

154307

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞIT MOTORLARININ ÖZEL BEKLENTİLER
DOĞRULTUSUNDA MODİFİKASYONU**

Mak. Müh. Metin DİNLER

154307

F.B.E Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Prof. İrfan YAVAŞLIOL

Tez Danışmanı : Prof. İrfan YAVAŞLIOL

Prof. Dr. Hakan KALELİ

PROF. DR. H. ERTUĞRUL ARSLAN

DEJO

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ.....	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. İÇTEN YANMALI MOTORLARIN TEMEL PARAMETRELERİ	3
2.1 Motorlarda Yakıt-Hava Karışımı.....	3
2.2 Karışım Karakteristikleri	4
2.3 Karışım Oranının Güç, Termik Verim Üzerine ve Egzos Emisyonlarına Etkisi.....	5
2.4 Ateşleme Avansının Yakıt Tüketimine ve Egzos Emisyonlarına Etkisi	9
2.5 Motorda Vuruntu Olayı	13
3. MOTORLARDA GÜÇ ARTTIRIMI.....	16
3.1 Motorda Gücü Etkileyen Parametreler	17
3.2 Strok Hacmi Sabit Kalması Koşuluyla Gücün Arttırılması.....	20
3.2.1 Sıkıştırma oranının arttırılması	21
3.2.2 Motor hızının arttırılması.....	21
3.2.3 Dolgu basıncının arttırılması	21
3.2.3.1 Aşırı doldurmada kullanılan kompresörler:.....	22
3.2.3.1.1 Pistonlu tip kompresörler.....	22
3.2.3.1.2 Deplasmanlı kompresörler.....	23
3.2.3.1.3 Santrifüj kompresörler	24
3.2.3.2 Aşırı doldurma sınırları	25
3.2.3.3 Aşırı doldurma yöntemleri.....	26
3.2.3.3.1 Enerjisi dış kaynaktan sağlanan aşırı doldurma.....	26
3.2.3.3.2 Mekanik aşırı doldurma	26
3.2.3.3.3 Turboşarj.....	29
3.2.3.3.3.1 Turboşarj sisteminin termodinamik çevrimi.....	32
3.2.3.3.3.2 Turboşarj sisteminde vuruntunun engellenmesi	34
3.2.4 Volumetrik verimin arttırılması	36
3.2.4.1 Süpab zamanlaması konusunda konstruktif uygulamalar.....	40
3.2.4.1.1 Kam mili açısının değiştirilmesi.....	41
3.2.4.1.2 Kam mili profili kontrolü	44
3.2.4.2 Volumetrik verimin hesaplanması.....	47
3.2.4.2.1 Kam mili profilinin belirlenmesi	48

3.2.4.2.2	Süpap serbest kesit alanının değişim	50
3.2.4.2.3	Süpap akış katsayısının değişimi	51
3.2.4.2.4	Silindir içi basıncının hesaplaması	52
3.2.4.2.5	Silindir hacmi ve değişim fonksiyonu	59
3.2.4.2.6	Elde edilen diferansiyel denklemlerin integrasyon yöntemiyle çözümü	60
3.2.4.2.7	Basınc değişiminin bilgisayarda hesaplanması	62
3.2.4.2.8	Volumetrik verimin Visual Basic programlama dili ile hesaplanması	65
3.2.4.2.8.1	Program ara yüzü ve programın kullanım özellikleri	65
3.2.4.2.8.2	Programın yazılımı	68
3.2.4.2.8.3	Yazılan program ile elde edilen sonuçlar	78
4.	SONUÇ	87
	KAYNAKLAR	96
	ÖZGEÇMİŞ	97



SİMGE LİSTESİ

α	kam milinin takip açısı
$\beta_{\text{sınır}}$	Kam mili sınır açısı.
β	Hız kayıp katsayısı
γ	Akışkanın yoğunluğu
Δp_a	Emmedeki basınç kaybı (MPa)
ΔT	Taze dolgunun emme kanalından geçtiği sıradaki sıcaklık artışı
ε	Sıkıştırma oranı
η_{ad}	Adyabatik verimi
η_{m}	Mekanik verim
η_{t}	Türbin verimi
η_{ts}	Türbokompresör toplam verimi
θ	Krank mili açısı (KMA°)
λ	Hava fazlalık katsayısı
λ_b	krank yarı çapı, biyel boyu oranı
μ	Süpap akış katsayısı
ξ_{in}	Kesit daralma katsayısı
ρ_o	Taze dolgunun özgül kütlesi (kg/m^3)
τ	Motorun iki yada dört stroklu olmasına bağlı bir katsayı.
φ	Kam profili açısı
φ_{ad}	Süpapı açılma avansı
φ_{ch}	Doldurma katsayısı
φ_{re}	Süpap kapanma gecikmesi
φ_r	Basınç kayıp katsayısı
ω_{in}	Emme manifoldundaki hava hızı
A	Mekanik işin ısı eşdeğeri
A_N	Emme manifoldundaki hava hızını devrin fonksiyonu haline getiren katsayı
B	Silindir çapı
C	Akışkanın hızı
C_p	Sabit basınçdaki gazların özgül ısınma ısısı
C_v	Sabit hacimdeki gazların özgül ısınma ısısı
D	Süpap alt yüzeyi çapı (emme kanalı çapı)
D_s	Süpap sapı çapı
F	Serbest kesit alanı
G	Akışkan debisi
g	Yerçekimi ivmesi
G_a	Egzos süpabından geçen gazın ağırlığı
G_h	Hava kütlesi
G_s	Emme süpazından geçen gazın ağırlığı
G_y	Yakıt kütlesi
G_z	Silindir içindeki gazın ağırlığı
h_{max}	Kam profili yüksekliği
k	Adyabatik üst
k_1	Egzos gazlarının adyabat üssü
L_b	Biyel boyu
L	Süpap stroku
m_g	Türbinden geçen egzoz gazı miktarı
m_h	Hava debisi
n	Devir sayısı

n_1	Sıkıştırmada politropik üst katsayısı
n_2	Genişlemede politropik üst katsayısı
N_e	Efektif güç
N_k	Kompresörün tahrik gücü
N_t	Türbinin ürettiği güç
P	Akışkanın basıncı
P_0	Atmosfer basıncı
P_a	Emme sonu basıncı
p_c	Sıkıştırma sonu basıncı
p_e	Efektif basınç
p_i	Ortalama indike basınç
p_i'	Teorik ortalama indike basınç
p_m	Mekanik kayıplardan oluşan basınç düşüşü
P_o'	Türbin çıkışındaki basınç
P_r	Egsoz sonu basıncı
P_t	Türbin girişindeki basınç
P_z	Silindir içindeki gazın basıncı
p_z	Yanma sonu teorik basıncı
r_0	Kam mili çapı
r_2	profil uç yarı çapı
S	Strok
S_s	Süpap oturma yüzeyi genişliği
T_0	Ortamdaki hava sıcaklığı
T_1	Emme kanalından geçen gazın sıcaklığı
T_2	Egsoz kanalından geçen gazın sıcaklığı
T_t	Türbin girişindeki sıcaklık
T_z	Silindir içindeki gazın sıcaklığı
U	Akışkanın iç enerjisi
v_{pm}	Ortalama piston hızı
V_h	Strok hacmi
v_z	Silindir içerisindeki gazın özgül hacmi
V_0	Kompresyon hacmi
V_z	Silindir hacmi
W_{ad}	Adyabatik sıkıştırma işi
W_k	Sıkıştırma için gerçekte harcanan iş
W_{te}	Türbin efektif işi
x_p	Piston yolu
z	Referans düzlemden yükseklik

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Yüke bağlı karışım karakteristiklerinin değişimi (Yavaşlıol,1988).....	5
Şekil 2.2 Fren gücüne bağlı belirli bir devirde özgül yakıt harcamasının değişimi (Yavaşlıol,1988)	6
Şekil 2.3 Karışım oranı değişiminin kısmi yükte ve tam yükte termik verime ve güce etkisi (Yavaşlıol,1988)	6
Şekil 2.4 Hava fazlalık katsayısının güç ve verime etkisi (Robert Bosch GmbH,1995).....	8
Şekil 2.5 Hava fazlalık katsayısının egzoz emisyonlarına etkisi (Robert Bosch GmbH,1995)..	8
Şekil 2.6 Motor hızına veya maksimum emilen hava yüzdesine bağlı karışım oranı değişimi (Yavaşlıol,1988)	9
Şekil 2.7 Değişik ateşleme avanslarının yanma sonunda oluşan silindir basıncına etkisi (Robert Bosch GmbH,1995).....	10
Şekil 2.8 Ateşleme avansının ve hava fazlalık katsayısının özgül yakıt harcamasına etkisi (Robert Bosch GmbH,1995).....	11
Şekil 2.9 Ateşleme avansının ve hava fazlalık katsayısının HC emisyonuna etkisi (Robert Bosch GmbH,1995).....	11
Şekil 2.10 Ateşleme avansının ve hava fazlalık katsayısının NO _x emisyonuna etkisi (Robert Bosch GmbH,1995).....	12
Şekil 2.11 Ateşleme avansının ve hava fazlalık katsayısının CO emisyonuna etkisi (Robert Bosch GmbH,1995).....	12
Şekil 2.12 Detonasyon sensörü (Robert Bosch GmbH,1995).....	14
Şekil 2.13 Detonasyon sensörü sinyali (Robert Bosch GmbH,1995)	14
Şekil 2.14 Detonasyon sensörlerin motor üzerindeki konumları (Robert Bosch GmbH,1995)	15
Şekil 3.1 Pistonlu kompresör (Yavaşlıol,1988).....	23
Şekil 3.2 Sarkaçlı kompresör (Yavaşlıol,1988).....	23
Şekil 3.3 Roots tipi kompresör (Yavaşlıol,1988)	24
Şekil 3.4 Vidalı tip kompresör (Yavaşlıol,1988).....	24
Şekil 3.5 Paletli tip kompresör (Yavaşlıol,1988)	24
Şekil 3.6 Santrifluj kompresör (Yavaşlıol,1988).....	25
Şekil 3.7 Roots kompresörlü mekanik aşırı doldurma (Yavaşlıol,1988)	26
Şekil 3.8 Santrifluj kompresörlü mekanik aşırı doldurma (Yavaşlıol,1988).....	27
Şekil 3.9 Turboşarj yöntemiyle aşırı doldurma prensibi (Yavaşlıol,1988)	29
Şekil 3.10 Aksial türbin ve radyal kompresörlü turboşarj ünitesi [7]	30
Şekil 3.11 Radyal türbin ve radyal kompresörlü turboşarj ünitesi [7].....	30
Şekil 3.12 Radyal turboşarj grubu [7]	31
Şekil 3.13 Aşırı doldurma basıncı ve türbin giriş basınçlarının aynı olmaları halinde P-V diagramı (Yavaşlıol,1988).....	32
Şekil 3.14 Ara soğutmalı aşırı doldurma sistemleri (Yavaşlıol,1988)	34
Şekil 3.15 Kompresör çıkış basınç kontrolü (Robert Bosch GmbH,1995)	35
Şekil 3.16 Emme kanalı uzunluğuna ve kanal / silindir çapına göre volumetrik verimin değişimi (Gülen,1981).....	38
Şekil 3.17 Strok/çap oranı ve emme kanlı boyunun volumetrik verim üzerindeki etkisi (Gülen,1981).....	39
Şekil 3.18 Krank mili açısına bağlı olarak süpab stroku (Robert Bosch GmbH,1995).....	41
Şekil 3.19 Fiat Bravo 2.0 20V motorunun performans grafiği (Tofaş Oto Ticaret A.Ş.,1998)	42
Şekil 3.20 Emme kam mili değiştiricisi sistem elemanları (Tofaş Oto Ticaret A.Ş.,1998)	43
Şekil 3.21 Emme kam mili zamanlama değiştiricisi (Tofaş Oto Ticaret A.Ş.,1998)	44
Şekil 3.22 Krank açısına göre değişken profilli kam miliyle süpab kalkışları (1) Minimum kalkış durumu (2) Maksimum kalkış durumu (Robert Bosch GmbH,1995).....	45

Şekil 3.23 Hidrolik hareketli, değişken profilli kam milli süpab sistemi (a: Düşük devirde minimum kalkış durumu, b: Yüksek devirlerde maksimum kalkış durumu) (Robert Bosch GmbH,1995).....	45
Şekil 3.24 Honda DOHC VTEC 1.6 lt motorunun performans eğrisi [3].....	46
Şekil 3.25 Tanjansiyel kam profili	49
Şekil 3.26 Süpab kalkışına bağlı olarak, süpab serbest kesitinin değişimi.....	50
Şekil 3.27 Akış katsayısının süpab kalkışı / kanal yarı çapın oranına göre değişimi (Gülen,1981).....	52
Şekil 3.28 Akış serbest kesit alanının değişimi.....	52
Şekil 3.29 Silindir hacminin değişimi	59
Şekil 3.30 Volumetrik verim Hesabı Programı arayüzü	65
Şekil 3.31 Süpab mekanizması ve külbütör oranı (Kolchin ve Demidov,1984).....	66
Şekil 3.32 F4R 730 motorunun KMA'na göre süpab kalkışları.....	79
Şekil 3.33 F4R 730 motorunun P-V diagramı (kam mili düşük devir pozisyonunda).....	79
Şekil 3.34 F4R 730 motorunun P-V diagramı (kam mili yüksek devir pozisyonunda).....	80
Şekil 3.35 F4R 730 motorunun P-V diagramı (Colombo&Bariani marka, 280°lik yarış tipi eksantrik ile)	80
Şekil 3.36 F4R düşük devir pozisyonu; Emme : 9 / 49 (238°), Egsoz : 41/ 8 (228°).....	81
Şekil 3.37 F4R yüksek devir pozisyonu; Emme : -7 / 65 (238°), Egsoz : 41/ 8 (228°)	81
Şekil 3.38 F4R için yarış tipi eksantrik; Emme : 17 / 85 (282°), Egsoz : 68/ 32 (280°).....	81
Şekil 3.39 Değişik Emme süpabı zamanlaması ile F4R 730 motorunun volumetrik verimi ...	82
Şekil 3.40 K4M 760 motorunun KMA'na göre süpab kalkışları	84
Şekil 3.41 K4M 760 motorunun P-V diagramı (kam mili düşük devir pozisyonunda)	84
Şekil 3.42 K4M 760 motorunun P-V diagramı (kam mili yüksek devir pozisyonunda)	85
Şekil 3.45 Değişik Emme süpabı zamanlaması ile K4M 760 motorunun volumetrik verimi..	86
Şekil 4.1 Superchip firmasının geliştirdiği enjeksiyon beyni yazılımının etkileri [6]	94
Şekil 4.2 Renault Clio Super 1600'un motor bölmesi [5]	95

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Renault F4R 730 indisli 1998 cm ³ hacimli motorun özellikleri.....	78
Çizelge 3.2 Renault K4M 760 indisli 1598 cm ³ hacimli motorun özellikleri	83
Çizelge 4.1 Renault F4R motoru için üretilmiş Kent marka kam milleri özellikleri [2].....	93



ÖNSÖZ

Motorlar üzerinde yapılan çalışmalar, günümüzde ekonomi ve yüksek güç üzerinde yoğunlaşmaktadır. Otomotiv üreticileri, müşterilerine ekonomik aynı zamanda güçlü motorlara sahip arabalar sunmaya çalışmaktadır. Hem ekonomik hem güçlü motor üretmenin tek yolu verimi yükseltmektir.

Motor sporlarına ilgi gün geçtikçe artmaktadır. Bütçesi çok da yüksek olmayan yarış takımları kurulmakta, yarışlara bir çok bireysel katılım olmaktadır. Bu araçların motorlarında değişiklikler yapılarak daha fazla güç elde edilmeye çalışılmaktadır. Yarış ortamında yakıt ekonomisinden çok elde edilen güç önem kazanmaktadır. Burada esas konu litre başına elde edilen güçtür.

Gücün artırılması konusu; motor devrinin, sıkıştırma oranının, dolgu basıncının ve volumetrik verimin yükseltilmesi başlıkları altında incelenmelidir.

Bu çalışmam sırasında bana yardımcı olan değerli hocam Sayın Prof. İrfan Yavaşlıoğlu'na ve Renault MAİS çalışma arkadaşlarıma, benden desteklerini eksik etmeyen aileme teşekkür ederim.



ÖZET

Bir motorun bazı elemanlarını ve temel sistemlerin tasarımlarını değiştirerek farklı beklentilere cevap verecek hale getirilmesi için yapılan uygulamalar modifikasyon başlığı altında toplanabilir. Modifikasyon yönünden güç artışı temel beklenti olarak seçilmiştir.

Bir motorun performansı yakıt ekonomisi ve elde edilen güç ile belirlenir. Ancak yarış ortamında motor gücü ön planda olup yakıt ekonomisinin pek de önemi kalmamaktadır. Bu amaca dayalı motorlarda esas kriter motor birim hacmi başına elde edilen güç fazlalığıdır. Motor hacmi ve ağırlığı sabit kalmak koşulu ile gücü arttırmanın yolu, silindirde daha fazla enerjinin açığa çıkarılması diğer bir değişle daha fazla yakıtın yakılabilesidir.

Bu çalışmada öncelikle motor gücünü etkileyen dizayn kriterleri ve gücü belirleyen temel parametreler ayrı ayrı irdelenip, değerlendirilmiştir. Gücün arttırılması konusu; motor devrinin, sıkıştırma oranının, dolgu basıncının ve volumetrik verimin yükseltilmesi olmak üzere dört ayrı başlık altında incelenmiş ve değerlendirmeleri yapılmıştır. Motor hızının ve sıkıştırma oranının artırılmasının motoru nasıl etkileyeceği, sınırları ve alınması gereken önlemler açıklanmıştır. Dolgu basıncının arttırılması konusunun prensipleri anlatılmış, kullanılan kompresörlere ve aşırı doldurma yöntemlerine örnekler verilmiştir. Bu yöntemler arasında en yaygın olarak kullanılan turboşarj yöntemi termodinamik esaslar altında incelenmiş ve vuruntunun engellenmesi konusunda alınması gereken önlemler açıklanmıştır. Bu dört başlık arasında en çok öne çıkan volumetrik verimin arttırılmasıdır. Motor üzerinde yapılan araştırmaların en yaygın konularından birisi de dolgu değişiminin incelenmesidir. Dolgu değişiminin iyileştirilmesi konusunda günümüzde uygulanan yöntemler tanıtılmıştır. Volumetrik verimin hesaplanması için geometrik ve termodinamik yöntemler kullanılmıştır. Dolgu değişimini etkileyen tüm parametreler ortaya çıkarılmış ve hesaplama yöntemleri açıklanmıştır. Bu hesaplamaları yapabilmek için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Program kullanılarak, iki ayrı motorun volumetrik verimlerdeki değişim, farklı süpap zamanlamaları ile incelenmiş ve alınan sonuçlar değerlendirilmiştir.

Anahtar kelimeler : Modifikasyon, güç artışı, dolgu değişimi, aşırı doldurma, volumetrik verim.

ABSTRACT

The applications by changing some of the elements and the designs of the main systems of engine to meet the different needs are called as “modification”. The increase of power has been chosen as the basic expectation.

The values of the performance of an engine may be determined by the fuel economy and the power that is achieved. But for the race engines the priority is given to the power and the fuel economy is insignificant. In these kind of engines, the principle is the power increase obtained per a unit volume of the engine. In the condition that the stroke volume and the weight of the machine is constant, the way of increasing the power of the engine is to carry out more energy in the cylinder, in other words to ignite more fuel.

In this study, the design critics which effect to the engine power and the main parameters which determine the power are seperately examined and evaluated. This is examined and evaluated under four main headlines which are: increasing the engine speed, the compression value, the pressure of the filling and the volumetric efficiency. The effects of speed increase of the engine and the compression ratio to the engine, the precautions and the limits are explained. The principles for increasing the pressure of the filling are explained and examples are given for the compressor and for the methods of supercharging which are being used. The most well known method “turbocharge” is examined under the thermodynamic bases and the precautions are explained to prevent the knocking. In these four headlines the most important is the “increasing the volumetric efficiency”. The most common subject of the researches on the engine is “examining the gas-exchange”. The methods that are being used to improve the gas-exchange are explained. Geometric and thermodynamic methods are used to calculate the volumetric efficiency. All the parameters that effect the gas-exchange are exposed and the calculation methods are explained. For these calculations a computer program is developed. With this program, the variation of the volumetric efficiency of two engines using the different valve timings has been examined and the outputs have been evaluated.

Keywords : Modification, power increase, gas-exchange, supercharge, volumetric efficiency.

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorların taşıtlar üzerinde kullanılmaya başladığı yıllarda üreticilerin hedefi hep daha fazla güç üreten motorlar olmuştur. Günümüzde ise yüksek güç elde etmenin yanında çevre kirlilik normlarına uygun, yoğun kullanılan devirlerde ekonomik motor arayışına gidilmektedir. Araçlar günümüzde çoğunlukla şehir içlerinde, sıkışık trafik koşullarında kullanılmaktadır. Bu nedenle aracın ekonomik ve çevreyi mümkün olduğunca az kirlitmesi gerekmektedir. Otomotiv üreticileri, müşterilerine ekonomik aynı zamanda güçlü motorlara sahip taşıtlar sunmaya çalışmaktadır. Hem ekonomik hem güçlü motor üretmenin tek yolu verimi yükseltmektir. Üreticiler çevre kirlilik normlarına uymak adına silindir hacmi başına elde edilebilecek maksimum güçten ödün vermek durumunda kalmaktadırlar.

Bir motorun bazı elemanlarını veya çalışma parametrelerini değiştirerek farklı beklentilere cevap verecek hale getirilmesi için yapılan uygulamalar modifikasyon başlığı altında toplanabilir. Bu beklentiler, genelde güç artışı ile ilgilidir.

Motor sporlarına ilgi gün geçtikçe artmaktadır. Bütçesi çok da yüksek olmayan yarış takımları kurulmakta, yarışlara bir çok bireysel katılım olmaktadır. Bu araçların motorlarında değişiklikler yapılarak daha fazla güç elde edilmeye çalışılmaktadır. Yarış ortamında yakıt ekonomisinden çok, elde edilen güç önem kazanmaktadır. Burada esas konu litre başına elde edilen güçtür. Standart motorların ekonomiklik adına kısıtlanmış potansiyelleri, yapılan değişiklikler ile ortaya çıkartılmaya çalışılmaktadır. Yarışlarda araç sınıfları motor hacmine göre değiştiğinden yapılan işlemlerin motor hacmini değiştirmemesi amaçlanır. Aşırı doldurma uygulamalı araçların sınıfı, motor hacmi belli katsayılarla çarpılarak belirlenir. Birinci aşırı doldurmada motor hacmi 1.7 ile ikinci aşırı doldurmada ise 1.3 ile çarpılır. Bunun anlamı; 2 lt motor hacmine sahip bir araca aşırı doldurma uygulaması yapıldığında 3.4 lt motor hacmine sahip atmosferik bir motora sahip bir araçla aynı sınıfta olmasıdır. Bu nedenle standardında aşırı doldurma olmayan bir motor modifiye edilirken, yapılan uygulamalar arasında aşırı doldurma en son sıradadır. Ancak standardında turbo olan motorlarda, turbo basıncı yükseltilerek veya daha yüksek kapasiteli turbo kullanılarak aracın sınıfının değişmeden daha fazla güç elde etme yoluna gidilmektedir.

Motor üzerinde yapılan ilk işlem genelde motora hava girişinin rahatlatılması yönünde olur. Geçtiğimiz on yıl içinde hava filtresi üreticileri hava filtreleri, direkt emiş kitleri üretip, motor sporlarına yeni ürünler geliştirmişlerdir. Standart hava filtreleri bir kutu içerisinde, boru ile motora bağlı bir şekilde bulunur. Önden aldığı taze havayı, içindeki tozları tutarak, motora

gönderir. Motorun performansı, aldığı hava miktarı ile doğru orantılı olduğundan hava filtresinin geçirgenliği çok önemlidir. Performansa yönelik hava filtreleri standart hava filtrelerine göre çok daha geçirgendir. Buna rağmen en az standart hava filtreleri kadar başarılı şekilde havayı temizler. Motora daha fazla taze dolgu girer ve motorun verimi artar.

Emme sisteminin iyileştirilmesi tek başına pek fayda getirmeyeceğinden egsoz sisteminde iyileştirilmesi gerekir. Standart motorlarda egsoz gazının çıkışı gürültüye karşı alınan tedbirler nedeni ile kısıtlanmaktadır. Bunun sonucu egsoz hattında yüksek değerlerde karşı basınç oluşmaktadır. Egsoz sisteminde yapılan değişikliklerle gaz çıkışı rahatlatılır ve karşı basınç azaltılır. Karşı basıncın çok azaltılması düşük devirlerde performans düşüklüğüne sebep olduğu unutulmamalıdır.

Yapılan bu uygulamaları enjeksiyon beyninin kartografisinin değiştirilmesi ve motor devrinin yükseltilmesi izler. Dolgu değişimi iyileştirilmiş motor, yüksek devirlere daha rahat çıkabilmektedir. Bu aşamada enjeksiyon beynine yeni bir program yüklenmesi ile motor gücü arttırılabilir. Bu yeni programda, güç artışı için ateşleme zamanları ve yakıt enjeksiyonunun haritası değiştirilmekte ve üst devir performansı için devir sınırlayıcı çoğunlukla standarttan daha yüksek devirlere alınmaktadır.

Buraya kadar yapılan modifikasyonlar motorun standardından fazla uzaklaşmadan yapılan işlemlerdir ve motorun sökülmesini gerektirmezler. Yakıt tüketimi ve çalışma gürültüsündeki artışa karşı motor ömründe belirgin bir azalmaya sebep olmazlar. Bunun ilerisindeki işlemler daha yüksek maliyetlidir ve motor ömrüne belirgin etkileri vardır.

Silindir kapağında sökülerek yapılan eksantrik mili uygulamaları genelde emme kanallarının pürüzsüzleştirilmesi ile birlikte gerçekleştirilir. Silindir kapakları taşlanarak yanma odası yüksekliği azaltılarak sıkıştırma oranı yükseltilir. Bu aşamada yapılacak olan tüm modifikasyonlar özel uygulamalar olup, mühendislik hesapları ile desteklenmeli ve uygulama sınırları belirlenmelidir. Yapılan fiziksel değişiklikler, yine enjeksiyon beyni kartografisi ile desteklenmelidir. Bu seviyede modifikasyonlar gerektiğinde özel piston, biyel, süpap ve süpap yayları kullanılması gibi bir çok yan işlemlere gereksinim duyulmasına sebep olabilmektedir. İşlemlere başlamadan önce amacın iyi belirlenmesi gerekir.

Güçün arttırılması konusu; motorun temel parametrelerinin belirlenmesi ve motor devrinin, sıkıştırma oranının, dolgu basıncının ve volumetrik verimin yükseltilmesi başlıkları altında incelenmelidir.

2. İÇTEN YANMALI MOTORLARIN TEMEL PARAMETRELERİ

2.1 Motorlarda Yakıt-Hava Karışımı

Otto motorlarında, emme strokunda silindire alınan yakıt hava karışımı, sıkıştırma strokunun sonuna doğru uygun bir zamanda bujinin yarattığı kıvılcımla ateşlenerek yakılır. Açığa çıkan enerji, pistonu iterek mekanik işin oluşmasını sağlar. Silindirin dışında yakıtla havanın belirli oranlarda karıştırılma işlemi genel anlamda “karbürasyon” olarak tanımlanır. Otto çevrimiyle çalışan motorlarda yaygın olarak kullanılan yakıt benzindir. Bunun yanında, metanol, benzon, alkol-benzin karışımı ve sıvılaştırılmış petrol gazı “LPG” de yakıt olarak kullanılabilirler. Yakıt cinsi değiştiği zaman, yakıtın içerdiği yanabilir maddelerin cins ve oranlarına bağlı olarak gerekli hava miktarında farklılık olacaktır.

Yaygın olarak kullanılan benzin-hava karışımının tutuşabilirlik sınırları yaklaşık $M_y/M_h=1/18 \div 1/9$ arasında değişmektedir. Diğer bir deyişle 1/18'den daha fakir ve 1/9 oranından daha zengin yakıt hava karışımı tutuşma sınırlarının dışında olduğundan yakılamaz. Karbürasyon sistemlerinde ortalama değer olarak karışım oranı yaklaşık 1/15 (stokiyometrik oran) mertebesinde gerçekleşir. Fakat, bu oranın, ilerde değinileceği gibi ortam ve motorun çalıştırılma şartlarına bağlı olarak daha farklı değerlerde olması gereklidir.

