

**DÖRT ZAMANLI OTTO (ROCHAS) ÇEVİRİMLİ MOTORLARDA
KİSMİ YÜKTE YAKIT TÜKETİMİNİ AZALTMAK İÇİN YENİ BİR
YÖNTEM
(PERİYOT ATLATMALI MOTOR)**

DOKTORA TEZİ

**Mak. Y. Müh. Osman Akın KUTLAR
F389.D.012**

100743

100742

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 2 Ekim 1998
Tezin Savunulduğu Tarih : 30 Nisan 1999**

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Metin ERGENEMAN
Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Oğuz BORAT (MÜ)

Prof. Dr. A. Demir BAYKA (ODTÜ)

Prof. Dr. Ertuğrul ARSLAN (İTÜ)

Prof. Dr.Cem SORUŞBAY (İTÜ)

RET

NİSAN 1999

ÖNSÖZ

Bu çalışmada dört zamanlı otto çevrimli motorlarda, kısmi yükte pompalama kayıpları ve düşük yanma sonu basıncı nedeniyle azalan efektif verimin artırılabilmesi için yeni bir yöntem deneysel olarak incelenmiştir. Burada önerilen yöntem "*periyot atlatmalı motor*" olarak isimlendirilmiştir.

Konunun önemini ve önerilen yeni yöntemin hangi gerekçelere dayandığını açıklayabilmek için bugüne kadar üzerinde çalışılan yöntemler ile ilgili geniş kapsamlı sistematik bir inceleme yapılmıştır.

Deneysel çalışmalar için geniş kapsamlı piyasa araştırması, tasarım ve imalat işleri gerçekleştirilmiştir.

Tez bu haliyle, bu konuda ulaşılan en son nokta olmayıp, çalışmaların devamını sağlamak üzere ara sonuç niteliğini taşımaktadır. Böyle bir çalışma ile özellikle içten yanmalı motorlar alanında yeni teknolojiler geliştirebilecek bilgi ve beceriyi kazanabilmek için önemli bir altyapı oluşturulmaya başlandığına inanmaktayım.

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesi aşağıdaki isimleri verilen kişi ve kuruluşların katkısı olmaksızın düşünülemezdi.

Bu nedenle desteklerini esirgemeyen sözü geçen kişi ve kuruluşlara en derin teşekkürlerimi sunarım.

AN-PA
Devlet Planlama Teşkilatı
OTOSAN
TARAL

- Bülent ŞEKİ, Nejat SEVİ

Tofaş
TUZEKS,AVL
British Petrol
İTÜ Otomotiv A.B.D.

- Murat AKŞİT
- Mustafa AKATLAR, Mustafa SÜMER,
İlhan ÖZBEYİN, Şükrü YILMAZ
- Murat AYHANER
- İsmail GÖNCÜOĞLU, Dieter HAUFÉ

İ.T.Ü. F. B. E.
İ.T.Ü. Konstrüksiyon A.B.D. -
İ.T.Ü. İşl.Md.
Serbest
Serbest
Serbest
Serbest

- Hikmet ARSLAN, Alper Tolga ÇALIK,
Mehmet MUTLU, Orhan ATABAY,
Metin ERGENEMAN, Ali G. GÖKTAN,
Ahmet GÜNEY, Mustafa KAVİTAŞ,
Bedri DOĞRUL, Mustafa ÖZCAN,
Ali HARPUT, Salim ÖZCAN
- Yusuf YAĞCI
- Orhan KAMBUROĞLU
- Erol ATALAY
- Ahmet AKIN
- Yervant ERLEVENT
- Şemsi DEMİRKAPI
- Kerim DENGİZ

Eylül 1998

Osman Akın KUTLAR

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
KISALTMALAR	vi
TABLO LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
SEMBOLER	xiv
ÖZET	xvi
SUMMARY	xix
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
BÖLÜM 2 YAKIT TÜKETİMİNİ AZALTMAYA YÖNELİK BUGÜNE KADAR YAPILAN ÇALIŞMALAR	5
2.1 İçten yanmalı motorun kısa tarihçesi	5
2.2 Otto çevrimli motorların çalışma prensibine göre verimi sınırlayan değişkenler	6
2.2.1 İdeal hava çevrimi	6
2.2.2 İdeal yakıt - hava çevrimi	8
2.2.3 Gerçek Çevrim	11
2.2.4 Otto çevrimli motorların efektif verimini sınırlayan değişkenler	12
2.3 Otto motorlarında bugüne kadar düşük yük ve hız bölgesinde yakıt tüketimi azaltmaya yönelik yapılan çalışmalar	14
2.3.1 Değişken supap zamanlaması ve açılma miktarı	15
2.3.2 Egzoz gazlarının atık enerjisinden faydalanma	30
2.3.2.1 Egzoz türbini ile aşırı doldurma (ETAD)	31
2.3.2.2 Egzoz türbini ile ilave tahrik (Turbocompound)	33
2.3.2.3 Aşırı doldurma ile değişken supap zamanlaması (Miller çevrimi)	34
2.3.3 Silindirin ısı izolasyonu (adyabatik motor)	35
2.3.4 Değişken sıkıştırma oranı	36
2.3.5 Değişken sıkıştırma oranı ve değişken supap zamanlaması	41
2.3.6 Fakir karışimli kademeli dolgu motor	43
2.3.7 Egzoz gazı resirkülasyonu (EGR)	55
2.3.8 Strok uzunluğu	56
2.3.9 Değişken strok hacimli motor	57
2.3.10 Değişken strok hacimli motor uygulamasında, farklı silindir devreden çıkarma stratejileri	67

BÖLÜM 3 PERİYOT ATLAMALI MOTORUN GENEL TANIMI	75
3.1 Motor yükü ile verim ilişkisi	75
3.2 Otto motorunda periyod atlatması	81
BÖLÜM 4 PERİYOD ATLAMALI MOTOR VE DENEY DÜZENEGİ	88
4.1 Deneysel çalışmalarda kullanılan motor	88
4.1.1 Motor üzerinde deney amaçlarına uygun değişikliklerin yapılması	90
4.1.1.1 Piston	91
4.1.1.2 Silindir kafası	92
4.1.1.3 Emme manifoldu	97
4.1.1.4 Egzoz manifoldu	102
4.1.1.5 İnkremental enkoder (açısal konum ölçer) montajı	102
4.1.1.6 Ateşleme sistemi	104
4.1.1.7 Yakıt püskürtme sistemi	104
4.1.1.8 Ateşleme ve püskürtme zamanı için referans duyargası	110
4.1.1.9 Kontrol kartı	111
4.2 Deney düzeneğinde kullanılan diğer yardımcı üniteler	112
4.2.1 Motor freni	112
4.2.2 Motor suyu soğutma sistemi	112
4.2.3 Motor elektrik sistemi besleme donanımı	113
4.2.4 Yakıt tüketimi ölçüm sistemi	113
4.2.5 Emme havası debi ölçüm sistemi	114
4.2.6 Sıcaklık ölçümü	116
4.2.7 Motor emme havası basıncı	116
4.2.8 Emme supabı önü basıncının (Vakum) ölçümü	116
4.2.9 Yakıt püskürtme basıncının ölçümü	116
4.2.10 Egzoz emisyonu ölçümü	116
4.3. Deney düzeneği ile ilgili resimler	118
BÖLÜM 5 DENEYSEL ÇALIŞMA	125
5.1 Deneylerin yürütülüşü	125
5.2 Deney planı	126
5.3 Deney sonuçları	128
5.3.1 Periyot atlatma kelebeği stratejisi ve solenoid - kelebek çiftinin karakteristiklerinin belirlenmesi	128
5.3.1.1 Periyot atlatma stratejisi ve kontrolü	128
5.3.1.2 Periyot atlatma kelebekli ile debi ölçümü	130

5.3.1.3 Periyot atlatma kelebeği davranışının, belirlenen deney stratejilerine göre motor üzerinde deneysel olarak incelenmesi.	133
5.3.2 Deneysel çalışma sonuçlarının değerlendirme ve hesaplama yöntemleri	136
5.3.3 Ön deneyler	139
5.3.4 Birinci tip emme manifoldu ile yapılan normal çalışma deneyleri	141
5.3.5 Birinci tip emme manifoldu ile periyot atlatmalı çalışma koşullarında yapılan deneyler	143
5.3.6 Birinci tip emme manifoldu ile rölanti koşullarında normal ve periyot atlatma stratejisi kullanılarak yapılan deneyler	152
5.3.7 İkinci tip emme manifoldu ile normal ve periyot atlatmalı koşullarda yapılan deneyler	155
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	165
KAYNAKLAR	170
ÖZGEÇMİŞ	180

KISALTMALAR

A.A.	: Ateşleme avansı
AK, ak	: Solenoid kumandalı periyot atlatma keleşbeği devrede
A.Ö.N.	: Alt ölü nokta
ECE	: Economic Comitee for Europe
EGR	: Egzoz gazı resirkülasyonu
Eg.	: Egzoz
Eg.A.	: Egzoz supabı açılma başlangıcı
Eg.K.	: Egzoz supabı kapanma sonu
Em.	: Emme
Em.A.	: Emme supabı açılma başlangıcı
Em.K.	: Emme supabı kapanma sonu
ETAD	: Egzoz türbini ile aşırı doldurma
GDI	: Gasoline Direct Injection
HFK	: Hava Fazlalık Katsayısı
KMA	: Krank mili açısı
n	: Normal dört zamanlı çevrim
NMHC	: Non methane hydrocarbon
ÖYTF	: Özgöl Yakıt Tüketimi Farkı
PC	: Kişisel bilgisayar
PNGV	: Partnership for a New Generation of Vehicles
Pt	: Platin direnç termometresi
RON	: Research Oktan Number
RSS	: Root Sum Square
s	: Periyot atlatılan çevrim
SCRE	: Single Cylinder Research Engine
Ü.Ö.N.	: Üst ölü nokta

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1	Dünya petrol rezervi ve tüketimi..... 1
Tablo 2.1	Adams ve diğerlerinin geliştirdiği değişken sıkıştırma oranlı motorun verimi etkileyen parametreleri..... 40
Tablo 2.2	Adams ve diğerlerinin geliştirdiği değişken sıkıştırma oranlı motorun işletme koşullarına göre yakıt tüketimi... 41
Tablo 2.3	Birinci tip (emme kanalına yakıt püskürtmeli) fakir karışımlı bir Otto motorunun işletme koşullarına bağlı olarak, eşdeğer standart bir Otto motoruna göre, yakıt tüketiminde sağladığı azalma..... 49
Tablo 2.4	BMW motorunda silindir devredışı bırakma ile, farklı işletme koşullarında, yakıt tüketiminde sağlanan azalma.. 62
Tablo 2.5	Alfa Romeo CEM motorunda, gaz keleşbeği konumu ve motor hızına göre yakıt püskürtme stratejisi..... 63
Tablo 2.6	Mitsubishi MİVEC ve konvansiyonel motorunun teknik verileri..... 64
Tablo 2.7	Mitsubishi MİVEC motoru ile, konvansiyonel motora göre, farklı işletme koşullarında, yakıt tüketiminde sağlanan azalma..... 65
Tablo 2.8	Mercedes Benz firmasının silindir devredışı bırakma sistemi ile konvansiyonel motora göre, farklı işletme koşullarında, yakıt tüketiminde sağlanan azalma..... 67
Tablo 2.9	Mercedes Benz firmasının geliştirdiği yakıt püskürtme stratejisi ve buna bağlı etkin silindir sayısı..... 71
Tablo 2.10	Ford firmasının geliştirdiği yakıt püskürtme ve hidrolik supap tahrik stratejisi..... 72
Tablo 3.1	Tek silindir için periyot atlama stratejisi..... 85
Tablo 4.1	Lombardini 3LD450 tipi, su soğutmalı, direkt püskürtmeli Diesel motorunun teknik özellikleri..... 90
Tablo 4.2	Tofaş Tempra 1600 ve 2000 cm ³ motorlarında kullanılan enjektörlerin debi karakteristiği..... 105
Tablo 4.3	a - Yakıt debisinin basıncı ile değişimi..... 109 b - Yakıt demeti açısının püskürtme basıncı ile değişimi.. 109
Tablo 4.4	Debimetre ölçüm aralığı..... 115
Tablo 5.1	Dört zamanlı çalışma noktaları..... 126
Tablo 5.2	Periyot atlamalı gerçekleştirilebilecek deney noktaları.... 127
Tablo 5.3	Deney motoru gaz keleşbeği ve periyot atlatma keleşbeği karakteristiklerinin çıkarılması..... 132

Tablo 5.4	Deney motorunun 400-500 devir/dakika arasında volümetrik verim karakteristiği ve periyot atlatma kelebeğinin etkinliği.....	132
Tablo 5.5	Ön deney manifoldu ile yapılan deneyler.....	140
Tablo 5.6	Birinci tip emme manifoldu normal dört zamanlı deneyleri.....	142
Tablo 5.7	Birinci tip emme manifoldu ile $p_{me}=1$ bar' da yapılan periyot atlatma deneyleri.....	147
Tablo 5.8	Birinci tip emme manifoldu ile $p_{me}=2$ bar' da yapılan periyot atlatma deneyleri.....	148
Tablo 5.9	Birinci tip emme manifoldu ile $p_{me}=3$ bar' da yapılan periyot atlatma deneyleri.....	149
Tablo 5.10	Birinci tip emme manifoldu ile rölantide, normal dört zamanlı çalışma ve periyot atlatma stratejisi ile yapılan deneyler.....	154
Tablo 5.11	İkinci tip emme manifoldu ile $p_{me}=1$ bar' da yapılan periyot atlatma deneyleri.....	161
Tablo 5.12	İkinci tip emme manifoldu ile $p_{me}=2$ bar' da yapılan periyot atlatma deneyleri.....	162
Tablo 5.13	Normal dört zamanlı çalışma ile nss stratejisinin periyot atlatma kelebeği ile beraber uygulanması durumlarındaki yakıt püskürtme süreleri ve motor krank milinin 6 dönüşüne karşılık gelecek şekilde ortalama süreler.....	163

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1	: Almanyada üretilen taşıtların 90 km/saat, 120 km/saat sabit hızlarda ve Avrupa şehir içi çevriminin ortalaması olarak, 1980 - 2005 yılları arasındaki ortalama yakıt tüketim değişimi ve geleceğe yönelik tahmini beklenti.....	2
Şekil 1.2.a, b	: 1995 - 2010 yılları arasında dünyadaki taşıt sayısının ve taşımacılıkta kullanılan yakıt miktarının değişimi ile ilgili tahmini beklenti.....	3
Şekil 2.1	: İdeal Otto - hava çevriminin p-V ve T-S diyagramları ile gösterimi.....	7
Şekil 2.2	: İdeal Otto - hava çevriminde indike verimin sıkıştırma oranına (ϵ) göre değişimi.....	8
Şekil 2.3	: İdeal yakıt - hava çevriminde indike verimin sıkıştırma oranına (ϵ) ve hava fazlalık katsayısına (λ) göre değişimi...	10
Şekil 2.4	: Karışım oranına bağlı olarak, disosiyasyon (kimyasal parçalanma) olan ve olmayan yanma'da sıcaklığın değişimi.	11
Şekil 2.5	: Eş Strok hacimli ve sıkıştırma oranlı İdeal hava, ideal yakıt hava ve gerçek Otto çevrimlerinin p-V diyagramı....	12
Şekil 2.6	: Hareketli parçaların ve yardımcı elemanların, motor hızına bağlı sürtünme kayıplarındaki payları.....	13
Şekil 2.7	: Değişken supap mekanizması uygulamalarına örnek tasarımlar.....	20
Şekil 2.8	: a, b, c, d - Tam değişken supap mekanizmaları.....	22
Şekil 2.9	: Emme kanalı art supap (secondary valve) mekanizmaları..	22
Şekil 2.10	: a, b -Kısılmasız emme ile verimde sağlanabilecek artış potansiyeli.....	23
Şekil 2.11	: Değişken supap mekanizmalarının kısmi yüklerde yakıt tüketimine etkileri.	24
Şekil 2.12	: Emme supabı kapanma zamanlamasının dolgu değişimi sırasındaki pompalama kayıplarına etkisi.	25
Şekil 2.13	: Emme supabının erken kapatılmasının yüke bağlı olarak yakıt tüketiminde sağlayacağı azalma.	25
Şekil 2.14	: Emme supabının erken ve geç kapanmasının, kısmi yükte yakıt tüketimine etkisi.	26
Şekil 2.15	: Otto Atkinson sisteminin yüke bağlı klasik gaz kebekli ve geç emme kapanmalı sitemler ile indike yakıt tüketimi açısından karşılaştırması.	27
Şekil 2.16	: Egzoz açılma zamanlamasının yüksek yüklerdeki etkisi...	28
Şekil 2.17	: Egzoz açılma zamanlamasının düşük yüklerdeki etkisi. ...	28

Şekil 2.18	: Dört supaplı motorlarda, farklı iki kanal kapatma sistemi.	29
Şekil 2.19	: Şekil 2.18.' de sağ taraftaki resimde yer alan motorun ikincil emme kanalının açık ve kapalı pozisyonuna göre tam yükteki motor momentinin hıza göre değişimi.	29
Şekil 2.20	: Supap açılma miktarının motor hızına bağlı bir strateji ile değiştirilmesinin motor performansına etkisi (düşük hızda az açılma - kam profili değişim çizgisinin sol tarafı, yüksek hızda çok açılma-değişim çizgisinin sağ tarafı).	30
Şekil 2.21	: ETAD lı ve doğal emişli eşdeğer iki motorun motor hızı ve yüküne bağlı, özgül yakıt tüketimi eğrileri.	32
Şekil 2.22	: 3.0 l strok hacimli normal emişli ve 2.0 l strok hacimli ETAD lı iki motorun, eşdeğer taşıt koşullarında taşıt yakıt tüketimi.	33
Şekil 2.23	: Egzoz türbini ile ilave tahrik.	33
Şekil 2.24	: Miller çevrimli Otto motorunun, doğal emişli eşdeğer performansta diğer bir Otto motoru ile, özgül yakıt tüketiminin sabit hız, değişken yük koşullarında karşılaştırması.	35
Şekil 2.25	: Sıkıştırma oranı ve vuruşu sınırına göre, ateşleme avansı optimize edilen, eş iki motorun çalışma haritaları.....	37
Şekil 2.26	: Farklı sıkıştırma oranlarında hesaplanan, indike ve efektif verim (Tam yükte, 2000 devir/dakika da).....	37
Şekil 2.27	: Yük ve hıza bağlı olarak efektif sıkıştırma oranı.	38
Şekil 2.28	: Ortalama efektif basınç (yük) ve sıkıştırma oranına bağlı olarak vuruşu oluşmadan sağlanabilecek verim artışı.	39
Şekil 2.29	: Değişken sıkıştırma oranlı motor için, farklı mekanizmaların tasarımları.	40
Şekil 2.30	: Değişken sıkıştırma oranı optimize edilmiş bir motorun işletme haritası ile yük ve hıza bağlı yakıt tüketiminde sağlanan azalma.	41
Şekil 2.31	: Sıkıştırma oranı ve supap zamanlamasının ayrı ayrı ve beraber indike verim üzerindeki etkileri (hesap ile).	42
Şekil 2.32	: Kademeli dolgulu Otto motorlarının ilk uygulamaları (a-Mercedes Benz, b-Hesselman, c-GAZ, d-IFP, e-Schlamann, f-Broderson).....	44
Şekil 2.33	: 1960 ve 70 li yıllarda geliştirilen kademeli dolgulu Otto motorları (a-CVCC, b-TEXACO, c-PROCO, d-WANKEL, e-SKS).....	46
Şekil 2.34	: Toyota dört supaplı kademeli dolgulu fakir karışimli Otto motoru (emme kanallarından biri dönme hareketi sağlayacak şekilde tasarlanmış ve kelebek yerleştirilmiştir).	48
Şekil 2.35	: İkinci ve üçüncü nesil Toyota fakir karışimli motorlarına ait işletme haritaları.	50
Şekil 2.36	: Kato ve diğerlerinin geliştirdiği direkt püskürtmeli, kademeli dolgulu, fakir karışimli Otto motoru (OSKA). ...	51
Şekil 2.37	: OSKA motorunun yüke bağlı bazı karakteristik özellikleri (n=1500devir/dakika).	52

Şekil 2.38	: 1.7 l strok hacmindeki dört silindirli mekanik bir aşırı doldurma sistemine sahip olan (G - Lader) direkt püskürtmeli fakir karışımli motorun, standart eşdeğer bir Otto motoru ile karşılaştırmalı yumurta eğrisi (Düz çizgi standart motor).	53
Şekil 2.39	: Spiegel ve Spicher in deneysel çalışmalarında kullandığı direkt püskürtmeli fakir karışımli Otto motoru.	53
Şekil 2.40	: Mitsubishi firması tarafından geliştirilen direkt püskürtmeli fakir karışımli Otto motoru (GDI).	54
Şekil 2.41	: a- Motor yüküne ve hızına bağlı olarak, silindir içinde kalan egzoz gazı oranı.	56
	: b- Silindir içinde kalan egzoz gazı miktarının, yanma üzerindeki etkisi.	56
Şekil 2.42	: Silindir hacmi ve strok/çap oranının indike verime etkisi. .	57
Şekil 2.43	: Bir Otto motorunun yüksek ve düşük yüklerde çalışması durumlarında elde edilen p-V diyagramları (diyagramların dolgu değişimi ile yüksek basınç çevrimi farklı ölçeklendirilmiştir).	59
Şekil 2.44	: a- BMW motorunun silindir devredışı bırakma sistemi.	61
	: b- Devredışı bırakılan silindirlerde, emme koşulunun motor yük ve hızına bağlı olarak, yakıt tüketimine etkisi. ..	61
Şekil 2.45	: Mitsubishi MİVEC motorunun işletme haritası.	64
Şekil 2.46	: Mitsubishi MİVEC motorunda çalışmayan silindirlerin devreye alınma stratejisi.	65
Şekil 2.47	: Mitsubishi MİVEC motorunda silindirlerin devredışı bırakılma stratejisi.	66
Şekil 2.48	: Silindirlerin devredışı bırakılması ile, çevrimlerin devredışı bırakılması stratejileri.	68
Şekil 2.49	: Hidrolik boşluk ayarlı supap sisteminin, çevrimleri devredışı bırakmak üzere değiştirilmiş tasarımı.	73
Şekil 2.50	: Yük - özgül yakıt tüketimi ilişkisi ($n=2500$ devir/dakika, $\lambda=1$). ...	74
Şekil 3.1	: Sabit hacim ve basınçta ısı girişli çevrimlerin bir kesri (her iki çevrim kesrinde, giren ısı miktarları birbirine eşittir).	79
Şekil 3.2	: Periyot atlama sisteminin şematik gösterimi.	85
Şekil 3.3	: Tablo 3.1 de önerilen stratejiye göre periyot atlatmalı çalışmaya geçişteki efektif strok hacminin değişimi	86
Şekil 3.4	: Periyot atlatmalı motor stratejisi ile ilgili olarak normal ve her iş üreten çevrimden sonra bir çevrim atlatmalı stratejilerin p-KMA cinsinden yaklaşık gösterimi (atlatılan çevrimde emme kanalı kapalı).	86
Şekil 3.5	: Her iki iş üreten çevrimden sonra bir çevrim atlatmalı ve her bir çevrimden sonra iki atlatmalı hal için, normal dört zamanlı çalışma stratejisi ile karşılaştırmalı p-KMA diyagramının yaklaşık gösterimi (atlatılan çevrimde emme kanalı kapalı).	87
Şekil 4.1	: Lombardini 3LD tipi hava soğutmalı, direkt püskürtmeli Diesel motoru kesit resmi.	90
Şekil 4.2	: Orijinal ve değiştirilmiş piston resimleri.	91

Şekil 4.3	: Supap açılma miktarının emme sırasında kısılmaya ve silindir içinde radyal dönme hareketine etkisi.....	93
Şekil 4.4	: Silindir içinde dolgunun radyal dönme oranının (swirl ratio), sabit motor yükünde yakıt tüketimine etkisi.....	93
Şekil 4.5	: Deney motoru silindir kafası kesit resimleri.....	96
Şekil 4.6	: Ön deneylerde kullanılan ve periyot atlatma kelebeği bulunmayan emme manifoldunun şeması.....	97
Şekil 4.7	: Birinci tip periyot atlatma kelebeği bulunan emme manifoldu şeması ve solenoit kumandalı periyot atlatma kelebeği.....	98
Şekil 4.8	: İkinci tip periyot atlatma kelebeği bulunan emme manifoldu şeması ve solenoid kumandalı periyot atlatma kelebeği.....	98
Şekil 4.9	: Enjektör konumunun, emme kanalında yakıt birikmesine etkisi.....	99
Şekil 4.10	: Emme manifoldu genişliğinin ve soğutma suyu sıcaklığının, manifolda püskürtülen yakıtın çepere birikmesine etkisi.....	100
Şekil 4.11	: Deney motoru Ü.Ö.N.' sınıfı metrolojik olarak belirlenmesi.....	103
Şekil 4.12	: Tofaş Tempra 1600 ve 2000 cm ³ motorlarında kullanılan enjektörlerin debi karakteristiği.....	
	a. Enjektör açık kalma süresine göre püskürtülen yakıt miktarı.....	106
	b. Enjektör açık kalma süresine göre birim zamanda püskürtülen yakıt miktarı.....	106
Şekil 4.13	: Deney motoru yakıt sistemi.....	107
Şekil 4.14	: Deney motoru yakıt sistemi enjektör kütüğü ve basınç regülatörü.....	108
Şekil 4.15	: Fakir karşılıklı kademeli bir motorun silindir kafasında, radyal dolgu dönme hareketi için tasarlanan emme kanalına, yakıt püskürtme sisteminin adaptasyonu.....	110
Şekil 4.16	: Ü.Ö.N. ayırt etme sistemi.....	111
Şekil 4.17	: Yakıt tüketimi ölçüm tekniği.....	114
Şekil 4.18	: Hava debisi ölçüm düzeneği.....	115
Resim 4.1	: Silindir kafası, Ü.Ö.N. nın metrolojik olarak belirlenmesi için sökülmüş, açısal konum ölçer (inkremental enkoder) montajı yapılmış motor gövdesi.....	118
Resim 4.2	: Ü.Ö.N. nın metrolojik olarak belirlenmesi.....	118
Resim 4.3	: İkinci tip emme manifoldunun üstten görünüşü.....	119
Resim 4.4	: İkinci tip emme manifoldunun yandan görünüşü.....	119
Resim 4.5	: Motor kumandasını yapan ve bilgisayar içine monte edilen kontrol kartı.....	120
Resim 4.6	: Yakıt püskürtme, ateşleme, Ü.Ö.N. ayırt edici kartlar.....	120
Resim 4.7	: Ü.Ö.N. ayırt edici ünite.....	121
Resim 4.8	: Motor kumandasında kullanılan yazılımın ekran menüsü...	121

Resim 4.9	: Silindir kafası ile üzerine montajı tamamlanmış olan ikinci tip manifold, periyot atlatma kelebeğine kumanda eden solenoid, ateşleme ve yakıt püskürtme sistemlerinin volan tarafından görünümü.....	122
Resim 4.10	: Silindir kafasına montajı tamamlanmış olan yakıt püskürtme sisteminin görünüşü.....	122
Resim 4.11	: Montajı tamamlanmış olan deney motorunun görünümü...	123
Resim 4.12	: Deney motorunun yandan görünüşü.....	123
Resim 4.13	: Motor deney düzeneğinin genel görünümü.....	124
Resim 4.14	: Deney düzeneğinin çalıştırılmasından bir görüntü.....	124
Şekil 5.1	: Periyot atlatma sistemi kelebek kumanda zamanlaması....	129
Şekil 5.2	: Deney motorunun 400-500 devir/dakika' da volümetrik verim karakteristiği.....	133
Şekil 5.3	: Periyot atlatma kelebeği etkinlik katsayısı (n= 400 – 500 devir/dakika).....	133
Şekil 5.4	: ns stratejisi.....	134
Şekil 5.5	: nns stratejisi.....	134
Şekil 5.6	: nss stratejisi.....	135
Şekil 5.7	: nnss stratejisi.....	135
Şekil 5.8	: Birinci tip emme manifoldu ile deney motorunun normal çalışma koşullarında düşük yük ve hız bölgesindeki çalışma haritası.....	141
Şekil 5.9	Normal dört zamanlı ve periyot atlatma kelebeği devrede olan (nss) stratejisi ile çalışma koşullarında, $p_{me}=1$ bar yükte farklı devir sayılarındaki gaz kelebeği açıklıklarının karşılaştırmalı gösterimi.....	150
Şekil 5.10	Normal dört zamanlı ve periyot atlatma kelebeği devrede olan (nss) stratejisi ile çalışma koşullarında, $p_{me}=1$ bar yükte farklı devir sayılarındaki optimum ateşleme avansı değerlerinin karşılaştırmalı gösterimi.....	150
Şekil 5.11	Normal dört zamanlı ve periyot atlatma kelebeği devrede olan (nss) stratejisi ile çalışma koşullarında, $p_{me}=1$ bar yükte farklı devir sayılarındaki özgül yakıt tüketimlerinin karşılaştırmalı gösterimi.....	151
Şekil 5.12	Normal dört zamanlı ve periyot atlatmalı stratejiler ile rölanti çalışma koşullarında, yakıt tüketiminin karşılaştırmalı olarak gösterimi.....	153
Şekil 5.13	Birinci ve ikinci tip emme manifoldu ile normal dört zamanlı stokiyometrik düşük yük ve hızdaki çalışmada CO, CO ₂ ve O ₂ emisyonlarının karşılaştırması.....	163
Şekil 5.14	Normal dört zamanlı çalışma ile (nss) stratejisi ve periyot atlatma kelebeği devrede iken, $p_{me}= 1$ ve 2 bar'da ve sabit motor dönme hızında (n=1200 devir/dakika) gaz kelebeği açıklıklarının karşılaştırmalı gösterimi.....	164
Şekil 5.15	Normal dört zamanlı çalışma koşulları ile (nss) stratejisi uygulamasında yüke bağlı olarak özgül yakıt tüketimindeki değişimin karşılaştırmalı olarak gösterimi.....	164

SEMBOLLER

b_e	: Özgöl yakıt tüketimi
b_i	: İndike özgöl yakıt tüketimi
C_d	: Aerodinamik direnç katsayısı
c_p	: Sabit basınçtaki özgöl ısı
c_v	: Sabit hacimdeki özgöl ısı
e_j	: Tekil ölçüm elemanına ait belirsizlik
f	: Yuvarlanma direnci
f	: Toplam strok hacminin etkin strok hacmine oranı
G	: Saatte tüketilen yakıt miktarı
EK	: Etkinlik katsayısı
h/D	: Strok çap oranı
H_u	: Benzin yakıtını alt ısı değeri
H/Y	: Hava yakıt oranı
k	: Özgöl ısılar oranı (izantropik üs)
K	: Tekil ölçüm elemanı toplamı
M_e	: Efektif moment
n	: Devir sayısı
N_e	: Efektif güç
p_{max}	: Otto çevriminde en yüksek basınç
p_{me}	: Ortalama efektif basınç
p_{mi}	: Ortalama indike basınç
p_{min}	: Otto çevriminde en düşük basınç
Q_{giren}	: Silindir içine giren ısı
R_s	: Dönme oranı
S	: Entropi
T	: Sıcaklık
T_{eg}	: Egzoz sıcaklığı
T_{sg}	: Su giriş sıcaklığı
$T_{sç}$	: Su çıkış sıcaklığı
$t_{püs}$	: Yakıt püskürtme süresi
$t_{yakıt}$	: Yakıt tüketim süresi
V	: Hacim
V_{min}	: En küçük hacim
V_{max}	: En büyük hacim
V_s	: Strok hacmi
W	: İş
W_e	: Özgöl iş
W_i	: İndike özgöl iş

Yunan harfleri

α_{at}	: Ateşleme avansı
$\alpha_{püs.}$	: Yakıt püskürtme avansı
ε	: Sıkıştırma oranı
η_i	: İndike verim
η_e	: Efektif verim
η_m	: Mekanik verim
η_v	: Volümetrik verim
σ	: Toplam belirsizlik bileşimi
λ	: Hava fazlalık katsayısı
ω_s	: Dolgu açısal hızı



DÖRT ZAMANLI OTTO (ROCHAS) MOTORLARINDA KİSMİ YÜKTE YAKIT TÜKETİMİNİ AZALTMAK İÇİN YENİ BİR YÖNTEM

(PERİYOT ATLATMALI MOTOR)

ÖZET

Günümüzde başta binek taşıtlar olmak üzere çok çeşitli alanlarda güç kaynağı olarak yaygın bir kullanım alanı bulan benzin motorlarının çevreye yaydığı kirlilik konusunda gerek yasal sınırlamalar gerekse üretici firmaların araştırmaları sonucu, son 20 yıl içerisinde önemli ilerlemeler kaydedilmiştir (burada benzin motorunda kirlilik ile anılmak istenen emisyonlar HC, CO ve NO_x 'dir). Önümüzdeki beş yıl içinde benzin motorundaki anılan kirleticiler emisyonlarında, katilazatör teknolojisindeki gelişmeler sayesinde, önemli ölçüde azalmanın sağlanacağı beklenmektedir.

İnsan sağlığına doğrudan zararlı olan kirleticilerin yanısıra dünya üzerindeki taşıt sayısındaki artışla beraber tam yanma ürünü olarak egzozdan atılan CO₂ de önemli bir sorun oluşturmaktadır. Atmosferdeki CO₂ konsantrasyonunun artışı insan sağlığını doğrudan etkilememesine rağmen, uzun vadede sera etkisi yaratarak iklim koşullarında değişimlere neden olacağı için, sınırlanması gereken bir atık gözüyle bakılmaktadır.

Taşıtlarda CO₂ emisyonlarını azaltmanın başlıca üç yolu vardır. Birincisi taşıtların elektrik ile tahrikidir. İkinci yol ise içten yanmalı motorlarda karbon içermeyen (hidrojen gibi) veya bitkisel kaynaklı olarak elde edilen yakıtların kullanılmasıdır. Üçüncü çözüm yolu ise motorların daha verimli çalışmasına yönelik tasarımların geliştirilmesidir. Önümüzdeki otuz yıl içinde fosil enerji kaynaklarının ekonomik açıdan rakibi olmayacağı öngörülmektedir. Bu durum karşısında, enerjinin verimli kullanımı en önemli hedef olarak ortaya çıkmaktadır.

İdeal Otto yakıt – hava çevrimi hesabı ile gerçek motor çevrimi karşılaştırıldığında (dolgu değişim çevrimi dahil ve tam yükte), verimin arttırılması olanağının termodinamik açıdan sınırlı olduğu gözükmemektedir. Ancak burada sorun Otto motorunun tam yükteki verimi olmayıp, kısmi yükteki çok düşük verim değerleridir.

Hafif taşıtlarda kullanılan günümüz benzin motorlarının maksimum verimi yaklaşık % 35 kadardır. Ancak motorun yükü azaldıkça (moment) bu verim çok büyük bir hızla düşmektedir. Örneğin şehir içinde 50 km/saat gibi bir hızla hareket eden bir taşıtı tahrik eden benzin motorunun verimi, bu koşullarda % 10-15 gibi çok düşük değerlerde kalmaktadır.

Bunun en büyük nedeni karışım oranı sabit olarak çalışan benzin motorlarında, düşük yüklerde toplam dolgu girişini azaltmak için gaz keleşinin kapanması sonucu meydana gelen kısılma kayıplarındaki artış ve yanma hızı ile maksimum basıncın düşüşüdür.

Benzin motorunda düşük yüklerde meydana gelen bu verim kaybını azaltmak için gaz kelebeğinin düşük yüklerde olabildiğince açık kalması, hatta kelebeğin tamamen ortadan kaldırılması gerekmektedir. Günümüzde otomotiv firmaları bu yönde oldukça yoğun çalışmalar yürüterek çeşitli çözümler üretmektedir. Kısmi yüklerde verim arttırmaya yönelik bazı yöntemler şöyle sıralanabilir.

- Değişken supap zamanlaması ve açılma miktarı.
- Değişken sıkıştırma oranı.
- Değişken supap zamanlaması ve sıkıştırma oranı.
- Fakir karışimli kademeli dolgu motor.
- Aşırı doldurma.
- Isıl izolasyon.
- Egzoz gazı resirkülasyonu (EGR).
- Çap X Strok oranı.
- Değişken strok hacimli motor (silindirlerin devredışı bırakılması).
- Alternatif değişken strok hacimli motor stratejileri.

İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Otomotiv Ana Bilim Dalı bünyesinde yürütülen bu tez çalışmasında da alternatif bir yük kontrol sistemi olan ve "*periyot atlatmalı motor*" olarak isimlendirilen deneysel bir sistem kurulmuştur. Tanımlanan strateji tek silindirli bir motora da uygulanabilmektedir.

Amaç motorun yükü azaldığında birbirini izleyen çevrimlerin bazılarında yakıt ve hava girişini durdurmak ve aynı gücü elde edebilmek için dolgu girişini (gaz kelebeği açıklığı) arttırarak toplam efektif verimi yükseltmektir.

Bu çalışmada silindir içine yakıt hava karışımı girişinin durdurulduğu çevrimlerin sıklığı ile ilgili olarak değişik varyasyonlar denenmiştir.

n: Normal dört zamanlı çevrim – Krank milinin iki dönüşünde bir iş çevrimi.

s: Periyot atlatılan dört zamanlı çevrim – Krank milinin iki dönüşünde iş çevrimi yok.

Dört zamanlı tek silindirli Otto motorunun çalışma stratejisi	İş çevrimi başına krank mili dönme sayısı
n	2
n-s	4
n-n-s	3
n-s-s	6
n-n-s-s	4

Periyot atlatma için yakıt püskürtme işlemi durdurulmaktadır.

Ayrıca pompalama kayıplarını azaltmak için emme işleminin durdurulması gerekmektedir. Bu ise emme supabına yakın yerleştirilen solenoid kontrollü bir döner kelebek ile sağlanmaktadır.

Deney düzeneği, deney motoru, motor freni, sıcaklık, yakıt tüketim ve emisyon ölçüm elemanları ile PC tabanlı kontrol ünitelerinden oluşmaktadır.

Deney motoru, direkt püskürtmeli, su soğutmalı bir tek silindirli dört zamanlı Diesel motorundan türetilmiş olup, yakıt emme manifolduna püskürtülmektedir.

Emme kanalında yukarıda da değinildiği gibi bir adet solenoid kontrollü kelebek yerleştirilmiştir.

Deneyisel çalışma prototip karakteri içerdiğinden birçok tasarımsal değişiklik yapılması gerekmiştir. Deneyisel sistemin amaca yönelik adaptasyon çalışmaları tamamlandıktan sonra (motor + manyetik fren), ilk önce normal dört zamanlı çalışma koşullarındaki motor işletme karakteristikleri ölçülmüştür.

İkinci aşamada periyot atlatma stratejisinin motor karakteristikleri üzerindeki etkileri ölçülmüştür (periyot atlatma stratejisi ile ilgili bilgiler tabloda verilmiştir).

Deneyler normal ve periyot atlatmalı strateji karşılaştırması yapabilmek için eşdeğer performans ve çevre şartlarında yürütülmüştür.

Elde edilen sonuçlar, solenoid kontrollü kelebeğin kapalı durumunda tam sızdırmazlık sağlanmamakla birlikte, beklentimiz doğrultusunda pompalama kayıplarını azaldığını göstermektedir.

Ayrıca sistemin en hassas noktası olarak, püskürtülen yakıtın bir bölümü emme supabı önünde kanal cidarlarına yapışarak buharlaşmamakta ve periyot atlatılan çevrime kaçarak yanmadan dışarı atılmaktadır.

Diğer bir önemli nokta ise periyot atlatmalı strateji uygulamasında motor su sıcaklığı işletme karakteristiğini önemli ölçüde etkilemektedir. Bunun nedeni periyot atlatılan rejimde, silindir içine kaçan havanın motoru soğutmasıdır. Böylece bir sonraki iş çevrimi olumsuz yönde etkilenmektedir (HC emisyonları artmakta ve verim düşmekte).

Buna rağmen özellikle çok düşük yük ve hız bölgesinde ve rölantide, normal çalışmaya göre yakıt tüketiminde önemli ölçüde azalma sağlanabilmektedir.

A NEW METHOD TO DECREASE THE FUEL CONSUMPTION AT PART LOAD CONDITIONS OF FOUR STROKE OTTO CYCLE (ROCHAS) ENGINE

(SKIP PERIOD ENGINE)

SUMMARY

The four-stroke spark ignition engine (sometimes called Otto engine, or gasoline or petrol engine, though other fuels can be used) is a widely applied power source in transportation (land, sea, air and especially in passenger vehicles) and for different power generation units. But with the increasing number of such applications, especially in US and Europe, air pollution due to the exhaust emissions has become of primary significance in environmental impact. During the past twenty years with the pressure of governmental policies and enormous research activities in this area, the emission levels have decreased considerably (The emissions to be mentioned here are NO_x , CO and HC). In the next five years a second considerable decrease in emission levels due to the improvement in catalyst technology is expected.

The second problem which has become important with the global growth of vehicle number is the CO_2 in exhaust emissions. CO_2 is not directly dangerous for human health but because of its contribution to the greenhouse effect, the total emission amount as exhaust into the atmosphere will be limited drastically too.

There are three ways to reduce CO_2 emissions from vehicles. The first alternative is the electric powered car. The second solution is to use alternative fuels that contain non-hydrocarbon molecules such as hydrogen or hydrocarbon containing fuels which are produced from vegetables. And the third one is to design more efficient combustion engines. For the next thirty years it is not expected any energy that would be replace the fossil energy sources in economical manner.

The comparison of ideal otto - fuel - air - cycle and real engine with the addition of low pressure cycle, shows us that the improvement of maximum efficiency of small engines is thermodynamically limited. But the main problem especially with the spark ignition engines is the dramatic decrease of efficiency in part load conditions.

A spark ignition engine as a power source for vehicles has an efficiency at wide-open throttle (full load) about (max) 35 percent. The efficiency of the same engine at part load conditions for at 50 km/h vehicle speed will drastically decrease to about 10 percent. The main reason of this decrease in efficiency in part load, is restriction of the cross section area of intake due to the closed throttle valve and by that increasing pumping losses while decreasing the enclosed area of high pressure cycle.

Today many automotive manufacturers are condensing their research activities on this problem. The major aim is to eliminate the throttle valve or to get it as wide open as possible. Some practical solutions for part load increase are given below.

- Variable valve timing and lift.
- Variable compression ratio.
- Variable valve timing and compression engine.
- Stratified lean burn engine.
- Supercharging.
- Heat isolation.
- EGR.
- Bore X Stroke ratio.
- Variable stroke (cylinder disablement).
- Alternative variable stroke strategies.

The examined strategy in this study is a new type of variable stroke engine that is also applicable to the single cylinder engine.

The strategy is simple and a short description is given bellow.

The aim is in part load condition, in other words low break mean effective conditions, to reduce the stroke volume with skip period of some four cycles. This will result in an average break mean effective pressure remaining constant while working cycle break mean effective pressure is increasing. By this strategy, it is expected to open the throttle wider as the classic four cycle engine and by that to decrease the pumping work while the combustion efficiency increase with the break mean effective pressure of working cycle part.

For application of skip period cycle system, we have define some strategies as given below.

n: Normal four cycle working - one power stroke in two crank revolution.

s: Skip period of four cycle - no power stroke in two crank revolution.

Working strategy of four cycle single cylinder Otto engine	crank revolution per power cycle
n	2
n-s	4
n-n-s	3
n-s-s	6
n-n-s-s	4

For skip period of four cycle, the fuel injection will be stopped. For reducing the pumping loss, in-cylinder flow through intake valve should be eliminated. This will be obtained with the help of a solenoid activated cut off rotary valve, close to the intake valve.

The main part of the experimental facility is the research engine. For this purpose, we have developed a single cylinder four stroke Otto cycle research engine that is adjustable to our research applications. It is derived from a mass production multipurpose single cylinder water cooled direct injection Diesel engine.

It should be pointed out that during the experimental work, many modifications on the research engine are set up.

After combining all parts of this experimental system and coupling it to an eddy current engine brake facility, we have started in four stroke mode to analyze the basic performance characteristics of the research engine.

The second stage of the research has been the analysis of the influence of skip period on the performance of the engine.

The working conditions of the engine with skip period are the same as given for normal four stroke work (engine speed, load and air/fuel ratio). The skip period strategy is given in the table.

The research result are given briefly below.

In agreement with our expectation the rotary valve (same as the throttle valve) is not capable of eliminating the leakage of the air in the inlet manifold while being in the closing position.

Nevertheless, in spite of the leakage of the rotary valve during skip period cycle work, the pumping work decreases in comparison to the open position of inlet manifold in skip period cycle work.

The fuel injection system has primary role in skip period cycle work. The main problem is the deposition of the liquid fuel on the wall of inlet manifold. This causes to loose some of the injected fuel while skipping of inlet stroke. This fuel loss without work cycle results in an increase of HC emission and fuel consumption.

Another important problem is the sensitivity of the engine on cooling water temperature while skip period cycle work. The reason of this phenomena is the leakage of rotary valve and therefore cooling of the combustion chamber before work cycle. This influences to HC emissions and working performance of the engine.

In spite of this characteristic, in very low load - speed and idle conditions, the fuel consumption of the engine was less than normal four cycle strategy.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1973 petrol krizinden bu yana geçen sürede petrol rezervlerinin tükenme noktasına geleceği ile ilgili tahminler yürütülmüştür. Ancak son on sene içinde ortaya çıkarılan yeni petrol yataklarının sağladığı rezerv artışı, tüketim artışının hep önünde gittiği için, bugün petrol rezervinin 40 yılın üzerinde bir süre yeterli olacağı hesaplanmaktadır (Tablo 1.1). Gelişmiş ülkelerde önümüzdeki dönemde petrol tüketiminde herhangi bir artış beklenmemekle birlikte gelişmekte olan ülkelerin nüfusu dikkate alındığında, refah düzeyinin artışı ile beraber bu ülkelerin toplam tüketim içindeki payının büyük bir hızla artacağı tahmin edilmektedir. 1987 ve 1995 yılı petrol üretimine ve kanıtlanmış rezerv miktarlarına bakıldığında petrolün önümüzdeki 40 yıl boyunca ana enerji kaynağı olmaya devam edeceği söylenebilir [1, 2].

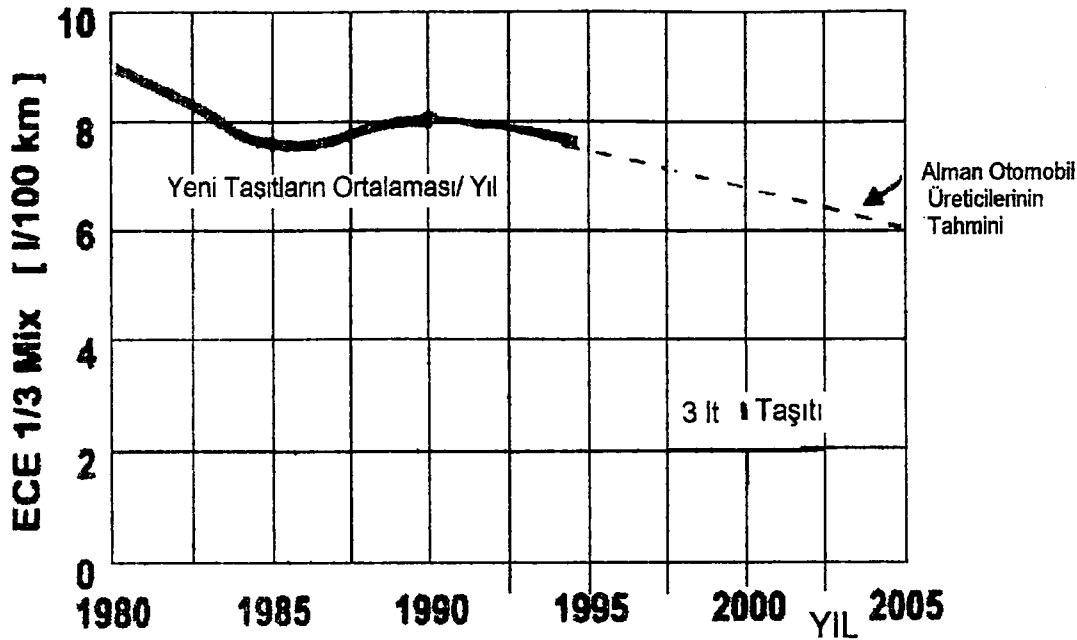
Tablo 1.1. - Dünya petrol rezervi ve tüketimi [1, 2].

Yıl	Kanıtlanmış rezerv miktarı (milyon varil)	Yıllık üretim (milyon varil)	Rezerv dayanım süresi (yıl)
1987	716 940	19 941	35.95
1995	1 016 800	23 757	42.8

(1 varil = 158.98 litre)

1992 yılında Birleşmiş Milletlerin çevre sorunları ile ilgili Rio de Janeiro’da düzenlediği konferansta Federal Alman hükümeti (Federal Şansölye Dr. Helmut Kohl kendisi bu toplantıya katılmıştır) Almanyadaki insan kaynaklı CO₂ emisyonunu 2005 yılında 1990 yılında erişilen miktardan %25 daha az gerçekleşmesi için taahhütte bulundu. Hükümetin bu taahhüdünün yerine getirilebilmesi için Alman Otomotiv sanayii, taşıt yakıt tüketiminin bu süre içinde %25 düşürülmesi yönünde ortak bir deklarasyon yayınladı (Şekil 1.1) [3].

Ortalama yakıt tüketimi



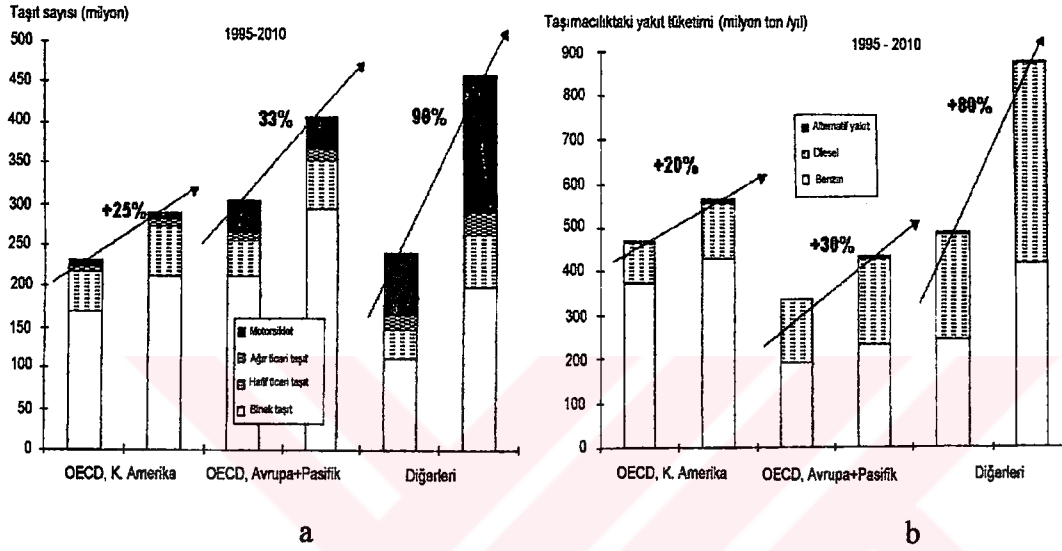
Şekil 1.1. - Almanya’da üretilen taşıtların 90 km/saat, 120 km/saat sabit hızlarda ve Avrupa şehir içi çevriminin ortalaması (ECE 1/3 Mix) olarak, 1980 - 2005 yılları arasındaki ortalama yakıt tüketim değişimi ve geleceğe yönelik tahmini beklenti [3].

Bu hedefe yönelik olarak 3 lt/100 km’lik yakıt tüketimi, medyanın ve otomotiv endüstrisinin ana gündemini oluşturmaktadır [4].

1995 yılında dünya genelindeki içten yanmalı motorlar ile tahrik edilen taşıtların sayısı yaklaşık 770 milyon civarındadır ve bu taşıtların üçte ikisinden fazlası OECD ülkelerinde bulunmaktadır. OECD ülkelerinde 2010 yılına kadar taşıt sayısında yıllık %1.7 civarında bir artış beklenmektedir (Şekil 1.2.a). Taşıt sayısındaki asıl büyük artış ise Pasifik, Latin Amerika, Ortadoğu ve Güney Asya’ da yer alan gelişmekte olan ülkelerde beklenmektedir. Sözü geçen ülkelerde toplam karayolu taşıtı sayısının 2010 yılında 450 milyona ulaşması söz konusu olabilir. Ancak burada vurgulanması gereken husus bu ülkelerde yaygın olarak kullanılmakta olan iki ve üç tekerlekli taşıtların 1995 yılında 75 milyon olan toplam sayısının 2010 yılında 160 milyona ulaşma olasılığıdır (Şekil 1.2.a). 1995 yılında karayolu taşımacılığında tüketilen yakıt miktarı yaklaşık 1300 milyon ton ve tüm taşımacılık sektöründe tüketilen yakıt ise 1700 milyon ton olmuştur. Tüm taşımacılıkta tüketilen yakıt miktarı dünya petrol üretiminin yaklaşık %50 sini oluşturmaktadır. 1995 ile 2010 yılları arasında taşıt sayısındaki artışa paralel olarak gelişmekte olan ülkelerde taşımacılıkta kullanılan yakıt miktarı %80, OECD ülkelerinde ise %20-30 arasında artacaktır (Şekil 1.2.b). 1970 de ABD de bir binek taşıtının 100 km mesafede tükettiği yakıt miktarı 20 lt civarında

iken, petrol krizi sonrası meydana gelen gelişmeler ile 20 yıl sonra (1990) 10 lt/100 km ye ulaşmıştır. Benzer şekilde Avrupa ülkelerindeki binek taşıt başına ortalama tüketim aynı dönemde 12’den 8 lt/100 km ye düşmüştür [5].

A.B.D. ile Avrupa ülkeleri arasındaki göreceli azalma farkının en büyük nedeni A.B.D. de bu zaman diliminde taşıt ortalama ağırlıklarının 2000 kg’ dan 1500 kg’ a düşmesidir [6].



Şekil 1.2.a, b - 1995 - 2010 yılları arasında dünyadaki taşıt sayısının ve taşımacılıkta kullanılan yakıt miktarının değişimi ile ilgili tahmini beklenti [5].

1995 yılında Avrupa genelinde atmosfere salınan toplam kirletici gaz emisyonları içinde karayolu taşımacılığının payı CO %66.3, NO_x %51.3, NMHC %34, Partikül % 41, CO₂ %19.1 (Binek taşıtlardan kaynaklanan % 12) olmuştur [7].

Almanya’da karayolu taşımacılığı ile atmosfere salınan CO₂ emisyonunun 2005 yılında 1990 yılındakine göre %25 daha az gerçekleşmesi için, taşıt üreticilerinin çok büyük ilerlemeler kaydetmesi gerekmektedir. Öte yandan bazı araştırmalarda, insan kaynaklı global CO₂ emisyonunun sadece % 10’nun karayolu taşımacılığından kaynaklandığı ve taşıt trafiğinin toplam atmosfer ısınmasına katkısının abartılmakta olduğu belirtilmektedir [8].

1997 yılında Leipzig’de düzenlenen “Automobil International” fuarında açıklanan ve Prognos Enstitüsü tarafından yapılan bir çalışmaya göre, Alman hükümetinin hedeflediği, 1990 yılından 2010 yılına kadar CO₂ emisyonunu % 25 düşürmek gerçekçi olmayacaktır. Enstitünün yayınladığı rapora göre 2020 yılına kadar

karayolu taşımacılığında kaynaklanan CO₂ emisyonunda düşüş olmayacağı söylenmektedir. Bunun nedeni olarak da ticari taşımacılıktaki artışın motor teknolojisindeki gelişmeler ile sağlanacak özgül yakıt tüketimindeki düşüşü tamamen karşılaması gösterilmektedir. Karayolu taşımacılığında kaynaklanan CO₂ emisyonunun, ancak 2020 yılından sonra hafif bir düşüş göstereceği umulmaktadır. Bu andan sonra toplam primer enerji tüketiminin içindeki karayolu taşımacılığının payı % 30'a düşeceği tahmin edilmektedir. Aynı Enstitü 2020 yılında karayolu taşımacılığında enerji kaynağı olarak % 99 oranında petrol kökenli yakıtların yer almaya devam edeceğini hesaplamaktadır [9].

1993 yılında ABD'de Clinton yönetimi yeni nesil taşıt teknolojisini geliştirmek amacıyla bir konsorsiyumun oluşturulacağı açıklamasını yapmıştır. Bu konsorsiyumun kısaltılmış adı PNGV (Partnership for a New Generation of Vehicles) olup, üç büyük Amerikan taşıt üreticisi ile 350 küçük firmanın katılımından oluşmaktadır. Konsorsiyumun üyeleri her yıl 500 milyon ABD doları ve federal hükümet 250 milyon ABD doları ile çalışmaları desteklemektedir. Ana hedef ise 100 km mesafede 3 litre yakıt tüketen (80 mil/galon) bir taşıt teknolojisi geliştirmektir [10].

Bu hedefi gerçekleştirmek için sadece motor teknolojisinde sağlanacak ilerleme yeterli olmayıp aynı zamanda taşıtın ağırlığı, aerodinamik direnci, ve yuvarlanma direncinin önemli ölçüde azaltılması gereklidir [11].

BÖLÜM 2

YAKIT TÜKETİMİNİ AZALTMAYA YÖNELİK BUGÜNE KADAR YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada incelenecek olan ısı makinası Otto çevrimine göre çalışan içten yanmalı motordur. Bu motor Türkçe’de kullanılan yakıt türü nedeniyle yaygın olarak benzin motoru olarak anılmaktadır. Bu çalışmanın konusu olmamakla birlikte zaman zaman sözü geçen diğer motor tipi ise Diesel motoru olup, isim mucidinden kaynaklanmaktadır (Rudolf Diesel).

Yabancı kaynaklarda bu motorlar SI-spark ignition (kıvılcım veya buji ateşlemeli), CI-compression ignition (sıkıştırma ateşlemeli), Fremdzündung (dıştan ateşlemeli), Selbstzündung (kendinden ateşlemeli) gibi kavramlar kullanılarak, pratik ateşleme şekillerine göre de adlandırılmaktadırlar.

Ancak burada dört zamanlı benzin motoru anılırken Diesel motorunda olduğu gibi, hem çevrim ismini vurgulamak hem de mucidlerine gösterilmesi gereken saygı göz önüne alınarak, uygulama mucidi olan Otto ve tez kapağında parantez içinde fikir mucidi olan Rochas isimleri kullanılmıştır.

Çalışmanın kapsamına girmeyen diğer gaz ve buhar çevrimli ısı makinaları ise herhangi bir şekilde karşılaştırmalarda yer almayacaktır.

2.1 İÇTEN YANMALI MOTORUN KISA TARİHÇESİ

Dıştan yanmalı bir makina olan buhar makinasından sonra, ısı makinaları alanındaki gelişim içten yanmalı motorların icadı ile devam etmiştir. 1860 yılında Fransız Etienne Lenoir tarafından icad edilen çift etkili içten yanmalı motor, bu alanda ticari değeri olan ilk makinadır. Lenoir tarafından geliştirilen motorda emilen yakıt-hava karışımı sıkıştırılmadan ateşlenmektedir (atmosferik motor). Bu motor en yüksek % 5 civarında efektif verimle çalışmaktaydı.

Fransız Beau de Rochas ise Lenoir tarafından geliştirilen motorda yanma öncesi yakıt-hava karışımının sıkıştırılmasının makinanın gücünü ve verimini artıracığını sezmiş ve 1862 yılında dört zamanlı motorun prensibi için patent almıştır.

Bu buluştan habersiz olan Alman Nicolaus A. Otto ve Eugen Langen, 1867 de Lenoir ' ın atmosferik motorunu bir adım daha ileri götürerek, serbest pistonlu bir makina yapmışlardır. Otto ve Langen ' nin geliştirdiği motor en yüksek % 11 efektif verime ulaşmıştır.

Beau de Rochas nın dört zaman prensibinin pratik uygulaması ise yine Nikolaus A. Otto tarafından 1878 yılında gerçekleştirilerek patenti alınmış ve Paris fuarında sergilenmiştir. Bu motorun en yüksek efektif verimi ise % 14 ' e ulaşmıştır.

Daha önce Beau de Rochas tarafından alınan patent, Otto'nun rakipleri tarafından yapılan bir itiraz sonucu 1884 yılında ortaya çıkınca, Alman İmparatorluk mahkemesi Nicolaus A. Otto ' nun patentini iptal etmiştir [12,13].

Ancak günümüzde dört zamanlı ateşlemeli motorlar "Otto motoru" olarak tanımlanmaktadır.

İlerleyen yıllarda içten yanmalı motorlar geliştirilmeye devam etmiş ve 1881 yılında İngiliz Dugal Clerk iki zamanlı motorun, 1892 de Alman Rudolf Diesel sıkıştırılmış hava içine yakıt püskürterek tutuşturma ilkesine dayanan Diesel motorunun patentlerini almışlardır.

20. Yüzyılda ise içten yanmalı motor alanında yapılan en önemli buluş Wankel motoru olmuştur (1954 - Felix Wankel).

2.2 OTTO ÇEVİRİMLİ MOTORLARIN ÇALIŞMA PRENSİBİNE GÖRE VERİMİ SINIRLAYAN DEĞİŞKENLER

2.2.1 İdeal hava çevrimi

Gerçekte çok karmaşık olan motor termodinamiğini açıklamak için, çok basitleştirilmiş ideal çevrimler kullanılır.

İlk aşamada hesaplar ideal hava çevrimleri ile modellenir. Bilindiği gibi Otto motoru termodinamik olarak sabit hacimde ısı girişli bir çevrim ile modellenebilmektedir.

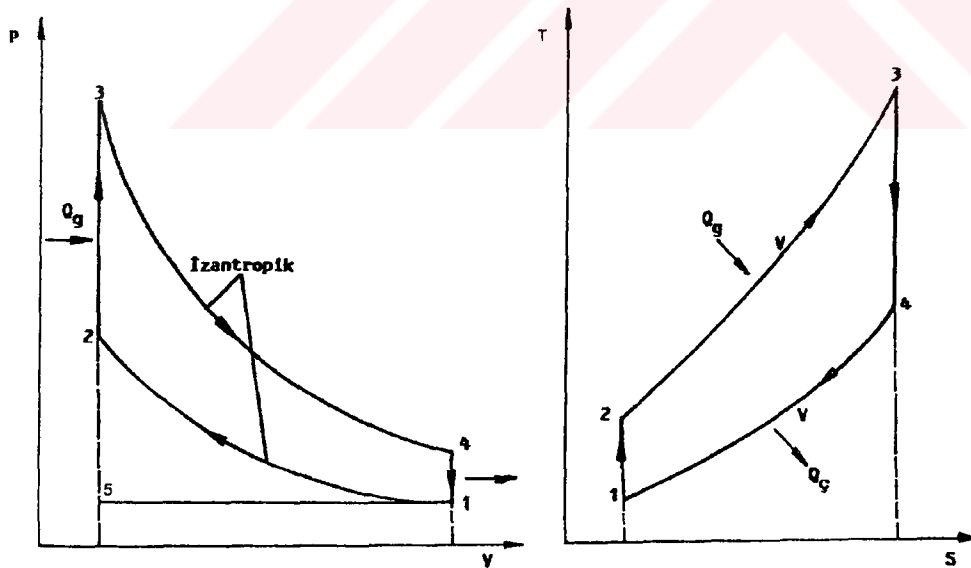
Temel modeli oluşturabilmek için bazı kabuller yapılmaktadır.

- Çevrim boyunca silindir içinde sadece hava vardır.
- Silindir içindeki hava ideal gaz olarak davranmaktadır.
- Çevrim boyunca özgül ısılar sabit kalmaktadır (c_v =sabit, c_p =sabit) ve birbirlerine oranı $c_v/c_p=k=1.4$ dır.

İdeal Otto - hava çevrimi 4 aşamadan oluşmaktadır.

- 1-2 : Tersinir adyabatik (izantropik) sıkıştırma.
- 2-3 : Sabit hacimde ısı girişi.
- 3-4 : Tersinir adyabatik (izantropik) genişleme.
- 4-1 : Sabit hacimde ısı atılışı.

