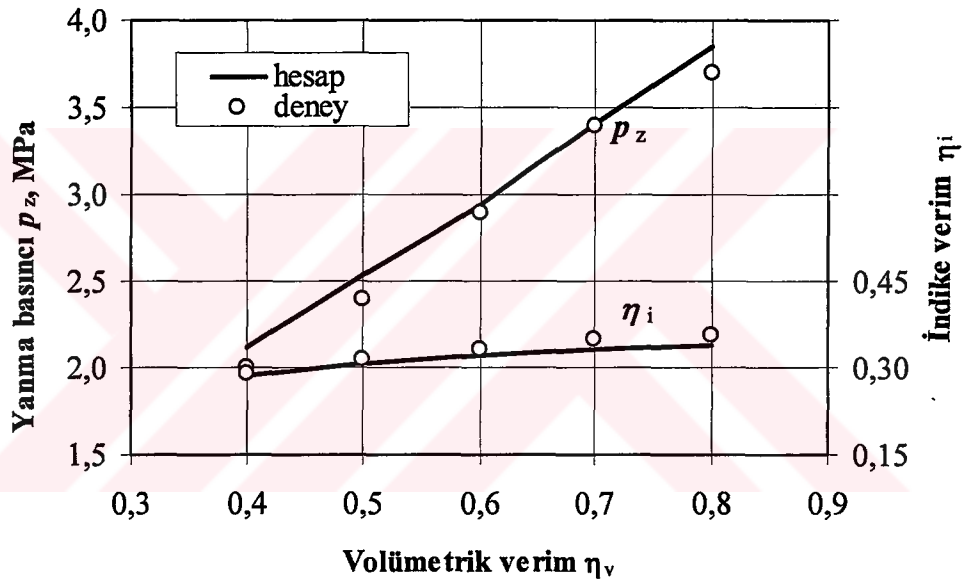


Şekil 4.1 Çok noktadan püskürtmeli Volkswagen VW/4E motorun deney ve hesap sonuçlarının karşılaştırılması.

Tablo 4.2 ve Şekil 4.2’de [53] nolu kaynaktan bir başka karbüratörlü motorun volümetrik verimi η_v ve hava fazlalık katsayısı λ ’ya bağlı olarak yükün değişmesiyle ($\varepsilon = 7$, $n = 2000$ d/d) indike verim η_i ve maksimum yanma basıncı p_z deney ve hesap sonuçları gösterilmiştir (maalesef belirtilen kaynakta sadece p_z ve η_i ’nin λ ’ya bağlı olarak verildiğinden dolayı ancak bu parametreler karşılaştırılmıştır). Deney ve hesap büyüklüklerinin karşılaştırılması neticesinde, motorun yük karakteristiği önerilen hesap yöntemiyle yeterli doğrulukla (fark %6’nın altında) teorik olarak belirlenebildiğini göstermektedir.

Tablo 4.2 MZMA-407 karbüratörlü benzin motorunun deney [53] ve hesap sonuçları ($\epsilon = 7$; $n = 2000$ d/d; $D/S = 90/85$ mm).

Volümetrik verim	HFK	Yanma basıncı p_z , MPa			İndike verim η_i		
η_v	λ	deney	hesap	fark, %	deney	hesap	fark, %
0,8	1,16	3,70	3,85	4,1	0,355	0,338	-4,7
0,7	1,14	3,40	3,41	0,2	0,350	0,330	-5,6
0,6	1,13	2,90	2,95	1,6	0,330	0,321	-2,8
0,5	1,08	2,40	2,54	5,6	0,315	0,306	-2,8
0,4	1,02	2,00	2,11	5,7	0,290	0,287	-1,2

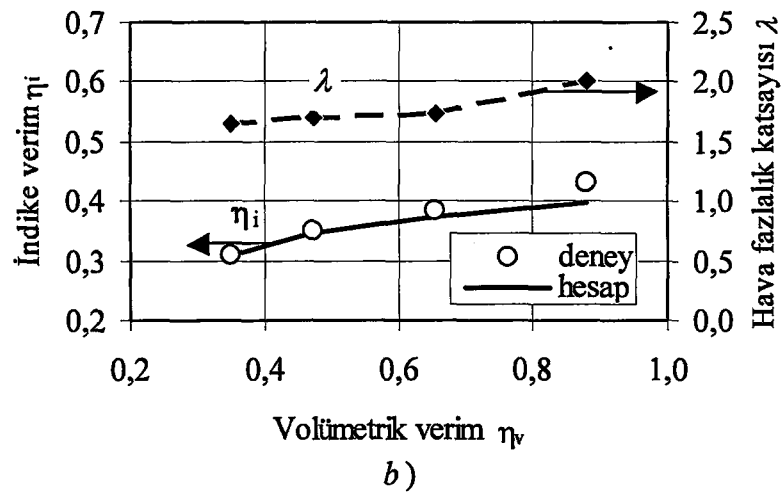
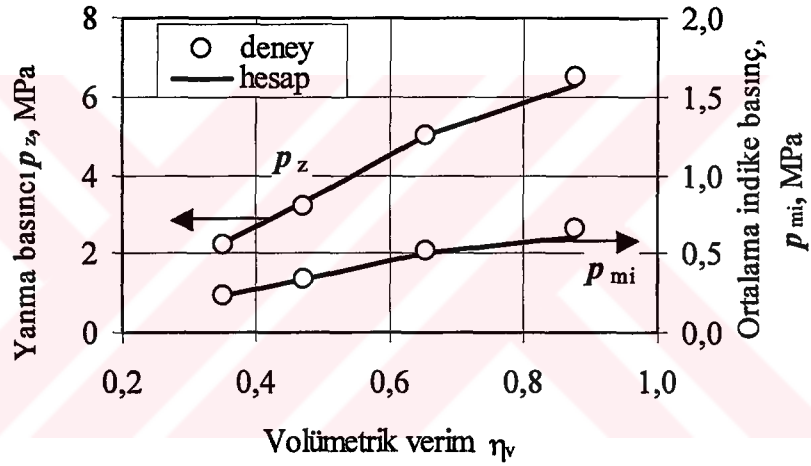


Şekil 4.2 MZMA-407 karbüratörlü benzin motorunun deney ve hesap sonuçları karşılaştırılması.

Tablo 4.3 ve Şekil 4.3'te direkt benzin püskürtmeli OSKA motorunun ($\epsilon = 14,2$; $n = 1500$ d/d; $D/S = 94/90$ mm) düşük yüklerdeki sonuçları, Tablo 4.4 ve Şekil 4.4'te ise yüksek yüklerdeki sonuçları verilmiştir [87]. Düşük yüklerdeki sonuçlarının grafikleri volümetrik verime bağlı olarak verilmiştir, çünkü burada yük kontrolü ağırlıklı olarak gaz kelebeği ile yapılmaktadır. Yüksek yüklerdeki sonuçlarının grafikleri ise λ 'ya bağlı olarak gösterilmiştir, çünkü buradaki yük kontrolü gaz kelebeğinin tam açık konumunda yakıt miktarının değişimi ile yapılmaktadır.

Tablo 4.3 Direkt benzin püskürtmeli OSKA motorunun düşük yüklerdeki deney [87] ve hesap sonuçları ($\varepsilon = 14,2$; $n = 1500$ d/d; $D/S = 94/90$ mm)

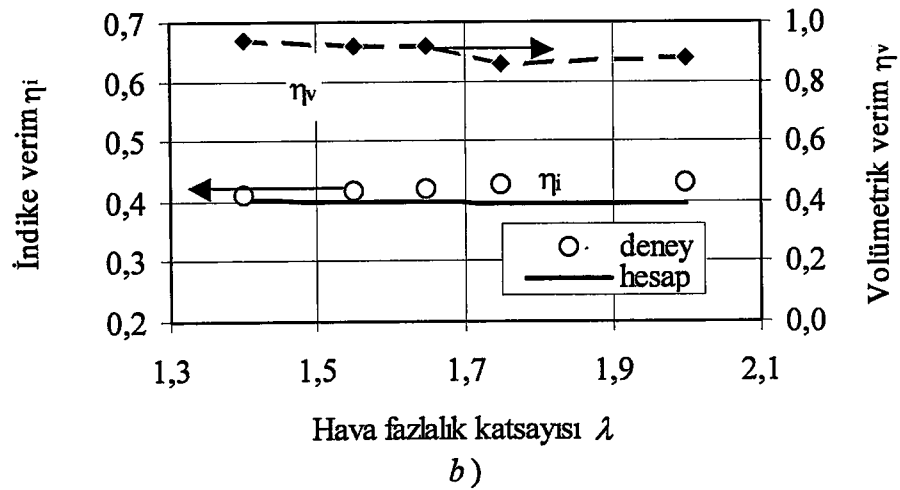
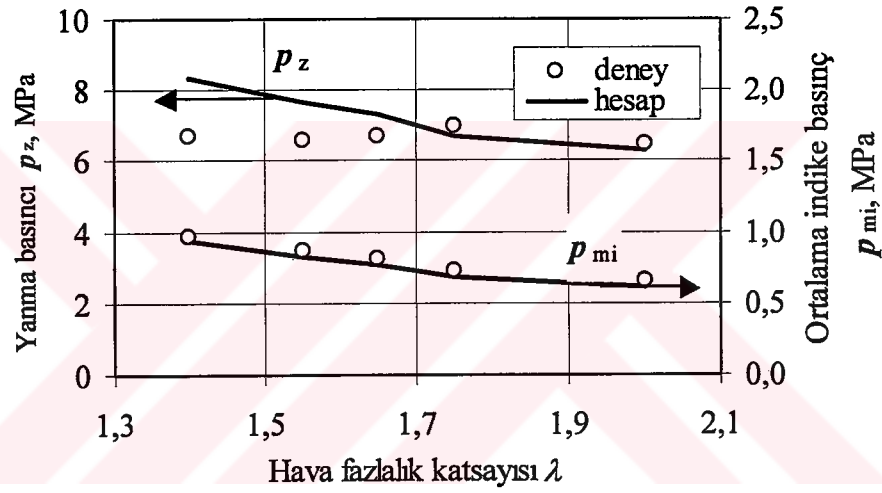
Volümetrik verim	HFK	Ortalama indike basınç p_{mi} , MPa			Yanma basıncı p_z , MPa			İndike verim η_i		
η_v	λ	deney	hesap	fark, %	deney	hesap	fark, %	deney	hesap	fark, %
0,35	1,65	0,23	0,23	0,17	2,20	2,25	2,4	0,310	0,311	0,2
0,47	1,70	0,34	0,34	-1,44	3,20	3,32	3,8	0,350	0,345	-1,4
0,66	1,73	0,51	0,50	-2,58	5,00	5,01	0,1	0,385	0,375	-2,6
0,88	2,00	0,66	0,61	-7,92	6,50	6,31	-2,9	0,430	0,396	-7,9



Şekil 4.3 a) ve b) OSKA motorunun düşük yüklerdeki büyüklüklerinin volümetrik verim ile değişimi.

Tablo 4.4 Direkt benzin püskürtmeli OSKA motorunun yüksek yüklerdeki deney [87] ve hesap sonuçları ($\epsilon = 14,2$; $n = 1500$ d/d; $D/S = 94/90$ mm).

HFK	Volümetrik verim	Ortalama indike basınç p_{mi} , MPa			Yanma basıncı p_z , MPa			İndike verim η_i		
λ	η_v	deney	hesap	fark,%	deney	hesap	fark,%	deney	hesap	fark,%
2,00	0,88	0,66	0,61	-7,92	6,50	6,31	-2,9	0,430	0,396	-7,9
1,75	0,86	0,73	0,68	-7,14	7,00	6,69	-4,4	0,425	0,395	-7,1
1,65	0,92	0,82	0,77	-5,05	6,70	7,34	9,6	0,420	0,399	-5,0
1,55	0,92	0,86	0,83	-3,74	6,60	7,67	16,1	0,415	0,399	-3,7
1,40	0,94	0,96	0,94	-2,00	6,70	8,34	24,5	0,410	0,402	-2,0



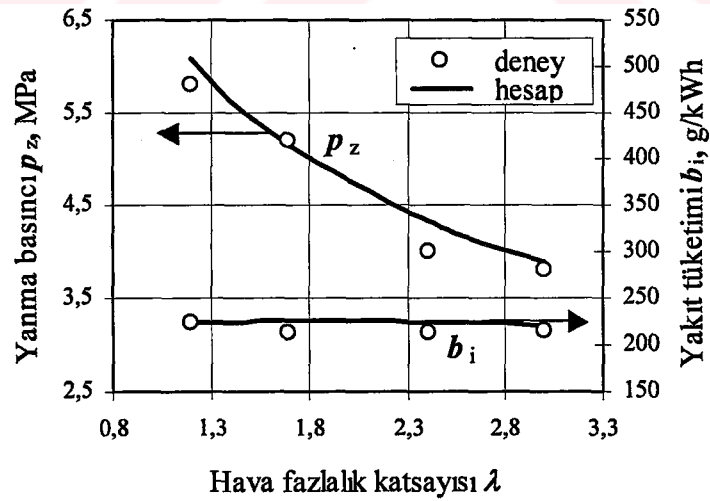
Şekil 4.4 a) ve b) OSKA motorunun yüksek yüklerdeki büyüklüklerinin λ 'ya bağlı olarak değişimi.

Tablo 4.5 ve *Şekil 4.5*'te Bölüm 2'de bilgileri verilmiş olan direkt püskürtmeli motorun [64] sonuçları verilmiştir, *Tablo 4.6* ve *Şekil 4.6*'da ise yine Bölüm 2'de bilgileri verilen "İki Döngülü Yanma Odası"na sahip kademeli dolgulu 'iki aşamalı yanma' mekanizmalı benzin motorunun [36] karakteristikleri verilmiştir. Görüldüğü gibi teorik hesaplama sonuçlarıyla ölçüm sonuçları uyum içindedir.

Hesap ve deneyle elde edilen indike büyüklüklerinin değişim eğilimleri karşılaştırıldığında, önerilen termodinamik hesap yöntemi, basit olmasına rağmen, Otto motorları hava-yakıt karışımı oluşumu ve yanma özelliklerini, aynı zamanda motorun çalışma rejimlerini de hesaba katarak indike ve efektif büyüklüklerinin ilk yaklaşımda yeterli doğrulukla belirleme yeteneğine sahip olduğu anlaşılmaktadır.