Genel çalışma şartları olarak değişken yük, devir sayısı ve ortam göz önüne alındığında, karbürasyon sisteminden gerçekleştirilmesi beklenen özellikler aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- 1) Soğukta ilk hareket kolaylığı
- 2) Hertürlü çalışma aralığında istenilen oranda yakıt-hava karışımının temini
- 3) Yakıtın tamamen pülverize olarak emme havasına karışmasının sağlanması, böylelikle homojen bir karışımın elde edilmesi
- 4) Ani hızlanmalarda gerekli olan karışım oranının sağlanması
- 5) Motor boştta çalışırken mümkün olduğu kadar ekonomik olmasının sağlanması

Karbürasyon sisteminde sağlanan karışımın çok zengin veya çok fakir olması motorda bazı olumsuzluklar yaratır. Hava fazlalık katsayısı $\lambda > 1,15$ şartındaki karışımlar çok fakir karışım olarak tanımlanır ve aşağıdaki olumsuzluklar ortaya çıkar.

- 1) Yanma süresi fakir karışımlarda uzayacağından, silindirde yanmanın tamamlanmaması sonucu egzozda alev tepmesi başlar.
- 2) Egzos periyodu başladığında, yanmanın sürmesi egzoz süpablarının oturma yüzeylerinin aşırı sıcaklık nedeniyle tahrip olmasına sebep olur.

3) Özellikle egzoz süpabı bölgesinde sıcaklıkların artmasına, vuruntu veya ön ateşleme gibi kontrolsüz ateşlemelerin ortaya çıkmasına sebep olabilir.

Karışımın çok zenginleşmesi, yaklaşık $\lambda < 0,84$ şartlarına uyan karışımlarda motorun çalıştırılmasında aşağıdaki olumsuzlukların ortaya çıkmasına sebep olur.

- 1) Piston üst yüzü ve yanma odası cidarı kurumlanır. Silindir, segman ve piston yüzeylerindeki aşınmalar hızlanır.
- 2) Kurumlanma, diğer bir deyişle karbon tabakasının yanma odası cidarlarında birikmesi kontrolsüz ateşlemenin ortaya çıkmasına sebep olur.
- 3) Tam yanmanın sağlanamaması, egzoz gazı emisyonlarından sağlığa zararlı CO ve yanmamış HC yüzdelerinin artmasına sebep olur. Bu da hava kirliliğini artırır.
- 4) Silindire giren fazla benzin, özellikle motorun ısınma periyodunda silindir cidarlarındaki yağlama yağının viskozitesini düşürür. Bozulan yağlama sonucunda silindirlerdeki aşınmalar artar.
- 5) Yanma verimi düşeceğinden motorun yakıt harcamı fazlaşır.

Otto motorlarının çalıştırılma şartlarına bağlı olarak gerekli karışım oranları farklı mertebelerde olmalıdır. Karışım karakteristikleri olarak bilinen, karışım oranının farklı işletme şartlarındaki değişim sınırlarının incelenmesinde yarar vardır.

2.2 Karışım Karakteristikleri

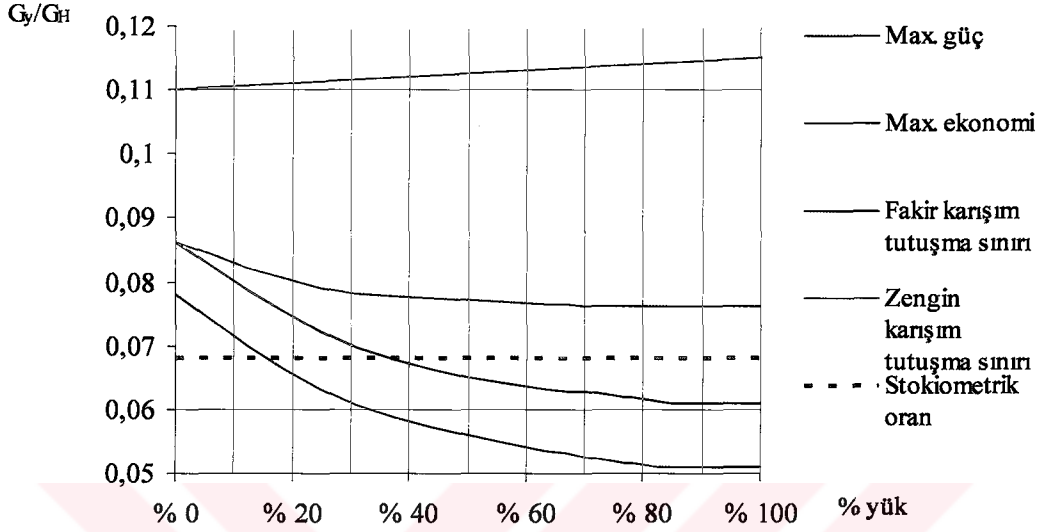
Kararlı çalışmada karışım oranının değişimini, işletme şartlarından olan motor hızı ve motor yükü belirler.

Motorun boşa (ralantide) çalıştırılmasında ve çok düşük yüklemelerde zengin karışıma gereksinim vardır. Çok zengin karışımın kullanılmasını gerektiren motorun ilk harekete geçirilme şartlarının dışında, bütün çalışma aralığında en zengin karışım oranı ralantide çalışma sırasında sağlanmalıdır. En geniş çalışma aralığını kapsayan kısmi yüklerdeki çalışmada maksimum ekonomi etkin olmalıdır.

Karışım oranı parametre alındığında, belirli yük kademeleri için 4 ayrı karakteristik eğri elde edilir. Bunlar; zengin karışım tutuşma sınırı eğrisi, maksimum güç gerçekleyen karışım oranı değişim seyri, maksimum güç gerçekleyen karışım oranı değişim seyri, maksimum ekonomi gerçekleyen karışım oranı değişim seyri ve fakir karışım tutuşma sınırı eğrisidir.

Tutuşma, silindirdeki karışımın homojenlik düzeyini birinci derecede etkilendiğinden, zengin ve fakir karışım tutuşabilirlik sınırlarının saptanmasında pek kesinlik yoktur. Özellikle, çok silindirli motorlarda silindirler arası karışım oluşumunun düzensizliği bu sınırların

belirlenmesini de güçleştirir. Daha fakir karışım alan silindirlere tutuşabilirlik, zengin karışım alan silindirlere göre daha erken ortadan kalkar. Çalışmadaki ekonomiklik ve maksimum güç, birinci derecede göz önünde bulundurulması gerekli etkenler olduğundan zengin karışım tutuşabilirlik sınırı uygulamada pek önemli değildir.



Şekil 2.1 Yüke bağlı karışım karakteristiklerinin değişimi (Yavaşlıol,1988)

Şekil 2.1 de kesik çizgi stokiyometrik karışım oranını göstermektedir. Uygulamada sadece bu karışım oranında çalışılmamasının nedeni de şekilde açık olarak gözükmemektedir. Stokiyometrik oran, maksimum güç sağlanması için fakir, maksimum yakıt ekonomisi için ise zengindir. Ayrıca, yük azaldıkça, silindir içerisindeki artık egzoz gazı yüzdesindeki artışın sebep olduğu yanma hızındaki azalma, karışımın zenginleşmesini gerektirmektedir.

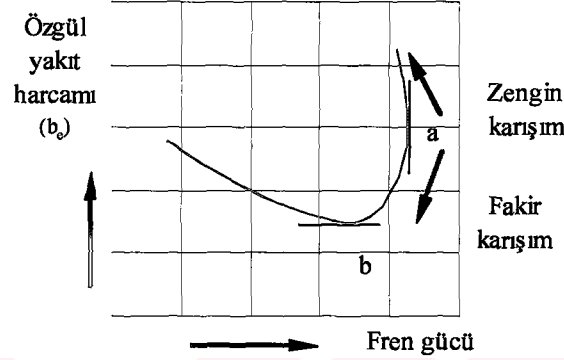
2.3 Karışım Oranının Güç, Termik Verim Üzerine ve Egzos Emisyonlarına Etkisi

Belirli bir devir sayısında çalıştırılan motorun, fren gücü veya P_{me} fren ortalama efektif basıncı değişimine bağlı olarak özgül yakıt harcaması b_e ($^{BT}/kW.h$)'nin değişim seyri, Şekil 2.2 de görülmektedir. Şekilde görülen "a" noktasının maksimum fren gücünü, "b" noktası ise maksimum ekonomikliği karakterize etmektedir.

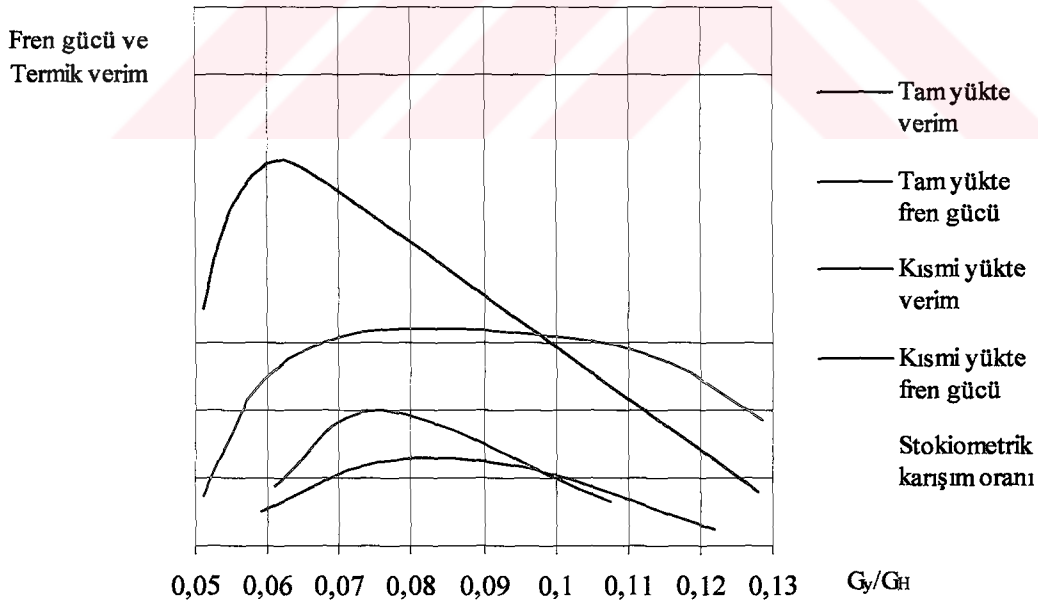
Belirli bir devir sayısında "a" noktası şartlarda çalışan motorun sarfettiği yakıt, gaz keleşinin konumu değiştirilmeksizin azaltılırsa eğriden de görülebileceği gibi fren gücü veya P_{me} 'de düşme ortaya çıkar. Bunun tam tersi olarak "a" noktasındaki çalışma şartlarında motora sevk edilen yakıt miktarı arttırılırsa (karışım zenginleştirilirse) özgül yakıt harcamasının

artmasına karşın güçte de azalma ortaya çıkmaktadır.

“a” noktasından itibaren karışımın fakirleştirilmesiyle birlikte özgül yakıt harcamadaki azalma “b” noktasına kadar sürer. Bu noktadan sonra fakirleşmenin sürdürülmesi, güçteki düşme nedeniyle özgül yakıt harcamasını artırır. Bu eğride görülen “a” noktası tam güç şartlarındaki karışım karakteristiğini, “b” noktası ise maksimum ekonomiyi sağlayan karışım karakteristiğini belirler



Şekil 2.2 Fren gücüne bağlı belirli bir devirde özgül yakıt harcamasının değişimi (Yavaşlıol,1988)



Şekil 2.3 Karışım oranı değişiminin kısmi yükte ve tam yükte termik verime ve güce etkisi (Yavaşlıol,1988)

Şekil 2.3 de ise ise belirli bir devir sayısındaki karışım oranı değişimine bağlı güç ve toplam

verim (η_i) değişiminin seyri görölmektedir.

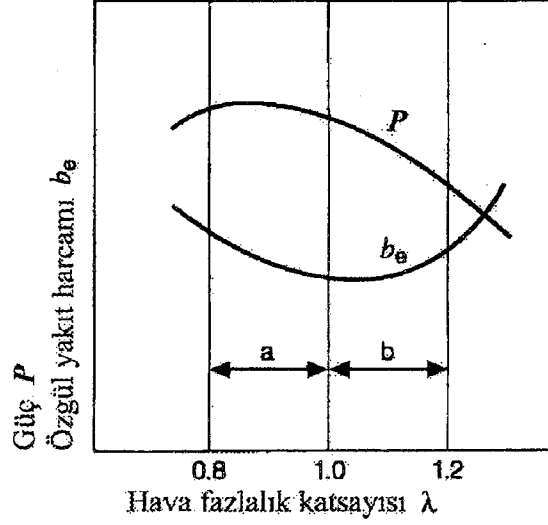
Bu eğrilerde görünen birinci konu, fakir karışım bölgesindeki çalışma aralığının, zengin karışım bölgesine göre daha dar sınırlar içerisinde olduğudur.

İkinci konu; maksimum fren gücünü sağlayan karışım oranı zengin bölgededir ve belirli bir devir sayısında motor yükü değiştikçe, maksimum fren gücünü sağlayan karışım oranında pek fazla bir değişim ortaya çıkmamaktadır.

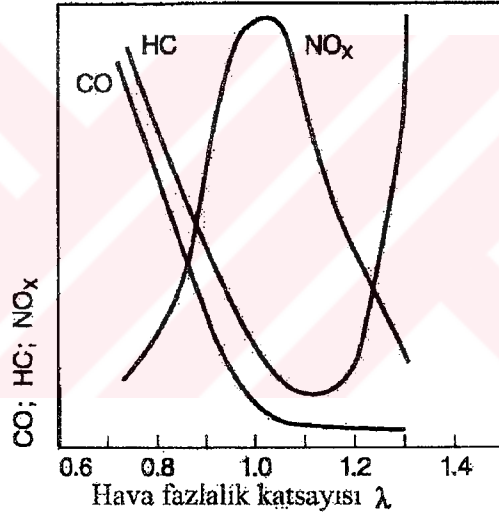
Üçüncü konu; belirli bir devir sayısında fren yükü azaldıkça, herbir yük kademesinde sağlanabilecek maksimum verim için daha zengin karışım gerekmektedir. Belirtilen özelliklerin dışında, farklı devir sayısı kademelerinde çalışmada, herbir devir sayısı kademesinde maksimum fren gücünü sağlayan karışım oranı pek değişmemektedir. Bu yakıt/hava oranı 0,078 mertebesindedir.

Hidrojen (H) ve karbondan (C) oluşan benzinin yanması sonucu karbon dioksit (CO_2) ve su buharının (H_2O) egzoz gazı olarak çıkması beklenir. Ancak bunun yanında karbon monoksit (CO), azot oksitler (NO_x) ve hidrokarbon (HC) egzoz gazı bünyesinde bulunurlar. Karbon monoksit yakıtın iyi yanmaması yani eksik yanma durumunda ortaya çıkar. Renksiz ve kokusuzdur. Özellikle ralanti devirlerinde ortaya çıkarlar. Karbon monoksitin öldürücü derecede zehirleyici etkisi vardır. Azot oksitler havada %78 oranında bulunan zehirsiz ve zararsız azot (N_2) gazının silindir içerisinde yanma odasının yüksek sıcaklığı nedeni ile oksijenle (O_2) birleşmesi sonucu ortaya çıkar. Daha sonra havadaki H_2O ' ile birleşerek nitrik asit haline gelir. Bu asitin zararları dışında NO_x kahverengi renkte kokulu ve insan vücuduna zararlı bir gazdır. Akciğerlere zarar verir ve felce neden olur. Hidrokarbonlar yakıtın iyi yanmaması ve dolun sırasında veya depodaki buharlaşma sonucunda ortaya çıkar. Hidrokarbonlar deride tahrişe yol açar ve kanser yapar.

Şekil 2.4 ve Şekil 2.5'de hava fazlalık katsayısının (λ) güç, verim ve egzoz emisyonlarına etkisi görölmektedir. Şekil 2.4'de de görülebileceği gibi en iyi sonuç hava fazlalık katsayısının 0,9÷1,1 değerleri arasında olduğ u bölgede elde edilir. Motor normal çalışma sıcaklığına gelmeden önce $\lambda=1$ şartlarındayken egzoz emisyonlarının iyileştirilmesi üç yollu bir katalikit dönüştürücü ile sağlanabilir. Ancak bu şartların sağlanması doğru ve hassas bir ölçüm sistemine bağlıdır. Bunun yanında yakıtın tamamen pülverize olması ve karışımın homojenliği, HC emisyonlarının azaltılabilmesi açısından önemlidir.



Şekil 2.4 Hava fazlalık katsayısının güç ve verime etkisi (Robert Bosch GmbH,1995)



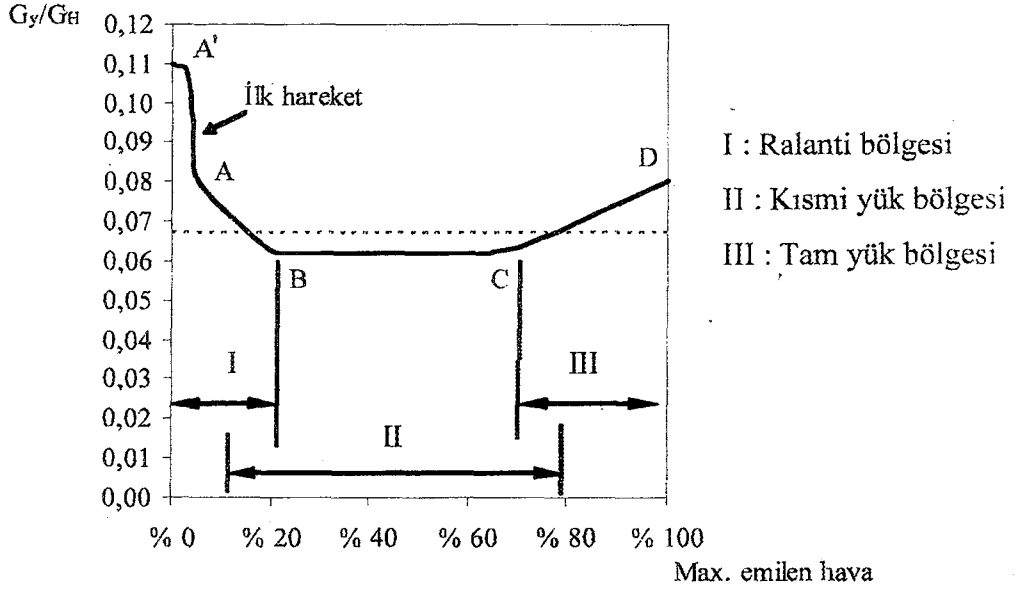
Şekil 2.5 Hava fazlalık katsayısının egzoz emisyonlarına etkisi (Robert Bosch GmbH,1995)

Farklı devir sayısı kademelerinde maksimum verimi gerçekleyen karışım oranları ise, herbir devir sayısı kademesinde motorun yüksüz (ralantide), kısmi yükte ve tam yükte çalıştırılma şartlarına bağlı olarak değişmektedir. Buna göre, maksimum verimi gerçekleyen karışım oranları aşağıdaki gibidir:

Ralantide çalışmada : $G_y/G_h=0,830 \approx 1/12$

Kısmi yükte çalışmada : $G_y/G_h=0,068 \approx 1/14,7$

Tam yükte çalışmada : $G_y/G_h=0,060 \approx 1/16,6$



Şekil 2.6 Motor hızına veya maksimum emilen hava yüzdesine bağlı karışım oranı değişimi (Yavaşlıol,1988)

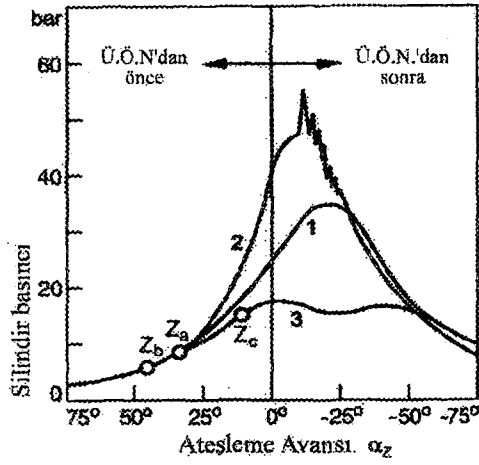
Şekil 2.6'da değişik motor devir sayısı şartlarında çalışmada, sağlanması gerekli karışım oranı değişimi görülmektedir. Buna göre; ralantide çalışma (A-B) zengin karışıma, kısmi yükde (B-C) sabit karışım oranına, tam yükte ise (C-D) daha zengin bir karışıma gereksinim vardır. Yüke göre karışım değişimi yakın zamana kadar karbüratör sistemleriyle sağlanmıştır. Basit karbüratöre eklenen ekonomi düzenleri "B-C" arasına mudahale ederken, "C-D" arasına tam güç düzenleri mudahale etmekteydi. Ayrıca ilk hareketde ve ralantide gereken zengin karışımı sağlayan "ilk hareket" ve "ralanti düzenleri" de eklenmişti. Günümüzde tüm bu işlemler elektronik kontrollü enjeksiyon sistemleriyle büyük bir hassasiyetle gerçekleştirilmektedir.

Kısmi yük bölgesinde önemli olan motorun minimum şekilde yakıt harcamasını sağlamaktır. Şekil 2.4'de de görüldüğü gibi bu koşulu $\lambda=1$ sağlamaktadır. Tam yük bölgesinde ise motordan maksimum güç çekilmektedir. Bunun için karışımı zenginleştirmek ve λ değerini 0,85÷0,90 arasında tutmak gerekir. Ani hızlanmalarda da aynı şekilde karışımı zenginleştirmek gerekir.

2.4 Ateşleme Avansının Yakıt Tüketimine ve Egzos Emisyonlarına Etkisi

Ateşleme avansı motorun gücüne etki eden çok önemli faktörlerden biridir. Dolayısıyla motorun çalışma şartlarına göre ateşleme avansının doğru düzenlenmiş olması gerekir. Ateşlemenin gereğinden erken veya geç yapılmasının olumsuz etkisi, motorun gücünde, yakıt

harcamında veya vuruntu nedeni ile termik zorlanmaların artmasında, belirgin olarak kendisini gösterir.



Şekil 2.7 Değişik ateşleme avanslarının yanma sonunda oluşan silindir basıncına etkisi
(Robert Bosch GmbH, 1995)

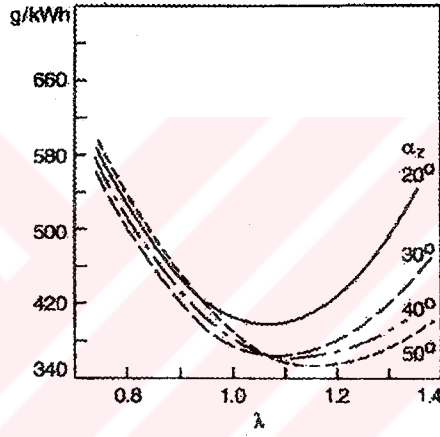
Ateşlemenin çok önce yapılması durumunda, ateşlemenin yapıldığı andan başlayarak alevin yayılması ile silindir içerisindeki basınç artacaktır. Öte yandan piston, yanan gazları sıkıştırmaktadır, dolayısı ile silindir basıncı çok hızlı artış gösterecektir ve genişleme işi ile sıkıştırma işi arasındaki fark yani indike iş azalacaktır. Basıncın çok hızlı artış göstermesi silindir içerisindeki sıcaklığı da ani olarak yükseltecek ve vuruntu nedeniyle mekanik ve termik zorlamalar artacaktır. Bu durum Şekil 2.7'de 2 numaralı çizgiyle gösterilmiştir.

Ateşlemenin geç olmasında ise piston A.Ö.N.'ya doğru hareketine başlamış olacaktır. Dolayısı ile hacim genişlemekte basınç düşmektedir. Öte yandan, yanma nedeni ile basınç yükselmektedir. Fakat hacim genişlemesi dolayısı ile basınç artışı pek fazla olmayacağından kayıp iş artacak dolayısı ile motor gücü düşecektir. Bu durum Şekil 1.7'de 3 numaralı çizgiyle gösterilmiştir.

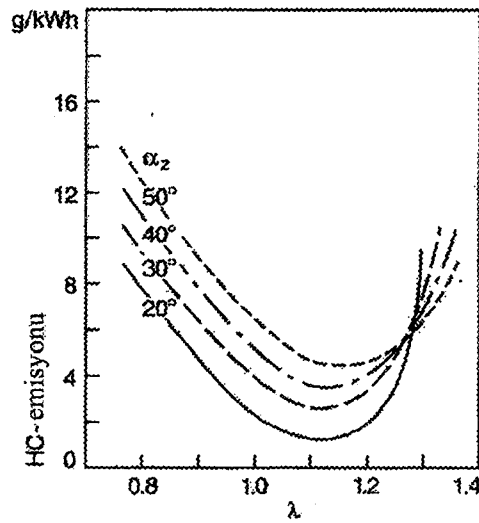
Şekil 2.8'de görüldüğü gibi zengin karışım bölgesinde özgül yakıt harcamı yüksektir. $\lambda=1$ şartına doğru yaklaşıldıkça özgül yakıt harcamının düştüğü gözlenmektedir. Bu aralıkta optimum ateşleme avansı 30° olarak görülmektedir. Ateşleme avansının azaltılması yada çoğaltılması yakıt harcamasını yükseltmektedir. Hava fazlalık katsayısının fakir bölgeye girmesiyle avansın artırılması uygun olmaktadır. Minimum yakıt harcamı ateşleme avansının 50° değerini aldığı durumdur. Bu nokta $\lambda=1,1 \div 1,2$ değerleri arasında elde edilir. Bu durum hava fazlalık katsayısının yükseltilmesi durumunda ateşleme avansının da yükseltilmesi

gerektiğini göstermektedir. Çünkü daha önce de değinildiği gibi hava fazlalık katsayısının artırılması durumunda yanma hızında yavaşlama gözleniyordu. Bu yüzden ateşleme avansının artırılması egzosda yaşanabilecek alev tepmesi olayını engelleyebilir.

Ancak Şekil 2.9, Şekil 2.10 ve Şekil 2.11'e dikkat edilecek olursa ateşleme avansının bu derece de büyük olması egzos emisyonlarını kötü şekilde etkilemektedir. HC emisyonunun en düşük tutulabildiği nokta 20° 'lik ateşleme avansı ve $\lambda=1,1$ noktasıdır. Bu noktadayken hava fazlalık katsayısı düşürülür yada artırılırsa HC emisyonunda dikkati çeker bir artış gözlenmektedir. Hava fazlalık katsayısının 1,25 değerinden daha düşük olduğu durumlarda ateşleme avansının artırılması durumu da HC emisyonunu arttırmaktadır. Ateşleme avansları $\lambda=1,25$ değerinde iken HC emisyon değerleri eşitlenmektedir.

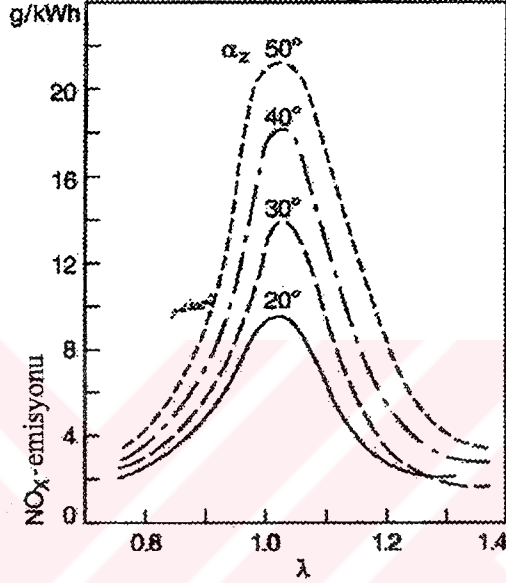


Şekil 2.8 Ateşleme avansının ve hava fazlalık katsayısının özgül yakıt harcamasına etkisi (Robert Bosch GmbH,1995)

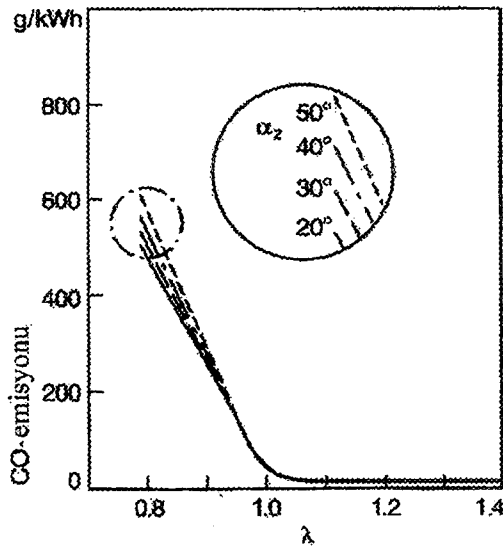


Şekil 2.9 Ateşleme avansının ve hava fazlalık katsayısının HC emisyonuna etkisi (Robert Bosch GmbH,1995)

NO_x konsantrasyonu ise farklı bir karakter göstermektedir. $\lambda=1,05$ değerinde herhangi bir ateşleme avansı için maksimum noktaya ulaşmaktadır. Karışım bu noktadan daha zengin yada daha fakir karışım bölgesine yaklaşıldığında NO_x emisyonunda düşüş görülmektedir. Ateşleme avansının azaltılması NO_x emisyonunu düşürmektedir. Ateşleme avansının 20° değerinde olduğunda ve $\lambda=1,25$ değerinin üzerine çıktığında NO_x emisyonu diğer ateşleme avanslarına göre daha yüksek bir değer almaktadır.