Bu temel modeli gerçek çevrime biraz daha yaklaştırabilmek için termodinamik olarak herhangi bir etkisi bulunmayan ve çevre basıncında dolgu değişimini gösteren 1-5-1 aşaması da eklenebilir. İdeal hava çevrimi $p - V$ ve $T - S$ diyagramları ile gösterilebilir (Şekil 2.1).



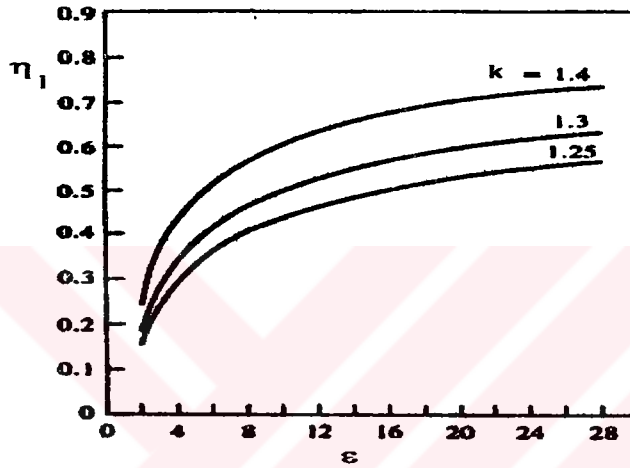
Şekil 2.1. - İdeal Otto - hava çevriminin $p - V$ ve $T - S$ diyagramları ile gösterimi.

Bu çevrimin indike verimi ise, elde edilen indike işin çevrime sokulan ısıya oranıdır.

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{\text{giren}}} \quad (2.1)$$

Bu ise sabit hacimli ideal hava çevriminde sadece sıkıştırma oranına bağlıdır (Şekil 2.2).

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (2.2)$$



Şekil 2.2. - İdeal Otto - hava çevriminde indike verimin sıkıştırma oranına (ε) göre değişimi [12].

Bir çevrim boyunca elde edilen indike işin çevrimin olduğu hacme (strok hacmi) oranı, diğer bir deyişle birim hacimden elde edilen iş, ortalama indike basınç olarak adlandırılır (p_{mi}) ve grafik olarak $p - V$ diyagramında çevrimin basınç ortalaması şeklinde gösterilir.

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_s} \quad (2.3)$$

2.2.2 İdeal yakıt - hava çevrimi

İdeal hava çevrimi motorun birim hacimden elde edilebilecek iş (motorun dönme sayısı verildiğinde birim hacimden elde edilen güç) ve indike veriminin sıkıştırma

oranına bağı olarak ulaşabileceği sınırı göstermektedir. Ancak ideal hava çevrimini gerçekleştirmek mümkün değildir.

Daha gerçekçi bir yaklaşım sağlamak için ideal hava çevrimi için yapılan bazı kabulleri, doğada söz konusu olabilecek fiziksel değişimleri daha iyi modelleyebilecek şekilde değiştirmek gerekir. Buna göre

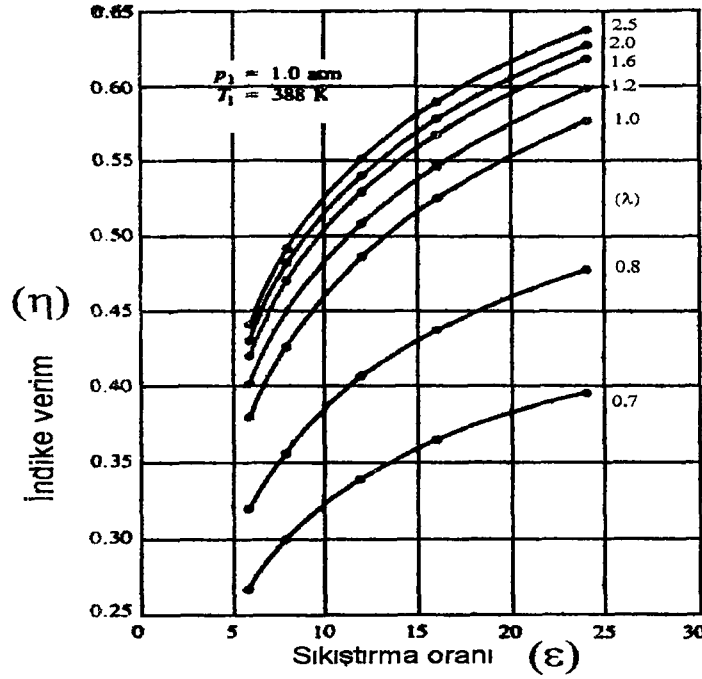
-Çevrim içinde sadece hava olmayıp, hava, yakıt, su buharı ve bir önceki çevrimden kalan artık gazlar vardır.

-Çevrimde yer alan gaz karışımının özgül ısıları sıcaklığa bağı olarak değişim gösterirler (tek atomlu gazlar hariç sıcaklık arttıkça özgül ısılar da artar).

Bu kabullere ilave olarak çevrimin aşamaları ile ilgili kabuller de şöyledir.

- 1-2 : Tersinir adyabatik (izantropik) sıkıştırma sırasında çevrim içinde yer alan gaz karışımında herhangi bir kimyasal değişim olmamaktadır.
- 2-3 : Sabit hacimde yanma. Yanan gazlar kimyasal dengede.
- 3-4 : Tersinir adyabatik (izantropik) genişleme. Yanmış gazlar kimyasal dengede.
- 4-1-5 : Yanmış gazların dışarı atımı. Yanmış gazların kimyasal bileşimi sabittir. Isı alışverişi (4-1) sabit hacimde gerçekleşiyor.
- 5-1 : Taze dolgunun çevrime alınması (hava, yakıt, su buharı ve artık gazlar). Yakıt ve su buharı tamamen gaz halinde çevrime girmektedir.

Bu yeni kabuller ile geliştirilen çevrimi, çeşitli gazlara ait tabloları ve kimyasal denge reaksiyonlarını kullanarak hesaplamak mümkündür [12].



Şekil 2.3. - İdeal yakıt - hava çevriminde indike verimin sıkıştırma oranına (ϵ) ve hava fazlalık katsayısına (λ) göre değişimi [12].

Şekil 2.3.' den görüldüğü gibi ideal yakıt - hava çevriminin indike verimi ideal hava çevriminden farklı olarak sadece sıkıştırma oranına bağlı olmayıp aynı zamanda hava fazlalık katsayısına (karışım oranı) bağlıdır ve her koşulda ideal hava çevriminden daha düşük indike verim elde edilmektedir.

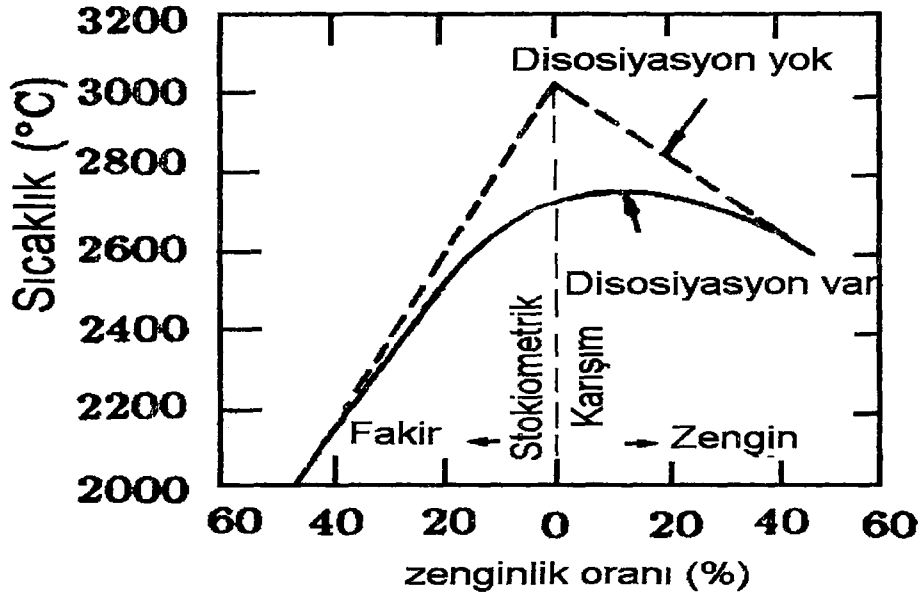
Bu farkın başlıca üç nedeni vardır [12, 14].

-Birincisi özgül ısıların sabit olmaması ve artan sıcaklık ile beraber artmasıdır.

-İkinci neden ise yüksek sıcaklıkta yanma sırasında kimyasal parçalanmanın (Disosiyasyon) meydana gelmesidir. Kimyasal parçalanma özellikle stokiyometrik ve stokiyometrike yakın zengin karışım bölgesinde, yanma sıcaklığının yüksek olmasından dolayı daha yüksek oranlarda meydana gelir. Kimyasal parçalanma sonucu yanma sonunda ideal hava çevriminde ulaşılan yüksek sıcaklık ve buna bağlı olarak yüksek basınçlara ulaşamaz (Şekil 2.4).

-İndike verimdeki azalmanın üçüncü nedeni ise zengin ve fakir karışım bölgesinde eksik yanmanın meydana gelmesidir.

Burada indike verim ile birlikte ortalama indike basıncın da, yani birim hacimden elde edilen işin de azaldığı belirtilmelidir.



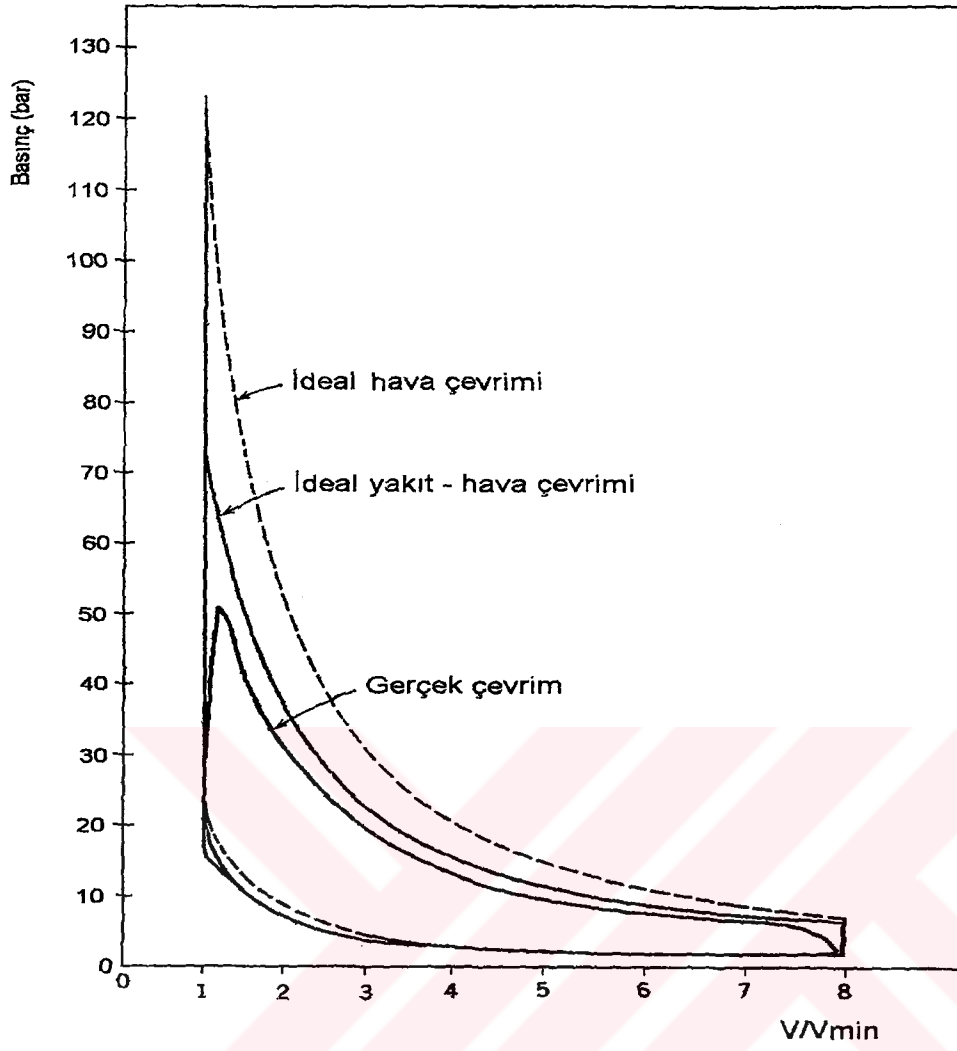
Şekil 2.4. - Karışım oranına bağlı olarak, kimyasal parçalanma (disosiyasyon) olan ve olmayan yanmada sıcaklığın değişimi [14].

2.2.3 Gerçek çevrim

Yukarıda açıklanan ideal hava çevrimi, ideal yakıt hava çevrimi ile motor üzerinden yanma odası basıncı ölçülerek elde edilen gerçek çevrimin $p - V$ diyagramları üst üste getirilerek karşılaştırıldığında önemli farklar görülecektir. Daha önce de değinildiği gibi ideal hava çevrimine ulaşmak pratik olarak mümkün değildir. İdeal yakıt - hava çevrimi motor verimini artırma çalışmalarında daha gerçekçi bir sınır koşul olarak ele alınmalıdır.

Gerçek motordan elde edilen çevrim ile ideal yakıt - hava çevrimi arasında görülen farkların nedenleri ise şöyledir (Şekil 2.5) [12, 14, 15].

- Erken ateşleme kaybı (sıkıştırma kaybı).
- Yanma sürecindeki alan kaybı (yanma kaybı).
- Yanmış gazların boşaltımındaki alan kayıpları.
- Isı kayıpları.
- Dolgu kaçakları.
- Eksik yanma.
- Dolgu değişimindeki pompalama kayıpları.



Şekil 2.5. - Eş strok hacimli ve sıkıştırma oranlı İdeal hava, ideal yakıt hava ve gerçek Otto çevrimlerinin p – V diyagramı [15].

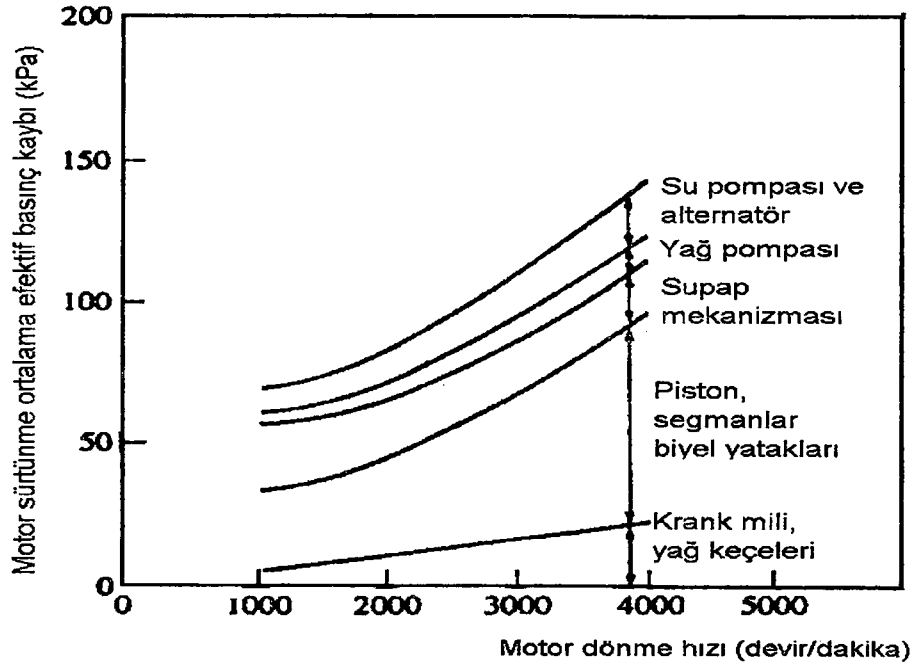
2.2.4 Otto çevrimli motorların efektif verimini sınırlayan değişkenler

Bölüm 2.1.1 de incelenen çevrim sonucunda elde edilen indike iş, motorun krank miline belli bir kayıpla ulaşmaktadır.

$$W_e = W_i \times \eta_m \quad (2.4)$$

$$p_{me} = p_{mi} \times \eta_m \quad (2.5)$$

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m \quad (2.6)$$



Şekil 2.6. - Hareketli parçaların ve yardımcı elemanların, motor dönme hızına bağlı sürtünme kayıplarındaki payları [12].

Motor performansına ait krank milinden ölçülen her türlü büyüklük efektif değer olarak tanımlanır.

Bir motorun efektif ile indike performansı arasındaki fark başlıca iki nedene dayanır.

-Hareketli parçalar arasındaki sürtünmeler

-Motorun üzerinde yer alan ve motordan güç çeken yardımcı üniteler.

Motorun hareketli parçaları arasında meydana gelen sürtünme kayıpları, bugün malzeme ve triboloji teknolojisinde ulaşılan noktada oldukça düşük olmakla beraber, göreceli olarak göz ardı edilemeyecek bir verim kaybı oluşturmaktadır (Şekil 2.6).

Motorun çalışmasına yardımcı ünitelerin tükettiği enerji de sürtünme kayıpları ile birlikte değerlendirilmektedir ve bu elemanların motor büyüklüğüne ve işletme koşullarına göre tek tek optimizasyonu da, günümüzde üzerinde durulan konulardan biridir (Şekil 2.6).

2.3 OTTO MOTORLARINDA BUGÜNE KADAR DÜŞÜK YÜK VE HIZ BÖLGESİNDE YAKIT TÜKETİMİNİ AZALTMAYA YÖNELİK YAPILAN ÇALIŞMALAR

Otto motorunun icadından bu yana, verimi arttırmaya veya diğer bir deyişle yakıt tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalar, üzerinde çok durulan bir konu olmuştur. İlk Otto motorunda ulaşılan en yüksek efektif verim % 14 iken, 120 yıllık gelişmenin sonunda % 35 sınırına dayanılmıştır. Kullanılan yakıtın özelliklerinde (vuruntu direnci, ısı değeri, alev hızı vs.) önemli bir değişim olmadığı sürece yakın gelecekte taşıtlarda kullanılan Otto motorlarının en yüksek veriminde hızlı bir yükselme beklenmemektedir. Ancak bu, Otto çevrimli motorun gelişimini tamamladığını düşündürmemelidir. Çünkü asıl sorun kısmi yükteki verim düşüklüğüdür.

Örneğin bir taşıt motorunun her koşul altında % 35 verimle çalıştığını varsayalım.

Aşağıdaki özellikleri taşıyan bu taşıtın 60 ve 90 km/saat sabit hızda sürülmesi ile 100 km mesafede tüketeceği yakıt (benzin) miktarı aşağıdaki gibidir.

Taşıt ağırlığı (sürücü + yolcu) = 1000 kg

Aerodinamik direnç katsayısı (C_d) = 0.3

Taşıt ön yüzey projeksiyon alanı = 2 m²

Yuvarlanma direnci (f) = 0.015

Aktarma organlarının verimi de hesaba katılırsa

60 km/saat sabit hız için $N_e = 5$ kW

90 km/saat sabit hız için $N_e = 11$ kW

güç gereksinimi vardır ve %35 verimli motor ile

60 km/saat sabit hız ile 2.7 l/100 km

90 km/saat sabit hız ile 3.9 l/100 km

yakıt tüketilir (benzin).

Bir taşıt motoru, ömrünün büyük bölümünü düşük yük koşullarında (şehir içi çalışma koşulları) geçirdiği ve bu şartlardaki tüketimin 8-11 l/100 km gibi gerçekleştiği düşünülürse ve yukarıdaki örnek göz önüne alınırsa, konunun önemi daha iyi anlaşılacaktır.

Bu nedenle kısmi yüklerde sağlanacak verim artışı motorun en yüksek verim değerini arttırmaktan çok daha önemlidir.

Son onbeş yıldır bu konuda yapılan araştırmalar incelendiğinde önümüzdeki yıllarda Otto motorunda kısmi yüklerde önemli gelişmelerin olacağı söylenebilir.

Aşağıda bu konuda geliştirilmiş veya geliştirilmekte olan teknolojilerin yakıt tüketimi konusunda getireceği iyileşmeler ve ana çözüm yolları sistematik olarak tanıtılmaya çalışılmıştır.

Böylece bu çalışmada geliştirilmeye çalışılan yöntemin, bu sistematik içinde nerede yer alacağı ve ne düzeyde bir potansiyele sahip olduğu daha iyi yorumlanabilecektir.

Daha önce bölüm 2.2.4' de de değinildiği gibi motor sürtünmesinden kaynaklanan ve motor yardımcı elemanlarının yuttuğu enerjinin yol açtığı kayıplar da göz ardı edilemeyecek düzeydedirler. Ancak bu çalışmada kısmi yükteki yakıt tüketimini azaltmaya yönelik yeni bir strateji incelendiğinden, burada Otto motorunun çevrim özelliklerine bağlı olan verim artırıcı alternatif yöntemler incelenmiştir.

Sürtünme kayıplarının azaltılması bu çalışmada incelenen konuya bir alternatif olmayıp, tamamlayıcı bir etkidir ve bu çalışmada değinilmemiştir.

2.3.1 Değişken supap zamanlaması ve açılma miktarı

Otto motorunun performansının büyük oranda supap açılma zamanına ve miktarına bağlı olduğu çok uzun zaman önce anlaşılmıştır. 80 li yılların ortasına kadar emme ve egzoz supaplarının açılma zamanı ve miktarı nokta hedefler gözetilerek belirlenmiştir. Taşıt üzerinde kullanılan motorun hız ve yükü değişken olması nedeniyle, yukarıda belirtilen nokta hedefler ancak belli çalışma koşullarında iyi sonuç vermektedir.

Örneğin yüksek hız amaçlı uygulamalarda supaplar, volumetrik verimi arttırmak amacıyla (dolgu kinetik enerjisinden faydalanmak için), uzun süreli açık tutulmaktadır. Bu ise, düşük hız ve yüklerde, supap bindirme süresindeki artıştan dolayı, düzgün

çalışmama ve volumetrik verimin düşmesine bağlı olarak düşük moment gibi sonuçlar doğurmaktadır.

Veya bunun tersi olarak düşük hızlarda düzgün çalışma ve yüksek moment hedefleri için supap açılma zamanı ve miktarı azaltılmaktadır (aksi halde düşük hızda emme supabının uzun süre açık kalması (A.Ö.N.' dan sonra kapanma) dolgu kinetik enerjisinin düşük olması nedeniyle bir kısım dolgunun tekrar emme kanalına itilmesine neden olacaktır). Bu ise yüksek hızlarda dolgu kinetik enerjisinden faydalanılamadığı için ve supap açık kalma süresinin kısa olmasından dolayı, motor momentinin düşmesine neden olmaktadır.

Günümüzdeki taşıt uygulamalarında, özellikle gelir düzeyi yüksek ülkelerde hızlı spor ve aile tipi yavaş, ama ekonomik, taşıt sınıfları birbiri içine girmeye başlamıştır.

Bunun ötesinde taşıtların hedeflenen amaçlarının dışındaki işletme süreleri de toplam kullanım içinde oldukça önemli bir yer tutmaktadır (örneğin spor bir taşıtın şehir içinde kullanımı veya aile tipi taşıtın otoyolda kullanımı gibi).

Supap sisteminin motor performansına etkisini incelemek için supap sistemine ait değişkenlerin açıklanması gerekir. Ancak burada unutulmaması gereken, bu değişkenlerin birbirlerinden bağımsız olmayıp, bir etkileşim içinde bulunmalarıdır. Supap sisteminin motor performansını etkileyen temel değişkenleri şunlardır [16, 17].

- **Emme supabı açılma zamanı:**

Bu başlık sadece emmenin başlangıç anını belirlemekle kalmayıp, aynı zamanda supap bindirme süresini de belirlemektedir.

Emme supabı Ü.Ö.N. dan çok önce açıldığında, silindir içinde hakim olan genişleme sonu basıncı ile orantılı olarak emme kanalına bir önceki çevrimden kalan yanmış gazlar girer. Silindir içindeki basınç, emme manifoldundaki basıncın altına düştükten sonra emme kanalından bir evvelki çevrimden kalan egzoz gazları ile seyreltilmiş olan dolgu girmeye başlar. Bu akışın başlangıç anı, egzoz supabı kapanma zamanı, sıkıştırma oranı, emme ve egzoz manifoldu basınçlarına bağlıdır.

Emme supabının erken açılması, egzoz supabının geç kapanması, düşük sıkıştırma oranı ve düşük emme manifoldu basıncı, egzoz gazının emme kanalına doğru akmasını artırıcı yönde etkiler.

Emme supabının geç açılması ise emme manifoldu basıncı ile silindir basıncı yaklaşık eşit olana kadar birbirlerinden izole olmasını sağlayarak egzoz gazlarının emme kanalına karışmasına engel olur.

Tipik emme supabı açılma zamanlaması Ü.Ö.N. dan 10^0 - 25^0 önce gerçekleşmektedir.

- **Emme supabı kapanma zamanı:**

Emme supabı hemen her zaman A.Ö.N. dan sonra kapanır. Böylece dolgunun girişi için ayrılan zaman artırılır.

Yüksek hızlarda, emme manifoldundaki basınç, supap kesitindeki kısılmadan dolayı silindir içi basınçtan büyük olduğu için, piston A.Ö.N. dan yukarı doğru hareketine başlamasına rağmen dolgu girişi devam eder. Burada silindir içi ile emme manifoldu arasındaki basınç farkının yanı sıra, emme kanalındaki dolgunun hızından kaynaklanan kinetik enerji de, silindir hacmi küçülmeye başlamasına rağmen dolgu girişinin devam etmesinde etkilidir.

Düşük hızlarda emme manifoldu ile silindir içi basınç arasında hemen hemen fark yoktur (supapta kısılma yok) ve emme kanalındaki dolgu giriş hızı düşüktür. Bu nedenlerle emme supabının A.Ö.N. dan sonra kapanması silindir içine giren dolgunun bir kısmının tekrar emme kanalına itilmesine neden olur.

Tipik emme supabı kapanma zamanı A.Ö.N. dan 35^0 - 65^0 sonra gerçekleşir.

- **Egzoz supabı açılma zamanı:**

Egzoz supabı piston A.Ö.N. ya ulaşmadan önce açılır. Egzoz supabının genişleme tamamlanmadan açılması silindir içindeki gazların egzoz kanalına akma süresini artırır.

Ancak çok erken açılma, genişleme sırasında iş kaybına neden olur.

Egzoz supabı açılma zamanlamasının seçiminde, piston A.Ö.N. ya ulaştığında silindir içi basınç ile egzoz manifoldu basıncı arasındaki farkın az olması tercih edilmektedir.

Pompalama kayıplarını en aza indirmek için egzoz süreci boyunca silindir içi basıncın egzoz manifoldu basıncına göre çok yükselmesine engel olmak gerekir.

Tipik egzoz supabı açılma zamanı A.Ö.N. dan önce 40^0 - 60^0 arasındadır

- **Egzoz supabı kapanma zamanı:**

Egzoz supabı kapanma zamanı, daha önce emme supabı açılma zamanı incelenirken değinildiğine benzer olarak, sadece egzoz sürecinin tamamlanmasını belirlemekle kalmayıp, supap bindirme süresini de belirler. Egzoz supabı emmenin başladığı Ü.Ö.N. dan hemen sonra kapanır.

Egzoz supabının Ü.Ö.N. dan sonra açık kalma süresine ve motor işletme koşullarına bağlı olarak, silindir içinde kalacak olan egzoz gazı miktarı belirlenmektedir. Bu şekilde sağlanan egzoz gazı resirkülasyonu işlemine yabancı literatürde "intern EGR" (dahili EGR) denmektedir.

Tipik egzoz supabı kapanma zamanı Ü.Ö.N. dan sonra $10^0 - 30^0$ arasındadır.

- **Supap kesit alanları:**

Supap kesit alanı belirlemede, doğal emişli motorda emmenin, manifold basıncı ile silindir içinde oluşan alçak basınç arasındaki fark ile gerçekleştiği göz önüne alınmaktadır (emme supabı). Öte yandan, egzoz dışarı atımında, silindir içi basıncın yüksek olması ve pistonun süpürme etkisi, egzoz supabı kesit alanının belirlenmesinde çok etkili kriterlerdir.

Bu gerekçelere göre dolgu girişi, egzoz dışarı atımına göre daha zor bir işlem olduğu için, emme supap kesit alanı hemen her zaman egzoz supabı kesit alanına göre daha büyük seçilmektedir.

Son yıllarda özellikle yüksek hızlarda volumetrik verimi arttırmak amacıyla emme ve egzoz supap sayıları artırılarak toplam kesitin büyütülmesi yoluna gidilmektedir.

Ancak emme supap kesit alanının büyütülmesi, emme supabı kesitindeki dolgunun hızını düşürdüğünden, dolgunun kinetik enerjisinden faydalanma olanağını ortadan kaldırarak, düşük yük ve motor hızlarında volumetrik verimi olumsuz etkilemektedir. Bu durumda ayrıca, supap kesitindeki dolgu hızı düştüğü için, silindir içindeki türbülans azalacağından yanma hızı düşmekte ve bu da ortalama indike basınç ile indike verimi olumsuz yönde etkileyebilmektedir.

- **Supap açılma miktarları:**

Supap açılma miktarı da supap kesit alanını doğrudan etkilediği için, supap kesit alanı belirlenmesi için geçerli olan kriterler burada da aynı şekilde etkilidir.

Supap açılma zamanlaması ve miktarı ile ilgili olarak geliştirilen mekanizmaların tanıtımı Gray [18] ve Stone - Kwan [19] tarafından yapılmıştır. Ahmad ve Teobald ise sistematik ve son derece ayrıntılı olarak değişken özellikli supap mekanizmalarını yapısal olarak sınıflandırıp motor performansına etkilerini incelemişlerdir [20].

ABD patent arşivi taramasında 76 yılından bu yana değişken supap mekanizmaları ile ilgili yüzlerce buluşun tescil edildiği görülmüştür. Gerek bu patentler gerekse literatürde yer alan değişken özellikli mekanizmaların sağladığı değişken büyüklükler ise şöyledir.

- Supap açılma miktarı
- Supap açık kalma süresi
- Supap açılma - kapanma zamanlaması

Bu değişkenler, mekanizmaların yapısına göre birbirinden bağımsız veya birlikte değiştirilerek, motor işletme koşullarına göre optimize edilmektedir.

90 lı yılların başından beri çok sayıda değişken supap mekanizması içeren motor tipi geliştirilmiş ve yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır.

Bugüne kadar pratik kullanımda iki tip mekanizma yaygınlaşmıştır (Şekil 2.7) [21].

- Kam mili açısal konumunu değiştiren mekanizmalar.

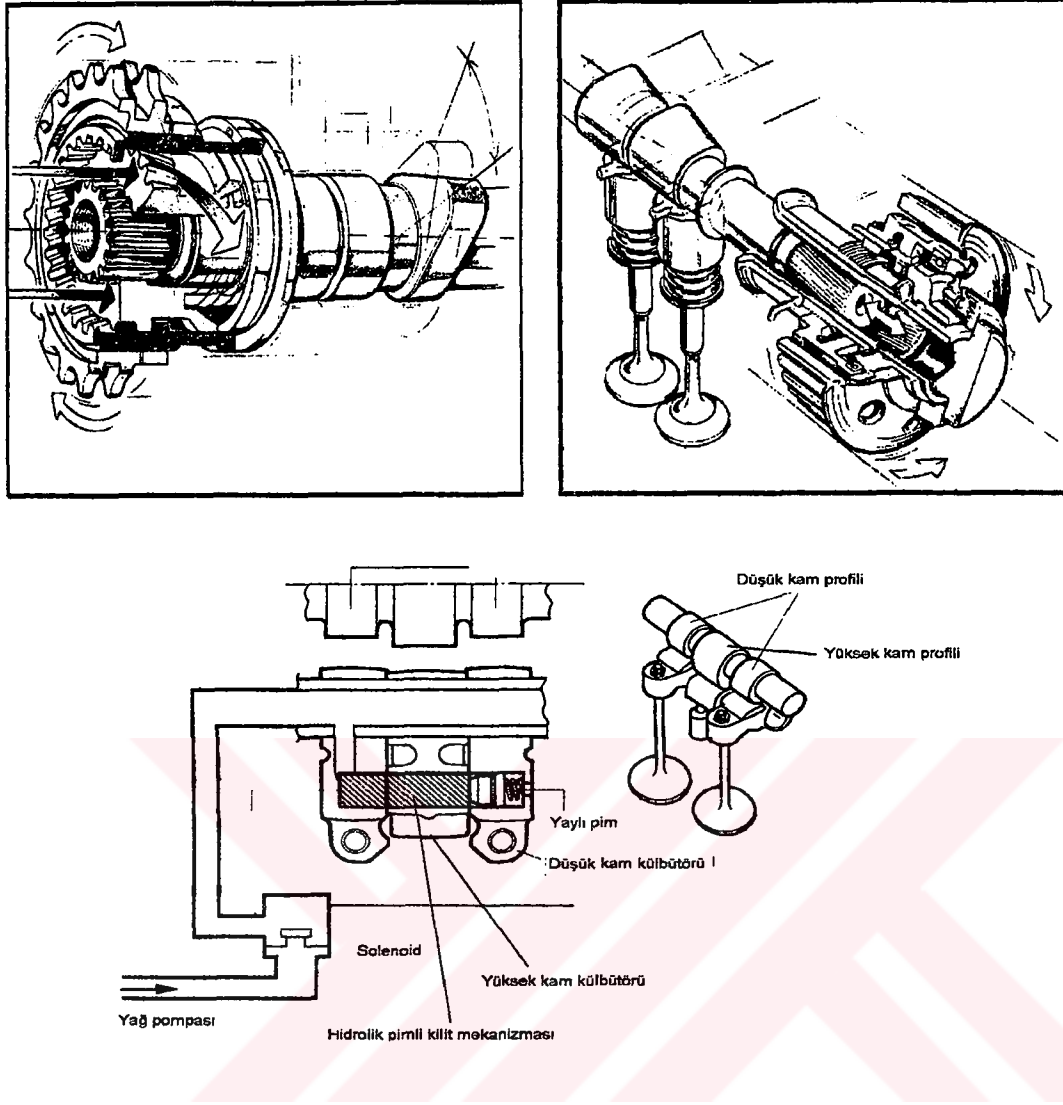
Supap zamanlaması.

- Kam profili yüksekliğini değiştiren mekanizmalar.

Supap zamanlaması + Supap açık kalma süresi + Supap açılma miktarı.

Ancak bu uygulamalarda genellikle motorun tam yük performansının farklı hızlarda iyileştirilmesine yönelik hedefler gözetilmiştir (motor elastikiyeti). Kısmi yüklerde yakıt tüketimini azaltma hedefi ikinci planda kalmıştır.

Özellikle gaz keleşini ortadan kaldırarak kısılma kayıplarını azaltmaya yarayacak bir dolgu değişim sistemi henüz pratik uygulamaya dönüşmemiştir.



Şekil 2.7. - Değişken supap mekanizması uygulamalarına örnek tasarımlar [21].

Gelecek vadeden mekanizmalar ise, gaz keleşini tamamen veya kısmen ortadan kaldırmayı sağlayacak olan ve supap mekanizmasının yukarıda belirtilen her üç değişkeni birbirinden bağımsız olarak kontrol eden sistemler olabilir (tam değişken mekanizma).

Bu tip sistemlere ait başlıca seçenekler şunlardır.

- **Elektro - hidrolik, kam mili içeren mekanizmalar:**

Bu tip sistemlerde kam profili genellikle bir hidrolik piston üzerine etki eder.

Kam profilinin stroku hidrolik piston üzerinde yer alan kanalların solenoidler ile açılıp kapatılmasıyla, değiştirilerek supaba iletilir (Şekil 2.8.a)[22, 23, 24].

Sistemin bir açılma kam konum değıştiricisi ile donatılarak tam değışken mekanizmaya yakın bir yapıya dönüştürölmesi sağlanabilir.

- **Elektro hidrolik, kam mili içermeyen mekanizmalar:**

Bu türde ise supaplar tamamen hidrolik olarak tahrik edilirler.

Bir hidrolik pompanın sağladığı basınçlı yağın supap üzerine uyguladığı kuvvetin yönü solenoidler ile değıştirilerek açma - kapama işlemi gerçekleştirilir (Şekil 2.8.b)[25, 26].

- **Elektromanyetik, kam mili içermeyen mekanizmalar:**

Sistem supap başına yerleştirilen çift yönlü çalışan solenoidler ve yay çiftinden oluşur. solenoidlere sırasıyla elektrik akımı verilerek supapların açılma - kapanma işlemi gerçekleştirilir (Şekil 2.8.c)[27, 28].

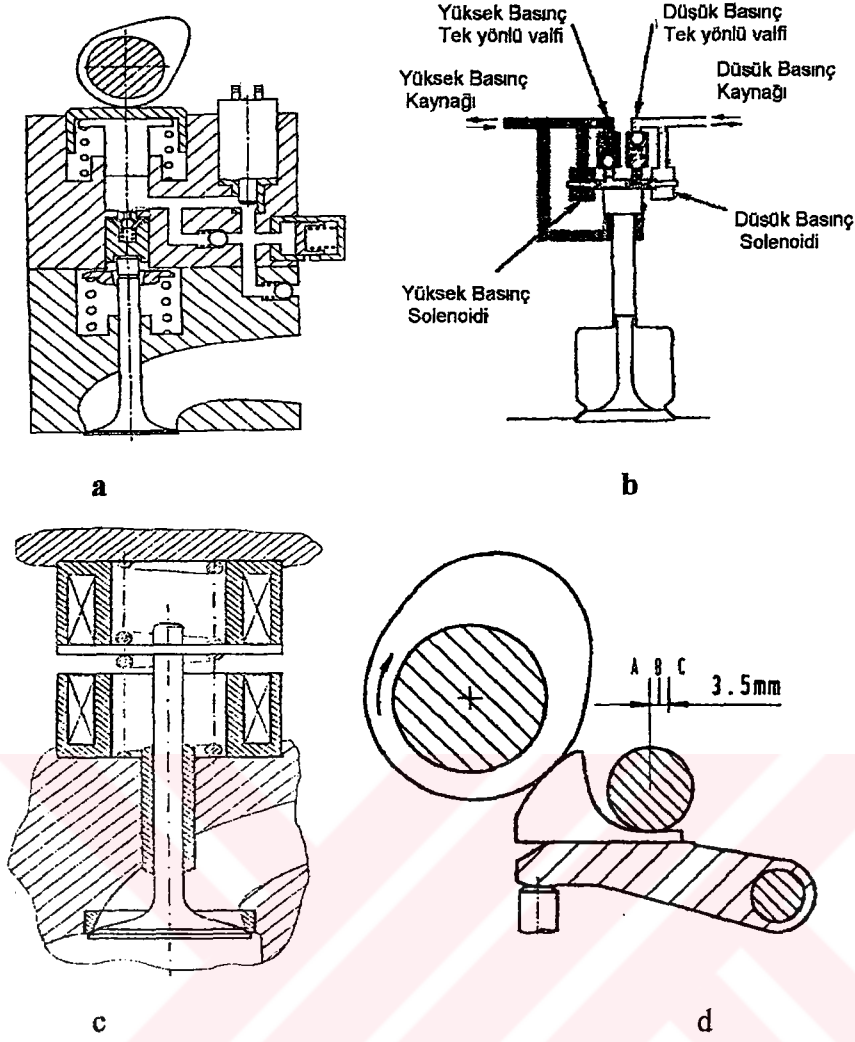
- **Mekanik, kam mili içeren bağımsız değışim özellikli mekanizmalar:**

Bu tip mekanizmalar mekanik olarak oldukça karmaşık ve birbirine göre hareketli çok sayıda parçadan oluşurlar. Bu tipe örnek, prototip olarak Karlsruhe Üniversitesinde gerçekleştirilen bir mekanizma verilebilir (Şekil 2.8.d)[29]. Ayrıca Anabilim Dalımız bünyesinde de farklı bazı tasarımların projelendirilmesi çalışması yürütölmüştür [30, 31].

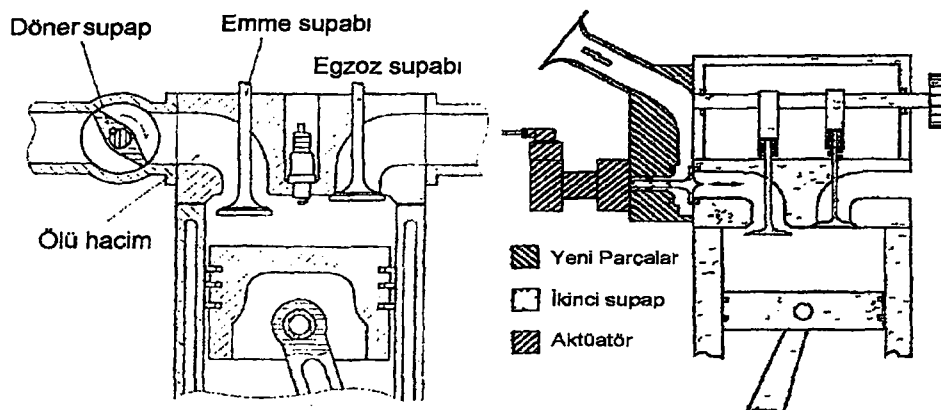
Kısmi yükte dolgu değışimini gaz kelebeğı olmaksızın kontrol etmek için kullanılan diğör yöntem ise *emme kanallı art supap (secondary valve)* mekanizmalarıdır (Şekil 2.9)[32, 33, 34]. Böyle bir mekanizma ile emme supabı tam yük ve yüksek hıza göre optimize edilmesine rağmen, kısmi yükte gaz kelebeğı kullanmamak için dolgu girişini kontrol etmek üzere ikinci bir supap mekanizması ilave edilmektedir.

Bu tip uygulamalarda genellikle, geçmişte çok cazip göröndüğü halde sızdırmazlık problemi dolayısıyla uygulama alanı kısıtlı kalmış olan döner supaplar kullanılmaktadır [35].

Art supap olarak ise, emme kanalında döner supabının önü ile arkası arasında oluşacak olan basınç farkı düşük olacağından, bu sistemlerin sızdırmazlık açısından zayıf olan yönü çok fazla etkin olmamaktadır.



Şekil 2.8 - Tam değişken supap mekanizmaları.
a-Elektro-hidrolik, kam mili içeren mekanizma.
b-Elektro-hidrolik, kam mili içermeyen mekanizma.
c-Elektromanyetik, kam mili içermeyen mekanizma.
d-Mekanik, kam mili içeren bağımsız değişim özellikli mekanizma.

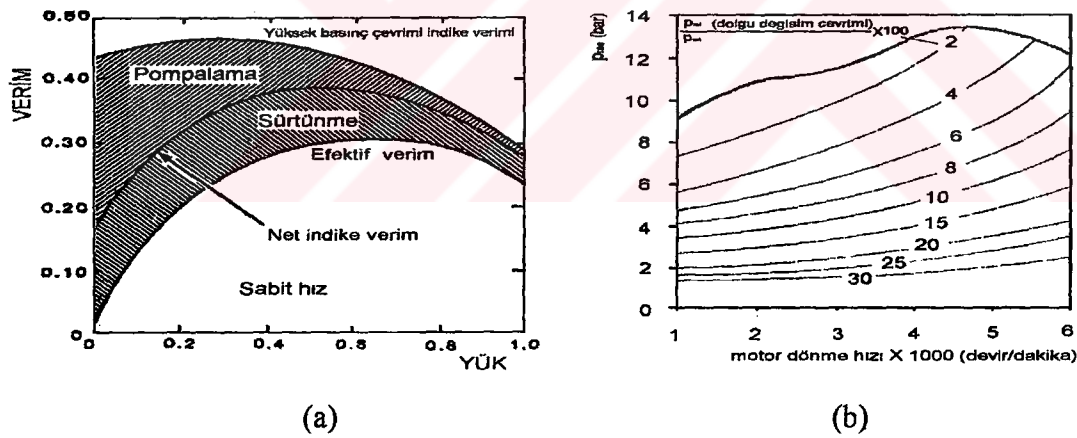


Şekil 2.9. - Emme kanalı art supap (secondary valve) mekanizmaları [32, 33, 34].

Teorik çevrim analizi ile yapılan karşılaştırmalı hesaplarda, kısılmasız olarak (gaz kelebeği tam açık, yük kontrolü zamanlaması ile) düşük yük bölgesinde, yüksek basınç çevriminin, kısılmalı (yük kontrolü gaz kelebeği ile) çevrimle aynı olmak koşuluyla yakıt tüketiminde % 20 ye varan azalma sağlanması olanaklı gözükmektedir. Şekil (2.10.a,b) ye bakıldığında bu potansiyel açıkça görülmektedir [20, 27, 36].

Ancak deneysel çalışmalar düşük yük bölgesinde kısılma olmaksızın sağlanan dolgu değişimi sonucu sıkıştırma başlangıcında supap zamanlaması nedeniyle basıncın düşmesi ile sıkıştırma sonunda da basıncın düştüğünü göstermektedir (Emme supabının erken ve geç kapanması bölümlerinde açıklanmıştır). Ayrıca emme supabı kesitinde dolgu kısılmasız hareket ettiği için, yanma odası içinde türbülansın azalmasından dolayı yanma hızında da düşüş meydana geldiği gözlenmiştir.

Bu etkileşimden dolayı yüksek basınç çevrim alanının küçüldüğü ve verimde teorik hesaplamalar sonucu beklenen oranda iyileşmenin olmadığı gözlemlenmiştir.

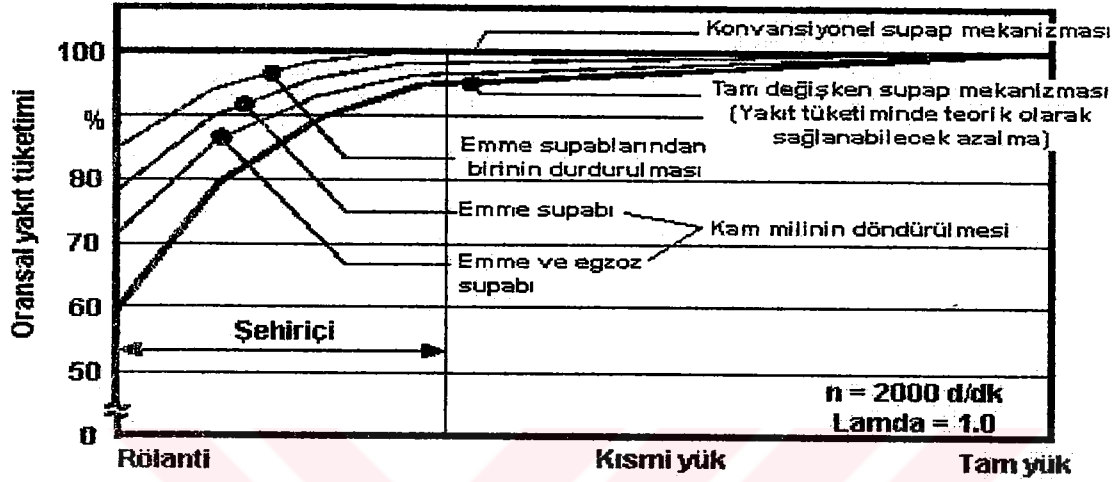


Şekil 2.10, a, b - Kısılmasız emme ile verimde sağlanabilecek artış potansiyeli [20, 27].

Diğer bir sorun ise gaz kelebeğinin yarattığı basınç düşümü etkisinin ortadan kalkmasıyla, emme kanalına püskürtülen yakıtın buharlaşması zorlaşmakta, düşük hız ve yüklerde karışım kalitesi kötüleşmektedir [37].

Bu sorunu aşmak için, emme kanalı duvarında yakıt filmi oluşmasının önüne geçmek, yani şu andaki püskürtme sistemleri ile ulaşılandan daha küçük yakıt

damlacıkları oluşmasını sağlayarak, yakıtın emme kanalı cidarına sıvı olarak ulaşmadan, hava ile silindir içine sürüklenmesi ve buharlaşmasının hızlandırılması gerekmektedir. Pratikte değişken supap zamanlaması ile kısmi yük ve düşük hızlarda sağlanabilecek olan yakıt tüketiminde azalma potansiyeli şekil 2.11.' deki gibidir [36].

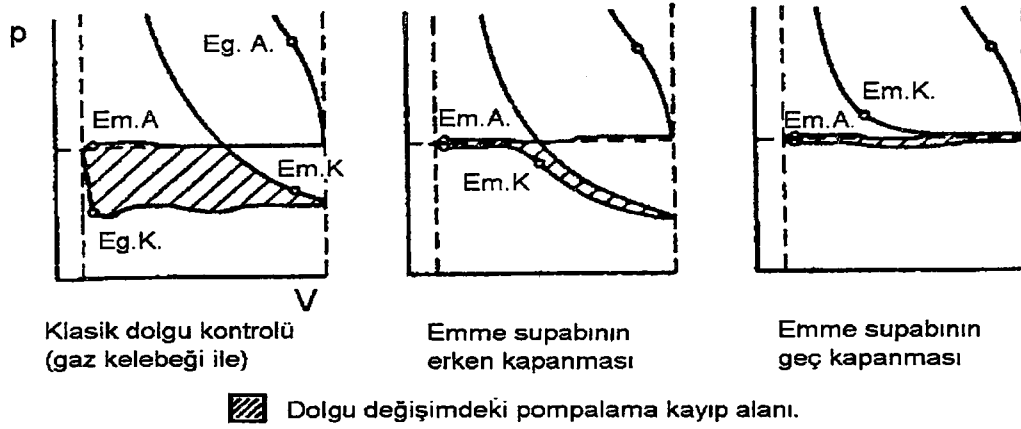


Şekil 2.11. - Değişken supap mekanizmalarının kısmi yüklerde yakıt tüketimine etkileri [36].

Kısmi yükteki supap zamanlaması ile ilgili stratejiler içinde özellikle iki değişken ön plana çıkmaktadır.

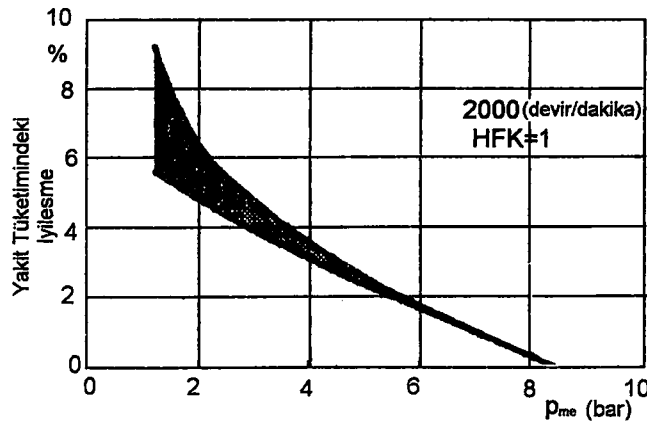
- **Emme supabının erken kapanması:**

Kısmi yükte dolgu girişini azaltmak için emme kanalı kesitini gaz keleşeği ile kısılması dolgu girişı boyunca pompalama kaybını arttırmaktadır. Bunun yerine gaz keleşeğini kullanmadan emme supabı kısa süreli açık tutularak emme strokunun bir bölümü dolgu girişı için kullanılmazsa, pompalama kayıpları azaltılmış olur. Bu yöntemde emme supabı açılma zamanlaması sabit tutulur ve yük azaldıkça erken kapanma sağlanarak (emme supabı A.Ö.N. dan önce kapanır) emme süresi kısaltılır. Şekil 2.12.' de görüldüğü gibi emme supabı kapandıktan sonra pistonun aşağı doğru hareketi ile genişleyen silindir hacmi içinde oluşan alçak basınç, sıkıştırma sırasında çok az bir kayıpla geri kazanılabilmektedir.



Şekil 2.12. - Emme supabı kapanma zamanlamasının dolgu değişimi sırasındaki pompalama kayıplarına etkisi [37].

Ancak alçak basınç çevrimi sonunda, sıkıştırma başlangıcında ulaşılan silindir içi basınç ve buna bağlı olarak sıkıştırma sonu basıncı, normal emme zamanlamalı (Emme supabı A.Ö.N. dan sonra kapanır) sisteme göre düşük olacaktır. Silindir içinde meydana gelen bu soğuma ise yanma süresini normal emme zamanlı motora göre uzatmakta ve ideal sabit hacimde ısı girişinden uzaklaştığı için verim kaybına neden olmaktadır. Bu nedenle pompalama kaybının ortadan kaldırılması ile potansiyel olarak elde edilecek verim kazancından faydalanılamamaktadır. Yapılan deneysel çalışmalar, kısmi yüklerde ve düşük hızlarda işletme koşullarına ve motor yapısına bağlı olarak % 4 - 13 (17) arasında yakıt tüketiminde azalma sağlanabileceğini göstermektedir [27, 36, 38, 39, 40, 41]. Şekil 2.13.' de deneysel olarak yüke bağlı (sabit hızda) emme supabının erken kapatılması ile sağlanabilecek yakıt tüketimindeki azalma % cinsinden gösterilmiştir [42].



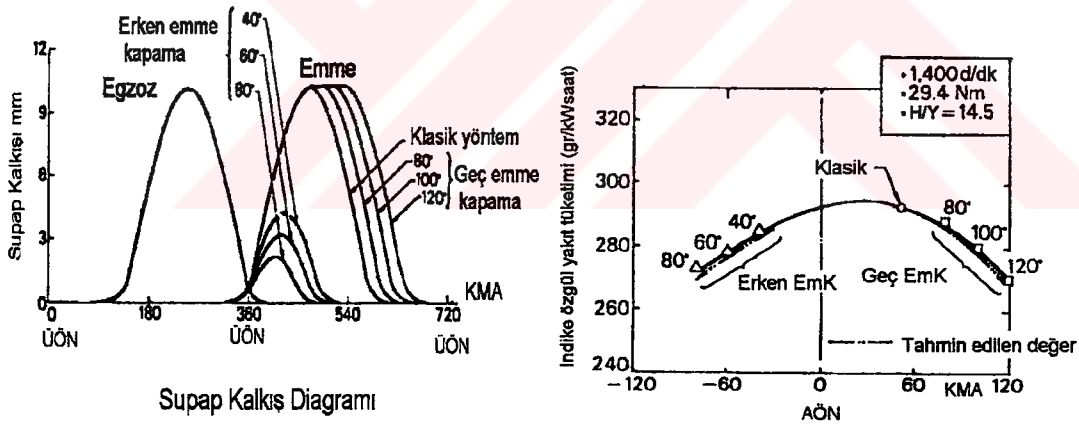
Şekil 2.13. - Emme supabının erken kapatılmasının yüke bağlı olarak yakıt tüketiminde sağlayacağı azalma [42].

- Emme supabının geç kapanması:

Şekil 2.12.' den de görüldüğü gibi emme supabının geç kapatılması da dolgu değişimi sırasında pompalama kayıplarını azaltmaktadır. Bu yöntemde düşük hız ve yük koşullarında emme kanalından silindir içine giren dolgunun bir bölümü emme supabının geç kapanması ve dolgu ataletinin düşük olmasında dolayı, piston Ü.Ö.N. ya doğru hareket ederken tekrar emme kanalına itilir.

Gaz keleşinin kullanılmadığı emme supabının erken kapanmasında olduğu gibi, geç kapatma halinde de sıkıştırma başlangıcında silindir içi basınç normal supap zamanlamasına göre düşüktür ve bu da benzer şekilde yanma hızının düşmesine neden olmaktadır. Emme supabının geç kapatılması ile verimde sağlanan artış motor yüküne ve hızına göre % 5-11 civarında olmaktadır [40, 43, 44, 45].

Deneyisel çalışmalar yukarıda sözü edilen her iki stratejinin de kısmi yükte ve düşük devir sayılarında mertebe olarak aynı oranda yakıt tüketimini etkilediğini göstermektedir (Şekil 2.14) [40, 45].



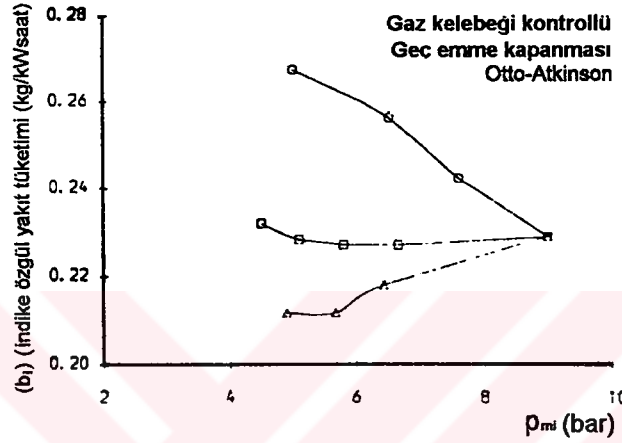
Şekil 2.14. - Emme supabının erken ve geç kapanmasının, kısmi yükte yakıt tüketimine etkisi [40, 45].

Emme supabının geç kapanmasından dolayı efektif sıkıştırma süresi kısalmaktadır. Bu süre genişleme süresi ile karşılaştırıldığında, genişleme oranının arttığı görülür.

Efektif sıkıştırma oranının düşmesi ile meydana gelen verim kaybı, sıkıştırma oranı vuruntu olmayacak şekilde artırılarak karşılanabilir.

Bu ise literatürde Atkinson çevrimi olarak bilinen ve sabit hacimde ısı girişinden sonra atmosfer basıncına kadar genişlemeyi öngören teorik çevrime benzerlik göstermektedir (James Atkinson 1846-1914). Sözü geçen benzerlikten dolayı emme supabını geç kapatılması ile sıkıştırma oranının artırılması, literatürde bazen Otto - Atkinson çevrimi olarak anılmaktadır [46, 47, 48].

Şekil 2.15.' de gaz keleşi, emme supabı geç kapama ve Otto - Atkinson çevrimlerine göre yük kontrolünün yakıt tüketimine etkileri gösterilmiştir.



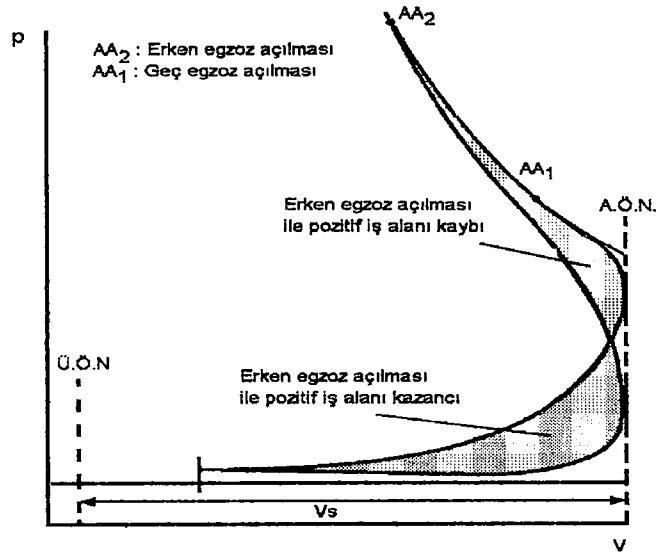
Şekil 2.15. - Otto Atkinson sisteminin yüküne bağlı klasik gaz keleşli ve geç emme kapanmalı sistemler ile indike yakıt tüketimi açısından karşılaştırması [46].

Yukarıda anlatılan emme supabı ile ilgili stratejilerin yanısıra, egzoz supabının açılma zamanlaması da indike verimi etkilemektedir.

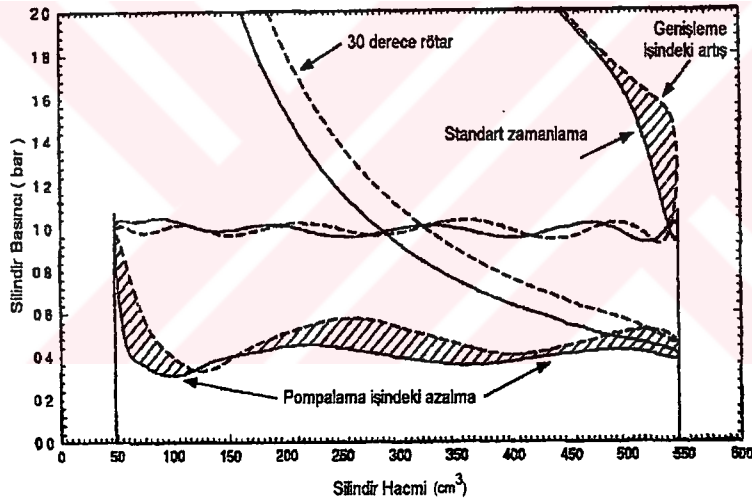
Şekil 2.16.' da görüldüğü gibi yüksek yüklerde egzoz supabı geç açıldığında, yüksek basınç çevrimi sonundaki genişleme kayıpları azalmakta, egzoz dışarı atımı sırasında pozitif iş alanı kaybı artmaktadır. Yüksek yüklerde egzoz dışarı atımı sırasındaki kayıplar, genişleme kayıplarına göre daha etkin olduğundan, egzoz supabının erken açılması verimi iyileştirecek yönde etki edecektir.

Ancak tam yük ve yüksek devir koşullarındaki bu olgu, düşük hız ve yüklerde geçerli olmamakta ve tam tersi olarak egzoz supabının geç açılması ile yüksek basınç çevrimindeki pozitif iş alanını büyümetektedir (Şekil 2.17) [49].

Öte yandan şekil 2.17.' den görüldüğü gibi, egzoz supabının geç açılması ile, alçak basınç (dolgu değişimi) çevriminde egzoz gazlarının dışarı atımı sonunda silindir içi basınç yüksek olduğundan pompalama kayıpları da azalmaktadır (giren dolgu miktarı da azalmaktadır ve bu da kısmi yükte zaten istenmektedir) [38].



Şekil 2.16. - Egzoz açılma zamanlamasının yüksek yüklerdeki etkisi [49].



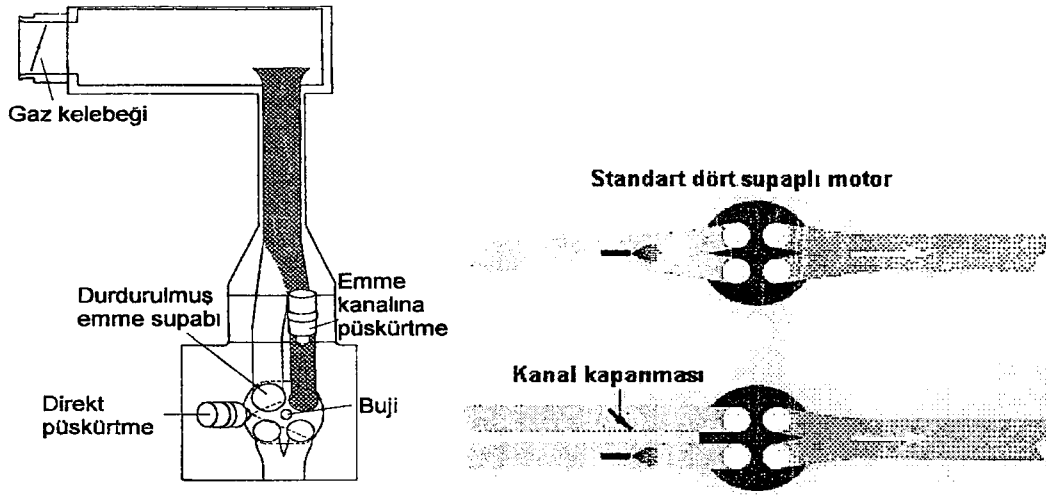
Şekil 2.17. - Egzoz açılma zamanlamasının düşük yüklerdeki etkisi [38].

Değişken supap mekanizmasının diğer bir değişkeni supap açılma miktarıdır.

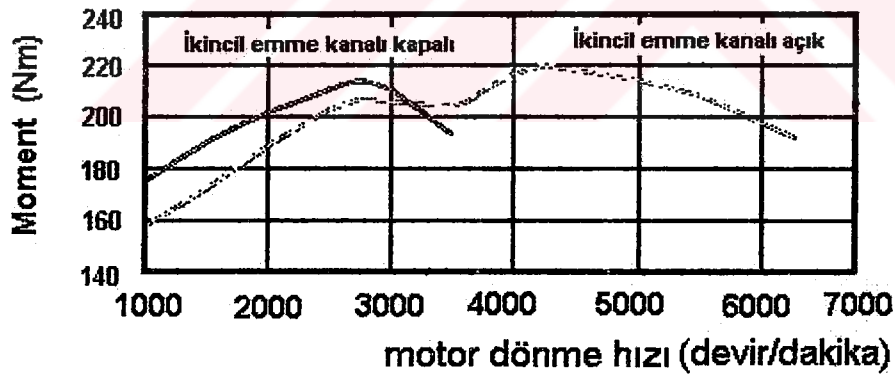
Bugünkü dört supaplı motorlarda yük ve devir sayısına bağlı olarak, emme kanallarından birinin bir kelebek ile kapatılması veya emme supaplarından birinin kapalı tutulması ile supap açılma miktarının değiştirilmesine benzer sonuçlar sağlanabilir (emme kanallarından birinin iptali silindir içinde ilave olarak döngü hareketi (swirl) sağlayacaktır) (Şekil 2.18). Böyle bir sistem (dört supaplı motorda iki emme kanalından birinin kapatılması veya supap açılma miktarının azaltılması) düşük devirlerde emme supabı kesitinden geçen dolgunun kinetik enerjisinden faydalanmayı

sağlayarak, volumetrik verimi, karışım kalitesini iyileştirmekte ve pompalama kayıplarını azaltmaktadır (Şekil 2.19)[50, 51].