Tablo 4.5 Kademeli dolgulu 'Difüzyonlu yanma'lı motorun deney [64] ve hesap sonuçları ($\epsilon = 10,5$; $n = 1600$ d/d; $D/S = 125/140$ mm)

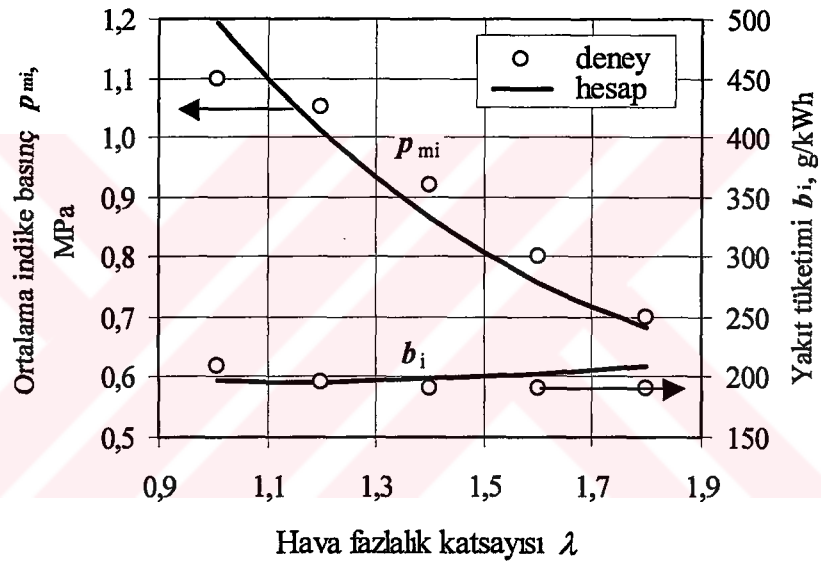
HFK	Volümetrik verim	Yanma basıncı			İndike özgül yakıt tüketimi		
		p_z , MPa			b_i , g/kWh		
λ	η_v	deney	hesap	fark, %	deney	hesap	fark, %
1,2	0,85	5,80	6,09	5,0	223	223	0,0
1,7	0,92	5,20	5,15	-0,9	214	225	5,3
2,4	0,95	4,00	4,34	8,4	214	225	5,0
3,0	0,95	3,80	3,88	2,1	215	223	3,5



Şekil 4.5 'Difüzyonlu yanma'lı Otto motorunun hava fazlalık katsayısının değişimine göre deney ve hesap karakteristikleri ($\epsilon = 10,5$; $n = 1600$ d/d; $D/S = 125/140$ mm).

Tablo 4.6 Kademeli dolgulu 'iki aşamalı yanma'lı motorun deney [36] ve hesap sonuçları ($\epsilon = 11,4$; $n = 1600$ d/d; $D/S = 92/92$ mm)

HFK	Volümetrik verim	Ortalama indike basınç			İndike özgül yakıt tüketimi		
		p_{mi} , MPa			b_i , g/kWh		
λ	η_v	deney	hesap	fark, %	deney	hesap	fark, %
1,0	0,83	1,10	1,19	8,5	210	197	-6,2
1,2	0,83	1,05	1,01	-3,7	195	196	0,4
1,4	0,84	0,92	0,87	-5,8	190	198	4,3
1,6	0,86	0,80	0,76	-5,3	190	203	6,9
1,8	0,90	0,7	0,68	-2,5	190	210	10,4



Şekil 4.6 'Kademeli yanma'lı Otto motorunun hava fazlalık katsayısına göre karakteristikleri ($\epsilon = 11,4$; $n = 2000$ d/d; $D/S = 92/92$ mm).

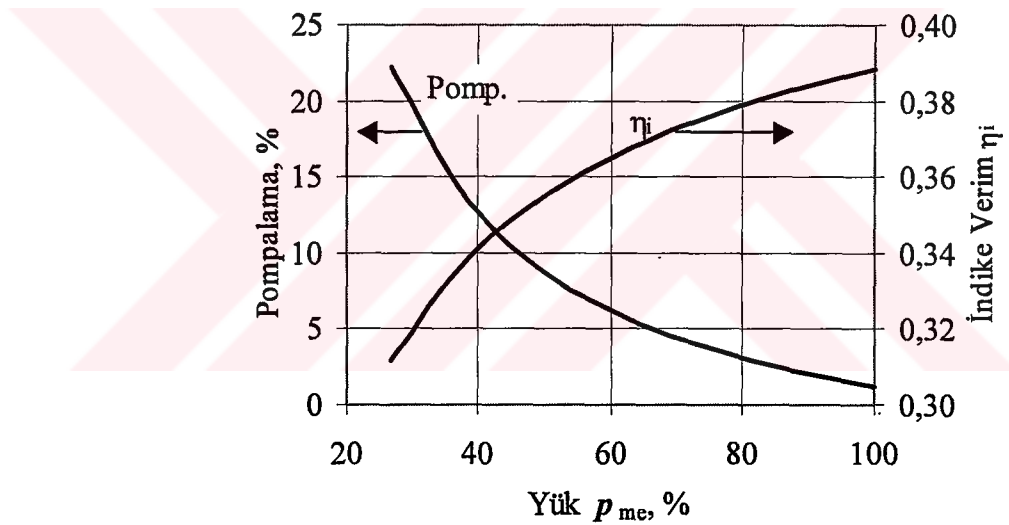
4.2 Kısmi yüklerde çevrim parametrelerinin değişimi

Bölüm 3'te verilmiş olan hesaplama yönteminden yararlanılarak Şekil 4.7'de $\lambda = 1,0$; $\epsilon = 9$; $n = 2000$ d/d sabit koşullarda homojen karışım ile çalışan motorun η_i indike verimin ve pompalamaya sarf edilen basınç yüzdesinin $[\Delta p = \%100(p_{mi} - \Delta p_{mi})/p_{mi}]$ yüke bağlı olarak değişimleri gösterilmiştir.

Burada görüldüğü gibi kısmi yüklerde düşünce η_i indike verim azalmakta, pompalama kayıpları ise artmaktadır. Bunun nedeni volümetrik verimin azalması ile emme ve sıkıştırma süreçleri sonu basınçların azalmasıdır. Buradan şu sonuca varabiliriz:

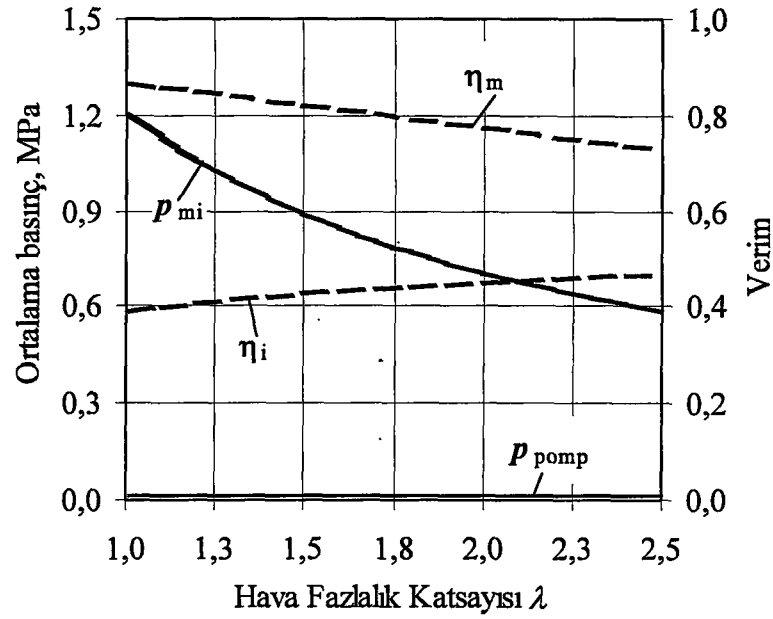
%20-25'e kadar varan pompalama kayıplarını azaltarak Otto motorlarının verimini artırmak mümkündür. Pompalama kayıplarını azaltmak için gaz kelebeğini mümkün olduğu kadar açmak gerekir. İdeal durumda ise bu kelebeği tamamen ortadan kaldırmak demektir. Dolayısıyla motor yükünün denetimi dizel motorunda olduğu gibi karışım miktarı ile değil, karışım kalitesiyle olmalıdır.

Şekil 4.8'de çevrim büyüklüklerinin $\varepsilon = 11$; $\eta_v = 0,9$; $n = 2000$ d/d sabit koşullarda homojen yanma şartlarında kelebeğin tam açık olması halinde ($\eta_v = 0,9$) hava fazlalık katsayısına bağlı olarak olası (yüksek HFK'larda gerçekte yanma gerçekleşmez) değişimi gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi kısmi yüklere gittikçe (λ arttıkça) pompalama işinin bir miktar artmasına rağmen motorun indike verimi azalmamakta, aksine artmaktadır. Dolgu fakirleştikçe karışımdaki havanın bağıl miktarı artmakta ve ideal hava çevrimine yaklaşılmaktadır, bu nedenle elde edilen sonuç teorik olarak beklentilerimiz doğrultusundadır.



Şekil 4.7 Çevrim büyüklüklerinin yüke bağlı olarak değişimi ($\lambda = 1$; $\varepsilon = 9$; $n = 2000$ d/d).

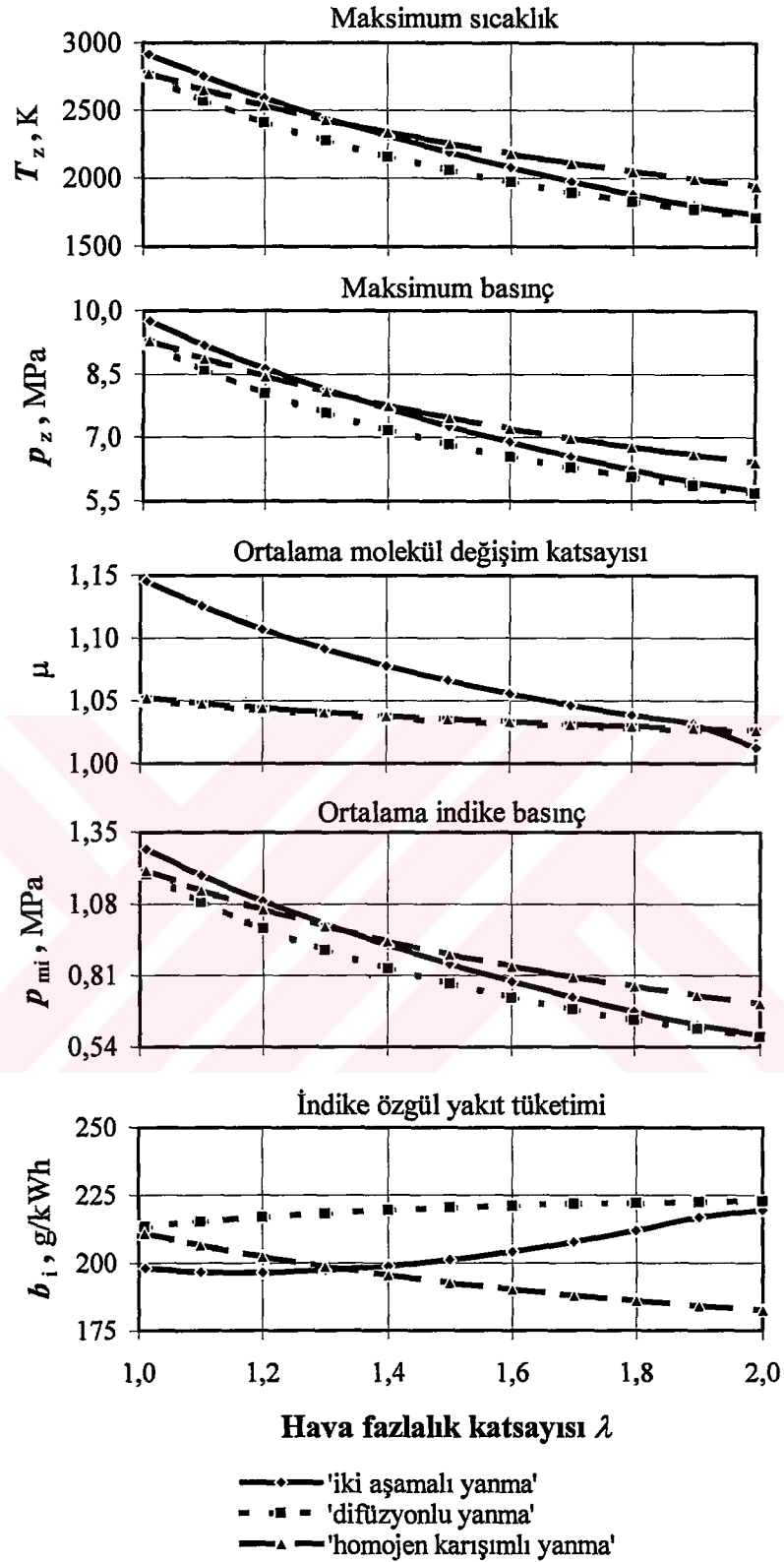
Şekil 4.9'da farklı yanma mekanizmaları ile elde edilen T_z maksimum sıcaklık ve p_z maksimum basınç, μ_m ortalama moleküler değişim katsayısı, p_{mi} ortalama indike basınç ve b_i indike özgül yakıt tüketiminin λ genel hava fazlalık katsayısına bağlı olarak değişimleri gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi diğer şartlar sabit kalacak şekilde hava-yakıt karışımının $\lambda = 1,55 \div 1,60$ 'a kadar fakirleştirildiğinde en az b_i indike özgül yakıt tüketimi ve en yüksek p_{mi} ortalama indike basınç 'İki aşamalı yanma' mekanizmasına aittir. Bu sistemde karışımın daha da fakirleştirilmesi ile b_e artar, p_i azalır ve $\lambda = 2,0$ dolayında 'difüzyonlu yanma' değerlerine yaklaşır.



Şekil 4.8 Çevrim büyüklüklerinin hava fazlalık katsayısına bağlı olarak değişimi ($\epsilon = 11$; $\eta_v = 0,9$; $n = 2000 \text{ d/d}$).