Şekil 2.10 Ateşleme avansının ve hava fazlalık katsayısının NO_x emisyonuna etkisi (Robert Bosch GmbH, 1995)



Şekil 2.11 Ateşleme avansının ve hava fazlalık katsayısının CO emisyonuna etkisi (Robert Bosch GmbH, 1995)

CO emisyonu $\lambda < 1$ olduğu durumda ortaya çıkar ve yanmanın tam olmadığını gösterir. Doğal olarak hava fazlalık katsayısının düşmesiyle CO emisyonu artmaktadır. $\lambda > 1$ şartında CO emisyonundan bahsedilemeyeceği için ateşleme avansında bir etkisi yoktur. $\lambda < 1$ şartında emisyon değerleri her avans değeri için lineer olarak artmaktadır. Bu koşullar dahilinde ateşleme avansının artırılması CO emisyonunun artmasına sebep olmaktadır.

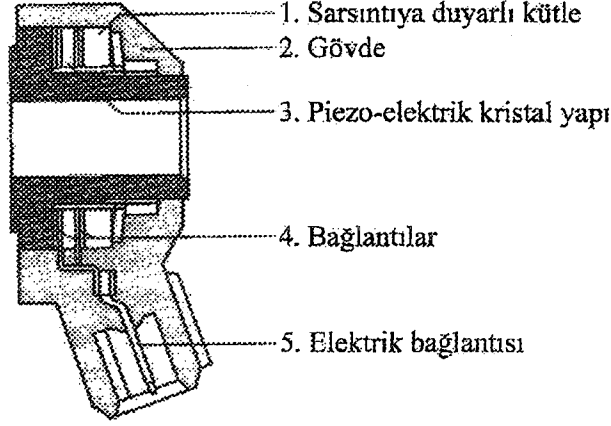
2.5 Motorda Vuruntu Olayı

Bazı durumlarda yanma hızı normal değerinin çok üstüne çıkabilir. genellikle alev cephesi önünde bulunan hünüz yanmamış taze dolgunun yüksek hızlı yanmaya karşı eğilimi daha fazladır. Yanma hızının artmasıyla ısının açığa çıkış hızıda yükselir. Basınç daha hızlı artmaya başlar ve pistonun genişlemesiyle dengelenemez hale gelir. Yüksek yanma hızlarında basınç ve sıcaklık ani artış gösterir. İşte bu koşullarda otto motorlarında “vuruntu” adı verilen anormal çalışma durumu ortaya çıkabilir. Bu istenmeyen durum motorun verimini düşürdüğü gibi motor parçalarını mukavemet açısından limitlere kadar zorlar.

Bu olay, piston genişleme strokuna geçmeden, sıkıştırma esnasında hava-yakıt karışımının basıncının ve sıcaklığının yükselmesi ve karışımın kendi kendine tutuşma sıcaklığına ulaşmasıyla başlayabileceği gibi normal yanmanın olduğu durumda alev cephesinin yanmamış taze dolguyu sıkıştırması sonucu basınç ve sıcaklığın yükselmesi ve alev cephesi önündeki taze dolgunun kendi kendine tutuşma sıcaklığına ulaşip yeni alev çekirdekleri oluşturması sonucunda da ortaya çıkabilir. Alev hızının 2000 m/s'ye çıktığı bu durumda, basınç dalgaları silindir çeperlerine çarparak titreşim yaratırlar. Bu titreşimler birleşerek ağır mekanik yüklere sebep olurlar.

Vuruntu termik zorlamaları artırır. Vuruntu esnasında yanma odası çeperlerine olan ısı iletimi artar. Çeper sıcaklıkları çok yükselir. Motor elemanlarının ömürleri azalır veya tahrip olurlar. Buna ilaveten motor gücü düşer. Dolayısıyla özgül yakıt harcamı yükselir. Vuruntu esnasında meydana gelen yüksek basınç tüm motor elemanlarına dağılır. Mekanik zorlamalara ve malzeme yorulmalarına neden olur. Motor ömrü azalır.

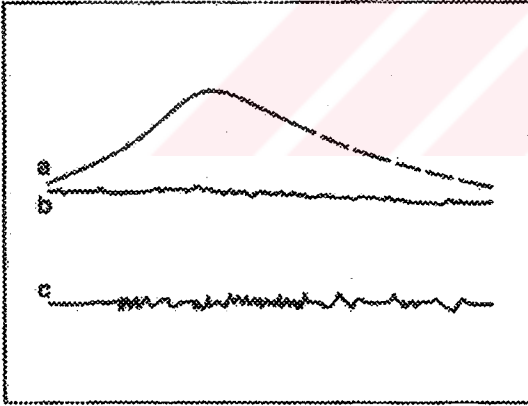
Vuruntunun en önemli sakıncası etkisini kendi kendine artırıcı özelliğe sahip olmasıdır. İlk vuruntu meydana geldiğinde çeper sıcaklıkları bir miktar artar. Vuruntu olayı devam ettikçe çeper sıcaklıkları daha da yükselir. Bunun sonucu olarak taze dolgu sıcaklıkları gittikçe artmaya başlar dolayısı ile kimyasal hazırlık daha kısa sürede tamamlanır ve yanma hızı yükselir. Sonuç olarak da vuruntu gittikçe artar.



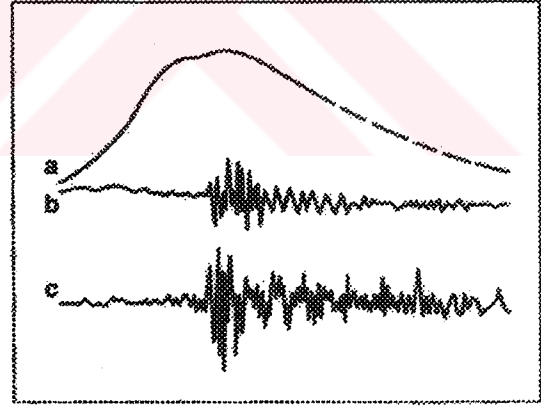
Şekil 2.12 Detonasyon sensörü (Robert Bosch GmbH, 1995)

Bu titreşimler motor bloğu üzerine yerleştirilen piezo-elektrik kristal yapısına sahip olan detonasyon sensörleri ile elektrik sinyallerine dönüştürülerek injeksiyon sisteminin elektronik kontrol ünitesine bildirilir. Elektronik kontrol ünitesi belli stratejilerle vuruntuyu engeller. Elektronik kontrol ünitesi vuruntu ortadan kalkıncaya kadar ateşleme avansını 3° ile 7° azaltır.

Normal çalışma durumu



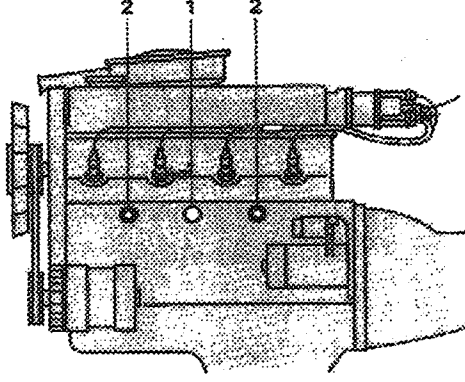
Vuruntulu çalışma durumu



- Silindir iç basıncı
- Filtrelenmiş basınç sinyali
- Detonasyon sensörünün algıladığı sinyal

Şekil 2.13 Detonasyon sensörü sinyali (Robert Bosch GmbH, 1995)

Sensörlerin vuruntu olayını doğru algılayabilmeleri için motor üzerindeki yerlerinin iyi belirlenmiş olması gerekir. Sensör yada sensörler tüm silindirleri denetim altında tutabilmelidir. 4 silindirli motorlarda bir sensör yeterli olmasına rağmen 5 veya 6 silindirli motorlarda iki adet sensör kullanımı uygun olmaktadır. 8 ile 12 silindirli motorlarda en az iki sensör gerekmektedir.



Şekil 2.14 Detonasyon sensörlerin motor üzerindeki konumları (Robert Bosch GmbH,1995)

Şekil 2.14’de 1 numara ile gösterildiği gibi bir sensör kullanılma durumunda sensör 2. ve 3. silindirler arasına yerleştirilir. İki sensör kullanılma durumunda 2 numara ile gösterildiği gibi bir tanesi 1. ile 2. arasında, bir tanesi 3. ile 4. silindirler arasına yerleştirilir.

3. MOTORLARDA GÜÇ ARTTIRIMI

Son zamanlarda benzinli motorlar, litre başına elde edilebilecek güçlerin hemen hemen optimum seviyesine ulaşmıştır. Bu, araçlara yüksek hız, iyi dinamik karakteristikler getirmektedir. Motor konstrüktörlerinin öncelikli amacı, özgül yakıt sarfiyatını azaltmak ve egzoz gazlarının zehirli etkisini minimuma indirmektir. Ancak bazı araçlar için özgül yakıt sarfiyatının yüksek olması, motor gücünün yükseltilmesi söz konusu olduğunda ikinci planda kalmaktadır. Şu anda üretilen benzinli motorlar 48,5 kw/lt güç ve 5500 ÷ 6500 d/d arasında ve 9,5 ÷ 10,5 arası sıkıştırma oranlarında çalışabilmektedir. Daha fazla güç arttırımı çalışmada sık sık aksamalara yol açması ve motor ömrünün azalması açısından tavsiye edilmemektedir.

Bir motorun gücü silindirde birim zaman içinde oluşan iş çevriminin sayısı ile orantılıdır. Bu devirleri istediğimiz şekilde yükseltmemiz mümkün değildir. Devir arttıkça emme sistemindeki hız artmaktadır. Bu nedenle emme manifoldundaki sürtünmeler hızın karesi şeklinde artmaktadır. Bu sürtünme kayıplarının artması motor maksimum devre yaklaştığında güç eğrisinin yatay duruma gelmesine, devir daha da yükseltilirse parabolik şekilde düşüşe geçmesine neden olur. Motor gücünün arttırılmasında uygulanan ilk yöntem silindire gönderilen karışım hacminin yükseltilmesidir. Fakat birim zamanda silindire gönderilen karışım miktarının yükseltilmesi ve krank devir sayısının yüksek tutulması motorun mekanik ve termik zorlanmasına neden olur. Karışım miktarının artması ile birlikte silindir içi gaz basıncı artmakta ve biyel yataklarına gelen kuvvet büyümektedir. Krank milinin devir sayısının yükseltilmesi ise atalet kuvvetlerinden dolayı piston silindir ikilisinin yüklerini arttırır. Devir sayısının artması, hareketli yüzeylerde artan sürtünmeden dolayı termik yüklemelerin artmasına neden olmaktadır. Bazı bölgelerde ise yağ filminin yırtılmasından dolayı kuru sürtünme ortaya çıkmaktadır.

Motor gücünü arttırma yollarından bir diğeri ise sıkıştırma oranının yükseltilmesidir. Sıkıştırma oranının bir mertebe yükseltilmesi motor gücünün %8÷12 arasında artmasına neden olur. Bu sayede özgül yakıt sarfiyatı da azalır ama motor daha sert çalışma bölgesine girer.

Ayrıca emme manifoldunun dinamik şekli düzenlenerek %4÷6 güç artışı elde dileyebilir. Amaç volumetrik verimin yükseltilmesidir. Özellikle yakın geçmişte karbüratörlü motorlarda uygulanan bu modifikasyon çift difüzörlü iki karbüratörle birlikte uygulandığında %35'lere varan güç artışı elde edilmiştir.

Çok silindirli motorlarda emme manifoldundaki karışımın akış yönünün silindirlerin çalışma

sirasına göre değişmesi akustik dalgalar oluşturmakta, bu da bazı silindirlerin fazla, bazı silindirlerin ise az dolmasına neden olmaktadır. Emme manifoldunda karışım belli bir hıza sahiptir. Bu akış süpab kapanana dek sürmektedir. Süpab kapandığında karışım moleküllerinin kinetik enerjisi potansiyel enerjiye dolayısıyla hız, basınca dönüşmekte ve süpabın önünde bir basınç bölgesi oluşmaktadır. Bunun anlamı bir darbe dalgasının oluşmasıdır. Böylece hava yakıt karışımı yön değiştirir ve başka silindire yönelir. Bu dalgalar var olduğu sürece emme süpabının açılma zamanı önem kazanır. Emme süpabının açılması bu dalga vuruş anına denk getirilmeye çalışılır. Böylelikle daha fazla dolgu silindire sokulabilir. Motor gücü %20'ye varan oranlarda artırılabilir.

Motorda açığa çıkan enerjinin %35'i egzoz gazlarıyla dışarı atılır. Bu sistemde gaz türbini bir merkezkaç kompresörünü harekete geçirerek silindirlere basınç altında karışım gönderir. Benzinli motorlarda turbo kompresörlerin kullanılmasında bazı güçlüklerle karşılaşmaktadır. Turbo kompresör tarafından gönderilen yüksek basınçlı karışım yanma esnasında basınçların daha da yükselmesine neden olur. Böylece yüksek oktanlı yakıtı ihtiyaç duyurur. Çok silindirli motorlarda kompresör ile silindir arasına bir ara soğutucu konur

Motorun gücü birim zamanda silindir içerisinde yakılan yakıtla doğru orantılıdır. Silindire giren hava miktarının artmasıyla yakıt miktarının da artmaktadır. Atmosferik doldurmalı motorlarda emilen hava basıncı yaklaşık 0,1 MPa iken turbo şarjlı motorlarda bu değer 0,2 MPa'a çıkmaktadır. Buna bağlı olarak motor gücünün iki katına çıkması gerekir. Gerçekte ise güç daha fazla artmaktadır. Bunun nedenleri ise;

- 1) Turbo şarjlı doldurmada yanma daha iyi olmaktadır.
- 2) Soğutma sisteminde ısı kayıpları azalmaktadır

şu anda kullanılmakta olan turbo kompresörlerde elde edilen basınç 0,14÷0,2 Mpa arasında değişmektedir. Bu basıncın üzerine çıkmak motorun mekanik ve termik yüklenmesini arttırmamak amacıyla tavsiye edilmemektedir. Buna rağmen motor gücünün 1,5 ÷ 2 arasında bir oranda artması sağlanmaktadır. Ancak motor üzerinde bazı önlemler alınması gerekmektedir. Bunlardan biri maksimum momentte detonasyon olayının meydana gelmesini engellemek için sıkıştırma oranının 1,5 ÷ 2 birim düşürülmesidir. Ayrıca soğutma sisteminin kapasitesinin yükseltilmesi için özel önlemler alınmalıdır.

3.1 Motorda Gücü Etkileyen Parametreler

Motorda gücü etkileyen parametrelerin başında strok hacmi gelir. Motor dizaynına bağlı bu

parametre arttırıldığında motor gücü de artar. Devir sayısının yükseltilmesi de motor gücünü arttırır. Ancak yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı bu değer fazla yükseltilemez. Motorda esas çalışma rejimini karakterize eden parametre efektif basınçdır.

- V_1 : Toplam silindir hacmi (lt)
 N_e : Efektif güç (kW)
 n : Devir sayısı (d/d)
 p_e : Efektif basınç (MPa)
 τ : Motorun iki yada dört stroklu olmasına bağlı bir katsayı. İki stroklu motorda $\tau=1$, dört stroklu motorda $\tau=2$ 'dir.

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_1 \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (3.1)$$

Efektif basınç motorda elde edilen indike basınçtan, mekanik kayıplardan dolayı ortaya çıkan basınç düşüşünün çıkarılmasıyla elde edilir.

- p_i : Ortalama indike basınç (MPa)
 p_m : Mekanik kayıplardan oluşan basınç düşüşü (MPa)
 $p_e = p_i - p_m$

(3.2)

Mekanik kayıpları basınç düşüşü cinsinden belirleyen ampirik formüller aşağıda verilmiştir.

Bu formüllerde görülen ortalama piston hızı m/s cinsinden aşağıdaki gibi hesaplanabilir

- v_{pm} : Ortalama piston hızı (m/s)
 S : Strok (m)
 N : Devir sayısı (d/d)
 B : Silindir çapı (m)

$$v_{pm} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} \quad (3.3)$$

Altı silindire kadar ve $S/B > 1$

$$P_m = 0,049 + 0,0152 \cdot v_{pm}$$

Sekiz silindirli ve $S/B < 1$

$$P_m = 0,039 + 0,0132 \cdot v_{pm}$$

Altı silindire kadar $S/B \leq 1$

$$P_m = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{pm}$$

Yukarıda da görüldüğü gibi devrin yükselmesi piston hızını yükseltmekte, bu da mekanik kayıpların artmasına sebep olmaktadır.

Ortalama indike basınç, teorik ortalama indike basıncın bir düzeltme katsayısıyla çarpılmasıyla elde edilmektedir. Bu katsayı otto motorlarında $0,94 \div 0,97$ arasında bir değer almaktadır.

p_i : Ortalama indike basınç (MPa)

p_i' : Teorik ortalama indike basınç (MPa)

ϕ_r : Basınç kayıp katsayısı ($0,94 \div 0,97$)

$$p_i = p_i' \cdot \phi_r \quad (3.4)$$

Teorik ortalama indike basıncın belirlenmesinde en etkili parametreler sıkıştırma sonu basıncı ve sıkıştırma oranıdır. Bunun yanında sıkıştırma ve genişleme politropik üstleri ile yanma sonu teorik basıncıyla, sıkıştırma sonu basıncının oranını veren λ parametreleri, p_i' değerini etkiler. Yanma sonu teorik basıncı yanma prosesinin incelenmesi sonucu ortaya çıkar. Bu basınç değeri yanma olayı sonucunda açığa çıkan ısı ve yanma ürünlerinin özgül ısınma ısılarının bir sonucu olarak silindir içerisindeki sıcaklık artışı ve yanma olayındaki molekül artışına bağlı olarak ortaya çıkan basınçtır.

λ : Basınç oranı

p_z : Yanma sonu teorik basıncı (MPa)

p_c : Sıkıştırma sonu basıncı (MPa)

$$\lambda = p_z / p_c \quad (3.5)$$

n_1 : Sıkıştırmada politropik üst katsayısı

n_2 : Genişlemede politropik üst katsayısı

ϵ : Sıkıştırma oranı

$$p_i' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (3.6)$$

Sıkıştırma politropik üstü emme sonu sıcaklığı (T_a) ve sıkıştırma oranının fonksiyonu olarak ortaya çıkar. Sıkıştırma oranının azalması n_1 değerini yükseltirken, emme sonu sıcaklığının yükselmesi n_1 değerini düşürür. Değeri $1,35 \div 1,4$ arasında değişir. Genişleme politropik üstü ise yanma sonu teorik sıcaklığı, sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısının fonksiyonu

olarak elde edilir. Değeri 1,25÷1,28 arasında değişir. Sıkıştırma sonu basıncını aşağıda görüldüğü gibi sıkıştırma oranı, politopik üst ve emme sonu basıncı karakterize eder. Emme sonu basıncı atmosferik motorlarda, atmosferik basınçtan emmedeki basınç kaybı çıkartılarak bulunur.

p_a : Emme sonu basıncı (MPa)

Δp_a : Emmedeki basınç kaybı (MPa)

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^n \quad (3.7)$$

$$p_a = p_c - \Delta p_a \quad (3.8)$$

β : Hız kayıp katsayısı

ξ_{in} : Kesit daralma katsayısı

$$(\beta^2 - \xi_{in}) = 2,5 \div 4 \quad (3.9)$$

A_N : Emme manifoldundaki hava hızını devrin fonksiyonu haline getiren katsayı

ρ_o : Taze dolgunun özgül kütlesi (kg/m^3)

ω_{in} : Emme manifoldundaki hava hızı (50÷130 m/s)

$$A_N = \omega_{in} / \Omega_n \quad (3.10)$$

$$\Delta p_a = (\beta^2 - \xi_{in}) A_N^2 \cdot n^2 \cdot \rho_o \frac{10^{-6}}{2} \quad (3.11)$$

Burada da görülebileceği gibi motor hızının artması yine kayıpları arttırmaktadır.

Tüm bu parametreler göz önünde bulundurulduğunda sıkıştırma sonu ve yanma sonu basıncının yüksek tutulması sonucu güç artışı elde edilebilmektedir. Ayrıca strok hacmini büyütmek elde edilebilecek gücü doğrudan etkileyebilmektedir.

3.2 Strok Hacmi Sabit Kalması Koşuluyla Gücün Arttırılması

Motorlarda boyut ve ağırlık artışı olmadan daha fazla güç elde edebilmek temel beklentilerden biridir. Bir motorda, strok hacmi sabit kalmak koşuluyla gücün arttırılması için uygulanabilir yöntemler şunlardır;

- 1) Sıkıştırma oranının arttırılması
- 2) Motor hızının arttırılması,
- 3) Dolgu yoğunluğunun arttırılması,

4) Volumetrik Verimin Arttırılması

3.2.1 Sıkıştırma oranının arttırılması

Sıkıştırma oranı arttıkça motorlarda termik verim artar. Otto motorlarında sıkıştırma oranı artışı sınırlayan faktör vurutudur. Dizel motorlarda ise artan sıkıştırma oranıyla birlikte yanma sonu basıncı da artacağından motordaki gaz kuvvetleri artar, dolayısıyla daha dayanımlı bir dizayn gerekir. Dizel motorlarında sıkıştırma oranı artışı vurutuyu hafifletme, kolay ilk hareket ve termik verim artışı gibi olumlu özellikler sağlamakla birlikte, gittikçe artan sürtünme kayıpları sonucu termik verimde gözlenen artış, sıkıştırma oranı arttıkça azalmaya yol açar. Artan sıkıştırma oranı nedeniyle daha dayanımlı yapının ortaya çıkaracağı kütle artışları, atalet kuvvetlerinin artması olumsuzluğunu da beraberinde getirir. Dizel motorlarında belirli sınırın üstündeki sıkıştırma oranlarında, verim ve dolayısıyla güç artışı yönünde sağlanan kazanç, beraberinde getirdiği olumsuzluklar nedeniyle sınırlandırıldığından; güç artışı için bu yol uygulama yönünden kısıtlıdır.

Yukarıda değinilen sınırlayıcı faktörlerin belirlediği sıkıştırma oranı değişimi otto motorlarında 7÷12, dizel motorlarında ise, 14÷22 mertebeleri arasındadır.

3.2.2 Motor hızının arttırılması

Motor gücü P_{me} değişimi dikkate alınmadığı takdirde, hız artışına lineer bağlıdır. Teorik olarak hız artışı motorun gücünü lineer olarak arttırır. Gerçekte ise, hız artışıyla kısılma kayıpları artarak volumetrik verim azaldığından, sürtünme kayıpları arttığından, dolgu değişimi ve karışım teşkili ile yanma bozulduğundan, P_{me} de azalma gözlenir. Bu azalma, hız artışına paralel olarak gittikçe motor gücünü düşürür.

Yüksek motor hızlarında, artan atalet kuvvetlerinin karşılanabilmesi yönünde dizayn önlemlerinin alınması, karşılaşılabilecek bir diğer problemdir. Günümüz şartlarında otto motorları için rastlanan maksimum hız mertebesi 12000 d/d, dizel motorlarında ise, 5500 d/d değerlerindedir.

3.2.3 Dolgu basıncının arttırılması

Emme sürecinde bir kompresör yardımıyla dolgunun silindirlere sevki, silindirlere sokulan dolguyu ve dolayısıyla yanma sonu açığa çıkan enerji seviyesini arttırır. Motor gücü, birim zamanda tüketilen yakıt enerjisinin teorik verimle çarpılması sonucu elde edilen değere bağlıdır. Bu değer, hacmi ve hızı sabit bir motorda, dolgunun basınç altında silindirlere

sevk edilmesi yoluyla artırılabilir.

Aşırı doldurma yoluyla silindirde kalan artık egzoz gazlarının sıkıştırılması ve bunun sonucu daha fazla taze, dolgunun silindire sokulabilmesi, ayrıca dolgu değişiminin pozitif gerçekleşmesi sonucu elde edilen kazanç iş alanı, silindirdeki dolgu yoğunluğunun artışıyla birlikte, daha fazla güç alınabilmesinin temel nedenlerini oluşturur.

Kompresör çıkışında, sıcaklık artışı, artan basıncın yarattığı havanın yoğunluğundaki fazlaştırmayı zayıflatır. Bununla birlikte, kompresör çıkışında ölçülen aşırı doldurma basıncı değeri, silindirdeki dolgu yoğunluk artışını gösteren önemli bir değerdir.

Aşırı doldurmada, artan ortalama gaz basıncının yarattığı daha fazla sürtünme kaybı ortaya çıkmasına rağmen, mekanik verim net güç artışı nedeni ile daha yüksek olur.

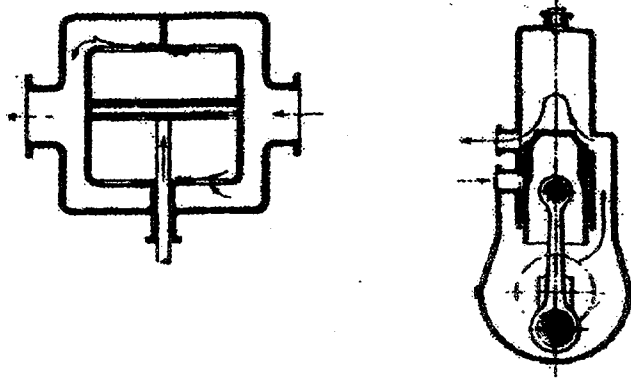
Otto motorlarında aşırı doldurma, sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığını arttırdığından vuruş eğilimi ortaya çıkar. Özel güç artırma amaçları yanında, yüksek irtifalarda çalıştırılan otto motorlarındaki güç kaybının önlenmesi için, aşırı doldurma yaygın kullanım alanına sahiptir. Motorun vuruşlu çalışma şartına girmesini engellemek için, dolgunun su veya alkol püskürtülerek soğutulması, sıkıştırma oranı, hava fazlalık katsayısı ve aşırı doldurma basıncı değerlerinin isabetli seçilmeleri, otto motorları için önem taşır.

Aşırı doldurma yoluyla dizel motorlarında sağlanan güç artışı, otto motorlarında olduğundan daha fazladır. Otomotiv alanında kullanılan motorların güç mertebelerinden başlamak üzere, daha büyük güçlerdeki tüm uygulama alanlarında, dizel motorlarının aşırı doldurulması yaygın olarak uygulanmaktadır.

3.2.3.1 Aşırı doldurmada kullanılan kompresörler:

3.2.3.1.1 Pistonlu tip kompresörler

Pistonlu tip kompresörlerle yapılan aşırı doldurma, motor pistonunun alt yüzünden yararlanılarak çalışan veya öteleme hareketi yapan pistonlu kompresörlerle yapılmaktadır. Dengesiz öteleme atalet kuvvetleri ve çıkış basıncında büyük periyodik dalgalanma oluşması nedeniyle, yüksek hızlı motorlar için uygun değildir. Çift etkili pistonlu kompresörlerde periyodik basınç değişimi farkı daha azdır. Düşük ve orta hızlı motorlarda yüksek aşırı doldurma basıncı sağlama ve % 70-75 mertebesinde verimle çalışmaları önemli üstünlükleridir.

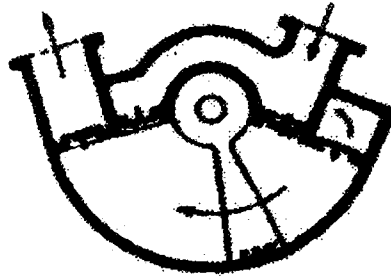


Şekil 3.1 Pistonlu kompresör (Yavaşlıo1,1988)

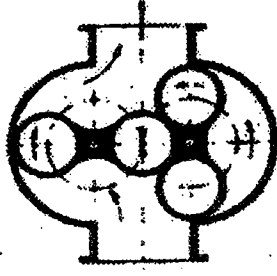
İşgal ettikleri hacmin türboraj ünitesine göre daha fazla olması ve yaklaşık 2.2 kat daha ağır olması, taşıt motorlarında uygulanmamasının belli başlı sebepleridir.