Sonuç olarak düşük devirlerde, moment artırılabilir. Sonuç olarak düşük devirlerde, moment artırılabilir.



Şekil 2.18. - Dört supaplı motorlarda, farklı iki kanal kapatma sistemi [50, 51].



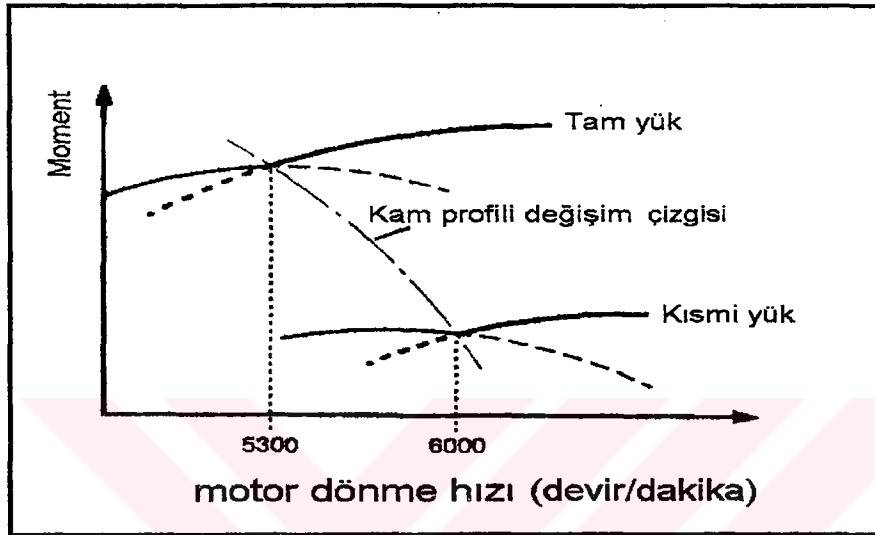
Şekil 2.19. - Şekil 2.18. de sağ taraftaki resimde yer alan motorun ikincil emme kanalının açık ve kapalı pozisyonuna göre tam yükteki motor momentinin hıza göre değişimi [50].

Şekil 2.20.' de ise supap açılma miktarının motor işletme koşullarına göre değişim stratejisinin motor performansına etkisi görülmektedir [21].

Deneysel bir çalışmada, tek silindirli bir motordan elde edilen sonuçların FTP-75 çevrimine uyarlanması ile dört supaplı düzenlemede bir emme supabının durdurularak yakıt tüketiminde %4 azalma sağlanabileceği de hesaplanmıştır [36].

Önemli bir nokta ise çevrim verimini etkileyen ısı kayıplar, yanma hızı ve dolgu değişim işi gibi parametreler üzerinde de etkin olan egzoz gazı resirkülasyon miktarının değişken supap zamanlaması ile ayarlamasının mümkün olabileceğidir.

Egzoz gazı resirkülasyonunun yakıt tüketimine etkisi bölüm 2.3.7’ de ayrıca vurgulanmıştır.



Şekil 2.20.- Supap açılma miktarının motor dönme hızına bağlı bir strateji ile değiştirilmesinin motor performansına etkisi (düşük hızda az açılma-kam profili değişim çizgisinin sol tarafı, yüksek hızda çok açılma-değişim çizgisinin sağ tarafı) [21].

Diğer önemli bir not olarak, dolgu değişiminde, sadece supap sisteminin değil, aynı zamanda emme ve egzoz kanalları boyutlarının da, özellikle motor dönme hızına ve yüküne bağlı olarak işletme koşullarını büyük ölçüde etkilediği belirtilmelidir. Özellikle supap zamanlamasına bağlı olarak emme kanalı içinde oluşan basınç dalgalanmasından kanal boyunun motor dönme hızına göre değişken hale getirilmesi ile pompalama kayıplarını azaltacak ve momentini artıracak yönde faydalanılabilir [52, 53].

2.3.2 Egzoz gazlarının atık enerjisinden faydalanma

Bölüm 2.2’ de Otto çevrimi gösterilmiştir. Bu çevrimde ısının dışarı atımı sabit hacimde gerçekleşmektedir. Ancak, eğer yanmış gazları atmosfer basıncına kadar

genişletirsek, pozitif iş alanı büyüyecektir. Bu ise doğrudan ortalama indike basıncın ve verimin artması demektir.

Bu şekilde oluşturulan çevrim daha önce bölüm 2.3.1' de *emme supabı geç kapanması* başlığı altında vurgulandığı gibi, literatürde Atkinson çevrimi olarak tanımlanmaktadır.

Yapısal olarak pistonlu motorda yanmış gazların dışarı atımından önce, atmosfer basıncına kadar genişletmek mümkün değildir. Ancak egzozdan dışarı atılan bu faydalanılabilir enerjiyi kullanmak için dolaylı bazı yöntem geliştirilmiştir. Böylece Atkinson çevriminde öngörülen atmosfer basıncına kadar genişletme çevrimi elde edilebilir.

Bunlardan bazıları şunlardır.

2.3.2.1 Egzoz türbini ile aşırı doldurma (ETAD)

Egzoz türbini ile aşırı doldurma diesel motorları için gerek birim hacimden elde edilen gücün artırılması (Ortalama efektif basıncının artması) gerekse yakıt tüketiminin azaltılması için çok etkili bir yöntemdir. Bugün binek taşıtlarda kullanılan direkt püskürtmeli ETAD lı Diesel motorlarında % 45 efektif verim elde etmek mümkündür.

Ancak Otto motorlarında ETAD uygulaması, vuruuntu olasılığının sınırlayıcı etkisinden dolayı Diesel motorlarında olduğu kadar yaygınlaşmamıştır. Otto motorlarında ETAD uygulaması efektif verimi artırmaktan çok birim hacimden elde edilen gücün yükseltilmesi amaçlanarak yapılmaktadır.

ETAD uygulanan Otto motorlarında, vuruuntu olasılığına engel olmak için, doğal emişli motorlara göre sıkıştırma oranı düşük tutulmaktadır.

İdeal çevrim dikkate alındığında indike verim açısından kötüleşme görülecektir.

Ancak doğal emişli çevrimin dolgu değişim kısmının (alçak basınç çevrimi) negatif pompalama işi, ETAD durumunda pozitif doldurma içine dönüşmektedir.

Dolgu değişimi sırasında oluşan pozitif iş, Atkinson çevrimindeki genişleme işinin, yüksek basınç çevrimi altına kıvrılmış hali olarak düşünülebilir. Bu pozitif iş, sıkıştırma oranının azalmasından kaynaklanan verim kaybını karşılayabilmektedir.

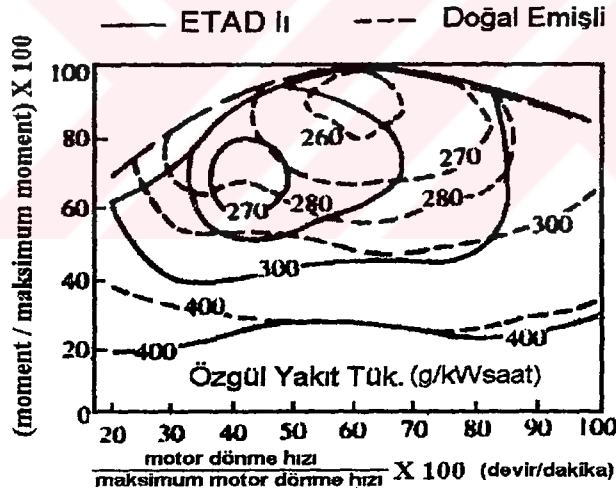
Ayrıca birim hacimden elde edilen güç artacağı için eşdeğer güce sahip doğal emişli bir motora göre ETAD lı Otto motoru daha küçük bir strok hacmine sahip

olacaktır. Öte yandan düşük yük ve hız bölgesinde azalan efektif sıkıştırma oranı, aşırı doldurma ile karşılanabilecektir [54].

Bu etkiler, özellikle düşük yük bölgesinde, ETAD lı Otto motorunun veriminin, doğal emişli motora göre daha iyi olmasını sağlayacaktır (Şekil 2.21)[12, 55] .

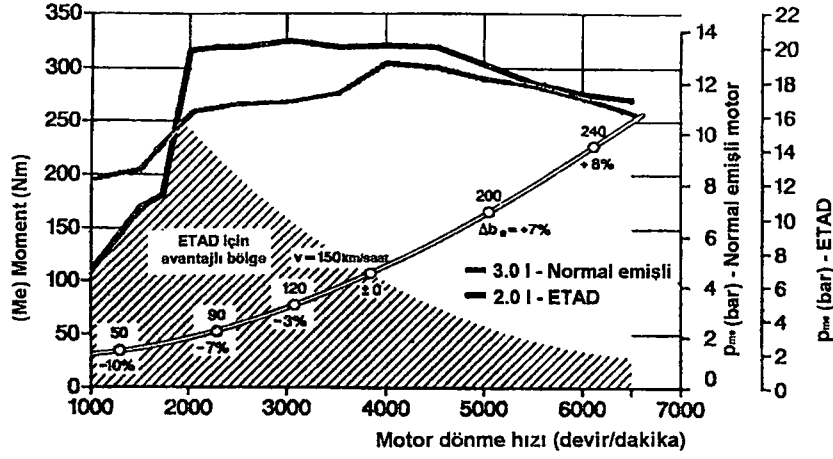
Literatürde rastlanan bir araştırmada, eşdeğer performansa sahip biri doğal emişli diğeri ETAD'lı iki farklı taşıt ile yapılan deneyler, FTP 75 çevriminde ETAD ile %19 yakıt tüketiminde azalma sağlanırken, denek sürücüler ile yapılan karşılaştırmalarda, ETAD ile aşırı doldurmalı motor lehine ancak %3 mertebesinde iyileşmenin sağlandığı tesbit edilmiştir. Bu farkın nedeni olarak, sürücünün kullanım sırasında daha çok konforu dikkate alması ve bu yüzden ETAD'lı motorun yakıt tüketiminde sağlayabileceği iyileşme potansiyelini kullanmaması gösterilmektedir [45].

Bu sonuç ise, yakıt tüketimini azaltma çalışmalarında, sadece motor veya standart çevrimli taşıt deneylerinin gerçekte sağlanabilecek iyileşmeyi yansıtmadığını göstermek açısından ilginçtir.



Şekil 2.21. - ETAD lı ve doğal emişli eşdeğer iki motorun motor dönme hızı ve yüküne bağlı, özgül yakıt tüketimi eğrileri [12].

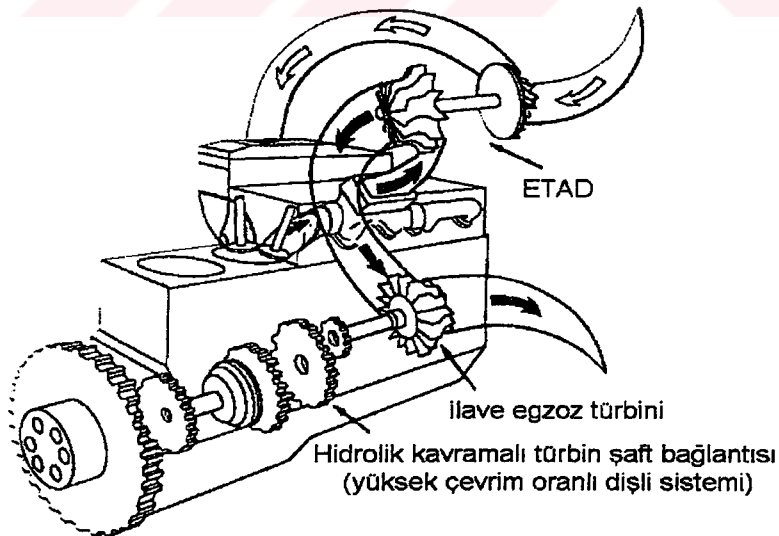
Şekil 2.22.' de eşdeğer performansa sahip biri 3 l strok hacimli dört supaplı doğal emişli, diğeri 2 l strok hacminde dört supaplı ETAD lı iki motorun yakıt tüketim haritaları verilmiş olup aşırı doldurmalı motor ile 150 km/saat lik sabit hıza (yaklaşık %30'luk kısmi yük) kadar daha az yakıt tüketimi sağlanabileceği görülmektedir [57].



Şekil 2.22. - 3.0 l strok hacimli normal emişli ve 2.0 strok hacimli ETAD lı iki motorun, eşdeğer seyir koşullarında taşıt yakıt tüketimi [57].

2.3.2.2 Egzoz türbini ile ilave tahrik (Turbocompound)

Egzoz türbini ile egzoz atık enerjisinden faydalanarak dolgunun silindire giriş basıncının artırılmasının yanı sıra, türbinin belli bir çevrim oranı ile motor miline bağlanması, egzoz atık enerjisinin doğrudan faydalı güce dönüştürülmesini sağlar (Şekil 2.23).



Şekil 2.23. - Egzoz türbini ile ilave tahrik [58].

Doğal emişli Otto motoru ile yapılan deneylerde egzoz türbininin ilave tahrik elemanı olarak kullanılması yakıt tüketiminde %7 ye kadar iyileşme sağlanabileceği görülmüştür [58].

Aynı çalışmada egzoz türbini ile aşırı doldurma yapılan Otto motorunda türbini ilave tahrik elemanı olarak kullanmanın yakıt tüketimi yönünden fayda sağlamayacağı belirtilmektedir.

Ayrıca çok düşük yük durumlarında ilave tahrik türbininin, egzoz karşı basıncını arttırmamasından dolayı, yakıt tüketimini olumsuz yönde etkilediği görülmektedir. Bu nedenle ancak yüksek yüklerde devreye giren bir türbin ünitesinin faydalı olacağı anlaşılmaktadır.

Ancak Otto motorlarının kullanıldığı taşıtlarda, konumuz olan kısmi yük bölgesi motor çalışma aralığının çok büyük bir bölümünü kapsadığı için, yakıt tüketiminde azalma beklendiği oranda olmayacaktır.

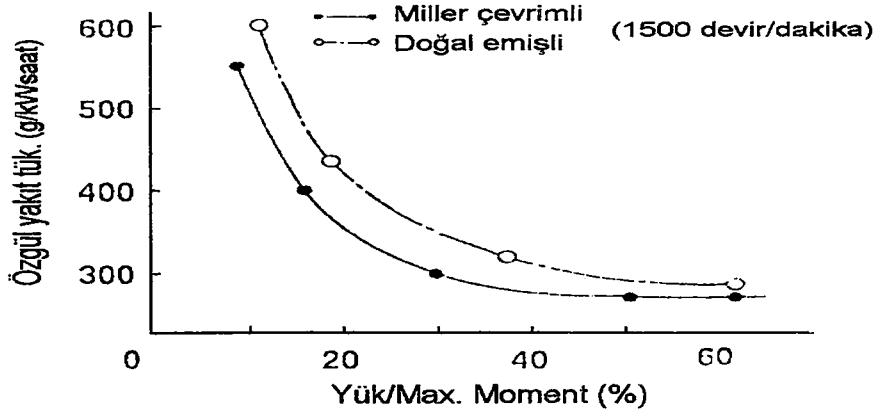
Egzoz enerjisinden faydalanmak için literatürde bir buhar çevriminin ilave edilebileceğinden ve bunun egzoz karşı basıncını egzoz türbini kadar olumsuz etkilemeyeceğinden söz edilmekteyse de, Otto çevrimli motorlar için herhangi bir fizibilite çalışmasına rastlanmamıştır [59].

2.3.2.3 Aşırı doldurma ile değişken supap zamanlaması (Miller çevrimi)

Aşırı doldurma yapılan bir motorda silindir içindeki basınç artışını sınırlamak amacıyla emme supabını erken veya geç kapatarak silindir içine sokulan dolgu miktarını azaltma yoluna gidilmesi fikri, ilk defa R. H. Miller tarafından ortaya atılmıştır.

Miller çevrimi olarak adlandırılan bu çalışma şekli başlangıçta sadece Diesel motorlarına uygulanmış, ancak daha sonraları gaz motorlarında ve son zamanlarda Mazda firması tarafından benzin yakıtlı Otto motorlarında da kullanılmaktadır [55, 60].

Mazda tarafından geliştirilen motor, mekanik aşırı doldurmaya sahip olup, emme supabı AÖN dan 70° sonra açılmaktadır (supap zamanlaması değişken değildir). Bu motor eşdeğer momente sahip doğal emişli bir Otto motoru ile karşılaştırıldığında, kısmi yüklerde % 10 - 15 arasında yakıt tüketiminde iyileşme ölçülmüştür (Şekil 2.24).



Şekil 2.24. - Miller çevrimli Otto motorunun, doğal emişli eşdeğer performansta diğer bir Otto motoru ile, özgül yakıt tüketiminin sabit hız, değişken yük koşullarında karşılaştırması [60].

Mazda'nın geliştirdiği sistem değişken supaplı olmadığı için Miller tarafından önerilen sistemden farklıdır, ancak efektif sıkıştırma oranını düşürmek yönünden Miller çevrimine bir örnek oluşturmaktadır.

Ancak daha sonra aynı firma tarafından yapılan bir yayında yer alan ve doğal emişli miller motoru olarak nitelenen motor, ikincil supap sistemli bir yapıya sahip olup, Miller çevrimi ile ilgisi yoktur [61].

2.3.3 Silindirin ısı izolasyonu (adyabatik motor)

Özellikle 80 li yılların ortasından beri başta ABD olmak üzere, motor teknolojisi geliştiren bir çok ülke ve firmada Diesel motorlarında yanma odasının seramik esaslı malzemeler ile yalıtılmış olduğu, adyabatik motor çalışmaları yapılmaktadır.

Ancak Otto motorunun yanma odası cidar sıcaklığının, vuruntu olasılığından dolayı, sınırlandırılması gerektiğinden, silindirlerin ısı izolasyonu, herhangi bir uygulama alanı bulamamaktadır. Öte yandan egzoz türbini ile aşırı doldurmalı Otto motorlarında, egzoz manifoldunun türbine kadar olan kısmı yalıtılarak, türbin enerjisinin artırılması sağlanabilir. Bu ise zaten aşırı doldurmanın yaratacağı vuruntu ihtimalini azaltmak için sıkıştırma oranını düşürme gereksinimini artıracığından, toplam verimde bir artış olması söz konusu olmamaktadır [58].

2.3.4 Değişken sıkıştırma oranı

Bölüm 2.2.1’ de gösterildiği gibi, ideal Otto - hava çevriminin indike verimi sadece sıkıştırma oranına bağlıdır ve bu oran arttıkça, verim artmaktadır.

Daha önce değinildiği gibi, ideal çevrim ile gerçek çevrim arasındaki farklar nedeniyle, gerçek çevrimin indike verimi daha düşük olmaktadır. Ayrıca sürtünmeler ve motor yardımcı donanımlarından dolayı, krank milinde efektif verim (güç) biraz daha düşecektir.

İlk anda gerçek motorda da, verimin sıkıştırma oranına göre değişiminin aynı eğilimi göstereceği düşünülebilir.

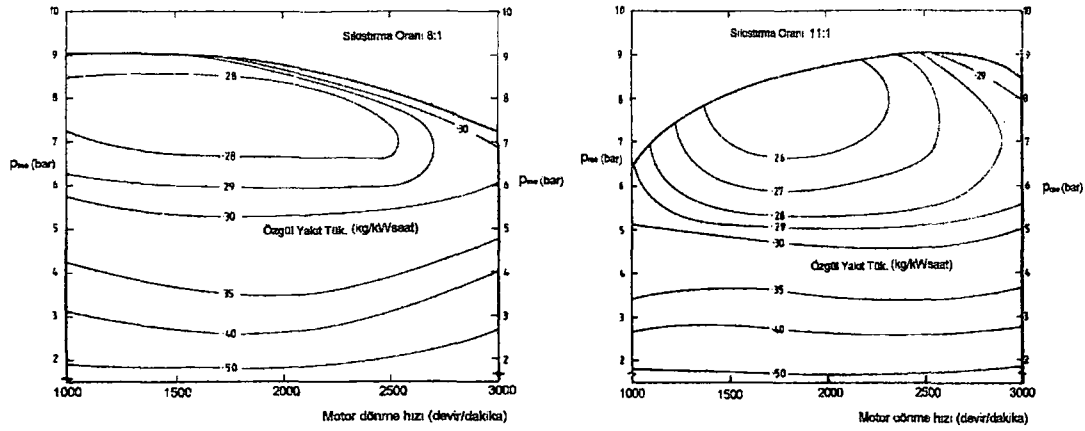
Bu beklentinin gerçekte doğrulanmamasının, yani sıkıştırma oranına bağlı olarak verimin artışının gerçek çevrim ile ideal çevrimde aynı eğilimde olmamasının dört ana nedeni vardır ve bu nedenlerin motor geometrik özelliklerine göre etki ağırlıkları değişmektedir [62, 63, 64].

-Sıkıştırma oranı arttıkça Ü.Ö.N. civarında yanma odası yüzey alanının, yanma odası hacmine oranı büyümektedir. Aynı zamanda yanma sonu sıcaklığı arttığı için çeper ile olan sıcaklık farkı artmaktadır. Bu yüzden çevrimin en yüksek sıcaklık bölgesinde ısı iletimi artarak, indike verim düşmektedir.

-Sıkıştırma sonu sıcaklığı ile beraber yanma sonu sıcaklığı da artacağı için kimyasal parçalanmalar da (disosiyasyon) artarak, en yüksek sıcaklık ile basıncın sınırlanmasına ve böylece indike verimin artış hızının azalmasına neden olmaktadır [64].

-Yüzey / Hacim oranının sıkıştırma oranına bağlı olarak artması ile soğuk çeperlerden kaynaklanan HC emisyonu artmakta ve beraberinde yanma verimi düşmektedir.

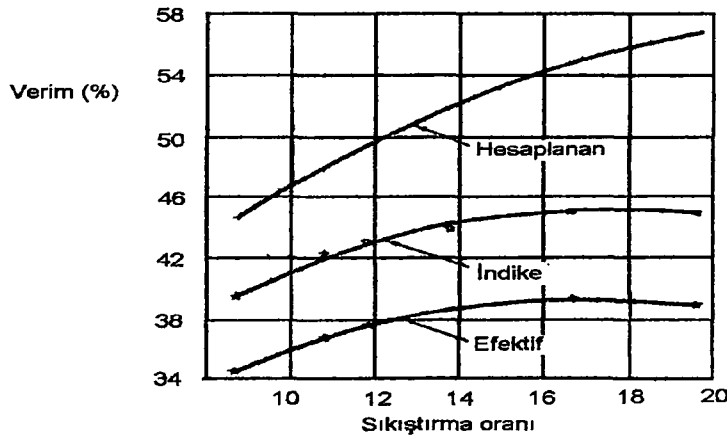
-İndike verimin sıkıştırma oranı ile artışını sınırlayan diğer bir neden ise, ateşleme avansının sıkıştırma oranı arttıkça vuruntu oluşumuna engel olmak için azaltılması ve bu yüzden maksimum basıncın düşmesidir (Şekil 2.25.) [63].



Şekil 2.25. - Sıkıştırma oranı ve vuruntu sınırına göre, ateşleme avansı optimize edilen, eş iki motorun çalışma haritaları [63].

-Bu maddelere ilave olarak sıkıştırma oranı artışı ile yanma odasında oluşan yüksek basınç, segmanların ve yatakların neden olduğu sürtünme kayıplarını artırdığından, efektif verimin düşmesine neden olur.

Ancak sıkıştırma oranının verim üzerinde bütün bu olumsuz etkileri, Otto motorlarında söz konusu olan $\epsilon = 8-11$ arasında fazla belirgin olmayıp, bu etki yanma odası özelliklerine bağlı olarak yaklaşık $\epsilon = 12-16$ dan sonra ortaya çıkmaktadır. Bu düşünce 1959 yılında yayınlanan ve ABD de GM firması tarafından sıkıştırma oranının motor performansına etkisini inceleyen makalede de doğrulanmaktadır (Şekil 2.26.)[65].



Şekil 2.26. - Farklı sıkıştırma oranlarında hesaplanan, indike ve efektif verim (Tam yükte, 2000 devir/dakika) [65].

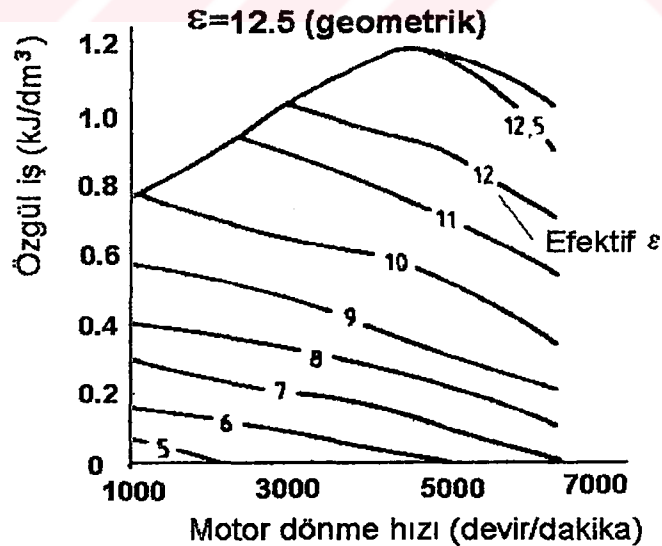
Bilindiği gibi Otto motorunda sıkıştırma oranını belirlemede esas sınır vuruntu olasılığı ile belirlenmektedir.

Otto motorunda vuruntu meyli en fazla tam yük bölgesinde sıkıştırma oranını sınırlamaktadır.

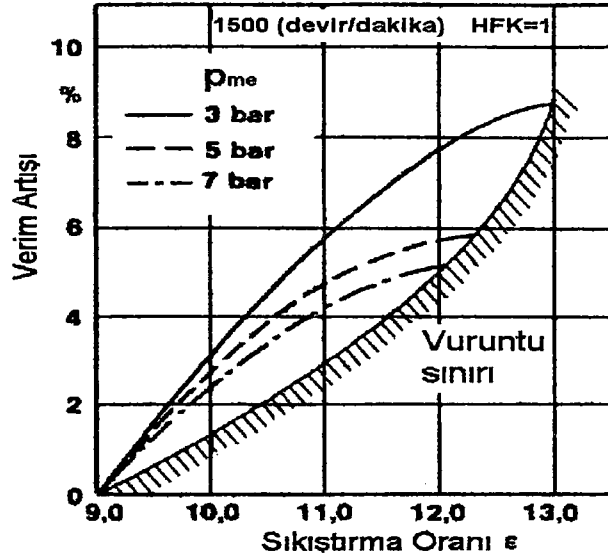
Bugün taşıt motoru olarak kullanılan Otto motorları, daha önce de değinildiği gibi ömürlerinin büyük bölümünü kısmi yük şartlarında geçirmektedirler ve bu işletme koşullarında sıkıştırma oranını vuruntu olasılığı olmaksızın artırarak indike verimi yükseltmek mümkündür.

Bunun sebebi düşük yük ve hız bölgesinde gaz keleşinin kapalı olmasından dolayı emme kanalında basıncın düşmesi ve beraberinde efektif sıkıştırma oranının azalmasıdır (Şekil 2.27.)[54].

Böyle bir uygulama özellikle taşıt gibi değışken yük altında çalışan motorlarda faydalı olabilir. Şekil 2.28.' de bir Otto motorunda yüke (ortalama efektif basınç - p_{me}) ve sıkıştırma oranına bağı efektif verimde sağlanabilecek artış bir örnek motor için gösterilmiştir [66].



Şekil 2.27. – Motor yüküne ve dönme hızına bağı olarak efektif sıkıştırma oranı [54].

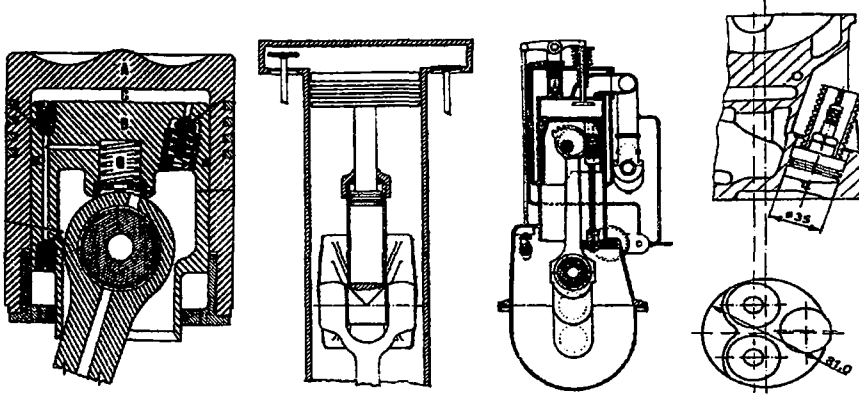


Şekil 2.28. - Ortalama efektif basınç (yük) ve sıkıştırma oranına bağlı olarak vuruntu oluşmadan sağlanabilecek verim artışı [66].

Yük durumuna göre sıkıştırma oranını değiştirebilen (yük azaldıkça sıkıştırma oranı artırılan) motorlar üzerinde uzun yıllardır çalışmalar yürütülmekte olup, Wallace ve Lux' un çalışmasında ABD de alınmış ilk patent konusu olan tasarımlara ait resimler yer almaktadır [67]. Sıkıştırma oranını değişken yapabilmek için geliştirilen sistemler kendi içlerinde beş ana gruba ayrılmaktadırlar .

- Piston yüksekliği değişken.
- Silindir kafasında değişken ilave yanma odası.
- Yüksekliği değişen silindir.
- Krank biyel mekanizması değişken.
- Biyel kolu değişken.

Şekil 2.29. da bu değişken sıkıştırma oranlı motor tiplerinden belli başlıları gösterilmiştir.



Şekil 2.29. - Değişken sıkıştırma oranlı motor için, farklı mekanizmaların tasarımları [67, 68].

Adams ve diğerleri tarafından yapılan deneysel çalışmada, değişken sıkıştırma oranlı motorda hızın, yükün ve hava fazlalık katsayısının farklı sıkıştırma oranlarında verim ve kayıplara olan etkisi incelenmiştir ve tablo 2.1.' de özetlenmiştir [68].

Tablo 2.1. - Adams ve diğerlerinin geliştirdiği değişken sıkıştırma oranlı motorun verimi etkileyen parametreleri [68].

Motorun incelenen parametresi	Kayıplar	Efektif verim
Dönme Hızı 1500 - 5000 (devir/dakika)	-Hız arttıkça kaçak kayıpları azalmakta -Soğutma kayıpları hız arttıkça azalmakta, sıkıştırma oranı arttıkça artmakta	Soğutma kayıplarının sıkıştırma oranı arttıkça artmasına rağmen $\epsilon = 14'$ e kadar efektif verim artmakta.
Yük 2 - 6 bar	-Soğutma kayıpları yük arttıkça azalmakta, yüksek yüklerde sıkıştırma oranına göre artış durmakta ve azalma görülmekte (kimyasal parçalanma). -Yük arttıkça sıkıştırma oranına bağlı olarak kimyasal parçalanma arttığından yanma verimi düşmekte.	-Yük arttıkça sıkıştırma oranının artmasına bağlı olarak efektif verim düşmekte.
Hava fazlalık katsayısı (λ) 1 - 1.3	- Sıkıştırma oranı arttıkça hava fazlalık katsayısının artması sonucu kimyasal parçalanmadan doğan yanma verimindeki düşme karşılanmakta ve toplam verimdeki düşüş azalmakta .	- Karışım fakirleştikçe efektif verim $\epsilon = 15'$ e kadar artmakta.

Aynı çalışmada standart bir motor kafası değiştirilerek, değişken sıkıştırma oranlı hale dönüştürülmüştür. Ateşleme avansı optimum (en yüksek moment veren ve vuruntu oluşturmeyen ateşleme avansı) seçilerek, sıkıştırma oranının yük ve hıza bağlı değişim stratejisi oluşturulmuştur. Şekil 2.30.' da bu motorun işletme haritası standart motora göre karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

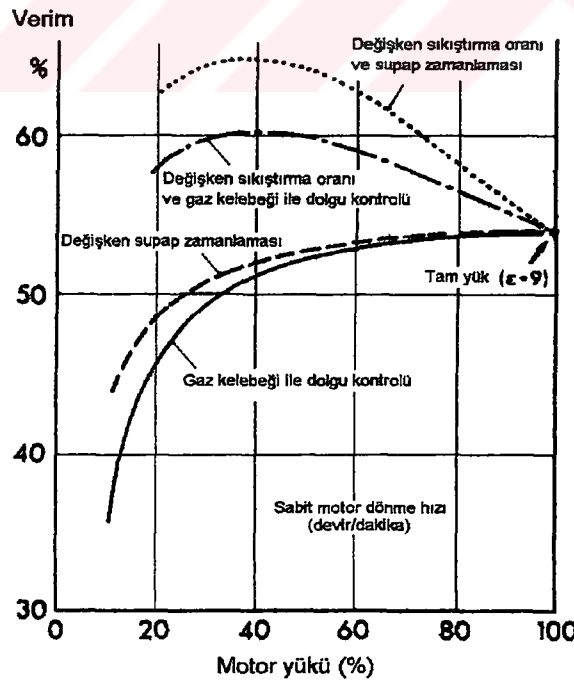
Yüksek basınç çevrimindeki düşüş, emme supabının erken kapanıp silindir içinde emme sonu basıncının ve buna bağlı olarak sıkıştırma basıncının düşmesinden veya diğer bir deyişle efektif sıkıştırma oranının düşmesinden kaynaklanmaktadır.

Dolgu değişiminin azalan iş kaybından yeterince faydalanılmasını engelleyen bu durum karşısında, silindir içindeki dolgunun, sıkıştırma sonu basıncı düştüğü için vuruntu olasılığı olmaksızın supap zamanlaması ile beraber sıkıştırma oranının da değiştirilmesi düşünülmüştür [39, 69, 70].

Böylece kısmi yükte emme supabı erken kapanmasının yüksek basınç çevrimi üzerindeki etkisi olumsuzdan olumluya dönüştürülebilecek ve sadece erken emme supabı kapanması ile sağlanan verim artışından, daha da iyi sonuçlar elde edilecektir.

Bu iki değişkenin Otto motorunun kısmi yükte çalışması halinde ayrı ayrı ve beraber indike verimi arttırmada ne kadar bir potansiyele sahip oldukları Walzer ve diğerleri tarafından bir termodinamik analiz programı yardımıyla gösterilmiştir (Şekil 2.31.) [69].

Emme supabının geç kapatılması ile yük kontrolünde, ilave olarak sıkıştırma oranının artırılması işlemi, bölüm 2.3.1' de "Otto - Atkinson çevrimi" olarak isimlendirilerek, anlatılmıştır.



Şekil 2.31. - Sıkıştırma oranı ve supap zamanlamasının ayrı ayrı ve beraber indike verim üzerindeki etkileri (hesap ile) [69].

2.3.6 Fakir karışımli kademeli dolgulu motor

Motorlarda karışımın fakirleştirilmesinin özellikle kısmi yüklerde verimde artış, yani yakıt tüketiminde azalma sağlayacağı B.Hopkinson ve H.R. Ricardo gibi motor araştırmacıları tarafından bu yüzyılın başında deneysel olarak belirlenmiştir [71].

Verimdeki artışın nedeni olarak ta fakir karışımın yanması sonucu silindir içi sıcaklığın düşeceği, buna bağlı olarak özgül ısıların ve ısı transferinin düşeceği, kimyasal parçalanmanın meydana gelmeyeceği gösterilmiştir. İlave olarak yük ayarı için gerekli gaz kelebeği açıklığı artacağından pompalama kayıplarının azalacağı belirtilmiştir.

Kademeli dolgulu benzin motoru konusundaki çalışmalar çok önceleri başlamış olup, birbirinden farklı çeşitli tasarımlar geliştirilmiştir.

Kademeli dolgulu benzin motorunda karışım buji etrafında zengin, bujiden uzaklaştıkça fakirleşen bir şekilde hazırlanmaktadır. Yanma odasındaki karışımın toplam hava fazlalık katsayısı ise fakir bölgededir. Böylece kademeli dolgulu benzin motorunda yük ayarı kısmen, Diesel motorlarında olduğu gibi, gaz kelebeği olmaksızın, karışımın kalitesi değiştirilerek ayarlanmaktadır (yük azaldıkça karışım fakirleştirilmektedir). Bu ise dolgu değişimi sırasındaki gaz kelebeğinin kısılmasından kaynaklanan kayıpları ortadan kaldırarak kısmi yüklerdeki verimi arttırmaktadır.

Kademeli dolgulu motorlar kendi içlerinde iki sınıfa ayrılmaktadırlar.

Birinci tip kademeli dolgulu motorlarda karışım silindir dışında hazırlanır.

İkinci tip kademeli dolgulu motorlarda Diesel motoruna benzer olarak karışım silindir içinde hazırlanır.

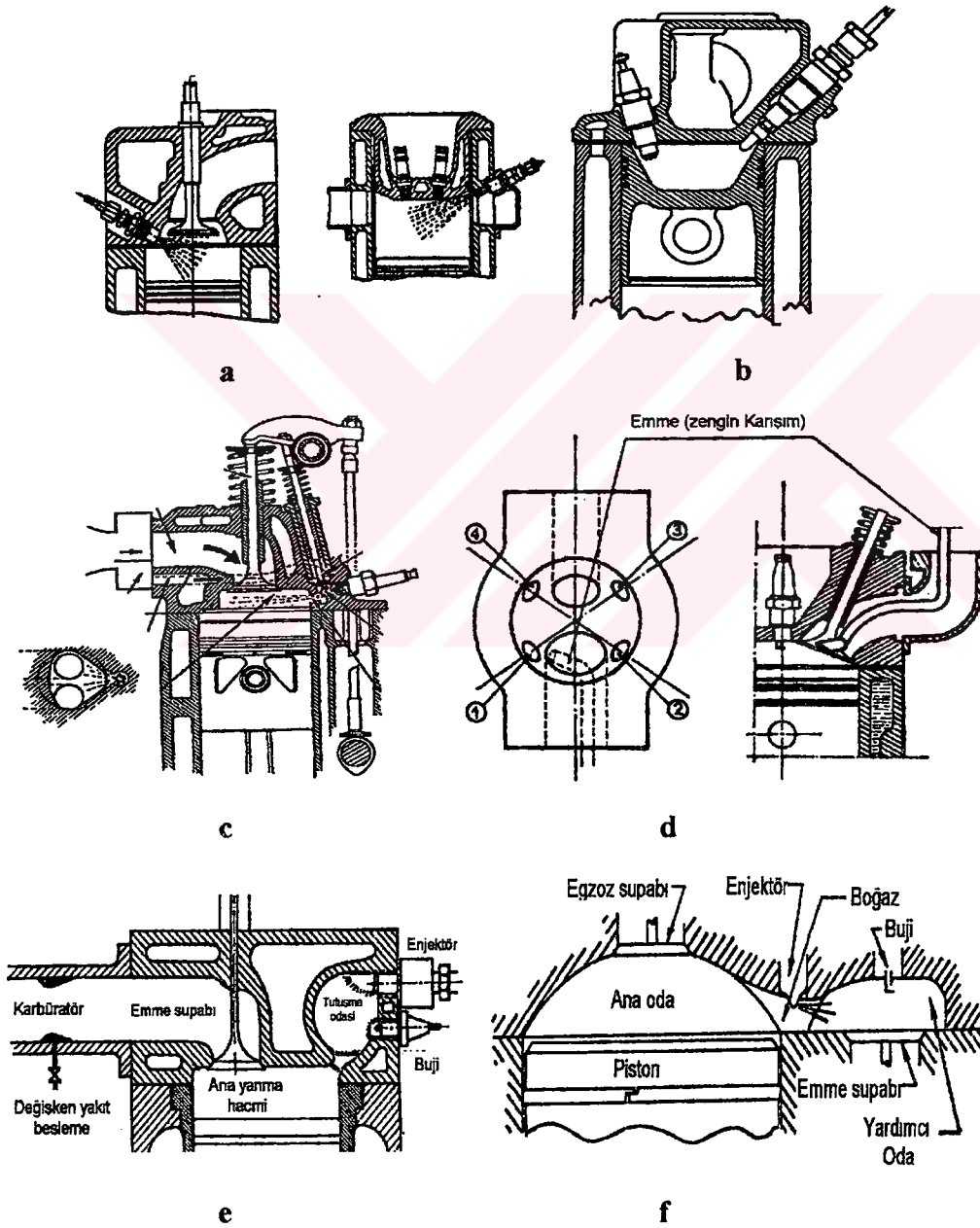
Birinci tip kademeli dolgulu benzin motorunun ilk öncülerinden biri 1920 li yılların başında yapılan Ricardo motorudur [72]. Ricardo motorunda silindir kafası çatı tipi olup, orta noktasında bir ventüri geçişi ile bujinin de yer aldığı ön odaya bağlanmaktadır. Ön yanma odasında bulunan bir supap emme sırasında açılarak zengin karışım içeri alınmaktadır. Ana yanma odasında bulunan emme kanalından ise sadece hava emilmektedir.

Birinci tip kademeli dolgulu benzin motoruna daha sonraki bir örnek ise 1960 ların başında Rusya da geliştirilen GAZ - 52 motorudur .

IFP (Institute Francais de Petrol) ve Renault tarafından ortaklaşa gerçekleştirilen motorda ise zengin karışım emme kanalının ortasından geçen bir kanaldan emme supabının arkasına kadar getirilmektedir .

İkinci tip kademeli dolgulu motorlarda karışımı silindir içinde hazırlamak amacıyla, hemen her zaman yakıt püskürtme sistemleri kullanılır (direkt püskürtme).

Bu tipe örnek oluşturan ilk motorlar Hesselman, Schlamann, Broderson, Mercedes - Benz olarak verilebilir [72].



Şekil 2.32. - Kademeli dolgulu Otto motorlarının ilk uygulamaları (a-Mercedes Benz, b-Hesselman, c-GAZ, d-IFP, e-Schlamann, f-Broderson)[72].

1960 lı yılların sonunda ve 70 li yıllarda kademeli dolgulu motorlar yeniden hatırlanmıştır.

Aynı dönemde yeni bir buluş olan, Wankel motoru kademeli dolgu prensibi için yeni bir uygulama alanı yaratmıştır. Wankel motorunun yanma odası geometrisinin homojen karışıma çok elverişli olmaması, ancak doğasından gelen yanma odası içindeki hava hareketleri kademeli dolgu için uygun bir zemin oluşturmaktadır. Wankel motorunda kademeli dolgu konusunda yapılan ilk çalışmalar Curtis Wright ve Mercedes tarafından yürütülmüştür ve bu çalışmalar ikinci tip kademeli motorlar sınıfına girmektedir. Aynı dönemde klasik silindirli motorlar alanında Texaco - TCCS, Honda CVCC, Ford Proco, Porsche SKS, GM-EFI, VW-PCI gibi bazı örneklerde geliştirilmiştir.

TEXACO - TCCS (Texaco Controlled - Combustion System) :

Bu sistem için patent 1949 yılında Texaco firması tarafından alınmış olup, ikinci tip kademeli dolgulu motorlar sınıfına girmektedir. Silindir içine sadece hava dönme hareketi (swirl) verilerek sokulmaktadır. Havanın dönme hareketi yönünde yakıt püskürtülmekte ve buji enjektörün hemen önünde yer almaktadır. Bu sistem doğal emişli veya aşırı doldurmalı uygulandığı gibi çok çeşitli yakıt tipleri ile çalışabilmektedir [73, 74, 75].

Honda CVCC :

Birinci tip kademeli motorlar grubuna girip ön yanma odalıdır. Ön yanma odasında bulunun ikinci emme kanalından zengin karışım emilerek buji ile ateşlenir ve alev cephesi ana yanma odasındaki birinci emme kanalından içeri sokulan fakir karışımı tutuşturur [75, 76].

Ford PROCO :

İkinci tip kademeli bir motor olup, piston üzerindeki oyuk hacmine püskürtme yapılmakta ve buji veya bujiler (iki bujili olan çalışmalar da var) enjektöre yakın konumdadır. Sıkıştırma oranı 11 olan bu motorun eşdeğer stokiyometrik Otto motorlarına göre özgül gücü düşüktür (22 kW/l) [75, 76].

Porsche SKS :

Birinci ve ikinci tip kademeli motorların birleşimine bir örnektir. Ana yanma odası içine dolgu girişi sırasında emme kanalından az miktarda yakıt püskürtülmekte

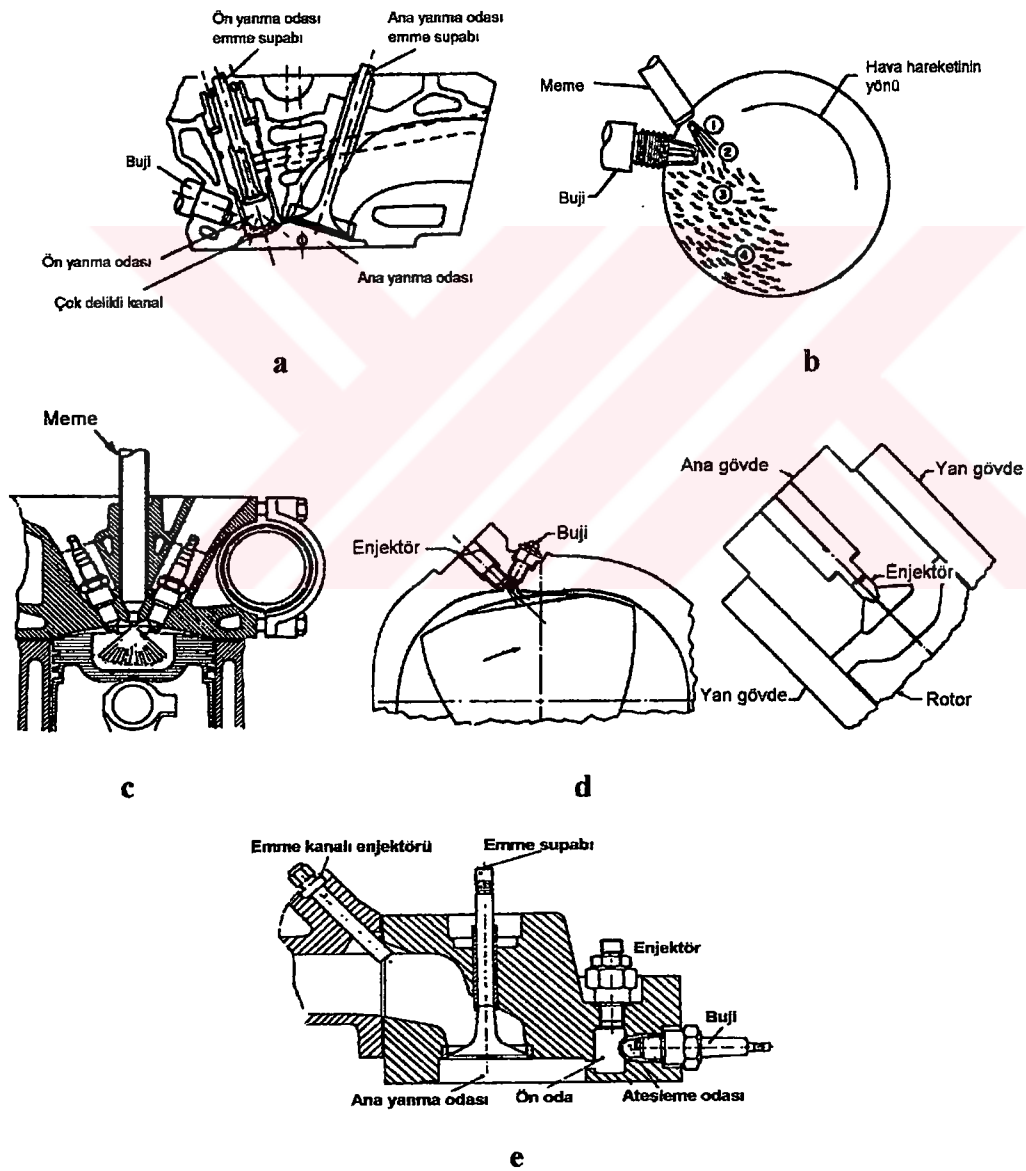
ve tutuşturma için ön yanma odasında direkt yakıt püskürtülerek buji ile tutuşturulmaktadır. ABD FTP çevriminde % 3-5 arasında yakıt tkretiminde azalma sağlanabildiği bildirilmiştir [75, 76].

GM EFI:

Yapı olarak Porsche - SKS motoruna benzer ancak emme kanalındaki fakir karışım bir karbüratör ile sağlanır [75].

VW - PCI :

Yapısal zellikleri GM-EFI ile aynıdır [75].



şekil 2.33. - 1960 ve 70 li yıllarda geliştirilen kademeli dolgulu Otto motorları (a-CVCC, b-TEXACO, c-PROCO, d-WANKEL, e-SKS)[73, 74, 75, 76].

Ancak 70 li yılların ortasından itibaren başta ABD de olmak üzere egzoz emisyonlarına getirilen sınırlamaların ancak üç yollu katalizatör teknolojisi ile sağlanabileceği ortaya çıktığından, fakir karışimli motorlar ham egzoz emisyonlarının homojen karışimli motorlara göre iyi olmasına rağmen, hava fazlalık katsayısının 1 den büyük olması ve bu nedenle üç yollu katalizatör kullanımına uygun olmaması nedeniyle uygulama şansını yitirmiştir.

1980 lerin ortasından sonra biraz daha farklı bir yaklaşım ile kademeli dolgulu fakir karışimli Otto motorlar tekrar gündeme gelmiştir.

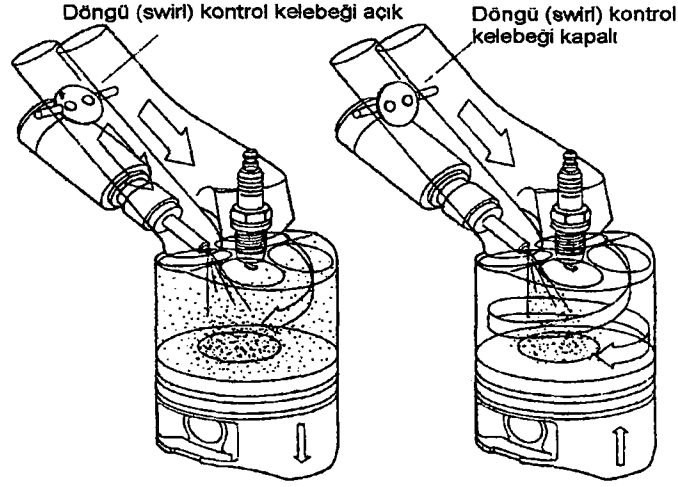
Daha önce sınıflandırıldığı gibi, gerek emme kanalına yakıt püskürtmeli (birinci tip) ve gerekse direkt püskürtmeli (ikinci tip) kademeli dolgulu motorların her ikisi de son dönemdeki çalışmalarda yer almaktadır.

Birinci tip kademeli dolgulu motorlar bu dönemde çoğunlukla, son zamanlardaki standart motorlarda supap sayısının artışına bağlı yeni bir yöntemle tasarlanmaktadır.

Buna göre, motor kısmi yükte fakir karışım ile çalıştırılacağı zaman, yakıt hava karışımı iki emme kanalından sadece birinden silindir içine sokulmaktadır veya emme kanalları fakir karışımı kademelendirme sağlayan dolgu hareketi yaratacak şekilde boyutlandırılmaktadır.

Bunu sağlamak için öncelikle çok supaplı motorlarda emme supaplarına gelen kanallar birbirinden ayrı olarak tasarlanmaktadır [77 - 84]. Literatürde bu tip fakir karışimli motorların Mercedes, Honda, Toyota, Mitsubishi, Nissan, Kia, Volvo, Ricardo gibi bazı motor üretici veya geliştirici firmalar tarafından tercih edildiği ve bazılarının seri üretime uygulandığı (Toyota, Mitsubishi) görülmektedir.

Toyota firmasının 1990 yılında piyasaya sürdüğü fakir karışimli motor dört supaplı olup, yakıt emme kanalına enjektör ile püskürtülmekte ve enjektör önünde bir türbülans yaratıcı kelebek bulunmaktadır. Bu motor kısmi yükte $\lambda=1.5$, ivmelenme ve tam yükte ise $\lambda=1$ ile çalışmaktadır. 4000 (devir/dakika) nın altındaki hızlarda iki emme supabından dönme hareketi yaratan kanal açık olup diğer düz kanal kelebek ile kapatılmakta ve böylece fakir karışım için genelde hava hararetinin sağlanmasının yanı sıra gaz kelebeği daha açık bir konuma getirildiğinden pompalama kayıpları da azaltılmaktadır (Şekil 2.34.) [85].



Şekil 2.34. - Toyota dört supaplı kademeli dolgulu fakir karışimli Otto motoru (emme kanallarından biri dönme hareketi sağlayacak şekilde tasarlanmış ve kelebek yerleştirilmiştir) [85].

Direkt püskürtmeli kademeli dolgulu fakir karışım motorları ile $\lambda = 2.5$ (4), emme kanalına püskürtmeli olanlar ile $\lambda = 1.6$ ya kadar ulaşmak mümkündür.

Bu konuda yapılan bir çalışmada, çeşitli silindir içi radyal hava dönme oranları (swirl ratio) ve sönme bölgesi (quenching area) kriterleri ile üç supaplı bir motorda iki emme supabından biri devredışı bırakılarak fakir karışım ile çalışma koşulları araştırılmıştır [77].

Emme kanalına püskürtme ile motorun düzgün çalışması ve emisyonlar açısından olumlu sonuç alınabilmesi için dört önemli parametre vardır.

- Kısmi yükte yüksek dolgu hızı
- Yüksek enerjili ateşleme sistemi
- Emme kanalı geometrisi gözetilerek uygun konumlu buji
- Silindir içinde kademeli dolgu oluşturmak üzere uygun hareketi yaratacak yanma odası geometrisi.

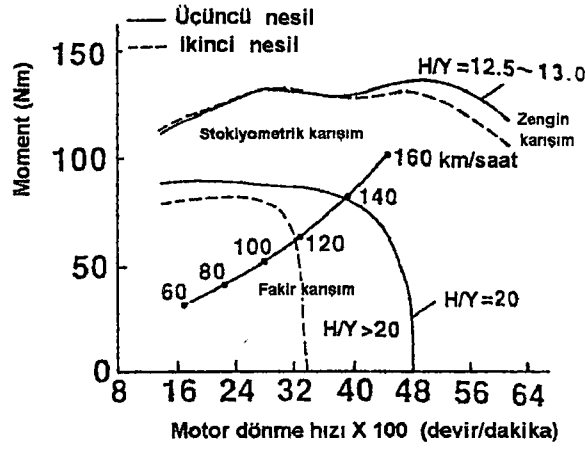
Adı geçen makalede baz alınan motora karşılık optimize edilmiş fakir karışimli motor ile sağlanan yakıt tüketimindeki azalma ise tablo 2.3.' deki gibidir.

Tablo 2.3. - Birinci tip (emme kanalına yakıt püskürtmeli) fakir karışumlu bir Otto motorunun işletme koşullarına bağlı olarak, eşdeğer standart bir Otto motoruna göre, yakıt tüketiminde sağladığı azalma [77].

Motorun işletme koşulları	$\lambda > 1.5$ ile $\lambda = 1'$ e göre sağlanan yakıt tüketimindeki azalma (%)
Avrupa şehir içi + otoyol çevrimi	8
90 km/saat sabit hız	9
120 km/saat sabit hız	10

Honda firması daha önce geliştirdiği ve dört supaplı motorlarına uyguladığı değişken açılabilir supap mekanizmasını (VTEC) fakir karışumlu motor tasarımı için bazı değişiklikler yaparak dolgu hareketinin silindir içine girişini optimize ederek kullanmıştır. Emme supaplarından bir tanesi kısmi yükte fakir karışım ile çalışma koşulları için hidrolik bir pim mekanizması ile çok az açılma yapması sağlanarak, dolgunun silindir içinde radyal olarak döngü hareketi (swirl) yapacak şekilde girmesi sağlanmaktadır. Karışımı fakirleştirebilmek ve düzgün çalışmayı sağlayabilmek için dolgunun silindir eksenini boyunca kademelendirilerek, piston tarafında fakir, silindir kafası tarafında zengin karışım elde edilmeye çalışılmıştır. Bunun için püskürtme işlemi emme supabı açıldıktan yaklaşık 70° KMA sonra başlatılmakta ve ilk anda sadece hava emilmesi sağlanmaktadır. Motor $\lambda = 1.5$ değerine kadar düzgün çalışacak şekilde fakirleştirilebilmekte ve yaklaşık 40 km/saat sabit hızda stokiometrik motora göre yakıt tüketiminde %12 lik bir azalma sağlanmaktadır [80].

Toyota firmasının 1984 yılından beri geliştirdiği ve bazı seri üretim taşıtlarında kullandığı fakir karışumlu motorunda silindir başına dört supabı bulunmakta olup emme kanallarından birinde bulunan bir kelebek yardımıyla kısmi yüklerde fakir karışım için gerekli olan dolgu hareketi sağlanmaktadır (üçüncü nesil fakir karışumlu motor). Adı geçen üçüncü nesil fakir karışumlu motor ile donatılan taşıt deneylerinde, standart motora göre 60 km/saat sabit hızda %10, Japon mode 10-15 testinde %9 yakıt tüketiminde azalma sağlanmıştır. Motor yaklaşık $\lambda = 1.5$ değerine kadar fakirleştirilebilmekte olup şekil 2.35.' de motor işletme stratejisi ve fakir karışım bölgesi gösterilmiştir [79].



Şekil 2.35. - İkinci ve üçüncü nesil Toyota fakir karışımlı motorlarına ait işletme haritaları [79].

AVL firması tarafından geliştirilen ve motorda iki supaplı bir motor baz alınmış ve emme kanalı dolgunun silindir içinde radyal dönme hareketi yaratacak şekilde boyutlandırılmıştır. Motor $\lambda = 1.4$ e kadar düzgün çalışmaktadır. Piston üzerinde bir oyuk bulunmakta olup, ateşleme sistemi yüksek enerjili seçilmiştir. Motorun taşıt koşullarında standart eşdeğer bir motora göre Avrupa şehir içi çevriminde % 15 lik bir azalma sağlanmasına rağmen sabit hızlarda sadece %2 ila 5 arasında bir iyileşme gözlenmiştir [86].

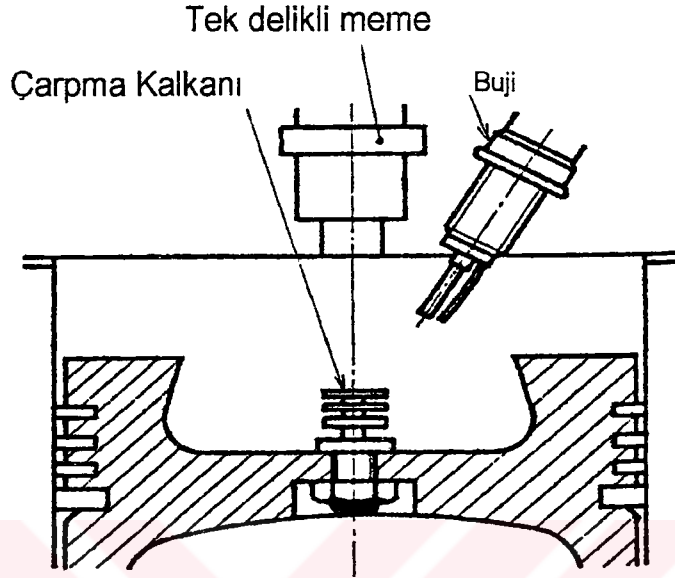
Özet olarak birinci tip fakir karışımlı motorlar konusunda yapılan çalışmalar ile $\lambda = 1.5$ a kadar düzgün çalışma sağlamak mümkün olmaktadır. Tam yükte stokiyometrik karışım ve genellikle iki emme supabı ile standart Otto motorları ile ulaşılan özgül güçler elde edilmektedir. Yakıt tüketimi açısından çalışma koşullarına göre % 5-13 lük iyileşme sağlanmaktadır.

Hava fazlalık katsayısını daha da artırabilmek (fakirleştirme) için yakıt hava karışımını silindir içinde buji etrafında zenginden başlatıp bujiden uzaklaştıkça fakire doğru artırmak gereklidir.

Bunun yolu ise daha öncede değinildiği gibi ikinci tip fakir karışımlı kademeli dolgulu motorlara, yani silindir içine direkt yakıt püskürtmesi yapmaktır. Böylece Otto motorunda özellikle kısmi yüklerde elde edilen verimin artırılması sağlanabilir.

Kato ve diğerlerinin yaptığı bir deneysel çalışmada benzin yakıtı ile % 42 ye varan en yüksek verim (indike) değerinin ve düşük yük ve devirlerde % 30' u aşan verimlere (indike) ulaşıldığı belirtilmektedir [87]. Sözü geçen çalışmada kullanılan tek silindirli deney motorunda sıkıştırma oranı 14.2 olup yakıt silindir içine 50 bar basınçta

püskürtülmektedir. Ateşleme sistemi olarak standart elektronik ateşleme ve uzun tırnaklı buji kullanılmıştır (Şekil 2.36.).

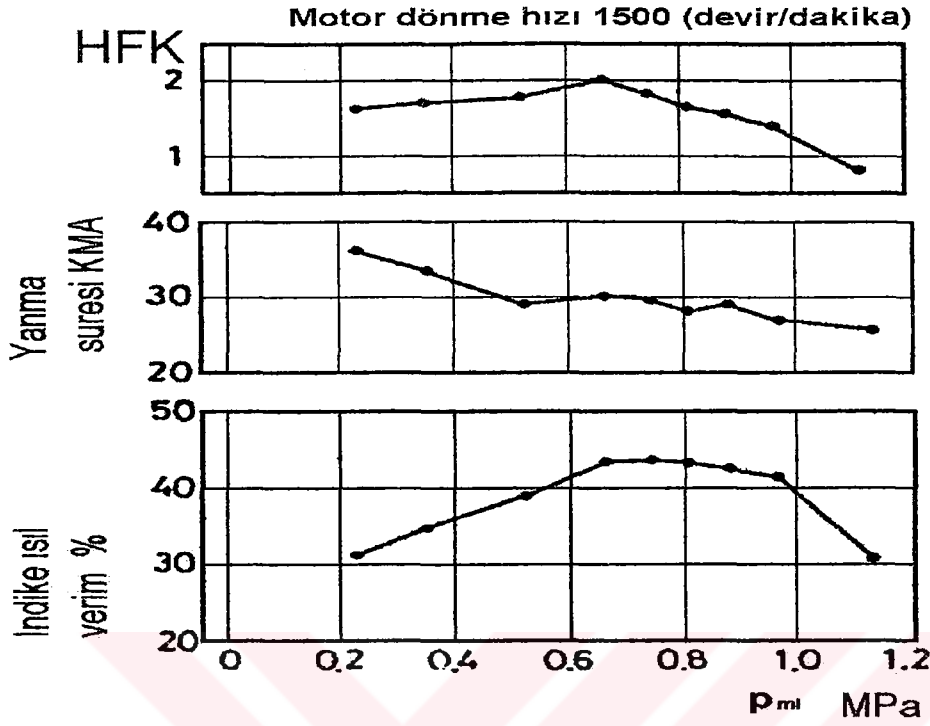


Şekil 2.36. - Kato ve diğerlerinin geliştirdiği direkt püskürtmeli, kademeli dolgulu, fakir karışımlı Otto motoru (OSKA) [87].

Emme kanalı silindir içinde radyal dönme hareketi (swirl) sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Enjektörden püskürtülen yakıt piston ortasında yer alan bir kalkana çarptırılarak silindir içine havanın döngü hareketi ile dağıtılmaktadır. Hava fazlalık katsayısı 2' ye kadar düşürülerek yapılan 1500 (devir/dakika) lık hızda elde edilen sonuçlar şekil 2.37.' de gösterilmiştir.