Klasik buji ateşlemeli Otto motorlarında ‘homojen karışımli yanma’ ile hava fazlalık katsayısının $\lambda = 1,35 \div 1,40$ değerlerine kadar, yani hava-yakıt karışımının alt tutuşma sınırına kadar b_i indike özgül yakıt tüketim eğrisi ara konumdadır. Böylece iş gazı karışımının $\lambda = 1,55$ ’e kadar fakirleştirilmesi durumunda ‘iki aşamalı yanma’ diğer iki tip yanmaya göre en uygun seçenektir. Bunun nedeni, ilk aşama yanmada daha zengin karışımın ($\lambda_1 < 1$) yanmasıyla yanma odası ortalama molekül değişim katsayısının (μ) belirgin bir şekilde artması ile çevrimin T_z sıcaklık ve p_z basınç artışının yanma ürünlerinin toplam iş yeteneğinin artırmasından dolayıdır. İş gazı karışımının $\lambda = 2,0$ değerine kadar fakirleştirildiğinde ‘İki aşamalı’ ve ‘difüzyonlu’ yanmadaki μ değerleri farkı kapanmaktadır. Bundan dolayı ‘İki aşamalı yanma’ nın termodinamik etkinliği de yok olmaktadır. Dolgunun daha da fakirleşmesi ($\lambda > 2$) ile her iki yanma mekanizmasına ait büyüklükler birbirine çok yakındır.

Sonraki alt bölümlerde her üç yanma mekanizması için indike ve efektif parametrelerin η_v , n , λ ve ϵ ’a bağlı olarak değişimleri irdelenmiş ve kısmi yüklerde minimum yakıt tüketimin yük ile değişimi elde edilmiştir.



Şekil 4.9 Farklı yanma mekanizmalarına ait termodinamik büyüklüklerinin HFK'na bağlı olarak değişimi ($\epsilon = 11$; $\eta_v = 0,9$; $n = 2000 d/d$).

4.3 İndike ve efektif büyüklüklerinin volümetrik verime göre değişimi

Şekil 4.10'da indike (p_{mi} ortalama indike basınç; η_i indike verim; %*pom* pompalama kayıpları yüzdesi ve γ_r artık gaz katsayısı) ve efektif (p_{me} ortalama efektif basınç; η_m mekanik verim; η_e efektif verim ve b_e efektif özgül yakıt tüketimi) parametrelerin her üç yanma mekanizmasına ('homojen karışımlı yanma', 'difüzyonlu yanma' ve 'iki aşamalı yanma') göre motorun yüküne (η_v volümetrik verime) bağlı olarak örnek değişim grafikleri gösterilmiştir. Tablo 4.7'de ise grafiklerde gösterilenlerin sayısal değerleri verilmiştir. Bu örnek sonuçlar motor hızı $n = 2000$ d/d, sıkıştırma oranı $\varepsilon = 9$ ve $\lambda = 1,1$ sabit koşullarda elde edilmiştir.

Bu şekiller ve tablolardan görüldüğü gibi, η_v volümetrik verimin azalması, yani yükün azalması ile doğal olarak p_{mi} indike ve p_{me} efektif basınçlar azalmakta, bunun yanı sıra indike, mekanik ve efektif verimler ise düşmektedir. Mekanik ve efektif verimlerinin düşüşü daha belirgindir. Bunun nedeni pompalama kayıplarının, düşük yüklere doğru gidildikçe hızlı bir şekilde artmasıdır. Örneğin $\eta_v = 0,3$ 'te pompalama kaybı %20'nin üzerindedir, bu ise ortalama indike basıncın veya indike işin %20'si gaz keleşinin kapanması ile meydana gelen hidrolik kayıplarını karşılamak için harcadığı anlamına gelmektedir. η_v 'nin azalmasıyla artık gazların, yani egzoz sonrası silindir içinde kalan yanmış gazların artışı yanma hızını ve verimini düşürmektedir. Bu nedenle Otto motorlarının kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmanın en etkin yolu pompalama kayıplarının azaltılmasıdır.

4.4 İndike ve efektif büyüklüklerinin hıza göre değişimi

Tablo 4.8'de hıza bağlı olarak örnek sayısal sonuçlar, Şekil 4.11'de ise bunların grafikleri gösterilmiştir. Önceki alt bölümde gösterildiği gibi büyüklükler üç farklı yanma mekanizması için ayrı gösterilmiştir. Bu örnek sonuçlar volümetrik verim $\eta_v = 0,9$, sıkıştırma oranı $\varepsilon = 9$ ve HFK'sının $\lambda = 1,1$ sabit değerlerinde elde edilmiştir.

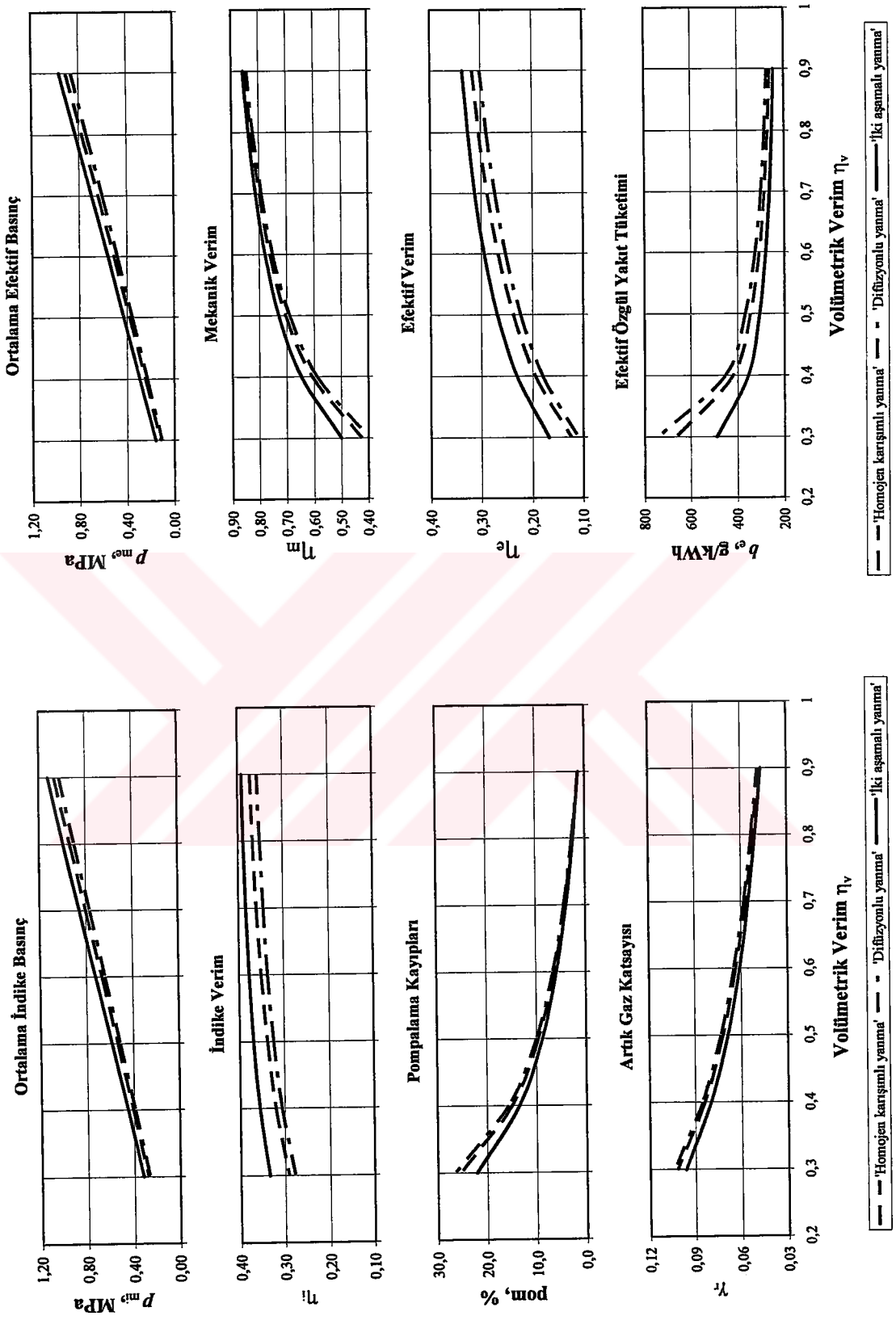
Bu tablo ve grafiklerden görüldüğü gibi en yüksek p_{mi} ortalama indike basınç tüm hız aralığında 'iki aşamalı yanma' mekanizmasına aittir ve bunun p_{mi} 'si hız arttıkça yaklaşık olarak sabittir, diğer iki yanma tiplerin p_{mi} 'si ise hafif artmaktadır. $n = 1000$ d/d motor hızında 'iki aşamalı yanma' p_{mi} ve p_{me} ortalama basınçları diğer iki yanma mekanizmasına göre %10 civarında daha yüksektir, fakat motor hızı arttıkça bu fark azalmaktadır. Motor hızının artışı ile p_{mi} 'nin hafifte olsa artışının nedeni ısı

Tablo 4.7 Parametrelerin volümetrik verim ile değişimi ($\lambda = 1,1$; $n = 2000$ d/d; $\varepsilon = 9$)

$n = 2000$ d/d; $\lambda = 1,1$; $\varepsilon = 9$

Volümetrik verim	Ortalama indike basınç, MPa			Pompalamayla kaybedilen basınç yüzdesi, %				İndike verim				Artık gaz katsayısı			
	$P_{ni(hom)}$	$P_{ni(gdi)}$	$P_{ni(kad)}$	pom_{hom}	pom_{gdi}	pom_{kad}		$\eta_{i(hom)}$	$\eta_{i(gdi)}$	$\eta_{i(kad)}$		$\gamma_{r(hom)}$	$\gamma_{r(gdi)}$	$\gamma_{r(kad)}$	
η_v															
0,9	1,064	1,021	1,120	1,3	1,3	1,2		0,372	0,357	0,392		0,048	0,049	0,047	
0,8	0,932	0,894	0,987	2,5	2,6	2,4		0,367	0,352	0,388		0,052	0,053	0,050	
0,7	0,800	0,767	0,853	4,1	4,3	3,8		0,360	0,345	0,384		0,057	0,058	0,055	
0,6	0,668	0,640	0,720	6,3	6,6	5,8		0,351	0,336	0,378		0,063	0,065	0,061	
0,5	0,537	0,514	0,587	9,6	10,0	8,8		0,338	0,324	0,369		0,072	0,073	0,069	
0,4	0,407	0,389	0,453	15,0	15,7	13,5		0,320	0,306	0,357		0,084	0,085	0,080	
0,3	0,278	0,265	0,319	25,3	26,6	22,0		0,292	0,278	0,335		0,102	0,104	0,096	

Volümetrik verim	Ortalama efektif basınç, MPa			Efektif verim				Mekanik verim				Özgül yakıt tüketimi, g/kWh			
	$P_{me(hom)}$	$P_{me(gdi)}$	$P_{me(kad)}$	$\eta_{e(hom)}$	$\eta_{e(gdi)}$	$\eta_{e(kad)}$		$\eta_{m(hom)}$	$\eta_{m(gdi)}$	$\eta_{m(kad)}$		$b_{e(hom)}$	$b_{e(gdi)}$	$b_{e(kad)}$	
η_v															
0,9	0,904	0,861	0,960	0,316	0,301	0,336		0,850	0,843	0,857		259	272	244	
0,8	0,772	0,734	0,827	0,304	0,289	0,325		0,828	0,821	0,838		270	284	252	
0,7	0,640	0,607	0,693	0,288	0,273	0,312		0,800	0,792	0,813		285	300	263	
0,6	0,508	0,480	0,560	0,267	0,252	0,294		0,761	0,750	0,778		307	325	279	
0,5	0,377	0,354	0,427	0,238	0,223	0,269		0,702	0,689	0,728		345	367	305	
0,4	0,247	0,229	0,293	0,194	0,180	0,231		0,607	0,589	0,647		421	454	355	
0,3	0,118	0,105	0,159	0,124	0,110	0,167		0,425	0,397	0,499		662	743	490	



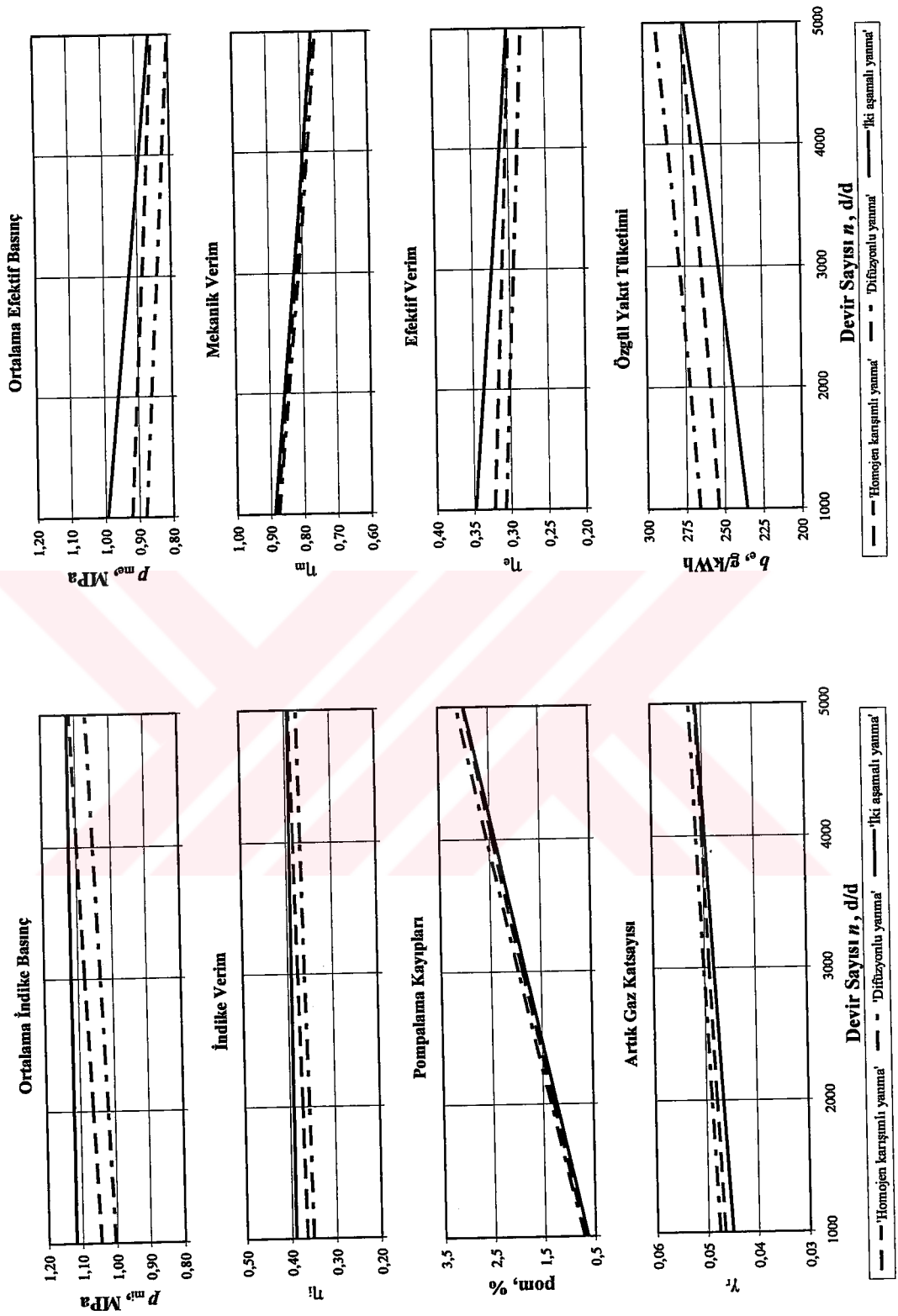
Şekil 4.10 Parametrelerin volümetrik verim ile değişimi ($\lambda = 1,1$; $n = 2000$ d/d; $\varepsilon = 9$)