3.2.3.1.2 Deplasmanlı kompresörler

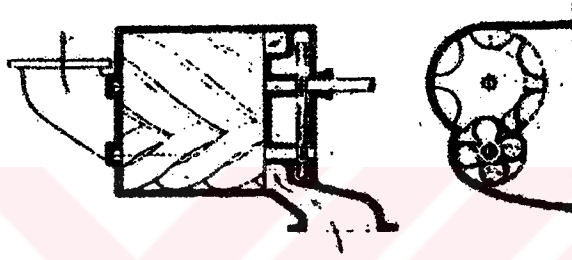
Roots tipi kompresörler aşırı doldurma uygulamasında yaygın olarak kullanılır. İki rotor zıt yönde dönecek şekilde aynı hızda tahrik edilirler. Rotorlarla muhafaza arasında $0.08 \div 0.1$ mm mertebesinde boşluk vardır. Rotorların profilleri trokoidal eğrilerden oluşur. $\epsilon_k=1,2 \div 3,0$ değerleri arasında sıkıştırma oranı sağlanabilir. Az yer işgal etme, ucuz maliyet gibi avantajlarının yanında, gürültülü çalışma %45÷55 gibi düşük toplam verim, sıkıştırma oranı arttıkça adyabatik ve volumetrik verimde azalma gibi mahsurlu yanları vardır.



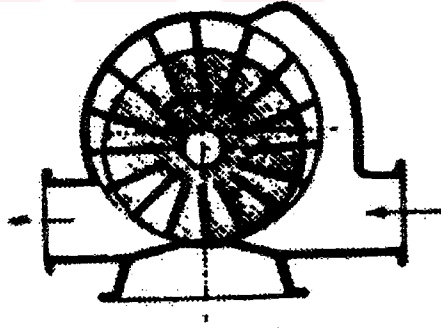
Şekil 3.2 Sarkaçlı kompresör (Yavaşlıo1,1988)



Şekil 3.3 Roots tipi kompresör (Yavaşlıol,1988)



Şekil 3.4 Vidalı tip kompresör (Yavaşlıol,1988)

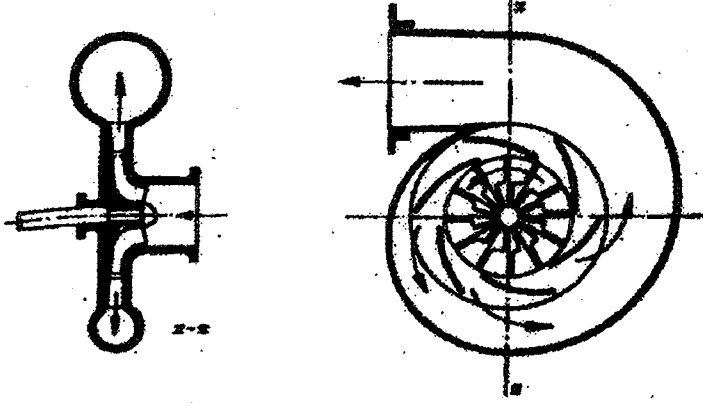


Şekil 3.5 Paletli tip kompresör (Yavaşlıol,1988)

3.2.3.1.3 Santrifüj kompresörler

Aşırı doldurma uygulamasında yaygın kullanım alanı vardır. 80000 d/d mertebesine varan yüksek hızlarda çalıştırılırlar. Tek kademedede sağlanan $\epsilon_K = 2,0/1$ sıkıştırma oranı iki veya üç kademedede daha da arttırılabilir. Dişli ile tahrik edilmesi, gürütülü çalışma, ve düşük mekanik

verim gibi olumsuzlukları da beraberinde getirir, Motor hızının en az 8 ÷12 katı hızda döndürülürler. % 65÷75 mertebesinde adyabatik verim ve % 90÷95 mertebesinde mekanik verimle çalışırlar. Yüksek hızla tahrik edilmelerinin esas nedeni, geçici rejimlerde çalışmada fazla atalet gösterilmesini önlemek için rotor çapının küçültülmesi yoluna gidilmesidir.



Şekil 3.6 Santrifüj kompresör (Yavaşlıo1,1988)

3.2.3.2 Aşırı doldurma sınırları

Dizel motorlarında aşırı doldurma üst sınırı, silindirdeki maksimum gaz basıncı seviyesiyle sınırlıdır. Aşırı doldurmasız motorların dizayn emniyet sınırlarının imkan verdiği ölçüde, aşırı doldurma uygulanması yoluyla güçlerini arttırmak mümkündür.

Aşırı doldurma basıncı, izin verilen maksimum yanma sonu basıncını sağladıktan sonra, sabit basınç çevrimine göre çalışma sağlanacak şekilde, sınırlandırılır. Bunun için sıkıştırma oranının azaltılması ve gerekse sabit basınç çevrimine yönelme motorun termik veriminin azalmasına neden olur. Bu durum aşırı doldurmanın avantajını kısmen zayıflatır.

Silindirdeki maksimum gaz basıncının artması, segman ve silindirdeki aşınmaları artırır, krank milinde, biyelde, ana ve kol yataklardaki zorlanmaları artırır, silindir kafası saplamalarında kafa contası sızdırmazlığı bozulacak derecede elastikiyete yol açabilir.

Aşırı doldurmada bir dizel motorda güvenilir çalışma şartları için, maksimum silindir gaz basıncı 85 bar, sıkıştırma oranı 15/1, ve aşırı doldurma basınç oranı 2 değerleri örnek olarak verilebilir. Bununla birlikte; aşırı doldurma basınç oranı $p_k/p_a=3,5\div4$ maksimum gaz basıncı 100÷120 bar ve $P_{mc}=10\div20$ bar mertebelerine ulaşan aşırı doldurma uygulamaları mevcuttur.

3.2.3.3 Aşırı doldurma yöntemleri

Aşırı doldurma enerjisinin elde edilmesine bağlı olarak uygulanan aşırı doldurma yöntemleri şunlardır:

- 1) Enerjisi dış kaynaktan sağlanan aşırı doldurma
- 2) Mekanik aşırı doldurma
- 3) Turboşarj

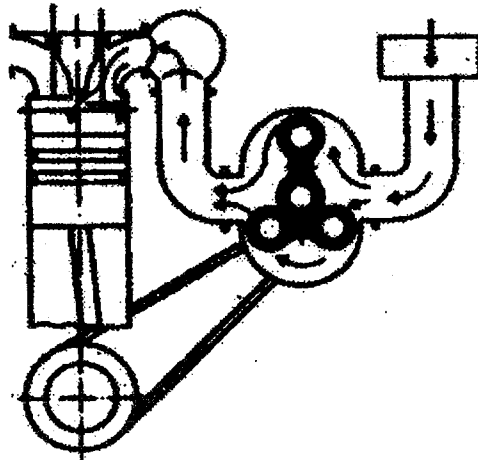
Emmedeki basınç dalgalarının enerjisinden yararlanılarak yapılan KOMPEX sistemini, mevcut problemleri nedeniyle yaygın kullanım alanı bulmuş durumdadır.

3.2.3.3.1 Enerjisi dış kaynaktan sağlanan aşırı doldurma

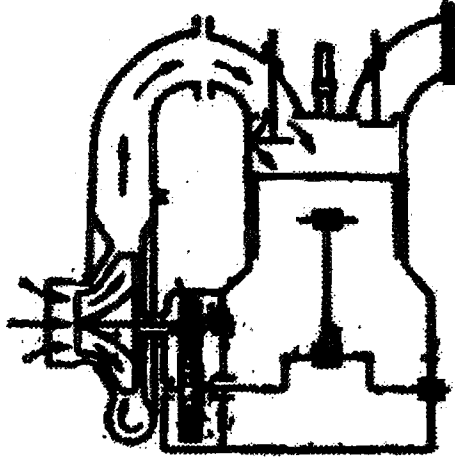
Kompresör enerjisi, motorun dışındaki bir kaynaktan sağlanır. Örneğin, şebekeden enerji alan bir elektrik motorunun tahrik ettiği kompresörle, motorun işletme hızı ve yükünden bağımsız olarak aşırı doldurma yapılabilir. Küçük bir içten yanmalı motorun gücüyle kompresör tahrik edilebilir. Ancak, yapım maliyetinin fazlalığı nedeniyle bu yöntemin yaygın uygulama alanı yoktur. Turboşarj performansının motor hızı değişiminden aşırı etkilenmesi nedeniyle bazı iki stroklu turboşarj yöntemlerinde bu yöntem uygulanmaktadır.

3.2.3.3.2 Mekanik aşırı doldurma

Bu yöntemde kompresör motor tarafından doğrudan zincir, kayış veya dişli vasıtasıyla tahrik edilir. Santrifüj ve roots tipi kompresörlerle yapılan mekanik aşırı doldurma basit ve ucuz oluşu nedeniyle, küçük, güçlü motorlarda yaygınlıkla uygulanır.



Şekil 3.7 Roots kompresörlü mekanik aşırı doldurma (Yavaşlıol,1988)



Şekil 3.8 Santrifüj kompresörlü mekanik aşırı doldurma (Yavaşlıol,1988)

Sıkıştırma etkisiyle kompresör çıkışında dolgunun sıcaklığı artar. Dolgu sıcaklığının artması silindire giren dolgu miktarını azaltacağından bunun önlenmesi için, bazı motorlarda kompresörle emme manifoldu arasına soğutucu yerleştirilir. Soğutucu kullanımı yoluna genellikle $\epsilon_k = p_k/p_0 > 2$ ve kompresör çıkışındaki sıcaklık $t_k = 110$ °C şartlarında gidilir. Dolgunun soğutulması, silindire sevk edilen dolgu miktarını artırmanın yanında, motor elementlerinin soğutulmalarına da yardımcı olarak maruz kaldıkları teknik zorlanmaları hafifletir. Normal olarak, sürekli çalışmada egzoz gazı sıcaklığının üst sınırı 600 °C'ı, kısa süreli çalışmalarda ise 650 °C'yi aşmamalıdır.

Karbüratörlü motorlarda, kompresör karbüratörden önce veya sonra sisteme yerleştirilir. Karbüratörden önce yerleştirilmesi halinde sabit seviye kabından yakıt sızması için gereken önlemin alınmasına özen gösterilmelidir. Karbüratörden sonra kompresörün yerleştirilmesi halinde ise, yanma odasından emme sistemine kaçması muhtemel yanma gazlarının emme sistemindeki karışımı tutuşturmasını ve kompresörde alev tepmesi oluşmasını önlemek için kompresörden sonra sisteme emniyet valfi yerleştirmek gereklidir.

Kompresörleri tanımlayan temel parametreler; kompresör sıkıştırma oranı $\epsilon_k = p_k/p_0$, kompresör gücü, debi ve kompresör adyabatik verimidir. Sıkıştırmanın adyabatik olduğu varsayılırsa, kompresör 1 kg havanın p_0 basıncından p_k basıncına çıkarılabilmesi için gerekli iş:

W_{ad} : Adyabatik sıkıştırma işi

c_p : Havanın özgül ısınma ısısı

T_o : Havanın sıcaklığı

ϵ_k : Sıkıştırma oranı

k : Adyabatik üst

$$W_{ad} = c_p \cdot T_o \cdot \left(\epsilon_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.12)$$

formülüyle belirlenir. Gerçekteki sıkıştırmada, ısı alışverişi ve sızdırmazlık kayıpları nedeniyle adyabatik kompresör işi fazlalaşır. Bu durum, kompresörün adyabatik verimiyle dikkate alınır ve 2.13 ifadesiyle tanınlanır

η_{ad} : Adyabatik verimi

W_k : Sıkıştırma için gerçekte harcanan iş

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_k} \quad (3.13)$$

Gerçekte 1 kg havanın kompresörde sıkıştırılması için harcanan iş; 2.14 formülüyle belirlenir

$$W_k = \frac{c_p}{\eta_{ad}} \cdot T_o \cdot \left(\epsilon_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.14)$$

Kompresör tahrik gücü ise; 2.15 formülünde görüldüğü gibi hesaplanır.

N_k : Kompresörün tahrik gücü

η_m : Mekanik verim

m_h : Hava debisi

$$N_k = \frac{W_k}{\eta_m} \cdot m_h \quad (3.15)$$

$$N_k = \frac{c_p \cdot T_o \cdot m_h}{\eta_{kt}} \cdot \left(\epsilon_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.16)$$

$$N_k = \frac{R \cdot T_o \cdot m_h}{\eta_{kt}} \cdot \left(\frac{k}{k-1} \right) \cdot \left(\epsilon_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.17)$$

$$\eta_{kt} = \eta_{ad} \cdot \eta_m \quad (3.18)$$

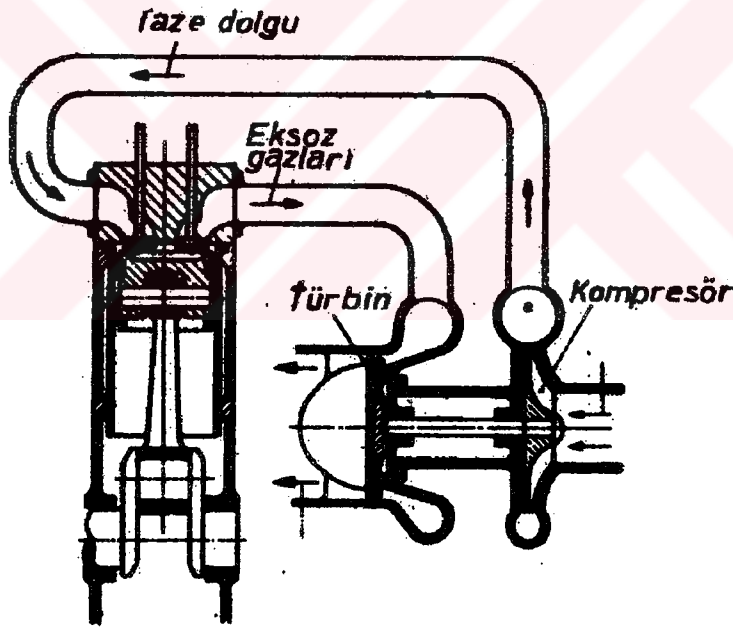
Düşük kompresör sıkıştırma oranıyla aşırı doldurmada daha yüksek adyabatik verim sağlandığı için, roots tipi kompresörler daha uygundur. Roots tipi kompresörlerde $\epsilon_k=1,3$ için

$\eta_{ad}=0.65$ mertebesinde iken, $\epsilon_k=2$ olması halinde $\eta = 0.5$ mertebesine düşmektedir.

Yüksek sıkıştırma oranlarında paletli tip kompresörler yüksek verimle çalışma sağlamakta, yüksek hızlı motorlarda ise, santrifüj veya aksiyal tip kompresörler daha yüksek adyabatik verime ulaşmaktadır.

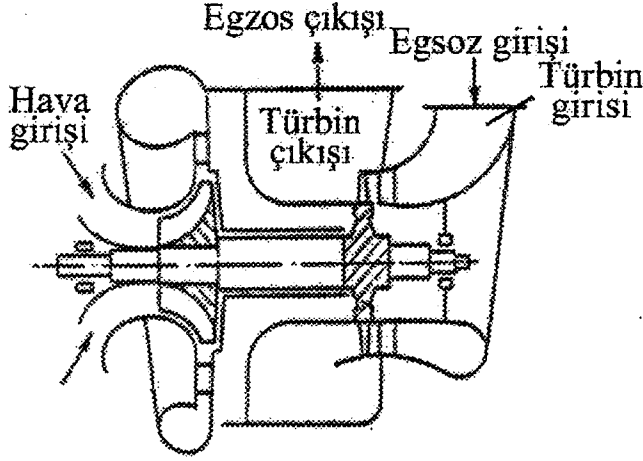
3.2.3.3 Turboşarj

Silindirden atılan egzoz gazlarının genişleme sonundaki enerjileri bir gaz türbini vasıtasıyla mekanik işe dönüştürülür. Gaz türbininin mekanik enerjisi, miline bağlı bir kompresörü tahrik ederek, aşırı doldurma havasının sıkıştırılması sağlanır. Bu şekilde türbin ve kompresör ünitesiyle sağlanan aşırı doldurma "Türboşarj" olarak tanımlanır. Türbin ve kompresör ünitesinin toplam kütlesi motor kütlelerinin %8' ini geçmez. Türboşarjlı motorlarda birim güç maliyetinin daha az olması ve %50' nin üstünde güç artışı sağlaması nedeniyle, otomotiv dahil geniş uygulama alanı vardır.



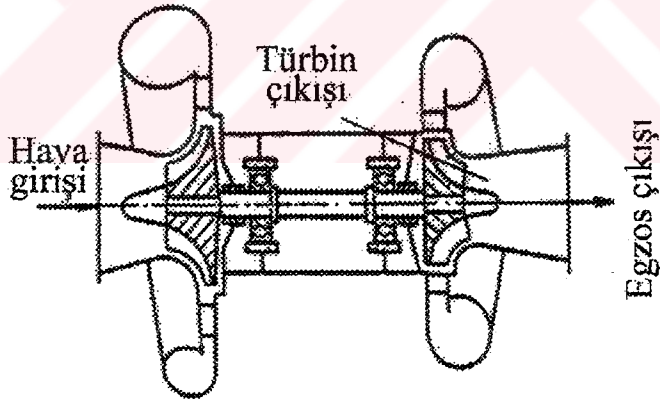
Şekil 3.9 Turboşarj yöntemiyle aşırı doldurma prensibi (Yavaşlıol,1988)

Aşırı doldurmada yanma daha çok hava fazlalık katsayısıyla gerçekleştiğinden egzoz gazlarındaki zararlı emisyon yüzdeleri azalır. Ancak yüksek yanma sonu sıcaklığı NO_x oluşumunu artırır. Turboşarjlı motorlarda hız azalması, çevrim başına silindirden atılan egzoz gazlarının fazla değişmediği göz önüne alındığında, türbine giren egzoz gazlarının sıcaklıklarının düşmesine yol açar.



Şekil 3.10 Aksial türbin ve radyal kompresörlü turboşarj ünitesi [7]

Bu durum, türbin gücünü düşürür ve daha düşük güçle tahrik edilen kompresörün çıkış basıncı p_k 'yı azaltır. Turboşarj yönteminde aşırı doldurma basıncının motor hızına bu şekilde bağımlılığı, rezerv moment sağlanamaması nedeniyle motorun ivmelenmesini kötüleştirir.

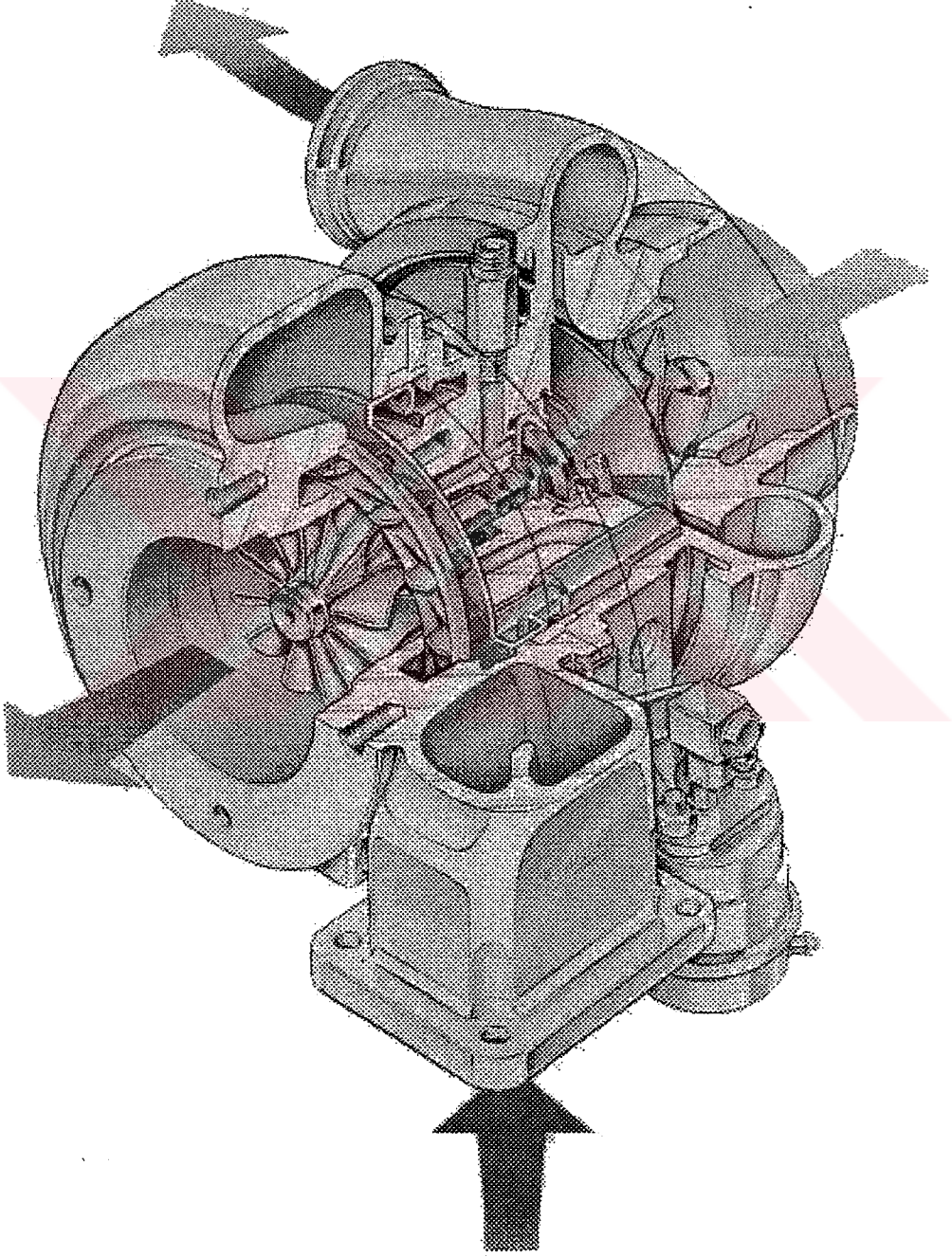


Şekil 3.11 Radyal türbin ve radyal kompresörlü turboşarj ünitesi [7]

Aşırı doldurmanın etkinleştirilmesi için, egzos süpabı serbest kesitinin zamana göre değişim değerinin artırılması için dizaynda özen gösterilmesi gerekir. $\epsilon_k > 2$ şartlarında turboşarj yöntemiyle aşırı doldurma için genelde iki egzos ve iki emme süpabı uygulaması yoluna gidilir. Mekanik ve termik zorlanmaların makul sınırlarda tutulabilmesi için 1,6÷1,8 sınırlarında tutulmalıdır. $\epsilon_k > 2 \div 2,2$ şartlarında, kompresör çıkışında hava soğutucu kullanılması yoluna gidilir. Yaklaşık olarak hava sıcaklığı 10 °C düşürülmesi yoğunluğu %3, aynı özgül yakıt

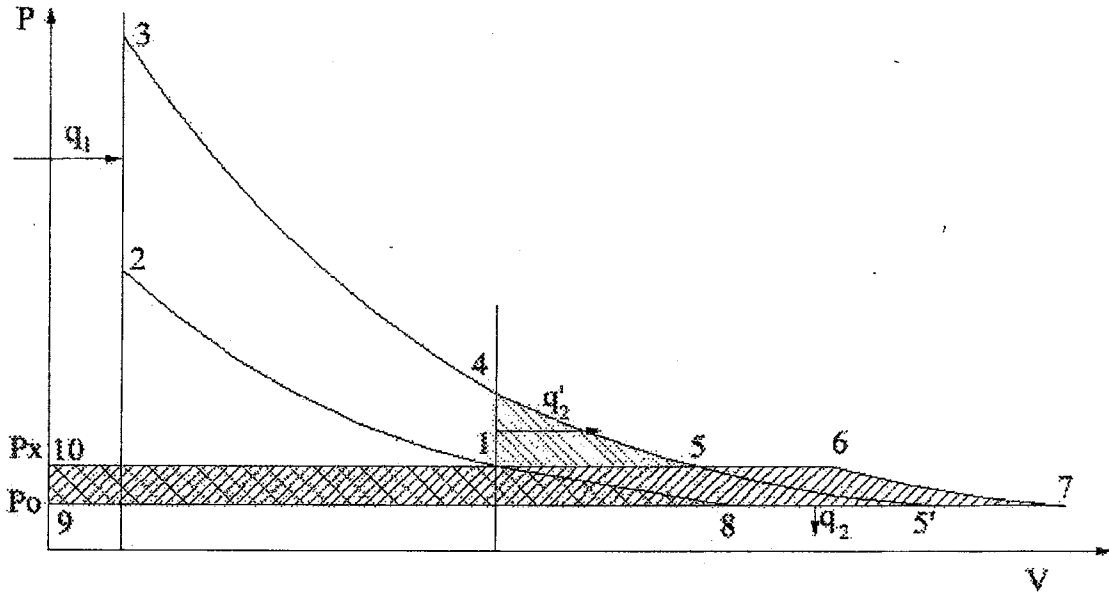
sarfiyatı için gücü %3 arttırmaktadır.

Türbin çevresel hızı taşıt motoru uygulamasında 250÷380 m/s arasındadır. Türbin rotor çapının artması türbin ünitesinin ataletini arttıracığından, bu durum motorun ivmelenmesini olumsuz etkiler. Bu nedenle türbin rotoru dış çapı küçük tutulur. Nominal işletme şartlarında, türbin hızları 50.000÷80.000 d/d arasında değişir.



Şekil 3.12 Radyal turboşarj grubu [7]

3.2.3.3.1 Turboşarj sisteminin termodinamik çevrimi



Şekil 3.13 Aşırı doldurma basıncı ve türbin giriş basınçlarının aynı olmaları halinde P-V diagramı (Yavaşlıol,1988)

8.1.10.9.8 :Kompresör işi (-)

4.5.1.4 :Silindirde genişleme olsa kazanılacak alan egzoz haciminde 4-1 arasında silindirden atılan egzoz gazlarının $p_k = \text{sabit}$ şartında 6'ya kadar genişlemesinde sıcaklığı, adyabatik genişlemeyle erişilen 5 noktasındaki sıcaklıktan $200 \div 350$ °C kadar daha fazladır.

6.7.9.10.6 :Egzoz türbininde kazanılan iş (+)

P_6 : Türbin kanatları önündeki basınç

P_1 : Kompresör çıkışındaki basınç

q_2' : 4 - 1 genişlemesinde silindirden atılan ısı, 1 - 6 arasındn türbine verilerek, türbinde kullanılır.

q_2 : Türbinde 7 - 8 arasında dış ortama atılan ısı.

Silindirdeki yanma gazlarından dışarı süpürülmeleri için gerçekte kompresör çıkışındaki p_k basıncının, türbin girişindeki P_6 basıncından daha büyük olması sağlanır. Kompresörde elde edilmesi istenen ϵ_k basınç oranı için gerekli güç ifadesi belirlenmiştir.

Gaz türbininde 1 kg gazın genişlemesinden sağlanacak adyabatik genişleme işi:

$$W_{ad} \cdot T = \frac{k_1}{k-1} \quad (3.19)$$

$$R_{ex} \cdot T_t \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_t^{k_1}} \right) \quad (3.20)$$

$$\varepsilon_t = \frac{P_6}{P_0} = \frac{P_t}{P'_0} \quad (3.21)$$

P_t, T_t :Türbin girişindeki basınç ve sıcaklık

P'_0 :Türbin çıkışındaki basınç

k_1 :Egzos gazlarının adyabat üssü

η_t :Türbin verimi

$$\eta_t = \eta_{adt} \cdot \eta_{mt}$$

W_{te} :Türbin efektif işi

$$W_{te} = \eta_t \cdot W_{adt}$$

N_t :Türbinin ürettiği güç

$$N_t = m_g \cdot W_{adt} \cdot \eta_t$$

m_g :Türbinden geçen egzos gazı miktarı

$$m_g = m_h + m_y \text{ (kg/s)}$$

Türbin verimi, (η_t) 0.65 ÷ 0.70 mertebelerindedir

.Türbinin ürettiği güç ile, istenen ε_k 'yı sağlamak için gereken kompresör gücünün eşitlenmesinde türbinde sağlanması gereken ε_t türbindeki genişleme oranı hesaplanır. Buna göre;

$$\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_o \cdot \left(\varepsilon_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{m_h}{\eta_{kt}} = \frac{k_1}{k_1-1} \cdot R_{ex} \cdot T_t \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_t^{k_1}} \right) \cdot m_g \cdot \eta_t \quad (3.22)$$

η_{ts} :Türbokompresör toplam verimi

$$\eta_{ts} = \eta_t \cdot \eta_{kt}$$

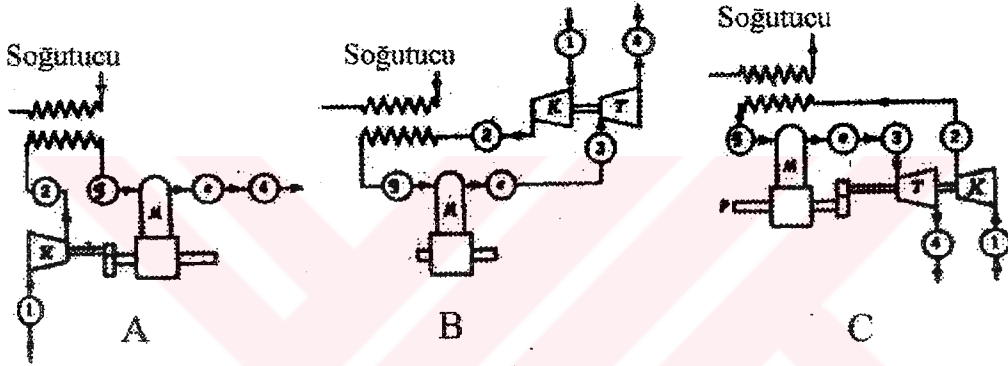
Turbo kompresör verimi 0,4÷0,6 mertebeleri arasındadır.