Verimin kısmi yüklerde bile çok yüksek oluşu sıkıştırma oranının ve buna bağlı olarak yanma hızının yüksekliği ile açıklanmakta olup deney sırasındaki gaz keleşinin konumu hakkında bilgi verilmemiştir.

Düşük hızlarda 11.6 bar lık ortalama efektif basınç elde edilmesine rağmen bu tip bir motorun yüksek hızlarda standart ve eş strok hacmine sahip bir Otto motorunun performansına erişmesi, gerek karışım oluşturma tekniği, gerekse emme kanalındaki döngü hareketinin yaratacağı volumetrik verim düşümünden dolayı oldukça şüphelidir.



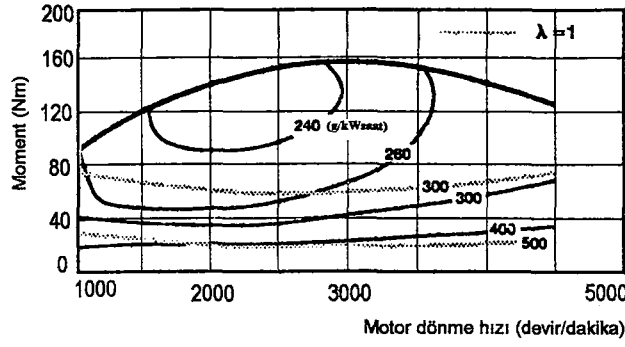
Şekil 2.37. - OSKA motorunun yüke bağlı bazı karakteristik özellikleri ($n=1500$ (devir/dakika)) [87].

Volkswagen firmasının direkt püskürtmeli bir Diesel motorundan geliştirdiği motor ise düşük yük ve hız bölgesinde stokiyometrik karışım ile çalışan eşdeğer performansta standart bir motora göre % 10 - 25 arasında daha az yakıt tüketmektedir [88].

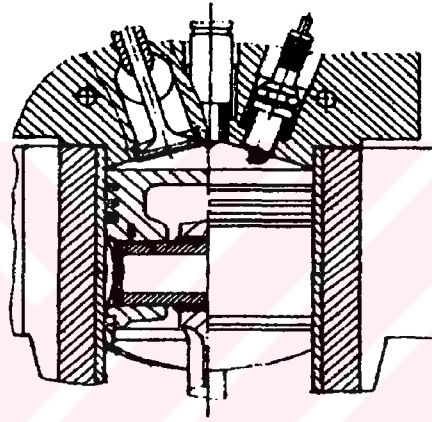
1.7 l strok hacmindeki dört silindirli mekanik bir aşırı doldurma sistemine sahip olan motorun (G - Lader) standart eşdeğer bir Otto motoru ile karşılaştırmalı yumurta eğrisi şekil 2.38.' de verilmiştir.

Spiegel ve Spicher tarafından yapılan bir deneysel çalışmada' da direkt püskürtmeli bir Diesel motoru esas alınarak püskürtme zamanlaması ve silindir içinde radyal döngü hareketinin motor işletme koşullarına etkisi incelenmiştir (Şekil 2.39.) [89].

Yapılan deneylerde hava fazlalık katsayısı 4 değerine kadar düzgün çalışma ve % 40' a varan efektif verim değerleri elde edilmiştir.



Şekil 2.38. - 1.7 l strok hacmindeki dört silindirli mekanik bir aşırı doldurma sistemine sahip olan (G - Lader) direkt püskürtmeli fakir karışımlı motorun, standart eşdeğer bir Otto motoru ile karşılaştırmalı yumurta eğrisi (Düz çizgi standart motor) [88].



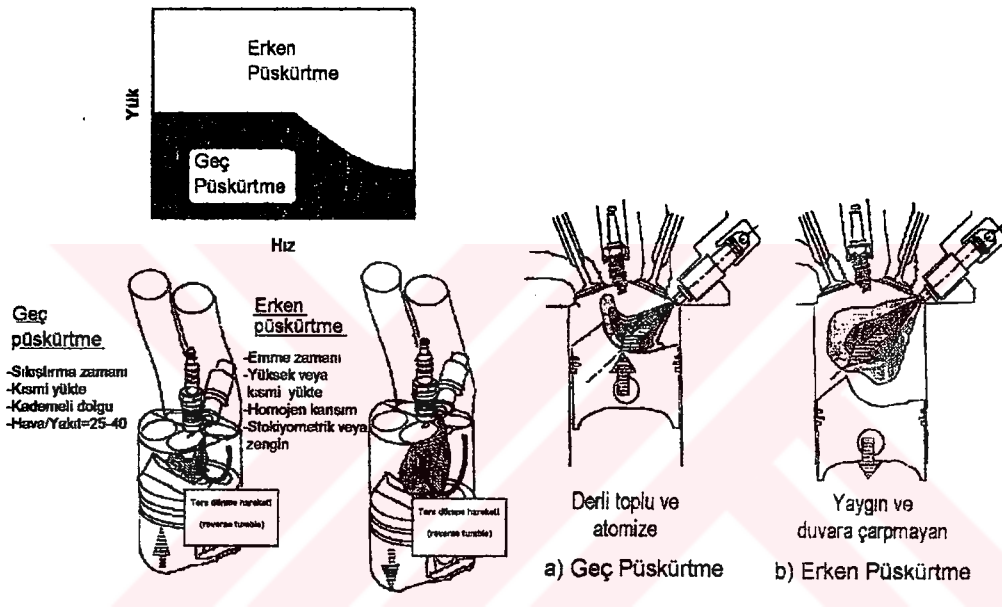
Şekil 2.39. - Spiegel ve Spicher in deneysel çalışmalarında kullandığı direkt püskürtmeli fakir karışımlı Otto motoru [89].

Yukarıda belirtilen ve son on yıl içinde direkt püskürtmeli Otto motorları üzerine yapılan çalışmaların hemen hepsi direkt püskürtmeli Diesel motorlarından türetilmiş olup silindir içinde radyal dönme hareketi ile karışım kademelendirilmektedir.

Ancak bu konudaki en büyük gelişme Mitsubishi firmasından gelmiş olup tamamen farklı bir felsefeye dayanmaktadır [90, 91]. Daha önce birinci tip fakir karışımlı motorlar sınıfında sözü geçen Mitsubishi motorunda kullanılan ve silindir eksen boyunca ters dönme hareketi (reverse tumble) ile sağlanan kademelendirme prensibi bu motorda da kullanılmıştır [82, 83]. Ayrıca iki bölgeyi yanma odası oluşturan piston geometrisi ile iki aşamalı püskürtme stratejisi de uygulanmıştır (Şekil 2.40.).

Dört supaplı, sıkıştırma oranı 12 olan ve 50 bar basınç ile püskürtme yapılan bu motor ile 40 km/saat sabit hızda eşdeğer stokiyometrik bir Otto motoruna göre % 35 daha az yakıt tüketilmektedir. Öte yandan bu motor eş hacimli stokiyometrik Otto motorunu performans yönünden de yakalamaktadır.

Hava fazlalık katsayısı olarak 4 değerine kadar düzgün çalışma sağlandığı belirtilmektedir. Bu motor, 1997 yılından itibaren seri üretimi yapılan ilk ve şu ana kadar tek direkt püskürtmeli Otto motoru örneğidir.



Şekil 2.40. - Mitsubishi firması tarafından geliştirilen direkt püskürtmeli fakir karışumlu Otto motoru (GDİ) [90, 91].

Son zamanlarda yapılan diğer bazı çalışmalarda da direkt püskürtmeli Otto motorunun eşdeğer stokiyometrik motora göre yakıt tüketiminde düşük yük ve hız bölgesinde %20 - 25 civarında azalma, en yüksek güçte ise % 6 kadar bir artış sağlayabileceği belirtilmektedir [92, 93].

Burada belirtilmesi gereken diğer bir nokta ise, fakir karışumlu motorların tekrar gündeme gelmesini oksijence zengin egzoz gazı içindeki NO_x leri parçalamak için depolayıcı ve parçalayıcı işlev gören ve kısaca de- NO_x katalizatör olarak isimlendirilen yeni katalizatör teknolojisi sağlamıştır.

Kavram açısından önemli bir not olarak konu başlığında yer alan kademeli dolgu ve fakir karışımın her ikisinin bir arada yer alması zorunlu değildir. Diğer bir deyişle,

fakir karışım homojen olarak silindir içine sokulabileceği gibi, kademeli olarak ortalama $\lambda = 1$ civarında işletme koşulları için de uygulanabilir. Ancak fakir karışımın homojen olarak silindir içine sokulması yanma süresini uzatarak verimi olumsuz yönde etkilediği gibi, karışım ancak $\lambda = 1.2$ civarına kadar fakirleştirilebilir (tutuşturma sınırı). Eğer karışım kısmi yükte kademeli olduğu halde stokiyometrik ise gaz keleşinden yani kısılma kayıplarından kurtulmak mümkün olmayacağı için yakıt tüketiminde azalma sağlanamayacaktır.

2.3.7 Egzoz gazı resirkülasyonu (EGR)

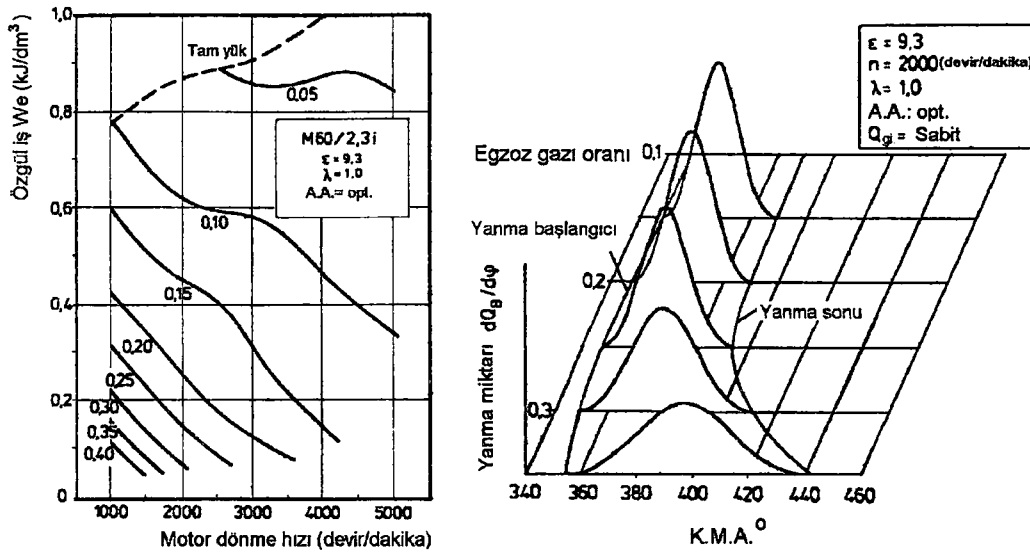
Egzoz gazı resirkülasyonu ile temelde silindir içindeki yanma sonu sıcaklığı düşürölerek NO_x emisyonu azaltılmaya çalışılmaktadır. Egzoz gazı resirkülasyonunu gerçekleştirmek için iki yol vardır.

Birinci yol, emme ve egzoz supaplarının aynı anda açık kalmasıdır (supap bindirmesi) ve yabancı literatürde "intern yöntem" olarak adlandırılır (dahili EGR).

Hemen bütün Otto motorlarında supap bindirmesi olup, bu sürenin açılal büyüklüğüne, motor dönme hızına ve yüküne bağılı olarak silindir içinde bir önceki çevrimden kalan egzoz gazı miktarı değişmektedir (Şekil 2.41.a). Egzoz gazı resirkülasyonu yük ve devir sayısı düştükçe artmaktadır. Şekil 2.41.b' den görölceğı gibi çok düşük yük ve devir sayısı ile artan EGR, silindir içinde yanmanın gecikmesine ve verim açısından daha da önemlisi yanmanın uzayarak kötölüşmesine neden olabilmektedir [94].

Emme supabının açılma zamanlaması değıştirilerek supap bindirmesi ile oynanabilmektedir. Örneğın yakıt tüketimi açısından kısmi yükte emme supabının erken kapatılması için kam profilinin açılal olarak kaydırılması, erken açılmayı da getireceğinden, supap bindirme oranını da beraberinde artıracak ve böylece EGR miktarı da artacaktır. Kısmi yükte yakıt tüketimini azaltmaya yönelik olarak uygulanan bu strateji ile yakıt tüketiminde meydana gelen azalmada EGR nin payının ne olduğı tartışılabilir.

Diğer bir soru işareti ise emme supabının erken kapatılmasına rağmen silindir hacmi genişlemeye devam ettiğinden dolgunun soğuması ve sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığının düşmesi söz konusudur. Dolayısıyla yanma sonu sıcaklıklarının düşüşü ile sağlanan NO_x emisyonundaki azalmada EGR ve erken emme supabı kapanması sonucu oluşın soğumanın etkilerinin ne şekilde paylaşılacğı da tartışmalıdır.



Şekil 2.41.

- a-** Motor yüküne ve hızına bağlı olarak, silindir içinde kalan egzoz gazı oranı
b- Silindirin içinde kalan egzoz gazı miktarının, yanma üzerindeki etkisi [94].

EGR için ikinci yol ise, egzoz kanalından emme kanalına kontrollü bir bağlantı yapılmasıdır ve bu yöntem yabancı literatürde "external yöntem" olarak adlandırılmaktadır (Harici yöntem). Bu yöntem ile sağlanan NO_x emisyonundaki düşmenin yanı sıra, emme kanalında egzoz gazı oranı artırıldığından istenen taze dolgu miktarı için gerekli olan gaz kelebeği konumu daha açık olacağından, pompalama kayıpları azalır ve kısmi yükte verimde bir artış beklenebilir [95].

Diğer bazı deneysel araştırmalarda ise motorların EGR toleransı ve yakıt tüketimine etkilerinin, silindir içindeki hava hareketi ile birlikte değerlendirilmesi gerektiğini göstermektedir [77, 78]. Özellikle silindir içinde radyal dönme hareketinin silindir boyunca dolgu hareketine göre, gerek EGR miktarını artırma gerekse yakıt tüketiminde azalma sağlamak için daha elverişli olacağı belirtilmektedir.

2.3.8 Strok uzunluğu

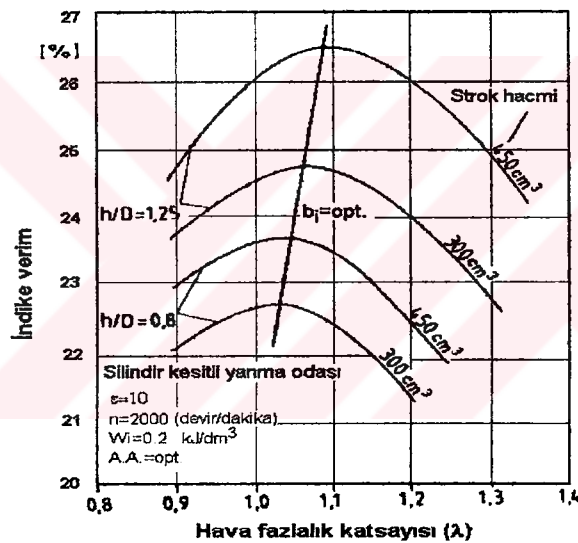
Çap/Strok oranının düşürülmesi (uzun stroklu motor) yakıt tüketimine iki yönden etkili olmaktadır [54, 95].

Birincisi, eş sıkıştırma oranlı ve strok hacimli, biri uzun diğeri kısa stroklu motordan, uzun stroklu olanında silindir çapı azalacağından, özellikle sıcaklığın yüksek olduğu ve yanmanın meydana geldiği ÜÖN civarında yanma odası yüzey

alanının hacme oranı küçülecek ve böylece ısı kayıplar azalacaktır. Bu da yanma sonucu sıcaklığını ve basıncını artıracaktır (yanma sırasında oluşan kimyasal parçalanmaların elverdiği ölçüde).

İkincisi ve belki de teorik çevrime yaklaşmayı sağladığı için daha önemlisi de, eş strok hacimli iki motordan uzun stroklu olan ÜÖN civarındaki pistonun hareketi yavaşlayacaktır (aynı KMA yol alındığında uzun stroklu motorun pistonu kısa stroklu motora göre daha az yol katedecektir). Bu ise teorik çevrimdeki sabit hacimde yanma olayına yaklaşmayı sağlayacaktır.

Uzun strok ile sağlanan verim artışı tüm yük aralığında geçerli olmakla beraber, özellikle kısmi yüklerde yanma hızından bağımsız olarak sabit hacim çevrimine yaklaşıldığı için daha belirgin olacaktır (Şekil 2.42.) [54].



Şekil 2.42. - Silindir hacmi ve strok/çap (h/D) oranının indike verime etkisi [54].

1980 ler boyunca motor teknolojisinde hız artırmaya yönelik olarak kısa stroklu veya karesel motorlar yaygın olarak kullanılırken, bugün aynı tip taşıtlarda kullanılan motorların strok uzunluğunda meydana gelen artış bu yüzdendir.

2.3.9 Değişken strok hacimli motor

Bir taşıtın farklı işletme koşullarına göre güç gereksinimi değişecektir. Bütün bu işletme koşullarını karşılayabilmek için bir motor seçimi yapılır. Ancak motorların

stasyoner koşullarda çeşitli yük ve hıızlardaki zgl yakıt tüketim eğrileri (yumurta eğrileri) incelendiğinde görülecektir ki, bir motor ancak dar bir aralıktta en yüksek verimine yakın bir noktada çalışmaktadır. Özellikle benzin motorunda yüke bağlı olarak verimin çok hızlı bir şekilde düştüğü, buna karşılık Diesel motorlarında verimin yüke bağımlılığının daha az olduğu söylenebilir .

Bölüm 2.3' de örnek olarak verilen bir taşıtın 60 ve 90 km/saat gibi iki farklı sabit hızda, eğimsiz bir yolda gittiğini varsayarak, iki farklı koşul için gereksinim duyulan g 5 ve 11 kW olarak hesaplanmıştır. Bu taşıtı tahrik eden motorun en yüksek efektif verimine 2500 (devir/dakika)k hızda ve 9 bar lık ortalama efektif basına karşılık gelen bir yükte ulaştığını varsayarsak, iki farklı g ihtiyaı için en düşük yakıt tüketimini sağlayacak strok hacimleri

5 kW için 0.27 litre

11 kW için 0.59 litre

olacaktır.

Bu örnekteki çalışma şartlarında kullanılan vites kademesinin çevrim oranları farkı gözönüne alınmamıştır.

Görüldüğü gibi iki farklı hız için birbirinden çok farklı iki ideal strok hacmi bulunmuştur.

Bunun nedeni ise şöyle özetlenebilir.

Kısmi yükte yani güç gereksinimi azaldığında emilen dolgu miktarını azaltmak için emme kanalındaki gaz kelebeği emme kanalının kesitini daraltacak konuma getirilir. Bu ise emme supabı açıldığında, pistonun aşağı doğru hareketi ile silindir içinde daha düşük bir basınç oluşmasına neden olur. Böylece düşük basınç çevriminin alanın büyümesine neden olarak p_{mi} ve indike verimin azalması yönünde etki eder (şekil 2.43.).

İndike verim ve p_{mi} deki düşüşü etkileyen ve emme kanalındaki kısılmaya bağlı olan diğer önemli parametre ise yüksek basınç evrimidir.

Silindir içi basının düşmesi, sıkıştırma sonu basınının düşmesine ve silindir içindeki dolgu miktarının azalması, yanma sonu basınının düşmesine neden olur.

Böylece yüksek basınç çevriminin alanı küçülmüş olur (şekil 2.43.).

Bu sonuca bakarak geleneksel olarak bir motorun sabit bir strok hacmi olacağına, verim gözetilerek "işletme koşullarına göre değiştirilebilen strok hacimli bir motor yapılamaz mı ?" sorusu sorulabilir.

Bu sorunun cevabı "evet" olacaktır.

Bilindiği gibi taşıt motorları hemen her zaman çok silindirli olup, silindir sayısı taşıtın güç gereksinimi ve üretici politikası ile belirlenmektedir.

Motorun toplam strok hacmi ise, herbir silindirin strok hacminin toplamıdır.

Böyle bir motorda strok hacmini, çalışan silindir sayısını belirleyerek değiştirmek mümkündür.

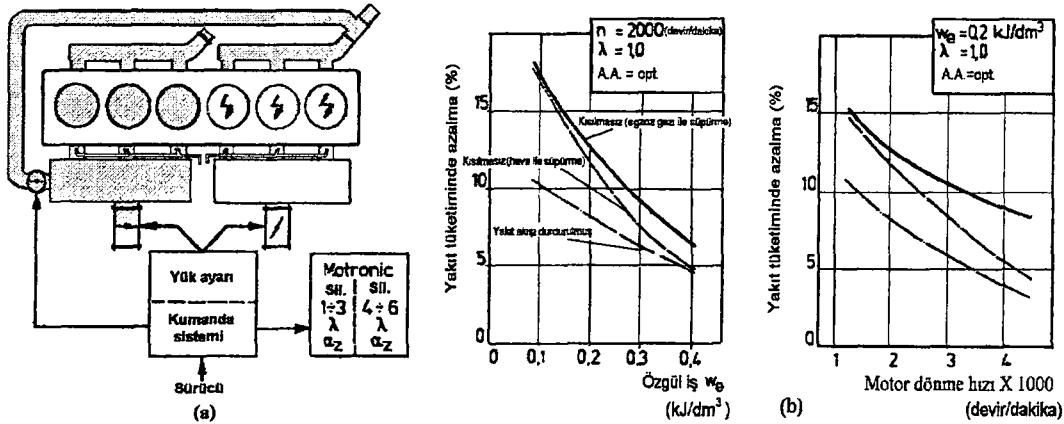
Toplam iki litre strok hacminde ve dört supaplı, dört silindirli motor ile yapılan bir deneysel çalışmada silindirlerin yarısının devre dışı bırakılması ile yüke bağlı olarak yakıt tüketiminde % 30 a varan azalma sağlanmıştır [95].

Bu konuda ilk çalışmalardan biri 1916 yılında ABD'de "Twin - Unit Twelve" adı verilen bir arabaya uygulanmıştır [96]. Söz konusu arabanın motoru üstün supaplı V 12 silindir olup, elle kumandalı bir sistem ile silindir sıralarından birinin egzoz supaplarını açık olarak bloke edip, bu silindirlere yakıt akışını durduran bir mekanizmaya sahipti. Ancak o günün koşullarında yakıt tüketimi çok önemli bir sorun olmadığından, bir yıl sonra bu sistem terkedilmiştir. Bundan sonra bu konuda 70 li yıllara değin herhangi bir çalışmaya rastlanmamaktadır. 70 li senelerin ikinci yarısından sonra Mercedes, BMW, Porsche, Bosch, Alfa Romeo, Cadillac, Mitsubishi, Nissan, Toyota, Honda vs gibi firmaların bazı çalışmaları yayınlanmıştır.

1981 Yılında Cadillac firması "V-8-6-4" olarak adlandırdığı ve yol koşullarına bağlı olarak 4, 6, veya 8 silindirli olarak çalışan toplam 6 litre strok hacimli bir motorun seri imalatına başladı [97]. Bu motor ile GM grubu içinde elektronik yakıt püskürtme sistemi ilk defa standart olarak imal edilmiş oluyordu. Taşıtın güç gereksinimine göre motorun silindirleri devre dışı bırakılmakta ve strok hacmi 4 silindirli çalışmada 3 litreye düşmektedir. Rölantide, ivmelenmede ve yüksek hızlarda motor 8 silindirli olarak çalışmaktadır. Silindirlerin devre dışı bırakılması sadece yakıt sistemini kontrol etmekle sağlanmayıp, aynı zamanda devre dışı kalan silindirlerin emme ve egzoz supapları da kapalı durumda kalmaktadır. Böylece çalışmayan silindirlerde herhangi bir dolgu değişimi olmadığından pompalama kayıpları da azalmaktadır. Bu motorda uygulanan supapları devreden çıkarma sistemi solenoidli bir mekanizma olup EATON firması tarafından geliştirilmiş ve "Eaton Valve Selector

System" olarak adlandırılmıştır [98]. Bu sistemden 1981 yılında 120.000- tane kadar imal edilmiş olup pratik kullanımda ortaya çıkan arızaların sıklığı nedeniyle daha sonra terkedilmiştir.

Silindirlerin devre dışı bırakılarak kısmi yükte verimi artırmaya yönelik çalışmalar BMW firması tarafından da ele alınmıştır [94, 99]. BMW firması silindir devre dışı bırakma sistemini geliştirirken, Cadillac tarafından uygulanan supapların durdurulması prensibini, silindir sayısının daha az olması (en fazla 6) ve devreye girip çıkmada kademelendirme imkanı olmamasından dolayı (devreye girip çıkışlarda ani moment değişimleri meydana gelir) tercih etmemiştir. Altı silindirli motorlar ile yapılan çalışmalarda silindirler üçlü iki gruba ayrılmıştır. Silindir gruplarından biri devre dışı bırakma sistemi ile donatılmıştır. Devre dışı bırakma işlemi üçlü silindir grubuna gönderilen yakıtın kesilmesi, hava giriş kanalındaki gaz keleşinin kapatılması ve çalışan üçlü grup silindirinin bağı olduğu egzoz kanalından bir bölüm egzoz gazının çalışmayan silindirlere kısılmaz olarak yönlendirilmesi ile gerçekleşmektedir (Şekil 2.44.a). Devre dışı kalan silindirlerde sadece yakıtın kesilmesi ile yetinilmeyip aynı zamanda çalışan silindirlerden çıkan egzoz gazının bir kısmının bu silindirlerin emme kanalına verilmesi, özellikle çok düşük yük ve devir sayılarında ilave bir verim artışı sağlamaktadır (Şekil 2.44.b).



Şekil 2.44.

a- BMW motorunun silindir devredışı bırakma sistemi.

b- Devredışı bırakılan silindirlerde, emme koşulunun motor yük ve hızına bağılı olarak, yakıt tüketimine etkisi [99]

Bunun nedeni çalışmayan silindirlere soğumanın önüne geçilmesi ve yoğunluğu düşük ve atmosfer basıncının biraz üzerinde olan egzoz gazlarının, emme sırasında oluşan pompalama kayıplarını azaltmasıdır. Çalışan silindirlerin tüm egzoz çıkışını çalışmayan silindirlere göndermek, ilave efektif genişleme kazancı (Atkinson çevrimi) sağlasa da, çalışan silindirlere egzoz karşı basıncının çok büyümesi ile sonuçlanacağından, toplamda verimin düşmesine neden olacağı için uygulanmamıştır.

Taşıt üzerinde yapılan denemeler ise, yakıt tüketiminde tablo 2.4.' deki sonuçları vermiştir.

Tablo 2.4. - BMW motorunda silindir devredışı bırakma ile, farklı işletme koşullarında, yakıt tüketiminde sağlanan azalma [99].

Taşıt hızı	Yakıt tüketiminde silindir devre dışı bırakma ile sağlanan azalma (%)
Avrupa şehir içi çevrimi	26
90 km/saat sabit hız	12
120 km/saat hız	8
Üç çalışma koşulunun ortalaması	14
Rölanti	48

BMW tarafından yürütülen çalışmalarda olduğu gibi, devre dışı bırakılan silindirlerin egzoz gazı ile süpürülmesi ile ilgili Nissan, Toyota gibi firmalar ve şahıslar adına, ABD Patent Bürosunda birçok patent tescil edilmiş olup, birbirleri arasında bazı farklar olmakla beraber, prensipte aynı hedef gözetilmiştir [100, 101, 102, 103, 104, 105]. Burada sözü geçen ABD patentleri, konu ile ilgili tüm örnekleri kapsamayıp, sadece bu çalışma kapsamında incelenebilen örneklerdir.

Alfa Romeo firması 80 li yıllarda motor kontrolü için geliştirdiği ve C.E.M. adını verdiği sisteme, kısmi yüklerde silindirlerin devredışı bırakılmasını sağlayan bir algoritma eklemiştir [106]. Bu algoritmanın uygulandığı motor çok noktadan püskürtmeli bir sisteme sahip olup, dört silindirlidir. Motora kumanda eden elektronik ünite, motorun devir sayısı ve gaz kelebeği açıklığını ölçerek, kısmi yük ve düşük motor hızlarında silindirlerden ikisine yakıt püskürtme işlemini durdurmaktadır. Bunun dışında, emme veya egzoz sisteminde herhangi bir kontrolden söz edilmemektedir.

Çalışma stratejisi ise tablo 2.5.' deki gibidir.

Tablo 2.5 - Alfa Romeo CEM motorunda, gaz keleşi konumu ve motor dönme hızına göre yakıt püskürtme stratejisi [106].

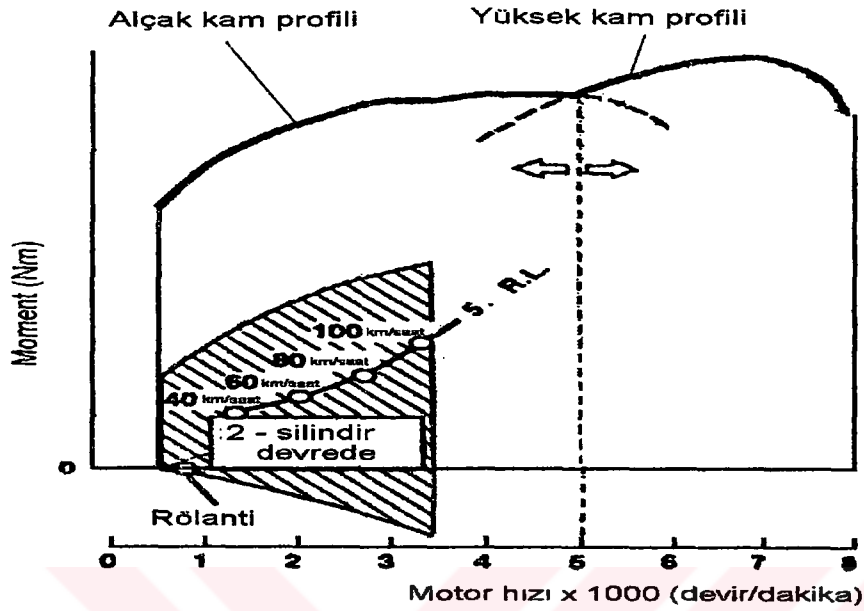
Gaz keleşi açıklığı	Motor dönme hızı	çalışan silindir sayısı
40 ⁰ den büyük	-	4
-	3800 (devir/dakika) dan büyük	4
-	1200 (devir/dakika) dan küçük	4
7 ⁰ den küçük	-	2
-	3400 (devir/dakika) dan küçük	2

Japon Mitsubishi firması da 80 li yılların başından bu yana, değişken strok hacimli motor teknolojisi konusunda çalışmalarını sürdürmektedir [107, 108]. İlk uygulama 1982 yılında "Orion - MD (Modulated Displacement)" adıyla Japon i  piyasasında kullanıma sunulmuştur. Küçük binek taşıtlarda kullanılan bu motorun, yakıt hava karışımı karbüratör ile sağlanmaktaydı ve silindirlerin devreden çıkarılması hidrolik bir sistem ile hem emme hem de egzoz supaplarının durdurulmasıyla gerçekleştirilmiştir. Bu motorda silindirlerin devreden çıkarılması, çalışan silindirlerin sayısının azalmasından dolayı moment  alkalanmalarında artmaya ve buna bağlı olarak, titreşimlerin artmasına neden olmaktaydı. Ayrıca silindirlerin devreye girip çıkarken motor momentindeki ani değişimler taşıtın silkelenmesine yol açıyordu.

1993 yılında "Orion - MD" motoru yerine "MİVEC - MD" (MİVEC - Mitsubishi İnnovtive Valve timing and lift, Electronic Control) adıyla 1.6 litrelik 4 supaplı tepeden çift kam mili bulunan yeni bir motor geliştirildi [109, 110]. Bu motorda silindirlerin devre dışı bırakılmasının yanısıra supapların açılma miktarı ve zamanını iki kademeli olarak değiştirebilen bir mekanizma ilave edilmiştir. Taşıt g   gereksinimine göre üç farklı işletme stratejisi geliştirilmiştir.

- Düşük hız kam profili
- Yüksek hız kam profili
- 1 ve 4 no lu supaplar durdurulmuş (silindirler devre dışı) 2 ve 3 no lu silindirler düşük hız kam profili ile  alışıyor.

Bu üç farklı işletme tipinin uygulama stratejisi motorun moment - hız karakteristik eğrisi üzerinde (Şekil 2.45.) de gösterilmiştir.



Şekil 2.45. - Mitsubishi MIVEC motorunun işletme haritası [108, 109, 110].

4 silindirli MIVEC-MD ve konvansiyonel tip motorun teknik verileri tablo 2.6.'daki gibidir.

Tablo 2.6. - Mitsubishi MIVEC ve konvansiyonel motorunun teknik verileri [109, 110].

Motor tipi	MIVEC - MD		Konvansiyonel
Çap X Strok (mm)	81.0 X 77.5		81.0 X 77.5
Strok hacmi (cm ³)	1597		1597
Sıkıştırma oranı	11.0		11.0
Supap mekanizması	tepede çift kam mili, 4 supap		tepede çift kam mili, 4 supap
	Düşük kam profili	Yüksek kam profili	
Emme açılma zamanı (°Ü.Ö.N. dan önce)	17	47.5	19
Emme kapanma zamanı (°A.Ö.N. dan sonra)	31	72.5	53
Emme supabı kalkış miktarı (mm)	5.5	10	9.2
Egzoz supabı açılma zamanı (°A.Ö.N. dan önce)	41	70	60
Egzoz supabı kapanma zamanı (°Ü.Ö.N. dan sonra)	15	35	16
Egzoz supabı açılma miktarı (mm)	6.8	9	9.5

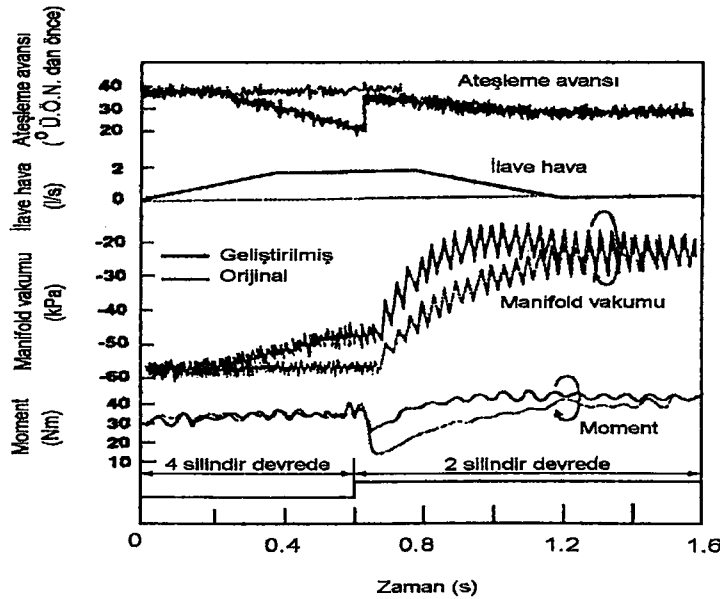
Yakıt tüketiminde yüzde cinsinden konvansiyonel motora göre sağlanan fayda ise, tablo 2.7.' de verilmiştir.

Tablo 2.7. - Mitsubishi MİVEC motoru ile, konvansiyonel motora göre, farklı işletme koşullarında, yakıt tüketiminde sağlanan azalma [109, 110]

İşletme koşulu	Yakıt tüketiminde sağlanan azalma %
rölanti	30
40 km/saat sabit hız	22
60 km/saat sabit hız	16
80 km/saat sabit hız	9
Japon mod 10/15 şehir çevrimi	16

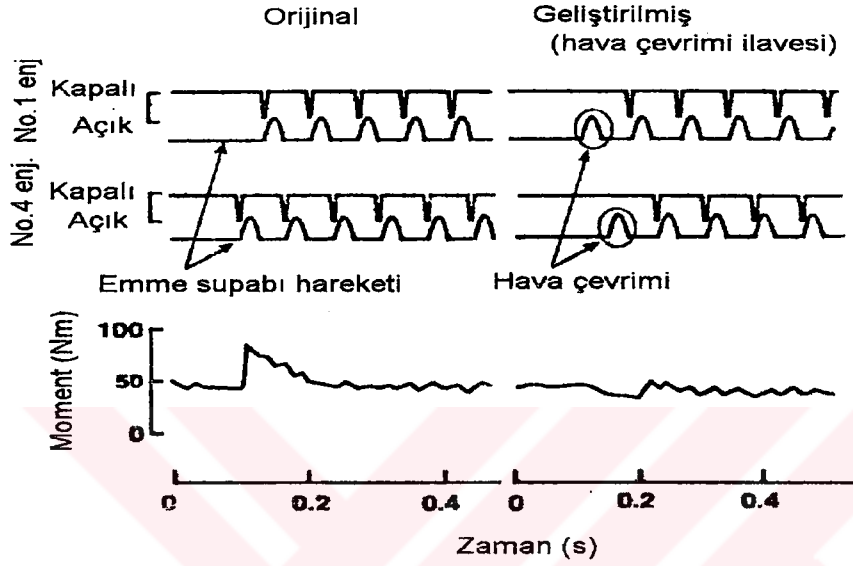
Silindirlerin devreden çıkarılması veya devreye alınması sırasında meydana gelen ani moment değişimlerini önleyebilmek ve yumuşak bir geçişi sağlamak için geliştirilen stratejiler ise şöyledir.

Silindirler devreden çıkarılırken, önce ateşleme avansı biraz azaltılarak maksimum silindir içi basınç düşürülmekte ve buna bağlı moment düşümü gerçekleşmektedir. Tam silindirlerin devreden çıktığı anda ise, ateşleme avansı basamak şeklinde artırılarak strok hacmi düşümünden kaynaklanan moment düşümü karşılanmaktadır. Ayrıca silindirlerin devreden çıkışı sırasında moment düşümünü karşılamak için emme manifolduna rölanti ayar kanalından ilave hava gönderilmektedir (Şekil 2.46.).



Şekil 2.46. - Mitsubishi MİVEC motorunda çalışmayan silindirlerin devreye alınma stratejisi [108, 109, 110].

Silindirler devreye alınırken ise, ilk devreye alma çevriminde supaplar harekete geçip, dolgu değişim işini başlatmalarına rağmen bu ilk çevriminde yakıt püskürtülmemektedir. Böylece geçiş daha yumuşak bir şekilde olmaktadır (Şekil 2.47.).



Şekil 2.47. - Mitsubishi MIVEC motorunda silindirlerin devredışı bırakılma stratejisi [108, 109, 110].

Mitsubishi MIVEC - MD teknolojisini 1994 yılından sonra V 6 silindirli motorlarına da uygulamaya başlamıştır. Japon çevrimi mode 10/15 te % 11 yakıt tüketiminde azalma sağlanmış ve çevrim boyunca toplam sürenin % 48 inde üç silindir çalışmaktadır [108].

Bu konuda yapılan diğer araştırma ise Mercedes - Benz firması tarafından yürütülmektedir [111]. Firma yürüttüğü bu çalışmalarda elektro-hidrolik bir mekanizma ile supap mekanizmasını durdurarak 8 veya 6 silindirli motorlarının etkin silindirlerini yarı yarıya devreden çıkaracak bir sistem geliştirmiştir. Sistem egzoz emisyonları yönünden getirdiği fayda ile Kaliforniya emisyon standartlarındaki gelecek sınırları (ULEV - Ultra Low Emissions Vehicles) karşılayabilecek niteliklere sahip olacaktır. Firma bu sistemi SL 500 modeli bir taşıta uygulayarak denemeler yapmaktadır. Yapılan istatistik incelemede şehir içi ve şehirdışı yolların kombinasyonu bir sürüşte motorun her katedilen 1 km lik mesafede 6.6 defa silindirlerin yarısının devre dışı kaldığı belirlenmiştir. Yine benzer şekilde, şehirdışı ve otoyol kombinasyonu

bir sürüşte silindirlerin yarısının 1 km mesafede ortalama 3.8 kez devre dışı kaldığı saptanmıştır. Aynı taşıt ile yapılan sabit hız deneylerinde ise yüzde olarak yakıt tüketiminde de konvansiyonel motora göre iyileşmeler ölçülmüştür (Tablo 2.8.).

Tablo 2.8. - Mercedes Benz firmasının silindir devredışı bırakma sistemi ile konvansiyonel motora göre, farklı işletme koşullarında, yakıt tüketiminde sağlanan azalma [111].

Hız (km/saat)	Yakıt tüketimindeki azalma (%)
60	19.9
90	17.3
120	12.4
150	8.9

Bu sistemde silindirlerin hangi stratejiye göre devredışı kaldığı konusunda ise ayrıntılı bilgi edinilememiştir.

Değişken strok hacimli motorlarda devredışı bırakılan silindirin dolgu değişimi durdurularak pompalama kayıplarının azaltılmasının yanısıra, aynı silindirlerde krank mili parçalı yapılarak pistonun hareketini durdurmak ve böylece sürtünme kayıplarını da azaltmak düşünülmüştür [112]. Ancak böyle bir tasarımın karmaşıklığı, motorun boyutunu büyütmesi ve yüksek hızlarda çalışan taşıt motorlarında devreye giriş çıkışta yaratacağı zorluklar nedeniyle uygulama şansı bulamamıştır.

2.3.10 Değişken strok hacimli motor uygulamasında, farklı silindir devreden çıkarma stratejileri

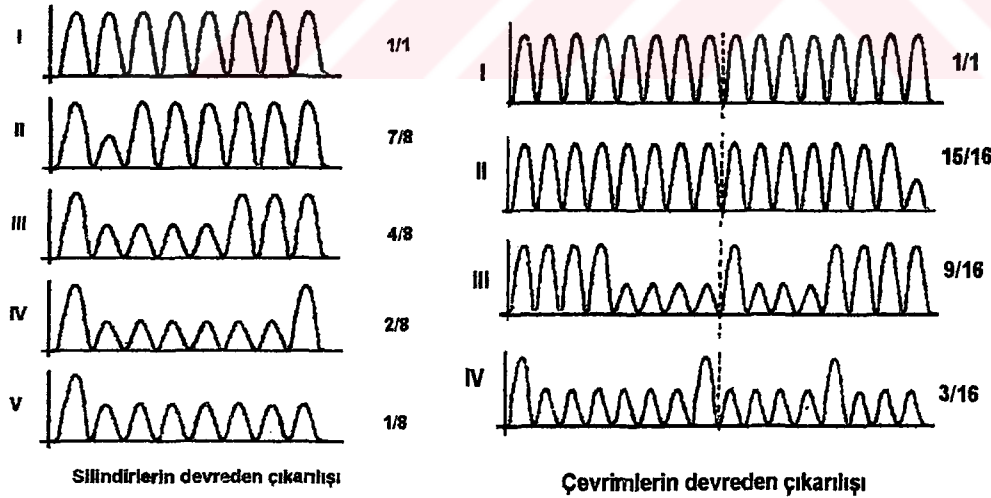
Bir önceki başlık altında motorda değişken strok hacmi elde etmek için uygulanan stratejilerde genelde silindirlerin bir kısmının tamamen devreden çıkarılması ile kısmi yüklerde efektif verimin artırılmasına yönelik çalışmalar tanıtılmıştır. Aralarında farklılıklar bulunmakla beraber çalışma prensipleri birbirine benzeyen bu sistemlerden farklı olarak, kısmi yükte strok hacmini azaltmak için geliştirilen benzer hedefli (dolgu değişimi sırasındaki pompalama kaybını azaltma ve yüksek basınç çevriminde yanma sonu basıncını artırma) fakat silindirlerin bir kısmını tamamen devreden çıkarmak yerine farklı bir yaklaşım ile bazı silindirleri sıralı bir şekilde devreden çıkarıp tekrar devreye alan bazı sistemler geliştirilmiş veya geliştirilmektedir.

Bu çalışmaların oldukça ilginç olanlarından birisi eski Sovyetler Birliğinde yapılmıştır. Bu konuda çeşitli yerlerde verilen referanslar 1950 li yıllardan beri Sovyetler Birliğinde değişken strok hacimli motorlar üzerinde çalışıldığını göstermektedir. Ancak bu çalışmalara dair ayrıntılı bilgi son zamanlara kadar Sovyetler Birliği dışındaki literatürde yer almamıştır.

Konu ile ilgili olarak, 1996 yılında yayınlanan bir makalede geliştirilen sistem tanıtılmaktadır [113]. Sistemin ana felsefesi çok silindirli motorlarda kısmi yük konumlarında gaz keleşini kapatmak yerine sıralı olarak bazı silindirlere yakıt girişini durdurmaktır. Yani silindirlerin bir kısmının tamamen devre dışı bırakılması yerine önceden belirlenen bir stratejiye göre belli aralıklarla ve belli sayılarda silindirin yakıt girişı durdurulmaktadır.

Belli sayıda silindirlerin tamamen devre dışı bırakılması yerine bu şekilde bir strateji ile daha yumuşak bir geçiş rejimi sağlanabileceğı ve gaz keleşine ısınma ve rölanti dışında gereksinim duyulmayacağı belirtilmektedir.

Örnek olarak verilen sekiz silindirli motorda, bir silindirin devre dışı kalması ile 1/8 güç kaybı olmasına rağmen bu sistem ile 1/16, 1/32 gibi dar aralıkla kademelendirmelerin yapılabileceğı gösterilmektedir (Şekil 2.48.).



Şekil 2.48. - Silindirlerin devredışı bırakılması ile, çevrimlerin devredışı bırakılması stratejileri [113].

Yapılan deneysel çalışmalarda kısmi yüklerde dört silindirli motorda % 10-12, sekiz silindirli motorda %15-20 ve çift rotorlu Wankel motorunda %12 civarında yakıt

tüketiminde azalma sağlanabileceği ve rölantide bu azalmanın %50 ye ulaştığı söylenmektedir.

Herhangi bir deney sonucu bulunmamakla beraber, sistemin sadece yakıtı değil aynı zamanda supapları da sıralı olarak devre dışı bırakarak, yakıt tüketiminin daha da azalacağı vurgulanmaktadır.

Yukarıda sözü geçen motor yakıt püskürtme stratejisine benzeyen bir sistem ile ilgili olarak, Daimler-Benz firması tarafından da bir patent alınmıştır [114].

Bu patent ile örnek bir 6 silindirli motorda, yakıt püskürtme sıralaması ve buna bağlı olarak krank milinin 720^0 dönmesine karşılık ortalama iş çevrimi sayısının belirlenmesi ile ilgili bir strateji tanımlanmıştır (Tablo 2.9.).

Tablo 2.9. da her sütun farklı bir çalışma stratejisini göstermekte olup krank milinin 5760^0 dönüşünde X işareti ile ateşleme yapılan silindir sayısı gösterilmiştir. Bu sırada toplam 16 tam dönüş yapan motorun silindir sayısı 6 olduğuna göre, dört zamanlı normal çalışma halinde 48 kez ateşleme yapılmaktadır ve en son sütun bu durumu göstermektedir. İkinci satırda yer alan rakamlar ise ortalama çalışan silindir sayısını, diğer bir deyişle efektif strok hacmini göstermekte olup her bir çalışma stratejisi için krank milinin 5760^0 dönüşünde ateşleme yapılan silindir sayısının, normal dört zamanlı çalışma koşullarındaki 48 ateşlemeye bölünmesi ile elde edilmiştir.

Diğer bir çalışma ise daha farklı hedefler de gözetilerek küçük hacimli direkt püskürtme sistemli iki zamanlı motorlar üzerinde yapılmıştır [115, 116, 117].

İki zamanlı motorlarda, özellikle rölanti bölgesine yakın düşük hızlarda, süpürme sürecinde silindir içine giren dolgunun bir kısmı kısa devre olarak egzoz penceresinden yanmadan dışarı atılmakta ve silindir içindeki egzoz gazı oranı artmaktadır. Bu ise HC emisyonunu artırmakta ve motorun çalkantılı çalışmasına neden olmaktadır.

Bu olumsuzluğun önüne geçebilmek için silindir içine emilen havaya sonradan yüksek basınç ile püskürtme yapılmakta ve böylece sağlanan kademeli dolgu ile rölanti ve düşük hızlardaki HC emisyonu azaltılıp motorun düzgün çalışması sağlanabilmektedir.

Ancak bu önlemler küçük boyutlu iki zamanlı motorlarda gerek boyutların küçüklüğünden gerekse maliyetinden dolayı uygulanamamaktadır.

Bu çalışmada düşük yüklerde kademeli dolgu yerine silindire gönderilen yakıtın belli periyotlarla kesilmesi ve silindirin iş çevrimleri arasında sadece taze hava ile

süpürülmesi ile HC emisyonunu ve motor çalkalanmasını azaltma yoluna gidilmiştir[49].

Yakıt püskürtme işlemini durdurma ile ilgili yapılan deneylerin üç periyoda kadar uzatılması ile HC emisyonunda % 50 oranında azalma sağlandığı belirtilmektedir.

- Normal çalışma** → **Her dönmede bir iş çevrimi**
- 1 periyot püskürtme kesilmesi** → **1 iş çevrimi + 1 hava ile süpürme**
- 2 periyot püskürtme kesilmesi** → **1 iş çevrimi + 2 hava ile süpürme**
- 3 periyot püskürtme kesilmesi** → **1 iş çevrimi + 3 hava ile süpürme**

Bu çalışmanın devamı olan bir makalede daha büyük hacimli iki zamanlı bir motor kullanılmış, sadece rölanti bölgesi değil aynı zamanda düşük yük bölgesinde de püskürme işlemi iş çevrimleri arasında kesilmiştir [116]. Böylece sadece rölantide değil, aynı zamanda çok düşük yük bölgesindeki HC emisyonları ve motor çalkalanmasının önüne geçilmeye çalışılmıştır. Ancak bu çalışmada iş çevrimleri arasında yakıtın kesilmesi işleminin başlatılmasının motor momentindeki ani düşüşün önlenmesi için bir kontrol sistemine gereksinim duyulduğu belirtilmektedir. Bir önceki çalışmaya benzer sonuçlar elde edilmiş ve iş çevrimleri arasındaki püskürtmenin kesildiği hava süpürme çevrimlerinin sayısı altıya kadar çıkarılmıştır.

Aynı çalışmanın devamı olan üçüncü makalede direkt püskürtmeli iki zamanlı motor, bir motosiklete monte edilerek Avrupa şehir içi çevrimi ile denenmiştir [117]. Bu uygulamada püskürtme işlemi, iş çevrimleri arasında üçer üçer durdurulmuş ve silindir sadece hava ile süpürülmüştür. Bu şekilde çalışma sadece rölantide yapılmış ve gaz keleşeği açıldıkça her çevrimde püskürtme işlemine başlanmıştır. Toplam çevrimde % 5 civarında yakıt tüketiminde ve % 23 kadar HC emisyonunda azalma sağlanmıştır. Bu motorun sadece rölantide çalışması sırasında klasik her çevrimde yakıt püskürtme ile, her iş çevriminden sonra üç kez hava ile süpürmeli stratejinin birim zamanda % 50 HC emisyonunda, % 30 yakıt tüketiminde azalma olduğu ölçülmüştür.

Tablo 2.9. - Mercedes Benz firmasının geliştirdiği yakıt püskürtme stratejisi ve buna bağlı etkin silindir sayısı [114].

Ortalama alışan silindir sayısı / ateşleme yapılan silindirler													
KMA	0.54	0.6	0.66	0.75	0.85	1	1.2	1.71	2.57	3.43	4.29	5.14	6
0	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
													X
									X	X	X	X	X
								X			X	X	X
									X	X	X	X	X
720							X				X	X	X
						X						X	X
					X			X	X	X	X	X	X
				X									X
			X						X	X	X	X	X
		X					X	X		X	X	X	X
1440	X								X		X	X	X
						X				X	X	X	X
												X	X
					X			X	X	X	X	X	X
							X						X
				X					X	X	X	X	X
2160								X		X	X	X	X
			X			X			X		X	X	X
										X	X	X	X
		X					X					X	X
					X			X	X	X	X	X	X
X													X
2880									X	X	X	X	X
				X		X		X		X	X	X	X
							X		X		X	X	X
										X	X	X	X
			X									X	X
					X			X	X	X	X	X	X
3600													X
		X				X	X		X	X	X	X	X
								X		X	X	X	X
				X					X		X	X	X
	X									X	X	X	X
												X	X
4320					X		X	X	X	X	X	X	X
			X			X							X
									X	X	X	X	X
									X		X	X	X
										X	X	X	X
		X		X			X			X	X	X	X
5040												X	X
					X	X		X	X	X	X	X	X
													X
	X								X	X	X	X	X
			X				X	X		X	X	X	X
									X		X	X	X
5760										X	X	X	X

Son zamanlarda bu konuda yapılan başka bir çalışmada ise Otto motorunda silindirlerin sıralı olarak devre dışı bırakılması için sadece yakıt püskürtme sistemine kumanda ile yetinilmeyip, daha önce değişken supap zamanlaması için geliştirilen tam hidrolik bir supap mekanizması yardımıyla, devre dışı bırakılan silindirlerin dolgu değişimi, silindirlerin supaplarını kapalı tutarak durdurulmaktadır [118]. Ford firması tarafından 1995 yılında patenti alınan bu sistemin, 4 silindirli bir motorda uygulanması düşünülen çalışma stratejisi ise tablo 2.10.' da verilmiştir.

Tablo 2.10. - Ford firmasının geliştirdiği yakıt püskürtme ve hidrolik supap tahrik stratejisi [118].

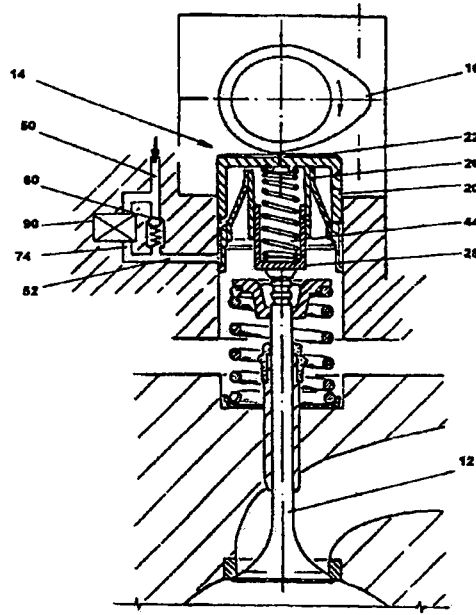
Ateşleme sırası	Yük durumu (efektif strok hacmi)
1-3-4-2	1/1
1-3-S-2-4-S	2/3
1-3-S-S-4-2-S-S	1/2
1-S-S-3-S-S-4-S-S-2-S-S	1/3

S: Emme ve ateşleme yapılmayan çevrim (Skip).

Strok hacmini değişken hale getirmek ile ilgili alternatif diğer bir çalışma ise 90 lı yılların başında Toyota firması tarafından yürütülmüştür. Bu çalışmada Otto çevrimi değiştirilerek normal dört zaman tamamlandıktan sonra silindir içine sadece hava emilerek süpürme yapılan iki ilave zaman (krank milinin 1 tam dönmesi) ile yük kontrolü yapılmaktadır. Etkin strok hacmi değiştirilebilen bu tip motorlar *altı zamanlı* olarak anılmaktadırlar [119].

Richard van Basshuysen ise silindirlerin devre dışı bırakılması ile sağlanabilecek yakıt tüketimindeki azalmanın, gelecek açısından en önemli potansiyele sahip olduğunu vurguladığı makalesinde, bu çalışmada öngörülen ve periyot atlaması olarak tanımladığımız çalışma stratejisini bir alternatif olarak önermektedir [119].

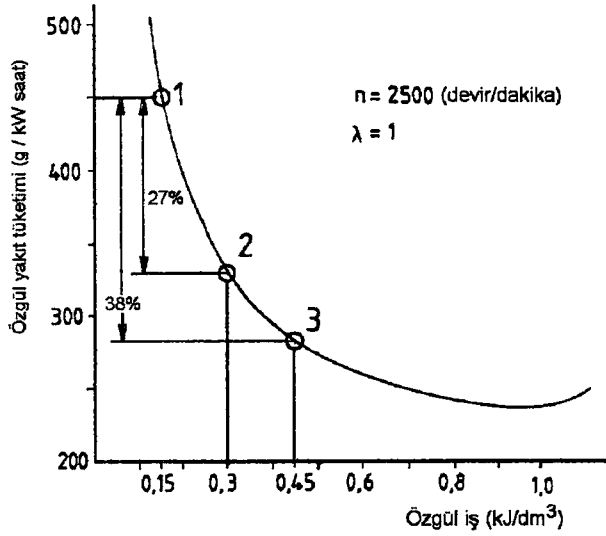
Bu makalede hidrolik kamlı bir mekanizma ile sistemin çalıştırılması düşünülmekte ve daha basit benzer teknolojinin halen supap ayarı gerektirmeyen hidrolik boşluk ayarlı sistemlerde yer almasından dolayı, kolayca uygulanabileceği söylenmektedir (Şekil 2.49.).



Şekil 2.49. - Hidrolik boşluk ayarlı supap sisteminin, çevrimleri devredışı bırakmak üzere değiştirilmiş şekli [119].

Önerilen yöntem ile ilgili olarak basit bir hesap yapılmıştır. Buna göre her iş çevriminden sonra (720^0), emme ve egzoz supapları ve o silindire ait yakıt püskürme sistemi durdurularak 720^0 boyunca iş üretilmemektedir. Motorun bu şekilde çalıştırılması, 8 zamanlı olarak nitelenmekte ve her iş çevriminden sonra iki tam çevrim boyunca (1440^0) supapların ve püskürtmenin durdurulması ise 12 zaman olarak tanımlanmaktadır. Örnek hesapta 1.8 litre strok hacimli bir motor ele alınarak, üçüncü viteste 2500 (devir/dakika)k da 0.15 kJ/dm^3 lik özgül iş ürettiği varsayılmıştır. Bu çalışma koşullarında motorun özgül yakıt tüketimi 450 g/kWsaat olmaktadır. Yukarıda tanımlanan 8 zamanlı çalışma koşullarında aynı performansı sağlayabilmek için, özgül iş gereksinimi efektif strok hacmi yarıya düştüğü için, ikiye katlanarak 0.30 kJ/dm^3 olmaktadır. Bu durumda motorun özgül yakıt tüketimi 330 g/kWsaat olmakta ve bu da % 27 lik azalmaya karşılık gelmektedir. Ancak motorun iş üretmediği ilave dört zaman boyunca sürtünme kayıpları devam etmekte olup bunun ise deneysel sonuçlara göre 0.05 kJ/dm^3 olacağı hesaplanarak, yakıt tüketimindeki iyileşmenin % 20 olarak gerçekleşeceği sonucuna varılmıştır. Benzer şekilde motorun aynı koşulları sağlamak üzere 12 zaman tanımına uygun olarak çalıştırılması halinde, 0.45 kJ/dm^3 lik

özgül iş gereksinimi ile sürtünmesiz %38, sürtünme gözönüne alındığında %35 lik yakıt tüketiminde azalma sağlanabileceği hesaplanmıştır (Şekil 2.50.).



Şekil 2.50. - Yük - özgül yakıt tüketimi ilişkisi ($n=2500$ (devir/dakika), $\lambda=1$) [119].

Basshuysen in sekiz zaman tanımına benzeyen başka bir çalışmada ise, iki emme iki egzoz supaplı bir motorda kam mili krank milinin 1/4 ü bir hızla tahrik edilmektedir. Emme kanallarından birinde yakıt püskürtülmemekte ve böylece dört normal zamanın arkasından, sadece hava emilip egzoz süpürülen, iş stroku içermeyen dört zaman daha ilave edilmektedir. Böyle bir motorun [115, 116, 117] referanslarında tanımlanan çalışmaya göre ne gibi bir getirisi olacağı ise tartışmalıdır [120].

BÖLÜM 3

PERİYOT ATLATMALI MOTORUN GENEL TANIMI

3.1 Motor yükü ile verim ilişkisi

Daha önce bölüm 2.3.9 daki şekil 2.43 ile gösterilen, yüksek ve düşük yüklere ait $p - V$ diyagramları yardımıyla, aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$+p_{mi}(\text{düşük yük}) < +p_{mi}(\text{yüksek yük}) \quad (3.1)$$

$$|-p_{mi}(\text{düşük yük})| > |-p_{mi}(\text{yüksek yük})| \quad (3.2)$$

$$p_{mi}(\text{düşük yük}) = +p_{mi}(\text{düşük yük}) - |-p_{mi}(\text{düşük yük})| \quad (3.3)$$

$$p_{mi}(\text{yüksek yük}) = +p_{mi}(\text{yüksek yük}) - |-p_{mi}(\text{yüksek yük})| \quad (3.4)$$

$$p_{mi}(\text{düşük yük}) < p_{mi}(\text{yüksek yük}) \quad (3.5)$$

$$\frac{+p_{mi}(\text{düşük yük})}{|-p_{mi}(\text{düşük yük})|} < \frac{+p_{mi}(\text{yüksek yük})}{|-p_{mi}(\text{yüksek yük})|} \quad (3.6)$$

Bu eşitsizlik, düşük yüklerde, pompalama kayıplarının iş üretilen yüksek basınç çevrimine oranının, yüksek yüklere göre daha fazla olduğunu göstermektedir.

Bu ise, doğrudan indike verimi etkilemektedir

Düşük yüklerde verim kaybının önemli nedenlerinden biri daha önce bölüm 2.2.3' de açıklandığı gibi, pompalama kayıplarıdır. Pompalama kayıplarını azaltmak için değişken supap sistemi veya fakir karışimli kademeli dolgulu motor kullanılması hali ise şu ifadelerle tanımlanabilir.

$$|-p_{mi}(\text{düşük yük})| > |-p_{mi}(\text{düşük yük-düşük pompalama işi})| \quad (3.7)$$

$$+p_{mi}(\text{düşük yük}) = +p_{mi}(\text{düşük yük-düşük pompalama işi}) \quad (3.8)$$

kabulü ile

$$\frac{+p_{mi}(\text{düşük.yük})}{|-p_{mi}(\text{düşük.yük})|} < \frac{+p_{mi}(\text{düşük.yük} - \text{düşük.pompalama işi})}{|-p_{mi}(\text{düşük.yük} - \text{düşük.pompalama işi})|} \quad (3.9)$$

ve bu durumda

$$p_{mi}(\text{düşük yük}) < p_{mi}(\text{düşük yük-düşük pompalama işi}) \quad (3.10)$$

olacaktır.

Ancak sınır koşul olarak konvansiyonel Otto motoru ile pompalama kaybını azaltılmış motorun, eşit ortalama indike basınca sahip olması kabul edilirse ($p_{mi}(\text{düşük yük}) = p_{mi}(\text{düşük yük-düşük pompalama işi})$), düşük pompalama işli motorun, pozitif ortalama indike basıncını azaltmak, yani silindir içine daha az yakıt göndermek gerekecektir. Bu ise pompalama kaybı azaltılan motorda pozitif ortalama indike basıncın, negatif ortalama indike basınca oranını düşürerek verim kazancında azalmaya neden olacaktır.

Öte yandan düşük pompalama işli motorda, iş üretimi yapılan yüksek basınç çevrimi alanı, düşük yükte, yüksek yüke göre yine daha küçük olacağından, yüksek yükte ulaşılan indike verim değerlerine ulaşamayacaktır.

Ancak düşük yüklerde sıkıştırma oranının artırılması ile düşük yüklerdeki yüksek basınç çevrimi alanını vuruntu olmaksızın, yüksek yüklerde elde edilen düzeye yaklaştırmak olanaklı hale gelecektir.

$$+p_{mi}(\text{düşük yük}) < +p_{mi}(\text{düşük yük-değişken sıkıştırma oranı}) \quad (3.11)$$

$$|-p_{mi}(\text{düşük yük})| = |-p_{mi}(\text{düşük yük-değişken sıkıştırma oranı})| \quad (3.12)$$

$$\frac{+p_{mi(düşük.yük)}}{-p_{mi(düşük.yük)}} < \frac{+p_{mi(düşük.yük - değişken.sıkıştırma.oranı)}}{-p_{mi(düşük.yük - değişken.sıkıştırma.oranı)}} \quad (3.13)$$

Bu durumda da konvansiyonel Otto motoru ile değişken sıkıştırma oranlı motoru karşılaştırmasında $p_{mi(düşük yük)} = p_{mi(düşük yük-değişke sıkıştırma oranı)}$ şartları altında, pompalama kaybı azaltılmış olan motorda olduğu gibi, verim artışı beklenen düzeye ulaşamayacaktır.