Tablo 4.8 Parametrelerin motor dönme hızı ile değişimi ($\lambda = 1.1$; $\eta_v = 0.9$; $\varepsilon = 9$)

$\varepsilon = 9$; $\eta_v = 0.9$; $\lambda = 1.1$

Krank mili dönme sayısı, d/d	Ortalama indike basınç, MPa				Pompalamayla kaybedilen basınç yüzdesi, %			İndike verim				Artık gaz katsayısı			
	$P_{mi(hom)}$	$P_{mi(gdi)}$	$P_{mi(kad)}$		pom_{hom}	pom_{gdi}	pom_{kad}	$\eta_i(hom)$	$\eta_i(gdi)$	$\eta_i(kad)$		$\gamma_r(hom)$	$\gamma_r(gdi)$	$\gamma_r(kad)$	
1000	1,046	1,005	1,119		0,7	0,7	0,6	0,366	0,352	0,391		0,047	0,048	0,045	
2000	1,064	1,021	1,120		1,3	1,3	1,2	0,372	0,357	0,392		0,048	0,049	0,047	
3000	1,081	1,037	1,121		1,9	2,0	1,8	0,378	0,363	0,392		0,049	0,050	0,048	
4000	1,099	1,052	1,122		2,4	2,5	2,4	0,384	0,368	0,392		0,050	0,051	0,050	
5000	1,116	1,068	1,122		3,0	3,1	3,0	0,390	0,374	0,393		0,051	0,052	0,051	

Krank mili dönme sayısı, d/d	Ortalama efektif basınç, MPa				Efektif verim				Mekanik verim				Özgül yakıt tüketimi, g/kWh			
	$P_{me(hom)}$	$P_{me(gdi)}$	$P_{me(kad)}$		$\eta_e(hom)$	$\eta_e(gdi)$	$\eta_e(kad)$		$\eta_m(hom)$	$\eta_m(gdi)$	$\eta_m(kad)$		$b_{e(hom)}$	$b_{e(gdi)}$	$b_{e(kad)}$	
1000	0,922	0,880	0,994		0,323	0,308	0,348	0,881	0,876	0,889		254	266	236		
2000	0,904	0,861	0,960		0,316	0,301	0,336	0,850	0,843	0,857		259	272	244		
3000	0,886	0,841	0,925		0,310	0,294	0,324	0,819	0,812	0,826		264	278	253		
4000	0,868	0,822	0,891		0,304	0,288	0,312	0,790	0,781	0,794		270	285	263		
5000	0,850	0,802	0,856		0,297	0,281	0,300	0,762	0,751	0,763		276	292	273		



Şekil 4.11 Parametrelerin motor dönme hızı ile değişimi ($\lambda = 1.1$; $\eta_v = 0.9$; $\varepsilon = 9$)

kayıpların azalmasıdır (bak formül (3.35)), p_{me} 'nin azalma nedeni ise pompalama kayıplarının artmasıdır. η_i indike ve η_e efektif verimler sırasıyla p_{mi} ve p_{me} 'ye benzer değişim göstermektedir. Pompalama kayıpları devir sayısı ile arttığından dolayı mekanik verim düşmektedir ve bu değerler her üç yanma mekanizması için birbirine çok yakındır. Hızın artışıyla artık gaz katsayısı hafif artmakta, ancak düşük hızlarda 'iki aşamalı yanma'ya ait değerler diğer iki yanma mekanizmasına göre daha düşüktür. Örneğin $n = 1000$ d/d'da fark %10 dolayında, $n = 5000$ d/d'da ise bu fark %4'de düşmektedir.

4.5 Parametrelerin hava fazlalık katsayısına göre değişimi

Şekil 4.12 ve Tablo 4.9'da $n = 2000$ d/d, $\epsilon = 9$ ve $\eta_v = 0,9$ sabit koşullarda sonuçların HFK'ya ($\lambda = 1,0 \div 2,0$) göre değişimi gösterilmiştir. Bunlar üç kısımda sırasıyla yanma, indike ve efektif parametreler olarak ele alınmıştır.

Önceden belirtildiği gibi, üç tip yanma mekanizmaya ait yanma sonu sıcaklık ve basınçları hava fazlalık katsayısı artışı ile doğal olarak düşmektedir, ancak düşük HFK'larda 'iki aşamalı yanma' mekanizmasının değerleri diğer iki yanma mekanizmasındaki değerlerinden daha yüksektir. Örneğin $\lambda = 1,0$ 'de sıcaklık farkı 150 K, basınç farkı ise 0,4 MPa dolayındadır ve yüksek HFK'larda bu farklar 'difüzyonlu yanma' sisteme göre sıfıra düşmektedir. 'Homojen karışımli yanma' sisteminin değerleri $\lambda = 1,1 \div 1,3$ 'ten sonra gerçekte bir anlamı yoktur, çünkü yanmanın gerçekleşmesi mümkün değildir. 'İki aşamalı yanma'daki değerlerin yüksek olmasının başlıca nedeni yukarıda da belirtildiği gibi molekül değişim katsayısının (MDK) yüksek olmasıdır.

Yanma parametrelerinin değerleri sonuçta indike ve efektif parametrelerini de etkilemektedir. 'İki aşamalı yanma' mekanizmasının avantajı ortalama indike ve efektif basınç, indike ve efektif verim ile özgül yakıt tüketim sonuçlarında göze çarpmaktadır.

Sonuç olarak gaz keleşği tam açık konumda ($\eta_v = 0,9$) $n = 2000$ d/d sabit motor hızında sadece HFK'yı değiştirerek ortalama efektif basıncı $p_{me} = 0,4 \div 1,0$ arasında değişmektedir, yani motorun yükünü bu aralıkta değiştirebilmekteyiz.

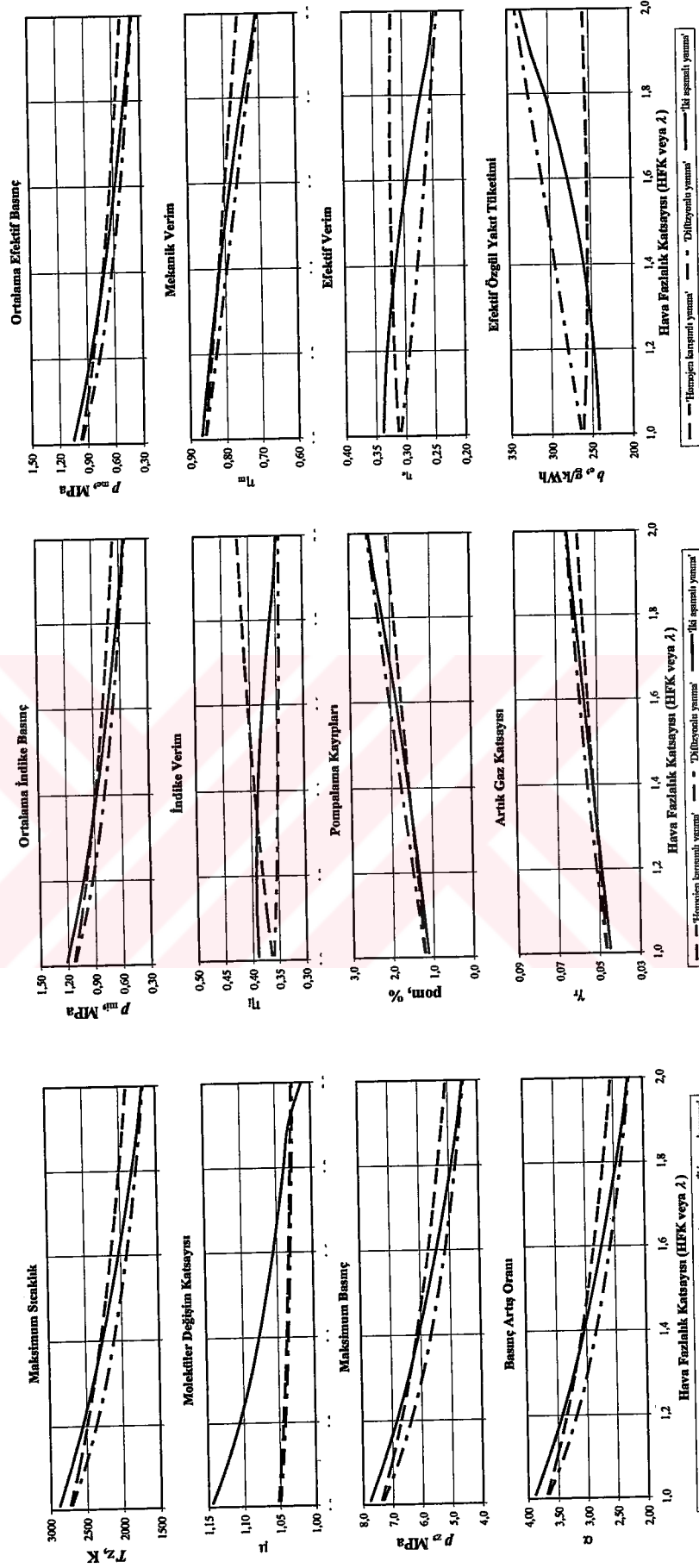
Tablo 4.9 Parametrelerin hava fazlalık katsayısı ile değişimi
($\eta_v = 0,9$; $\varepsilon = 9$; $n = 2000 \text{ d/d}$)

$n = 2000 \text{ d/d}$; $\varepsilon = 9$; $\eta_{av} = 0,9$

HFK	Yanma sonu sıcaklığı, K			Maksimum basınç, MPa			Moleküler değişim katsayısı ($\lambda \geq 1$)			Basınç artış oranı		
λ	$T_{z(hom)}$	$T_{z(gdi)}$	$T_{z(kad)}$	$P_{z(hom)}$	$P_{z(gdi)}$	$P_{z(kad)}$	$\mu_{(hom)}$	$\mu_{(gdi)}$	$\mu_{(kad)}$	$\alpha_{(hom)}$	$\alpha_{(gdi)}$	$\alpha_{(kad)}$
1,0	2731	2710	2878	7,38	7,32	7,76	1,052	1,050	1,144	3,69	3,66	3,88
1,1	2610	2531	2716	7,03	6,82	7,30	1,048	1,045	1,125	3,52	3,41	3,65
1,2	2492	2365	2552	6,70	6,36	6,85	1,044	1,042	1,106	3,35	3,18	3,43
1,3	2387	2227	2403	6,40	5,98	6,44	1,041	1,038	1,091	3,20	2,99	3,22
1,4	2294	2110	2268	6,14	5,66	6,08	1,038	1,035	1,077	3,07	2,83	3,04
1,5	2210	2009	2145	5,91	5,39	5,74	1,035	1,033	1,065	2,96	2,70	2,87
1,6	2135	1922	2033	5,71	5,16	5,44	1,033	1,031	1,055	2,85	2,58	2,72
1,7	2067	1846	1930	5,52	4,95	5,17	1,031	1,029	1,046	2,76	2,48	2,58
1,8	2005	1779	1835	5,35	4,77	4,91	1,030	1,027	1,038	2,68	2,38	2,46
1,9	1948	1719	1747	5,20	4,61	4,68	1,028	1,026	1,031	2,60	2,30	2,34
2,0	1896	1665	1679	5,06	4,46	4,50	1,027	1,025	1,012	2,53	2,23	2,25

HFK	Ortalama indike basınç,			Pompalamayla kaybedilen			İndike verim			Artık gaz katsayısı		
λ	$P_{mi(hom)}$	$P_{mi(gdi)}$	$P_{mi(kad)}$	$p_{om(hom)}$	$p_{om(gdi)}$	$p_{om(kad)}$	$\eta_{i(hom)}$	$\eta_{i(gdi)}$	$\eta_{i(kad)}$	$\gamma_{r(hom)}$	$\gamma_{r(gdi)}$	$\gamma_{r(kad)}$
1,0	1,135	1,122	1,213	1,2	1,2	1,1	0,365	0,361	0,390	0,047	0,047	0,045
1,1	1,064	1,021	1,120	1,3	1,3	1,2	0,372	0,357	0,392	0,048	0,049	0,047
1,2	0,995	0,927	1,027	1,4	1,5	1,3	0,380	0,354	0,392	0,049	0,051	0,049
1,3	0,935	0,850	0,944	1,5	1,6	1,5	0,387	0,351	0,390	0,051	0,053	0,051
1,4	0,882	0,784	0,869	1,6	1,8	1,6	0,393	0,349	0,387	0,052	0,055	0,053
1,5	0,835	0,728	0,801	1,6	1,9	1,7	0,399	0,347	0,382	0,053	0,057	0,054
1,6	0,793	0,680	0,739	1,7	2,0	1,9	0,404	0,346	0,376	0,055	0,059	0,056
1,7	0,755	0,638	0,682	1,8	2,2	2,0	0,408	0,345	0,369	0,056	0,060	0,058
1,8	0,720	0,600	0,630	1,9	2,3	2,2	0,412	0,344	0,361	0,057	0,062	0,060
1,9	0,689	0,568	0,583	2,0	2,4	2,4	0,416	0,343	0,352	0,058	0,063	0,062
2,0	0,660	0,538	0,546	2,1	2,6	2,5	0,420	0,342	0,347	0,059	0,065	0,064