Kompresörde sıkıştırılırken hava ısınacaktır. Isınan havanın özgül hacmi artacaktır. Motorda silindire alınan havanın miktarı olduğu için böyle bir durumda motorun volumetrik verimi

düşecektir. Bu yüzden yüksek sıkıştırma ve ağır çalışma şartlarında ara soğutucu kullanmak uygun olacaktır

Şekil 3.14'de A ile gösterilen şema ara soğutmalı mekanik aşırı doldurma sistemini göstermektedir. B ile gösterilen şema ise ara soğutmalı turboşarj sistemini göstermektedir. C ile gösterilen şema da ise ara soğutmalı kompaund aşırı doldurma sistemini göstermektedir.

İki stroklu motorlarda yeterli süpürme sağlanabilmesi için silindire gönderilen fazla havanın bir kısmı egzoz gazlarıyla birlikte egzosdan dışarı atılır. Egzos gazlarına karışan süpürme havası gaz sıcaklığının düşmesine yol açar. Bu durum, kompresör tahrik gücünü azaltır ve problem yaratır.



Şekil 3.14 Ara soğutmalı aşırı doldurma sistemleri (Yavaşlıol,1988)

Türbin gücünün azalması, geçici rejimde çalışmayı bozma ve motor maksimum performansını düşürme aksaklıklarını beraberinde getirir. Eşit türbin ve kompresör güç şartları için, ara soğutmalı mekanik veya turboşarj sistemleri uygundur. Süpürme sağlanabilmesi için $p_k > p_t$ şartı elde edilmelidir. Türbin basıncının atmosferik basınca oranı (p_t/p_0) aşırı doldurma derecesini tanımlar.

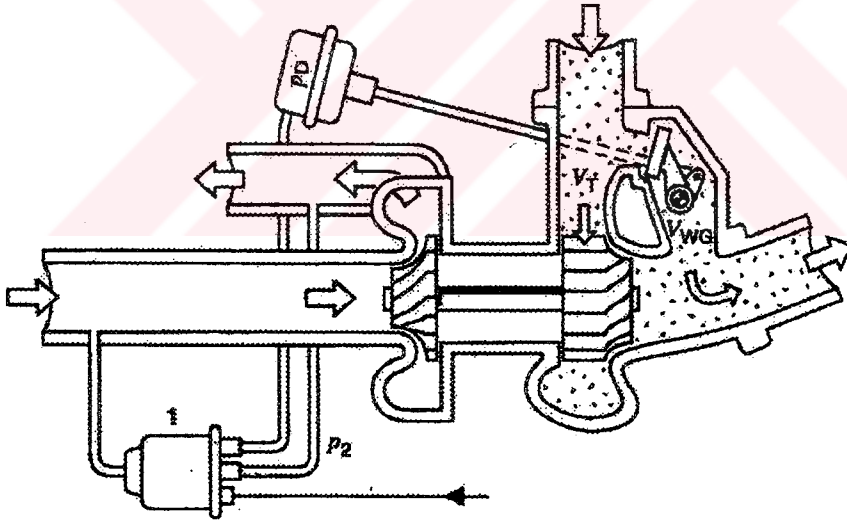
Bu aksaklığın giderilmesi ve istenilen aşırı doldurma seviyesinin sağlanabilmesi için, ihtiyacı karşılayacak şekilde sisteme mekanik tahrikli kompresör eklenir.

3.2.3.3.2 Turboşarj sisteminde vuruntunun engellenmesi

Turboşarj ile aşırı doldurulan sistemler düzenlenirken aşırı doldurmaya ihtiyaç olan devirler belirlenir. Kompresörün ve türbinin dizaynı buna göre yapılır. Sonuç olarak sisteme müdahale sınırlıdır. Vuruntu oluşumu sırasında ateşleme avansı azaltılarak önlem alınır. Ancak sisteme yine aşırı yüklenmektedir.

Otomobillerde genellikle düşük devirde yüksek tork elde etmek için turboşarj ile aşırı doldurma uygulamasına gidilmektedir. Devir yükseldikçe, düşük devirdeki aşırı doldurma miktarı motorun yapısını zorlamaya başlayacaktır. Yüksek devirlere çıkıldıkça aşırı doldurma ihtiyacı ortadan kalkacaktır. Bu nedenle yüksek devirlerde aşırı doldurma sisteminin devreden çıkarılması gerekmektedir.

Sistemin devreye sokulup çıkartılmasında pnömatik-mekanik sistem kullanılmıştır. Sistemde türbine giden egzoz gazlarının türbine girmeden dışarı atılabileceği bir by-pass kanalı vardır. Bu kanal kompresör çıkış basıncı düşükken ve gaz kelebeğinin yarattığı kısılma etkisi azken açılır. Gaz kelebeğinin kısılma etkisi gaz kelebeği açık ve motor yüksek devirde çalışırken azdır. Kompresör basıncının düşük olması motorun ralanti devrine yakın çalıştığını göstermektedir. Ancak sistemin özelliği verimi düşürmektedir. Bunun yanında düşük devirden başlayan ani hızlanma isteğinde turboşarj sisteminde bir tepki geçikmesi görülmektedir, yani sistem geçikmeyle devreye girmektedir. Bu dezavantajlar kompresör çıkış basıncı kontrolünün elektronik olarak yapılmasını gündeme getirmiştir.



- P_1 : Kontrol valfi
 P_D : Diafram basıncı
 P_2 : Kompresör çıkış basıncı
 V_T : Türbine giren gaz hacmi
 V_{WG} : By-pass gaz hacmi

Şekil 3.15 Kompresör çıkış basıncı kontrolü (Robert Bosch GmbH,1995)

Şekil 3.15’de görülen sistem elektronik kontrol ünitesinden aldığı sinyalle türbine giden egzoz gazının debisini ayarlamakta, dolayısıyla da kompresör çıkış basıncına müdahale etmektedir. Elektronik kontrol ünitesi şekilde “1” ile gösterilen kontrol valfine gönderdiği sinyalle by-pass hattını kontrol eden diafram arkasına bir basınç gönderir. Kontrol valfinde bu diafram basıncı emme manifoldu basıncı ve kompresör çıkış basıncı kullanılarak ayarlanır. Dolayısıyla kompresör çıkış basıncı düşük olduğunda by-pass hattı kapalı olmak durumundadır. Kompresör basıncının aşırı arttığı ya da motorda vuruntu söz konusu olduğunda diafram basıncı artırılarak egzoz gazlarına by-pass yaptırılır. Türbine giden gaz debisi düşünce kompresör basıncı da düşecektir. Diafram basıncının hassas bir şekilde ayarlanabilmesi sayesinde istenilen kompresör çıkış basıncı elde edilir.

3.2.4 Volumetrik verimin artırılması

Motorlarda dolgu değişimi, yakıtın yanması sonucu silindirde oluşan egzoz gazlarının egzoz süpabının açılması ile silindirden dışarı atılması ve emme süpabının açılarak yerine taze dolgunun silindire alınması olayı olarak tanımlanır. Dolgu değişiminin esas amacı mümkün olduğu kadar fazla sıcak egzoz gazlarını dışarı atıp, yerine taze dolgu emmektir. Motorlarda tüm çalışma şartları silindirin içine alınabilen taze dolgu miktarıyla ilgilidir. Böylece silindir hacmi sabit kaldığı halde daha fazla yakıt yakılarak daha fazla güç elde edilebilir. İster atmosferik ister aşırı doldurmalı olsun silindir içerisine doldurulabilen taze dolgu miktarı güç açısından önemlidir. Volumetrik verim kavramı atmosferik motorlarda daha da önem kazanmaktadır. Çünkü tanım olarak volumetrik verim; emme esnasında silindir içerisine emilen taze dolgu miktarının, silindir içerisine emilebilecek maksimum dolgu miktarına oranıdır. Aşırı doldurmalı motorlarda silindire emilebilecek maksimum dolgu miktarının üzerine kompresör yardımıyla rahatlıkla çıkılabilir.

Egzoz, süperpozisyon ve emme proseslerinden oluşan dolgu değişimine etki eden faktörler ve bunların etkileme yönleri belirtilmek istendiğinde ilk sırayı dolgu değişimi aralığının birinci aşaması olan egzoz işleminin alacağı gayet açıktır. Egzoz süpabının belirli bir avansla değil de alt ölü noktada açıldığı düşünülduğünde egzoz gazlarının dışarı atılması için yeterli zaman olmayacağından, süperpozisyon beklenen özellikler ters yönde gerçekleşecektir. Bunun nedeni, süperpozisyon prosesinin başında silindir içindeki basıncın yüksek olması nedeniyle içeriye taze dolgu giremeyecek olmasıdır. Silindir içerisinde kalan egzoz gazları yanmada da olumsuz etki yaratacaktır. Egzoz süpabının açılma avansının çok büyük olması ise yanmış gazların enerjisinden uygun bir şekilde yararlanılamamasına sebep olur.

Yanma kalitesi karışım mükemmelliği ile ilgilidir. İyi bir karışım oluşması ise gaz hareketlerinin yeterli bir düzeyde olması sonucu ortaya çıkacaktır. Gaz hareketlerinin iyi olması egzoz prosesinin yeterli olması ile gerçekleşeceğinden esas amaç olan, emme prosesinde mümkün olan en fazla dolguyu emmenin ön koşulu, egzoz prosesinin yeterli bir düzeyde olmasıyla mümkündür. Bu da egzoz süpabının belli bir avansla açılmasını gerektirmektedir. Egzoz prosesinin yeterli bir düzeyde olması süperpozisyondan beklenen özellikleri gerçekleştirecektir.

Bilindiği gibi emme süreci egzoz sürecinden hemen sonra gelir ve egzoz süreci sonunda egzoz sisteminin gösterdiği dirence bağlı olarak atmosfer basıncından daha yüksek basınçta bir miktar egzoz gazı silindir içerisinde kalır. Sıkıştırma hacminde kalan bu egzoz gazına art gaz denir. Piston Ü.Ö.N.'dan A.Ö.N.'ya giderken önce artgazların basıncı düşer. Pistonun yoluna devam etmesiyle taze dolgu emilmeye başlar. Bu durumda silindir içerisindeki basınç emme sisteminin direncine bağlı olarak atmosfer basıncının altına düşer. Sonuç olarak silindir içerisine doğru akış oluşur. Bu sırada gerek art gazlar gerekse silindir çeperlerinin sıcaklığı nedeniyle taze dolgu ısınır ve basıncı yükselir. Silindir içi basıncı ortam basıncına ulaştığında akış durur. Bu nedenlerden ötürü silindir içerisine alınabilen taze dolgu miktarı azalır. Motorda bu durum düzeltilmeye çalışıldıkça güçte artış görülecektir.

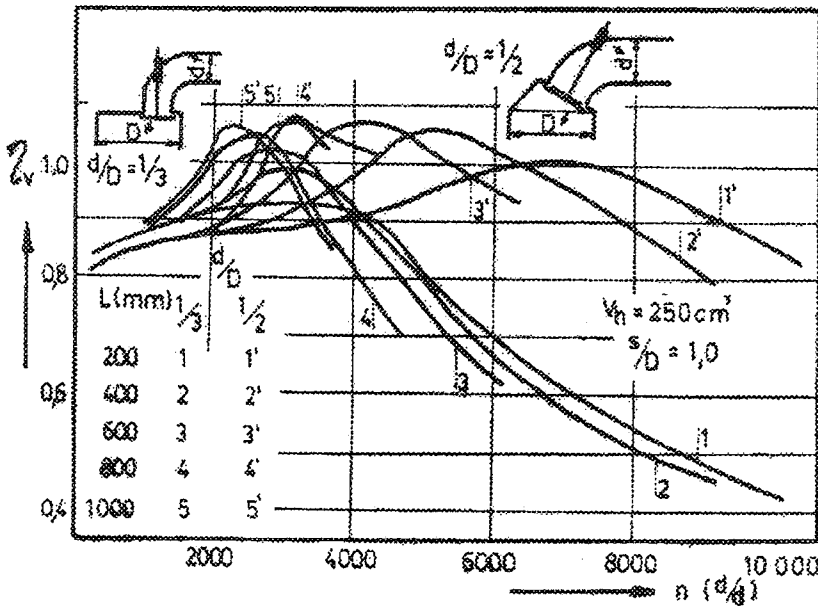
Motordaki hız artışının emme sistemindeki hidrolik kalıplara direk etkisi olduğu daha önce açıklanmıştı. Aynı zaman devir atışıyla egzoz sistemindeki kayıplar da artmaktadır. Böylece silindir içerisinde daha fazla art gaz kalır ve volumetrik verim düşer denebilir. Ancak dolgu değişiminde emme ve egzoz manifoldundaki basınç dalgalarının da etkisi vardır. Bu nedenle belli bir devir sayısına kadar volumetrik verim artar. Motor daha da hızlandıkça volumetrik verimde düşme gözlenir. Otto motorlarının güçlerinin belli bir devirden sonra düşme eğilimine girmesinin ana nedenlerinden biride budur.

Yukarıda belirtilen durumları ortadan kaldırmak amacıyla bazı konstrüktif tedbirler alınabilir. Bunlardan bir tanesi süpab kesitlerinin genişletilmesidir. Hem emme hem egzoz süpabının kesitini büyütülmesi hidro mekanik dirençleri azaltacaktır. Emme süpabı genişletildiğinde dolgu daha az kısılmaya uğrayacaktır ve rahat akacaktır. Süpab kesitlerinin büyüklüğü süpab kalkış mesafesiyle de ilgilidir. Kalkış mesafesini arttırmakla da akış rahatlatılabilir. Ayrıca süpab sayısı artırılarak silindir başı daha verimli kullanılabilir. Günümüzde silindir başına 4 süpablı motorlar standartlaşmış durumdadır. Yeni dizayn edilen tüm motorlar çok süpablıdır. Silindir kafasına yerleştirilmiş süpabların çapları büyütüldükçe süpablar arasında kalan yer azalacaktır. Süpablar birbirlerine yaklaşacak aralarında kalan et kalınlığı azalacaktır. Bu kısım

yüksek ısı gerilmelere maruz kalmaktadır. Bir taraftan sıcak egzoz gazları geçerken bir taraftan soğuk taze dolgu geçeceğinden bu arada kalan et kalınlığını oluşturan ısı gerilmelere dayanacak şekilde dizayn etmek gerekir.

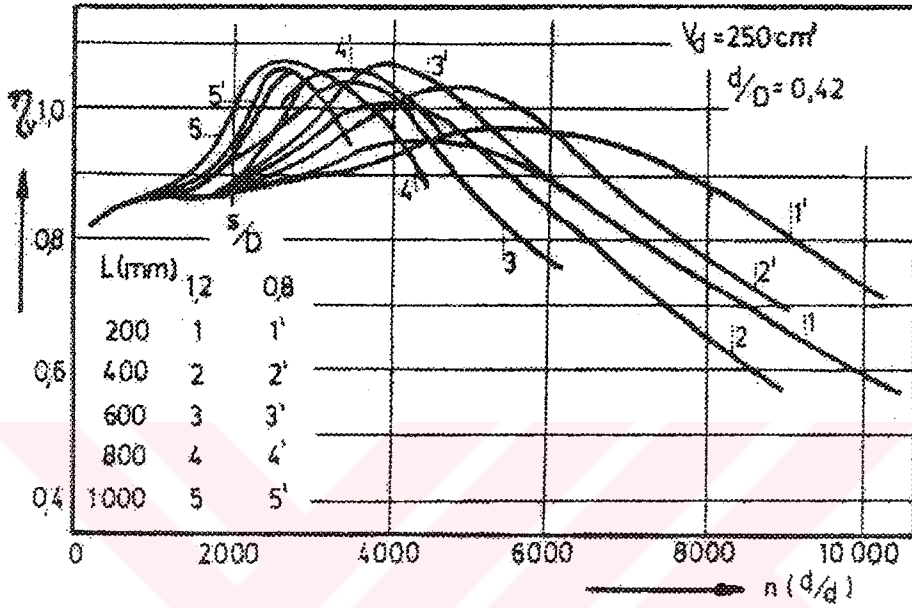
Volumetrik verimin yükseltilmesinde bir diğer önlem süpabların avansla açılıp, geçikmeyle kapanmasıdır. Emme süpabının avansla açılıp, geçikmeyle kapanması sayesinde emme süreci uzamış olur. Aynı durum egzoz süpabı ve egzoz süreci için de geçerlidir. Böylelikle de daha fazla egzoz gazı dışarı atılır ve daha fazla taze dolgu içeri alınır. Sonuç volumetrik verimin artması ve gücün yükselmesi olarak karşımıza çıkar. Ancak süpabın avansla açılması sırasında piston da üst ölü noktaya yaklaşmaktadır. Süpab zamanlaması ve süpab kalkışını sınırlayan en büyük etken de budur. Süpabların hareketleri, atalet kuvvetleri sebebiyle istediği kadar hızlı olamamaktadır. Süpab hareketlerini keskinleştirmek süpab üzerine binen yükleri arttırmaktadır. Yüksek devirlerde süpabın kam mili profilini tam olarak takip edebilmesi için süpab yaylarının sertleştirilmesi gerekir. Bu durum mekanik kayıpları arttıracak ve kam mili tahrik sisteminde zorlamalara sebep olacaktır.

Motorun volumetrik veriminin mümkün olduğu kadar yüksek olması için motorun çalışma hızına uygun emme kanalı kesiti ve boyunun belirlenmesi gereklidir. Emme kanalındaki kayıpları en düşük seviyede tutmak için düşünülmesi gereken ana unsurlar, emme kanal çapının mümkün olduğu kadar büyük ve yüzey pürüzlülüğünün mümkün olduğu kadar az olmasıdır.



Şekil 3.16 Emme kanalı uzunluğuna ve kanal / silindir çapına göre volumetrik verimin değişimi (Gülen,1981)

Küçük çaplı emme kanalları düşük devirlerde büyük çaplı emme kanallarından daha iyi bir volumetrik verim sağlarken, devir yükseldikçe küçük emme kanalları, volumetrik verimde hızlı bir düşüşe sebep olur. Yüksek devirlerde büyük çaplı emme kanalları daha iyi bir performans gösterirler. Büyük emme kanalı çapları daha geniş bir devir aralığında yüksek volumetrik verim sağlarlar.



Şekil 3.17 Strok/çap oranı ve emme kanalı boyunun volumetrik verim üzerindeki etkisi (Gülen,1981)

Öte yandan, özellikle yüksek devir sayılarında emme kanalı boyunun volumetrik verime önemli miktarda etki ettiğini de gözden uzak tutmamak gereklidir. Düşük devirlerde uzun emme kanalları artı performans getirirken yüksek devirlerde kısa emme kanalları volumetrik verimin daha yüksek olmasını sağlarlar

Ayrıca vuruntu olayının motora zarar verdiği ve gücü düşürdüğünden bahsedilmiştir. Süpab bindirmesi yada süpabların süper pozisyon durumu egzoz ve emme süpablarının aynı anda açık olma durumudur. Bu süre uzarsa vuruntu olasılığı da azalır. Bu durumda egzoz gazları silindir içerisinden emme havasıyla tamamen süpürülür. Silindir içerisindeki art gaz miktarı azalır. Aynı zamanda taze dolgu art gazlar tarafından ısıtılmadığı için sıcaklığı düşük olur. Böylece vuruntu olasılığı da azalır. Ancak bu durum otto motorlarında süpürücü gaz hava-yakıt karışımı olduğundan bir miktar yakıtın yanmadan dışarı atılmasına sebep olur. Bu durum yakıt harcamasını artırır. Dizel motorlarında böyle bir problem yoktur, çünkü süpürücü gaz sadece havadır.

3.2.4.1 Süpab zamanlaması konusunda konstruktif uygulamalar

Volumetrik verimin artırılması konusunda yapılan çalışmalar sonucu günümüzde kullanılan yüksek devirli ve geniş çalışma aralığına sahip motorda bazı uygulamalar yapılması ihtiyacı doğmuştur. Bu uygulamalar “değişken süpab zamanlaması sistemleri” adı altında toplanmaktadır. Bu sistemlerde motordaki süpabların zamanlaması devirlere göre değişir. Havanın silindire giriş ve çıkışı devirlere göre farklılık gösterir. Normal motorlarda daha çok kullanılan orta devirlere göre süpab zamanları belirlenirken, yarış otomobillerinde de yüksek devirlere göre zamanlamalar kullanılır. Binek otomobillerinin motorları bu nedenle motor orta devirlerde verimli çalışırken ralanti gibi çok düşük devirlerde ve çok yüksek devirlerde yeterince verimli değildir. Aynı şekilde yüksek devirlerde performans sağlayacak şekilde hazırlanan motorlar da düşük devirlerde verimli çalışmaz. Bunun sonucu olarak çok yakıt tüketirler. Değişken süpab zamanlaması bu iki farklı ayarın motora aynı anda uygulanmasına olanak tanıyor. Motor işletim sistemi devire göre hangi süpab zamanlamasının kullanılacağını belirliyor ve her devirde en verimli çalışmayı sağlıyor. Böylece motor düşük devirlerde az yakıt tüketirken yüksek devirlerde de iyi bir performans sunuyor. Değişken süpab zamanlamasına sahip motorlarda motor hacminin litresi başına elde edilen güç yüksektir.

Kam mili zamanlaması değişik yollardan otto motorlarında şu etkileri gösterir;

- Düşük yakıt harcamı ve egzoz emisyonlarına karşın yüksek tork ve güç çıkışı
- Hava yakıt karışım kontrolü
- Gelişmiş yada tamamiyle değiştirilebilir emme ve egzoz ayarlaması

Emme süpabının kapanışı, motor devrine bağlı olarak silindirin doldurulmasında kesin rol oynar. Eğer emme valfi erken kapanırsa düşük devirlerde maksimum dolgu alınabilir, çünkü emme süreci zaman olarak uzundur. Yüksek devirlerde ise emme strokuna denk gelen zaman azalacağından emme aynı başarıyla yapılamaz.

Ayrıca süpabları süper pozisyonu silindir içerisinde kalan artık gazların miktarını belirler.

Emme zamanını arttırmak için emme süpabı açılış avansı çok arttırılırsa, piston içerisinde basıncı yüksek olan artık gazlar emme manifolduna geçmeye çalışacaktır. Bu durum bir sonraki çevrimdeki artık gaz oranını arttırırken, taze dolgu miktarını azaltacaktır. Dolayısıyla volumetrik verim düşecek, bunun sonucu olarak da elde edilen güç düşecek yakıt harcamı artacaktır.

Emme sürecinin geç bitmesi durumunda silindire alınabilecek taze dolgu miktarı artacağından artık gaz oranı azalacaktır. Bunun sonucu olarak özgül yakıt harcamı düşecek ve yumuşak bir

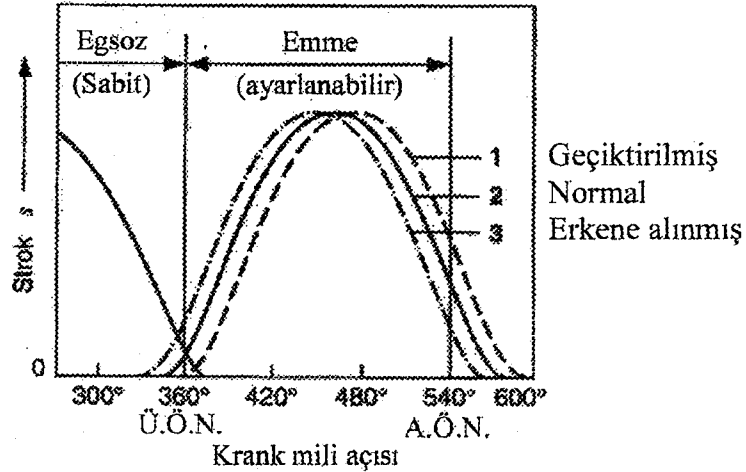
çalışma şartı elde edilecektir.

3.2.4.1.1 Kam mili açısının değiştirilmesi

Hidrolik yada elektronik aktivatörler kam milini motor devrine karşılık geldiği kadar çevirirler. Bu sistem egzoz ve emme süpabına ayrı ayrı uygulanır. Ayrıca uygulanan süpabın açılma-kapanma süresini etkilemeden, açılma avansını öne aldığı kadar kapanma geçikmesinide azaltır.

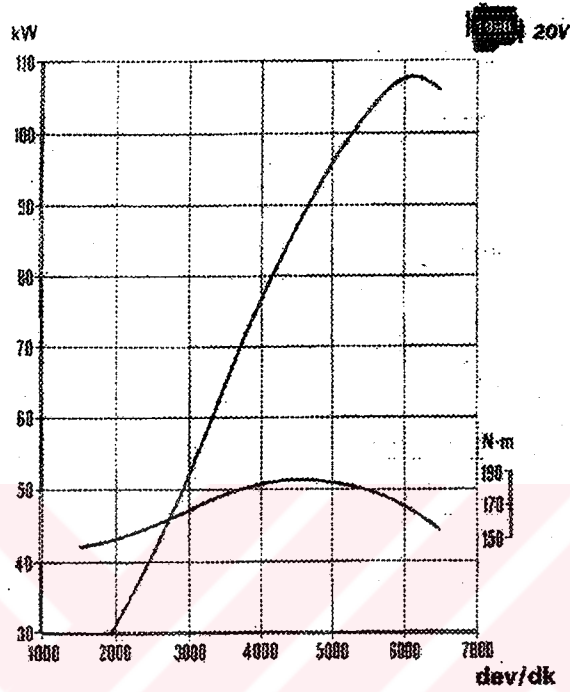
Orta devirlerde emme süpabı açılma avansının artırılması ve emme süpabı kapanma geçikmesinin azaltılması egzoz gazlarının süpürülmesi ve maksimum dolgu değişimi seviyesine ulaşılmasını sağlamaktadır. Bu durum orta devirlerde yanmanın iyileşmesine dolayısıyla düşük yakıt harcamı ve egzoz emisyonuna ulaşılmasını sağlamaktadır. Böylece orta devirlerde güç artacaktır.

Emme süpabı açılma avansının azaltılması ve emme süpabı kapanma geçikmesinin artırılması ralanti devrinde silindir içerisindeki artık gazların hızı süpürme etkisi yapamayacak kadar düşük olan taze dolguya karışmasını engelleyecektir. Yüksek devirlerde ise artık gaz basıncı yüksek olduğu için taze dolgunun silindir içerisine girmesini engelleyeceğinden emme süpabı açılma avansını küçük tutmak gerekir. Bu durumda emme süpabı kapanma geçikmesi de artacağından taze dolgunun kinetik enerjisinden yararlanır. Piston hızının yüksek olması nedeniyle taze dolgu hızı yüksektir. Silindir emme strokunu bitirdikten sonra belli bir süre taze dolgunun hızından dolayı sahip olduğu kinetik enerjinin basınca dönüşmesi sonucu akışkanın basıncı silindir içi basıncından büyük olacaktır ve bu sürede basınçlar dengeleninceye kadar silindir içerisine taze dolgu girişi devam edecektir.



Şekil 3.18 Krank mili açısına bağlı olarak süpab stroku (Robert Bosch GmbH, 1995)

Yüksek hızdaki güç ve yüksek hızdaki tork için; yüksek performans sağlaması amacıyla, emme kam mili üzerinde ve kam mili dişlisine göre açısal konumunu değiştiren bir kısımdan oluşan emme kam mili zamanlama değiştiricisi Fiat tarafından Bravo adlı modelin 5 silindirli 1998 cm³'lük motorunda kullanılmıştır.