Öte yandan hem pompalama kayıplarını azaltmak (değişken supap mekanizması veya fakir karışimli motor ile), hem de sıkıştırma oranını yüke bağımlı olarak değişken olması, düşük yüklerde gerek iş üretilen yüksek basınç çevrimini, gerekse dolgu değişimi yapılan alçak basınç çevrimini birlikte etkileyecektir. Böylece bir yandan dolgu değişimi alanını küçültmek bir yandan da sıkıştırma oranını artırarak, düşük yüklerde daha yüksek indike verim elde etmek olanaklı hale gelecektir.

$$|-p_{mi(düşük yük)}| > |-p_{mi(düşük yük-değişken supap mekanizması)}| \quad (3.14)$$

$$+p_{mi(düşük yük)} < +p_{mi(düşük yük-değişken sıkıştırma oranı)} \quad (3.15)$$

$$\frac{+p_{mi(düşük.yük)}}{-p_{mi(düşük.yük)}} < \frac{+p_{mi(düşük.yük - değişken.sıkıştırma.oranı)}}{-p_{mi(düşük.yük - değişken.s upap.mekanizması)}} \quad (3.16)$$

Daha önce her iki değişken için ayrı ayrı belirtildiği gibi, burada da ortalama indike basınçların eşitliği koşulunun aranması, indike verimdeki artışı sınırlayacaktır.

Toplam indike verimi artırmanın diğer bir yolu ise, periyot atlamalı motorda da olduğu gibi, yüke bağlı olarak etkin strok hacminin değiştirilmesidir.

$$N_i \approx (p_{mi} V_s n) \quad (3.17)$$

$$N_{i(düşük yük)} = N_{i(düşük yük-değişken strok hacmi)} \quad (3.18)$$

$$n_{(düşük yük)} = n_{(düşük yük-değişken strok hacmi)} \quad (3.19)$$

$$V_{s(etkinstrok hacmi)} = \frac{V_s}{f} \quad (3.20)$$

$$f = \frac{V_{s(toplam)}}{V_{s(etkin)}} \quad (3.21)$$

$$f > 1 \quad (3.22)$$

$$p_{mi}(\text{düşük yük-değişken strok hacmi}) = p_{mi}(\text{düşük yük}) f \quad (3.23)$$

$$+p_{mi}(\text{düşük yük-değişken strok hacmi}) > +p_{mi}(\text{düşük yük}) \quad (3.24)$$

$$| -p_{mi}(\text{düşük yük-değişken strok hacmi}) | < | -p_{mi}(\text{düşük yük}) | \quad (3.25)$$

$$\frac{+p_{mi}(\text{düşük.yük})}{| -p_{mi}(\text{düşük.yük}) |} < \frac{+p_{mi}(\text{düşük.yük - değişken.strok.hacmi})}{| -p_{mi}(\text{düşük.yük - değişken.değişken.strok.hacmi}) |} \quad (3.26)$$

Buraya kadar verilen bütün ifadelerde, çevrimlerin boyutları (p-V diyagramı) değişken kabul edilmesine karşılık, termodinamik özellikler açısından birbirlerine eşdeğer oldukları varsayılmıştır.

Termodinamik eşdeğerlik ise çevrimlerin T-s diyagramı üzerinde geometrik olarak birbirine eş olmasıdır .

Ancak pratikte bu gerçekleşmemektedir.

T-s diyagramı ile gösterilebilen ve verimi en fazla etkileyen olgu ise yanma sürecidir.

Daha önce bölüm 2.2.1 de gösterildiği gibi ideal - Otto çevriminde yanmanın sabit hacimde gerçekleştiği varsayılmaktadır. Gerçekte, sınırlı büyüklükteki yanma hızı nedeniyle, sabit hacimde yanma sağlanamamaktadır.

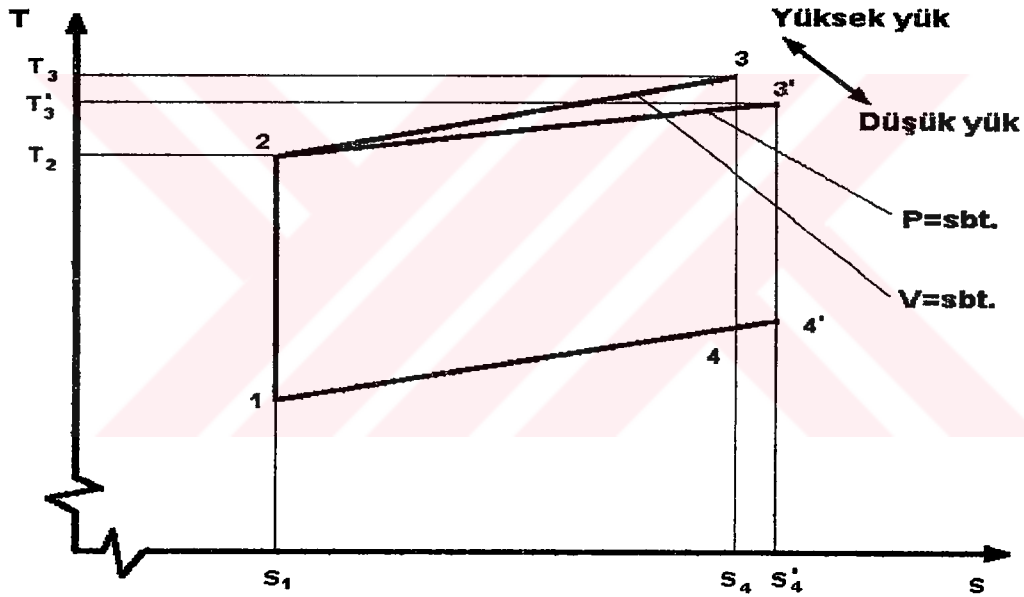
Ancak yüksek yüklerde, silindir içindeki yüksek sıcaklık ve basınç ile yüksek yanma hızlarına ulaşılarak, sabit hacimde yanmaya yaklaşılmaktadır. Düşük yüklerde ise silindir içindeki dolgu miktarı azaltıldığından, yanma hızı düşmektedir. Bu ise ideal Otto çevriminden uzaklaşmaya neden olmakta ve yanma olayı ideal Diesel çevrimine

benzer şekilde, sabit basınçta yanmaya doğru kaymaktadır (silindir hacmi genişlerken yanma süresi uzayarak, yanma devam etmekte).

Yüke bağlı olarak yanma süresinin değişmesi bölüm 2.3.7 de şekil 2.47. ile gösterilmiştir.

Şekil 3.1.' de sabit hacim ve basınçta ısı giriqli ideal çevrimlerin T-s diyagramı verilmiştir.

Her iki çevrimin ele alınan parçalarında, giren ısı miktarı eşittir. Gerçek Otto motorunda ise, ısı giriqli iki eğri arasında (2-3 ve 2-3') yer alır ve yüke bağlı olarak yanma süresinin değişmesi ile eğim değişmektedir. Diğer bir deyişle yük arttıkça sabit hacimli ısı giriqli eğrisine, yük azaldıkça sabit basınçlı ısı giriqli eğrisine yaklaşılmaktadır (şekil 3.1.).



Şekil 3.1. - Sabit hacim ve basınçta ısı giriqli çevrimlerin T-s diyagramında gösterimi (her iki çevrim kesrinde, giren ısı miktarları birbirine eşittir).

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ve ideal gaz kabulü ile entropi ifadeleri yazılarak, yanma hızı ile verim arasındaki ilişki açısından analiz yapılırsa :

$$T_{2(\text{sabit hacim})} = T_{2(\text{sabit basınç})} = T_2 \quad (3.27)$$

Diğer bir deyişle

$$\mathcal{E}_{(\text{sabit hacim})} = \mathcal{E}_{(\text{sabit basınç})} \quad (3.28)$$

Termodinamiğin birinci kanununa göre

$$Q_{\text{giren}(\text{sabit hacim})} = Q_{\text{giren}(\text{sabit basınç})} \quad (3.29)$$

kabulü ile

$$c_v (T_{3(\text{sabit hacim})} - T_2) = c_p (T_{3(\text{sabit basınç})} - T_2) \quad (3.30)$$

olacaktır.

$$k = \frac{c_p}{c_v} > 1 \quad (3.31)$$

$$c_p > c_v \quad (3.32)$$

eşitsizliği nedeniyle

$$T_{3(\text{sabit hacim})} > T_{3(\text{sabit basınç})} \quad (3.33)$$

$$\frac{c_p}{c_v} > \frac{T_{2(\text{sabit.basınç})}}{T_{2(\text{sabit.hacim})}} \quad (3.34)$$

olacaktır.

Buna göre entropi değişimi

$$\Delta S_{(\text{sabit hacim})} = c_v \ln \frac{T_{3(\text{sabit.hacim})}}{T_2} \quad (3.35)$$

$$\Delta S_{(\text{sabit basınç})} = c_p \ln \frac{T_{3(\text{sabit.basınç})}}{T_2} \quad (3.36)$$

$$\Delta S_{(\text{sabit hacim})} < \Delta S_{(\text{sabit basınç})} \quad (3.37)$$

olmaktadır.

Çevrimin göz önüne alınan kesiti için verim ifadeleri ise şöyle olacaktır :

$$\eta_{i(sabit.basınç)} = \frac{\text{Alan}(S_1 \cdot 14' S_4')}{\text{Alan}(S_1 \cdot 23' S_4')} \quad (3.38)$$

$$\eta_{i(sabit.hacim)} = \frac{\text{Alan}(S_1 \cdot 14 S_4)}{\text{Alan}(S_1 \cdot 23 S_4)} \quad (3.39)$$

Buna göre yanma hızı arttıkça verimin arttığı açıkça görülmektedir (şekil 3.1.).

$$\eta_{i(sabit hacim)} > \eta_{i(sabit basınç)} \quad (3.40)$$

Yanma hızı düşüklüğünden kaynaklanan verim kaybının azaltılması için değişken supap mekanizmasının fayda sağlaması mümkün değildir. Fakir karışimli motorlardan, direkt püskürtmeli olan tip ve düşük yükte sıkıştırma oranının artırılması seçenekleri ise, sınırlı olarak etkin olabilir.

Ancak asıl çözüm, yük azaldığında etkin strok hacminin azaltılması ile sağlanabilecektir. Bu çalışmanın konusu olan periyot atlamalı motor da, etkin strok hacmi değiştirilebilen sistemler için bir alternatif oluşturabilir.

3.2 Otto motorunda periyot atlatması

Otto motorlarında bugüne kadar düşük yük ve hız bölgesinde yakıt tüketimi azaltmaya yönelik yapılan çalışmalar bölüm 2.3.1 den 2.3.10'a kadar on tane başlık altında anlatılmıştır.

Bu yöntemlerin ortak hedefi bölüm 3.1' deki gerekçeler göz önüne alınarak, çok silindirli Otto motorlarında aynı yük ve hızda p_{mi} yi artırarak verimde kazanç sağlamaktır.

Bölüm 2.3.9 ve 2.3.10' da değişken strok hacmi adı altında çok silindirli motorlarda, silindirlerin bir kısmının tamamen veya bazı silindirlerin sıralı olarak devreden çıkartıldığı stratejiler tanıtılmıştır.

Bu çalışmada ise sözü geçen sistemlere alternatif olarak gerek çok silindirli, gerekse tek silindirli Otto çevrimli motorlarda uygulanabilir bir mekanizma ve strateji teklif edilerek, ilk uygulama sonuçları verilmektedir. Geliştirilmeye çalışılan bu sistem, şu şekilde tanımlanabilir :

Motor dört zamanı (emme-sıkıştırma-yanma ve genişleme-egzoz) Krank milinin 720^0 yani iki defa dönmesinde tamamlamaktadır. Normalde motordan çekilen güç azaldığında gaz kelebeği kısılır ve yakıt sistemi kumanda edilerek, silindir içine çevrim başına giren dolgu miktarı azaltılır. Geliştirilen bu sistemde motordan çekilen güç azaldığında gaz kelebeğinin kısılıp silindir içine çevrim başına giren dolgu miktarının azaltılması yerine, dört periyot tamamlandıktan sonra takip eden dört periyotta iş üretilmeyerek, iş üretilen periyotlardaki gaz kelebeği açıklığı ve dolgu miktarı fazla tutulur. Yani motorun krank milinin ancak dört kez dönmesinde bir kez iş üretilir. Bunu sağlamak için önce iş üretilmeyen dört periyodun emme zamanında silindir içine giren yakıtın kesilmesi gerekir.

Bu yöntemin benzeri, daha önce bölüm 2.3.10' da değinildiği gibi, iki zamanlı motorlarda, rölanti ve düşük hız bölgesinde, taze karışımın kısa devre olarak HC emisyonlarının ve çalışma düzgünlüğünün artmasına engel olmak için uygulanmıştır fakat bu çalışmadaki amaç dolgu değişim işini azaltmak değildir [49, 50, 51].

Ancak dört zamanlı motorda sadece yakıtın kesilmesi, pompalama kayıplarını ortadan kaldırmayacaktır. Bu da iş üretilmeyen dört zamanın yer aldığı çevrimde silindir içine hava emilmesi ve bu havanın egzoz kanalından dışarı atımı ile negatif iş oluşmasına, yani silindir içinde hava dolanımı için dışarıdan iş çekilmesine neden olacaktır. İş yapan ve yapmayan iki çevrimin toplamı olan sekiz zamanda, ortalama indike basınç düşecek ve verim olumsuz yönde etkilenecektir.

Bunun önüne geçebilmek için yakıt püskürtülmeyen ve iş üretilmeyen dört zamanın yer aldığı çevrimin, emme zamanında havanın silindir içine girişine engel olunması gerekmektedir.

Basshuysen tarafından teklif edilen supap mekanizması ile bunu sağlamak mümkün olacaktır [60]. Böylece 8 zamanın (iki çevrim) iş üretilmeyen kısmında pompalama kayıpları oluşmayacaktır. Bütün bu teknikler kullanıldıktan sonra elde edilen dördü iş üreten, diğer dördü üretmeyen 8 zamanın toplamı olan iki çevrim ile çalışma şekli daha önce de değinildiği gibi, literatürde sekiz zamanlı motor olarak adlandırılmaktadır.

Teklif edilen sistemin ise mekanizma ve prensip olarak farkı şudur :

Motorun emme ve egzoz işlemi kam mili ile tahrik edilen klasik emme ve egzoz supapları ile yapılır. İş üretilmeyen dört zamanın yer aldığı periyotta emme işlemini durdurmak için karmaşık bir supap mekanizması yerine sadece emme kanalında yer alan solenoid kumandalı bir kelebek (döner supap) yardımıyla, emme işlemi durdurulmaktadır (şekil 3.2.). Aktüatörler (solenoid) motorun iş çevrimi sırasında dört zamanda emme ve egzoz kanalındaki kelebekleri (döner supap) tam açık durumda tutarlar. İş çevrimi yapılmayacağı veya diğer bir deyişle çevrim atlatılacağı zaman, aktüatörler emme ve egzoz kanalındaki kelebekleri tam kapalı konuma getirerek kanallardaki akışı durdururlar. Emme ve egzoz kanalındaki kelebeklerin konumu emme ve egzoz supapları kapalı olduğu sırada değiştirilir. . Bu amaçla krank milinin dönme hareketi 1/2 oranın düşürülerek bir dişli çarka iletilir. Bu dişli çark üzerinden elektriksel bir işaret alınarak supap konumları belirlenir ve buna göre kelebekler kumanda edilir . Kısmi yükte yani diğer bir deyişle motorun ürettiği güç azaldığında gaz kelebeğini açık pozisyonda tutarak pompalama kayıplarını azaltmak ve buna bağlı olarak silindir içinde yanma sonu basıncını yüksek tutarak ortalama indike basıncı arttırmak için emme ve egzoz kanallarındaki kelebekler iş çevrimleri arasında belli sayıda çevrim boyunca solenoidler yardımıyla kapalı duruma getirilerek çevrim atlatılır (periyot atlatma). Periyot atlatma işlemi sırasında yakıt püskürtme işlemi de durdurulur. Aışılğelen dört zamanlı çalışma şeklinden örneğın iki çevrimin toplamı olan sekiz zamanlıya geçişte motor gücü aniden yarı yarıya azalmaktadır (motorun gaz kelebeğı, ateşleme avansı gibi parametrelerinin değıştirilmediğı varsayılmıştır). Buna karşılık bu çalışmada tasarlanan sistem ile bu geçiş kademelendirilerek en az moment değışimi sağlanacak hale dönüştürülebilir (tablo 3.1 ve şekil 3.3). Sistem bu hali ile daha önce sözü edilen Basshuysen'in önerisi 8 zamanlı motor tanımından da farklı ve daha elastik bir çalışma şekli sağlayabilmektedir.

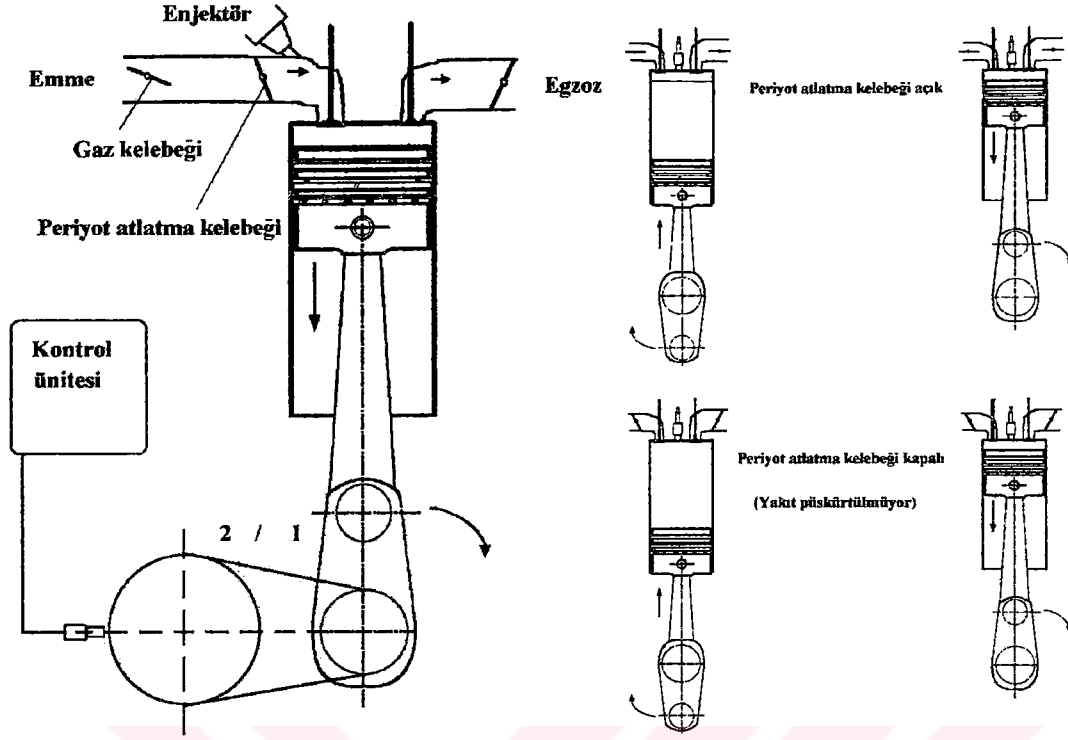
Tablo 3.1 ve şekil 3.3 de tanımlanan stratejiler motorun yüküne (üretilen moment) ve hızına bağlı olarak genişletilebilir ve böylece periyot atlatma işlemine geçişte, *atlatılan çevrim/iş çevrimi* çok küçük oranlardan başlatılarak motor yükü azaldıkça büyük oranlara doğru gidilebilir. Bu şekilde bir strateji tek silindirli dört zamanlı motorlarda uygulanabileceğı gibi çok silindirli motorlarda da kullanılabilir. Sistem, yapı itibarıyla klasik supap mekanizmasında değışiklik gerektirmez. Bütün bir

grup silindirlerin devre dışı bırakılmasına göre yük ayarı çevrim atlatma stratejisine bağlı olarak moment değişimi en aza indirilerek uygulanabilir.

Şekil 3.3. ve 3.4. de ise periyot atlatmalı motor stratejisi ile ilgili olarak normal, her bir iş üreten çevrimden sonra bir periyot atlatmalı (ns), her iki iş üreten çevrimden sonra bir periyot atlatmalı (nns) ve her bir iş üreten çevrimden sonra iki periyot atlatmalı hal için (nss), emme ve egzoz kanalı atlatılan periyot sırasında kapalı durumdaki, p – KMA diyagramlarının yaklaşık görünümü şematik olarak gösterilmiştir.

Sonuç olarak periyot atlatmalı sistemin getirdiği yenilik ve çalışma şekli aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir.

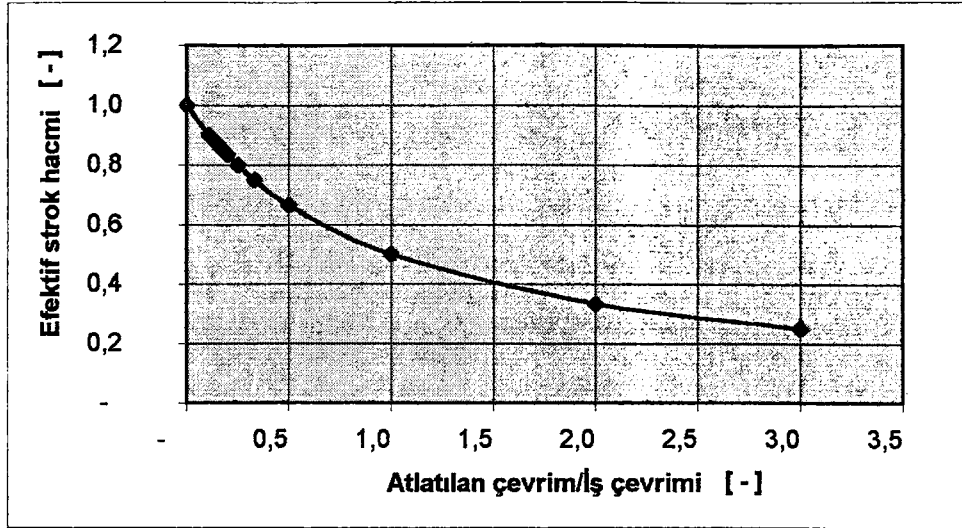
1. Tanımlanan sistem; dört zamanlı motorda kısmi yükte emme ve egzoz kanallarının belirli çevrim aralıkları ile kapatılması ve çevrimin iş üretmeden atlatılmasını sağlayan solenoid aktüatörlerle tahrik edilen açma – kapama kelebeklerini (döner supapları) içermektedir.
2. Tanımlanan sistem; tek veya çok silindirli dört zamanlı motorlara uygulanabilir.
3. Tanımlanan sistemde; solenoid aktüatörler silindirin supapları kapalı pozisyonda iken periyot atlatma için emme ve egzoz kanallarındaki açma – kapama kelebeklerini tamamen kapatır ve aynı anda atlatılan periyod’ daki yakıt püskürtme işlemi durdurulur.
4. Tanımlanan sistemde; solenoid aktüatörler periyot atlatma işlemi tamamlandıktan sonra bir sonraki iş çevrimi için emme ve egzoz supapları kapalı iken, emme ve egzoz kanalındaki açma – kapama kelebeklerini tam açar.
5. Tanımlanan sistemde; motorun ürettiği gücün değişimine bağlı olarak tablo 3.1 ve şekil 3.3 deki gibi kademeli bir strateji ile “atlatılan çevrim/ iş çevrimi” oranı değiştirilebilir.
6. Tanımlanan sistemde; gaz kelebeği mümkün olduğunca açık durumda tutulacak şekilde “atlatılan çevrim/ iş çevrimi” oranı ayarlanabilir.
7. Tanımlanan sistemin çok silindirli motorlara uygulanması halinde, her bir silindirde bağımsız olarak periyot atlatma işlemi yapılabilir.



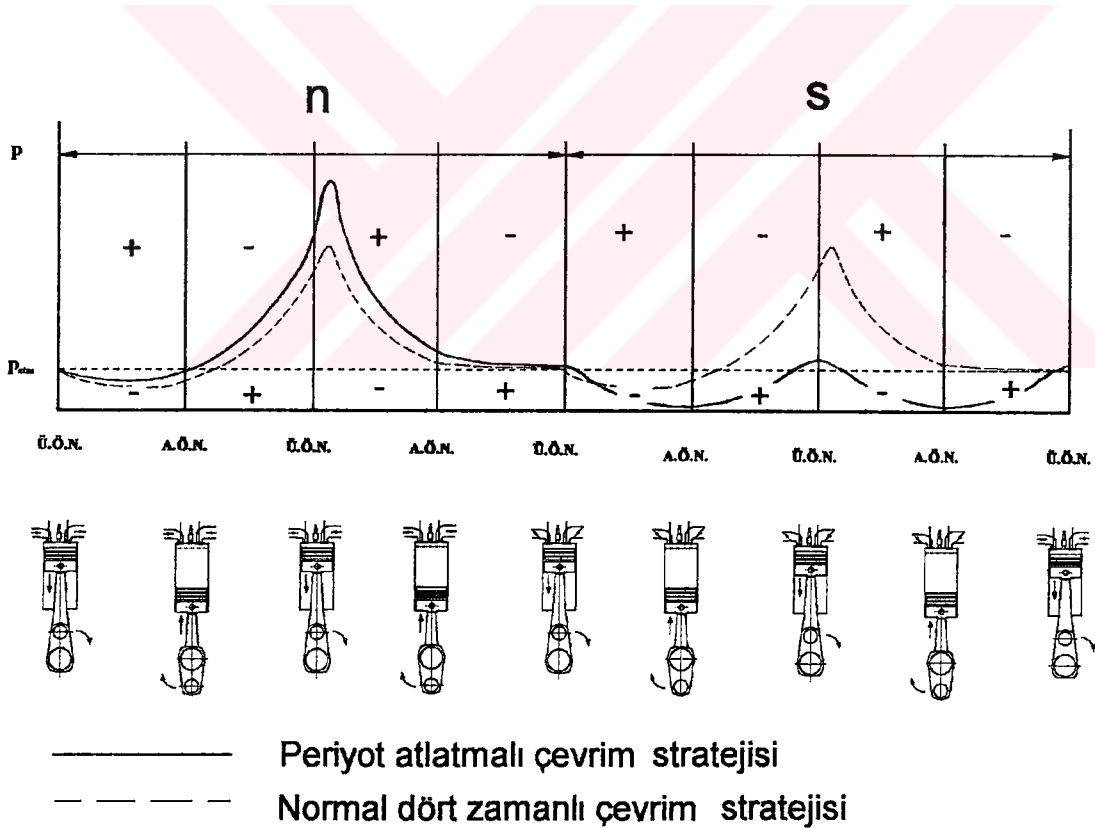
Şekil 3.2. - Periyot atlatma sisteminin şematik gösterimi.

Tablo 3.1. – Tek silindir için periyot atlatma stratejisi.

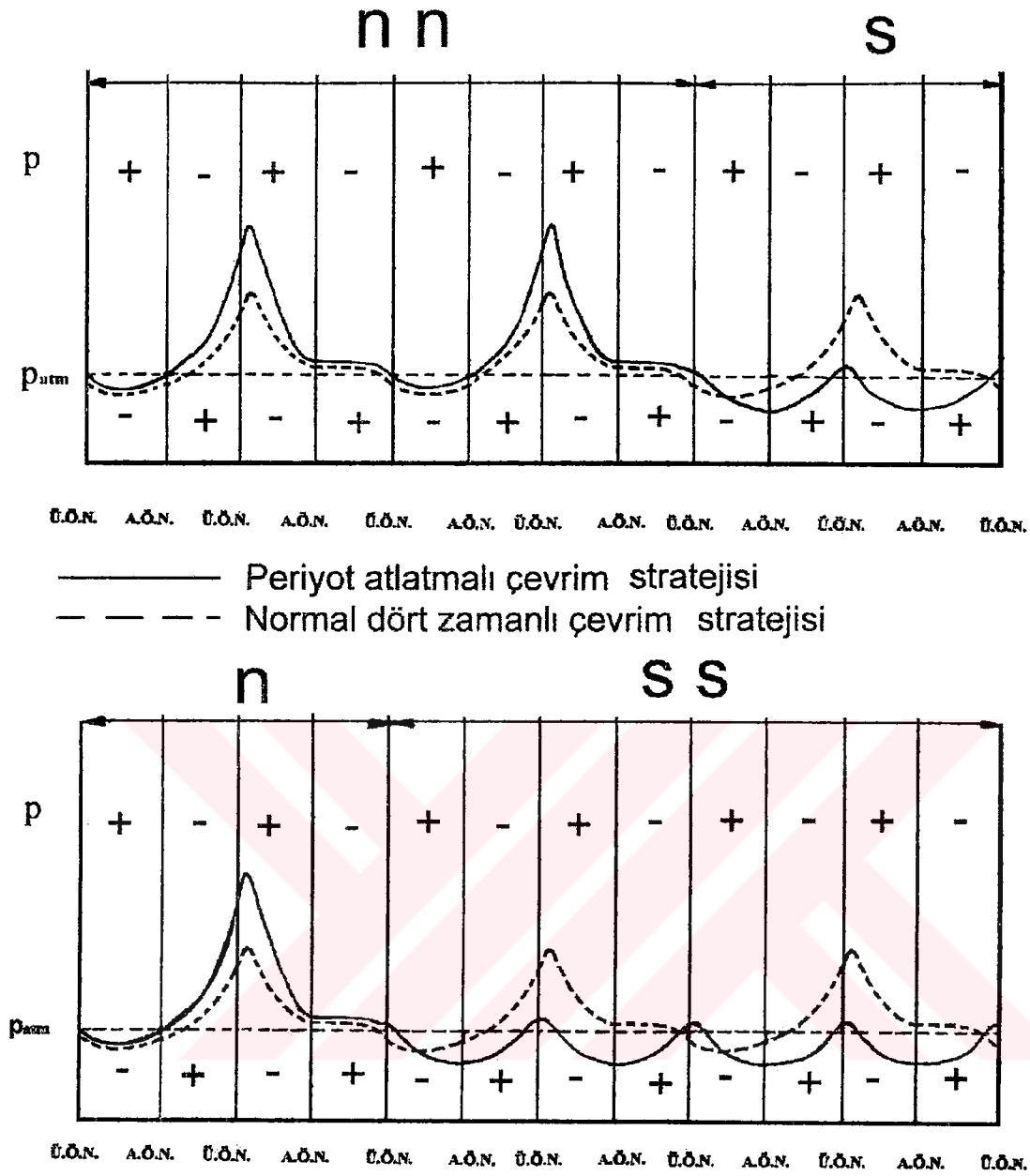
İş çevrimi sayısı	Atlatılan çevrim sayısı	Atlatılan çevrim / İş Çevrimi	Efektif strok hacmi İş çevrimi sayısı / (İş çevrimi sayısı + Atlatılan çevrim sayısı)
1	0	0	1
9	1	1/9	9/10
8	1	1/8	8/9
7	1	1/7	7/8
6	1	1/6	6/7
5	1	1/5	5/6
4	1	1/4	4/5
3	1	1/3	3/4
2	1	1/2	2/3
1	1	1/1	1/2
1	2	2/1	1/3
1	3	3/1	1/4



Şekil 3.3.- Tablo 3.1 de önerilen stratejiye göre periyot atlatmalı çalışmaya geçişteki efektif strok hacminin değişimi .



Şekil 3.4. - Periyot atlatmalı motor stratejisi ile ilgili olarak normal ve her iş üreten çevrimden sonra bir çevrim atlatmalı stratejilerin $p - KMA$ cinsinden yaklaşık gösterimi (atlatılan çevrimde emme kanalı kapalı).



Şekil 3.5.- Her iki iş üreten çevrimden sonra bir çevrim atlatmalı ve her bir çevrimden sonra iki atlatmalı hal için, normal dört zamanlı çalışma stratejisi ile karşılaştırmalı p – KMA diyagramının yaklaşık gösterimi (atlatılan çevrimde emme kanalı kapalı).

BÖLÜM 4

PERİYOT ATLATMALI MOTOR VE DENEY DÜZENEGİ

4.1 Deneysel çalışmalarda kullanılan motor

Deneysel çalışmaları yürütebilmek için gereksinim duyduğumuz ana malzeme olan motorun seçiminde, aşağıda belirtilen kıstaslar göz önüne alınmıştır.

- Tek silindirli bir benzin motoru olmalıdır.
- Motor sıcaklığını hassas bir şekilde kontrol edebilmek için, soğutma su ile olmalıdır.
- İndike özellikleri ön plana çıkarabilmek için, yardımcı üniteler (alternatör, su pompası, yağ pompası vs.) motor tarafından tahrik edilmemelidir.
- Yakıt - hava karışımının hassas ayarı için, karışım püskürtme ile sağlanmalıdır.
- Motorun geometrik özellikleri (çap, strok, sıkıştırma oranı, yanma odası geometrisi vs.) güncel motorlara benzemelidir.
- Motor üzerinde kolay değişiklik yapılabilmelidir.
- Ölçüm elemanları için yeterli ve uygun yer olmalıdır.

Deneysel çalışma için motor üzerinde bir çok değişiklik ve ölçümün yapılması gerektiğinden, tek silindirli bir motor kullanılmıştır. Bu karara varırken, literatürde yer alan bir çok akademik ve araştırma amaçlı çalışmada, tek silindirli motor kullanılması da rol oynamıştır. İngilizce literatürde bu tip motorlar “Single Cylinder Research Engine (SCRE)” olarak isimlendirilmektedir. Ayrıca motor geliştirme konusunda çalışan çoğu firmanın, geliştirilmesi düşünülen motorun silindir sayısı ne olursa olsun, ilk çalışmalarını tek silindirli motorlar ile yürüttükleri gözlemlenmiştir.

Tek silindirli deney motorlarına ait tecrübeye dayalı geniş kapsamlı bilgi ise Sir Harry Ricardonun kitabında yer almaktadır [121]. Günümüzde bu tip araştırma motorları FEV (Almanya), BASF (Almanya), AVL (Avusturya), Ricardo (İngiltere), Cussons (İngiltere) ve CFR (ABD) gibi firmalar tarafından üretilmesine rağmen, çok pahalı olduklarından ve yapılacak çalışmalar için ilave birçok değişiklik gerektireceğinden tercih edilmemiştir.

Tek silindirli dört zamanlı benzin motoru kullanılmasına karar verdikten sonra Türkiye’de amacımıza uygun bir motor araştırılmıştır [122, 123].

Tek silindirli dört zamanlı benzin motoru üretiminin sadece Anadolu Holding bünyesindeki Honda motosiklet ve Lombardini fabrikalarında yapıldığı tespit edilmiştir.

Üretilen Honda motosiklet motoru 125 cm^3 strok hacmine sahip olup, hava soğutmalıdır. Gerek silindir geometrisinin taşıtlarda kullanılan motorlara göre çok küçük olması, gerekse hava soğutmalı olmasından dolayı tercih edilmemiştir.

Lombardini lisansı ile üretilen motorun strok hacmi 250 cm^3 olup, yine hava soğutmalıdır. Bu motorun strok hacmi daha büyük olmasına rağmen, hava soğutmalı ve yanma odası L tipi olması nedeniyle kullanılmamıştır (bu tip yanma odası geometrisi günümüz taşıt motorlarında terkedilmiştir).

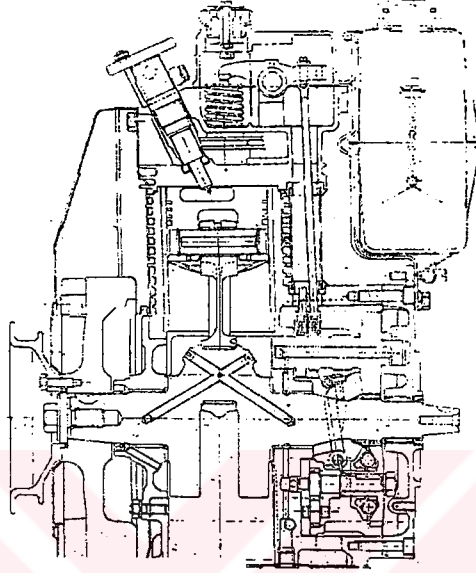
Bu aşamadan sonra araştırmalarımız benzin motoruna dönüştürmeye elverişli su soğutmalı direkt püskürtmeli Diesel motorlarına yönlendirilmiş ve iki adet motor seçeneği belirlenmiştir.

Seçeneklerden biri olan ve Süperstar firması tarafından üretilen tek silindirli su soğutmalı motordur. Strok hacminin büyüklüğü (770 cm^3) ve strok uzunluğunun fazlalığı (100 mm) nedeniyle amacımıza uygun olmadığına karar verilmiştir.

Diğer seçenek ise Lombardini firması tarafından yapılan 3LD450 motorudur. Bu motor su soğutmalı ve direkt püskürtmeli olup gerek strok hacmi, gerekse diğer geometrik özellikleri açısından iyi bir çözüm olacağı kararına varılmıştır (şekil 4.1.). Sözü geçen motor, firma tarafından üretimden kaldırılmış bulunmaktadır. Firma ile yaptığımız görüşmelerde bu motorun hava soğutmalı tipinin halen üretimde olduğu ve her iki motor arasında sadece silindir ve silindir kafasının farklı olduğunu öğrenilmiştir. Su soğutmalı modele ait silindir kafasının ve silindirin yedek parça olarak bulunduğu ve komple motorun montajının yapılabileceği fabrika yönetimince belirtilmiş ve kısa sürede araştırma amaçlarımız için Anabilim Dalımıza bir adet motor teslim edilmiştir.

4.1.1 Motor üzerinde deney amaçlarına uygun değişikliklerin yapılması

AN-PA firmasından teslim alınan motorun bazı teknik değerleri tablo 4.1.'deki gibidir.



Şekil 4.1.- Lombardini 3LD tipi hava soğutmalı, direkt püskürtmeli Diesel motoru kesit resmi.

Tablo 4.1. - Lombardini 3LD450 tipi, su soğutmalı, direkt püskürtmeli Diesel motorunun teknik özellikleri.

Lombardini 3LD450	
Silindir sayısı	1
Strok hacmi	454 cm ³
ÇapXStrok	85 X 80 mm
Sıkıştırma oranı	17.5/1
Emme supabı çapı	32 mm
Egzoz supabı çapı	27 mm
Emme supabı açılma miktarı	10 mm
Egzoz supabı açılma miktarı	10 mm
Emme supabı açılma zamanı	16 ⁰ ÜÖN' dan önce
Emme supabı kapanma zamanı	40 ⁰ AÖN' dan sonra
Egzoz supabı açılma zamanı	40 ⁰ AÖN' dan önce
Egzoz supabı kapanma zamanı	16 ⁰ ÜÖN' dan sonra
Supap bindirme süresi	32 ⁰ Simetrik
Biyel kolu uzunluğu	145 mm
Supap ayar boşluğu - soğuk motor (emme/egzoz)	0.2/0.2 mm

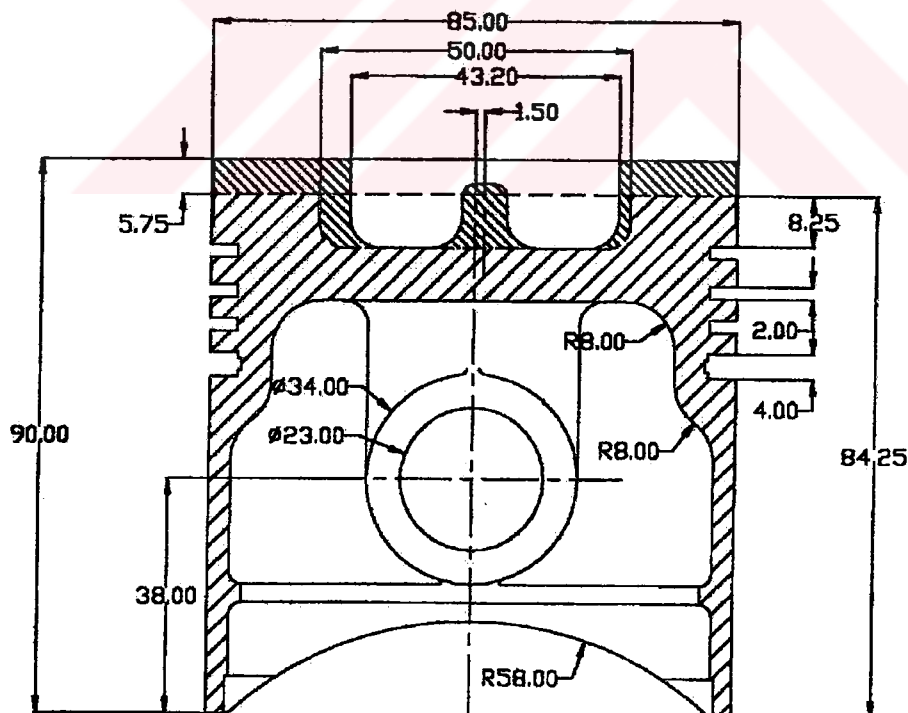
4.1.1.1 Piston

Gerek sıkıştırma oranının, gerekse yanma odası geometrisinin benzin motoru için en uygun hale dönüştürülmesi, büyük oranda piston üzerinde yapılan değişiklikler ile sağlanmıştır.

Orijinal piston üzerindeki oyuk silindir merkezinde olmayıp, enjektör merkez alınarak yerleştirilmiştir. Sıkıştırma oranını ayarlamak için piston tablası 5.75 mm alçaltılmış ve piston üzerindeki oyuk merkeze taşınarak çapı 50 mm ye genişletilmiştir. Ayrıca Piston üst kenarının silindir cidarını zedelenmemesi için pah kırılmıştır (şekil 4.2).

Belirtilen oyuk ile oluşan yanma odası geometrisi, benzin motorlarında yaygın bir tasarım değildir. Ancak yapılan diğer akademik çalışmalar dikkate alındığında, motor performansında önemli bir farklılık yaratmayacağı görülmektedir [124, 125].

Sıkıştırma oranı 9 olacak şekilde tasarılan piston ile deneyler öncesi yapılan kompresyon ölçümlerinde 13 kg/cm^2 basınç değeri sağlanmıştır. Bu sonuç henüz alıştırma çalışması yapılmamış motor için iyi bir değerdir.



Şekil 4.2.- Orijinal ve değiştirilmiş piston resimleri.

4.1.1.2 Silindir kafası

Temel tasarım direkt püskürtmeli Diesel motor olduğundan, emme kanalı helisel bir kavis çizerek emilen havaya dönme hareketi sağlayacak şekilde supaba doğru yönlendirilmiştir. Kanalin bu geometrisi ile silindir içine eksen boyunca oluşan dolgu akışının yanı sıra silindir eksenine göre radyal bir akış ta oluşmaktadır. Radyal akışın şiddetini belirtmek üzere “dönme oranı” (swirl ratio) olarak tanımlanan ve dolgunun silindir eksenine etrafındaki açısal hızının, eksenel hıza oranını belirten boyutsuz bir sayı tanımlanmış olup ve bu sayı literatürde deney motorumuzda kullanılan helisel emme kanalına benzeyen emme kanalları için 2.6 ila 2.9 arasında verilmiştir [12].

$$R_s = \frac{\omega_s}{2\pi n} \quad (4.1)$$

Silindir eksenine dolgu hareketi direkt püskürtmeli Diesel motorlarının yanı sıra, özellikle kademeli dolgulu benzin motorlarında da, yanma hızını arttırmak amacıyla kullanılmaktadır.

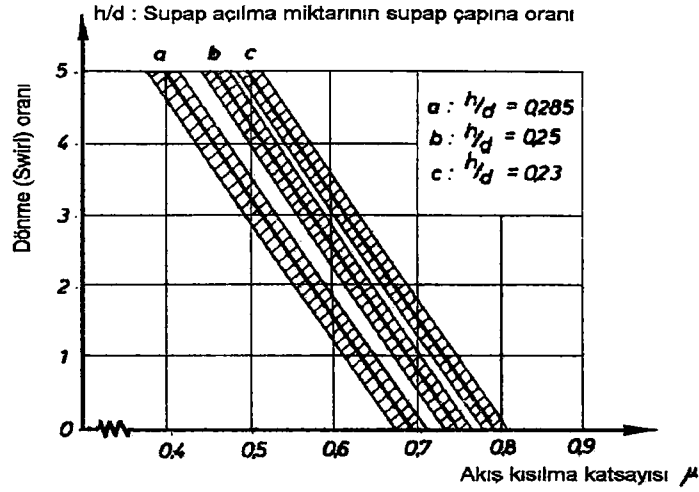
Öte yandan emme kanalı girişinde dönme hareketi oluşturulmasa bile, piston üzerinde oyuk bulunan yanma odası geometrilerinde, dolgu silindir içinde dönel bir hareket kazanmaktadır [12].

Emme kanalının dolguya dönme hareketi kazandıracak şekilde boyutlandırılması, emme sırasında kısılma kayıplarına neden olacaktır ve bu kısılma kaybı dönme hareketinin şiddeti ile supabın açılma miktarına bağlıdır (şekil 4.3)[126].

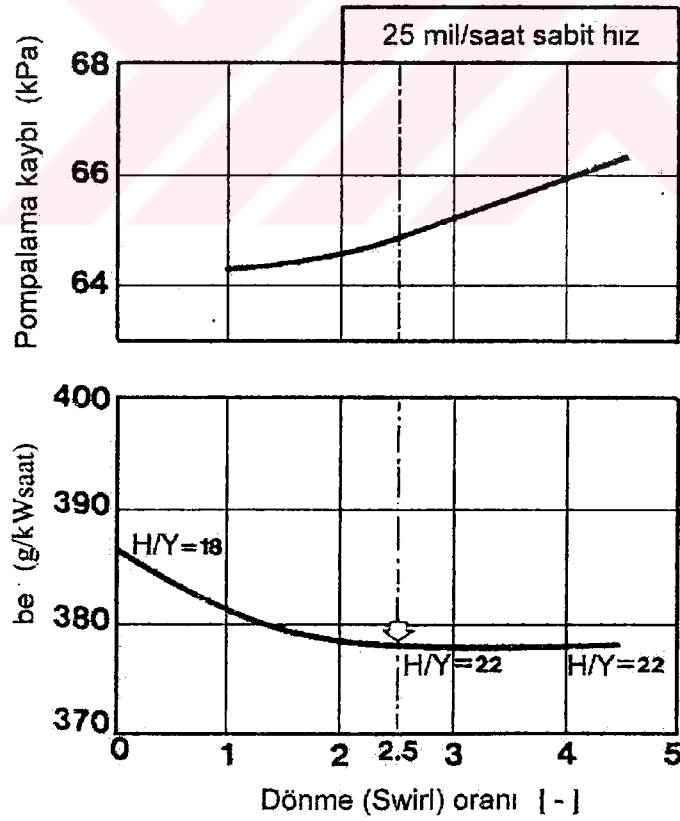
Bu ise doğrudan motorun volumetrik verimini etkileyecektir.

Volumetrik verimde meydana gelecek düşüş, doğrudan motorun en yüksek gücünü düşürmekle beraber, özgül yakıt tüketimini kötüleştirilmesi beklenmemektedir [86].

Özellikle fakir karışımlı benzin motorlarında yapılan deneysel çalışmalarda, silindir içindeki dolgunun dönme oranı (R_s) 2 ve 1.67 olduğu durumlarda, düz emme kanallı modellere göre en yüksek güçte %5 ve %7.1 düşüş gözlenmiştir [86, 127].



Şekil 4.3.- Supap açılma miktarının emme sırasında kısılmaya ve silindir içinde radyal dönme hareketine etkisi [126].



Şekil 4.4.- Silindir içinde dolgunun dönme oranının (swirl ratio), sabit yükte yakıt tüketimine etkisi [80].

Diğer bir araştırmada ise düz kanallı dönme oranı 2.5 olan ve helisel kanallı dönme oranı 4 olan motorlar ile yapılan deneylerde en yüksek güçteki azalma %8 olarak belirlenmiştir [80]. Aynı çalışmada kısmi yük koşullarında her iki tip motorda özgül yakıt tüketiminde, diğer çalışmalarda olduğu gibi bir fark gözlemlenmemiştir.

Bunun nedeni olarak silindir içindeki dolgunun dönme hareketinin şiddetinin artırılmasının, yanma hızını artırarak ideal sabit hacim çevrimine yaklaşmasına rağmen, emme kanalında oluşan kısılma kayıplarındaki artış ile bu iyileşmenin toplam verimde sağlayacağı artışı tamamen yok etmesi olarak yorumlanmıştır (Şekil 4.4.).

Mevcut motorun emme kanalındaki bu dönme hareketi, deneysel çalışmalarımızın temelde fakir karışım bölgesi ile ilgili olmamasından dolayı, özellikle istenen bir şey değildir.

Başlangıçta motor kafasının yeniden imal edilmesinin çok zor olacağı düşünülerek, varolan kafa üzerinde emme kanalının taşlanması ve supap kılavuzu üzerindeki yönlendirici duvarın kaldırılması ile dönme şiddetinin azaltılması planlandı.

Ancak laboratuvarımızda şu anda emme kanalındaki dönme hareketini ve kısılma kayıplarını deneysel olarak ölçebilecek bir düzenek bulunmamaktadır. Bu durumda yapılan değişikliklerin hava hareketi üzerinde yarattığı değişim ölçülemeyeceğinden bunun motor performansına etkisi sağlıklı bir şekilde yorumlanamayacağı kanısına varılmıştır.

İleriye dönük araştırmalarımızı sağlam bir temele oturtmak amacıyla kafa üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmadan, bu çalışmanın yürütülmesi ve daha sonra laboratuvarımızda emme kanalı ile ilgili ölçüm sistemlerinin kurulması halinde, değişiklik yapma yoluna giderek motor üzerinden veri toplanmasının, sistematik bilgi birikimi açısından faydalı olacağı düşünülmüştür.

Öte yandan silindir içindeki dönel hava hareketinin emme manifolduna püskürtülen yakıt damlacıklarını dış çepere doğru sürüklemesinden dolayı ve dolgu hareketinin silindir merkezinden silindir eksenine radyal yönde şiddetlendiği düşünülerek, bujinin konumunun silindir merkezi yerine silindir eksenine egzantrik olarak yerleştirilmesinin daha uygun olabileceği kanısına varılmıştır.

Ayrıca literatürde yer alan bir çalışmada da, 4 supaplı bir motor kafasında emme supaplarından birinin devre dışı bırakılması ile silindir içine giren dolguya dönme hareketi kazandırılması ve fakir karışım bölgesinde yapılan çalışmada merkezci

olan buji, dolgu hareketinin şiddeti daha yüksek olduğu gerekçesiyle merkezden kaçık olarak yerleştirilmiştir [78].

Literatürde silindir içinde dönel hareket eden dolguyu tutuşturmak için silindirin Ü.Ö.N. ya yakın bölgesinde çepeçevre çok sayıda bujinin yerleştirilmesinin ve alevin silindir çeperinden merkeze doğru ilerlemesini sağlamak gibi biraz ütöpik olan bir çalışmaya da rastlanmıştır [128].

Dönel hava hareketli motor tiplerinde (fakir ve kademeli karışımı), bujiyi merkezden kaçık yerleştirmeye yönelten bu çalışmalara rağmen, elimizde bulunan silindir kafasında buji için en uygun yerin Diesel enjektörünün yer aldığı kanal olduğu görülmüş ve bu kanalın yaklaşık olarak silindir merkezinde yer alması dolayısıyla buji ' de merkezci olarak yerleştirilmiştir (şekil 4.5.).

Çalışmalarımızın ana hedefinin karışımı fakirleştirme olmadığı ve yakın zamanda yapılan diğer bazı dönel dolgu hareketli fakir karışımı motor araştırmalarında ' da buji konumunun merkezci olması göz önüne alındığında merkezci bujinin, bizim deneylerimizi olumsuz yönde etkilemeyeceğini düşündürmektedir [79, 80, 86].

Silindir kafasındaki enjektör kanalı silindir merkezinden 2X4 mm uzakta olup merkezci kabul edilebilir. Yukarıda da değinildiği gibi karışımı tutuşturmak için merkezci buji konumunun uygun olacağı düşünülerek, enjektör kanalı bujinin yerleştirilmesi için kullanılmıştır. Kanal kısa vidalı (kısa paso) standart M14 lük bir bujiye uygun olarak boyutlandırılmıştır (şekil 4.5.).

4.1.1.3 Emme manifoldu

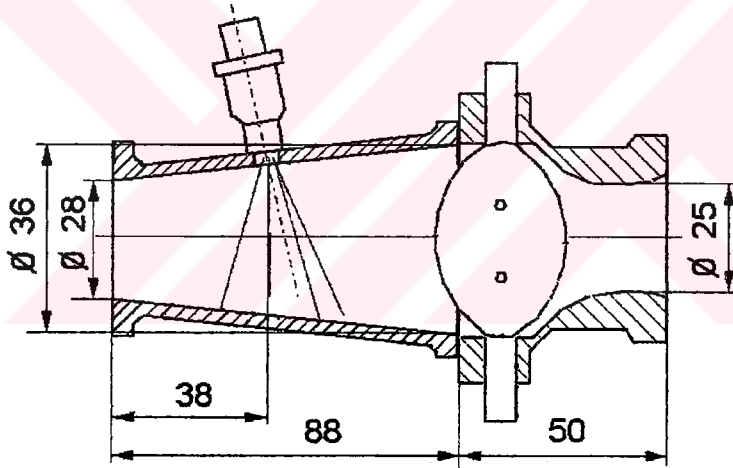
Emme manifoldu üç önemli üniteyi üzerinde taşımaktadır.

-Gaz kelebeği

-Enjektör

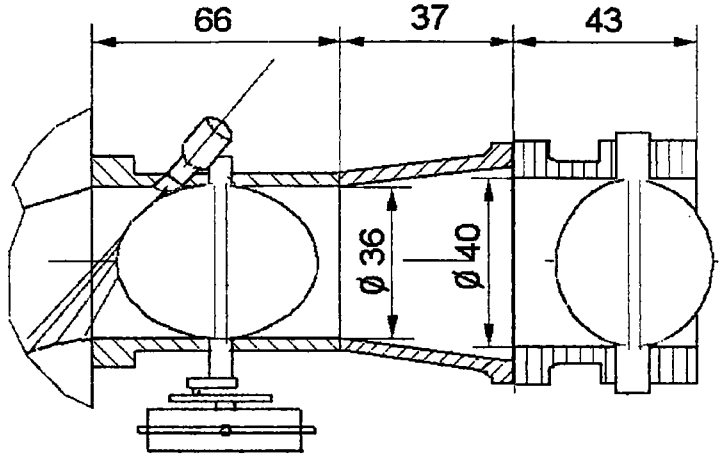
-Periyot atlatma kelebeği

Ön deneylerde üzerinde periyot atlatma kelebeği bulunmayan ve enjektör girişi kanala dik olan bir emme manifoldu kullanılmıştır (şekil 4.6.). Gerek kanal geometrisi gerekse enjektör konumunun elverişli geometriye sahip olmamalarından dolayı, deney sonuçları verim açısından oldukça kötüdür.



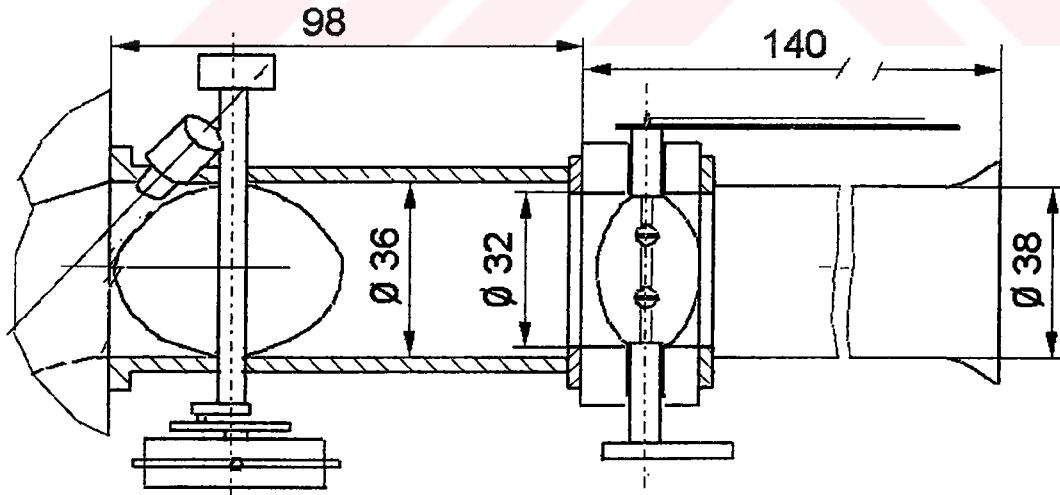
Şekil 4.6.- Ön deneylerde kullanılan ve periyot atlatma kelebeği bulunmayan emme manifoldu şeması.

Daha sonra emme kanalı geometrisi değiştirilmiş ve enjektör konumu emme supabına ve kanaldaki dolgu hareketine uygun olacak şekilde seçilerek, yeni bir emme manifoldu yapılmıştır ve bu manifold “birinci tip manifold” olarak adlandırılmıştır (şekil 4.7.). Bu manifoldda gaz kelebeği daha büyük olup periyot atlatma kelebeği mümkün olduğunca emme supabına yakın olarak yerleştirilmiştir. Ancak periyot atlatma kelebeğinin önünde enjektörün bulunmasından dolayı, emme kanalına yaklaştırma olanağı sınırlıdır.



Şekil 4.7.- Birinci tip periyot atlatma kelebeği bulunan emme manifoldu şeması ve solenoid kumandalı faz atlatma kelebeği.

Deneyler sonucunda elde edilen verilere dayanılarak yeni bir manifold imal edilmiştir. Birinci tip manifolda göre önemli değişiklikler içeren bu manifold “*İkinci tip emme manifoldu*” olarak adlandırılmıştır (şekil 4.8.).



Şekil 4.8.- İkinci tip periyot atlatma kelebeği bulunan emme manifoldu şeması ve solenoid kumandalı faz atlatma kelebeği.

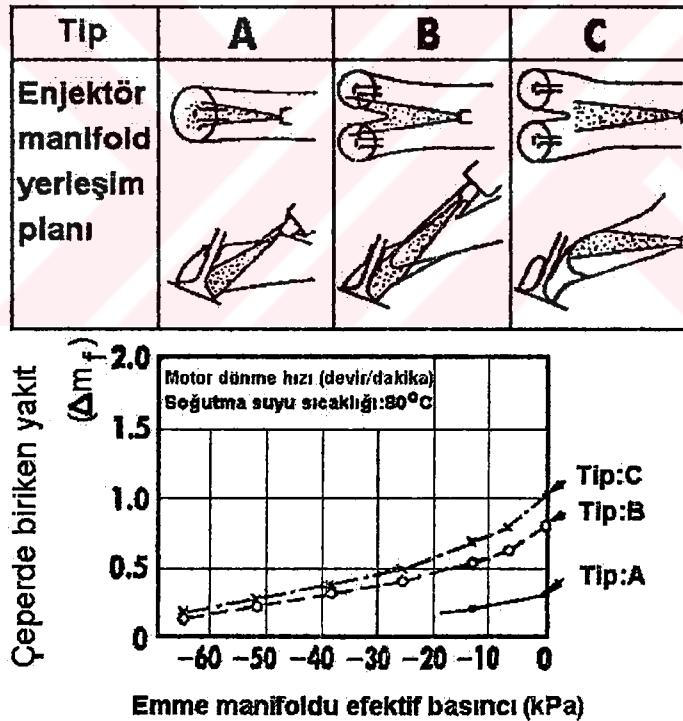
Birinci tip manifold ile ikinci tip manifold arasındaki temel farklar ve nedenleri şunlardır.

-Periyot atlatma kelebeği emme girişine yaklaştırıldı :

Böylece periyot atlatılan çevrimde, emme supabı açıldığı zaman emme supabı ile periyot atlatma kelebeği arasında kalan hacim azaltılarak, pompalama işinin azaltılması hedeflendi.

-Enjektör supap önüne yaklaştırıldı ve supap tablasına doğru yönlendirildi.

Enjektörden püskürtülen yakıtın mümkün olduğu kadar emme kanalı cidarlarına çarpmadan supap önüne ulaştırılması ve böylece özellikle periyot atlatılan çevrime bir önceki karışım oluşturulan çevrimden yakıt kalmaması sağlanmaya çalışıldı. Nagaishi ve diğerleri tarafından yapılan deneysel çalışma sonuçları da bu yaklaşımı doğrulamaktadır (şekil 4.9.) [129].



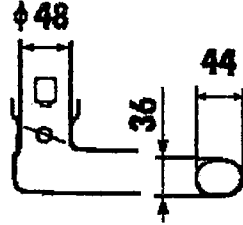
Şekil 4.9.- Enjektör konumunun, emme kanalında yakıt birikmesine etkisi [129].

-Emme manifoldu iç çapı küçültüldü:

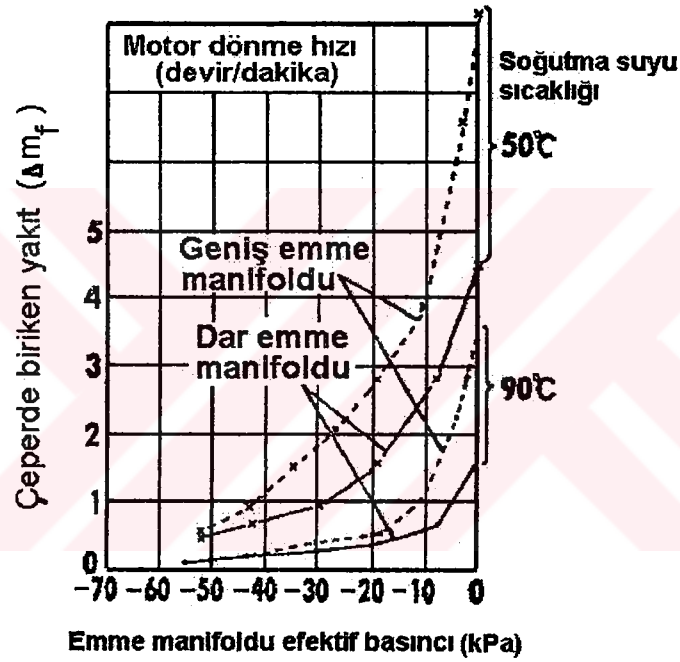
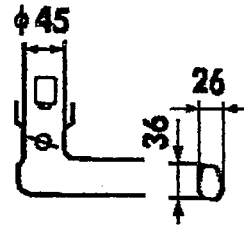
Emme manifoldu çapı hava akımının hızını doğrudan etkilemektedir. Hava hızlarının çok yüksek olması sürtünme kayıplarının artmasına neden olmakla beraber düşük hava hızlarında da manifold içine püskürtülen yakıtın parçalanması ve cidara

yapışmadan silindir içine sürüklenmesi zorlaşmaktadır. Literatürde rastlanan konu ile ilgili çalışmalarda da emme kanalının daralmasının veya diğer bir deyişle kanal içindeki hava hızının artırılmasının, yakıtın kanal çeperlerinde birikmesini azalttığı görülmektedir (şekil 4.10.) [129, 130].

Geniş manifold



Dar manifold



Şekil 4.10.- Emme manifoldu genişliğinin ve soğutma suyu sıcaklığının, manifoldda püskürtülen yakıtın çeperde birikmesine etkisi [129, 130].

-Gaz kelebeği çapı küçültüldü:

Birinci tip manifold da kullanılan gaz kelebeği çapı 40 mm dir. Çalışma aralığımız düşük yük hızlar olmasından dolayı gaz kelebeğinin çok küçük açılma miktarları bile motor yükünü çok çabuk etkilemiş ve yük ayarını güçleştirmiştir. Ayrıca periyot atlatmalı deneylerde gaz kelebeği açılma miktarları beklenenin çok altında kalmıştır. Bu nedenle ikinci tip manifoldda, 32 mm çapında olan ve Renault 9 otomobillerinin 1400 cm³ hacimli motorlarında kullanılan tek boğazlı karbüratörünün gaz kelebeği kullanılmıştır.

-Periyot atlatma kelebeğinin yataklarına O ringler takıldı:

Özellikle periyot atlatmalı çalışma koşullarında silinidir içine giren hava miktarını azaltmak için periyot atlatma kelebeği yataklarından sızan havanın azaltılması hedeflenmiştir.

-Periyot atlatma kelebeği ile emme supabı arasında bir ölçme deliği açıldı:

Bu ölçme ağzına bir vakum ölçme manometresi, bir hortum ile bağlanarak motor işletme koşullarına göre emme kanalında oluşan ortalama basıncın ölçülmesi sağlandı.