HFK	Ortalama efektif basınç,			Efektif verim			Mekanik verim			Özgül yakıt tüketimi,		
λ	$P_{me(hom)}$	$P_{me(gdi)}$	$P_{me(kad)}$	$\eta_{e(hom)}$	$\eta_{e(gdi)}$	$\eta_{e(kad)}$	$\eta_{m(hom)}$	$\eta_{m(gdi)}$	$\eta_{m(kad)}$	$b_{e(hom)}$	$b_{e(gdi)}$	$b_{e(kad)}$
1,0	0,975	0,962	1,053	0,313	0,309	0,338	0,859	0,858	0,868	262	265	242
1,1	0,904	0,861	0,960	0,316	0,301	0,336	0,850	0,843	0,857	259	272	244
1,2	0,836	0,767	0,867	0,319	0,293	0,331	0,839	0,828	0,844	257	280	248
1,3	0,776	0,690	0,784	0,321	0,285	0,324	0,829	0,812	0,831	256	287	253
1,4	0,723	0,624	0,709	0,322	0,278	0,316	0,819	0,796	0,816	255	295	260
1,5	0,675	0,568	0,641	0,322	0,271	0,306	0,809	0,781	0,800	254	302	268
1,6	0,633	0,520	0,579	0,322	0,265	0,295	0,798	0,765	0,784	254	310	278
1,7	0,595	0,478	0,522	0,322	0,258	0,282	0,788	0,749	0,766	255	317	290
1,8	0,561	0,441	0,471	0,321	0,252	0,269	0,778	0,734	0,746	255	325	304
1,9	0,529	0,408	0,423	0,320	0,246	0,256	0,768	0,718	0,726	256	332	321
2,0	0,500	0,378	0,386	0,318	0,241	0,246	0,758	0,703	0,707	257	340	334



Şekil 4.12 Parametrelerin hava fazlalık katsayısı ile değişimi ($\eta_v = 0,9$; $\varepsilon = 9$; $n = 2000$ d/d)

4.6 Parametrelerin sıkıştırma oranına göre değişimi

Şekil 4.13 ve Tablo 4.10'da parametrelerin sıkıştırma oranına bağlı olarak değişimleri gösterilmiştir ($n = 2000$ d/d; $\eta_v = 0,9$; $\lambda = 1,1$ sabit değerlerde).

Beklentiler doğrultusunda sıkıştırma oranı arttıkça tüm parametrelerde iyileşme görülmektedir. Ancak iyileşme artış hızı sıkıştırma oranının artışı ile küçülmektedir. Örneğin sıkıştırma oranı sekizden dokuzaya artırıldığında p_{me} ortalama efektif basınç, η_e efektif verim veya b_e efektif özgül yakıt tüketiminde iyileşme %5 iken, sıkıştırma oranı onbirden onikiye artırıldığında iyileşme %3'e düşmektedir.

Tüm sıkıştırma oranı aralığında en düşük efektif özgül yakıt tüketimi 'iki aşamalı yanma' mekanizması ile elde edildiği görülmektedir. Örneğin $\varepsilon = 9$ sıkıştırma oranında 'iki aşamalı yanma' mekanizmasının özgül yakıt tüketimi 'homojen karışımli yanma' mekanizmasına göre %6, 'difüzyonlu yanma' mekanizmasına göre ise %10 dolayında daha düşüktür.

Bilindiği gibi Otto motorlarında sıkıştırma oranının artırılmasını sınırlayan etken vuruntu olayıdır. 'Kademeli yanma' sistemi 'homojen yanma' ya göre daha yüksek sıkıştırma oranında çalışma olanağı sağladığı için önemi daha da artmaktadır.

4.7 Kısmi yüklerde minimum yakıt tüketimi karakteristiğinin teorik olarak belirlenmesi

Burada, gerçek çevrimin termodinamik analizinden elde edilen sonuçlara dayanarak kısmi yük rejimlerinde minimum yakıt tüketimi karakteristiğinin kısa bir sürede deney yapmadan teorik olarak belirlemek için bir yaklaşım getirilmiştir.

Önceden de belirtildiği gibi güç kontrolü geleneksel olarak, Otto motorlarında hava-yakıt karışımının miktarı ile, dizelerde ise sadece yakıtın miktarı ile gerçekleşmektedir. Diğer bir ifade ile homojen karışım ile çalışan Otto motorlarında nicel denetim, dizel motorlarında ise nitel denetim vardır. Dolayısıyla dizelerde gaz keleşi yoktur ve güç artışı giren yakıt miktarının artırılmasıyla, yani HFK' nın azaltılması ile gerçekleşmektedir.

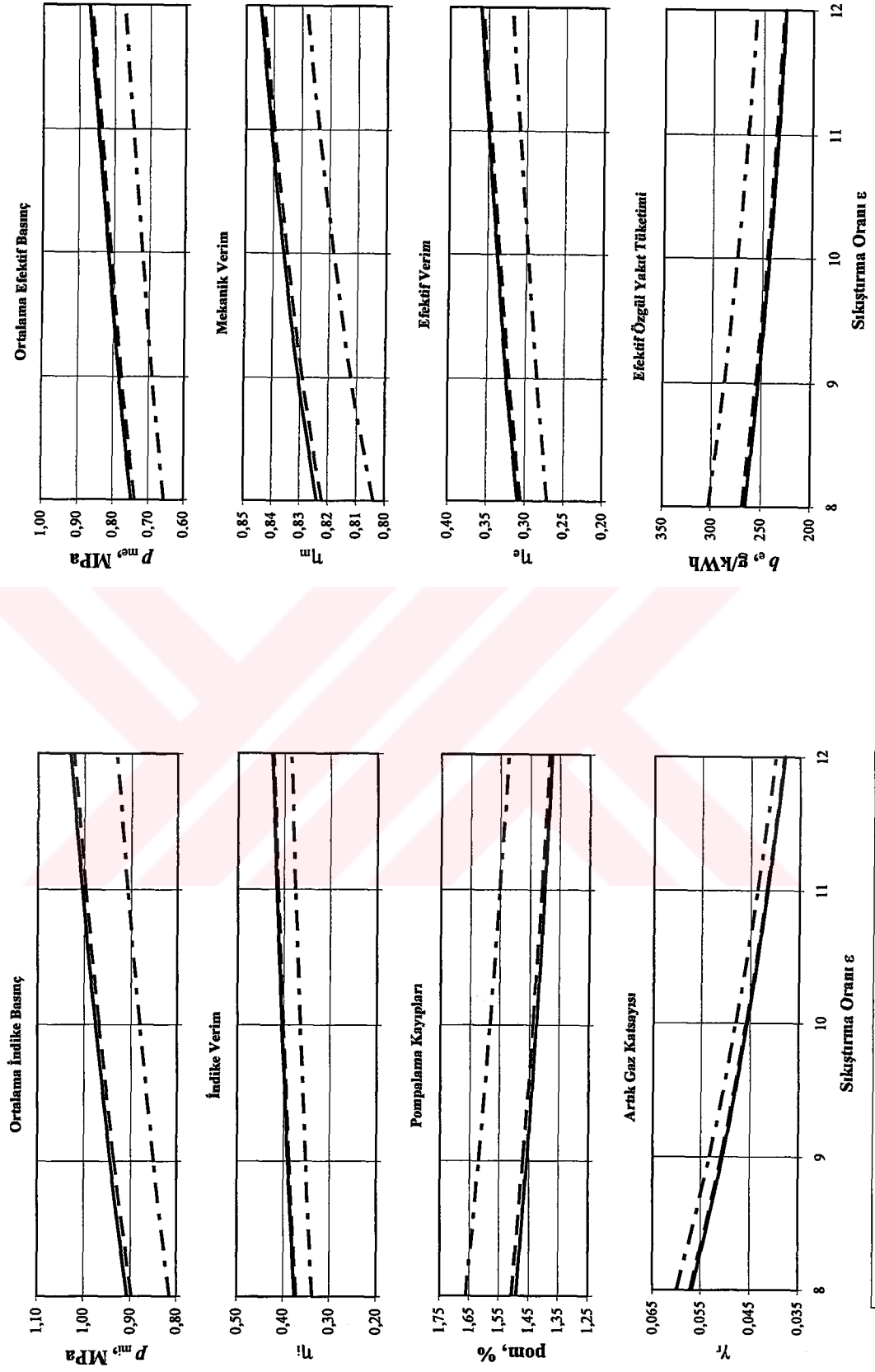
Kademeli dolgu uygulamasıyla Otto motorlarında nicel denetimin yanında ek olarak nitel denetim olanağı kazandırılmış olur. İşte bu iki denetim yöntemi kullanılarak, hesaplama yoluyla (teorik olarak) minimum yakıt tüketimi elde edilmesi bu çalışmanın özünü oluşturmaktadır.

Tablo 4.10 Parametrelerin sıkıştırma oranı ile değişimi ($\lambda = 1,3$; $\eta_v = 0,9$; $n = 2000$ d/d)

$n = 2000$ d/d; $\eta_v = 0,9$; $\lambda = 1,3$

Sıkıştırma oranı	Ortalama indike basınç, MPa			Pompalamayla kaybedilen basınç yüzdesi, %				İndike verim			Artık gaz katsayısı			
	$P_{mi(hom)}$	$P_{mi(gdi)}$	$P_{mi(kad)}$	$p_{om(hom)}$	$p_{om(gdi)}$	$p_{om(kad)}$		$\eta_{i(hom)}$	$\eta_{i(gdi)}$	$\eta_{i(kad)}$	$\gamma_{r(hom)}$	$\gamma_{r(gdi)}$	$\gamma_{r(kad)}$	
8	0,898	0,815	0,907	1,51	1,66	1,49		0,371	0,337	0,375	0,057	0,060	0,057	
9	0,935	0,850	0,944	1,47	1,62	1,46		0,387	0,351	0,390	0,051	0,053	0,051	
10	0,968	0,880	0,976	1,44	1,58	1,43		0,400	0,364	0,404	0,046	0,048	0,046	
11	0,997	0,907	1,004	1,41	1,55	1,40		0,412	0,375	0,415	0,042	0,044	0,042	
12	1,023	0,931	1,030	1,39	1,52	1,38		0,423	0,385	0,426	0,038	0,040	0,038	

Sıkıştırma oranı	Ortalama efektif basınç, MPa			Efektif verim				Mekanik verim				Özgül yakıt tüketimi, g/kWh			
	$P_{me(hom)}$	$P_{me(gdi)}$	$P_{me(kad)}$	$\eta_{e(hom)}$	$\eta_{e(gdi)}$	$\eta_{e(kad)}$		$\eta_{m(hom)}$	$\eta_{m(gdi)}$	$\eta_{m(kad)}$	$b_{e(hom)}$	$b_{e(gdi)}$	$b_{e(kad)}$		
8	0,738	0,655	0,747	0,305	0,271	0,309		0,822	0,804	0,824	269	303	265		
9	0,776	0,690	0,784	0,321	0,285	0,324		0,829	0,812	0,831	256	287	253		
10	0,808	0,720	0,816	0,334	0,298	0,337		0,835	0,818	0,836	245	275	243		
11	0,837	0,747	0,845	0,346	0,309	0,349		0,840	0,824	0,841	237	265	235		
12	0,863	0,772	0,870	0,357	0,319	0,360		0,844	0,828	0,845	230	257	228		



Şekil 4.13 Parametrelerin sıkıştırma oranı ile değişimi ($\lambda = 1,3$; $\eta_v = 0,9$; $n = 2000$ d/d)

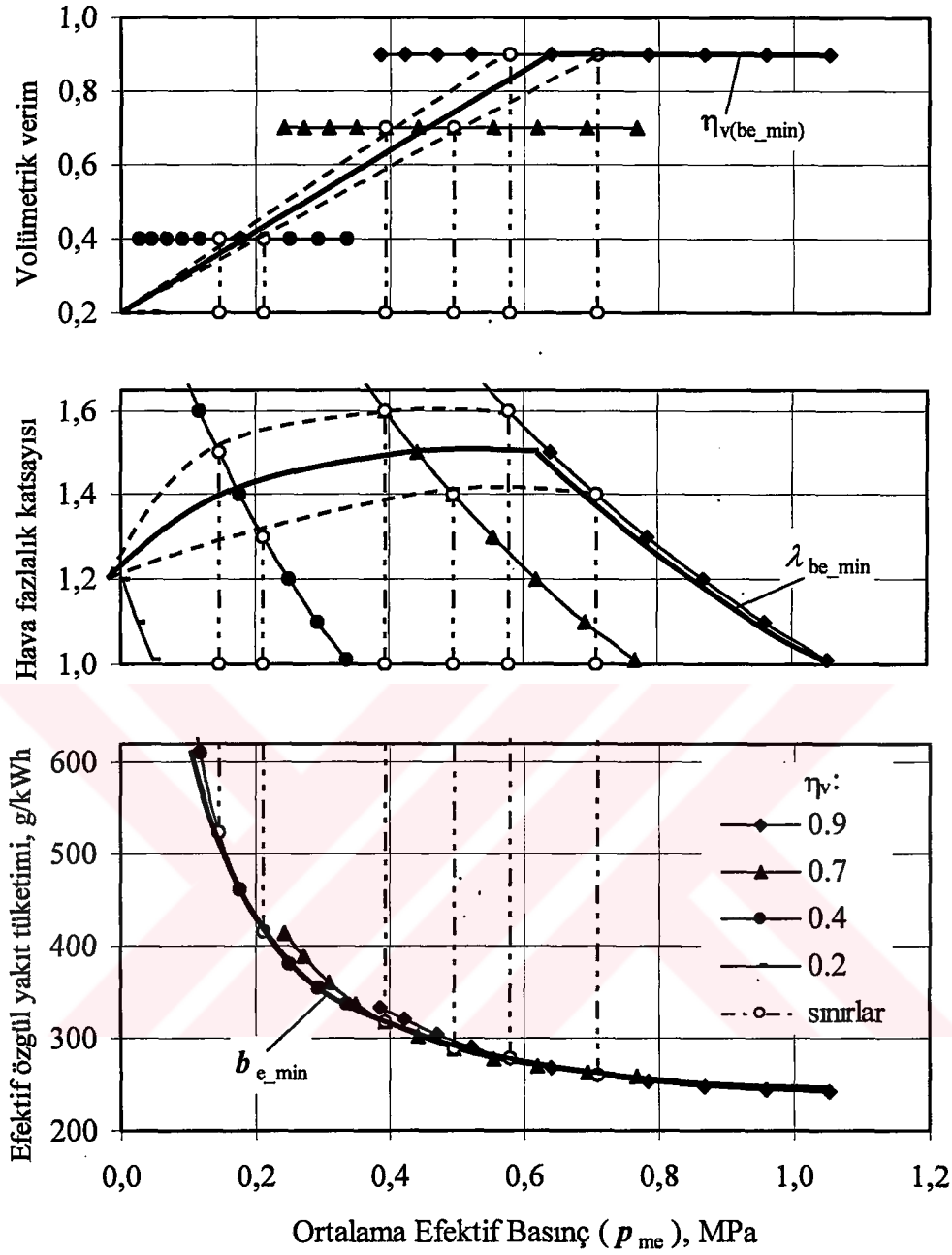
Geliştirilmiş olan bilgisayar programında istenilen motor boyutları seçilerek hesaplama yapılabilir. Burada örnek olarak, LDA 510 motorun boyutları seçilerek sonuçlar elde edilmiştir. Bu motorun $\varepsilon = 9$, $n = 2000$ d/d sabit değerlerinde değişen volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısında hem homojen karışım, hem de yeni teklif edilen kademeli dolgulu iki aşamalı yanma mekanizmasının sonuçları irdelenmiştir. Bu sonuçlarla birlikte kademeli dolgulu sistem daha yüksek sıkıştırma oranında çalışma olanağı sağladığı için $\varepsilon = 11$ sıkıştırma oranında, diğer koşulları aynı olan kademeli dolgulu iki aşamalı yanmalı mekanizmasına ait sonuçlar da irdelenmiştir.