Şekil 3.19 Fiat Bravo 2.0 20V motorunun performans grafiği (Tofaş Oto Ticaret A.Ş., 1998)

Zamanlama değiştiricisi; elektronik kontrol ünitesi tarafından, motor yükü koşullarına göre emme manifoldu üzerine yerleştirilmiş debimetre, Ü.Ö.N. ve devir sensörünce alınan sinyaller ile emme zamanını öne almaktadır. Bu işleme "tork operasyonu" denilmektedir

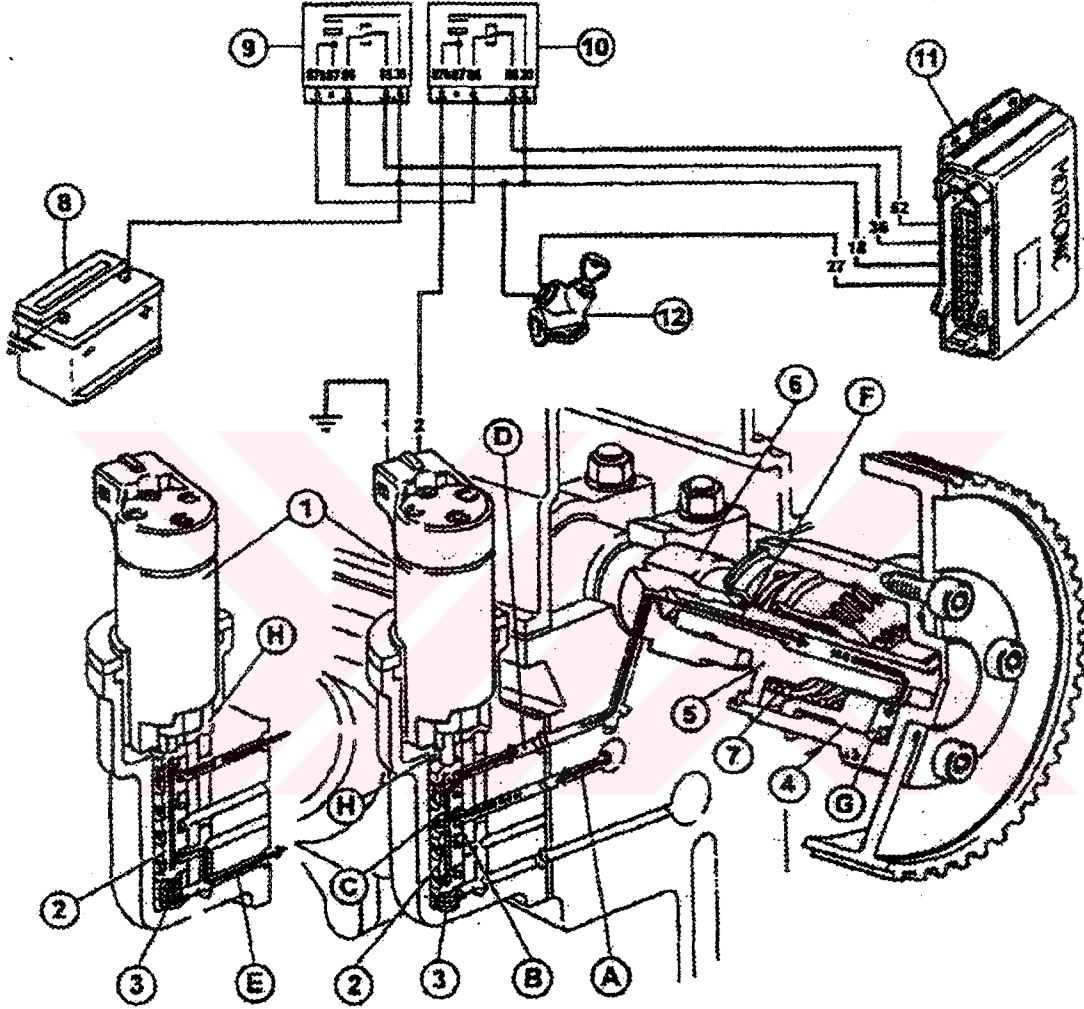
Motor ralanti devrinde ve motor soğutma suyu sıcaklığı 40 °C'nin altında iken veya motorun devri 4800 d/d'yı geçtiğinde zamanlama değiştiricisinin akımı kesilir.

Sistem şu şekilde çalışmaktadır. Valf Şekil 3.19'da gösterilen "A" kanalından gelen yağın; yay basıncı karşısında kalkık durumda kalarak, zamanlama değiştiricisine gelmesini engeller. Bu durumda; emme süpablarının zaman ayarı, aynı durumda kalır.

Motor devri 4800 d/d'nin altında, motor suyu sıcaklığı 40 °C'nin ve gaz kelebek açıklığı da 8°'nin üstünde iken, zamanlama değiştiricisine akım verilir ve valf aşağı doğru iner.

"A" kanalından gelen yağ; pistonun "B" haznesine ve özel bir aralık yoluyla haznenin içinde bulunan "C" kanalının içine akar. Yağ "G" haznesine "D" ve "F" kanalları aracılığıyla erişir.

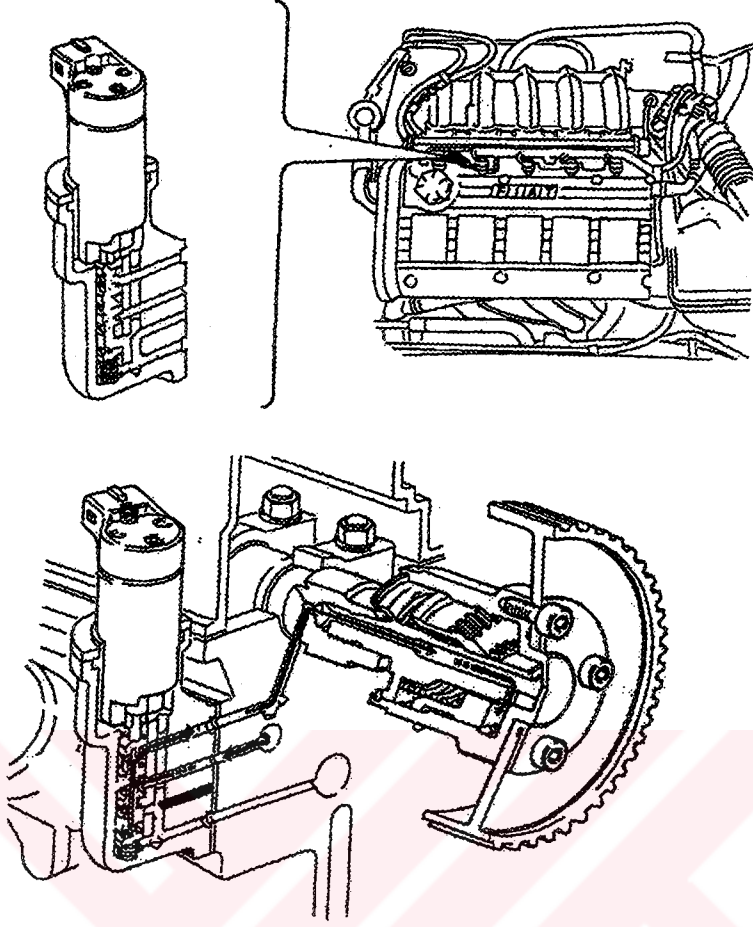
Pistonu; akselnel şekilde motora doğru hareket ettirerek pistonun dış kısmında helisel dişler bulunduğu için bu akselnel hareket kendisinin saat yönünde dönmesini sağlar. Bu dönüş ile düz dişli aracılığıyla kam milinin dış açılmış tarafına vidalanmış olan helisel dişliye aktarılıp hareketini kam miline iletir. Böylece emme süpabların açılma avansı 9° artmış, kapanma geçikmesi 9° artmış olur.



- | | | |
|--------------------------|----------------|---|
| 1- Zamanlama değiştirici | 5- Dişli | 9- Elektronik kontrol ünitesi sistem rölesi |
| 2- Valf | 6- Kam mili | 10- Zamanlama değiştirici rölesi |
| 3- Yay | 7- Piston yayı | 11- Elektronik kontrol ünitesi |
| 4- Piston | 8- Akümülatör | 12- Kontak |

Şekil 3.20 Emme kam mili değiştiricisi sistem elemanları (Tofaş Oto Ticaret A.Ş.,1998)

Zamanlama değiştiricisinin akımı kesilince valf başlangıçtaki konumuna dönerek, basınç altındaki yağın "G" haznesine akmasını sağlar. Ancak; karşı koyan piston yayı kuvvetiyle geriye dönmesine izin verilir. Yağ; "H" haznesinden, "E" boşaltma kanalı aracılığıyla kartere geri döner.



Şekil 3.21 Emme kam mili zamanlama değıştiricisi (Tofaş Oto Ticaret A.Ş.,1998)

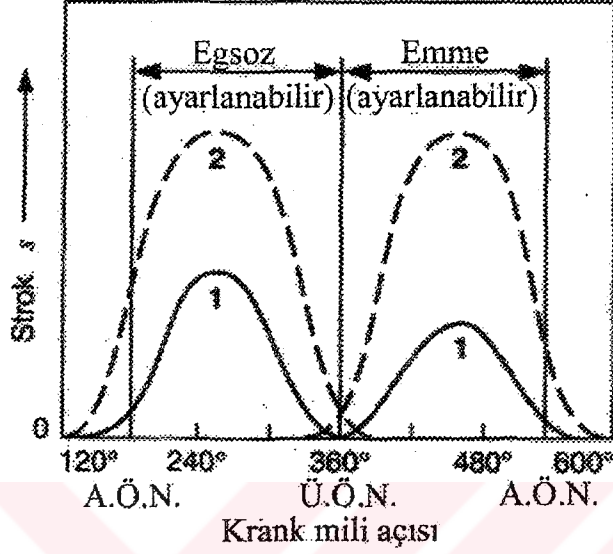
3.2.4.1.2 Kam mili profili kontrolü

Kam mili üzerindeki profiller külbütörler vasıtasıyla ya da direk olarak süpablara temas halinde çalışırken, üzerlerindeki profil gereği süpabları hareket ettirirler. Kam mili üzerindeki profiller süpabın açılış ve kapanış zamanını, ne kadar açık kalacağını ve hangi hızda açılıp kapanacağını belirlerler. Bunun yanında süpabın strokunu da belirlediklerinden taze dolgunun veya egzoz gazının geçeceği kesiti de belirlemiş olurlar.

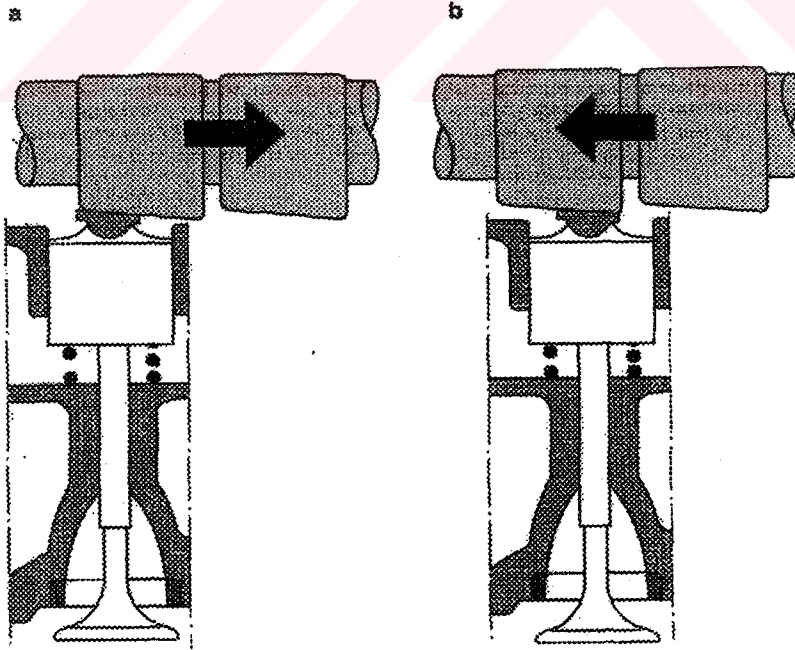
Süpab çevresinden geçen akışkanın debisi ve hızı geçeceği kesitle ilişkilidir. Taze dolgu veya egzoz gazı süpab yüzeyi ile silindir üst kesimi arasında kalan boşluktan geçer. Süpabın kalkış mesafesi değıştirildiğinde akış kesidi de değıştirilmiş olmaktadır. Yüksek hızlarda hidrodinamik kayıplar arttığından kesit genişletilerek bu kayıplar azaltılabilir.

Şekil 3.22’de görülen sistemde kam mili elektronik kontrol ünitesi kontrolünde hidrolik bir piston yardımıyla aksel olarak kaydırılıyor. Bu durumdan tüm süpablar etkilenmektedir. “a” durumu düşük devirler için uygun olmaktadır. Devir yükseldikçe hidrolik pistonun baskısıyla

kam mili hareket ettirilir ve "b" durumu elde edilir. Böylece süpab stroku büyümüş olur, ancak aynı zamanda süpabların açılma-kapanma hızı da artmış olmaktadır. Bu durumda sürekli çalışma süpablara zarar verebilir. Bu nedenle düşük devirlerde kısa strok ve yavaş kalkış uygun olmaktadır.



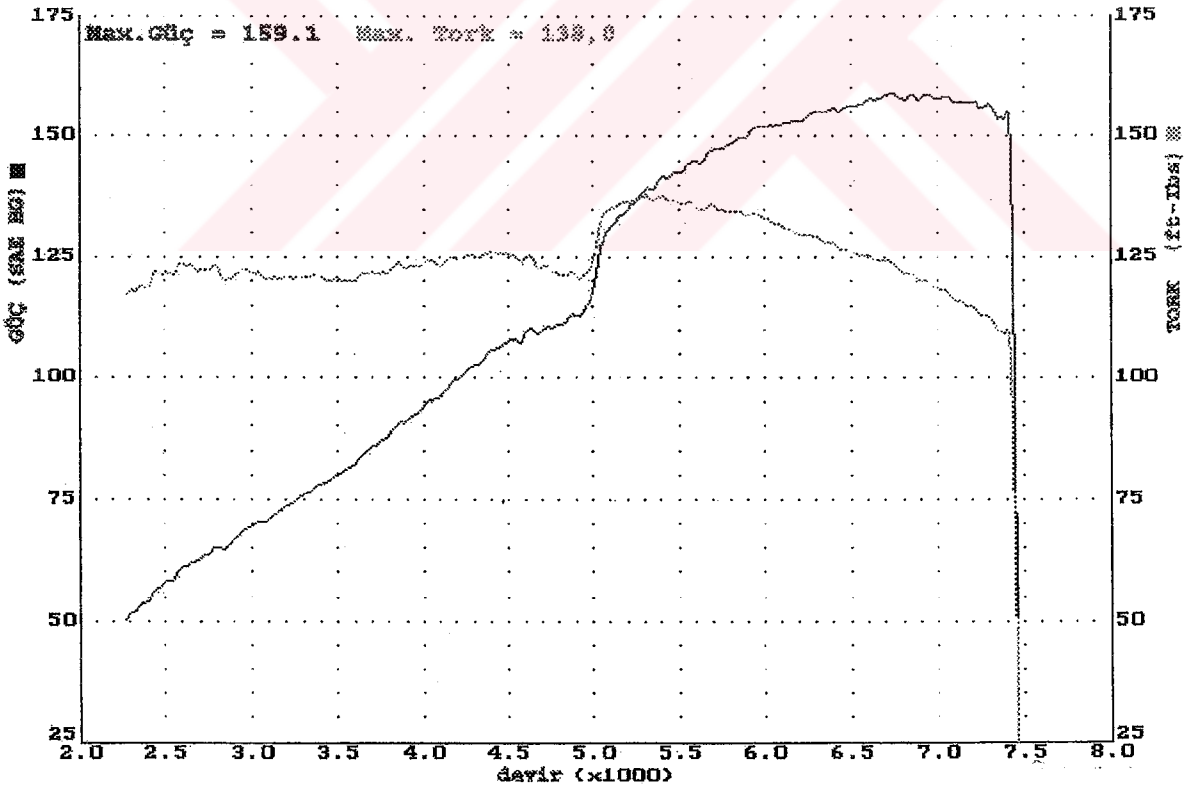
Şekil 3.22 Krank açısına göre değişken profilli kam miliyle süpab kalkışları (1) Minimum kalkış durumu (2) Maksimum kalkış durumu (Robert Bosch GmbH,1995)



Şekil 3.23 Hidrolik hareketli, değişken profilli kam milli süpab sistemi (a: Düşük devirde minimum kalkış durumu, b: Yüksek devirlerde maksimum kalkış durumu) (Robert Bosch GmbH,1995)

Kam profilinin konik olarak genişletilmesiyle sadece süpab stroku değiştirilir. Kalkışım artması çok az da olsa süpab zamanlamalarının da değiştirir. Ancak gelişmiş üretim teknikleri ile profilin genişlerken geometrik eliptikliğinde de değişim yapılmasıyla zamanlama da değiştirilebilir.

Japon Honda firması VTEC ismini verdiği sisteminde daha farklı bir yöntem uygulamıştır. VTEC sisteminde her süpab çifti için 3 adet kam mili profili ve bunların külbütörleri bulunmaktadır. Süpabların hizalarında kendi külbütörleri ve bunların takip ettiği kam mili profilleri vardır. Bu külbütörlerin arasında hiç bir süpaba basmayan sadece kam mili profilini takip eden bir üçüncü külbütör vardır. Dıştaki kam mili profilinin dizaynı motor orta ve düşük devirlerde ekonomik çalışacak şekilde dizayn edilmiştir. Ortadaki profil ise yüksek devirlerde yüksek güç elde edilecek şekilde dizayn edilmiştir ve stroku daha fazladır. Bu profil düşük devirlerde çalışsaydı yüksek yakıt harcamına sebep olacaktı. Diğer iki profil yüksek devirde çalışmaya zorlansa düşük güç ve motor verimi elde edilecekti, zaten bu sebeplerden dolayı motor yüksek devire çıkamayacaktı.



Şekil 3.24 Honda DOHC VTEC 1.6 lt motorunun performans eğrisi [3]

Sistem motor 4500 d/d'ya ulaştığında, motor sıcak ve araç hareketli iken profil değiştirme

işlemine yapar. 4500 d/d'nın altında düşük hız profilini kullanırken, bu devrin üzerinde yüksek hız profilini kullanılır. Motorun devre göre moment grafiğinde ayrı iki kam mili profili kullanımından dolayı iki ayrı maksimum moment noktası bulunur. Şekil 3.24'de verilen performans eğrisinde de profil değişim devrinde torkda ve güçteki değişim görülmektedir.

Şartlar uygun olduğunda elektronik kontrol ünitesi düşük devirlerde kullandığı profillerin karşılığı olan külbütörleri ortada bulunan ve yüksek devirler için dizayn edilmiş profilin külbütörüne hidrolik pistonlarla kilitler. Böylece diğer iki profil boşa kalır. Yüksek hız profilinin stroku diğerlerinden yüksek olduğundan esas külbütörler bu profile deymezler ve hareketlerini ortadaki külbütörden alırlar.

Yüksek hızdan düşük hız bölgesine geçerken birbirine kilitlenmiş külbütörleri üzerlerindeki piston ve basınçlı yağ baskısını kaldırarak birbirlerinden ayırır ve ilk konumlarına gelir. Bu durumda külbütör ve süpab sistemi geleneksel motorlardaki gibi çalışır.

Motorda her hangi bir arıza olduğunda yada motor kapatıldığında yağ basıncı düşeceğinden, otomatik olarak külbütörler yay etkisiyle normal şartlarına yani düşük devir kam profiline döner.

Bu sistem bu günlerde üretimi süren Honda'nın S2000 tipli aracının 2000 cm³'lük motoruna uygulandığında 8300 d/d'da 240 B.G.'ne ulaşan ve maksimum torku 7500 d/d'da 204 Nm (151 lbf-ft) olan bir motor ortaya çıkmıştır.

3.2.4.2 Volumetrik verimin hesaplanması

Volumetrik verimin hesaplanmasında en önemli parametreler ortamdaki hava sıcaklığı, taze dolgunun emme kanalından geçtiği sıradaki sıcaklık artışı, sıkıştırma oranı, atmosfer basıncı, emme sonu basıncı, egzoz sonu basıncıdır.

Motor devri arttıkça;

Emme kanalındaki hız ve debi artacağından dolgunun sıcaklık artışı azalacaktır.

Yanma sonu basıncı yükseleceğinden egzoz basıncı da yükselir.

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_0} \cdot (\varphi_{ch} \cdot \epsilon \cdot P_a - P_r) \quad (3.23)$$

T_0 : Ortamdaki hava sıcaklığı

ΔT	: Taze dolgunun emme kanalından geçtiği sıradaki sıcaklık artışı
ε	: Sıkıştırma oranı
P_0	: Atmosfer basıncı
P_a	: Emme sonu basıncı
P_r	: Egsoz sonu basıncı
φ_{ch}	: Doldurma katsayısı

Burada etken değer, emme sonu basıncıdır. Volumetrik verimin belirlenmesi için silindir içerisindeki basınç değişiminin ve emme sonu basıncının belirlenmesi gerekir. Emme prosesinin incelenmesi için dolgu değişimini etkileyen fiziksel ve termodinamiksel bir çok olayın incelenmesi gerekir. Fiziksel ve mekanik olaylar kam mili profilinin geometrik özelliklerinin belirlenmesi, süpap serbest kesit alanının ve süpap akış katsayısının değişiminin hesaplanması ve krank hareketi ile silindir hacmi değişim fonksiyonu ortaya çıkartılmasıdır. Bu konularla birlikte termodinamik bağıntılar kullanılarak silindir içi basıncı hesaplanabilir. Hesaplamaların hepsi krank mili açısının fonksiyonu olarak ortaya konmalıdır. Böylece basınç değişimi krank milinin fonksiyonu olarak belirlenebilir ve emme prosesi sırasındaki basınç değişimi hesaplanabilir. Hesaplama yöntemi; krank mili açısı kademe kademe arttırarak her durum için hesapların tekrarlanmasıdır. Bu tekrarlar hesaplamayı çok uzatacağından bu hesaplamaların bilgisayara yaptırılması gerekir.

3.2.4.2.1 Kam mili profilinin belirlenmesi

Günümüzde kam mili profili üretiminde üç değişik profil şekli kullanılmaktadır. Bunlar; konveks, tanjansiyel ve harmonik olarak adlandırılmaktadır. Harmonik kam profili geometrik olarak en karmaşık olanıdır. Tanjansiyel ve konveks kam profillerinde bir tepe yarıçapı vardır. Konveks kam profilinde bu tepe dairesinin merkezi profil ana dairesi üzerindedir ve yarı çapı profilin itme yüksekliğine eşittir. Bu iki daire büyük yarı çaplı bir yay ile birbirlerine bağlanır. Tanjansiyel kam profilinde ise profil ana dairesinden süpap açılma ve kapanma noktalarından iki teğet çıkartılır. Profilin en yüksek noktasından geçen ve bu iki doğruya teğet bir daire çizilir. Bu profil çeşitleri arasında geometrik olarak en basiti tanjansiyel kam profilidir. Ancak bu tip profillerde süpap ivmeleri yüksek olmaktadır. Hesaplama konusu süpap ve süpap yaylarının mukavemeti olmadığı için aralarında çok önemli bir fark kalmamaktadır. Hesaplamanın basitleştirilmesi açısından tanjansiyel kam profili kullanılmıştır.

$$\beta_{\text{simr}} = \arctan\left(\frac{r_2 \cdot \sin(\varphi)}{r_0 + h_{\text{max}} - r_2 + r_2 \cos(\varphi)}\right) \quad (3.26)$$

$$\alpha = \left| \frac{\text{KMA}^\circ + \varphi_{\text{ad}} - 360}{2} - \varphi \right| \quad (3.27)$$

$\alpha \geq \beta_{\text{simr}}$ ise;

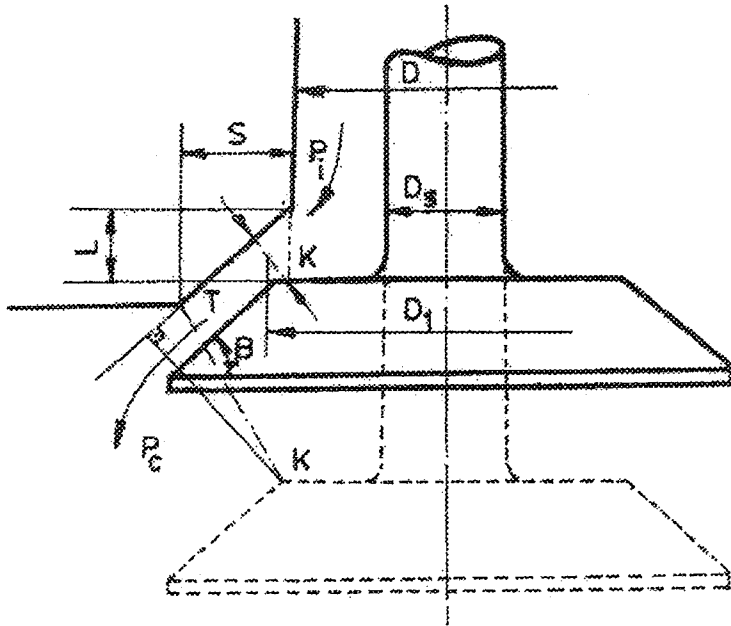
$$h_i = \frac{r_0}{\cos(\varphi - \alpha)} - r_0 \quad (3.28)$$

$\alpha < \beta_{\text{simr}}$ ise;

$$h_i = (r_0 - r_2 + h_{\text{max}}) \cdot \cos(\alpha) + \sqrt{r_2^2 - ((r_0 - r_2 + h_{\text{max}}) \cdot \sin(\alpha))^2} - r_0 \quad (3.29)$$

3.2.4.2.2 Süpap serbest kesit alanının değişim

Süpap serbest kesitine giriş ve çıkıştaki basınçlar bilirse, her bir süpap kalkış pozisyonunda silindire geçen akışkan kütlelerini belirlemek mümkündür. Süpap serbest kesitinin büyüklüğü, süpap kalkış miktarına, süpabın ve oturma yüzeyinin geometrik boyutlarına bağlıdır. Şekilde süpap kalkış oranına bağlı olarak süpap serbest kesitinin değişimi görülmektedir. Süpap serbest kesitini hesaplabilmek için üç farklı süpap kalkış pozisyonunun dikkate alınması gereklidir.