Emme manifoldunda yer alan ve deney motorunun en önemli parçalarından biri olan periyot atlatma kelebeği bir döner solenoid yardımıyla tahrik edilmektedir.

Döner solenoid kumandası bilgisayar üzerinde yer alan tasarım ve imalatı Makina Mühendisi Ahmet AKIN tarafından gerçekleştirilen kart ile yapılmaktadır.

Solenoid, periyot atlatılacak çevrimden önceki normal çevrimin sonunda uyarılarak, kelebek kapalı konuma getirilmektedir. Periyot atlatılan çevrimden sonra normal çevrime geçiş için, periyot atlatılan çevrimde emme supabı kapandıktan sonra, solenoid üzerine uygulanan elektrik gerilimi kesilerek, yay kuvveti ile kelebeğin tekrar açık pozisyona gelmesi sağlanmaktadır.

Periyot atlatma kelebeği, tam kapalı ile tam açık pozisyonu arasında 45° dönmektedir. Bunun nedeni yüksek hızlarda solenoidin periyot atlatma işlemi sırasında çok kısa süreli tetiklenmesi ve çok geniş açılı dönüş işlemini tamamlamaya yetişmemesidir. Yani solenoidin kapasitesi frekans yönünden sınırlıdır. Öte yandan bölüm 5.' de şekil 5.4.-5.7. dikkate alındığında yay ile kelebeğin hareketinin daha hızlı olduğu ve esas olarak kapatma işleminin zamanlamasının önem taşıdığı düşünülerek solenoidin ters çalıştırılmasının uygun olacağı görülmektedir (solenoid açmaya – yay kapamaya). Ancak bu halde sistem üzerinde yer alan solenoidin özellikle deney geçiş noktalarında uzun süre elektrik yükü altında kalarak arızalanabileceği düşünüldüğünden uygulanmamıştır.

Burada belirtilmesi gereken diğer bir nokta ise, kelebeğin emme kanalı eksenine 45° lik konumda tam kapalı pozisyonunda olması nedeniyle kelebek ile emme manifoldu arakesitinin büyümesidir. Bu ise çevrimin atlatıldığı periyotta hava kaçaklarının artarak pompalama işinde artışa neden olmaktadır.

4.1.1.4 Egzoz manifoldu

Egzoz manifoldu üzerinde egzoz çıkışına yakın bir NiCr-Ni termoeleman takılmış ve böylece egzoz sıcaklığı deney boyunca gözlenmiştir.

Ayrıca gerek yakıt püskürtme sisteminin ayarı, gerekse motorun egzoz emisyonunun ölçümü için, laboratuvarımızda bulunan emisyon ölçüm sisteminin numune alma borusunun montajına uygun bir delik açılmıştır.

Başlangıçta egzoz çıkışına yakın bir noktaya yerleştirilen numune alma borusu, ilerleyen zamanlarda gerek egzoz sıcaklığından etkilenmemesi, gerekse egzoz çıkışında yanmanın uzaması sonucu oluşabilecek alev çıkışının oluşturduğu emisyonların (özellikle HC emisyonu) ölçümü etkilememesi için daha uzak bir noktaya sızdırmaz bir şekilde monte edilmiştir.

4.1.1.5 İnkremental enkoder (açısal konum ölçer) montajı

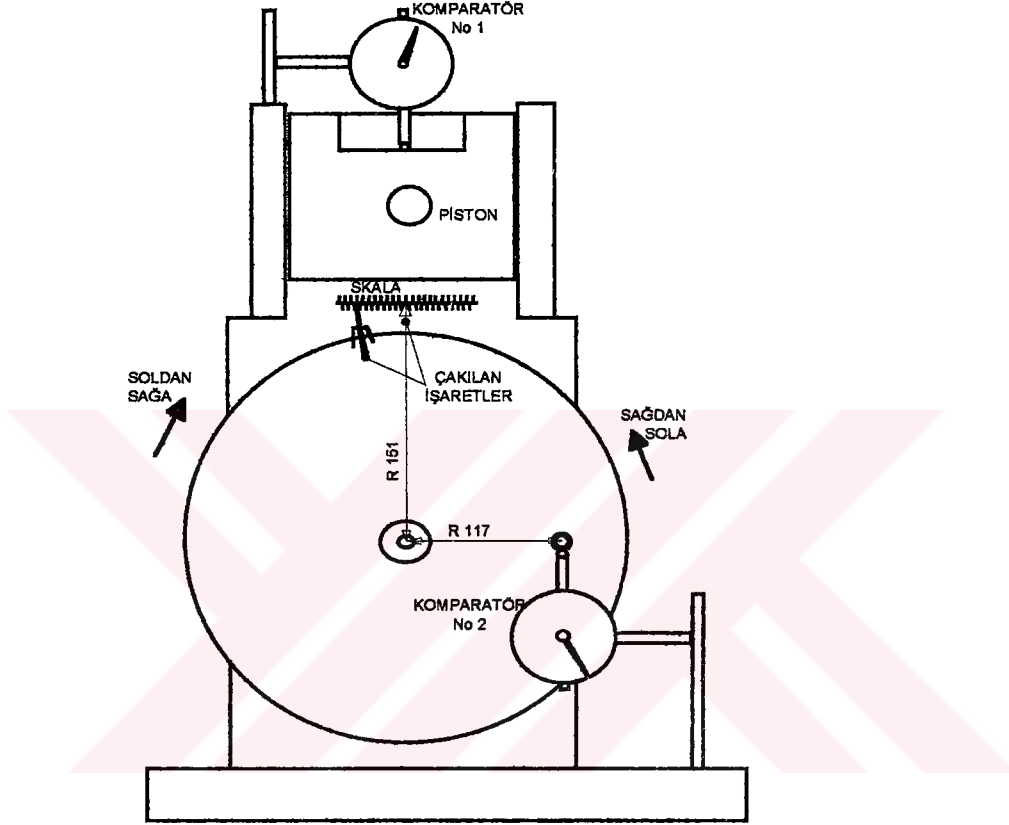
Enkoder montajı için bir flanş ve altı adet saplama kullanılmıştır. Saplamalar motorun volan bulunmayan tarafındaki kapağın M8 lik vida deliklerine bağlanmaktadır. Diğer uçlarına ise enkoderin flanşı gelmektedir. Enkoder ile krank milini birbirine bağlamak için bir ara mil yerleştirilmiş olup, enkoder esnek bir kaplin ile bu mile bağlanmıştır .

Açısal konum ölçer her dönmede 360 tane kare sinyal üreterek, 1^0 lik aralıkla ölçüm yapma olanağı sağlamaktadır. Ayrıca her dönmede bir kare sinyal üreten bir çıkış yardımıyla motorun Ü.Ö.N.' sı belirlenmektedir.

Açısal konum ölçerin ürettiği Ü.Ö.N. sinyali ile motorun gerçek Ü.Ö.N.'sını birbiri üzerine getirerek montajı yapmak için, önce motor üzerinde Ü.Ö.N. işaretlenmiştir.

Bu amaçla önce motorun kafası sökülmüş ve piston üzerindeki segmanlar çıkarılmıştır. Daha sonra pistonun orta noktasından ölçüm alacak şekilde silindir üzerine bir komparatör bağlanmıştır. Motorun volan tarafındaki silindir yüzeyine 0.5 mm aralıkla ölçüm yapılabilecek bir skala yapıştırılmıştır. Bu skala sayesinde motorun açısal konumu volan çevresi üzerinde 0.2^0 hassasiyetle okunmaktadır. Daha sonra krank mili Ü.Ö.N. ya her iki yönden yaklaştırılarak komparatörün minimum değere ulaştığı noktalar ölçülmüş ve elde edilen iki farklı noktanın ortası Ü.Ö.N. olarak

alınmıştır. Volan üzerine, uzun namlulu silahlarda gözle nişan alma sistemine benzer şekilde, motora dik yönde ve Ü.Ö.N.'nin bulunduğu konumda, iki işaret arka arkaya markalanarak, gözle Ü.Ö.N. konumu belirlemede motora bakış açısının yaratacağı hata giderilmiştir (şekil 4.11.) [131].



Şekil 4.11 - Deney motoru Ü.Ö.N.'sının metrolojik olarak belirlenmesi [131].

Yapılan ölçümlerde krank milinin iki farklı yönden Ü.Ö.N.'ya gelişi ile belirlenen iki nokta arasındaki boşluk, açısal değer olarak, literatürde rastlanan bazı çalışmalarda elde edilen değerlerden çok daha küçük bulunmuştur.

Bunun nedeni deney motorumuzun hiç kullanılmamış olmasından dolayı, yatak boşluklarının çok az olması ve ölçüm sırasında piston üzerindeki segmanların sökülmesinden dolayı, pistonun silindir içinde serbestçe hareket etmesi olarak yorumlanmıştır [132, 133].

4.1.1.6 Ateşleme sistemi

Başlangıçta Tofaş tarafından kullanılan ve elektronik ateşleme sistemlerinde yer alan bir indüksiyon bobini kullanılmıştır. Ancak bobine kumanda etmek üzere yerleştirilen transistör, bobinin çok yüksek akım çekmesinden dolayı çok ısındığı için ve parazit oluşturarak ateşleme zamanlamasını bozduğu için bundan vazgeçilmiştir. Daha sonra direnci biraz daha büyük olan bir bobin seçilerek transistörde herhangi bir problem olmaksızın kullanılmıştır. Ateşleme sisteminin adaptasyonu çalışmaları Makina Mühendisi Ahmet AKIN tarafından gerçekleştirilmiştir.

Bobin bilgisayar üzerinden tetiklenmiştir. Ateşleme avansı açısal konum ölçer (enkoder) üzerinden gelen işarete göre bilgisayar üzerinden ayarlanmaktadır. Bu amaçla gerek ekran menüsü gerekse kontrol için Makina Mühendisi Ahmet AKIN tarafından bir yazılım hazırlanmıştır.

Primer devrenin açık kalma süresi ise bütün deneyler boyunca 100^0 KMA olarak sabit tutulmuştur.

Ateşleme için Champion marka L87YC tipi kısa vidalı bir buji kullanılmış ve tırnak aralığı 0.7 mm olarak ayarlanmıştır.

4.1.1.7 Yakıt püskürtme sistemi

Deneysel çalışmaların başlangıcında, Tofaş Tempura 1.6 i motorlarında kullanılan yakıt püskürtme elemanları kullanılmıştır. Bu elemanlar sözü geçen motorda her bir silindirin strok hacminin (400 cm^3) deney motorumuzun strok hacmine (454 cm^3) yakın olmasından dolayı seçilmiştir. Ancak enjektörün debi karakteristiği sadece yaklaşım ile değil aynı zamanda deneysel olarak da belirlenmiştir. Debi testleri için Tofaş Oto tarafından eğitim ve sergi amaçlarıyla hazırlanmış olan yakıt püskürtme ve ateşleme simülatörü kullanılmıştır. Yakıt yerine korozyon yaratmayan ve özgül ağırlığı 0.717 g/cm^3 olan yağ çözücü bir sıvı kullanılmıştır. Yakıt hattı sürekli olarak 2.5 bar basınçta tutulmuştur. Yakıt hattında yer alan dört enjektörden üçü durdurulmuş ve sadece denek enjektöre bilgisayara bağlanan bir kart üzerinden kumanda edilmiştir. Bilgisayar programı üzerinden enjektörün açık kalma süresi ve püskürtme sayısı verilerek, püskürtülen yakıt (yağ çözücü) bir kapta toplanarak hassas terazi ile tartılmıştır.

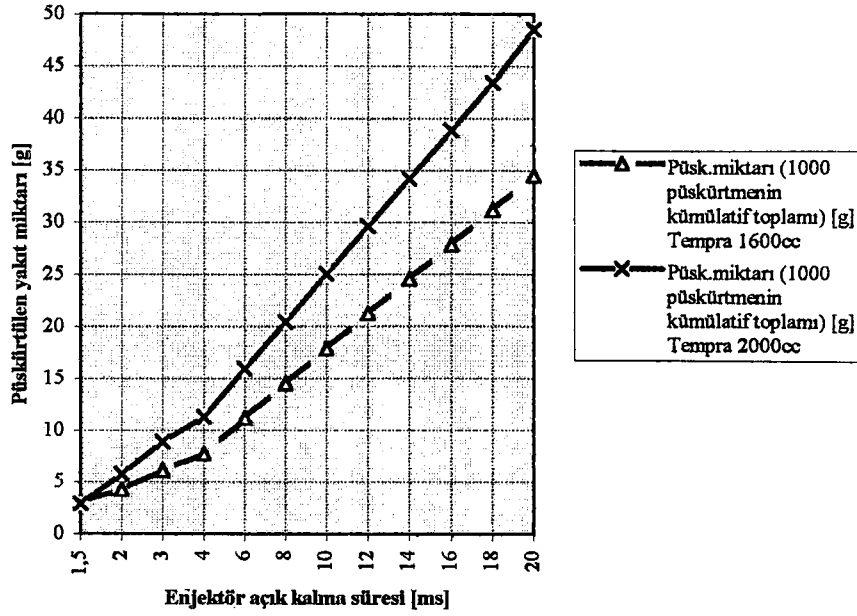
Seçim için Temptra 2.0 l ve 1.6 l motorlarda kullanılan iki farklı enjektör tipi denenmiştir. Deney sonuçları tablo 4.2. ve şekil 4.12. a, b, da verilmiştir. Diğer önemli bir nokta ise enjektörler milisaniyenin %1' ne kadar olan hassasiyetteki açılma sürelerine cevap verebildikleri için motor deneyleri sırasında, bölüm 5' deki ölçüm sonuçlarından da görüleceği gibi püskürtme kumandası ($t_{püs}$) %1 milisaniye düzeyinde hassasiyet ile çalıştırılmıştır .

Tablo 4.2.- Tofaş Temptra 1600 ve 2000 cm³ motorlarında kullanılan enjektörlerin debi karakteristiği.

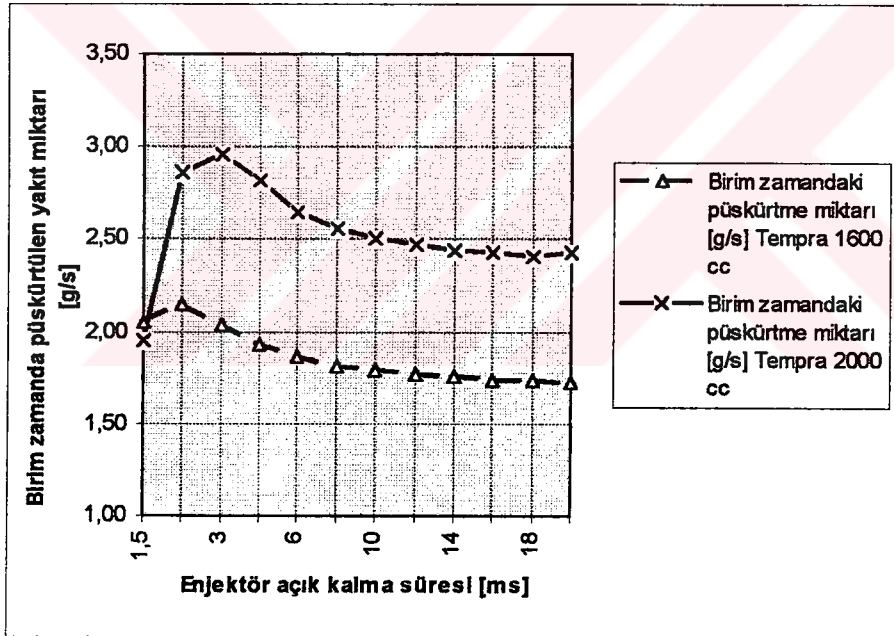
Püsk.süresi [ms]	Püsk.miktarı (1000 püskürmenin kümülatif toplamı) [g] Temptra 1600cc	Püsk.miktarı (1000 püskürmenin kümülatif toplamı) [g] Temptra 2000cc	Birim zamandaki püskürtme miktarı [g/s] Temptra 1600cc	Birim zamandaki püskürtme miktarı [g/s] Temptra 2000cc
1,5	3,07	2,93	2,05	1,95
2	4,29	5,73	2,15	2,87
3	6,12	8,88	2,04	2,96
4	7,74	11,27	1,94	2,82
6	11,18	15,9	1,86	2,65
8	14,52	20,46	1,82	2,56
10	17,87	25,04	1,79	2,50
12	21,22	29,64	1,77	2,47
14	24,55	34,22	1,75	2,44
16	27,86	38,8	1,74	2,43
18	31,2	43,39	1,73	2,41
20	34,52	48,5	1,73	2,43

Ancak burada belirtilmesi gereken önemli bir nokta, Tofaş Temptra taşıtlarında kullanılan sistem krank milinin her dönüşünde püskürtme yapmasına rağmen, deney düzeneğimizdeki kullanımda periyot atlama amacına uygun olacak şekilde, emme supabının açıldığı anda, örneğin krank milinin her iki dönüşünde bir defa püskürtme yapılmaktadır. Bu durumda eşdeğer yükte, daha uzun püskürtme süreleri gerekmektedir.

İlk yapılan deneylerde Temptra 1600 cm³ enjektörünün debi özelliklerinin püskürtme süresini uzatmasından dolayı uygun olmadığı görülmüştür. Bu nedenle deneye daha sonra Temptra 2000 cm³ enjektörü ile devam edilmiştir.



a



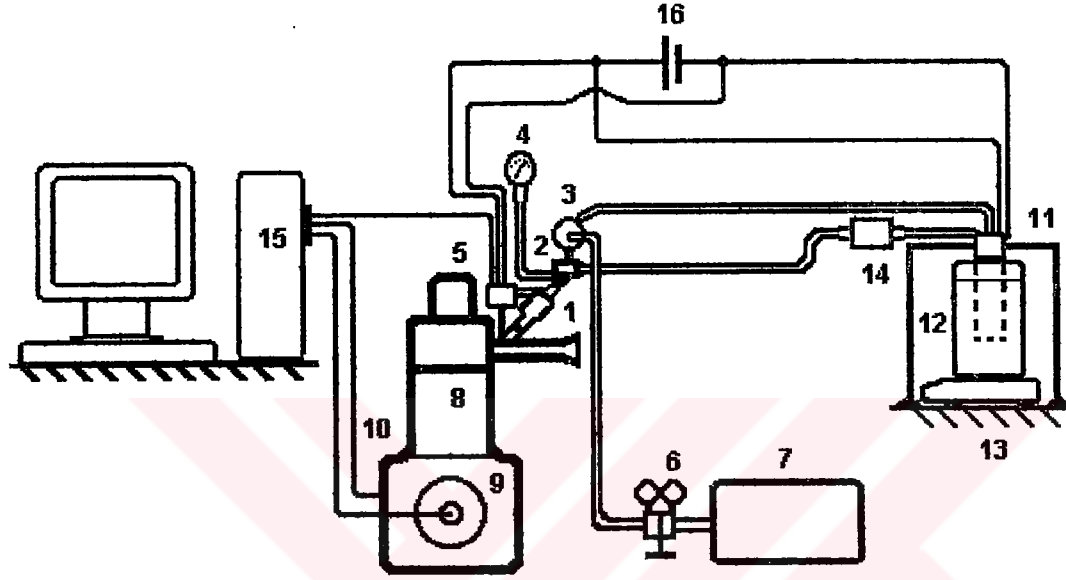
b

Şekil 4.12. Tofaş Tempra 1600 ve 2000 cm³ motorlarında kullanılan enjektörlerin debi karakteristiği.

- Enjektör açık kalma süresine göre püskürtülen yakıt miktarı.
- Enjektör açık kalma süresine göre birim zamanda püskürtülen yakıt miktarı.

Deney motorumuzun yakıt püskürtme sisteminde yer alan başlıca elemanlar ise şunlardır (şekil 4.13.).

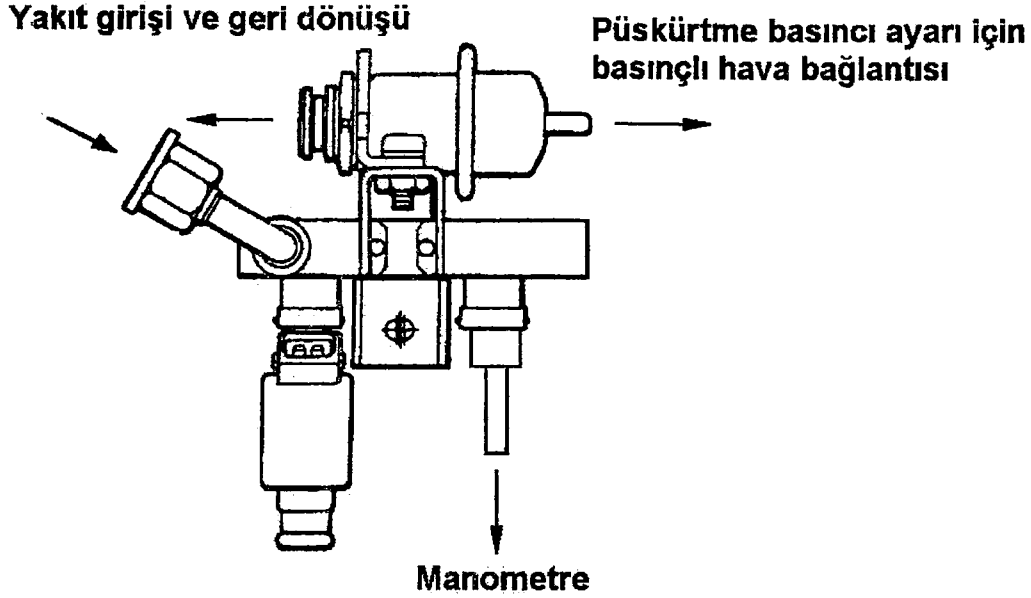
- Enjektör
- Enjektör kütüğü
- Yakıt basınç regülatörü
- Yakıt pompası
- Yakıt filtresi
- Yakıt gidiş ve geri dönüş hattı



- | | |
|----------------------------|------------------------|
| 1- Enjektör | 9- Açısal konum ölçer |
| 2- Enjektör kütüğü | 10- Ü.Ö.N. ayırt edici |
| 3- Yakıt geri dönüşü | 11- Yakıt pompası |
| 4- Manometre | 12- Yakıt kabı |
| 5- Püskürtme kontrol kartı | 13- Elektronik terazi |
| 6- Detantör | 14- Yakıt filtresi |
| 7- Basınçlı hava tüpü | 15- Bilgisayar |
| 8- Motor | 16- Akü |

Şekil 4.13.- Deney motoru yakıt sistemi.

Yakıt hattı dört enjektörü beslemek üzere tasarlanmıştır. Ancak deney düzeneğinde tek enjektör kullanılacağından yakıt hattının boyu kısaltılmış ve iki enjektör çıkışı bırakılıp, biri enjektör için kullanılmış, diğeri ise imal edilen bir tapa ile kapatılmıştır (şekil 4.14.). Yakıt hattı enjektör tarafı ve basınç regülatör bölümü olmak üzere bir perde ile ikiye ayrılmış olup en uç noktasından bir kanal ile birbirine bağlanmıştır. Bu kanal, hattın kısaltılması sonucu iptal edildiğinden, kör tapa takılan enjektör çıkış kanalının bulunduğu yerden yeni bir kanal açılmıştır .



Şekil 4.14.- Deney motoru yakıt sistemi enjektör kütüğü ve basınç regülatörü.

Periyot atlatmalı deneyler sırasında gerekli debinin sağlanması için, Tempra 2000 cm³ enjektörünün oldukça uzun süreler açık tutulması gerektiği görülmüştür. Bu ise iş üretimi yapılan çevrimde, yakıtın tümünün silindir içine sokulmasını zorlaştırmaktadır.

Gerek bu sorunu çözmek amacıyla, gerekse karışım kalitesini artırmak için yakıt püskürtme basıncını elverdiği ölçüde yükseltmenin faydalı olacağı düşünülmüştür.

Bu amaçla yakıt basınç regülatörünün normalde emme manifolduna bağlanan ucu bir basınç ayarlı detantör ile basınçlı hava tüpüne bağlanmıştır. Regülatör üzerine uygulanan hava basıncı ile orantılı olarak yakıt püskürtme basıncı 3 bar dan 4 bar a çıkarılmıştır (şekil 4.13).

3 ve 4 bar basınç ile yapılan püskürtme deneylerinde teoriye uygun şu sonuçlar elde edilmiştir:

Debi, basınç değişim oranının karekökü ile değişmektedir (Tablo 4.3.a) [134].

Yakıt demeti açısı, basınç değişim oranı ile doğru orantılı olarak değişmektedir (Tablo 4.3.b) [134].

Tablo 4.3.a.- Yakıt debisinin püskürtme basıncı ile değişimi.

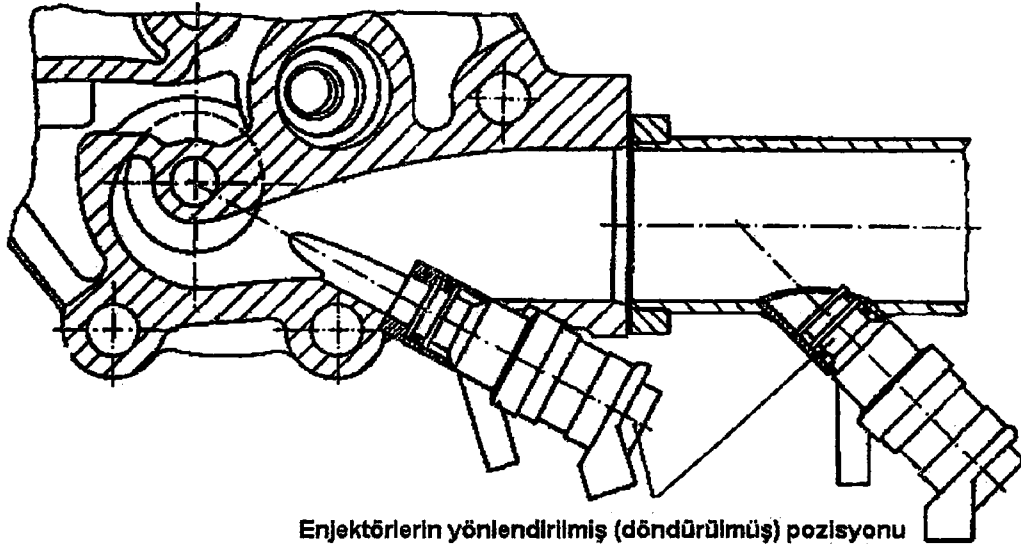
Yakıt Basıncı	3 bar	4 bar
15 saniye sürekli püskürtmede akan yakıt miktarı	29 g	36 g

Tablo 4.3.b.- Yakıt demeti açısının püskürtme basıncı ile değişimi.

Yakıt basıncı	3 bar	4 bar
Yakıt demeti açısı	24 ⁰	32 ⁰

Bölüm 4.1.1.3 de değinildiği gibi, başlangıçta montaj kolaylığı için emme kanalına dik olarak yerleştirilen enjektörün konumu daha sonra, deney sonuçları da göz önüne alınarak, emme kanalındaki dolgunun döngü hareketine göre yönlendirilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Döngü hareketi dolayısıyla silindir içine giren havanın sahip olacağı merkezkaç kuvvetin etkisi ile yakıt buharı ve damlacıklarının silindir cidarına doğru savrulabileceği düşünülmektedir. Bujuinin merkezde olduğu düşünülürse ve ilk tutuşturma kolaylığı ile başlangıç yanma hızının artırılması için, buji civarında zengin karışım gerektiği, döngü hareketinin ise yukarıda belirtilen nedenden dolayı enjektörün emme kanalına paralel olarak yerleştirilmesi halinde bu istemi sağlayamayacağı kanısına varılmıştır. Bu nedenle daha önce yapılan ve özellikle fakir karışımlı motorlarda emme kanalına püskürtmeli araştırmalar göz önünde bulundurularak (şekil 4.8, 4.15)[135]., enjektörün konumu yakıt demetinin döngü hareketinin merkezine doğru bir açıda püskürtülmesini sağlayacak şekilde yerleştirilmesine karar verilmiştir.

Ayrıca periyot atlatmalı çalışmada, emme kanalı cidarlarında yakıt birikimini azaltmak ve böylece iş üretilmeyen bir sonraki çevrimde silindir içine kaçan yakıt miktarını azaltmak için, enjektörün mümkün olduğunca emme supabı dibine yakın ve supaba yönlendirilmiş olması gerekmektedir. Deneysel çalışmada HC emisyonlarının, periyot atlatmalı halde artışı göz önüne alındığında yukarıdaki yaklaşımın doğruluğu görülmüştür.



Şekil 4.15. - Fakir karışımli kademeli bir motorun silindir kafasında, radyal dolgu dönme hareketi için tasarlanan emme kanalına, yakıt püskürtme sisteminin adaptasyonu [135].

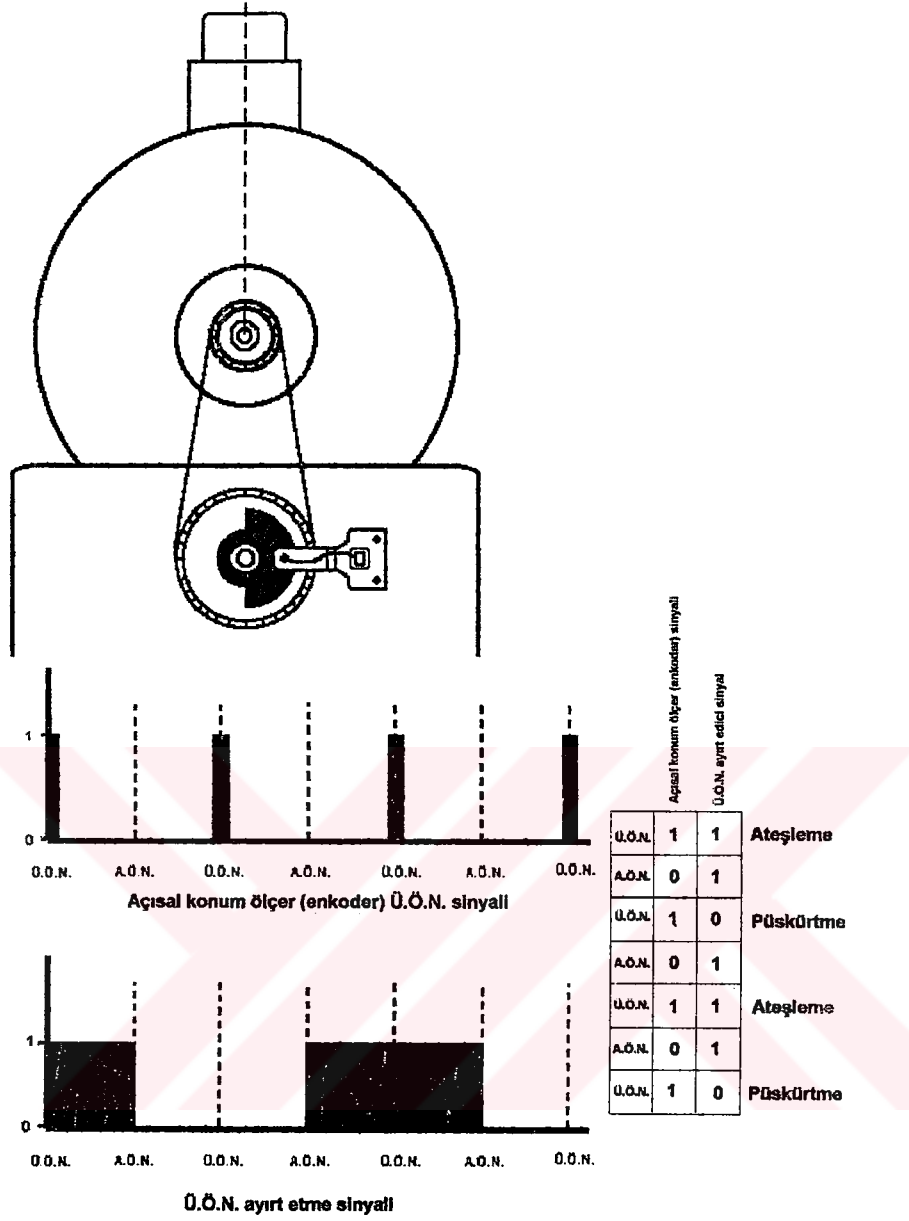
4.1.1.8 Ateşleme ve püskürtme zamanı için referans duyargası

Bölüm 3.1.1.5 de açısal konum ölçerin, motorun Ü.Ö.N.'sını belirlemek için, krank milinin her bir dönüşünde bir kare sinyal ürettiği belirtilmiştir.

Ancak bölüm 4.1.1.6 ve 4.1.1.7 de anlatılan ateşleme ve püskürtme sistemleri amacımız doğrultusunda, krank milinin her iki dönüşünde bir defa tetiklenmektedir.

Bu nedenle, deney motoru krank milinin Ü.Ö.N.'dan geçerken, çevrimin sıkıştırma sonu-yanma başlangıcı veya egzoz sonu-emme başlangıcı zamanlarından hangisinde bulunduğu ayırt edilmesi gerekmektedir.

Bu ayrımı belirlemek amacıyla, krank milinin yarısı hızında dönen bir çark üzerine fotoselli bir duyarga yerleştirilmiştir. Çarkın duyarganın arasına giren bölümünün yarısı fotosel ışığını kesmekte diğer yarısı ise ışık geçiş aralığını açık bırakmaktadır. Böylece Motor krank milinin iki farklı Ü.Ö.N.'sı birbirinden ayırt edilerek bilgisayar üzerindeki karta bilgi aktarılmaktadır. Bu sayede ateşleme sistemi sadece sıkıştırma sonu Ü.Ö.N.'sında, yakıt püskürtme sistemi ise emme başlangıcı Ü.Ö.N.'sında tetiklenmektedir (şekil 4.16.).



Şekil 4.16.- Ü.Ö.N. Ayırt etme sistemi.

4.1.1.9 Kontrol Kartı

Kontrol kartı sistemin kontrolünü sağlamakta, motor üzerinden alınan bilgilerin bilgisayara aktarılması için arabirim oluşturmaktadır . Tüm işlemler kontrol kartı üzerinde yapılır. Çalışma durumu olarak 8 bitlik bir kart olmasına rağmen 16 bitlik bir kart büyüklüğünde ve PC tabanlı bir bilgisayarın 16 bitlik ISA genişleme yuvalarından birine takılacak şekilde tasarlanmıştır. Kartın elektriksel ihtiyacı bilgisayardan karşılanmakta ve harici bir güç kaynağı gerekmemektedir .

Kontrol kartı belli işlevleri olan çeşitli entegre ve bu entegreler ile birlikte kullanılan yardımcı tekil elemanlardan oluşmaktadır. Bilgisayar içine yerleştirilmiş olan ana kontrol kartının ilave olarak ateşleme, püskürtme ve periyot atlatma kelebeğine kumanda etmek üzere motor üzerine monte edilmiş olan üç küçük yardımcı elektronik ünite kullanılmıştır.

Kontrol kartı ve diğer kullanılan elektronik üniteler ile ilgili daha ayrıntılı bilgiler A. AKIN ve A.T. ÇALIK tarafından hazırlanan Lisans Bitirme ve Yüksek Lisans çalışmalarında verilmiştir [136, 137].

4.2 Deney düzeneğinde kullanılan diğer yardımcı üniteler

4.2.1 Motor freni

Motorun yüklenmesi amacıyla laboratuvarımızda mevcut bulunan bir manyetik fren kullanılmıştır. Fren markası ve tipi Schenk W-70 olup, motor momenti fren üzerinde bulunan terazi skalasından okunan kuvvet ile hesaplanmaktadır.

Motor ile fren arasındaki bağlantı için bir adet flanş imal ettirilmiş ve motor volan tarafından frene bağlanmıştır.

Fren terazisi çalışma aralığında, ± 0.5 % hassasiyete sahip ağırlıklar ile kalibre edilmiştir.

4.2.2 Motor suyu soğutma sistemi

Daha önce de değinildiği gibi deney motoru su soğutmalıdır. Bölüm 4.1 de sözü edildiği gibi deney motoru yardımcı donanımlarının motor gücünden bağımsız olması istenmiştir. Bunun nedeni, tek silindirli olan motorda toplam üretilen gücün göreceli olarak büyük bir kısmının yardımcı donanımlara aktarılması sonucunda ölçüm sonuçlarının çok fazla etkilenmesidir.

Bu nedenle deney motorumuzun soğutulması için gerekli olan su sirkülasyonu normal elektrik şebekesinden beslenen bir pompa ile sağlanmıştır. Kullanılan pompa üç kademeli olup motor işletme koşullarına göre debi ayarı yapılmıştır.

Öte yandan, motor içinde dolaşan suyun soğutulması ve sıcaklık ayarının yapılması için, alışlagelen radyatör-termostat çiftinin istenen kontrol olanağını sağlamayacağı, ayrıca radyatörün motor soğutma suyundaki ısıyı deney ortamına

aktarması ile uzun süreli deneylerde laboratuvarın ortamının, sıcaklığının artacağı düşünülerek, şebeke suyu ile soğutulan plakalı bir ısı değiştirici kullanılmıştır.

Motor giriş ve çıkış suyu sıcaklığı, pompa kademe ayarı, şebeke suyu vanası ve motor içinde dolaşan su hattında bulunan vana olmak üzere, üç ayrı parametre ile motor işletme koşullarına göre elle ayarlanmıştır.

Motora giren ve çıkan su sıcaklıkları pt 100 direnç termometresi ile ölçülerek, dijital göstergelerden okunmaktadır.

4.2.3 Motor elektrik sistemi besleme donanımı

Motor üzerinde yer alan ateşleme, yakıt, periyot atlatma keleşbeği sistemleri ve marş motoru, yüksek amperli bir akü ile beslenmiştir.

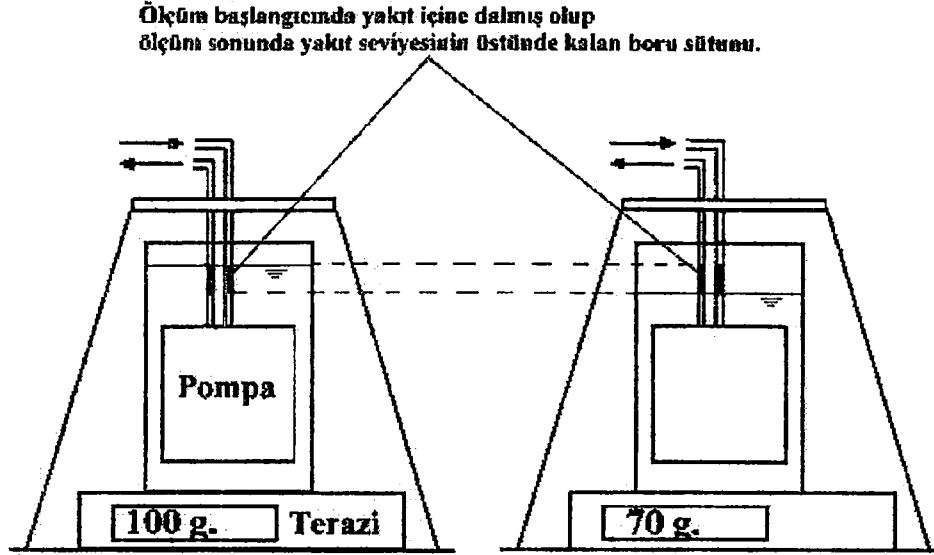
Akünün gerilimi sürekli olarak kontrol altında tutulmuş ve motor üzerinde herhangi bir şarj ünitesi bulunmadığından şebekeye bağlı bir şarj aleti ile sık sık şarj edilmiştir.

Ölçüm aletleri ve bilgisayar ise, 220 V şebeke gerilimi ile beslenmiştir.

4.2.4 Yakıt tüketimi ölçüm sistemi

Yakıt tüketim ölçümü ağırlıksal olarak *Shinko Denshi* marka *PF-R -3000* tipi hassas bir elektronik terazi ile gerçekleştirilmiştir. Terazi skalası 0.01 g' ye kadar olup lineerliği +/- 0.02 g ve tekrarlanabilirlik 0.01 g olarak verilmiştir. Terazinin kalibrasyonu kendi iç referans ağırlığı ile yapılmıştır.

Hassas terazi üzerine bir yakıt kabı konmuş ve bu kabın içine yakıt pompası yerleştirilmiştir (şekil 4.17.). Yakıt pompasının teraziye etkilememesi için birbirlerine değmemelerine dikkat edilmiştir. Ayrıca özgül ağırlığı yakıttan fazla olan pompa ünitesinin terazi kuvvetine etkisini azaltmak amacıyla ölçümler sırasında yakıt seviyesinin pompa ünitesinin üzerinde kalmasına dikkat edilmiştir. Pompanın bağlı olduğu boru ve tabla kısmının hacmi küçük olmasına rağmen tartım sırasında yakıt seviyesinin değişimi ile, yakıt içine dalan ve çıkan boru ve tabla hacmi nedeniyle terazi skalasında okunan değer ile gerçek yakıt eksilmesi arasında bir fark oluşmaktadır. Bu nedenle yakıt ölçümü sırasında, başlangıçta yakıt içine dalan ve ölçüm sonunda yakıt seviyesinin üstünde kalan boru ve tablanın yarattığı fark ölçülerek hesaba katılmıştır. Ayrıca yakıt kabının atmosfere açık olması ve ölçüm süresinin uzunluğundan kaynaklanan buharlaşma da ölçülerek, tüketim ölçümünde hesaba katılmıştır.



- Terazî üzerindeki azalma miktarı : $100 - 70 = 30 \text{ g}$
- Ölçüm başlangıcında yakıt içine dalmış olup ölçüm sonunda yakıt seviyesinin üstünde kalan boru sütununun taşıdığı yakıt miktarı : 1.5 g
- Ölçüm süresince buharlaşan yakıt miktarı : $0.8 - 1.2 \text{ g}$
- Gerçek eksilen yakıt miktarı : $30 - 1.5 - (0.8 \text{ veya } 1.2) \approx 27.5 \text{ g}$
- Buharlaşmadan kaynaklanan hata : $(27.5 \pm 0.2 \text{ g})$
 $(0.2 / 27.5) \times 100 \approx \% 1$

Şekil 4.17.- Yakıt tüketimi ölçüm tekniği.

Yakıt pompası iki ayrı boru ile motor üzerindeki enjektör kutüğüne bağlanmıştır. Birinci bağlantı yakıt pompasına gidiş hattı olup ikinci bağlantı enjektör kutüğündeki basınç regülatöründen geri dönüş hattıdır.

4.2.5 Emme havası debi ölçüm sistemi

Emme havası debi ölçüm sistemi iki parçadan oluşmaktadır.

Birinci parça hava deposu olup bir girişi motor emme manifolduna sızdırmaz bir şekilde bağlanmaktadır. Diğer ucu ise yine sızdırmaz olarak debi ölçüm aletine bağlanmaktadır (şekil 4.18.).

Deponun ana görevi motor çalışması sırasında emme kanalındaki basınç titreşimlerini ve akım süreksizliğini sönümleyerek ölçülebilir sürekli bir hava akışı sağlamaktır.

Debi ölçümü için Blow-By meter olarak adlandırılan ve karter kaçaklarını ölçmekte kullanılan, AVL firmasının EM 4031 tipi debi ölçüm aleti kullanılmıştır.

Debimetre, yaygın olarak flowmetre olarak adlandırılan ve hava akış hızıyla yukarı doğru hareket eden bir şamandıra sisteminden oluşmaktadır.

Debi ölçüm ünitesi silindirik bir parça olup ölçüm için dikey konumda kullanılmaktadır.

Akışın geçtiği kanal içinde ince bir tel ile bağlı olan yüzer plakanın (şamandıra) yer değiştirmesi indüktif olarak ölçülerek hacımsal debiye dönüştürülmektedir.

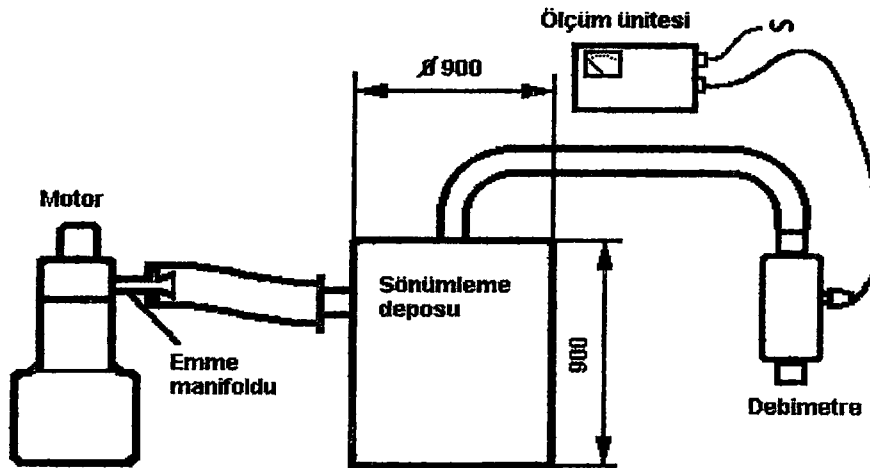
Deney sırasında iki farklı debi ölçer kullanılmıştır (tablo 4.4.).

Tablo 4.4.- Debimetre ölçüm aralığı.

Debimetre tipi	Ölçüm aralığı
EM 4031/150	20 - 150 l/dk
EM 4031/500	40 - 500 l/dk

Debi ölçerin hassasiyeti üretici firma tarafından en fazla % ± 5 maksimum ölçüm değerine göre ölçüm aralığı olarak verilmiştir.

Ölçüm düzeneğinin ve her iki debi ölçerin kalibrasyonu yüzer plaka konumunu üretici firma tarafından verilen master çubuklar ile maksimum ve minimum debiye göre yapılmıştır.



Şekil 4.18.- Hava debisi ölçüm düzeneği.

4.2.6 Sıcaklık ölçümü

Egzoz sıcaklığı ölçümü bölüm 4.1.1.4 de ve motor su giriş - çıkış sıcaklıkları ölçümü bölüm 4.2.2 de anlatılmıştır.

Motor emme havasının sıcaklığı ise deney odasında, motor emme manifolduna yakın bir yere yerleştirilen, bir bimetal termometre ile ölçülmüştür.

Yakıt geri dönüş hattından yakıt ölçüm kabına gelen yakıtın, kap içindeki yakıtın sıcaklığını, ölçümü etkileyecek düzeyde değiştirip değiştirmediği ise cıvalı bir termometre ile kontrol edilmiştir.

Motor yağı sıcaklığı ise SUN marka egzoz emisyon aleti üzerinde bulunan ve yağ seviye çubuğu kanalından kartere daldırılan bir duyarga ile ölçülmüştür.

4.2.7 Motor emme havası basıncı

Deney odasındaki hava basıncı bölüm 4.2.5 de anlatılan bimetal termometre ile beraber monte edilmiş olan bir barometreden okunmuştur.

4.2.8 Emme supabı önü basıncının (vakumu) ölçümü

Motor emme manifolduna bağlanan ve manifolddaki vakumu ölçen Süko marka bir vakum metre kullanılmıştır. Emme manifoldu içinde oluşan hızlı basınç değişimlerini sönümleyerek ortalama vakumu ölçmek için bağlantı borusu yerleştirilerek geçiş kesiti bir miktar daraltılmıştır.

4.2.9 Yakıt püskürtme basıncının ölçümü

Yakıt püskürtme basıncını ölçebilmek için enjektör kütüğü üzerinde kullanılmayan enjektör çıkışına takılan tapaya bir manometre bağlanmıştır (şekil 4.13.).

Kullanılan manometre Empeo marka olup ölçüm skalası 0-6 bar' dır.

4.2.10 Egzoz emisyonu ölçümü

Deney motorunun gaz keleşğı ve yakıt püskürtme sistemi birbirinden bağımsız olarak kumanda edilmektedir. Bu nedenle silindir içine giren yakıt-hava

karışımını takip edebilmek ve ayar yapabilmek için egzoz gazları konsantrasyonlarının bilinmesi gerekmektedir.

Bu amaçla egzoz gazı emisyonu ölçümü için SUN marka MGA-1200 tipi dört gaz analiz aleti kullanılmıştır.

Adından da anlaşılacağı gibi, bu alet ile egzoz gazı içindeki dört farklı gaz bileşeninin hacimsel konsantrasyonları ölçülmektedir. Ölçülen bileşenler CO₂, CO, HC ve O₂ olup, bu bileşenlerin konsantrasyonu kullanılarak hava fazlalık katsayısı da hesaplanmaktadır.

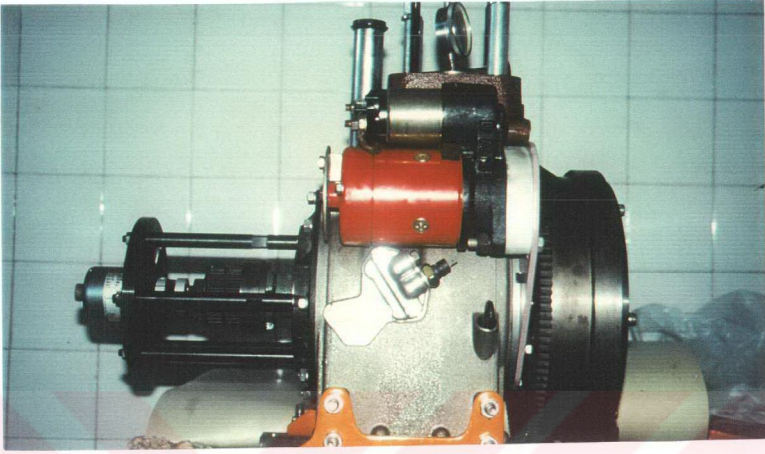
Ölçüm aleti elektriksel olarak kendi kendini kalibre etmekte olup, deney öncesi kaçak kontrolü yapılmıştır. Ayrıca deney öncesi servis hizmeti veren yetkili firma tarafından referans gaz karışımları ile kalibrasyon yapılmıştır.

Dikkat edilmesi gereken bir nokta ise sözü geçen egzoz emisyon ölçüm aletinin motor ayarları için genellikle rölanti konumunda kullanılan garaj tipi bir araç olduğudur. Diğer bir deyişle ölçüm hassasiyeti çok yüksek olmayan bir ölçüm aletidir. Özellikle motor yüklendiğinde veya periyot atlatma stratejisi uygulandığında normal bir benzinli motorun rölanti konumundaki egzoz emisyon değerlerinden uzaklaşıldığı için, ölçüm skala değerlerinin güvenilirliği azalmaktadır. Bu nedenle bölüm 5’ de verilen ölçüm sonuçlarına ait tablolardaki emisyon değerleri skala değeri okunarak yazılmış olup yüksek hassasiyet aranmamalıdır. Çalışmanın amacı doğrudan egzoz emisyonları ile ilgili olmadığından, emisyon ölçümü esas olarak yakıt – hava karışımı ayarı için kullanılmıştır. Tablolardaki emisyon değerleri ancak mertebeler hakkında bir fikir verebilmektedir. Egzoz emisyonlarının hassas ölçümü için her bir bileşene göre farklı çalışma prensibine sahip aletlerin kullanılması gereklidir (CO ve CO₂ için NDIR(Nondispersive Infrared-Dağılmayan kızılötesi ışın), HC için FID (Flame Ionization Detektor-Alev iyonizasyon detektörü) ve O₂ için Manyetik detektör).

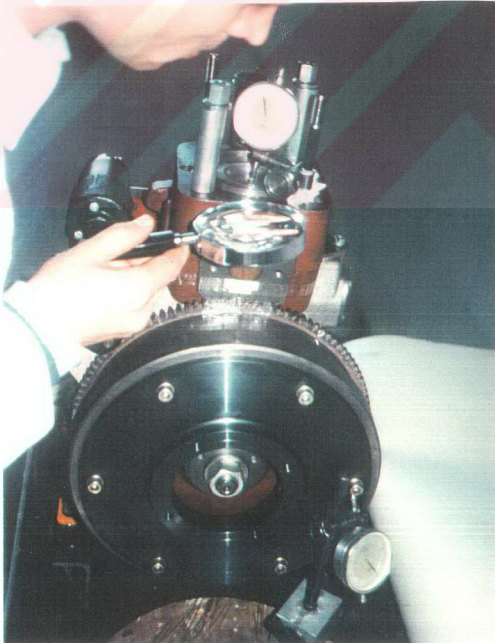
Ölçüm aleti egzoz gazı debisinden bağımsız olarak numune almak için bir pompaya sahiptir.

Ölçüm sisteminin kirlenmesine engel olmak için alet girişinde biri temizlenebilen, diğeri değiştirilen iki filtre seri olarak bağlanmış olup, filtrelerin tıkanması halinde, alet göstergesi numune akışının azaldığına dair hata mesajı vermektedir. Bu durumda filtrelerden biri temizlenmekte diğeri ise değiştirilmektedir.

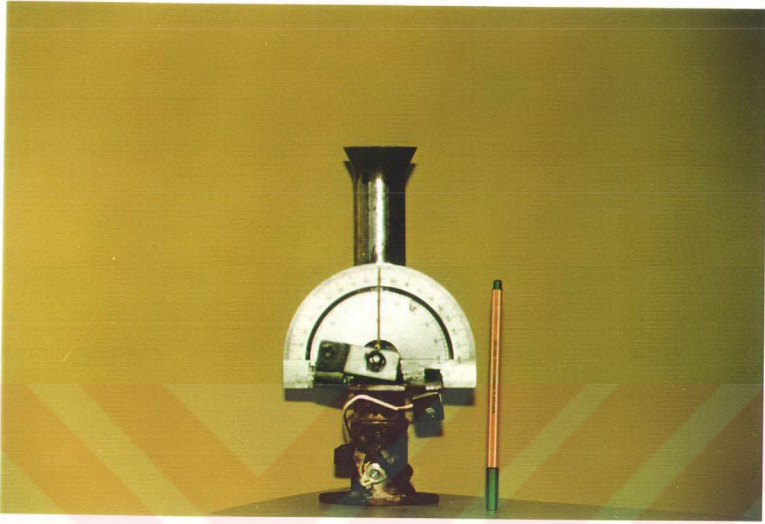
4.3. Deney düzeneği ile ilgili resimler



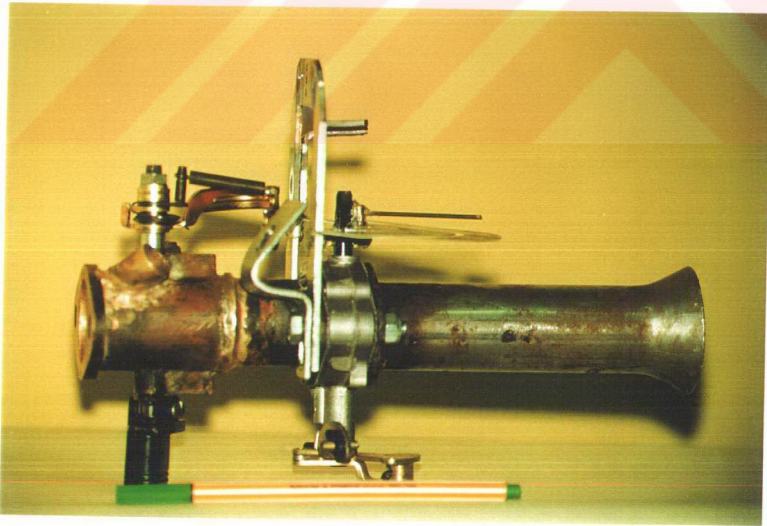
Resim 4.1. - Silindir kafası, Ü.Ö.N. nin metrolojik olarak belirlenmesi için sök÷lmüş, açısal konum ölçer (inkremental enkoder) montajı yapılmış motor gövdesi.



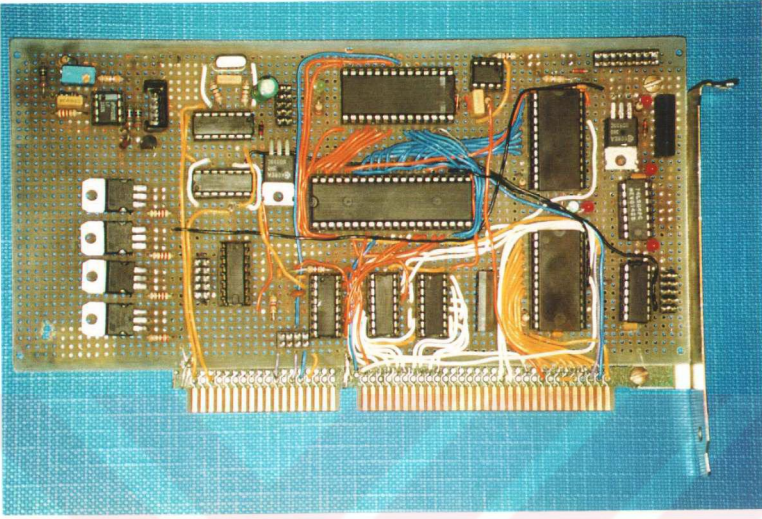
Resim 4.2. - Ü.Ö.N. nin metrolojik olarak belirlenmesi.



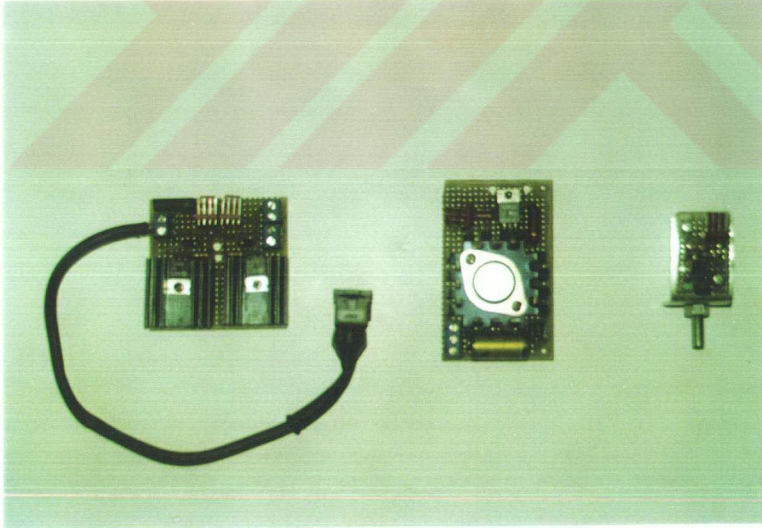
Resim 4.3. - İkinci tip emme manifoldunun üstten görünüşü.



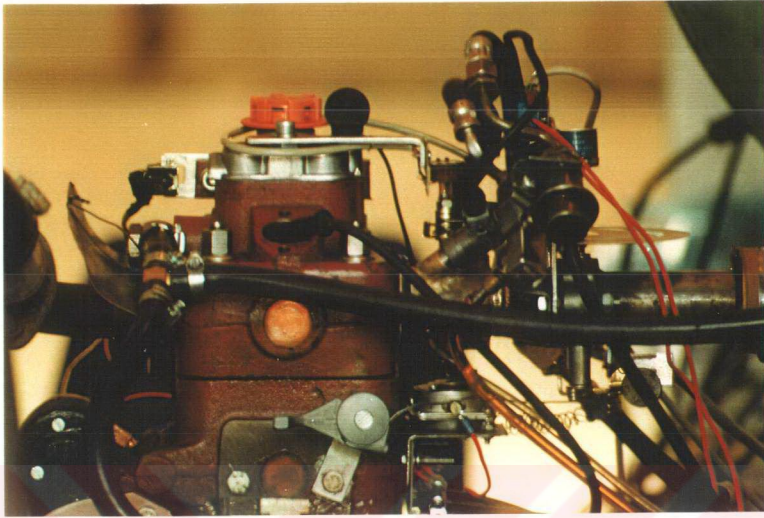
Resim 4.4. - İkinci tip emme manifoldunun yandan görünüşü.



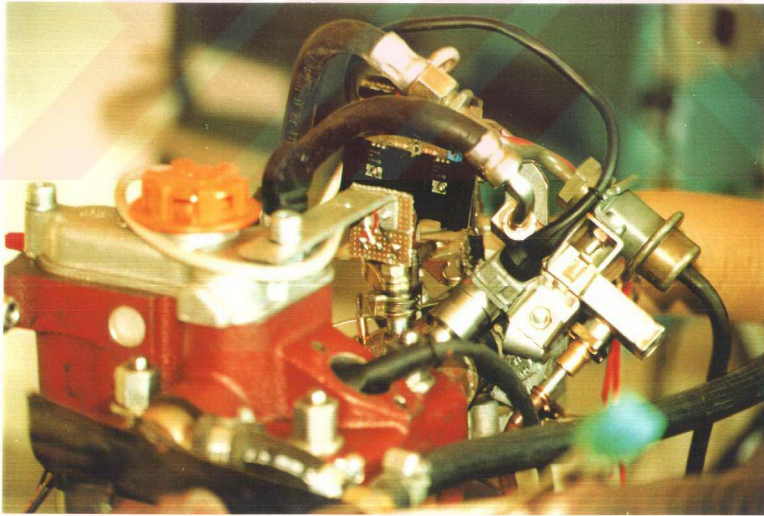
Resim 4.5. - Motor kumandasını yapan ve bilgisayar içine monte edilen kontrol kartı.



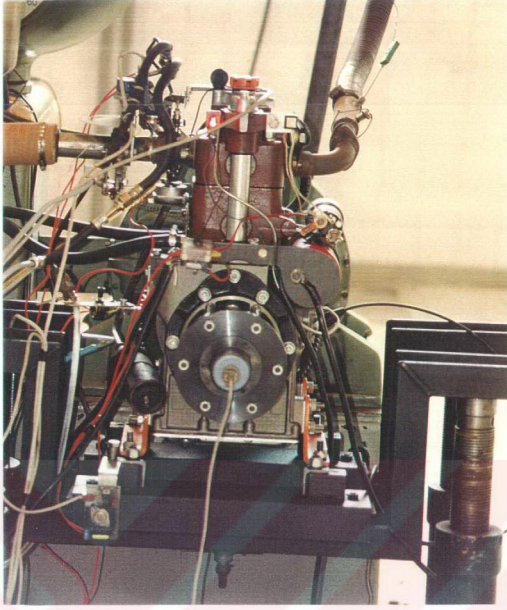
Resim 4.6. - Yakıt püskürtme, ateşleme, Ü.Ö.N. ayırt edici kartlar.



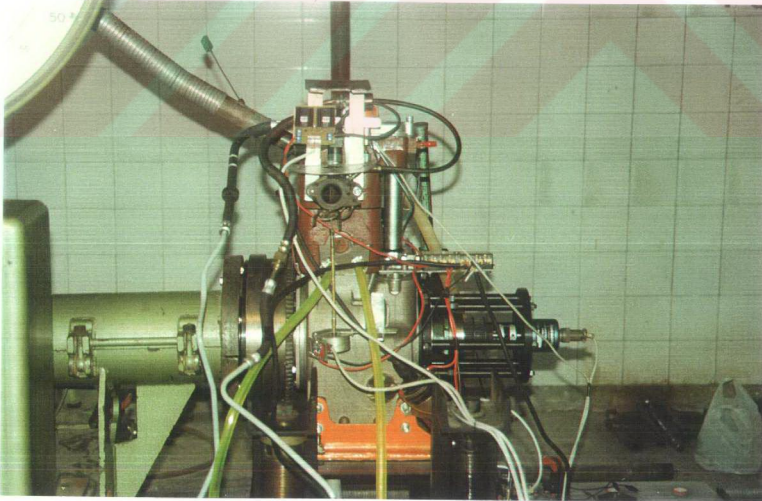
Resim 4.9. - Silindir kafası ile üzerine montajı tamamlanmış olan ikinci tip manifold, periyot atlama kelebeğine kumanda eden solenoit, ateşleme ve yakıt püskürtme sistemlerinin volan tarafından görünümü.



Resim 4.10. - Silindir kafasına montajı tamamlanmış olan yakıt püskürtme sisteminin görünüşü.



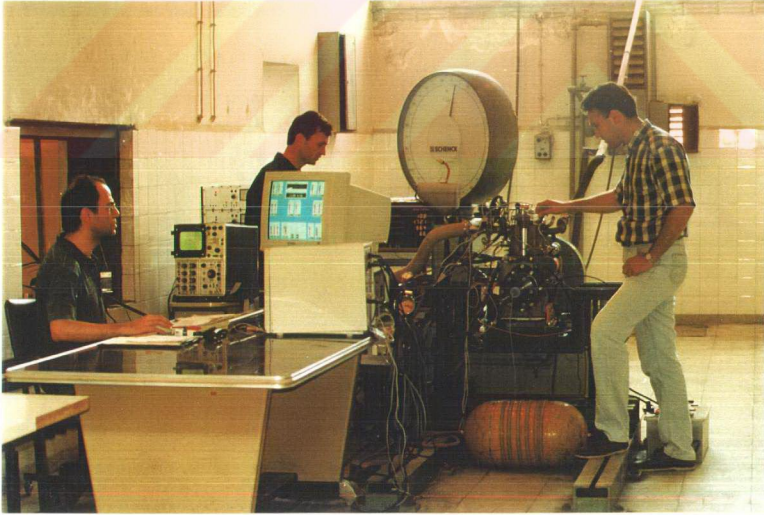
Resim 4.11. - Montajı tamamlanmış olan deney motorunun görünümü.