*Şekil 4.14'*te $n = 2000$ d/d'da $\varepsilon = 9$ sıkıştırma oranında kademeli dolgulu iki aşamalı yanma mekanizması ile çalışan bir motorun *Şekil 2.9'* dakine benzer minimum yakıt tüketimi karakteristiklerinin bulunması gösterilmiştir. Değişik volümetrik verimlerde hesapla elde edilen sonuçların $b_e = f(p_{me})$ ve $\lambda = f(p_{me})$ eğrileri çizilmiştir (*Şekil 2.9'*daki eğriler deney sonuçları, *Şekil 4.13'*tekiler ise hesap sonuçlarıdır). Efektif özgül yakıt tüketimi $b_e = f(p_{me})$ eğrilerine teğet bir zarf eğrisinin geçebileceği noktalar aralığını tespit ederek dikey eğriler çizilmiştir. Bu dikey eğriler hava fazlalık katsayısı ve volümetrik verim eğrilerini kestiği noktalar arası olası minimum yakıt tüketimini verecek aralıkları belirlemektedir. Böylece minimum efektif özgül yakıt tüketimini sağlayacak hava fazlalık katsayısı ve volümetrik verim alanları belirlenmiş olmaktadır.

*Tablo 4.11'*de *Şekil 4.14'*teki sonuçlarla birlikte $\varepsilon = 11$ 'de elde edilen sonuçlar ek olarak verilmiştir. Ayrıca homojen karışımli sistemin $\lambda = 1,0$ hava fazlalık katsayısına ait aynı türdeki sonuçları verilmiştir.

*Şekil 4.15'*te *Tablo 4.11'*deki sonuçlardan yararlanarak karşılaştırma amacıyla grafikler verilmiştir.

Homojen karışımli sistemde yük artışı $\lambda = 1,0$ sabit HFK'da volümetrik veriminin artışı, yani gaz keleşin açılması ile sağlanmıştır. Kademeli karışımli sistemde ise yük artışı HFK $\lambda = 1,2$ ve volümetrik verim $\eta_v = 0,2$ 'den başlayarak $\lambda = 1,5$ ve $\eta_v = 0,9$ 'a kadar artırılmasıyla, yani hem hava-yakıt karışımının fakirleştirilmesi, hem de gaz keleşinin açılması ile sağlanmıştır. Yükün daha sonraki artışı ($\varepsilon = 9$ için $p_e = 0,65$ MPa, $\varepsilon = 11$ için $p_{me} = 0,7$ MPa ortalama efektif basınçtan sonra) $\eta_v = 0,9$ sabit volümetrik veriminde HFK'nın $\lambda = 1,5$ 'ten $1,0$ 'e kadar düşürölerek, yani dizel motorlarında olduğu gibi sadece yakıt miktarını artırarak gerçeleşmiştir.



Şekil 4.14 Minimum yakıt tüketimini için karakteristiklerin bulunması
(‘iki aşamalı yanma’, $n = 2000$ d/d; $\epsilon = 9$).

Tablo 4.11 ve Şekil 4.15’te görüldüğü gibi aynı sıkıştırma oranında homojen karışımli sistemden kademeli karışımli sisteme geçilmesiyle efektif özgül yakıt tüketiminde iyileşme ve erişilen en büyük ortalama efektif basınç artmaktadır. Örneğin 1,0 MPa ortalama efektif basıncında yakıt tüketiminde iyileşme yaklaşık %7’dir. Sıkıştırma oranı iki birim artırılmış ($\epsilon = 9 \rightarrow \epsilon = 11$) kademeli karışımli sistemden elde edilecek yarar daha da yüksektir. $p_{me}=1,0$ MPa ortalama efektif basıncında yakıt tüketimindeki iyileşme %14 mertebesindedir. Aynı sıkıştırma

oranında kademeli dolgulu sisteminin maksimum ortalama efektif basıncı, homojen karışimli sistemin maksimum ortalama efektif basıncından %8 daha yüksek, yüksek sıkıştırma oranlarında ise bu artış %16 dolayındadır.

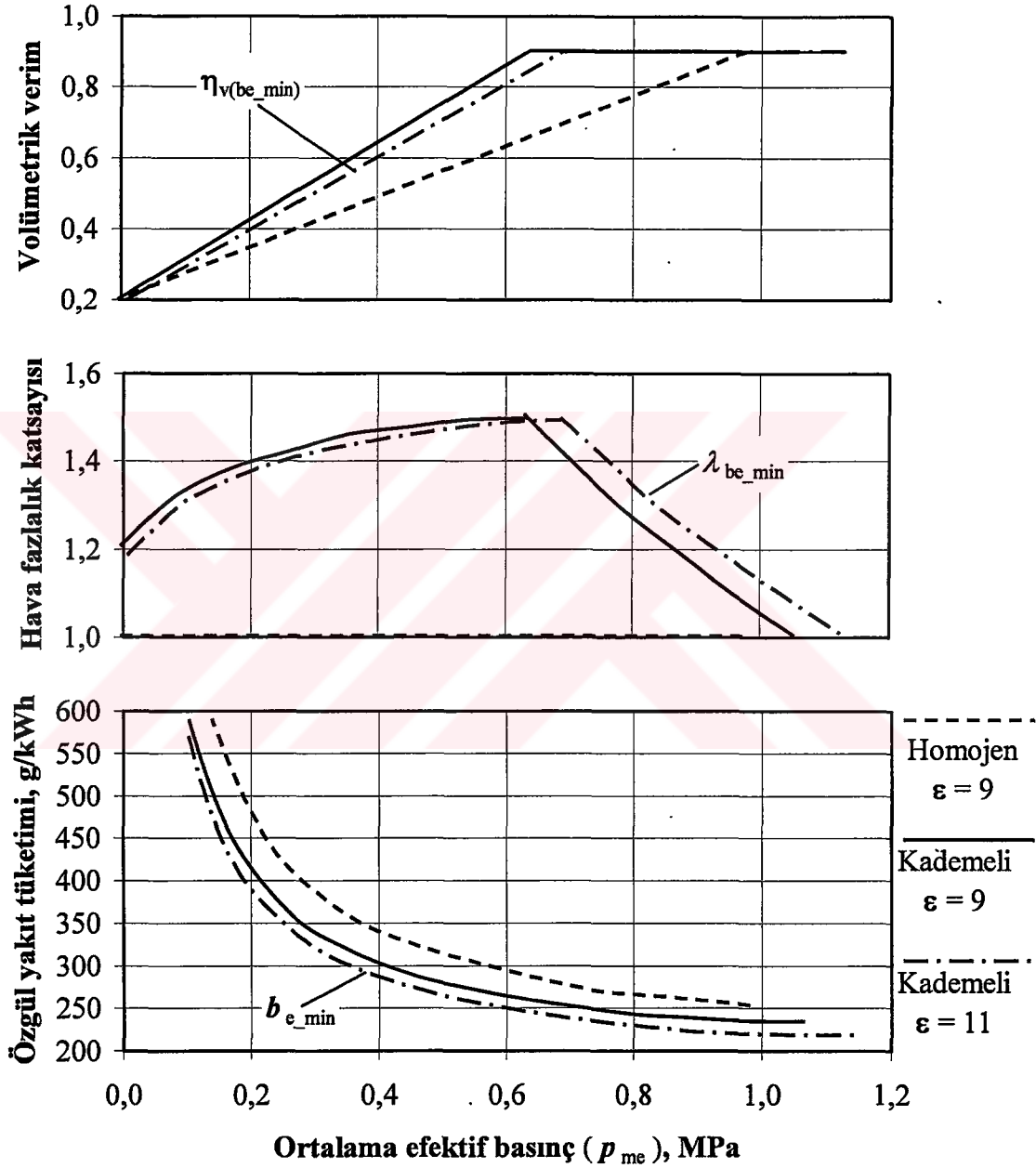
Tablo 4.11 Minimum efektif özgül yakıt tüketimi ve bunu sağlayan parametrelerinin yük ile değişimi.

Kademeli karışım ($\epsilon = 9$ ve $\epsilon = 11$; $n = 2000$ d/d)												
Krank mili dönme sayısı, d/d	Volümetrik verim	Genel hava fazlalık katsayısı	Ortalama efektif basınç, MPa		Efektif verim		Mekanik verim		Efektif özgül yakıt tüketimi, g/kWh		Pompalamayla kaybedilen basınç yüzdesi, %	
			$\epsilon = 9$	$\epsilon = 11$	$\epsilon = 9$	$\epsilon = 11$	$\epsilon = 9$	$\epsilon = 11$	$\epsilon = 9$	$\epsilon = 11$	$\epsilon = 9$	$\epsilon = 11$
n	η_v	λ	$p_{me(kad)}$	$p_{me(kad)}$	$\eta_{e(kad)}$	$\eta_{e(kad)}$	$\eta_{m(kad)}$	$\eta_{m(kad)}$	$b_{e(kad)}$	$b_{e(kad)}$	p_{omkad}	p_{omkad}
2000	0,9	1,0	1,053	1,128	0,338	0,363	0,868	0,876	242	226	1,13	1,09
2000	0,9	1,1	0,960	1,030	0,336	0,360	0,857	0,866	244	227	1,23	1,18
2000	0,9	1,2	0,867	0,932	0,331	0,356	0,844	0,854	248	230	1,34	1,29
2000	0,9	1,3	0,784	0,845	0,324	0,349	0,831	0,841	253	235	1,46	1,40
2000	0,9	1,4	0,709	0,765	0,316	0,341	0,816	0,827	260	240	1,58	1,52
2000	0,9	1,5	0,641	0,694	0,306	0,331	0,800	0,813	268	248	1,72	1,65
2000	0,7	1,5	0,443	0,483	0,272	0,296	0,735	0,751	302	277	5,42	5,19
2000	0,4	1,4	0,177	0,200	0,178	0,201	0,526	0,556	461	408	18,08	17,31
2000	0,2	1,2	0,003	0,014	0,005	0,025	0,018	0,083	16232	3304	49,03	46,84
Homojen karışım ($\lambda = 1,0$; $\epsilon = 9$; $n = 2000$ d/d)												
n	η_v	$p_{e(hom)}$	$\eta_{e(hom)}$	$\eta_{m(hom)}$	$b_{e(hom)}$	p_{omhom}						
2000	0,9	0,975	0,313	0,859	262	1,21						
2000	0,8	0,834	0,302	0,839	272	2,33						
2000	0,7	0,694	0,287	0,813	286	3,82						
2000	0,6	0,555	0,267	0,776	307	5,89						
2000	0,5	0,416	0,240	0,722	341	8,95						
2000	0,4	0,277	0,201	0,635	409	13,93						
2000	0,3	0,140	0,135	0,468	605	23,43						
2000	0,2	0,005	0,007	0,030	11608	48,45						

Teorik irdelemelere göre kademeli dolgulu iki aşamalı yanma mekanizması kullanıldığında kısmi yüklerde HFK'nın yüksek olması ($\lambda = 1,2 \div 1,6$) yakıt tüketiminin düşmesinin yanı sıra kirletici egzoz emisyon değerlerinin düşmesine (CO_2 emisyonları da dahil) yol açacaktır (bak Şekil 2.7). Böylece standartların öngördüğü emisyon değerlerine ulaşmak için egzoz gazlarını kaynağından düşürerek yakıt ekonomisi sağlanacaktır.

Şekil 4.14'te minimum yakıt tüketimini sağlayacak ortada yer alan $\lambda = f(p_{me})$ ana eğrisinin yanı sıra, λ ve η_v 'nin değişebileceği aralıklar da gösterilmiştir. Motor yükünün değişmesiyle HFK'nın bu sınırlar arasında değişmesi b_e özgül yakıt tüketiminin istenilen minimum seviyede tutulmasını sağlayacaktır.

Yapılmış olan bu termodinamik analiz sonucunda elde edilen minimum yakıt tüketimi için karakteristikler ($b_e = f(p_{me})$, $\eta_v = f(p_{me})$ ve $\lambda = f(p_{me})$) geliştirilmesi istenen bir motorun *yük kontrol ünitesinin tasarlanması ve ayarlanması için teorik bir katkı sağlayarak deneysel çalışmalarının hızlanmasında katkısı olacağı düşünülmektedir.*



Şekil 4.15 Karşılaştırmalı minimum yakıt tüketim karakteristikleri ($n = 2000$ d/d; $\epsilon = 9$ ve $\epsilon = 11$).