Şekil 3.26 Süpap kalkışına bağlı olarak, süpap serbest kesitinin değişimi

- S : Süpap oturma yüzeyi genişliği
 L : Süpap stroku
 β : Süpap oturma yüzeyinin yatayla yaptığı açı
 D : Süpap alt yüzeyi çapı (emme kanalı çapı)
 D_s : Süpap sapı çapı

Süpap serbest kesitinin süpap ve süpap oturma yüzeyi arasında olduğu durumda A_1 Formulu kullanılmalıdır. Bunun bir başka ifadesi de; $s / (\sin\beta \cdot \cos\beta) \geq L > 0$ 'dır. Bu durumda süpap serbest kesit alanı süpap oturma yüzeyi ile süpap arasında kalan süpap oturma yüzeyi dikmesinin yanal yüzeyini oluşturduğu kesik koninin yanal yüzey alanıdır.

$$A_1 = \pi \cdot L \cdot \cos\beta (D + L \cdot \cos\beta \cdot \sin\beta) \quad (3.30)$$

Süpap üst yüzeyi süpap oturma yüzeyinin alt noktasını geçtiği andan itibaren A_2 formulu kullanılır. Bunun bir başka ifadesi de; $L > S / (\sin\beta \cdot \cos\beta)$ 'dir. Süpap kesit alanı [KT] doğrusunun yanal alanını oluşturduğu, D ve (D+2S) çaplı dairelerin tavan ve tabanı oluşturduğu kesik koninin yanal alanını ifade eder.

$$A_2 = \pi \cdot (D + s) \sqrt{\frac{S^2}{\cos^2\beta} + L^2 - 2 \cdot S \cdot L \cdot \tan\beta} \quad (3.31)$$

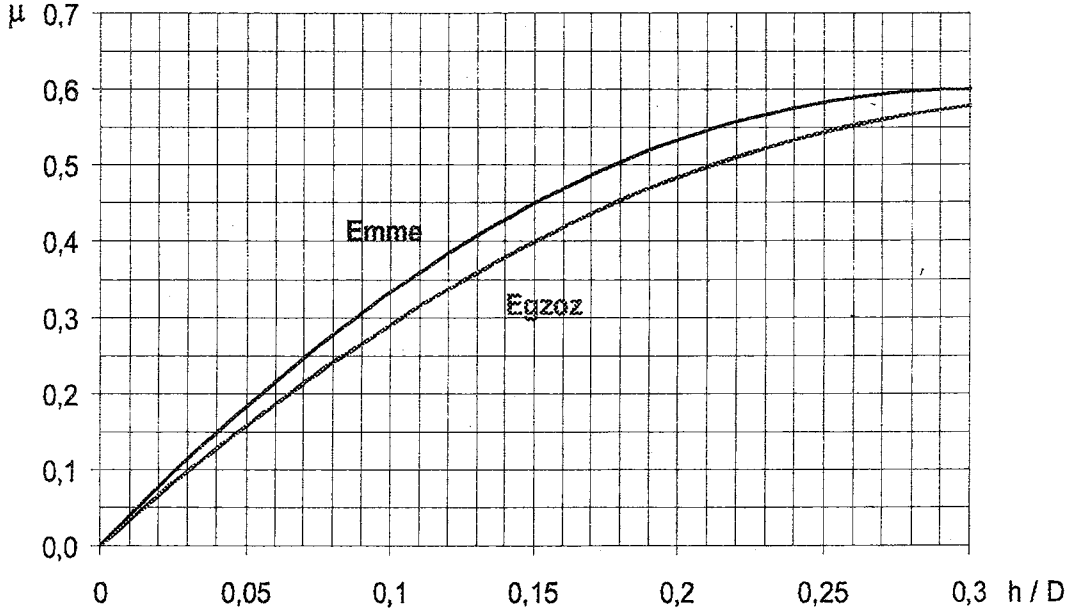
Yüksek süpap kalkışlarında ise emme kanalı ile süpap sapı arasında kalan alan serbest süpap kesit alanını oluşturur. Bu durumda A_3 formülü kullanılmalıdır. Kesit alan iki daire arasında kalan alana eşittir. Bu süpap kalkış pozisyonu $A_2 > A_3$ durumu gerçekleştirir.

$$A_3 = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_s^2) \quad (3.32)$$

Bir başka değişle yukarıda bahsedilen üç formülün en küçük sonuç verenini kullanmak gerekir. Çünkü hesaplarda en dar kesit kullanılmalıdır.

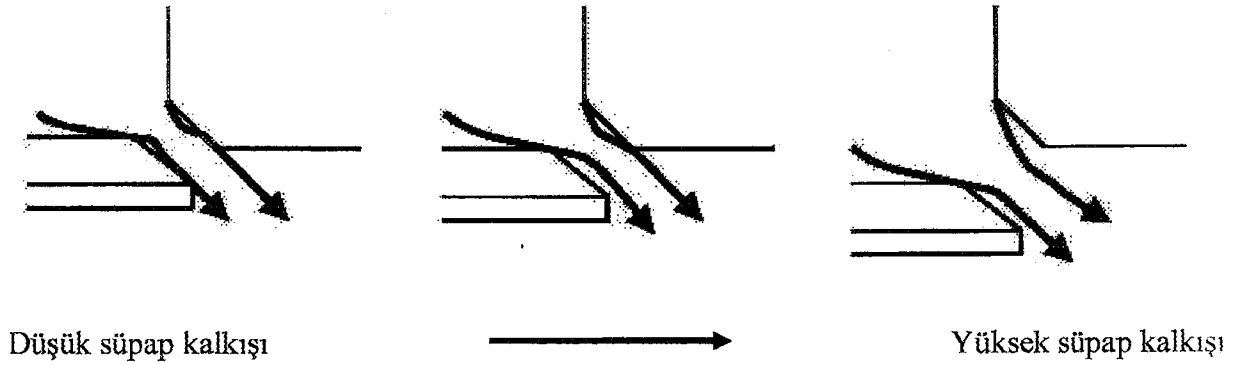
3.2.4.2.3 Süpap akış katsayısının değişimi

Normal çalışma şartlarında gerçek motorda süpap kalkışı ve süpap serbest kesiti boyunca basınç değişimi çok hızlı olmaktadır. Süpap serbest kesitinden dinamik şartlar altında geçen gerçek hava debisini bulmak için akış katsayısının bilinmesi gerekir.



Şekil 3.27 Akış katsayısının süpap kalkışı / kanal yarı çapın oranına göre değişimi (Gülen,1981)

Süpabın dar kesiti bir diafram gibi çalıştığından akış katsayısının içinde kontraksiyon sayısının da bulunması gerekir. Prof. H. List bununla ilgili olarak bir grafik belirlemiştir. Şekil 3.27'de akış katsayısı ile h/D (süpap stroku / emme kanalı çapı) arasındaki ilişki görülebilmektedir. Şekil 3.28'de süpap kalkışının akışa nasıl etki ettiği görülmektedir.



Şekil 3.28 Akış serbest kesit alanının değişimi

3.2.4.2.4 Silindir içi basıncının hesaplaması

Silindir içindeki gazların enerjilerinin değişimi, içeriye giren taze dolgunun enerjisi ve dışarı çıkan yanma gazlarının enerjileri arasındaki fark ile ifade edilebilir.

$$C_v \frac{d(T_z G_z)}{d\theta} + A P_z \frac{dV_z}{d\theta} = C_p T_1 \frac{dG_s}{d\theta} - C_p T_2 \frac{dG_a}{d\theta} \quad (3.33)$$

- C_v : Sabit hacimdeki gazların özgül ısınma ısısı (J/kg.°K)
 C_p : Sabit basınçdaki gazların özgül ısınma ısısı (J/kg.°K)
 V_z : Silindir hacmi (m³)
 T_1 : Emme kanalından geçen gazın sıcaklığı (°K)
 T_2 : Egsoz kanalından geçen gazın sıcaklığı (°K)
 T_z : Silindir içindeki gazın sıcaklığı (°K)
 P_z : Silindir içindeki gazın basıncı (N/m²)
 G_z : Silindir içindeki gazın ağırlığı (kg)
 G_a : Egzos süpabından geçen gazın ağırlığı (kg)
 G_s : Emme süpabından geçen gazın ağırlığı (kg)
 A : Mekanik işin ısı eşdeğeri (J/kg.m)
 θ : Krank mili açısı (KMA°)

Yukarıdaki enerji denkleminin yazımında şu kabuller yapılmaktadır:

- Rezervuardaki gazın kinetik enerjisi çok küçüktür.
- Silindirdeki gazın kinetik enerjisi ihmal edilebilir.
- Dolgu değişimine katılan gazlar ideal gaz durumuna uymaktadır.
- Dolgu değişiminin izentropik olduğu kabul edilip, gazlar ile cidarlar arasında ısı alış verişi ihmal edilmiştir.
- Süpap serbest kesitinden geçen gazların ivmelenmesinden doğan dalga hareketlerinin etkisi ihmal edilmiştir.

Yukarıdaki eşitliğin sol tarafında bulunan ilk ifade iç enerjiyi, ikinci ifade hacim işini; eşitliğin sağ tarafındaki ilk ifade giren gazların entalpisini, ikinci ifade ise çıkan gazların entalpisini göstermektedir. T_1 ve T_2 sıcaklıkları sırasıyla emme ve egsoz süpablarının içinden geçen akışkan sıcaklıkları olup bunlar silindire doğru veya silindirden dışarı doğru olan akış şekline göre aşağıda gösterildiği gibi tayin edilmektedirler.

Dolgu değişimi sırasında:

Taze dolgu, silindire giriyorsa;

$$\frac{dG_s}{d\theta} > 0 \Rightarrow T_1 = T_s$$

Taze dolgu, silindirden emme kanalı içinden dışarı atılıyorsa;

$$\frac{dG_s}{d\theta} < 0 \Rightarrow T_1 = T_z$$

Egzoz gazları, egzoz kanalından dışarı atılıyorsa;

$$\frac{dG_a}{d\theta} > 0 \Rightarrow T_2 = T_z$$

Egzoz gazları, egzoz kanalının içinden silindire doğru yol alıyorsa;

$$\frac{dG_a}{d\theta} < 0 \Rightarrow T_2 = T_a$$

Yukarıda gösterilen bu sıcaklık değişimlerine, basınç farkı ve akışın yön değiştirmesi neden olmaktadır.

İdeal gaz durum denklemi:

$$P_z \cdot v_z = R \cdot T_z \quad (3.34)$$

Sabit basınçtaki özgül ısı:

$$C_p = \frac{A \cdot R \cdot k}{k - 1} \quad (3.35)$$

Sabit hacimdeki özgül ısı:

$$C_v = \frac{A \cdot R}{k - 1} \quad (3.36)$$

v_z , Silindir içerisindeki gazın özgül hacmi olmak üzere

$$v_z \cdot G_z = V_z \quad (3.37)$$

eşitlikleri enerji denkleminde yerlerine yazıldığında,

$$\frac{A \cdot R}{k - 1} \frac{d}{d\theta} \left(\frac{P_z \cdot V_z}{R} \frac{V_z}{v_z} \right) + A \cdot P_z \frac{dV_z}{d\theta} = A \cdot R \frac{k}{k - 1} T_1 \frac{dG_s}{d\theta} - A \cdot R \frac{k}{k - 1} T_2 \frac{dG_a}{d\theta} \quad (3.38)$$

denkleminde varılır. Sadeleştirmeler yapıp, parantez içinde olan ifade diferensiyel alınacak olursa;

$$\frac{A}{k - 1} \left(P_z \frac{dv_z}{d\theta} + V_z \frac{dP_z}{d\theta} \right) + A \cdot P_z \frac{dV_z}{d\theta} = A \cdot R \frac{k}{k - 1} T_1 \frac{dG_s}{d\theta} - A \cdot R \frac{k}{k - 1} T_2 \frac{dG_a}{d\theta} \quad (3.39)$$

Denklemden paydaların eşitlenmesi yoluna gidilecek olursa;

$$\frac{A}{k-1} P_z \frac{dV_z}{d\theta} + \frac{A}{k-1} V_z \frac{dP_z}{d\theta} + \frac{k}{k-1} A P_z \frac{dV_z}{d\theta} - \frac{l}{k-1} A P_z \frac{dV_z}{d\theta} = A R \frac{k}{k-1} T_1 \frac{dG_s}{d\theta} - A R \frac{k}{k-1} T_2 \frac{dG_a}{d\theta} \quad (3.40)$$

Buradan sadeleştirmeler ve eşitliğin her iki tarafının $\frac{A}{k-1}$ bölünmesi sonucu,

$$P_z \frac{dV_z}{d\theta} + V_z \frac{dP_z}{d\theta} + k P_z \frac{dV_z}{d\theta} - P_z \frac{dV_z}{d\theta} = k R T_1 \frac{dG_s}{d\theta} - k R T_2 \frac{dG_a}{d\theta} \quad (3.41)$$

$$\frac{dP_z}{d\theta} = \frac{k}{V_z} \left[R \left(T_1 \frac{dG_s}{d\theta} - T_2 \frac{dG_a}{d\theta} \right) - P_z \frac{dV_z}{d\theta} \right] \quad (3.42)$$

olarak basınç değişim denklemi elde edilir.

Süpapdan geçen dolgunun debisi süreklilik denkleminde hesaplanabilir:

$$G = \mu \cdot F \cdot C \cdot \gamma \quad (3.43)$$

- G : Akışkan debisi
 μ : Akış katsayısı
 F : Serbest kesit alanı
 C : Akışkan hızı
 γ : Akışkanın yoğunluğu

Süpapdan geçen akışkanın hızını belirlemek için enerji denklemi kullanılabilir. Akışkanlar için genel enerji denklemi:

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + z_1 \cdot g + \frac{C_1^2}{2} + U_1 = \frac{P_2}{\gamma_2} + z_2 \cdot g + \frac{C_2^2}{2} + U_2 \quad (3.44)$$

- P : Akışkanın basıncı (N/m²)
 γ : Akışkanın yoğunluğu (kg/m³)
 z : Referans düzlemden yükseklik (m)
 C : Akışkanın hızı (m/s)
 g : Yerçekimi ivmesi (m/s²)
 U : Akışkanın iç enerjisi (j/kg)

Emme kanalından silindir içerisine akış ele alındığında (1) noktası emme kanalı (2) noktası da süpap kesiti olarak kabul edilmelidir. Başta da belirtildiği gibi “Rezervuardaki gazın kinetik enerjisi çok küçüktür.” dolayısıyla $C_1 \approx 0$ ’dır.

$$\frac{P_s}{\gamma_s} + U_s = \frac{P_z}{\gamma_z} + \frac{C_2^2}{2} + U_z \quad (3.45)$$

Entalpi:

$$h = U + \frac{P}{\gamma} \text{ dir.}$$

ve denklem:

$$h_s = h_z + \frac{C_2^2}{2} \quad (3.46)$$

halini alır. $h_s = C_p \cdot T_s$ ve $h_z = C_p \cdot T_z$ denklemde yerlerine yazılıp C_2^2 çekildiğinde:

$$C_2^2 = 2 \cdot C_p \cdot T_s \left(1 - \frac{T_z}{T_s} \right) \quad (3.47)$$

$C_p = R \frac{k}{k-1}$, $T_s = \frac{P_s}{R \cdot \gamma_s}$ ve $\frac{T_z}{T_s} = \left(\frac{p_z}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ denklemde yerlerine yazıldığında;

$$C_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \frac{P_s}{\gamma_s} \left[1 - \left(\frac{p_z}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (3.48)$$

akış hızı bulunacaktır. Hız süreklilik denkleminde yerine yazılırsa;

$$G_s = \mu_s \cdot F_s \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \frac{P_s}{\gamma_s} \left[1 - \left(\frac{p_z}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \cdot \gamma_z \quad (3.49)$$

γ_z kök içine alınır ve kök içi (γ_s / γ_s) ile çarpılırsa;

$$G_s = \mu_s \cdot F_s \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} P_s \left(\frac{\gamma_z}{\gamma_s} \right)^2 \gamma_s \left[1 - \left(\frac{p_z}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (3.50)$$

$\left(\frac{\gamma_z}{\gamma_s}\right)^2 = \left(\frac{P_z}{P_s}\right)^{\frac{2}{k}}$ ve $\gamma_s = \frac{P_s}{R.T_s}$ denkleminde yerlerine yazıldığında;

$$G_s = \mu_s \cdot F_s \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_s \cdot \frac{P_s}{R.T_s} \left[\left(\frac{P_z}{P_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_z}{P_s}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (3.51)$$

elde edilir. Zamana göre denklemin türevi alındığında;

$$dG_s = \mu_s \cdot F_s \cdot P_s \cdot \sqrt{\frac{2}{R.T_s} \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_z}{P_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_z}{P_s}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} dt \quad (3.52)$$

olur. $dt = \frac{d\theta}{360 \cdot \frac{n}{60}}$ şeklinde devre ve KMA° bağı olarak yazılırsa;

$$\frac{dG_s}{d\theta} = \frac{\mu_s \cdot F_s}{6 \cdot n} \cdot P_s \cdot \sqrt{\frac{2}{R.T_s} \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_z}{P_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_z}{P_s}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (3.53)$$

elde edilir. Bu debi denklemini basınç değişim denkleminde yerine yazıldığında ve egsoz süpabının kapalı ya da çok açık olup egsoz süpabından geçen gaz miktarının sıfıra yakın olduğu kabul edilirse;

$$\frac{dP_z}{d\theta} = \frac{k}{V_z} \left[R \left(T_1 \cdot \frac{\mu_s \cdot F_s}{6 \cdot n} \cdot P_s \cdot \sqrt{\frac{2}{R.T_s} \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_z}{P_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_z}{P_s}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \right) - P_z \frac{dV_z}{d\theta} \right] \quad (3.54)$$

(1) noktası emme kanalı olduğundan $T_1 = T_s$ 'dir.

$$\frac{dP_z}{d\theta} = \frac{k}{V_z} \cdot \frac{\mu_s \cdot F_s}{6 \cdot n} \cdot P_s \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot T_s \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_z}{P_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_z}{P_s}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} - P_z \cdot \frac{k}{V_z} \cdot \frac{dV_z}{d\theta} \quad (3.55)$$

Benzer şekilde silindir içerisinden emme kanalına doğru akış olması durumunda; (1) noktası silindir içi (2) noktası da süpab kesiti olarak kabul edilmelidir. Başta da belirtildiği gibi "Silindirdeki gazın kinetik enerjisi ihmal edilebilir." dolayısıyla $C_1 \approx 0$ 'dır.

$$\frac{P_z}{\gamma_z} + U_z = \frac{P_s}{\gamma_s} + \frac{C_2^2}{2} + U_s \quad (3.56)$$

ve denklem:

$$h_z = h_s + \frac{C_2^2}{2} \quad (3.57)$$

halini alır. $h_s = C_p.T_s$ ve $h_z = C_p.T_z$ denklemde yerlerine yazılıp C_2^2 çekildiğinde:

$$C_2^2 = 2.C_p.T_z \left(1 - \frac{T_s}{T_z} \right) \quad (3.58)$$

$C_p = R \frac{k}{k-1}$, $T_z = \frac{P_z}{R.\gamma_z}$ ve $\frac{T_s}{T_z} = \left(\frac{P_s}{P_z} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ denklemde yerlerine yazıldığında;

$$C_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \frac{P_z}{\gamma_z} \left[1 - \left(\frac{P_s}{P_z} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (3.59)$$

Benzer şekilde hız süreklilik denkleminde yerine yazıldığında ve zamana göre türevi alınıp zaman devir ve KMA° olarak ifade edildiğinde debi denklemi elde edilir. Ancak akış ters olduğu için sonuç negatiftir.

$$\frac{dG_s}{d\theta} = -\frac{\mu_s.F_s}{6.n} P_z \sqrt{\frac{2}{R.T_z} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_s}{P_z} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_s}{P_z} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (3.60)$$

Bu denklem basınç değişim denkleminde yerine yazıldığında;

$$\frac{dP_z}{d\theta} = \frac{k}{V_z} \left[R \left(-T_1 \frac{\mu_s.F_s}{6.n} P_z \sqrt{\frac{2}{R.T_z} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_s}{P_z} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_s}{P_z} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \right) - P_z \frac{dV_z}{d\theta} \right] \quad (3.61)$$

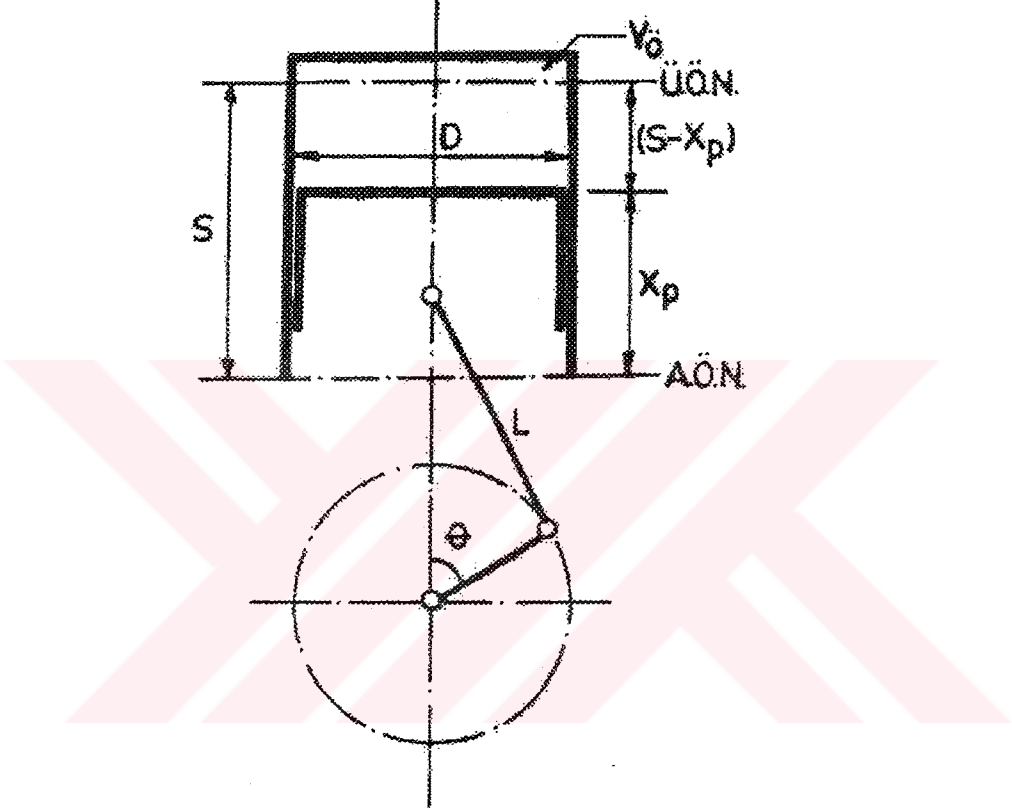
ve (1) noktası silindir içerisi olduğundan $T_1 = T_z$ 'dir. Sadeleştirmeler yapıldığında denklem;

$$\frac{dP_z}{d\theta} = -\frac{k}{V_z} \frac{\mu_s.F_s}{6.n} P_z \sqrt{2.R.T_z \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_s}{P_z} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_s}{P_z} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} - P_z \frac{k}{V_z} \frac{dV_z}{d\theta} \quad (3.62)$$

olarak elde edilir. Bu durumda silindir içerisindeki basınç azalacaktır.

3.2.4.2.5 Silindir hacmi ve değişim fonksiyonu

Silindir içerisindeki basıncın hesaplanabilmesi için her KMA° için silindir hacminin belirlenmesi gereklidir. Silindir hacmi krank açısının fonksiyonu olup, pistonun katetmiş olduğu yol ile orantılıdır.



Şekil 3.29 Silindir hacminin değişimi

- V_z : Silindir hacmi
 V_0 : Kompresyon hacim
 L : Biyel boyu
 S : Strok
 θ : KMA°
 D : Silindir çapı
 x_p : Piston yolu

$$V_z = V_0 + \frac{\pi D^2}{4} (S - x_p)$$

(3.63)

$$x_p = L + \frac{S}{2}(1 - \cos \theta) - \sqrt{L^2 - \frac{S^2}{4} \sin^2 \theta} \quad (3.64)$$

V_h : Strok hacmi

ε : Sıkıştırma oranı

λ : krank yarı çapı, biyel boyu oranı ;

$$\lambda = (S/2) / L \quad (3.65)$$

$$V_z = V_h \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2}(1 - \cos \theta) + \frac{1}{2\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \right) \right) \quad (3.66)$$

3.2.4.2.6 Elde edilen diferansiyel denklemlerin integrasyon yöntemiyle çözümü

Elde edilen denklemlerin bilgisayar ortamında çözümü için integrasyon yöntemi kullanılması gerekmektedir. Metodun temeli; hesaplanacak noktaya olan mesafenin yarısı boyunda adımlarla ilerleyerek eğrinin eğiminin hesaplanması ve buradan artış değerlerinin bulunmasıdır. Kullanılan metodu şu şekilde açıklayabiliriz:

Başlangıç değerleri x_0 ve y_0 'dir.

Bu noktada eğrinin eğimi : $y_1' = f(x_1, y_1) = f_1$

Adım uzunluğu h olmak üzere fonksiyon artış değeri $\Delta y_1 = f_1 \cdot h$ 'dir.

Adım uzunluğu ve artış değeri kullanılarak;

$$x_2 = x_1 + (1/2) \cdot h$$

$$y_2 = y_1 + (1/2) \cdot \Delta y_1$$

hesaplanır ve işleme devam edilir.

$$y_2' = f(x_2, y_2) = f_2$$

$$\Delta y_2 = f_2 \cdot h$$

$$x_3 = x_2 = x_1 + (1/2) \cdot h$$

$$y_3 = y_2 = y_1 + (1/2) \cdot \Delta y_2$$

$$y_3' = f(x_3, y_3) = f_3$$

$$\Delta y_3 = f_3 \cdot h$$

$$x_4 = x_1 + h$$

$$y_4 = y_1 + \Delta y_3$$

$$y_4' = f(x_4, y_4) = f_4$$

$$\Delta y_4 = f_4 \cdot h$$

Elde edilen artma değerlerinin ortalaması alınır

$$\Delta y = \frac{1}{6}(\Delta y_1 + 2 \cdot \Delta y_2 + 2 \cdot \Delta y_3 + \Delta y_4) \quad (3.67)$$

Böylece başlangıç noktasında h uzaklıkta fonksiyonun artış değeri hesaplanmış olur. Bunu bir örnekle açıklayalım;

$$y' = x + y$$

$$x_0 = 0 \text{ ve } y_0 = y(x_0) = 1$$

Yukarıda açıklanan yöntemi kullanarak 2 adımda $x = 0,4$ noktasına ulaşalım ($h = 0,2$)

$$k_1 = h \cdot f(x_0, y_0) = 0,2 (0 + 1) = 0,2$$

$$k_2 = h \cdot f(x_0 + (h/2), y_0 + (k_1/2)) = 0,2 (0 + 0,1 + 1 + 0,1) = 0,24$$

$$k_3 = h \cdot f(x_0 + (h/2), y_0 + (k_2/2)) = 0,2 (0 + 0,1 + 1 + 0,12) = 0,244$$

$$k_4 = h \cdot f(x_0 + h, y_0 + k_3) = 0,2 (0 + 0,2 + 1 + 0,244) = 0,2888$$

$$y_1 = y_0 + \frac{1}{6}(k_1 + 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_3 + k_4) = 1 + (1/6) \cdot (0,2 + 0,48 + 0,488 + 2,888) = 1,24280$$

$$x_1 = 0,2 ; y_1 = 1,24280$$

$$x_0 = 0,2 ; y_0 = 1,24280$$

$$k_1 = 0,2 (0,2 + 1,24280) = 0,288560$$

$$k_2 = 0,2 (0,3 + (1,24280 + 0,14428)) = 0,337416$$

$$k_3 = 0,2 (0,3 + (1,24280 + 0,16871)) = 0,342302$$

$$k_4 = 0,2 (0,4 + 0,2 + 1 + 0,244) = 0,397020$$

$$y_1 = 1,24280 + (1/6) \cdot (0,288560 + 0,674832 + 0,684604 + 0,397020) = 1,58364$$

$$x_1 = 0,4 ; y_1 = 1,58364$$

Bir de aynı yöntemi kullanarak tek adımda $x = 0,4$ noktasına ulaşalım ($h = 0,4$)

$$x_0 = 0 ; y_0 = 1$$

$$k_1 = 0,4 (0 + 1) = 0,4$$

$$k_2 = 0,4 (0,2 + 1,2) = 0,56$$

$$k_3 = 0,4 (0,2 + 1,28) = 0,592$$

$$k_4 = 0,4 (0,4 + 1,592) = 0,7968$$

$$y_1 = 1 + (1/6).(0,4 + 0,56 + 0,592 + 0,7968) = 1,58345$$

$$x_1 = 0,4 ; y_1 = 1,58345$$

Her iki örnekte de y_1 'nin aynı $x = 0,4$ noktasında alacağı değer hesaplanmıştır. İlk örnekte daha düşük bir adım uzunluğu, kullanılarak iki adımda; ikinci örnekte ise daha büyük bir adım uzunluğu kullanarak tek adımda aynı $x = 0,4$ noktasına ulaşılmıştır.

Bu örneğin, analitik çözümü $y = 2.e^x - x - 1$ 'dir.

Bu fonksiyonun türev değeri $y' = 2.e^x - 1$ 'dir. Bir başka şekilde $y' = y + x$ 'dir.

Bu fonksiyon $x = 0,4$ için $y = 1,583649395$ değerine sahiptir. Bu tam daha önce elde edilen 1,58364 ve 1,58345 değerleri ile karşılaştıracak olursak; $h = 0,2$ adım uzunluğu ile yapılan hesaplamamızın neredeyse hiç hata vermediği, $h = 0,4$ adım uzunlunun ise oldukça iyi bir sonuç verdiği görülmektedir.

Bu nümerik metodla yapılan bu hesaplamalarda hata miktarı h^4 ile orantılıdır. Yani adım uzunluğunun yarısı alınarak, hata 16 defa küçültülebilmektedir. örnekte $h = 0,4$ adım uzunluğu için hata miktarı 0,00019'dur. Adım uzunluğunun yarısı alındığında, $h = 0,2$ için hata miktarı $0,00019 / 16 = 0,00001$ olur. Bu da hemen hemen hiç hata yapılmadığı anlamına gelmektedir.