Resim 4.12. - Deney motorunun yandan görünüşü.



Resim 4.13. - Motor deney düzeneğinin genel görünümü.



Resim 4.14. - Deney düzeneğinin çalıştırılmasından bir görüntü.

BÖLÜM 5

DENEYSEL ÇALIŞMA

5.1 Deneylerin yürütülüşü

Deneylerin gerçekleştirilmesinde aşağıdaki çalışma sırası izlenmiştir.

-Ana şalter açılır ve egzoz emisyonları ölçüm aleti çalıştırılır (ısınma süresi 15 dakika).

-Ölçüm kabına yakıt doldurulur.

-Motor freni soğutma suyu açılır, fren kontrol panosu çalıştırılır ve frenin boşta olması sağlanır.

-Bilgisayarda yüklü olan "PROJE1" isimli motor kontrol programı çalıştırılır.

-Yakıt pompası çalıştırılır, bilgisayar üzerinden yakıt püskürtme miktarı, ateşleme avansı ve gaz keleşbeği motor rölantide çalışacak şekilde ayarlanır.

-Motor ısındıktan sonra soğutma suyu pompası çalıştırılır ve su sirkülasyonu vanalar ile kontrol edilerek, giriş - çıkış sıcaklıklarının kararlı hale gelmesi sağlanır.

-Ölçüm yapılacak olan yük, devir sayısı ve hava fazlalık katsayısı

Gaz keleşbeği

Yakıt püskürtme miktarı

Fren potansiyometresi

ile ayarlanır.

-Optimum deney noktası, sabit hava fazlalık katsayısında, en yüksek momenti veren en düşük ateşleme avansı ayarı ile belirlenir.

-Belirlenen deney noktasında gerekli ölçümler yapılır.

5.2 Deney planı

Bu çalışmada incelenen en önemli parametre kısmi yükteki yakıt tüketimi olduğu için, motorun incelenen çalışma noktaları düşük yük ve hızlarda seçilmiştir.

Normal dört zamanlı çalışma için seçilen çalışma noktaları tablo 5.1. de verilmiştir. Burada deney aralığı periyot atlatmalı çalışma için öngörülenden daha geniş tutulmuştur. Amaç deney motorunun genel karakterini belirlemek ve günümüz motor teknolojisi ile ne kadar uyumlu olduğunu görmektir.

Tablo 5.1. – Deney planına göre öngörülen normal dört zamanlı çalışma noktaları.

Ortalama efektif basınç - p_{me} (bar)	Motor dönme hızı (devir/dakika)		
1	1200	1500	2000
2	1200	1500	2000
3	1200	1500	2000
4	1200	1500	2000
6	1200	1500	2000

Periyot atlatma ile ilgili düşünülen stratejiler ile ilgili bilgiler bölüm 3.2 ve tablo 3.1. de verilmiştir.

Periyot atlatmalı temel deney noktaları tablo 5.2. de verilen motor hız ve yük (p_{me}) aralıklarında seçilmiştir.

Normal dört zamanlı çalışma için seçilen deney noktaları $p_{me}=1-6$ bar arasındaki yüklerde olmasına rağmen, periyot atlatmalı deney noktalarının seçiminde ortalama efektif basınç 1-3 bar aralığı ile sınırlandırılmıştır. Bunun nedeni periyot atlatma stratejisi uygulandığında, atlatılan periyot yoğunluğuna bağlı olarak, ortalama efektif basınç değerini normal dört zamanlı çalışma hali ile eşit tutabilmek için, iş üreten çevrimlerdeki yükün (iş üreten çevrime ait p_{me}) çok fazla artmasıdır. Örneğin normal dört zamanlı çalışmada $p_{me}=4$ bar hali ile karşılaştırma için, nss olarak tanımlanan krank milinin 6 defa dönüşünde bir tane iş zamanı bulunan periyot atlatma stratejisi uygulandığında, sadece iş üreten periyoda ait p_{me} değeri en az üç katına

çıkacaktır (atlatılan çevrimlerdeki sürtünme kayıplarını yenmek için, iş üreten periyottaki p_{me} değeri daha da yüksek olacaktır). Bu ise motor içinde yanma sonu basıncının çok yükselmesine neden olacağı için sakıncalıdır.

Öte yandan motorun volan büyüklüğü ve döküm malzemedan yapılmış olması dikkate alınarak, motor dönme hızı deney noktaları için en fazla 2000 devir/dakika seçilmiştir.

Kısmi yük ile ilgili literatürde yer alan çalışmalarda seçilen deney aralıkları göz önüne alındığında bu çalışma için öngörülen yük ve motor dönme hızı aralığının, işletme koşullarında çoğunlukla karşılaşılan çalışma bölgesini temsil etmesi bakımından yeterli olacağı kanısına varılmıştır.

Tablo 5.2. - Periyot atlatmalı gerçekleştirilebilecek deney noktaları.

Periyot atlatma stratejisi	p_{me} (bar)	Motor dönme hızı (devir/dakika)		
n-n-s	1	1200	1500	2000 (1)
	2	1200 (1)	1500 (1)	2000 (1)
	3	1200	1500 (1)	2000
n-s	p_{me} (bar)	Motor dönme hızı (devir/dakika)		
	1	1200	1500	2000
	2	1200	1500	2000 (1)
	3	1200	1500	2000
n-n-s-s	p_{me} (bar)	Motor dönme hızı (devir/dakika)		
	1	1200	1500	2000 (1)
	2	1200 (1)	1500	2000
	3	1200	1500 (1)	2000
n-s-s	p_{me} (bar)	Motor dönme hızı (devir/dakika)		
	1	1200 (1) (2)	1500 (1) (2)	2000 (1)
	2	1200 (2)	1500	2000
	3	1200	1500	2000

n: normal dört zamanlı çevrim.

s:periyot atlatılan ve iş üretilmeyen dört zamanlı çevrim.

(1) : Birinci tip emme manifoldu deney noktaları.

(2) : İkinci tip emme manifoldu deney noktaları.

Tablo 5.2’ de yer alan bütün stratejilerin deneysel olarak irdelenmesi, deney sayısını çok fazla artırmaktadır.

Sistem elemanlarını geliştirme çalışmaları henüz son noktaya gelmediğinden tablo 5.2’ de periyot atlatma ile ilgili gösterilen bütün stratejiler denenmemiştir. Amaç periyot atlatma stratejisinin ilk uygulaması ile ilgili bilgi edinmek olduğu için seçilen deney noktaları sistem hakkında yeterli bilgiyi verecek ve daha sonra geliştirme çalışmalarına ışık tutacak şekilde belirlenmiştir.

5.3. Deney sonuçları

Deneysel çalışmada kullanılan motor ve periyot atlatma sistemi büyük ölçüde orijinal yapıda olduğu ve tamamen kendi olanaklarımızla geliştirildiği için, bir çok aşamada değişiklik ve geliştirme çalışması gerekmiştir. Bu çalışmaların geniş bir özeti daha önce Bölüm 4’de anlatılmıştır.

Bütün yapılan değişikliklerin motor performansına etkisi kaydedilerek geliştirme çalışmaları için bilgi birikimi oluşturulmuştur.

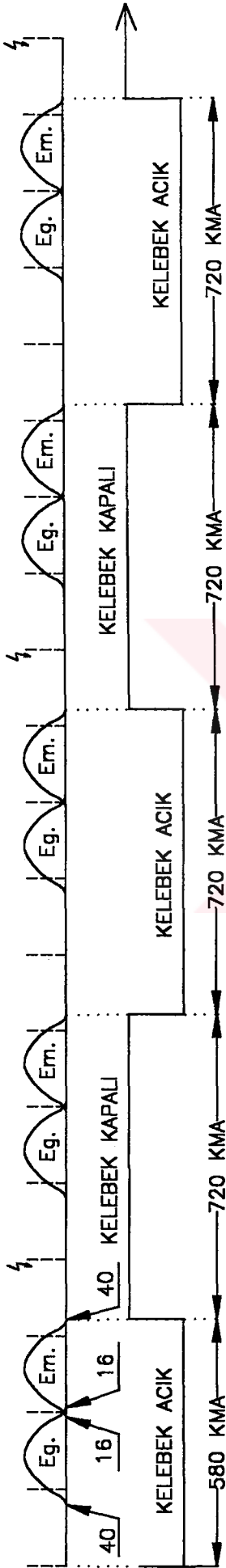
5.3.1 Periyot atlatma kelebeği stratejisi ve solenoid - kelebek çiftinin karakteristiklerinin belirlenmesi

Bölüm 4.1.1.3 de anlatılan emme manifoldu ve periyot atlatma kelebeğinin çalışma stratejisi deney motoru ile çalışmaya başlamadan önce belirlenmiştir. Daha sonra belirlenen bu stratejiler motor üzerinde uygulanmıştır. Deney motorunun performans ölçümlerinde periyot atlatma kelebeğinin yarattığı etkileri irdeleyebilmek için, öncelikle periyot atlatma sisteminin karakteristik özelliklerinin deneysel olarak belirlenmesi gerekli görülmüştür.

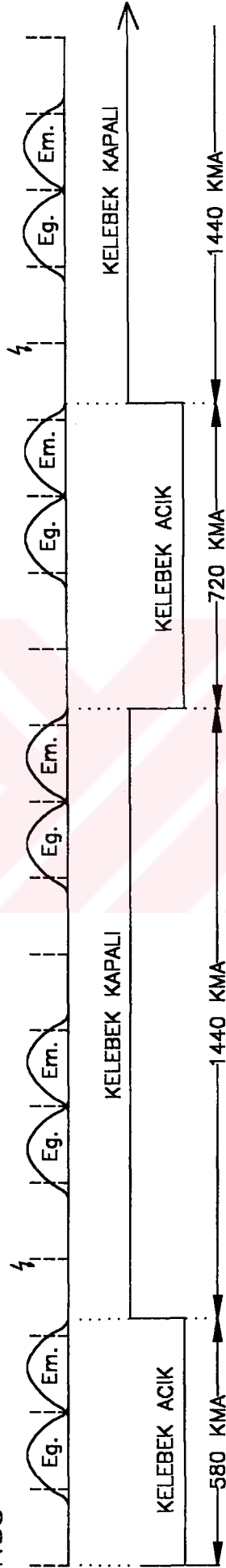
5.3.1.1 Periyot atlatma stratejisi ve kontrolü

Periyot atlatma kelebeğinin zamanlaması, kelebeği kumanda eden solenoid – yay çiftinin açma ve kapama işleminin belli bir zaman alacağı göz önüne alınarak belirlenmiştir. Şekil 5.1. de periyot atlatma sistemini tahrik eden solenoid – yay çiftinin çeşitli stratejilere bağlı olarak belirlenen kumanda zamanları, supap açılma zamanı diyagramı ile beraber verilmiştir.

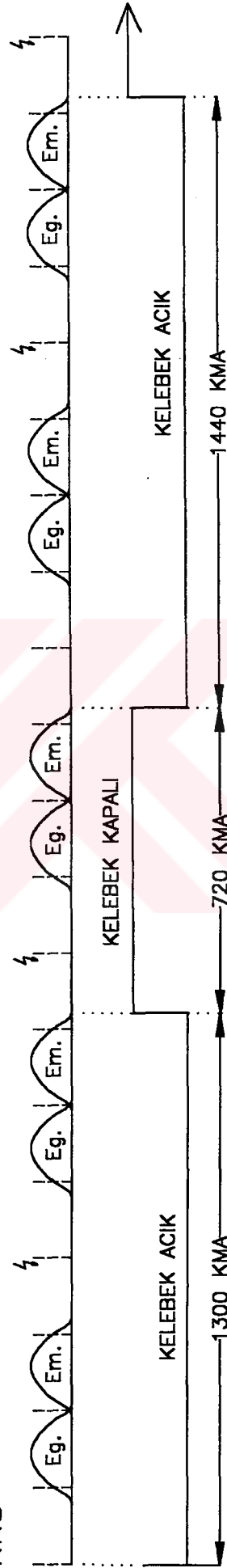
NS



NSS



NNS



SEKIL 5.1 Periyot atlatma sistemi kelebek kumanda zamanlaması

5.3.1.2 Periyot atlatma kelebeği ile debi ölçümü

Tasarımı orijinal olan periyot atlatma sisteminin, emme kanalında hava akışını ne kadar etkin bir şekilde durdurarak, motorun pompalama işinde azalma sağlayabileceğinin belirlenmesi için, bir seri deney gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler için emme manifoldu ile periyot atlatma sistemi motor üzerine monte edilmiş ve debi ölçüm düzeneği emme manifolduna bağlanmıştır. Deney motoru marş motoruna kumanda edilerek, yani dışardan tahrik edilmiştir. Deneyler marş motorunun hızına bağlı olarak 400-500 devir/dakika aralığında yürütülmüştür. Dışarıdan tahrik işleminin marş motoru ile yapılmasının nedeni, motorun bir tarafının açısı konum ölçere diğer ucunun ise frene ve Ü.Ö.N. ayıracına bağlı olması ve deney sırasında bu ünitelerin sistemden ayrılamamasıdır.

Deney iki aşamada gerçekleştirilmiştir.

Birinci aşamada periyot atlatma sistemi tamamen açık tutularak gaz kelebeğinin açıklığı değiştirilmiştir. Böylece gaz kelebeğinin debi karakteristiği belirlenmiştir (tablo 5.3. ve şekil 5.2.).

İkinci aşama deneylerde periyot atlatma kelebeği (ns) stratejisi uygulanarak devreye alınmıştır. Gaz kelebeği açıklığı birinci aşama deneylerdeki değerlerde ayarlanarak periyot atlatma kelebeğinin emme manifoldundaki debiye olan etkisi ölçülmüştür. Periyot atlatmasız çalışmada, motor krank milinin iki defa dönüşünde bir kez emme yapılırken, (ns) periyot atlatma stratejisi ile motor krank milinin dört defa dönüşünde bir kez emme yapılmaktadır. Buna göre gaz dinamiği açısından emme manifoldunda oluşan basınç salınımları ihmal edilecek olursa, aynı motor dönme hızında (ns) periyot atlatma stratejisi ile debi, normal motor çalışmasının yarısı olacaktır (eşit gaz kelebeği açıklığında). Ancak periyot atlatma kelebeği ile emme kanalı arasındaki boşluklardan kaçak olması nedeniyle bu gerçekleşmemektedir.

Periyot atlatma kelebeğinin kapalı pozisyonda iken ne kadar kaçak oluşturduğu tablo 5.3. ve 5.4.'den görülebilmektedir. Şekil 5.3.'de ise periyot atlatma kelebeğinin *etkinlik katsayısının* gaz kelebeği konumuna göre değişimi gösterilmiştir.

Gaz kelebeği açıklığı 5° civarında geçirgenlik katsayısının bir tepe noktaya ulaşmaktadır. Bunun nedeni debi ölçüm aletinin düşük hassasiyet bölgesinde ölçüm yapılması veya emme kanalındaki basınç dalgalanmalarının etkisi (gaz dinamiği açısından) olarak düşünülmektedir.

Sözü edilen tablolarda kullanılan sembollerin ve etkinlik katsayısının tanımı ise şöyledir.

+ : Tam açık

- : Tam kapalı

AK: Periyot atlatma kelebeği devrede.

Tablo 5.3.'de parantez içindeki değerler periyot atlatma kelebeği (ns) stratejisi ile çalışırken motor krank milinin dört kez dönüşünde bir kez emme yapıldığı göz önüne alınarak hesaplanmış değerlerdir.

Etkinlik katsayısı (EK):

Eşit gaz kelebeği açıklığında, motor periyot atlatma kelebeği (ns) stratejisi ile çalıştırıldığında, normal dört zamanlı motor çalışmasına göre, hiç bir kaçak olmaksızın debi ve volümetrik verim yarıya düşecektir (volümetrik verim her iki çalışma şekli için krank milinin her iki dönüşünde bir defa emme yapılmış gibi hesaplanmaktadır).

$$\eta_{V(ideal-ns)} = \frac{\eta_{V(normal)}}{2} \quad (5.1)$$

$$EK = \frac{\eta_{V(ideal-ns)}}{\eta_{V(ölçülen-ns)}} \quad (5.2)$$

$EK=1$ (Periyot atlatma kelebeğinde kaçak yok)

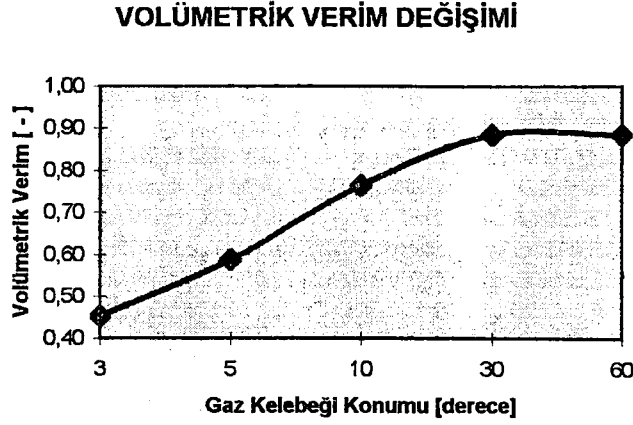
$EK=0.5$ (Periyot atlatma kelebeği tam açık)

Tablo 5.3.- Deney motorunun 400-500 devir/dakika hızlardaki gaz keleşeği ve periyot atlatma keleşeği karakteristiklerinin çıkarılması.

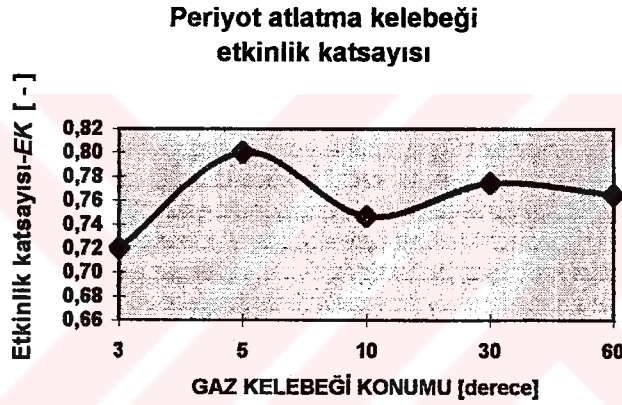
Dönme sayısı devir/ Dakika	Gaz keleşeği konumu derece	Periyot atlatma keleşeği	Debi, l/dak	Emme kanalı vakumu kg/cm ²	Teorik hava debisi l/dak	Volümetrik verim
464	+	+	92,50	-	105,33	0,88
460	+	-	21,00	0,18	104,42	0,20
462	-	+	-	0,51	104,87	-
472	+	AK	62,50	0,07	107,14 (53,57)	0,58 (1,16)
464	60	AK	61,00	0,06	105,33 (52,66)	0,58 (1,16)
455	30	AK	59,00	0,06	103,29 (51,64)	0,57 (1,14)
452	10	AK	52,50	0,08	102,60 (51,30)	0,51 (1,02)
450	5	AK	37,50	0,10	102,15 (51,10)	0,37 (0,74)
455	3	AK	32,50	0,12	103,29 (51,64)	0,31 (0,62)
460	60	+	92,50	-	104,42	0,89
458	30	+	92,00	-	103,97	0,88
438	10	+	76,00	0,04	99,43	0,76
435	5	+	58,00	0,06	98,75	0,59
418	3	+	43,00	0,08	94,89	0,45

Tablo 5.4.- Deney motorunun 400-500 devir/dakika arasındaki hızlarda volümetrik verim karakteristiği ve periyot atlatma keleşeğinin etkinliği.

Gaz kel. Konumu (derece)	Periyot atlatma keleşeği ile vol. verim	Periyot atlatma keleşeği devre dışı iken vol. verim	Vol. verim değişim oranı	Periyot atlatma keleşeği etkinlik katsayısı (EK)
60	0,58	0,89	65,38%	0,76
30	0,57	0,88	64,55%	0,77
10	0,51	0,76	66,94%	0,75
5	0,37	0,59	62,50%	0,80
3	0,31	0,45	69,44%	0,72



Şekil 5.2.- Deney motorunun 400-500 devir/dakika’ da volümetrik verim karakteristiği.

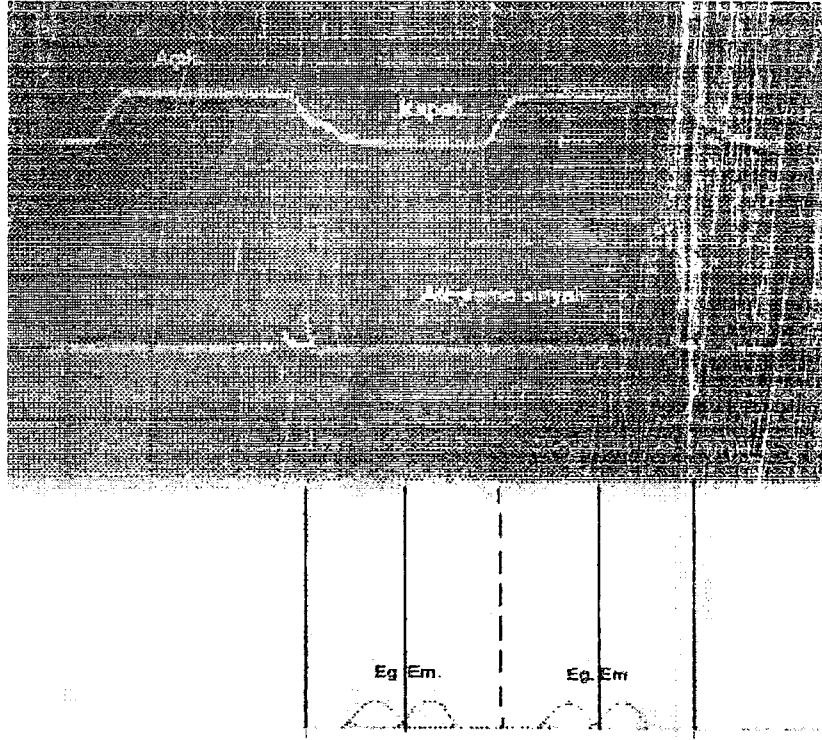


Şekil 5.3.- Periyot atlatma kelebeği etkinlik katsayısı (n= 400 - 500 devir/dakika).

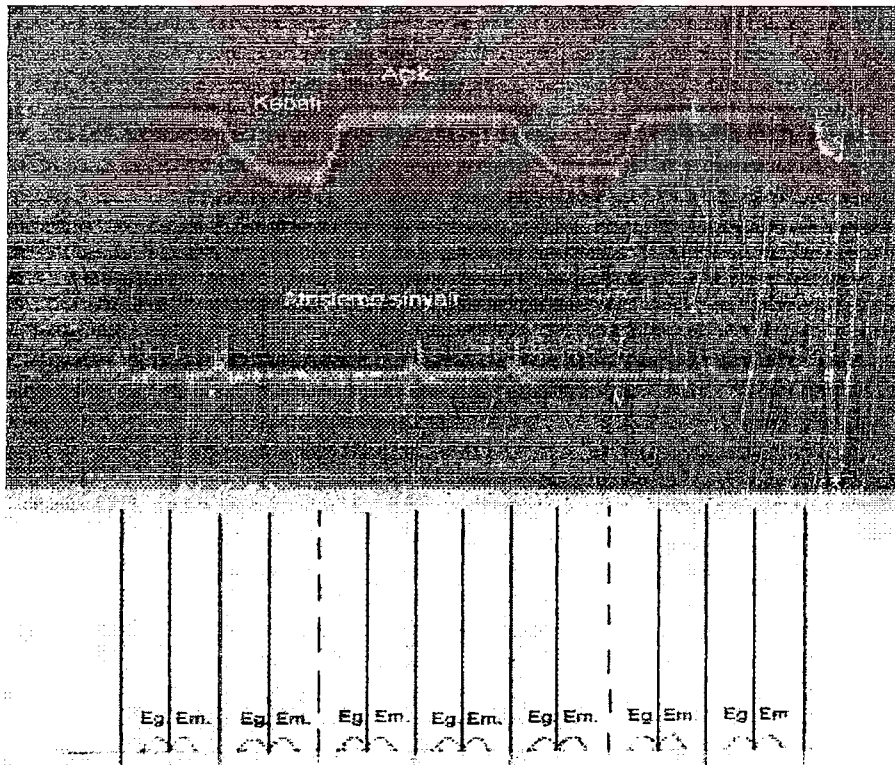
5.3.1.3 Periyot atlatma kelebeği davranışının, belirlenen deney stratejilerine göre motor üzerinde deneysel olarak incelenmesi.

Periyot atlatma kelebeği – solenoid çiftinin motor üzerindeki davranışını incelemek için periyot atlatma kelebeği miline bir potansiyometre bağlanmış ve bu potansiyometreden geçen elektriksel gerilim değişimi, ateşleme sinyali ile birlikte bir osiloskop üzerinden izlenmiştir.

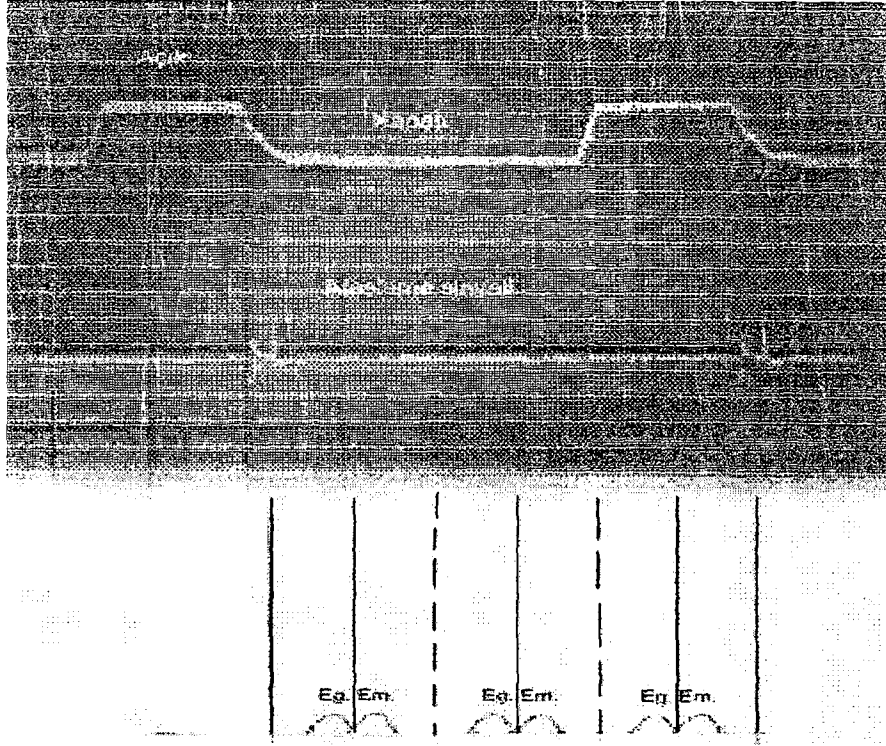
Deney motorunun rölantide çalıştırılırken ns, nns, nss ve nnss gibi periyot atlatma stratejileri uygulanmış ve osiloskop görüntüleri kaydedilerek, periyot atlatma kelebeğinin zamanlamasının doğru olduğu belirlenmiştir (şekil 5.4., 5.5., 5.6., 5.7.).



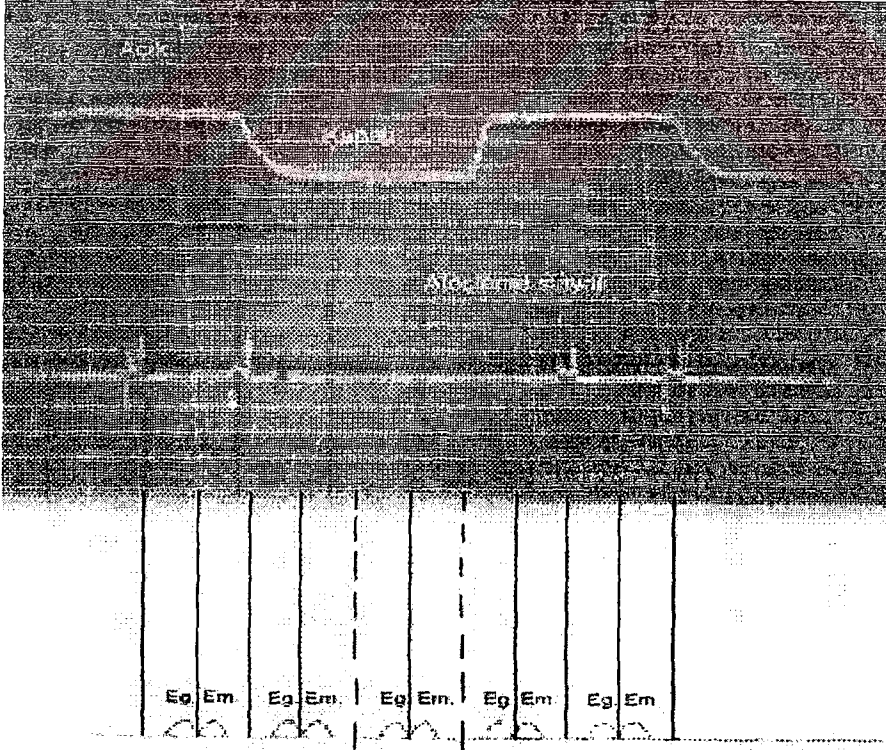
Şekil 5.4.- ns stratejisi.



Şekil 5.5.- nns stratejisi.



Şekil 5.6.- nss stratejisi.



Şekil 5.7.- mnss stratejisi.

5.3.2 Deneysel çalışma sonuçlarının değerlendirme ve hesaplama yöntemleri

Motor ile ilgili olarak yürütülen çalışmalarda ortam koşulları aşağıda verilmiştir. Parantez içindeki değerler normal atmosfer koşulu içindir.

- **Ortam koşulları**

Atmosfer basıncı : 1011 – 1018 (1033.6) mbar

Ortam sıcaklığı : 22 – 26 (15) °C

Bağıl nem : % 59 – 78 (0)

Yukarıda verilen ortam koşullarının, nominal atmosfer koşullarına göre motor performansı üzerindeki etkileri düzeltme faktörleri kullanılarak hesaba katılabilir. Ancak karşılaştırmalı olarak yapılan deneylerimizde, ortam koşullarının değiştiği aralığın motor performansı üzerindeki etkileri düzeltme faktörü kullanılarak hesaplandığında, farkın %1'in çok altında olduğu görülmüş ve bu nedenle anılan faktör hesabı yapılmamıştır [138].

Tablo 5.5 – 5.12'de verilen deney sonuçlarının hesap yöntemi ise şöyledir.

- **Hesaplar**

Hata hesabı :

Bir deney sisteminde her bir tekil eleman ile yapılan ölçümün içerdiği belirsizlik, sonuç hesabına birleşerek yansıyacaktır. Sonuç hesabındaki toplam belirsizlik, tekil ölçüm elemanlarının oluşturduğu belirsizliklerin karesi toplamının karekökü olarak hesaplanır (RSS – Root Sum Square) [139, 140].

$$\sigma = \pm \sqrt{\sum_{j=1}^K e_j^2} \quad (5.3)$$

σ : Toplam belirsizlik bileşimi

e_j : Tekil ölçüm elemanına ait belirsizlik

K : Tekil ölçüm elemanı toplamı

Ölçülen büyüklükler :

27.5 g yakıtın tüketim süresi (kronometre ile) : Δt (saniye)

Terazi üstündeki kaptan yakıtın buharlaşması nedeniyle oluşan ölçme belirsizliği (bölüm 4.2.4, şekil 4.17) : $\pm 1 \%$

Kronometre okumasında oluşan ölçme belirsizliği : $\pm 1 \%$

Yakıt tüketimi sırasında oluşan toplam belirsizlik : $\sigma_{yakıt} = \pm \sqrt{1^2 + 1^2} = \pm 1.4\%$

Motor dönme hızı ölçümünde oluşan belirsizlik (inkremental enkoder) : n (devir/dakika)

Motor dönme hızındaki çalkalanmalardan kaynaklanan belirsizlik : $\pm 1 \%$

Motorun frene uyguladığı kuvvet (fren terazisinden) : F (N)

Kalibrasyon ağırlıkları nedeniyle oluşan belirsizlik (bölüm 4.2.1) : $\pm 0.5 \%$

Terazi sakalasından okuma sırasında oluşan belirsizlik : $\pm 2.5 \%$

Toplam belirsizlik bileşimi : $\sigma_{fren} = \pm \sqrt{0.5^2 + 2.5^2} = \pm 2.6\%$

Hesaplanan büyüklükler :

Moment (Nm) :

$$M_e = F \times L \quad (5.4)$$

(Fren moment kolu uzunluğu, $L = 0.955$ m)

Moment hesabındaki toplam belirsizlik, fren için hesaplanan değer ile aynıdır.

Ortalama efektif basınç (bar) :

$$P_{me} = \frac{1200 \times F}{10000 \times V_h} \quad (5.5)$$

Güç (kW) :

$$N_e = \frac{F \times n}{10000} \quad (5.6)$$

Güç hesabındaki toplam belirsizlik bileşimi :

$$\sigma_{Ne} = \pm \sqrt{1^2 + 2.6^2} = \pm 2.8\%$$

Özgül yakıt tüketimi (g/kWsaat) :

$$b_e = \frac{3600 \times 27.5}{\Delta t \times N_e} \quad (5.7)$$

Özgül yakıt tüketimindeki toplam belirsizlik bileşimi :

$$\sigma_{be} = \pm \sqrt{1^2 + 2.6^2 + 1.4^2} = \pm 3.1\%$$

Efektif verim (%) :

$$\eta_e = \frac{860}{b_e \times H_u} \quad (5.8)$$

H_u (Benzin yakıtının alt ısı değeri) : 10500 kcal

Efektif verim hesabındaki toplam belirsizlik, özgül yakıt tüketimi için hesaplanan değer ile aynıdır.

5.3.3 Ön deneyler

Daha önce bölüm 4.1.1.3 de anlatılan periyot atlatma kelebeği bulunmayan emme manifoldu kullanılarak gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sonuçlar tablo 5.5.'de verilmiştir.

Bütün bu tablolardaki çalışma şekli sütunundaki harflerin anlamları şöyledir.

n: Normal dört zamanlı çevrim

s : Periyot atlatılan çevrim

ak : Periyot atlatılan çevrimlerde periyot atlatma kelebeği devrede

Ön deneylerin daha sonraki yapılan deneylerden önemli bir farkı, periyot atlatma stratejisi uygulamasında da, krank milinin her iki dönüşünde bir defa ateşleme yapılmaya devam edilmesidir.

Elde edilen sonuçlara göre şu değerlendirmeler yapılmıştır.

Tablo 5.5.'de 1, 3, ve 5 inci satırlarda motorun normal dört zamanlı çalışmasında 1500 – 2000 devir/dakika hız aralığı ve 1.5 – 3 bar ortalama efektif basınç aralığında :

- Efektif verim %4.2 – 8.9 gibi son derece düşük düzeylerde kalmıştır.
- Egzoz emisyonları her koşulda normal düzeylerde dir. Periyot atlatmalı stratejide egzoz emisyonlarında normal dört zamanlı çalışmaya göre önemli bir artışın olmaması, iş üretilmeyen çevrime kaçan, kanal cidarında birikmiş olan yakıtın, daha önce değinildiği gibi ateşlemenin devam etmesi ve gaz kelebeğinin çok kısık pozisyonda olması nedeniyle tutuşturulabilmesidir.

Tablo 5.5.'de 2, 4, ve 6 ıncı satırlarda periyot atlatma stratejileri, periyot atlatma kelebeği olmaksızın uygulanmış ve motor normal dört zamanlı çalışmadaki ile aynı işletme koşullarında denenmiştir (p_{me} , n).

- 2000 devir/dakika da (ns) stratejisi ile efektif verimde % 15.7 lik bir artış sağlanmıştır. Bunun nedeni büyük olasılıkla motor dönme hızı ile dolgu hareketlerinin artması ve emme kanalına dik olarak yerleştirilen enjektörden püskürtülen yakıtın, periyot atlatmalı koşullarda, iş üretilmeyen çevrime kanal cidarında birikmenin azalmasına bağlı olarak, daha az geçmesidir.

- Diğer noktalarda ise verimde hafif düşüş olmuştur.

Tablo 5.5.- Ön deney manifoldu ile yapılan deneyler.

ÖN DENEY MANIFOLDU; PÜSK. BASINCI 3 BAR; PÜSK. AVANSI, SIKIŞTIRMA ÜÜN'ünden 360° SONRA; TEMPRA 1600 cm ³ ENJEKTÖRÜ; HER ÇEVİRİMDE ATEŞLEME VAR														
ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER														
ÇALIŞMA ŞEKLİ	n	F	T _{eg}	T _{sg}	T _{sc}	λ	HC	CO	O ₂	60g t _{yakit}	α _{at}	t _{plis}	Me	Ne
	devir dakika	N	°C	°C	°C	-	ppm	%	%	s	°KMA	ms	Nm	kW
1	n	1500	590	66,9	70,0	1,000	130	2,35	1,7	125	10,0	7,90	5,35	0,84
2	nns	1500	570	68,5	71,0	0,92	158	5,50	1,8	121	10,0	12,50	5,35	0,84
3	n	1500	585	71,2	73,8	1,000	121	2,40	1,7	117	10,0	8,80	8,02	1,26
4	nns	1490	566	73,6	78,0	0,91	157	5,65	1,8	109	10,0	14,20	8,02	1,25
5	n	2020	615	63,3	69,0	1,008	100	1,62	1,3	97	26,0	9,11	10,93	2,31
6	ns	2000	583	47,0	52,1	1,06	111	1,11	2,2	115	32,0	18,00	10,79	2,26
													b _e	η _e
													g/kWsaat	%
													2057	4,2
													2125	4,0
													1465	5,9
													1583	5,4
													963	8,9
													831	10,3

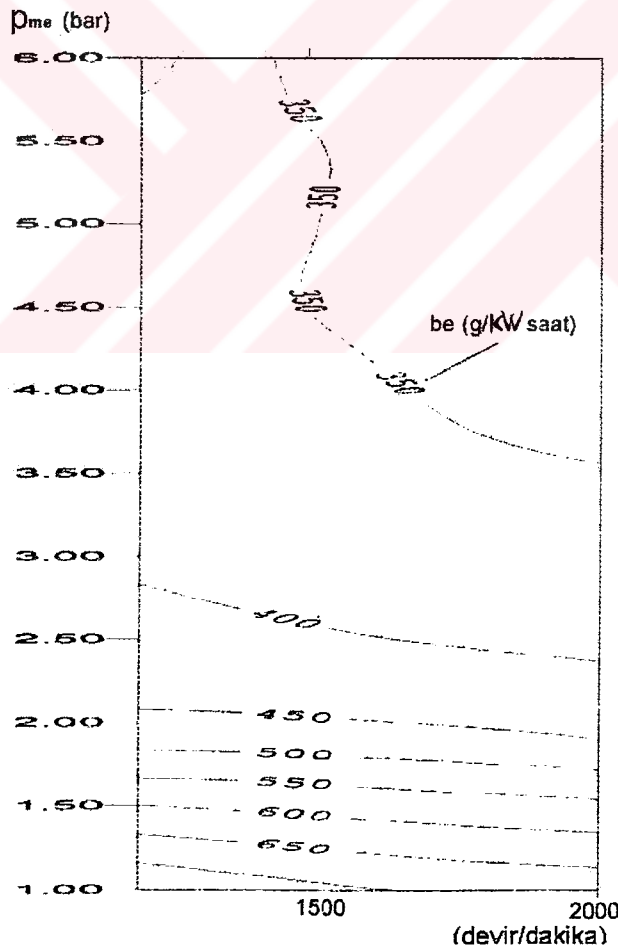
5.3.4 Birinci tip emme manifoldu ile yapılan normal çalışma deneyleri

Bölüm 4.1.1.3 de anlatılan ve periyot atlatma kelebeği bulunan birinci tip emme manifoldu ile yapılan ve normal dört zamanlı çalışma koşullarında gerçekleştirilen deneylerin sonuçları tablo 5.6.'da toplu halde verilmiştir.

Ortalama efektif basınç 1-6 bar ve motor dönme hızı 1200-2000 devir/dakika arasında seçilen bu deney serisinden elde edilen sonuçlar ile şekil 5.8.'de gösterilen motorun düşük yük ve düşük devir sayılarındaki çalışma haritası çıkarılmıştır.

Tablo 5.6.'daki verim sütunundan görüldüğü gibi, bir önceki ön deney manifolduna göre büyük bir iyileşme sağlanmıştır. Bu değerler yaklaşık olarak günümüz dört zamanlı benzin motorlarına eşdeğerdir.

Ancak CO emisyonları HFK=1 olmasına rağmen oldukça yüksektir. Bunun nedeni büyük olasılıkla karışımın homojen olarak oluşturulamamasıdır.



Şekil 5.8.- Birinci tip emme manifoldu ile deney motorunun normal çalışma koşullarında düşük yük ve hız bölgesindeki çalışma haritası.

Tablo 5.6.- Birinci tip emme manifoldu normal dört zamanlı deneyleri.

BİRİNCİ TİP EMME MANİFOLDU, TEMPRE 2000 cm³ ENJEKTÖRÜ İLERİ KONUMDA, PÜSK. BASINCI 3 BAR, PÜSK. AVANSI, SIKIŞTIRMA ÜN. SİNDEN 3° SONRA

ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER																			HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER					
ÇALIŞMA SEKİ	n	F	α_{it}	α_{pda}	t_{pda}	T_{eg}	T_{sg}	λ	CO	CO ₂	GAZ KİLEBİREÇİ KONUMU	27,5g $t_{yakıt}$	Me	P_{me}	Ne	b_e	η_e							
	devir dakika	N	°KMA	ms	°C	°C	°C	-	%	%	derece	s	Nm	bar	kW	g/kWsaat	%							
1	1200	3,8	27,0	3	4,52	435	82,2	1,000	4,66	10,60	0,2	285	3,63	1,00	0,46	748	11,5							
2	1500	3,8	36,0	3	4,51	500	61,2	1,000	3,20	12,25	0,8	240	3,63	1,00	0,57	711	12,1							
3	2000	3,8	39,0	3	4,37	577	71,7	1,000	2,50	13,50	1,2	188	3,63	1,00	0,76	680	12,6							
4	1200	7,6	23,0	3	5,71	474	72	1,000	3,79	11,58	0,5	231	7,26	2,01	0,91	461	18,6							
5	1500	7,6	33,0	3	5,74	516	71,9	1,000	3,40	12,20	1	188	7,26	2,01	1,14	454	19,0							
6	2000	7,6	35,0	3	5,58	586	72,8	1,000	2,40	13,47	2	149	7,26	2,01	1,52	429	20,0							
7	1200	11,35	19,0	3	7,14	519	68,4	1,000	3,83	11,62	1,5	182	10,84	3,00	1,36	392	21,9							
8	1510	11,35	26,0	3	7,23	444	67,3	1,000	3,47	12,05	3,5	147	10,84	3,00	1,71	386	22,3							
9	2000	11,35	32,0	3	6,96	600	66,4	1,000	2,43	13,30	4,5	116	10,84	3,00	2,27	369	23,3							
10	1200	15,1	16,0	3	8,57	525	72,7	1,000	4,30	11,23	3,5	151	14,42	3,99	1,81	355	24,2							
11	1500	15,1	23,0	3	8,59	542	73,4	1,000	3,90	11,64	5,5	120	14,42	3,99	2,27	358	24,0							
12	2000	15,1	30,0	3	8,25	600	63,1	1,000	2,55	13,22	7	96	14,42	3,99	3,02	335	25,7							
13	2520	15,1	36,0	3	7,57	625	64,8	1,173	0,11	13,40	10	84	14,42	3,99	3,81	304	28,3							
14	1200	22,7	15,0	3	10,15	562	78,4	1,000	1,32	14,68	6,5	125	21,66	5,99	2,72	286	30,1							
15	1500	22,7	21,0	3	10,20	578	69,2	1,000	1,44	14,51	9,5	100	21,66	5,99	3,40	286	30,1							
16	2000	22,7	27,0	3	10,20	623	75,2	1,000	1,61	14,57	12,5	75	21,66	5,99	4,54	286	30,1							

5.3.5 Birinci tip emme manifoldu ile periyot atlatmalı çalışma koşullarında yapılan deneyler

Bölüm 4.1.1.3 de şekil 4.7. de gösterilen birinci tip emme manifoldu ile periyot atlatmalı koşullarda ortalama efektif basınç 1-3 bar ve motor dönme hızı 1200-2000 devir/dakika aralığında gerçekleştirilen deney sonuçları Tablo 5.7., 5.8., 5.9.'da verilmiştir.

Bu sonuçlara bakılarak şu değerlendirmeler yapılabilir.

Gaz kelebeği açıklığı:

Normal dört zamanlı çalışmaya göre ile eşit işletme koşullarında periyot atlatma stratejisi ile beklentimize uygun olarak gaz kelebeği açıklığı artmaktadır. Şekil 5.9' da 1 bar ortalama efektif basınç ve üç farklı motor dönme hızı için normal dört zamanlı çalışma ile (nss) stratejisi sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

- Normal dört zamanlı çalışmaya göre periyot atlatılan strateji ile eşdeğer yükte iş üreten çevrimin yükü, yani diğer bir deyişle silindir içine giren dolgu miktarının artırılması gerektiği için, gaz kelebeği daha açık tutulmaktadır.

Ateşleme avansı:

Normal dört zamanlı çalışma ile eşit işletme koşullarında periyot atlatma stratejisi ile beklentimize uygun olarak ateşleme avansı azalmaktadır. Şekil 5.10' da 1 bar ortalama efektif basınç ve üç farklı motor dönme hızında normal dört zamanlı çalışma ile (nss) stratejisi uygulandığı haller için, en yüksek momentin elde edildiği en düşük ateşleme avansı değerleri (optimum ateşleme avansı) karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

-Normal dört zamanlı çalışmaya göre periyot atlatılan strateji ile eşdeğer yükte iş üreten çevrimin yükü, yani diğer bir deyişle silindir içine giren dolgu miktarı arttığı için, yanma hızı yüksek olacağından optimum ateşleme avansı azalmaktadır.

- Her iki halde de motor dönme hızı arttıkça optimum ateşleme avansı artmaktadır.

HC konsantrasyonu:

Daha önce bölüm 4.2.10.'da belirtildiği gibi egzoz emisyonu ölçüm aletinin hassasiyeti dikkate alındığında, HC emisyon değerlerinin mutlak değil, merteye olarak değerlendirilebileceği gözönünde bulundurulmuştur (tablolarda yer alan emisyon sonuçları ölçüm aleti skala değeri olarak yazılmıştır).

Periyot atlatma stratejileri uygulandığında HC emisyonlarında normal dört zamanlı çalışma koşullarına göre on kattan fazla bir artış olabilmektedir. Bunun nedenleri aşağıdaki gerekçelerin biri veya birkaçına bağlı olarak açıklanabilir.

- Periyot atlatılan çevrimlerde ateşlemenin de durdurulması ve bu çevrimlere kaçan, emme kanalında birikmiş olan yakıtın tutuşturulamayarak egzozdan dışarı atılması.

- Periyot atlatılan çevrimlerde gaz keleşinin daha açık pozisyonunda olması nedeniyle, emme kanalında basıncın yüksek olması ve yakıt buharlaşmasının azalması ile yakıtın iş çevriminde tümüyle silindir içine sokulamaması [37].

- Periyot atlatılan çevrimlerde gaz keleşinin daha açık pozisyonlarda olmasına bağlı olarak, motor kafası içindeki emme kanalının geometrisi nedeniyle, silindir içine dolgu girişinde dönme hareketinin artması ve yakıt zerreciklerinin bujiden uzak olan silindir dış çeperine doğru sürüklenerek yanma sürecini kötüleştirilmesi [78, 128].

- Periyot atlatılan çevrimde emme kanalında solenoid kumandalı keleş ile hava girişinin durdurulamaması ve buna bağlı olarak silindir çeperlerinin soğuması ile takip eden iş çevriminde alevin çeperlere yakın noktalarda sönmesi [12].

CO, CO₂, O₂ konsantrasyonları ve egzoz sıcaklığı:

Periyot atlatmalı çalışmada, egzozdaki CO ve CO₂ emisyonları çok düşük, O₂ emisyonu ise çok yüksek düzeylerde dir.

Periyot atlatma stratejisine bağlı olarak egzoz çıkışı ortalama sıcaklığı normal dört zamanlı çalışma koşullarına göre %10-45 oranında azalmaktadır.

- Yukarıda belirtilen iki olgu periyot atlatmalı strateji uygulamasında periyot atlatılan çevrimde silindir içine hava girişinin tamamen durdurulamaması ve böylece egzoz gazlarının seyreltilmesinden kaynaklanmaktadır.

Özgül yakıt tüketimi ve periyot atlatma stratejisi seçenekleri:

En düşük yük ve hız olan $p_{me}=1$ bar ve $n=1200$ devir/dakika da (nss) stratejisi ile ve periyot atlatma keleşeği devrede iken, normal dört zamanlı çalışmaya göre % 9.12 lik bir verim artışı sağlanmıştır.

- Bunun nedeni en düşük yük ve motor dönme hızında, püskürtülen yakıt miktarının az olması nedeniyle ve püskürtme işleminin KMA cinsinden kısa sürmesi ve karışımın kısıtlı zaman içinde daha iyi sağlanabilmesidir.

Diğer noktalarda ise periyot atlatma stratejisi ile verimde artış sağlanamamıştır.

- Bu ise yük ve motor dönme hızı arttıkça püskürtme işleminin KMA cinsinden daha uzun bir zaman alması ve böylece karışımın kısıtlı zaman içinde iyi bir şekilde oluşturularak, silindir içine sokulmasının mümkün olmamasından kaynaklanmaktadır.

- Püskürtme süresinin KMA cinsinden uzamasının yanısıra HC konsantrasyonu artışında değinildiği gibi yük arttıkça emme kanalında basınç yükselerek karışımın buharlaşmasını zorlaştırmaktadır.

- Diğer bir sorun ise hem yüke hem de motor dönme hızına bağlı olarak motor kafası içindeki emme kanalının geometrisi nedeniyle, silindir içine dolgu girişinde dönme hareketinin artması ve yakıt zerreciklerinin bujiden uzak olan silindir dış çeperine doğru sürüklenerek yanma sürecini kötüleştirmesidir.

Şekil 5.11' de 1 bar ortalama efektif basınç ve üç farklı motor dönme hızında normal dört zamanlı çalışma ve (nss) stratejisi uygulandığında elde edilen özgül yakıt tüketimi sonuçları yukarıdaki açıklamaları doğrulamaktadır. Motor dönme hızı arttıkça normal çalışma halinde özgül yakıt tüketimi azalmakta iken (nss) stratejisi uygulandığında karışım oluşturmadaki sorunlar nedeniyle artmaktadır.

Deney noktalarında kararlılık:

Gerek tekrarlanabilirlik gerekse kararlı çalışma açısından en olumlu sonuçlar (nss) stratejisi ile elde edilmektedir. Bu durumun nedeni aşağıdaki gibi açıklanabilir.

- Periyot atlatma stratejisinde periyot atlatılan çevrim sayısı arttırıldığında mevcut deney düzeneğinde iş üretilmeyen çevrimlere dolgu kaçak yoğunluğu azalacaktır.

- İş çevriminde, ortalama yükü (p_{me}) sabit tutabilmek için gaz kelebeği daha açık konuma getirilerek, dolgu miktarı ve buna bağlı olarak yanma sonu basıncı yükselecektir. Bu ise kısmi yüklerde karşılaşılan çevrimden çevrime yanma sonu basıncındaki farklılıkları azaltacaktır.

Periyot atlatma kelebeğinin etkisi:

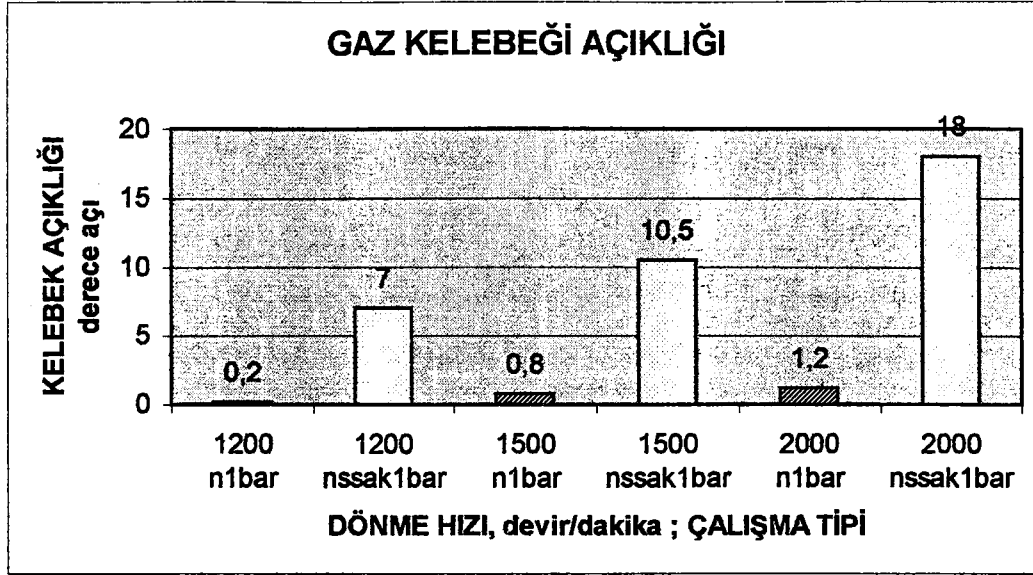
Periyot atlatma stratejisinde, periyot atlatma kelebeğinin devrede olması veya olmaması hali arasında belirgin bir fark gözlemlenememiştir.

- Bu durum periyot atlatılan çevrimlerdeki yakıt kaybının veya yanma sürecinin bozulmasından dolayı oluşan verim kaybının, pompalama kayıplarının azalmasının sağladığı verim artışına göre daha fazla ön plana çıkmasıyla açıklanabilir.

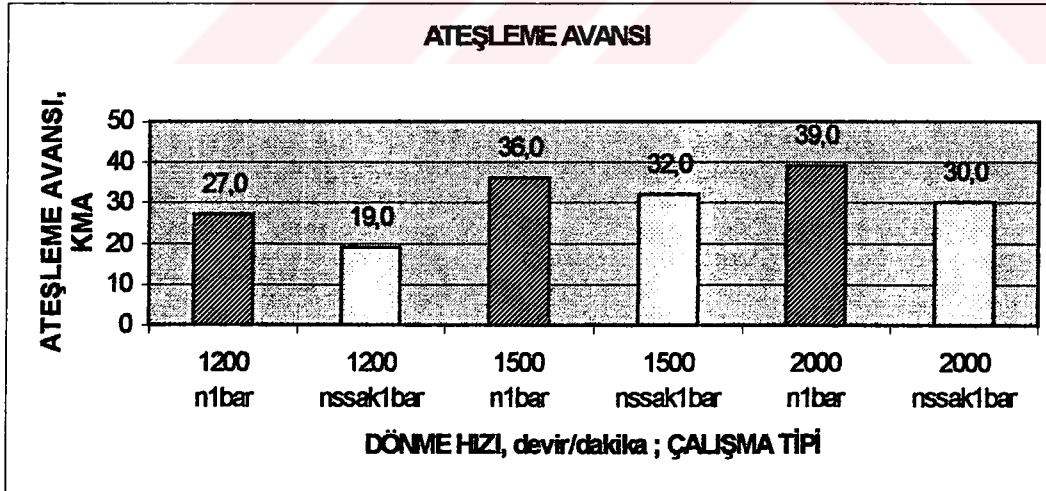
Tablo 5.9.- Birinci tip emme manifoldu ile $p_{me}=3$ bar'da yapılan periyot atlatma deneyleri.

BİRİNCİ TİP EMME MANİFOLDU; TEMPRA 2000 cm³ ENJEKTÖRÜ İLERİ KONUMDA; PÜSK. BASINCI 3 BAR

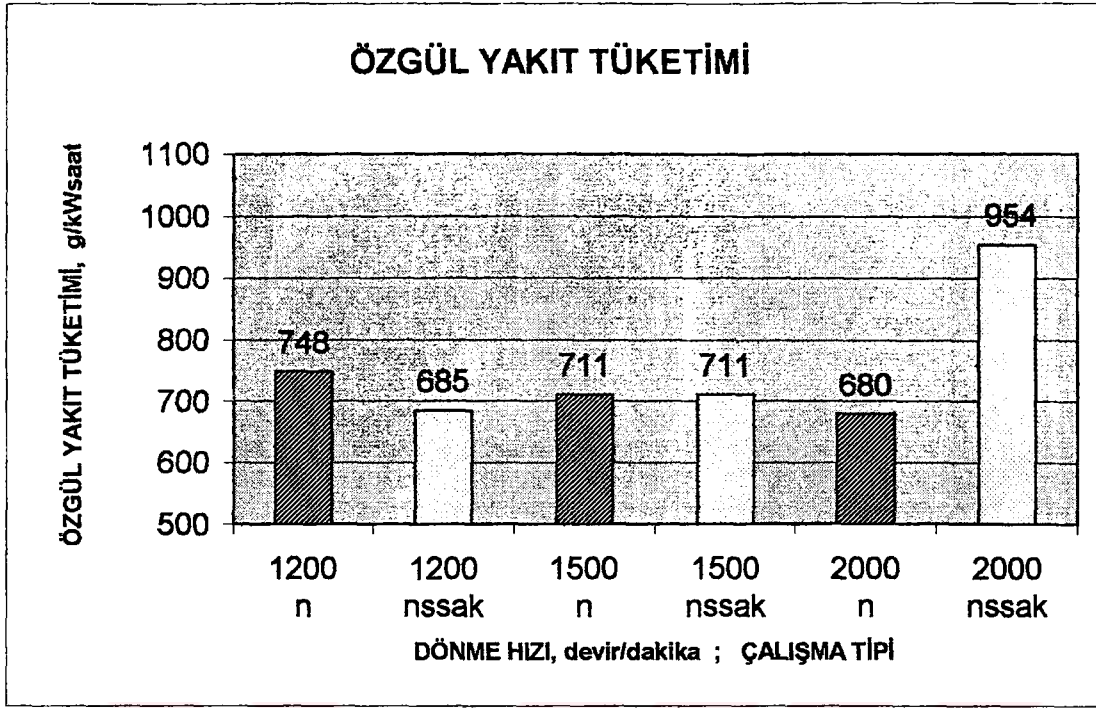
	ÇALIŞMA ŞEKLİ	ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER										HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER				
		n	α_{at}	$\alpha_{püs}$	$t_{püs}$	T_{sg}	λ	CO	O ₂	CO ₂	27,7g $t_{yakıt}$	Me	p_{me}	Nc	b_e	η_e
		$\frac{\text{devir}}{\text{dakika}}$	°KMA	°KMA	ms	°C	-	%	%	%	s	Nm	bar	kW	g/kWsaat	%
1	n3bar	1510	26,0	3	7,23	67,3	1,000	3,47	2,6	12,05	147	10,84	3,00	1,71	386	22,3
2	nns3bar	1500	28,0	300	9,82	68,1	1,700	0,08	9,8	8,08	158	10,03	2,77	1,57	392	21,9
3	nnsak3bar	1530	28,0	300	9,82	77,0	1,700	0,07	10,2	7,50	147	10,03	2,77	1,60	413	20,8
4	nssak3bar	1500	26,0	3	14,27	69,9	1,950	0,05	12,5	6,80	134	10,51	2,91	1,65	440	19,6



Şekil 5.9.- Normal dört zamanlı ve periyot atlatma kelebeği devrede olan (nss) stratejisi ile çalışma koşullarında, $p_{me}=1$ bar yükte farklı devir sayılarındaki gaz kelebeği açıklıklarının karşılaştırmalı gösterimi.



Şekil 5.10.- Normal dört zamanlı ve periyot atlatma kelebeği devrede olan (nss) stratejisi ile çalışma koşullarında, $p_{me}=1$ bar yükte farklı devir sayılarındaki optimum ateşleme avansı değerlerinin karşılaştırmalı gösterimi.



Şekil 5.11.- Normal dört zamanlı ve periyot atlatma kelebeği devrede olan (nss) stratejisi ile çalışma koşullarında, $p_{me}=1$ bar yükte farklı devir sayılarındaki özgül yakıt tüketimlerinin karşılaştırmalı gösterimi.

5.3.6. Birinci tip emme manifoldu ile rölanti koşullarında normal ve periyot atlatma stratejisi kullanılarak yapılan deneyler

Rölanti deneylerinin toplu sonuçları tablo 5.10.'da verilmiştir.

Rölanti ayarı için kararlılık kriteri olarak aşağıdaki şartlar belirlenmiştir.

1-Rölanti hızındaki değişimler en fazla ± 50 devir/dakika olacak şekilde seçilmiştir.

2-Motor, belirlenen dönme hızında yukarıdaki kritere uygun şekilde en az 10 dakika süreyle çalışmaktadır.

3-Ayrıca bütün deneyler boyunca ateşleme avansı KMA cinsinden 10 derecede sabit tutulmuş olup normal çalışmada hava fazlalık katsayısı stokiyometrik değer civarındadır ($\lambda \approx 1$).

Periyot atlatma stratejisi uygulandığında kararlı çalışma hızı $n=500$ devir/dakika' ya kadar düşürülebilmektedir.

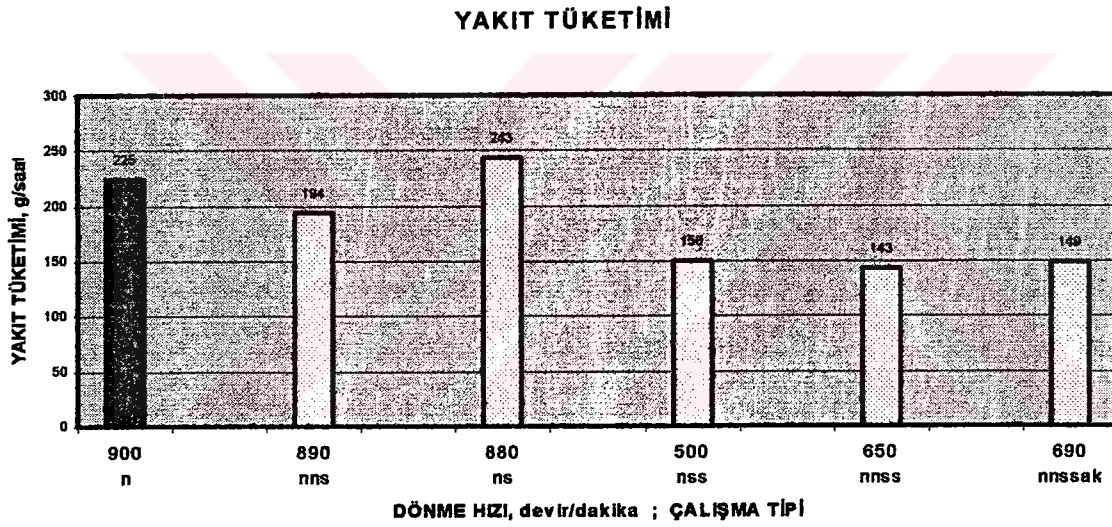
- Rölanti konumunda periyot atlatmalı strateji uygulanması halinde motorun ataletini yenmek için normal emme işlemi yapılan çevrimde, silindir içine daha fazla yakıt hava karışımı sokulmaktadır. Böylece klasik otto motorlarında kısmi yük ve rölanti koşullarında silindir içinde önceki çevrimden kalan yüksek miktardaki yanmış gazlar ile az miktardaki taze yakıt hava karışımının yanması sonucu oluşan çevrimler arası çalkalanmalar, periyot atlatmalı strateji ile azaltılabilmektedir. Bu olgu periyot atlatmalı stratejinin, klasik otto motoruna göre daha düşük hızlarda kararlı olarak çalışmasını açıklamaktadır [12, 141, 142].