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu tez çalışmasından elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

1. Homojen karışımli motorların tam yük gerçek çevrimleri için varolan **Grinevetski-Mazing**'in termodinamik hesap yöntemi temel alınarak Otto motorlarının tüm yük (kısmi ve tam yük) gerçek çevrimleri için farklı yanma mekanizmaları da (*'homojen karışımli yanma'*, *'kademeli dolgulu difüzyonlu yanma'* ve *'kademeli dolgulu iki aşamalı yanma'*) hesaba katan, **yeni bir termodinamik hesap yöntemi geliştirilmiştir.**
2. Otto motorun tüm yük rejimlerinde gerçek çevriminin termodinamik hesap yöntemi aşağıda sıralanan **özelliklere** sahiptir:
 - 2.1. Emme süreci sonu veya sıkıştırma süreci başlangıcı basınç değerini motorun kısmi yük rejimlerinde hesaplamak için önerilen hesap yönteminde volümetrik verim **yük parametresi olarak** kabul edilmiştir ve böylece onun değerlerini belli sınırlar arasında değiştirerek ($\eta_v=0,2 \dots 0,9$) motorun tüm yük rejimleri kolaylıkla hesaplanabilmektedir. (Varolan yöntemde tersine, volümetrik verim, tam yük rejimi için geçerli olan ampirik bir formülle hesaplanan sıkıştırma başlangıcı basınç değerine bağlı olarak hesaplanmaktadır).
 - 2.2. Literatürdeki verilere dayanarak yeni modelde kullanılmak üzere artık gaz sıcaklığı, ısı kullanım katsayısı ve gerçek yanma basıncı katsayısını hesaplamak için üç ayrı ampirik formül türetilmiştir (22, 35 ve 62 formülleri).
 - 2.3. Termodinamiğin I. kanunu temel alınarak yanma süreci sonu sıcaklığı ve basıncı hesaplamak için yanma odası hacmi sabit, iş gazların özgül ısı değerlerinin ise sıcaklığa bağlı olarak değiştiği kabulü ile, kullanılacak yanma mekanizması özelliklerine bağlı olarak üç farklı hesaplama yolu izlenmiştir. Klasik Otto motoru yanma sürecini temsilen *'Homojen karışımli yanma'* genel HFK'da gerçekleştiği, direkt püskürtmeli kademeli dolgulu Otto motorunu temsil eden yanma süreci tek aşamada, difüzyon kuralları esasında stokyometrik yerel karışımının genel fakir ortamda (*'Difüzyonlu*

yanma') gerçekleştiği, alev hüzmesiyle ateşlemeli kademeli dolgulu Otto motorunu temsil eden yanma süreci ise iki aşamada (I aşamada zengin hava-yakıt karışımının yanması ve CO ile H_2 eksik yanma ürünlerinin oluşması, II aşamada CO ve H_2 'nin hava ortamında yanması) gerçekleştiği ('İki aşamalı yanma') kabul edilmiştir.

3. Bu termodinamik hesap yöntemi kullanılarak Otto motoru iş çevriminin parametreleri, indike ve efektif büyüklükleri Excel programıyla bilgisayar ortamında hesaplanmış, motorun performans ve yakıt ekonomisini etkileyen faktörler belirlenerek kapsamlı bilgiler elde edilmiştir.
4. Hesap ve deneyle elde edilen karakteristiklerinin değişim eğilimleri karşılaştırıldığında, önerilen genel termodinamik hesap yöntemi, basit olmasına rağmen, Otto motorları hava-yakıt karışım oluşumu ve yanma özelliklerini, aynı zamanda motorun çalışma rejimlerini de hesaba katarak indike ve efektif büyüklüklerinin ilk yaklaşımda yeterli doğrulukla belirleme yeteneğine sahip olduğu anlaşılmaktadır.
5. Elde edilen hesap sonuçlarına göre yapılan termodinamik analizde Otto motorlarının kısmi yüklere geçtikçe indike verimi azaldığı, pompalama kayıplarının ise arttığı görölmüştür. Bunun nedeni, kelebeğin kapanması ile veya volümetrik veriminin azalmasıyla emme ve sıkıştırma süreçleri sonu basınçlarının azalmasıdır. Eğer %20-25'e varan pompalama kayıplarını azaltırsak kısmi yüklerde motor verimini büyük bir ölçüde artırabiliriz. Bunu hayata geçirmek için ideal durumda motor yükünün denetimi, gaz kelebeğini tamamen ortadan kaldırarak, dizel motorunda olduğu gibi, karışım kalitesiyle gerçekleştirilmelidir. Ancak 'homojen karışımlı yanma' mekanizmasıyla çalışan klasik Otto motorlarının sahip olduğu özelliklerden dolayı hava-yakıt karışımını $\lambda > 1,3$ 'ten daha da fakirleştirilmesi ve böylece kısmi yüklerde gaz kelebeğinin açık tutulması mümkün değildir. Ayrıca günümüz egzoz emisyon standartlarının sağlanması için kullanılmakta olan üç yollu katalizatörünün (NO_x , HC ve CO emisyonlarının azaltılması için) verimli çalıştırılması için kısmi yük rejimlerinde $\lambda = 1,0$ olması gerekmektedir. Böylece klasik Otto motorlarının kısmi yük rejimlerinde minimum yakıt tüketimi elde edilmesi söz konusu değildir.
6. Yapılan termodinamik irdellemelere göre Otto motorlarının ister kısmi ister tam yüklere minimum yakıt tüketimini elde etmek için hava-yakıt karışımının $\lambda = 1,3$ 'ten daha çok fakirleştirilmesi ve sıkıştırma oranını vuruntu sınırını aşmadan $\epsilon = 11...12$ 'ye kadar artırılması gerekmektedir. Bu ise motorun kademeli dolgu prensibiyle alıştırma zorunluluğunu ortaya çıkarmaktadır. Bunun böyle

olmasının diğ er bir nedeni de sera etkisi yaratan CO_2 egzoz gazının sınırlandırılmasının gündeme gelmesidir.

7. Klasik Otto motorunu 'homojen karış ımlı yanma', kademeli dolgulu Otto motorlarını ise 'iki aş amalı yanma' ve 'difüzyonlu yanma' mekanizmasıyla inceledikten sonra aş ağıdaki sonuçlara varılmış tır:

7.1 'Difüzyonlu yanma' mekanizması ile karşılaştırıldığında 'iki aş amalı yanma' mekanizması tüm yük ve hız rejimlerinde daha yüksek performans ve yakıt ekonomisine sahip olduğıu saptanmış tır.

7.2 'Homojen karış ımlı yanma' mekanizmasından 'iki aş amalı yanma' mekanizmasına geçilmesiyle efektif özgül yakıt tüketimi düş mekte, ulaşılan en büyük ortalama efektif basınç ise artmaktadır. Örneğ in $p_e = 1,0$ MPa ortalama efektif basıncında b_e yakıt tüketiminde düşüş %6,5'tir. Aynı p_e 'de sıkıştırma oranı iki birim artırılmış ($\epsilon = 9 \rightarrow \epsilon = 11$) 'iki aş amalı yanma' mekanizmasına sahip kademeli dolgulu motorda bu düşüş %12,3'tür. Sıkıştırma oranı $\epsilon = 9$ olan bu kademeli dolgulu motorun p_{e_max} maksimum ortalama efektif basıncı homojen karış ımlı motorun p_{e_max} 'ından %8, yüksek sıkıştırma oranına sahip kademeli dolgulu motorun p_{e_max} 'ı ise %15,7 daha yüksektir.

8. 'İki aş amalı yanma' mekanizması kullanıldığında yüke bağı lı olarak **minimum yakıt tüketimi karakteristiğ i** teorik olarak elde edilmiş tir (Ş ekil 4.14). Yük artışı, rölantiden başlayarak HFK'nın $\lambda = 1,2$ 'den 1,5'e kadar, volümetrik verimin ise $\eta_v = 0,2$ 'den 0,9'a kadar artırılması ile (gaz kelebeğ inin aç ılması ile) gerçekleştirilmektedir. Sıkıştırma oranı $\epsilon = 9$ için $p_e = 0,65$ MPa ve $\epsilon = 11$ için $p_e = 0,7$ MPa ortalama efektif basınçtan sonra sabit volümetrik verimde ($\eta_v = 0,9$) HFK'nın $\lambda = 1,0$ 'e kadar düşürülmesi ile, yani dizel motorlarında olduğıu gibi sadece yakıt miktarının artırılması ile gerçekleş miş tir.
9. Teorik irdellemelere göre 'iki aş amalı yanma' mekanizmasına sahip kademeli dolgu kullanıldığında kısmi yüklerde HFK'nın yüksek olması ($\lambda = 1,2 \div 1,6$) yakıt tüketiminin düş mesinin yanı sıra kirletici egzoz emisyon değ erlerinin düş mesine (CO_2 emisyonları da dahil) yol açacaktır. Böylece katalitik dönüştürücüden önce düşük emisyon değ erlerine ulaşılarak kaynağından çözüm yoluna gidilmiştir.

10. Yapılmış olan termodinamik hesap sonucunda elde edilen minimum yakıt tüketimi için karakteristikler ($b_e = f(p_{me})$, $\eta_v = f(p_{me})$ ve $\lambda = f(p_{me})$) geliştirilmesi

istenen bir motorun yük kontrol ünitesinin tasarlanması ve ayarlanması için teorik bir katkı sağlayarak deneysel çalışmaları hızlandıracağı düşünülmektedir.

Bu sonuçlardan sonra gelecekteki yeni çalışmalar için öneriler aşağıda verilmiştir:

1. Bir sonraki teorik çalışmalarda bu yöntem ilk olarak zamana bağlı olarak geliştirilerek egzoz emisyon alt modeli ilave edilebilir. Sonraki aşamalarda akışkanlar mekaniğini de devreye sokarak sırasıyla tek boyutlu ve çok boyutlu modellere geçilebilir.
2. Teorik olarak elde edilen bu sonuçlar deneysel olarak gerçek motor üzerinde elde edilmesi ve hayata geçirilmesi en önemli olanıdır. Bunların gerçekleşmesi ancak sanayi, araştırma merkezleri ve üniversiteler arası işbirliği çerçevesinde ciddi bir takım çalışmasıyla mümkündür.



KAYNAKLAR

- [1] **Lenz, H. P. and Cozzarini, C.**, 1999, *Emission and Air Quality*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa..
- [2] **Mondt, J., R.**, 2000, *Cleaner Cars*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa..
- [3] **Schaefer, F. and Basshuysen, R. v.**, 1995, *Reduced Emissions and Fuel Consumption in Automobile Engines*, Springer Verlag.
- [4] **Kutlar, O. A., Arslan, H. and Çalık, A. T.**, 2001, A review of some methods to decrease the fuel consumption at part load conditions of four stroke spark ignition engine, International Scientific-Technical Conference on Internal Combustion Engines, *Automobile Techniques and Transport MOTAUTO'01*, Varna, Bulgaria, October 17-19, Vol. 1, pp.58-62.
- [5] **Ahmad, T. and Theobald, M. A.**, 1989, A Survey of Variable - Valve - Actuating Technology, SAE Paper 891674, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [6] **Ma, T. H.**, 1988, Effect of Variable Engine Valve Timing on Fuel Economy, SAE Paper 880390, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [7] **Mikulic, L., Schommers, J., Geringer, B., Wolf, K. and Enderle, C.**, 1992, Variable Gas Exchange Systems for S.I. Engines-Layout and Experimental Data, SAE Paper 920296, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [8] **Nagumo, S. and Hara, S.**, 1995, Study of fuel economy improvement trough control of intake valve closing timing: cause of combustion deterioration and improvement, *JSAE Review 16*.
- [9] **Shiga, S., Yagi, S., Morita, M., Matsumoto, T., Nakamura, H. and Karasawa, T.**, 1996, Effect of Early-Closing of Intake-Valve on the Engine Performance in a Spark-Ignition Engine, SAE Paper 960585, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [10] **Stein, R.A., Galletti, K.M. and Leone, T.G.**, 1995, Dual Equal VCT - A Variable Camshaft Timing Strategy for Improved Fuel Economy and Emissions, SAE Paper 950975, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [11] **Leone, T. G., Christenson, E. J. and Stein, R. A.**, 1996, Comparison of Camshaft Timing Strategies at Part Load, SAE Paper 960584, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [12] **Hara, S., Nakajima, Y. and Nagumo, S.**, 1985, Effects of Intake - Valve Closing Timing on Spark - Ignition Engine Combustion, SAE Paper 850075.

- [13] **Gray, C.**, 1988, A Review of Variable Engine Valve Timing, SAE Paper 880386, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [14] **Stone, R. and Kwan, E.**, 1989, Variable Valve Actuating Mechanisms and the Potential for their Application, SAE Paper 890673, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [15] **Theobald, M. A., Leuensne, B. and Henry, R.**, 1994, Control of Engine Load via Electromagnetic Valve Actuators, SAE Paper 940816, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [16] **Schechter, M. M. and Levin, M. B.**, 1996, Camless Engine, SAE Paper 960581, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [17] **Stone, C. R.**, 1985, Re-Optimization of spark ignition engines, *In. J. of Vehicle Design*, vol. 6, no.2.
- [18] **Wirbeleit, F.G., Binder, K. and Gwinner, D.**, 1990, Development of Piston with Variable Compression Height for Increasing Efficiency and Specific Power Output of Combustion Engines, SAE Paper 900229, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [19] **Adams, W. H., Hinrichs, H. G., Pischinger, F., Adamis, P., Schumacher, W. and Walzer, P.**, 1987, Analysis of the Combustion Process of a Spark Ignition Engine with a Variable Compression Ratio, SAE Paper 870610, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [20] **Wallace, W.A. and Lux, F. B.**, 1963, Variable compression Ratio Engine Development, SAE Trans. Vol. 71, pp. 680-707, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [21] **Bergsten, L.**, 2001, Saab Variable Compression SVC-Variabilitaet und Kontrolle, *Motortechnische Zeitschrift MTZ*, 62-6.
- [22] **Heywood, J. B.**, 1988, *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw-Hill Book Company.
- [23] **Sottic, P. and Guzella, L.**, 2001, Verbrauchsvergleich verschiedener Verbrennungsmotorenkonzepte fuer Leichtfahrzeuge, *Motortechnische Zeitschrift MTZ* 62-7/8.
- [24] **Bolt, J. A. and Holkeboer, D. H.**, 1962, Lean Fuel/Air Mixtures for High-Compression Spark-Ignited Engines, SAE Trans. pp. 195-202, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [25] **Fisher, C. H.**, 1966, *Spark - Ignition Engines: Fuel Injection Development, Carburation*, Volume II, Fourth edition, Chapman & Hall LTD .
- [26] **Mehdiyev, R.**, 1997, Internal combustion engine with stratified charge, *archivum combustionis*, vol. 17 (1997) No. 1-4 .
- [27] **Fujimoto, M., Nishida, K., Hiroyasu, H. and Tabata, M.**, 1995, Influence of Mixture Stratification Patern on Combustion Characteristics in a Constant-Volume Combustion Chamber, SAE Paper 952412, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [28] **Mitchell, E. and Alperstein, M.**, 1973, Texaco Controlled - Combustion System - Multifuel, Efficient, Clean and Practical, *Combustion Science and Technology*, Vol. 8.

- [29] **Weaving, J. H.**, 1990, *Internal Combustion Engineering : Science & Technology*, Elsevier Science Publishers LTD.
- [30] **Takagi, Y.**, 1996, The Role of Mixture Formation in Improving Fuel Economy and Reducing Emissions of Automotive S.I. Engines, *XXVI th Congress FISITA - Prague*.
- [31] **Kume, T., Iwamoto, Y., Iida, K., Murakami, M., Akishino, K. and Ando, H.**, 1996, Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engines, SAE Paper 960600, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [32] **Iwamoto, Y., Noma, K., Nakayama, O., Yamauchi, T. and Ando, H.**, 1997, Development of Gasoline Direct Injection Engine, SAE Paper 970541, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [33] **Takagi, Y., Itoh, T., Muranaka, S., Iiyama, A., Iwakiri, Y., Urushihara, T. and Naitoh, K.**, 1998, Simultaneous Attainment of Low Fuel Consumption, High Output Power and Low Exhaust Emissions in Direct Injection SI Engines, SAE Paper 980149, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [34] **Brehob, D. D., Fleming, J. E., Haghgooe, M. and Stein, R. A.**, 1998, Stratified-Charge Engine Fuel Economy and Emission Characteristics, SAE Paper 982704, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [35] **Robeck, C. M. and Ellzey, J. L.**, 1998, Simulation of Stratified Charge Combustion, SAE Paper 981454, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [36] **Mehdiyev, R. and Wolanski, P.**, 2000, Bi-Modal Combustion Chamber for a Stratified Charge Engine, SAE Paper 2000-01-196, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [37] **Givens, L.**, 1977, A New Approach to Variable Displacement, *Automotive Engineering*, Volume 85 no 5, pp 30-34.
- [38] **Bassi, A., Arcari, F. and Perrone, F.**, 1985, C.E.M.-The Alfa Romeo Engine Management System - Design Concepts - Trends for the Future, SAE Paper 850290, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [39] **Givens, L.**, 1980, Engineering highlights of the 1981 automobiles, *Automotive Engineering*, Volume 88 no 10, pp 51-54.
- [40] **Hatano, K., Iida, K., Higashi, H. and Murata, S.**, 1993, Development of a New Multi - Mode Variable Timing Engine, SAE Paper 930878, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [41] **Waltner, A.**, 1996, Environmentally friendly and pioneering: Cylinder cut-out system reduces fuel consumption, Mercedes Benz A.G..
- [42] **Leone, T. G. and Pozar, M.**, 2001, Fuel Economy Benefit of Cylinder Deactivation-Sensitivity to Vehicle Application and Operating Constraints, SAE Paper 2001-01-3591, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [43] **Federenko, Y., Korzhov, M., Fillippov, A. and Atamanenko, N.**, 1996, Method and System for Power Control of Internal Combustion Engines

Using Individual Cycle Cut-Off, SAE Paper 960462, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*

- [44] **Forster, H. J., Lubbig, B. E. and Letsche, U.**, 1985, "Process and Apparatus for Intermittent Control of a Cyclically Operating Internal Combustion Engine", *United States Patent*, 4.509.488.
- [45] **Schechter, M. M.**, 1995, "Skip-Cycle Strategies for Four Cycle Engine", *United States Patent*, 5.377.631.
- [46] **Kutlar, O., A.**, 1998, Four-stroke Internal Combustion Engine With Skip-cycle System, *Patent application WO9963214A1*, World Intellectual Property Organization (WIPO).
- [47] **Kutlar, O. A.**, 1999. Dört Zamanlı Otto (Rochas) Çevrimli Motorlarda Kısmi Yükte Yakıt Tüketimini Azaltmak İçin Yeni Bir Yöntem, *Doktora Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [48] **Saunders, R. J. and Abdul-Wahab, E. A.**, 1989, Variable Valve Closure Timing for Load Control and the Otto Atkinson Cycle Engine, SAE Paper 890677, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [49] **Boggs, D. L., Hilbert, H. S. and Schechter, M. M.**, 1995, The Otto-Atkinson Cycle Engine-Fuel Economy and Emissions Results and Hardware Design, SAE Paper 950089, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [50] **Goto, T., Hatamura, K., Takizawa, S., Hayama, N., Abe, H. and Kanesaka, H.**, 1994, Development of V6 Miller Cycle Gasoline Engine, SAE Paper 940198, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [51] **Stokes, J., Lake, T. H. and Osborne, R. J.**, 2000, A Gasoline Engine Concept for Improved Fuel Economy-The Lean Boost System, SAE Paper 2000-01-2902, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [52] **Ferguson, C. R. and Kirkpatrick,** 2001. *Internal Combustion Engines – Applied Thermosciences*, 2nd ed., John Wiley & Sons, New York.
- [53] **Hovah, M. (ed)**, 1977. *Otomobil Motorları* (Rusça), Maşinostroeniye yayınevi, Moskova.
- [54] **Hüseynova, Z., Kerimov, N., Mehdiyev, R. I. ve Efendiyev, V.**, 1971. *Otomobil ve Traktör Motorları* (Azeri Türkçe), Maarif yayınevi, Bakü.
- [55] **Pulkrabek, W. W.**, 1997. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engines*, Prentice-Hall, New Jersey.
- [56] **Adler, U. (ed.)**. *Combined Ignition and Fuel-Injection System with Lambda Closed-Loop Control Motronic*, Technical Instruction, Robert Bosch GmbH, Stuttgart.
- [57] **Ricardo, H. R.**, 1922. Recent Work on Internal Combustion Engine, *SAE Jurnal*, 10, May, 305-36.
- [58] **Davis, C. W., Barber, E. M. and Mitchell, E.**, 1961. Fuel Injection and Positive Ignition A Basis for Improved Efficiency and Economy, SAE Trans. Vol. 69, pp.120-134, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*

- [59] **Date, T., Yagi, S., Ishizuya, A. and Fujii, I.**, 1974. Research and development of the Honda CVCC engine. Honda Research and Development Co. Ltd, SAE paper 740605, *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, Pa.
- [60] **Kato, S., Onishi, S. and Kobayashi, S.**, 1990. Direct Injection Stratified Charge Engine by Impingement of Fuel Jet (OSKA) - Performance and Combustion Characteristics, SAE Paper 900608, *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, Pa.
- [61] **Schaeptöns, H., Emmenthal, K. D., Grabe, H. J. and Opperman, W.**, 1991. VW's Gasoline Direct Injection (GDI) Research Engine, SAE Paper 910054, *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, Pa.
- [62] **Spiegel, L. and Spicher, U.**, 1992. Mixture Formation and Combustion in a Spark Ignition Engine with Direct Fuel Injection, SAE Paper 920521, *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, Pa.
- [63] **Kerimov, N. A., Mektiyev, R. I.**, 1981. Fuel Injection Internal Combustion Engine with Prechamber Torch Ignition, *United States Patent*, No: 4250850 dated 17.02.1981.
- [64] **Kerimov, N. A. and Mektiyev, R. I.**, 1978. Engines with Stratified Charge, SAE Technical Paper No. 780342, *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, Pennsylvania 15096, p.15.
- [65] **Gussak, L. A.**, 1976. Önyanma Odalı Meşaleyle Yanma Prosesinin Radikal Metodu, *Sovyetler Birliği Bilimsel Akademisi Haberleri* (Rusça) ("Vestnik AN SSSR" Bilimler Akademisi yayını), No. 8, s. 53-61.
- [66] **Mehdiyev, R. İ., Bayka, D., Halilov, S., Babayev, A. ve GÜDÜ, T.**, 2002. Kademeli Dolgulu Benzin Motorları ve Otomobillerde Kullanılma İmkanları, *OTEKON'02 Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, UÜ, Bursa, 24-26 Haziran, s. 157-160.
- [67] **Zeldoviç, Y. B. (ed.)**, 1984. Kimyasal Fizik ve Hidrodinamik (Rusça), "Nauka" yayınevi, Moskova.
- [68] **Zeldoviç, Y. B., Barenblatt, G. İ., Libroviç, V. B. ve Maxviladze, G. M.**, 1980. Yanma ve Patlamanın Matematik Teorisi (Rusça), "Nauka" yayınevi, Moskova, s. 480.
- [69] **Mehdiyev, R. İ., Soruşbay, C., Kutlar, O. A., Arslan, H. ve Çalık, A. T.**, 2001. Two-Stage Combustion in a Stratified Charge Spark Ignition Engine for Reduced Emissions and Improved Fuel Economy, *International Scientific-Technical Conference on Internal Combustion Engines, Automobile Techniques and Transport MOTAUTO'01*, Varna, Bulgaria, October 17-19, Vol. 1, pp. 63-66.
- [70] **Arslan, H., Mehdiyev, R. İ., Kutlar, O. A. ve Ergeneman, M.**, 2002. Benzin Motorlarının İndike ve Efektif Büyüklüklerini Hesaplama ve Kısmi Yüklere Yakıt Tüketimini Azaltma Yöntemleri, *OTEKON'02 Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, UÜ, Bursa, 24-26 Haziran, s. 168-175.
- [71] **Orlin, A. C. ve Kruglov, M. G. (ed.)**, 1983. İçten Yanmalı Motorlar. Pistonlu ve Aşırı Doldurulmuş Motorların Teorisi (Rusça), "Maşinostroenie" yayınevi, Moskova.

- [72] Kolçin, A. İ. ve Demidov, V. P., 1980. *Otomobil ve Traktör Motorlarının Hesabı* (Rusça), "Vıysaya škola" yayınevi, Moskova.
- [73] Blumberg, P. N., Lavoie, G. A. and Tabaczynski, R. J., 1979. Phenomenological Models for Reciprocating Internal Combustion Engines, *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 5, pp. 123-167.
- [74] Novak, J. M. and Blumberg, P. N., 1978. Parametric Simulation of Significant Design and Operating Alternatives Affecting the Fuel Economy and Emissions of Spark-Ignited Engines, *SAE Trans.*, vol. 87.
- [75] Ramos, J. I., 1989. *Internal Combustion Engine Modeling*, Hemisphere Publishing Corporation.
- [76] Foster, D. E., 1985. An Overview of Zero-Dimensional Thermodynamic Models for IC Engine Data Analysis, SAE Paper No. 852070, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [77] Khovakh, M. (ed), 1976. *Motor Vehicle Engines*, MIR Publishers, Moscow.
- [78] Mehdiyev, R. I., 1979. Düşük emisyonlu ve kademeli dolgulu motorlar (Rusça), *Archives of thermodynamics and combustion*, Vol.10, No.4, Warşova, 561-588.
- [79] Mehdiyev, R. İ., Kutlar, O. A. ve Arslan, H., 2001. Kademeli Dolgulu Benzin Motorundaki Yanma Sürecinin Termodinamik Analizi" (Rusça), *Aviatsiyno-Kosmichna Texnika i Texnologiya*, Xarkiv "XAI", UKRAYNA, Cilt 26, s.46-51.
- [80] Mehdiyev, R. I. ve Farzaliyev, M. N., 2000. *Benzin otomobil motorların iş proseslerinin hesap metodu ve programı* (Rusça), AzTÜ yayını, Bakü.
- [81] Grohe, H., 1986. *Messen an Verbrennungsmotoren* (Almanca), 3., überarbeitete Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg.
- [82] Mehdiyev, R. I. and Halilov, S., 2000. The Combustion Chamber of Petrol Engine Providing for Undetonative Combustion of Fuel-Air Mixture at Increased Compression Ratios, *International Conference on Automotive Technology*, ICAT-2000, 19-20/October, Mechanical Engineering Faculty, Gumussuyu, Istanbul – TURKEY, s. 43-47.
- [83] Mehdiyev, R. I., Askerov, R. G., Vahidi, M., Jeyranpoor and R. and Dehkharghani, M., 2000. Two-Rotational Combustion Chamber for Petrol Engine, *International Conference on Automotive Technology*, ICAT-2000, 19-20/October, Mechanical Engineering Faculty, Gumussuyu, Istanbul – TURKEY, s. 49-54.
- [84] Muranaka, S., Takagi, Y. and Ishida, T., 1987. Factors Limiting the Improvement in Thermal Efficiency of S.I. Engine at Higher Compression Ratio, SAE Paper No. 870548, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*
- [85] Taylor, C. F., 1977. *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, M.I.T. Press, Cambridge, MA.
- [86] Bertling, J., 1974. *Untersuchung der Streuungen im Energieumsetzungsverlauf eines Ottomotors* (Almanca), Doktora tezi, Universitaet-Braunschweig.

- [87] **Kato, S. O. and Kobayashi, S.**, 1990. Direct Injection Stratified Charge Engine by Impingement of Fuel Jet (OSKA) – Performance and Combustion Characteristics, SAE Paper No. 900608, *Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.*



ÖZGEÇMİŞ

Hikmet ARSLAN 1961 yılında Bulgaristan'ın Razgrad ili Kemallar kasabasında doğdu. Orta ve lise öğrenimini 1979 yılında Kemallar'da bitirdikten sonra Varna Teknik Üniversitesi'nin giriş sınavını kazandı ve bu hakkı iki yıl saklı tutuldu. İki yıl askerlikten sonra bu üniversitede beş yıllık öğrenimini 1986 yılında tamamladı.

1989 yılında zorunlu göç ile İstanbul'a yerleşti ve aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi'nde araştırma görevlisi olarak göreve başladı ve halen aynı göreve devam etmektedir. 1992 yılında İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalı Otomotiv programında lisans üstü öğrenimine başladı. 1996 yılında yüksek lisansını bitirdikten sonra aynı yerde doktora programına başladı.

İngilizce, Rusça ve Bulgarca bilmektedir.

Evli ve iki çocuk babasıdır.

Haziran 2003