(ns) Stratejisi hariç bütün periyot atlatma stratejileri ile rölantideki yakıt tüketiminde önemli azalmalar sağlanmaktadır. En büyük iyileşme (nnss) stratejisi ile sağlanmış olup yakıt tüketimi % 36.4 azalmıştır (şekil 5.12).

- Bu durum daha önce değinildiği gibi, büyük oranda rölantideki motor dönme hızının düşürülmesi ile sağlanmaktadır.

Rölanti çalışma koşullarında periyot atlatma stratejisi uygulandığında daha önce düşük yük koşullarında olduğu gibi HC konsantrasyonları artmaktadır. Bu artışın nedeni düşük yük koşullarındaki ile aynı olacaktır.

Periyot atlatmalı stratejilerde CO₂, CO konsantrasyonlarındaki düşüş ve O₂ konsantrasyonundaki artış ile egzoz sıcaklığındaki düşüş, düşük yük koşullarına benzer olarak periyot atlatılan çevrimde silindir içinden geçerek egzozla karışan havanın seyreltme etkisinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.12.- Normal dört zamanlı ve periyot atlatmalı stratejiler ile rölanti çalışma koşullarında, yakıt tüketiminin karşılaştırmalı olarak gösterimi.

Tablo 5.10.- Birinci tip emme manifoldu ile rölanitide, normal dört zamanlı çalışma ve periyot atlatma stratejisi ile yapılan deneyler.

BİRİNCİ TIP EMME MANİFOLDU; TEMPRA 2000 cm³ ENJEKTÖRÜ İLERİ KONUMDA; PÜSK. BASINCI 3 BAR

		ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER														HESAPLANAN BÜYÜKLÜK
	ÇALIŞMA SEKİLİ	n	S g t _{yalıt}	α _{at}	α _{plis}	t _{plis}	T _{eg}	T _{sg}	T _{sf}	λ	HC	CO	O ₂	CO ₂	G	
		devir dakika	s	°KMA	°KMA	ms	°C	°C	°C	-	ppm	%	%	%	g/saat	
1	n	900	80	10	280	3,97	425	72,6	74,0	0,970	350	4,8	2,7	11,35	225	
2	nns	890	93	10	3	4,64	330	74,8	85,9	1,250	1100	1,8	6,7	9,95	194	
3	ns	880	74	10	280	7,46	331	63,5	65,5	-	1800	0,12	10,2	1,65	243	
4	nss	500	120	10	360	9,76	173	55,7	57,4	-	1935	0,04	14,7	4,44	150	
5	nnss	650	126	10	3	5,60	234	70,0	80,0	1,75	1290	0,6	11,5	7,2	143	
6	nnssak	690	121	10	3	5,80	235	69,3	79,8	1,650	1440	0,9	10,7	7,30	149	

5.3.7. İkinci tip emme manifoldu ile normal dört zamanlı çalışma ve periyot atlatmalı koşullarda yapılan deneyler

İkinci tip emme manifoldunun yapısı bölüm 4.1.1.3 de şekil 4.8 ile gösterilmiştir.

İkinci tip emme manifoldu ile yapılan normal dört zamanlı çalışma ve periyot atlatma stratejileri uygulanan deneylerin sonuçları tablo 5.11, 5.12.' de verilmiştir

Bu sonuçlara bakılarak şu değerlendirmeler yapılabilir.

Dört zamanlı çalışma hali:

İkinci tip emme manifoldu ile stokiyometrik ve normal dört zamanlı çalışmada birinci tip emme manifoldu ile elde edilen sonuçlara göre, HC emisyonlarında hafif bir düşüş olmaktadır.

CO ve O₂ emisyonları ise karışım kalitesinin artırılmasına bağlı olarak önemli ölçüde azalmış ve CO₂ emisyonu artmıştır (şekil 5.13.).

- Bu durum enjektör konumunun supap önüne yönlendirilmesi ve püskürtme basıncının artırılması ile silindir içinde birinci tip emme manifoldu ile yapılan deneylere göre daha homojen bir karışım sağlanmasından kaynaklanmaktadır.

Gaz kelebeği açıklığı ve periyot atlatma uygulamasında *Etkinlik Katsayısının* hesabı:

İkinci tip emme manifoldu ile (nss) stratejisi ve periyot atlatma kelebeği olmaksızın çalışma halinde gaz kelebeği açıklığı arttığı için hava debisi üç kattan fazla artmaktadır. Gaz kelebeği açıklığı 2°-3° den 24° - 27° ye çıkmıştır ($p_{me}=1$ bar).

İkinci tip emme manifoldu ile nss çalışma koşullarında 1200 devir/dakika ve $p_{me}=2$ bar da gaz kelebeği tam açık koşullarda motor çalışabilmektedir.

Şekil 5.14'de normal dört zamanlı çalışma ile (nss) stratejisi ve periyot atlatma kelebeği devrede iken, iki farklı yük ve sabit devir sayısındaki gaz kelebeği açıklıkları karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

İkinci tip emme manifoldu ile (nss) stratejisi ve periyot atlatma kelebeği devrede iken hava debisi periyot atlatma kelebeği devre dışı çalışma koşullarına göre %40 civarında azalmaktadır ($p_{me}=1$ bar, $n=1500$ devir/dakika).

Periyot atlatma kelebeğinin etkinliği ise daha önce bölüm 5.3.1.2’de düşük devir sayılarında yapılan deneylere ve tanımlara dayanarak belirlenebilir.

Tablo 5.11’deki verilen değerlere göre $p_{me}=1$ bar’ da;

1630 devir/dakika motor dönme hızı, 31.5^0 gaz kelebeği açıklığı ve periyot atlatma kelebeği devrede olan (nss) stratejisi ile 140 l/dakika hava debisi ölçülmüştür.

1580 devir/dakika motor dönme hızı, 27^0 gaz kelebeği açıklığı ve periyot atlatma kelebeği devrede olmayan (nss) stratejisi ile 235 l/dakika hava debisi ölçülmüştür.

Krank milinin iki dönüşünde bir kez emme hali için teorik hava debisi hesaplanırsa ($V_h = 0.454$ l).

(nss) ve periyot atlatma kelebeği devredışı durum için;

$$\frac{1580}{2} \times V_h = 359 \quad \text{l/dakika}$$

Bu durumda volümetrik verim (η_v);

$$\eta_v = \frac{235}{359} = 0.65$$

Her bir emme işleminde ise,

$$V_h \times \eta_v = 0.454 \times 0.65 = 0.295 \text{ l}$$

hava silindir içine alınmıştır.

Krank milinin altı dönüşünde bir kez emme hali olan periyot atlatma kelebeği devrede iken (nss) stratejisi uygulandığında, periyot atlatma kelebeği devrede olmayan haldeki motor dönme hızlarının ve gaz kelebeği açıklığının çok yakın olması nedeniyle volümetrik verimin her iki hal için eşit olduğu kabul edilirse, periyot atlatma

kelebeğinin tam kapalı halde tam sızdırmaz olması durumunda ideal hava debisi hesaplanabilir.

$$\frac{1630}{6} \times V_h \eta_v = \frac{1630}{6} \times 0.454 \times 0.65 = 80 \quad \text{l/dakika}$$

Periyot atlatma kelebeği devrede iken (nss) uygulamasındaki gerçek ölçülen hava debisi (140 l/dakika) ile periyot atlatma kelebeğinin kapalı konumda sızdırmaz olduğu varsayımı ile hesaplanan ideal hava debisi (80 l/dakika) arasında 60 l/dakika'lık bir fark vardır.

Bir dakikada atlatılan çevrim sayısı hesaplanırsa.

$$\frac{1630 \times 2}{6} = 543 \quad \text{atlatılan çevrim/dakika}$$

Periyot atlatma kelebeği devrede iken (nss) stratejisi uygulamasında iki çevrim ard arda atlatılmaktadır. Her iki atlatılan çevrimde periyot atlatma kelebeğinde oluşan kaçakların eşit dağıldığı varsayılırsa, atlatılan her bir çevrim başına hava kaçağı hesaplanabilir.

$$\frac{60}{543} = 0,11 \quad \text{l/atlatılan çevrim}$$

Bölüm 5.3.1.2'de periyot atlatma kelebeği için etkinlik katsayısı tanımlanmıştır. Bu tanım (ns) stratejisi için yapılmıştır. Tablo 5.11'deki deneylerde ise (nss) stratejisi uygulanmıştır. Bu deney için daha önce tanımlanan etkinlik katsayısını hesaplayabilmek amacıyla bir normal çevrimde emilen hava miktarını (ideal kaçak olmayan hali temsilen) normal çevrimde emilen hava miktarı ile atlatılan çevrime ait silinidir içine giren hava miktarının toplamına bölebiliriz.

$$EK = \frac{0.295}{0.295 + 0.11} = 0.73$$

Tablo 5.4’de 30⁰ gaz keleşeği açıklığı için etkinlik katsayısı 455 devir/dakika’da 0.77 olarak bulunmuştur. Bu deney için hesaplanan EK ise 0.73 olup kaçak miktarının 1630 devir/dakika’ da bir önceki deneye göre artış göstermektedir.

(nss) Stratejisi ve periyot atlatma keleşeği devrede iken periyot atlatma keleşeği devre dış çalışma koşullarına göre HC konsantrasyonlarında artış olmaktadır.

- HC konsantrasyonundaki bu artış periyot atlatma keleşeğinin devrede olması halinde egzoz gazlarının hava ile seyreltilmesinin azalmasından kaynaklanmakta olup, yukarıda verilen *Etkinlik Katasayısı* hesabı dikkate alındığında, egzozdan çıkan toplam HC emisyonunda bir artış olduğunu söylemek mümkün değildir.

Periyot atlatma stratejisi uygulamasında egzoz emisyonları:

İkinci tip emme manifoldu ile yapılan periyot atlatmalı deneylerde elde edilen sonuçlara göre egzoz emisyon değerleri, birinci tip emme manifoldu ile yapılan deneylerle benzerlik göstermektedir. Periyot atlama stratejisinin egzoz emisyonları üzerindeki etkisi bölüm 5.3.5’de birinci tip emme manifoldu için yapılan açıklamalar ile aynı olacaktır.

Burada vurgulanması gereken nokta ise karışım oluşturmanın geliştirilmesi ve silindir içine tüm yakıtın emme supabı açık iken sokulması ile ilgili alınan önlemler egzoz emisyonlarında (HC) beklenen iyileşmeyi sağlamamıştır. Ayrıca periyot atlatma keleşeğinde oluşan kaçakların egzoz emisyonları üzerindeki etkisi de aynı kalmıştır (CO, CO₂, O₂).

Soğutma suyu sıcaklığı:

Periyot atlatmalı çalışma stratejisinde motor performansı soğutma suyu sıcaklığından normal dört zamanlı çalışma şekline göre daha fazla etkilenmektedir.

- Bunun nedeni büyük olasılıkla periyot atlatılan çevrimde, periyot atlatma keleşeğinden kaçan havanın silindir çeperlerini ilave olarak soğutması ve bir sonraki iş çevrimini olumsuz etkilemesidir. Aynı şekilde HC emisyonlarındaki artışta bir lde bu nedene dayandığı kanısına varılmıştır.

Yakıt püskürtme zamanlaması:

İkinci tip emme manifoldu ile (nss) stratejisi ve periyot atlatma keleşeği devrede ve devre dışı çalışma koşullarında püskürtme avansı motor performansını büyük ölçüde etkilemektedir.

- Enjektörün emme supabına yönlendirilmesi püskürtülen yakıtın önemli bir kısmının emme kanalı duvarlarına çarpmadan silindir içine girmesini sağlamaktadır. Bu ise periyot atlatmalı strateji uygulamasında iş üretilen çevrimde yakıt püskürtme zamanlamasının önemini artırmaktadır (Emme supabı açık olduğu zaman yakıt püskürtölmekte).

Püskürtme basıncının etkisi ve yakıt tüketimi hesabı:

Püskürtme basıncının 4 bar'a çıkartılması püskürtme süresini birinci tip emme manifoldu ile yapılan deneylerde uygulanan 3 bar basınç ile püskürtmeye göre kısaltmaktadır (Tablo 5.7, 5.8, 5.11, 5.12).

İkinci tip emme manifoldu ile periyot atlatma stratejileri uygulanarak yapılan yakıt tüketimi ölçümlerinde (nss) stratejisinin yakıt tüketiminde herhangi bir iyileşme sağlayamadığı görölmektedir. Motor yükü göz önüne alındığında yük arttıkça gerek normal dört zamanlı gerekse (nss) stratejisi ile çalışma koşullarında özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Normal dört zamanlı çalışma koşullarına göre, (nss) stratejisi uygulamasında yüke bağlı olarak özgül yakıt tüketimindeki azalma eğilimi daha düşüktür (şekil 5.15.).

- Bu ise daha önce birinci tip emme manifoldu ile yapılan deneylerle ilgili yapılan açıklamada olduğu gibi püskürtme süresi uzadıkça karışım oluşturma tekniğinin yetersiz kalmasından kaynaklanmaktadır.

Burada vurgulanması gereken önemli bir nokta ise, normal dört zamanlı çalışma koşulları ile (nss) stratejisi uygulamasındaki yakıt püskürtme süreleri gözönüne alınarak, daha önce bölüm 4.1.1.7 de çıkarılan enjektör karakteristiği ve bu aşamadaki deneylerde ölçölmeye başlanılan emme kanalı vakumunu da kullanarak,

yakıt tüketimi hesaplanırsa, periyot atlatmalı strateji lehine tüketimde iyileşme olduğunun görülmesidir.

- Yakıt tüketimi ölçümlerinde bu iyileşmenin görülememesinin nedeni, büyük olasılıkla pompanın yakıt ölçüm kabından çektiği ve geri dönüş hattından ölçüm kabına dönen yakıt debilerinin süreksizliğinden ve bu nedenle terazi değerinin yanlış okunmasından kaynaklanmaktadır.

- Tablo 5.13.' den de görüldüğü gibi motor krank milinin 6 dönüşünde yakıt püskürtme süreleri karşılaştırıldığında ve bölüm 4.1.1.7'de tablo 4.2. ile verilen Tempra 2000 enjektörünün karakteristiği ile tablo 4.3.a daki püskürtme basıncının debi üzerindeki etkisi göz önüne alındığında, kısa süreli püskürtmelerde birim zamanda püskürtülen yakıt miktarının yüksek oluşu ve normal dört zamanlı çalışma koşullarında emme manifoldu basıncının düşük olması hesaba katıldığında, birim zamanda tüketilen yakıt miktarının (nss) stratejisi lehine yaklaşık %15 daha iyi olması gerektiği görülmektedir.

- Bu olgu diğer deneylerde daha az belirgin olmaktadır. Diğer bir deyişle, sistem için öngörülenden yüksek püskürtme basınçları (4 bar) uygulandığında terazi ölçümlerinden bulunan yakıt tüketimi ile püskürtme süreleri üzerinden yapılacak yakıt tüketim hesabı arasındaki fark açılmaktadır. Sonuç olarak bölüm 4.1.1.7'de şekil 4.13. ile gösterilen ve bölüm 4.2.4'de anlatılan yakıt tüketim ölçüm sistemi, büyük olasılıkla yakıt pompa ve geri dönüş düzeneğinin, normal dört zamanlı çalışma ve periyot atlatmalı çalışma arasındaki püskürtme debisi ve basınç darbelerinin değişiminden çok fazla etkilendiğinden özellikle yüksek basınçlı (4 bar) püskürtme uygulamasında güvenilir değildir.

Tablo 5.11.- İkinci tip emme manifoldu ile $p_{me}=1$ bar'da yapılan periyot atlatma deneyleri.

İKİNCİ TİP EMME MANİFOLDU; PÜSK. BASINCI 4 BAR														HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER					
ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER																			
ÇALIŞMA ŞEKLİ	n	α_{at}	$\alpha_{püs}$	$t_{püs}$	T_{sg}	λ	CO	O ₂	CO ₂	GAZ KELEBECİ KONUMU	HAVA DEBİSİ	SÜPAP ÖNÜ VAKUMU	YAG SICAKLI-	27,5g $t_{yakıt}$	Me	p_{me}	Ne	b_e	η_e
	$\frac{devir}{dakika}$	°KMA	°KMA	ms	°C	-	%	%	%	derece	l/dak	kg/cm ²	°C	s	Nm	bar	kW	g/kWsaat	%
1	n1bar 1200	29,0	3	3,90	78	1,000	0,95	0,7	13,90	2	52	0,33	67	310	3,63	1,00	0,46	688	12,5
2	nseak1bar 1200	19,0	376	11,50	79	1,890	0,06	11,1	6,30	24	105	0,11	67	291	3,63	1,00	0,46	733	11,7
3	n1bar 1500	32,0	3	4,12	71,5	0,990	0,98	0,6	14,00	3	70	0,27	70	229	3,63	1,00	0,57	745	11,5
4	nse1bar 1580	33,0	376	13,30	79,0	yüksek	0,01	14,9	3,66	27	235	0,02	68	206	3,82	1,06	0,63	747	11,5
5	nseak1bar 1630	32,0	376	12,53	82,3	1,750	0,08	10,6	6,71	31,5	140	0,05	71	190	4,01	1,11	0,68	747	11,5

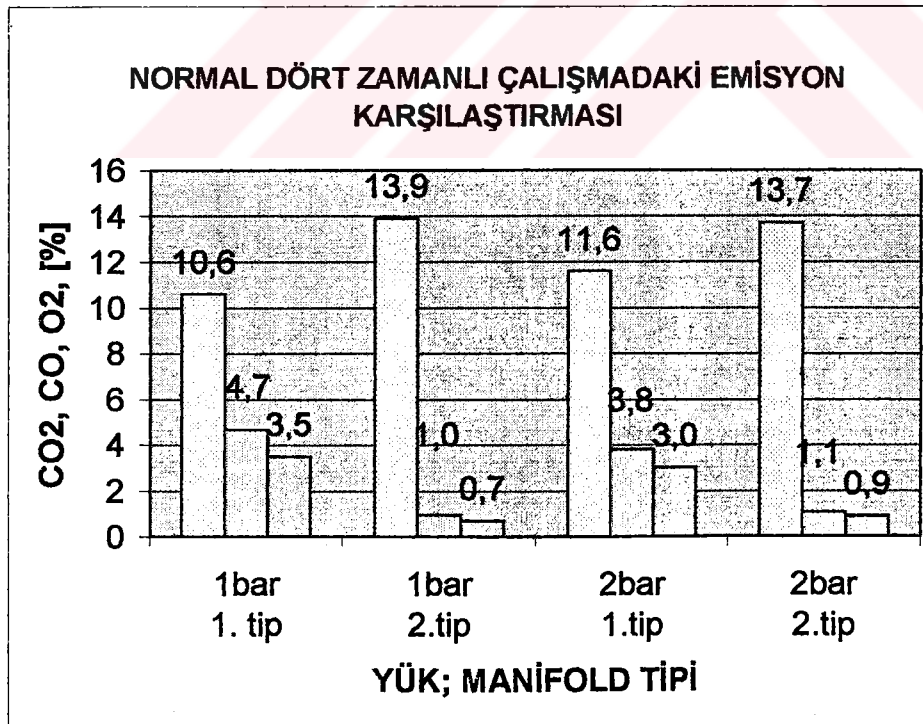
Tablo 5.12.- İkinci tip emme manifoldu ile $p_{me}=2$ bar'da yapılan periyot atlatma deneyleri.

İKİNCİ TİP EMME MANIFOLDU; PÜSK. BASINCI 4 BAR

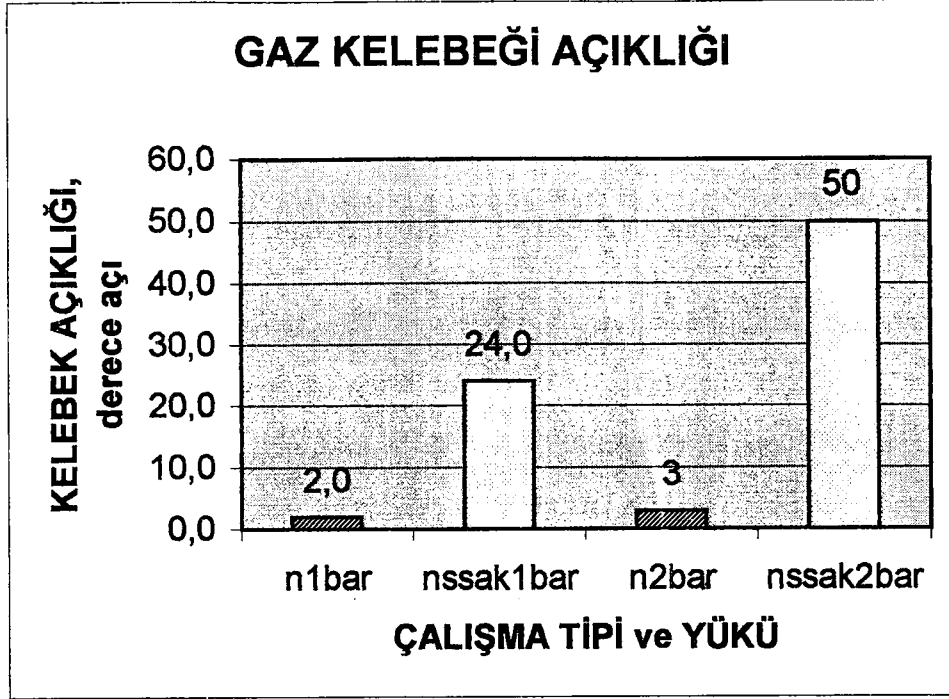
		ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜKLER											HESAPLANAN BÜYÜKLÜKLER							
ÇALIŞMA SEKLİ	n	α _{st}	α _{plis}	t _{plis}	T _{sg}	λ	CO	O ₂	CO ₂	GAZ KELEBEĞİ KONUMU	HAVA DEBİSİ	SÜPAF ÖND VAKUMU	YAG SICAKLI t _{yakıt}	Me	p _{me}	Ne	b _e	η _e		
	devir dakika	°KMA	°KMA	ms	°C	-	%	%	%	derece	l/dak	kg/cm ²	°C	s	bar	kW	g/kW.saat	%		
1	n2bar	1200	27,0	3	4,93	76,0	1,000	1,05	0,9	13,70	3	73	0,175	67	227	7,26	2,01	0,91	470	18,3
2	nee2bar	1200	17,0	3	15,66	82,5	yüksek	0,05	14,0	3,87	36	215	-	69	201	7,26	2,01	0,91	530	16,2
3	neeak2bar	1200	21,0	315	15,25	78,3	1,700	0,06	10,0	7,00	50	130	0,07	70	188	7,26	2,01	0,91	567	15,2

Tablo 5.13. -Normal dört zamanlı çalışma ile nss stratejisinin periyot atlama keleşi ile beraber uygulanması durumlarındaki yakıt püskürtme süreleri ve motor krank milinin 6 dönüşüne karşılık gelecek şekilde ortalama süreler.

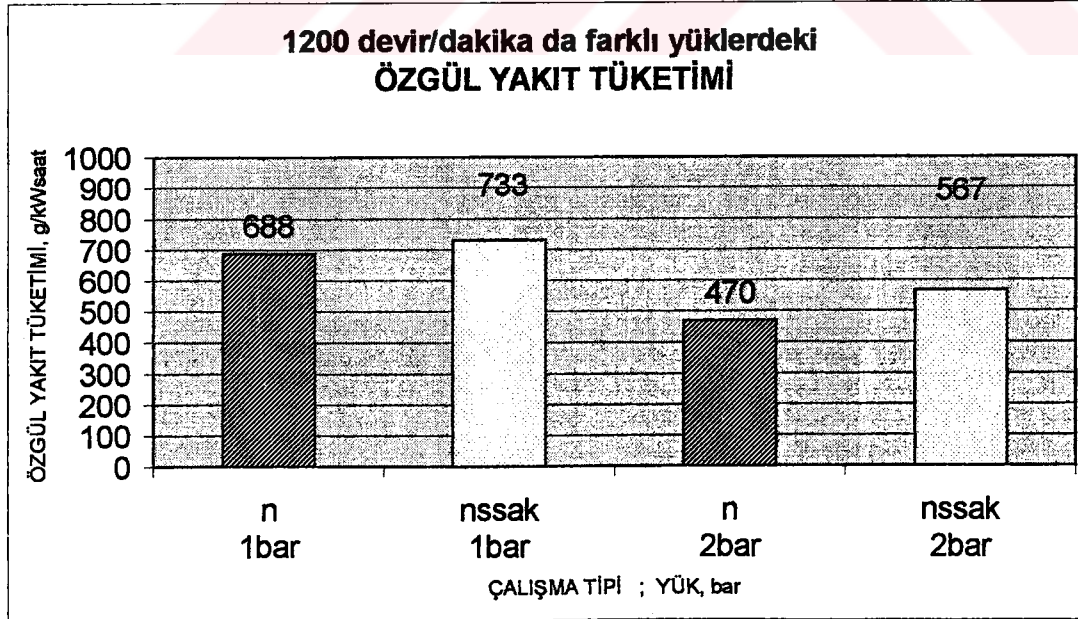
	$t_{püs.}$ (ms)	Motorun krank milinin 6 kez dönüşünde toplam püskürtme süresi (ms)
$p_{me}=1$ bar, $n=1200$ devir/dakika, Normal dört zamanlı çalışma	3.9	11.7
$p_{me}=1$ bar, $n=1200$ devir/dakika, nssak	11.5	11.5
$p_{me}=1$ bar, $n=1500$ devir/dakika, Normal dört zamanlı çalışma	4.12	12.36
$p_{me}=1$ bar, $n=1500$ devir/dakika, nssak	12.53	12.53
$p_{me}=2$ bar, $n=1200$ devir/dakika, Normal dört zamanlı çalışma	4.93	14.79
$p_{me}=2$ bar, $n=1200$ devir/dakika, nssak	15.25	15.25



Şekil 5.13.- Birinci ve ikinci tip emme manifoldu ile normal dört zamanlı stokiyometrik, düşük yük ve hızdaki çalışmada CO, CO₂ ve O₂ emisyonlarının karşılaştırması.



Şekil 5.14.- Normal dört zamanlı çalışma ile (nss) stratejisi ve periyot atlama kelebeği devrede iken, $p_{me} = 1$ ve 2 bar'da ve sabit motor dönme hızında ($n=1200$ devir/dakika) gaz kelebeği açıklıklarının karşılaştırmalı gösterimi.



Şekil 5.15.- Normal dört zamanlı çalışma koşulları ile (nss) stratejisi uygulamasında yüke bağlı olarak özgül yakıt tüketimindeki değişimin karşılaştırmalı olarak gösterimi.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada dört zamanlı otto çevrimli motorların kısmi yükteki yakıt tüketimini etkileyen parametreler incelenmiş ve yeni bir çözüm önerisi tanımlanarak ilk deneysel sonuçları sunulmuştur.

Çalışmanın gerekçesi olan kısmi yükteki verim düşüşünü azaltmak için bugüne kadar yapılan çalışmalar sistematik bir şekilde incelenerek özetlenmiştir. Sözü geçen çözüm yöntemleri on ana başlık altında sınıflandırılmıştır (bölüm 2.3).

Bu incelemeden sonra dört zamanlı otto çevrimli motorlarda kısmi yükte dolgu değişimi işinin artmasından (pompalama kaybı) ve dolgu miktarının (basınç ve sıcaklıkların) azalmasından kaynaklanan, verimdeki azalmayı önleyebilmek için yeni bir motor işletme stratejisi tanımlanmıştır.

Tanımlanan strateji “*periyot atlatma*” olarak adlandırılmıştır (bölüm 3).

Periyot atlatma stratejisini uygulamaya elverişli tek silindirli su soğutmalı bir motor geliştirilmiştir (bölüm 4).

Deneyler, motor üzerinde yapılan değişikliklere de bağlı olarak altı bölümden oluşmaktadır (bölüm 5).

Deneysel çalışma sonuçlarında normal dört zamanlı çalışma ve periyot atlatma stratejisi uygulaması ile ilgili olarak şu sonuçlar elde edilmiştir.

Deney motoru normal dört zamanlı çalışma koşullarında ve kısmi yük ve düşük hızlarda genel olarak bugünkü motor teknolojisi ile elde edilen performans değerlerine ulaşmaktadır. Ortalama efektif basınç 1 bar’da 1200-2000 devir/dakika hız aralığında efektif verim %11,5-12,6 arasındayken, yük artırılarak ortalama efektif basınç 6 bar’a çıkarıldığında aynı hız aralığında efektif verim % 30,1 olmaktadır (şekil 5.8).

Deney motoru periyot atlatma düzeneği, önceden belirlenen stratejilerde kararlı olarak çalışmaktadır.

Periyot atlatma kelebeğine kumanda eden solenoid, geri dönüş yayının sertliğine göre ayarlanabilmekte ve motor işletme karakterini değiştirebilmektedir.

Ancak periyot atlatma kelebeği, önceden de öngörüldüğü gibi, periyot atlatılan çevrimde dolgu girişini kaçaklar nedeniyle tamamen durduramamaktadır. Marş motoru ile yapılan deneylerde 30^0 gaz kelebeği açıklığı, $n=458$ devir/dakika motor dönme hızında, (ns) stratejisi ile $EK=0,77$ ve normal motor çalışma koşullarında $p_{me}=1$ bar, 1630 devir/dakika motor dönme hızında, (nss) stratejisi ile $EK=0,73$ elde edilmiştir. Bu değerler ise periyot atlatılan çevrimde, normal çevrim sırasında silindir içine giren hava miktarının sırasıyla % 30 ve % 37 kadar bir miktarının silindir içine kaçtığını göstermektedir (% kaçak miktarı = $(1/EK-1) \times 100$).

Periyot atlatma stratejisinin uygulanması durumunda, beklentimiz doğrultusunda normal dört zamanlı çalışma koşullarına göre aynı yük ve hız için, gaz kelebeği daha açık konumda tutulmaktadır. Birinci tip emme manifoldu ile $p_{me}=1$ bar ve 1200 devir/dakika motor dönme hızında, normal dört zamanlı çalışma koşullarında gaz kelebeği açıklığı $0,2^0$ iken, aynı yük ve motor dönme hızında (nss) stratejisi ile 7^0 olmaktadır. Motor dönme hızı 2000 devir/dakikaya çıkarıldığında gaz kelebeği açıklığı her iki hal için sırasıyla $1,2^0$ ve 18^0 olmaktadır (şekil 5.9).

Gaz kelebeği motor boyutu ile orantılı olarak küçültüldüğünde bu etki daha da çok ön plana çıkmaktadır. İkinci tip emme manifoldu ile 1200 devir/dakika sabit motor dönme hızında $p_{me}=1$ ve 2 bar için normal dört zamanlı çalışma ve (nss) stratejisi ile sırasıyla 2^0 , 3^0 den 24^0 , 50^0 'ye çıkmaktadır (şekil 5.14).

Periyot atlatma stratejisinin uygulanması halinde, iş üreten çevrimdeki dolgu miktarı aynı hız ve yük koşullarındaki normal çalışma haline göre arttığı için optimum ateşleme avansı azalmaktadır (en yüksek momentin elde edildiği en düşük ateşleme avansı). Birinci tip emme manifoldu ile normal dört zamanlı çalışma ve (nss) stratejisi uygulamasında, $p_{me}=1$ bar'da, optimum ateşleme avansı sırasıyla 1200 devir/dakikada 27^0 , 19^0 ve 2000 devir/dakikada 39^0 , 30^0 olmaktadır (şekil 5.10).

Periyot atlatmalı stratejilerin uygulanmasında emme manifoldunda karışımın oluşturulması ve supap önünde veya emme kanalında yakıt damlacıklarının çeperde birikmemesi için geliştirme çalışmaları yürütülmesine rağmen HC emisyonunda beklenen azalma sağlanamamıştır. Örneğin efektif verim açısından (nss) stratejisi lehine iyi sonuç elde edilen 1200 devir/dakika motor dönme hızı ve $p_{me}=1$ bar işletme koşullarında HC emisyonu ölçüm aleti skalasından 1660 ppm okunmuştur. Aynı işletme koşullarında normal dört zamanlı çalışma halinde HC emisyonu 402 ppm olarak okunmuştur (tablo 5.7).

HC emisyonundaki diğer bir artış nedeni de, periyot atlatma kelebeğinin kapalı konumda kaçaklara engel olamayarak, silindir çeperlerinin soğuması ve takip eden iş çevriminde büyük olasılıkla alevin çeperlere yakın bölgede sönmektedir.

Öte yandan deney motoru direkt püskürtmeli Diesel bir motordan türetildiği için, emme kanalında oluşan döngü hareketinin pompalama kayıplarına ilave olarak, gaz kelebeğinin açıklığının arttığı periyot atlatmalı çalışmada, akıştan kaynaklanan sürtünme kayıplarını artırması mümkündür (şekil 4.4) [80].

Ayrıca dönel akışın etkisi ile sıvı yakıt zerreciklerinin dış çepere savrulması bujinin bulunduğu silindir orta ekseninde karışım fakirleşmesi söz konusu olabilir. Bu nedenle ilk tutuşturma ve alev yayılma hızının kötüleşmesi ile yanma olayının uzayarak, HC emisyonunu olumsuz yönde etkilemesi de mümkündür [78, 128].

Yukarıda periyot atlatmalı stratejiler için HC emisyonunun artışına neden olarak gösterilen gerekçelere bağlı olarak, periyot atlatma stratejisi ile beklenen oranda yakıt tüketiminde azalma sağlanamamıştır.

Buna rağmen çok düşük yük ve hız koşullarında ($p_{me}=1$ bar, $n=1200$ devir/dakika) (nss) stratejisi ile efektif verimde iyileşme sağlanmıştır.

Bunun nedeni en düşük yük ve motor dönme hızında, püskürtülen yakıt miktarının az olması nedeniyle ve püskürtme işleminin KMA cinsinden kısa sürmesi ve karışımın kısıtlı zaman içinde daha iyi sağlanabilmesidir.

Ayrıca (nss) stratejisi ile iş üreten çevrimi iki adet iş üretmeyen çevrim takip ettiği için, iş üretmeyen çevrimlere yakıt kaçağı göreceli olarak azalmakta ve iş üreten çevrim yoğunluğu düşük olduğu için gaz kelebeği açıklığı artmaktadır.

Diğer deney noktalarında yakıt tüketimindeki artış, motor yükü ve dönme hızı arttıkça püskürtme işleminin KMA cinsinden daha uzun bir zaman alması ve böylece karışımın kısıtlı zaman içinde iyi bir şekilde oluşturularak, silindirin içine sokulmasının mümkün olmamasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca püskürtme süresinin KMA cinsinden uzamasının yanısıra yük arttıkça emme kanalında basınç yükselerek karışımın buharlaşmasını zorlaştırmaktadır (tablo 5.11, 5.12)[37].

Periyot atlatma stratejilerinin uygulaması sırasında motor su sıcaklığı çalışma şeklini, normal dört zamanlı çalışmaya göre çok daha fazla etkilemiştir.

Bunun nedeni daha önce de değinildiği gibi, periyot atlatılan rejimde kaçaklar nedeniyle silindir içine dolan havanın silindiri soğutmasıdır.

Emme kanalına püskürtülen yakıt basıncının artırılması gerek püskürtme süresini kısaltarak gerekse damlacık çaplarını küçülterek, periyot atlatma rejiminde HC emisyonunu mertebe olarak, bir ölçüde azaltmıştır.

Periyot atlatma stratejisi uygulanan deneylerde, özellikle ikinci tip manifold ile sağlanmaya çalışıldığı gibi, yakıtın emme supabı arkasına püskürtülmesi halinde, motorun performansı yakıt püskürtme avansına bağlı olarak önemli ölçüde değişmektedir.

Periyot atlatma stratejisinin en ilgi çekici sonuçlarından biri ise motor rölanti konumunda normal dört zamanlı çalışmaya göre çok daha düşük hızlarda kararlı olarak çalışmasıdır. Bu da rölantideki yakıt tüketimini önemli ölçüde iyileştirmektedir (bölüm 5.3.6).

Rölanti konumunda periyot atlatmalı strateji uygulanması halinde motorun ataletini yenmek için normal emme işlemi yapılan çevrimde, silindir içine daha fazla yakıt hava karışımı sokulmaktadır. Böylece klasik otto motorlarında kısmi yük ve rölanti koşullarında karşılaşılan çevrimler arası farklılıklar, periyot atlatmalı strateji ile azaltılabilmektedir. Bu olgu periyot atlatmalı stratejinin, klasik otto motoruna göre daha düşük hızlarda kararlı olarak çalışmasını açıklamaktadır [12, 141, 142].

Periyot atlatma stratejisi ile ilgili olarak yapılan bu deneyler, sistemin test edilmesi için ilk adımı oluşturmaktadır.

Geniş kapsamlı bir araştırma başlangıcı ile geline bu noktada, periyot atlatma stratejisinin geliştirilebileceği ve kısmi yükteki yakıt tüketiminde azalma sağlanabileceği söylenebilir.

Bu amaçla periyot atlatmalı strateji uygulamasında özellikle yakıtın emme kanalı çeperlerine birikmeden silindir içine sokulması için önlemler alınması gereklidir. Örneğin yeni geliştirilmekte olan daha yüksek basınçlı ve hava destekli püskürtme sistemleri ile yakıt damlacıkları küçültülüp buharlaşma hızlandırılarak yakıt püskürtme süresi kısaltılabilir.

Periyot atlatma sistemi ile ilgili olarak atlatılan çevrimde silindir içine kaçaklar nedeniyle giren hava miktarının azaltılması, gerek silindir iç çeperlerinin soğumasını önlemek, gerekse pompalama kayıplarını daha da azaltmak için önem taşımaktadır.

Bu nedenle deneysel çalışmada kullanılan kapama kelebeği geliştirilebilir veya bölüm 2.3.1 şekil 2.9. daki gibi kaçak miktarını daha da azaltabilecek farklı art supap tasarımları denenebilir.

Daha karmaşık olmakla beraber bölüm 2.3.10 da tanıtılan ve Basshuysen tarafından önerilen, motor üzerinde yer alan supap sisteminin uygulanması periyot atlatılan rejimde silindir içine dolgu girişini tamamen durdurabilir [119].

Periyot atlatma sistemi belli bir olgunluk düzeyine ulaştıktan sonra, çok silindirli motorlara uygulanması yük kontrolünde daha esnek çözümler üretme olanağı yaratacaktır.

Emme manifoldunun boyutu da gaz dinamiği açısından incelenerek periyot atlatmada emme kanalındaki basınç salınımlarından faydalanılması mümkün olabilir.

Deney düzeneğinde kontrol edilen parametrelerin çokluğu deney süresini önemli ölçüde uzatmaktadır. Deney sırasında motor çevre koşullarının (soğutma suyu sıcaklığı, emme havası şartları gibi) daha hassas bir şekilde kontrol edilmesi ve bazı ölçüm sistemleri için daha hassas çözümler üretilmesi (yakıt tüketim gibi), deney tekrarlanabilirliğini artırarak deney süresini önemli ölçüde kısaltacaktır.

Motorun gerek normal dört zamanlı çalışmasında, gerekse periyot atlatmalı stratejide olayların tespiti için silindir içinde ve manifoldlarda basınç ölçümü ve silindir ile kafanın yanma odasına yakın noktalarda sıcaklık ölçümlerinin yapılması faydalı olacaktır. Ayrıca periyot atlatma stratejisi ile çalışmanın bilgisayar ortamında termodinamik açıdan modellenmesi, deney düzeneğinde yer alan emme manifoldu, periyot atlatma kelebeği ve supabının boyutlandırılmasında daha iyi sonuçlara daha çabuk ulaşmayı sağlayabilir.

Bu çalışma ile bir çok açıdan geniş kapsamlı olan bu konunun parçalara bölünerek veya ekip çalışması halinde ileri götürülmesi için bir başlangıç yapılmıştır.

Önümüzdeki yüzyılda yakıt tüketiminin gerek çevre koşulları, gerekse fosil enerji kaynaklarının sınırlı olması nedeniyle, büyük önem taşıdığı bilinmektedir.

Periyot atlatma stratejisi hipotezinin test edilmesi, bu konuda kullanılabilir teknolojik bilgi üretmek ve birikim elde etmek için önemli bir adım oluşturmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] **The Royal Dutch / Shell Group of Companies**, 1987. Information Handbook, Shell International Petroleum Company Limited, London.
- [2] **ALKAŞ, M., FİKRET, H. ve ÇELEBİ, E.** , 1997. Enerji İstatistikleri, Türkiye 7. Enerji İstatistikleri Kongresi-ODTÜ Ankara.
- [3] **Pischinger, F. and Walzer, P.**, 1996. Future Trends In Automotive Engine Tecnology, XXVI'th Congress FISITA Prague.
- [4] **Buchheim, R. and Quissek, F.**, 1996. Ecological And Economical Aspects Of Future Passenger Car Powertrain, XXVI'th Congress FISITA Prague.
- [5] **Douaud, A.**, 1996. Tommorrow's Efficient And Clean Engines And Fuel, XXVI'th Congress FISITA Prague.
- [6] **American Automobile Manufacturers Association**, 1996. Automotive Fuel Economy.
- [7] **Ventre, P.**, 1996. The Automotive Industry And The Enviroment - Acting Now To Protect The Future, XXVI'th Congress FISITA Prague.
- [8] **Seiffert, U.**, 1996. The Automobile In The Next Century, XXVI'th Congress FISITA Prague.
- [9] **ATZ**, 1997. CO₂ - Senkung um %25 unrealistisch, Automobiltechnische Zeitschrift, 99-5, seite 254.
- [10] **Wouk, V.**, 1997. Hybrid Electric Vehicles, Scientific American, October .
- [11] **Rechs, M., Pingen, B. und Kunde, O.**, 1995. Fahrzeug- und Motorkonzepte für das 3-Liter Auto, 5. Aachener Kolloquium, Farzeug und Motorentechnik.
- [12] **Heywood, J. B.**, 1988. Internal Combustion Engines Fundemantals, McGraw-Hill Book Company.
- [13] **Sass, F.**, 1962. Geschichte des Deutschen Verbrennungsmotorenbaues von 1860 - 1918, Springer Verlag.
- [14] **Ganesan, V.**, 1994. Internal Combustion Engines, Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited.
- [15] **Taylor, C. F.**, 1960. The Internal - Combustion Engine in Theory and Practice - Vol I, The MIT Press.

- [16] **Hilliard, J. C., Springer, G. S. and Asmus, T. W.**, 1984. Fuel Economy in Road Vehicles Powered by Spark Ignition Engines - Effects of Valve Events on Engine operation, Plenum Press.
- [17] **Assanis, D. N. and Polishak, M.**, 1990. Valve Event Optimization in a Spark-Ignition Engine, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 112.
- [18] **Gray, C.**, 1988. A Review of Variable Engine Valve Timing, SAE Paper 880386.
- [19] **Stone, R. and Kwan, E.**, 1989. Variable Valve Actuating Mechanisms and the Potential for their Application, SAE Paper 890673.
- [20] **Ahmad, T. and Theobald, M. A.**, 1989. A Survey of Variable - Valve - Actuating Technology, SAE Paper 891674.
- [21] **Honda Deutschland GmbH**, 1992. Innovative Technik von Honda - Variable Ventilsteuerung.
- [22] **Herrin, R. J. and Pozniak, D. J.**, 1984. A Lost - Motion, Variable - Valve - Timing System for Automotive Piston Engines, SAE Paper 840335.
- [23] **Geringer, B.**, 1989. Berechnung und Entwicklung einer elektronisch - hydraulisch gesteuerten variablen Ventilsteuerung für Ottomotoren, 7. Wiener Motorensymposium, VDI.
- [24] **Behr, M. E.**, 1990. Potential for Lost Motion Electronic Valve Timing, SAE Paper 901155.
- [25] **Automotive Engineering**, 1993. Active Valve Train - system promises to eliminate camshaft February/March.
- [26] **Schechter, M. M. and Levin, M. B.**, 1996. Camless Engine, SAE Paper 960581.
- [27] **Kreuter, P., Heuser P. and Schebitz, M.**, 1992. Strategies to Improve SI-Engine Performance by Means of Variable Intake Lift, Timing and Duration, SAE Paper 920449.
- [28] **Theobald, M. A., Leuensne, B. and Henry, R.**, 1994. Control of Engine Load via Electromagnetic Valve Actuators, SAE Paper 940816.
- [29] **Berg, M., Kuhn, P. und Schön, H.**, 1993. Ein neues Getriebe zur variablen Ventilsteuerung in Hubkolbenmotoren, Motortechnische Zeitschrift MTZ, 53-10.
- [30] **ÇALIK, A. T., ÖZKAN, T. ve DİKMEN, S.**, 1996. Deneysel Amaçlı Tek Silindirli Dört Zamanlı Benzin Motoru Tasarımı, Makina projesi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi.

- [31] **ŞEYHOĞLU, D. ve KEŞCİ, E.**, 1997. Değişken Zamanlı Supap Mekanizmaları, Makina projesi ve bitirme ödevi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi.
- [32] **Abdalla, M. M. Y.**, 1994. Cut-Off Control: A Promising Method of Load Regulation in Spark Ignition Engine, SAE Paper 940202.
- [33] **Ichimaru, K., Sakai, H., Kanesaka, H. and Winterbone, D. E.**, 1994. A Rotary Valve Controlled High Expansion Ratio Gasoline Engine, SAE Paper 940815.
- [34] **Vogel, O., Roussopoulos, K., Guzzella, L. and Czekaj, J.**, 1996. An Initial Study of Variable Valve Timing Implemented with a Secondary Valve in the Intake Runner, SAE Paper 960590.
- [35] **Marcus, C. and Hunter, L.**, 1946. Rotary Valve Engines, John Wiley & Sons, Inc..
- [36] **Vo, Q. H. und Oehling, K. H.**, 1991. Untersuchungen an hydraulischen variablen Ventilsteuernngen, MTZ Motortechnische Zeitschrift 52-12.
- [37] **Göbel, T. und Esch, T.**, 1993. Gemischbildung bei drosselfreier Laststeuerung von Ottomotoren, Motortechnische Zeitschrift MTZ 54-12.
- [38] **Leone, T.G., Christenson, E. J. and Stein, R. A.**, 1996. Comparison of Camshaft Timing Strategies at Part Load, SAE Paper 960584.
- [39] **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.
- [40] **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.
- [41] **Brüstle, C. and Müller, S.**, 1996. High Power Output And Low Fuel Consumption - No Self - Contradiction Thanks To The Use Of Variable Valve Timing System, XXVI th Congress FISITA, Prague.
- [42] **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.
- [43] **Ma, T.H.**, 1988 Effect of Variable Engine Valve Timing on Fuel Economy, SAE Paper 880390.
- [44] **Stein, R.A., Galietti, K.M. and Leone, T.G.**, 1995 Dual Equal VCT - A Variable Camshaft Timing Strategy for Improved Fuel Economy and Emissions, SAE Paper 950975.

- [45] **Hara, S., Nakajima, Y. and Nagumo, S.**, 1985. Effects of Intake - Valve Closing Timing on Spark - Ignition Engine Combustion, SAE Paper 850075.
- [46] **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.
- [47] **Blakey, S.C., Saunders, R. J., Ma, T. H. and Chopra, A.**, 1991. A Design and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing, SAE Paper 910451.
- [48] **Nagesh, M. S., Mallan, K. R. G. and Gopalakrishnan, K. V.**, 1992. Experimental Investigation on Extended Expansion Engine (EEE), SAE Paper 920452.
- [49] **Gwinner, D.**, Sonderprobleme von Verbrennungskraftmaschinen - Teil A, Auszug aus den Vorlesungen - Universitaet Karlsruhe.
- [50] **Menne, R. J., Coventry, B. D., Rechs, M. und Klauke, J.**, 1994. Der neue DOHC-24-Ventil-V6-Motor mit 2.5 l Hubraum für den Ford Mondeo, MTZ Motortechnische Zeitschrift 55-9.
- [51] **Esch, T., Pischinger, M. und Göbel, T.**, 1996. Luft- und Kraftstoffzumessung bei Ottomotoren mit variabler Ventilsteuerung, MTZ Motortechnische Zeitschrift 57-2.
- [52] **Fraidl, G.K., Mikulic, L. A. and Quissek, F.**, 1990. Development strategies for low emission high performance four - valve engines, Instn. Mech. Engrs Vol 204.
- [53] **Geringer, B.**, 1988. Einlassventil - Managment in Kombination mit optimaler Saugrohrgestaltung zur Drehmomentsteigerung und Verbrauchssenkung, 9. Wiener Motorensymposium.
- [54] **Schaefer, F. and Basshuysen, R. v.**, 1995. Reduced Emissions and Fuel Consumption in Automobile Engines, Springer Verlag.
- [55] **Zinner, K. A.**, 1975. Aufladung von Verbrennungsmotoren, Springer Verlag.
- [56] **Langen, P., Mallog, J., Theissen, M. und Zielinski, R.**, 1993. Aufladung als Kozept zur Verbrauchsreduzierung, MTZ Motortechnische Zeitschrift 54-10.
- [57] **Hemmerlein, N., Bürstle, C. und Küper, P. F.**, 1994. Hat der abgasturboaufladene Ottomotor Zukunft ?, Innovationen in Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen - Tagung Wolfsburg, 23-24 Nowember 1994, VDI Berichte 1170, ISBN 3-18-091170-0.
- [58] **Woschni, G. und Bergbauer, F.**, 1990. Verbesserung von Kraftstoffverbrauch und Betriebsverhalten von Verbrennungsmotoren durch Turbocompounding, MTZ Motortechnische Zeitschrift 51-3.

- [59] **Gwinner, D.**, 1983. Konzipierung eines Verbundantriebs für Nutzfahrzeuge, Antrittsvorlesung an der Universitaet Fridericiana zu Karlsruhe, Februar.
- [60] **Goto, T., Hatamura, K., Takizawa, S., Hayama, N., Abe, H. and Kanesaka, H.**, 1994. Development of V6 Miller Cycle Gasoline Engine, SAE Paper 940198 .
- [61] **Ueda, N., Sakai, H., Iso, N. and Sasaki, J.**, 1996. A Naturally Aspirated Miller Cycle Gasoline Engine - Its Capability of Emission, Power and Fuel Economy, SAE Paper 960589.
- [62] **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 870548.
- [63] **Stone, C.R.**, 1985. Re-Optimization of spark ignition engines, Int. J. of Vehicle Design, vol. 6, no. 2.
- [64] **Edson, M. H.**, 1962. The Influnce of Compression Ratio and Dissociation on Ideal Otto Cycle Engine Thermal Efficiency, SAE Trans. Vol. 70.
- [65] **Caris, D.F. and Nelson, E.E.**, 1959. A new look at High Compression Engines, SAE Trans. vol. 67, pp. 112-124.
- [66] **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.
- [67] **Wallace, W.A. and Lux, F. B.**, 1963. Variable compression Ratio Engine Development, SAE Trans. Vol. 71, pp. 680-707.
- [68] **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.
- [69] **Walzer, P., Adamis, P., Heinrich H. und Schumacher, V.**, 1986. Variable Steuerzeiten und variable Verdichtung beim Ottomotor, MTZ Motortechnische Zeitschrift 47-1.
- [70] **Jante, A.**, 1966. Einige Grungprobleme der Verbrennungsmotoren, mit Hilfe idealer Kreisprozesse beurteilt, MTZ Motortechnische Zeitschrift 27-7.
- [71] **Bolt, J. A. and Holkeboer, D. H.**, 1962. Lean Fuel/Air Mixtures for High-Compression Spark-Ignited Engines, SAE Trans. pp. 195-202.
- [72] **Fisher, C. H.**, 1966. Spark - Ignition Engines : Fuel Injection Development, Carburation Volume II, Fourth edition, Chapman & Hall LTD .

- [73] **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.
- [74] **Mitchell, E. and Alperstein, M.**, 1973. Texaco Controlled - Combustion System - Multifuel, Efficient, Clean and Practical, Combustion Science and Technology, Vol. 8.
- [75] **Brandstetter, W.**, 1976. Stand der Entwicklung von Schichtladungsmotoren, VDI-Z, Band 118 (1976) Nr. 19, pp. 885-892.
- [76] **Weaving, J. H.**, 1990. Internal Combustion Engineering : Science & Technology, Elsevier Science Publishers LTD.
- [77] **Kühn, M., Abthoff, J., Kemmler, R. and Kaiser, T.**, 1996. Influence of the Inlet Port and Combustion Chamber Configuration on the Lean - Burn Behaviour of a Spark - Ignition Gasoline Engine, SAE Paper 960608.
- [78] **Stokes, J., Lake, T.H., Christie, M. J. and Denbratt, I.**, 1994. Improving the NO_x / Fuel Economy Trade - Off for Gasoline Engines with the C CVS Combustion Systems, SAE Paper 940482.
- [79] **Inoue, T., Matsuhita, S., Nakanishi K. and Okano, H.**, 1993. Toyota Lean Combustion System - The Third Generation System, SAE Paper 930873.
- [80] **Horie, K., Nishizawa, K., Ogawa, T., Akazaki, S. and Miura, K.**, 1992. The Development of a High Fuel Economy and High Performance Four-Valve Lean Burn Engine, SAE Paper 920455.
- [81] **Kim, T., Noh, S., Yu, C. and Kang, I.**, 1994. Optimiztion of Swirl and Tumble in KMC 2.4L Lean Burn Engine, SAE Paper 940307.
- [82] **Automotive Engineering**, 1994. Mitsubishi's 1.8 - L MVV lean - burn engine, pp. 10-11, March.
- [83] **Iwamoto, Y.**, 1997. Lean and Clean Engine Tecnology, Tokyo Motor Show - October.
- [84] **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.
- [85] **Bahr, A.**, 1990. Toyota Carina' 90 mit neuem Magermix-Motor und geregeltm Dreiwegw-Katalysator, MTZ Motortechnische Zeitschrift 51-7/8.
- [86] **Quissek, F., Bandel, W. and Mikulic, L. A.**, 1988. The AVL High Compression Lean Burn Engine - Engine Development and Passenger Car Aplication, SAE Paper 880575.

- [87] **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.
- [88] **Schaepertöns, H., Emmenthal, K. D., Grabe, H. J. and Opperman, W.**, 1991. VW's Gasoline Direct Injection (GDI) Research Engine, SAE Paper 910054.
- [89] **Spiegel, L. and Spicher, U.**, 1992. Mixture Formation and Combustion in a Spark Ignition Engine with Direct Fuel Injection, SAE Paper 920521.
- [90] **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.
- [91] **Iwamoto, Y.**, 1997. Gasoline Direct Injection, Tokyo Motor Show - October.
- [92] **Iwamoto, Y., Noma, K., Nakayama, O., Yamauchi, T. and Ando, H.**, 1997. Development of Gasoline Direct Injection Engine, SAE Paper 970541.
- [93] **Wojik, K. and Fraidl, G. K.**, 1996. Engines And Vehicles Concepts For Low Consumption And Low-Emission Passenger Cars, XXVI th Congress FISITA – Prague.
- [94] **Hartig, F., Hockel, K. und Friedmann, S.**, 1981. Die BMW - Zylinderabschaltung, Automobiltechnische Zeitschrift 83-2.
- [95] **Fraidl, G. K., Quissek, F. und Carstensen, H.**, 1993. Verbrauchsoptimierte Ottomotorkonzepte für zukünftige Emissionszanarien, MTZ Motortechnische Zeitschrift 54-4.
- [96] **AKAGÜNDÜZ, B.**, 1996. İçten Yanmalı Benzin Motorlarında Silindir Devre Dışı Bırakma Sistemleri, Bitirme ödevi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi.
- [97] **Givens, L.**, 1980. Engineering highlights of the 1981 automobiles, Automotive Engineering, Volume 88, no 10, pp.51-54.
- [98] **Givens, L.**, 1977. A New Approach to Variable Displacement, Automotive Engineering, Volume 85 no 5, pp 30-34.
- [99] **Mayr, B., Hofmann, R., Hartig, F. und Hockel, K.**, 1979. Möglichkeiten der Weiterentwicklung am Ottomotor zur Wirkungsgradverbesserung, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 81-6.
- [100] **Haruhiko, I. and Fukashi, S.**, 1982. Split Type Internal Combustion Engine, United States Patent, 4.365.597.
- [101] **Haruhiko, I. and Fukashi, S.**, 1982. Multi-Cylinder Internal Combustion Engine, United States Patent, 4.313.406.

[102] **Toshiaki, T. and Kazuya, K.**, 1983. Internal Combustion Engine, United States Patent, 4,366.788.

[103] **Fukashi, S.**, 1983. Split Type Internal Combustion Engine, United States Patent, 4.411.228.

[104] **Makoto, U. and Kohei, H.**, 1983. Split Engine, United States Patent, 4.466.404.

[105] **Charles, R.**, 1981. Reducing Load Working Cycle for a Four-Stroke Combustion Engine and Engines using Said Cycle, United States Patent, 4.250.850.

[106] **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.

[107] **Fukui, T., Nakagami, T., Endo, H., Katsumoto, T. and Danno, Y.**, 1983. Mitsubishi's Orion - MD A New Variable Displacement Engine, SAE Paper 831007.

[108] **Automotive Engineering**, 1994, Mitsubishi MIVEC - MD V6, JY, March.

[109] **Hatano, K., Iida, K., Higashi, H. and Murata, S.**, 1993. Development of a New Multi - Mode Variable Timing Engine, SAE Paper 930878.

[110] **Hatano, K., Iida, K., Higashi, H. und Murata, S.**, 1993. Ein neuer Mehrphasen - Motor mit variabler Ventilsteuerung, MTZ Motortechnische Zeitschrift 53-9.

[111] **Waltner, A.**, 1996. Environmentally friendly and pioneering: Cylinder cut-out system reduces fuel consumption, Mercedes Benz A.G..

[112] **Maucher, P. and Friedmann, O.**, 1983. Apparatus for Engaging and Disengaging Discrete Crankshafts in Internal Combustion Engine, United States Patent, 4.367.703.

[113] **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.

[114] **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.

[115] **Huang, H. H., Peng, Y. Y., Jeng, M. H. and Wang, J. H.**, 1991. Study of a Small Two-Stroke Engine with Low - Pressure Air-Assisted Direct - Injection, SAE Paper 912350.

- [116] **Huang, H. H., Hsieh, P. H., Kao, W. J., Jeng, M. H., Yang, J. C. and Horng, R. F.**, 1992. Improvement of Irregular Combustion of Two-Stroke Engine by Skip Injection Control, SAE Paper 922310.
- [117] **Huang, H. H., Jeng, M. H., Chang, N. T., Peng, Y. Y., Wang, J. H. and Chiang, W. L.**, 1993. Improvement of Exhaust Emissions from a Two-Stroke Engine by Direct Injection System, SAE Paper 930497.
- [118] **Schechter, M. M.**, 1995. Skip-Cycle Strategies for Four Cycle Engine, United States Patent, 5.377.631.
- [119] **Basshuysen, R. v.**, 1993. Zylinderabschaltung und Ausblenden einzelner Arbeitszyklen zur Kraftstoffersparnis und Schadstoffminderung, MTZ Motortechnische Zeitschrift 54-5.
- [120] **AKŞİT, M.**, 1998. Seminer notları, OTOSAN A.Ş.
- [121] **Ricardo, H. R., Çeviren : DEMİRGÜÇ, Z.**, 1961. Yüksek Hızlı İçten Yanmalı Motorlar, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası.
- [122] **ŞAHİN, Ö.**, 1994. Türkiye'de Üretilen veya Montajı Yapılan Diesel Motorların Yapısal İncelenmesi ve Sınıflandırılması, Bitirme ödevi - İ.T.Ü. Makina Fakültesi.
- [123] **DİKMEN, S.**, 1996. Türkiye'de Üretilen veya Montajı Yapılan Benzinli Motorların Yapısal İncelenmesi ve Sınıflandırılması, Bitirme ödevi - İ.T.Ü. Makina Fakültesi.
- [124] **Kammerer, R.**, 1991. Untersuchung eines BMW-403 Isetta-Motors hinsichtlich Druckverlauf und Abgasverhalten bei Variation der Brennraumform und der Zündkerzenposition, Studienarbeit, Institut für Kolbenmaschinen – Universitaet Karlsruhe (TH).
- [125] **Diringer, J.**, 1991. Berechnung der Flammenausbreitung in Ottomotoren unter Berücksichtigung der Brenraumform und der Strömung im Brennraum, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Universitaet Karlsruhe (TH).
- [126] **Metting, H.**, 1973. Die Konstruktion schnelllaufender Verbrennungsmotoren, Walter de Gruyter.
- [127] **Kim, T., Noh, S., Yu, C. and Kang, L.**, 1994. Optimization of Swirl and Tumble in KMC 2.4L Lean Burn Engine, SAE Paper 940397.
- [128] **Yamamoto, H., Horita, S. and Matsuoka, T.**, 1992. Surrounding Combustion Process (SCP) - New Concept for Lean Burn Engine, SAE Paper 920058.

- [129] **Nagaishi, H., Miwa, H., Kawamura, Y. and Saitoh, M.**, 1989. An Analysis of Wall Flow and Behavior of Fuel in Induction Systems of Gasoline Engines, SAE Paper 890837.
- [130] **Servati, H. B. and Yuen, W. W.**, 1984. Deposition of Fuel Droplets in Horizontal Intake Manifolds and the Behavior of Fuel Film Flow on Its Walls, SAE Paper 840239.
- [131] **ARSLAN, H.**, 1998. İçten yanmalı motorlarda Ü.Ö.N. nın metrolojik olarak belirlenmesi notları, Yayınlanmamış notlar.
- [132] **Stas, M. J.**, 1996. Thermodynamic Determination of T.D.C. in Piston Combustion Engines, SAE Paper 960610.
- [133] **Oliveira, A. B., Vianna, J. N. S., Neves, F. J. R. and Sousa, M. T.**, 1996. Metrological Study on the Setting of the Top Dead Center in Internal Combustion Engines, SAE Paper 962382.
- [134] **BİNARK, H.**, 1988. Parçacık dinamiği, İ.T.Ü. Yüksek Lisans Ders Notları.
- [135] **Mikulic, L. A., Quissek, F., Fraidl G. K., und Carstensen, H.**, 1990. Sequentille Einspritzstrategien für Verbrauchsoptimierte Ottomotorkonzepte, MTZ Motortechnische Zeitschrift 51-7/8 .
- [136] **AKIN, A.**, 1997. Benzin püskürtmeli bir deney motorunun bilgisayar ile kontrol edilebilmesi için gerekli kontrol ünitesinin tasarlanması, İ.T.Ü. Makina Fakültesi - Bitirme Ödevi.
- [137] **ÇALIK, A. T.**, 1999. Deneysel amaçlı tek silindirli dört zamanlı benzin motorunun kontrolü ve veri toplama sistemi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü - Yüksek Lisans Tezi.
- [138] **ÖZ, H.**, 1960, Kuvvet makinaları ölçü tekniği, İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi, Sayı 426.
- [139] **Figliola, R. S., Beasley, D. E.**, 1995. Theory and Design for Mechanical Measurements – Second Edition, John Wiley & Sons. INC.
- [140] **Plint, M., Martyr, A.**, 1997. Engine Testing – Theory and Practice, SAE.
- [141] **Sztenderowicz, M., L. and Heywood, J., B.**, 1990. Cycle-to-Cycle IMEP Fluctuations in a Stoichiometrically-Fueled S.I. Engine at Low Speed and Load, SAE Paper 902143.
- [142] **Ozdor, N., Dulger, M. and Sher, E.**, 1994. Cyclic Variability in Spark Ignition Engines – A Literatur Survey, SAE Paper 940987.

ÖZGEÇMİŞ

Osman Akın KUTLAR 1963 yılında Gaziantep’ de doğdu. İlk öğrenimine İstanbul’ da Anafartalar İlkokulunda (1969 - 73) başlayıp, İsviçre’ de Primarschule Bern’ de tamamladı (1973 - 76). Ortaöğrenimine Gaziantep Gazi Ortaokulunda başladı (1976 - 78) ve İstanbulda Kabataş Erkek Lisesinde tamamladı (1978 - 81).

Daha sonra İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Genel Makina Mühendisliğinde lisans öğrenimini tamamladı (1981 - 86) ve bir yıl İ.T.Ü. Yabancı Diller Yüksek Okulunda hazırlık eğitiminin ardından İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Anabilim Dalı, Otomotiv Bölümünde yüksek lisans eğitimini bitirdi (1987 - 89).

Çalışma hayatına 1987 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalında araştırma görevlisi olarak başladı. 1990 – 92 yılları arasında DAAD Bursu ile Karlsruhe Üniversitesi, Pistonlu Makinalar Enstitüsünde misafir araştırmacı olarak çalıştı.

Osman Akın KUTLAR halen İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalında araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.