3.2.4.2.7 Basınç değişiminin bilgisayarda hesaplanması

Yukarıda açıklanan integrasyon yöntemi ile daha önce elde edilen basınç değişim denklemleri Visual Basic programlama dilinde yazarak silindir içerisine akış sırasında basınç değişimini hesaplamak üzere;

$$\frac{dP_z}{d\theta} = \frac{k}{V_z} \left(\frac{\mu_s \cdot F_s}{6 \cdot n} P_s \sqrt{2 \cdot R \cdot T_s \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_z}{P_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_z}{P_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} - P_z \frac{dV_z}{d\theta} \right) \quad (3.68)$$

XN : Motor devri (d/d)

G : Yerçekimi ivmesi (m/s²)

R : Gaz Sabiti (j/kg.°K)

Ts : Taze dolgu sıcaklığı (°K)

Ps : Emme dolgusu basıncı (N/m²)

ep : Sıkıştırma oranı

rol : Krank yarı çapı / Biyel Boyu

vh : Silindir hacmi (m³)

SS : Silindir başına emme süpap sayısı

B : Adım uzunluğu (2 °KMA)

US : KMA' ve süpap kalkışına karşılık gelen süpap akış katsayısı

FS : KMA' ve süpap kalkışına karşılık gelen serbest kesit alanı

vz(alfa, rol, ep, vh), hesaplanan adımdaki silindir hacmi ve vzg(gama, rol, ep, vh), hesaplanan adımdan 2 °KMA önceki silindir hacmi fonksiyonları olmak üzere;

$$\frac{dV_z}{d\theta} = (vz - vzg) / B \quad (3.69)$$

hesaplanabilir.

Visual Basic ortamında açı birimi radyan olduğunda PI ve rad çevrimi için kullanılacak katsayı aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$PI = \text{Atn}(1) * 4$$

$$\text{rad} = PI / 180$$

'kma' programda kullanılan KMA değişkenidir. 'kma' hesaplanacak açıyı kma-2 integrasyonun başlayacağı noktayı ifade eder. EG işlem başlangıcındaki silindir içi basınç değeridir. Bir başka deyişle bir önceki basınç değeridir.

$$B = 2$$

$$A = B * \text{rad}$$

$$\text{alfa} = (kma - 2) * \text{rad}$$

$$\text{gama} = (kma - 4) * \text{rad}$$

$$EG = pz(kma - 2)$$

$$uus = US(kma - 2)$$

$$ffs = FS(kma - 2)$$

$$TK1 = 1.38 / vz(alfa, rol, ep, vh) * (SS * uus * ffs * Ps / (6 * XN) * Sqr(Abs(2 * R * Ts * 1.38 / 0.38 * ((EG / Ps) ^ (2 / 1.38) - (EG / Ps) ^ (2.38 / 1.38)))) - EG * (vz(alfa, rol, ep, vh) - vzg(gama, rol, ep, vh)) / B)$$

İlk değer hesaplandıktan sonra yarım adım ileri gidilir. TK2 ve TK3 hesaplanır.

$$EG2 = EG + (TK1 * B / 2)$$

$$alfa = alfa + A / 2$$

$$gama = gama + A / 2$$

$$uus = (US(kma - 2) + US(kma)) / 2$$

$$ffs = (FS(kma - 2) + FS(kma)) / 2$$

$$TK2 = 1.38 / vz(alfa, rol, ep, vh) * (SS * uus * ffs * Ps / (6 * XN) * Sqr(Abs(2 * R * Ts * 1.38 / 0.38 * ((EG2 / Ps) ^ (2 / 1.38) - (EG2 / Ps) ^ (2.38 / 1.38)))) - EG2 * (vz(alfa, rol, ep, vh) - vzg(gama, rol, ep, vh)) / B)$$

$$EG3 = EG + (TK2 * B / 2)$$

$$TK3 = 1.38 / vz(alfa, rol, ep, vh) * (SS * uus * ffs * Ps / (6 * XN) * Sqr(Abs(2 * R * Ts * 1.38 / 0.38 * ((EG3 / Ps) ^ (2 / 1.38) - (EG3 / Ps) ^ (2.38 / 1.38)))) - EG3 * (vz(alfa, rol, ep, vh) - vzg(gama, rol, ep, vh)) / B)$$

$$EG4 = EG + (TK3 * B)$$

Son olarak yarım adım daha ilerlenir ve adım sonuna gelinir ve son hesaplama yapılır.

$$alfa = alfa + A / 2$$

$$gama = gama + A / 2$$

$$uus = US(kma)$$

$$ffs = FS(kma)$$

$$TK4 = 1.38 / vz(alfa, rol, ep, vh) * (SS * uus * ffs * Ps / (6 * XN) * Sqr(Abs(2 * R * Ts * 1.38 / 0.38 * ((EG4 / Ps) ^ (2 / 1.38) - (EG4 / Ps) ^ (2.38 / 1.38)))) - EG4 * (vz(alfa, rol, ep, vh) - vzg(gama, rol, ep, vh)) / B)$$

Değerlerin ortalamaları alınır ve adım sonu basıncı bulunur.

$$pz(kma) = EG + ((B / 6) * (TK1 + (2 * TK2) + (2 * TK3) + TK4))$$

3.2.4.2.8 Volumetrik verimin Visual Basic programlama dili ile hesaplanması

3.2.4.2.8.1 Program ara yüzü ve programın kullanım özellikleri

Program Visual Basic 5.0 programında yazılmış ve derlenmiştir. Aşağıda görülen ara yüz kullanılarak motorla ilgili parametreler girilerek bir çok değer hesaplanabilir.

Motor Fiziksel Özellikleri

Sıkıştırma Oranı: 11.2
Silindir Çapı: 8.27 cm
Strok: 9.3 cm
Silindir Hacmi: 499.56 cm³
Krank Y. Çapı / Biyel: 0.323
Süpap Sayısı: 2

Emme

Emme avansı: 9
Emme gecikmesi: 49
Süpap çapı: 33.5 mm
Süpap sapı çapı: 8.25 mm
Max. hđ: 11.2 mm
Küçükler oranı: 1.65

Egzoz

Egzoz avansı: 41
Egzoz gecikmesi: 8
Süppe çapı: 29 mm
Süpap sapı çapı: 7.25 mm
Max. hđ: 10.2 mm
Kam mil prof. ana çapı: 35 mm

Hesap Parametreleri

Motor devri: 9000 d/d
Egzoz Basıncı: 121525
Pistonda: 92364
İs (dolgu): 301
Auto. hesapla:
340° KMA Emme Sora Basıncı: 67722

Hesap Parametreleri

HESAPLA
Pistonda: 92364
İs (dolgu): 301
Auto. hesapla:
340° KMA Emme Sora Basıncı: 67722

Veri Hesapları

3000: 0,863
4000: 0,887
5000: 0,901
6000: 0,895
7000: 0,861
8000: 0,810
9000: 0,755

3000: 9000
Açık: 1000
Veri Hesapla
Clear
Copy

Motor Deney Yolu

D-C-H
A-C-H

KMA	Emme İf	Egzoz İf	Emme P	Egzoz P	Emme U	Egzoz U	Hacim	Basıncı	Copy
348	0,000000	0,000445	0,000000	0,000025	0,000000	0,058119	0,000056		
350	0,000000	0,000360	0,000000	0,000020	0,000000	0,047196	0,000054		
352	0,000001	0,000284	0,000000	0,000016	0,000147	0,037374	0,000052	121525,0	
354	0,000010	0,000217	0,000001	0,000012	0,001323	0,028670	0,000051	121525,0	
356	0,000028	0,000159	0,000002	0,000009	0,003674	0,021098	0,000050	121525,0	
358	0,000054	0,000110	0,000004	0,000006	0,007197	0,014672	0,000049	121525,0	
360	0,000089	0,000071	0,000006	0,000004	0,011885	0,009401	0,000049	121525,0	
362	0,000134	0,000040	0,000009	0,000002	0,017733	0,005292	0,000049	121518,3	
364	0,000187	0,000018	0,000012	0,000001	0,024732	0,002354	0,000050	120148,0	
366	0,000249	0,000004	0,000017	0,000000	0,032870	0,000589	0,000051	117500,6	
368	0,000321	0,000000	0,000021	0,000000	0,042135	0,000000	0,000052	113729,4	
370	0,000402	0,000000	0,000027	0,000000	0,052512	0,000000	0,000054	109035,5	
372	0,000492	0,000000	0,000033	0,000000	0,063983	0,000000	0,000056	103645,9	
374	0,000592	0,000000	0,000040	0,000000	0,076528	0,000000	0,000059	977795,4	
376	0,000701	0,000000	0,000047	0,000000	0,090124	0,000000	0,000062	917178,9	
378	0,000820	0,000000	0,000055	0,000000	0,104744	0,000000	0,000065	85693,2	
380	0,000950	0,000000	0,000064	0,000000	0,120360	0,000000	0,000069	79799,3	
382	0,001090	0,000000	0,000074	0,000000	0,136937	0,000000	0,000073	74145,2	
384	0,001240	0,000000	0,000084	0,000000	0,154438	0,000000	0,000077	688810,6	
386	0,001401	0,000000	0,000095	0,000000	0,172820	0,000000	0,000082	63847,1	
388	0,001573	0,000000	0,000107	0,000000	0,192035	0,000000	0,000087	59283,5	
390	0,001757	0,000000	0,000120	0,000000	0,212031	0,000000	0,000093	55130,3	
392	0,001952	0,000000	0,000134	0,000000	0,232747	0,000000	0,000098	51384,9	
394	0,002159	0,000000	0,000149	0,000000	0,254116	0,000000	0,000104	48035,6	
396	0,002379	0,000000	0,000164	0,000000	0,276064	0,000000	0,000111	45064,7	

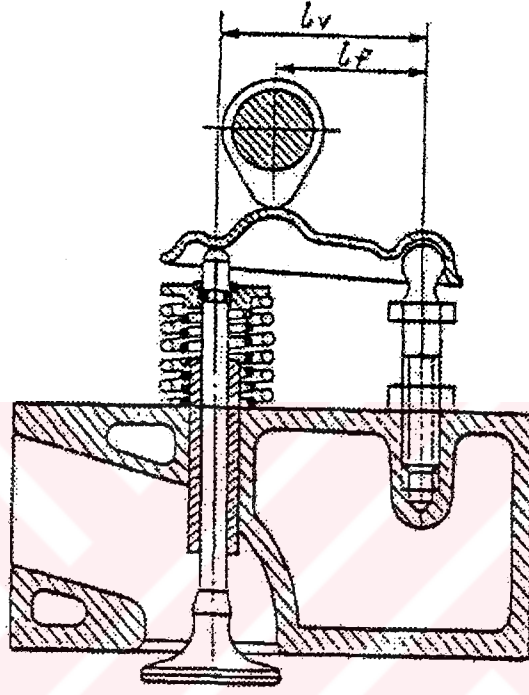
Şekil 3.30 Volumetrik verim Hesapı Programı arayüzü

Program çalıştırdıktan sonra öncelikle motorun fiziksel özelliklerinin girilmesi gerekir. Sıkıştırma oranı girildikten sonra, silindir hacmi ve strok yanlarında yazan birim yani cm olarak girilir. program bu bilgilerle motor hacmini hesaplayarak değerini ekrana getirir. Krank yarı çapı biyel uzunluğu oranı piston hareketi hesabında kullanılmak üzere girilir ve silindir başı süpap sayısı en alttaki kutudan seçilir.

Emme bölümünde emme süpapı ile ilgili bilgiler girilir. Süpap açılma avansı ve kapanma gecikmesi girilirken hem toplam kam mili açısı hem de ekranın sağ alt köşesindeki süpap zamanlama grafiği güncellenir. Program süpap kafası çapı milimetre olarak girildiğinde süpap sapı çapını yaklaşık ¼ oranında hesaplayarak ekrana getirir. İstenirse bu değer elle de girilebilir. Son olarak maksimum süpap kalkışı milimetre cinsinden "Max. Lift" bölümüne

yazılır. Egsoz kısmında aynı özelliklere sahiptir ve aynı şekilde giriş yapılır.

Bu bölümlerin altında külbütör oranı ve kam mili profil ana çapı bilgilerinin girileceği kutular yer alır. Külbütör oranı Şekil 3.31’de gösterilen lv uzunluğunun lf uzunluğuna bölünmesiyle elde edilir. Kam mili profil ana çapı da milimetre olarak girildiğinde motorun hesaplamalarda kullanılacak tüm fiziksel özellikleri programa girilmiş olur.



Şekil 3.31 Süpap mekanizması ve külbütör oranı (Kolchin ve Demidov,1984)

Hesap parametreleri bölümünde motor devri parametresinin girilmesi yeterlidir. “Auto. değiştir” kısmı işaretli ise egzoz sonu basıncı, emme dolgusu basıncı ve sıcaklığı otomatik olarak motor devri ve süpap zamanları bilgilerine göre ekranda gerekli yerlere getirilir. Bu değerler alınırken şu kabuller yapılır;

- Egsoz sonu basıncı motor devri arttıkça artar.
- Emme dolgusu basıncı motor devri arttıkça emme kanalındaki kayıplar artacağından azalır.
- Taze dolgu sıcaklığı motor devri arttıkça, dolgu debisi artacağından emme kanalından dolguya olan ısı transferi azalır ve dolgu sıcaklığı motor devri arttıkça azalır.

İstenirse “Auto. değiştir” seçeneği kaldırılarak bu değerler elle de girilebilir. Emme sonu basıncı hesaplama sonunda ekrana getirilen bir değerdir. Programda tüm basınç değerleri N/m^2 cinsindedir.

“HESAPLA” tuşuna basılarak hesaplama başlatılır. Motor devri bilgisi yanında bulunan

yukarı ve aşağı oklar kullanılarak motor devri 500 d/d arttırılarak veya azaltılarak hesaplamalar tekrarlatılabilir. Seri hesap yapmanın başka bir yöntemi de “Seri Hesaplama” kısmının kullanılmasıdır. Burada başlangıç ve bitiş devirleri ve hesaplama adımları girilerek, “Seri Hesapla” tuşuna basılır ve bu aralıktaki her adımda hesaplar arka arkaya yapılır.

Hesap sonuçları iki ayrı pencerede ekrana getirilir. Sağdaki küçük pencerede en son hesap yapılan devir bilgisi ile yanında volumetrik verim değeri gösterilir. “Seri hesapla” tuşu kullanıldığında bu pencerede ilk satırda emme süpap zamanlamaları ve emme kam profili açısı değeri yazılır ardından seri olarak hesaplanan motor devir ve volumetrik verim değerleri yazılır. Bu pencere dokuz satırdan oluşmaktadır ve her hesaplama sonucu en alt satırdan itibaren yazılır. Bu nedenle son hesap sonuçları için pencere yanında bulunan çubuk yardımıyla en alt sonuçlara ulaşmak gerekebilir. Bunu engellemek için pencerenin hemen sağındaki “CLEAR” tuşuyla seri hesaplamalar öncesi pencere temizlenebilir. Soldaki büyük pencerede en son hesaplama yapılan devirde elde edilen sonuçlar krank mili açısının fonksiyonu olarak ekrana getirilir. Bu bilgiler sırasıyla şöyledir:

- KMA : Krank mili açısı
- Emme lift : Emme süpabının kalkış değeri (m)
- Egsoz lift : Egsoz süpabının kalkış değeri (m)
- Emme F : Emme süpabı akış alanı (m²)
- Egsoz F : Egsoz süpabı akış alanı (m²)
- Emme U : Emme süpabı akış katsayısı
- Egsoz U : Egsoz süpabı akış katsayısı
- Hacim : Silindir hacmi (m³)
- Basınç : Silindir içi basıncı (N/m²)

Pencerenin hemen üst sağ köşesinde bulunan “Copy” tuşuyla bu pencereye dökümü alınan tüm sonuçlar hafızaya alınır ve Microsoft Excel gibi bir programa yapıştırılarak grafik çıktı elde edilebilir.

Benzer bir mantığa sahip bir “Copy” tuşu da volumetrik verim çıktılarının yazıldığı pencerenin yanında bulunur. Bu tuşa basıldığında pencere içerisindeki tüm veriler hafızaya alınır. Buradan elde edilen grafikte bir motorun devre bağlı volumetrik verimi incelenebilir.

Program üzerine başka bir pencere açılığında süpap zamanlama grafiğinde bazı sorunlar çıkabilir. Bu durumda ekranın en alt sağ köşesinde bulunan güncelleme tuşuna basılarak grafiğin güncellenmesi sağlanabilir.

3.2.4.2.8.2 Programın yazılımı

```
Dim TK1, TK2, TK3, TK4, ITETA, EG, EG2, EG3, EG4, UUA, FFA, XN, G, R, Y, X, B,
    gama, alfa, rol, ep, vh As Variant
```

```
Dim A, Ps, Ts, Tz, PI, SS As Variant
```

```
Dim ua(720), fa(720), US(720), FS(720), pz(720), emlift(720), eglift(720) As Variant
```

```
Dim kma, uus, ffs, rad, pzn As Variant
```

```
Private Sub Command1_Click()
```

```
Text1.Text = ""
```

```
Call HESAP
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Command2_Click()
```

```
Text2.Text = Val(Text2.Text) + 500
```

```
Text1.Text = ""
```

```
Call HESAP
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Command3_Click()
```

```
Text2.Text = Val(Text2.Text) - 500
```

```
If Val(Text2.Text) < 500 Then Text2.Text = 500
```

```
Text1.Text = ""
```

```
Call HESAP
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Command5_Click()
```

```
Text12.Text = ""
```

```
textverim = ""
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Command6_Click() 'SERİ HESAP
```

```
textverim = Text12.Text & Text8.Text & " / " & Text9.Text & Chr(9) & Text10.Text &
    Chr(13) & Chr(10)
```

```
Text12.Text = textverim
```

```
For XN = Val(Text13.Text) To Val(Text14.Text) Step Val(Text15.Text)
Text2.Text = XN
Text1.Text = ""
Call HESAP
Next XN
End Sub
```

```
Private Sub Command4_Click() 'basınç ve diğer değerler COPY
Clipboard.Clear ' Clear Clipboard.
    Clipboard.SetText Text1.Text
End Sub
```

```
Private Sub Command7_Click() 'devir / verim COPY
Clipboard.Clear ' Clear Clipboard.
    Clipboard.SetText Text12.Text
End Sub
```

```
Private Sub Command8_Click()
Call ciz
End Sub
```

```
Private Sub Form_Load()
Show
rad = Atn(1) * 4 / 180
PI = Atn(1) * 4
Text2.Text = 3000
Text1.Text = ""
Text = ""
textverim = ""
Call ciz
Call HESAP
End Sub
```

```
Private Sub HESAP()
```


On Local Error GoTo HATA

Show

rad = Atn(1) * 4 / 180

PI = Atn(1) * 4

XN = Val(Text2.Text)

'devir

G = 9.81

'G

R = 290

'gaz Sabiti j/kg.k

Ts = Val(Text16.Text)

'sıcaklık Ts 340

Tz = 950

'Silindir içi sıcaklık 950

pz0 = Val(Text11.Text)

'Silindir içi basıncı (107500-130000)/(1000-10000)

Ps = Val(Text3.Text)

'Emme kanal Basıncı (104000-95000)/(1000-10000)

ep = Val(Text5.Text)

'sıkıştırma oranı

rol = Val(Text24.Text)

'biyel krank oranı

vh = Val(Text23.Text) / 1000000

'silindir hacmi

emds = Val(Text18.Text) / 1000

'supap sapı çapı

ems = 0.0018

'supap Oturma yüzeyi genişliği

emd = Val(Text17.Text) / 1000 - 2 * ems

'emme kanalı çapı

egds = Val(Text28.Text) / 1000

'supap sapı çapı

egs = 0.0018

'supap Oturma yüzeyi genişliği

egd = Val(Text27.Text) / 1000 - 2 * egs

'egzoz kanalı çapı

beta = 45 * rad

SS = Val(Combo1.Text)

ega = Val(Text25.Text)

EGG = Val(Text26.Text)

ema = Val(Text8.Text)

EMG = Val(Text9.Text)

ro = Val(Text20.Text) / 2 / 1000 'kam mili ana çapı

EGMAXLIFT = Val(Text29.Text) / 1000 / Val(Text4)

EmMAXLIFT = Val(Text19.Text) / 1000 / Val(Text4)

egaa = 180 - ega

egga = 360 + EGG

emaa = 360 - ema

EMGA = 540 + EMG

EgKAMACI = (ega + EGG + 180) / 4

$$\text{EmKAMACI} = (\text{ema} + \text{EMG} + 180) / 4$$

$$\text{EGR2} = \text{ro} - \text{EGMAXLIFT} * \text{Cos}(\text{EgKAMACI} * \text{rad}) / (1 - \text{Cos}(\text{EgKAMACI} * \text{rad}))$$

$$\text{EmR2} = \text{ro} - \text{EmMAXLIFT} * \text{Cos}(\text{EmKAMACI} * \text{rad}) / (1 - \text{Cos}(\text{EmKAMACI} * \text{rad}))$$

$$\text{SINIREG} = \text{Atn}((\text{EGR2} * \text{Sin}(\text{EgKAMACI} * \text{rad})) / (\text{ro} + \text{EGMAXLIFT} - \text{EGR2} + \text{EGR2} * \text{Cos}(\text{EgKAMACI} * \text{rad}))) / \text{rad}$$

$$\text{SINIREm} = \text{Atn}((\text{EmR2} * \text{Sin}(\text{EmKAMACI} * \text{rad})) / (\text{ro} + \text{EmMAXLIFT} - \text{EmR2} + \text{EmR2} * \text{Cos}(\text{EmKAMACI} * \text{rad}))) / \text{rad}$$

For kma = 0 To 720 Step 2

eglift(kma) = 0: emlift(kma) = 0: FS(kma) = 0: fa(kma) = 0: US(kma) = 0: ua(kma) = 0

If kma >= egaa And kma <= egga Then GoSub EGZOZ

If kma >= emaa And kma <= EMGA Then GoSub EMME

Next kma

For kma = 0 To 720 Step 2

pz(kma) = ""

pz(360) = pz0

If kma >= emaa And kma < 360 Then pz(kma) = pz0

If kma >= emaa And kma >= 362 And kma <= EMGA Then GoSub basinc

If kma > 360 And kma < emaa Then pz(kma) = pz(kma - 2) * (vzg((kma - 2) * rad, rol, ep, vh) / vz(kma * rad, rol, ep, vh)) ^ 1.38

Text = Text & Format(kma, "000") & Chr(9) & Format(emlift(kma), "0.000000") & Chr(9) & Format(eglift(kma), "0.000000") & Chr(9) & Format(FS(kma), "0.000000") & Chr(9) & Format(fa(kma), "0.000000") & Chr(9) & Format(US(kma), "0.000000") & Chr(9) & Format(ua(kma), "0.000000") & Chr(9) & Format(vzg(kma * rad, rol, ep, vh), "0.000000") & Chr(9) & Format(pz(kma), "000000.0") & Chr(13) & Chr(10)

Next kma

Text6.Text = Format(pz(540), "0.000")

fch = 0.05 / 1500 * XN + 0.9 + 0.05 / 3

'grafik değerleri (lineer)

vrm = Format((293 / Ts) * (fch * ep * pz(540) - pz0) / ((ep - 1) * 101325), "0.000")

Text = Text & XN & Chr(9) & emd * 1000 & Chr(9) & egd * 1000 & Chr(9) & ro * 1000 & Chr(9) & Val(Text4) & Chr(9) & Val(Text21) / 100 & Chr(9) & Chr(13) &

Chr(10)

Text1.Text = Text

textverim = Text12.Text & XN & Chr(9) & Format(vrm, "0.000") & Chr(13) & Chr(10)

Text12.Text = textverim

Exit Sub

HATA:

D = MsgBox("Bir hata oluştu." & Chr(13) & "Girilen değerleri kontrol ediniz" & Chr(13) & "Program yanıltıcı sonuç verebilir.", vbCritical, "DİKKAT !")

Exit Sub

basınç:

If pz(kma - 2) <= Ps Then GoTo KUCUK

BUYUK: 'Silindir içi basıncın BÜYÜK olma durumu

B = 2

A = B * rad

alfa = (kma - 2) * rad

gama = (kma - 4) * rad

uus = US(kma - 2)

ffs = FS(kma - 2)

EG = pz(kma - 2)

$$TK1 = -1.38 * EG / vz(alfa, rol, ep, vh) * (SS * uus * ffs / (6 * XN) * Sqr(Abs(2 * R * Tz * 1.38 / 0.38 * ((Ps / EG) ^ (2 / 1.38) - (Ps / EG) ^ (2.38 / 1.38)))) + (vz(alfa, rol, ep, vh) - vzg(gama, rol, ep, vh)) / B)$$

alfa = alfa + A / 2

gama = gama + A / 2

uus = (US(kma - 2) + US(kma)) / 2

ffs = (FS(kma - 2) + FS(kma)) / 2

EG2 = EG + (TK1 * B / 2)

$$TK2 = -1.38 * EG2 / vz(alfa, rol, ep, vh) * (SS * uus * ffs / (6 * XN) * Sqr(Abs(2 * R * Tz * 1.38 / 0.38 * ((Ps / EG2) ^ (2 / 1.38) - (Ps / EG2) ^ (2.38 / 1.38)))) + (vz(alfa, rol, ep, vh) - vzg(gama, rol, ep, vh)) / B)$$

$$EG3 = EG + (TK2 * B / 2)$$

$$TK3 = -1.38 * EG3 / \text{vz}(\text{alfa}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh}) * (\text{SS} * \text{uus} * \text{ffs} / (6 * \text{XN}) * \text{Sqr}(\text{Abs}(2 * R * Tz * 1.38 / 0.38 * ((Ps / EG3) ^ (2 / 1.38) - (Ps / EG3) ^ (2.38 / 1.38)))))) + (\text{vz}(\text{alfa}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh}) - \text{vzg}(\text{gama}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh})) / B)$$

$$EG4 = EG + (TK3 * B)$$

$$\text{alfa} = \text{alfa} + A / 2$$

$$\text{gama} = \text{gama} + A / 2$$

$$\text{uus} = \text{US}(\text{kma})$$

$$\text{ffs} = \text{FS}(\text{kma})$$

$$TK4 = -1.38 * EG4 / \text{vz}(\text{alfa}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh}) * (\text{SS} * \text{uus} * \text{ffs} / (6 * \text{XN}) * \text{Sqr}(\text{Abs}(2 * G * Tz * 1.38 / 0.38 * ((Ps / EG4) ^ (2 / 1.38) - (Ps / EG4) ^ (2.38 / 1.38)))))) + (\text{vz}(\text{alfa}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh}) - \text{vzg}(\text{gama}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh})) / B)$$

$$\text{pz}(\text{kma}) = EG + ((B / 6) * (TK1 + (2 * TK2) + (2 * TK3) + TK4))$$

If kma > 405 And kma <= 540 Then pz(kma) = Ps

Return

KUCUK:

'Silindir içi basıncın KÜÇÜK olma durumu

$$B = 2$$

$$A = B * \text{rad}$$

$$\text{alfa} = (\text{kma} - 2) * \text{rad}$$

$$\text{gama} = (\text{kma} - 4) * \text{rad}$$

$$\text{uus} = \text{US}(\text{kma} - 2)$$

$$\text{ffs} = \text{FS}(\text{kma} - 2)$$

$$EG = \text{pz}(\text{kma} - 2)$$

$$TK1 = 1.38 / \text{vz}(\text{alfa}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh}) * (\text{SS} * \text{uus} * \text{ffs} * \text{Ps} / (6 * \text{XN}) * \text{Sqr}(\text{Abs}(2 * R * Ts * 1.38 / 0.38 * ((EG / \text{Ps}) ^ (2 / 1.38) - (EG / \text{Ps}) ^ (2.38 / 1.38)))))) - EG * (\text{vz}(\text{alfa}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh}) - \text{vzg}(\text{gama}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh})) / B)$$

$$\text{alfa} = \text{alfa} + A / 2$$

$$\text{gama} = \text{gama} + A / 2$$

$$\text{uus} = (\text{US}(\text{kma} - 2) + \text{US}(\text{kma})) / 2$$

$$\text{ffs} = (\text{FS}(\text{kma} - 2) + \text{FS}(\text{kma})) / 2$$

$$EG2 = EG + (TK1 * B / 2)$$

$$TK2 = 1.38 / \text{vz}(\text{alfa}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh}) * (\text{SS} * \text{uus} * \text{ffs} * \text{Ps} / (6 * \text{XN}) * \text{Sqr}(\text{Abs}(2 * R * Ts * 1.38 / 0.38 * ((EG2 / \text{Ps}) ^ (2 / 1.38) - (EG2 / \text{Ps}) ^ (2.38 / 1.38)))))) - EG2 * (\text{vz}(\text{alfa}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh}) - \text{vzg}(\text{gama}, \text{rol}, \text{ep}, \text{vh})) / B)$$

$$1.38 / 0.38 * ((EG2 / Ps) ^ (2 / 1.38) - (EG2 / Ps) ^ (2.38 / 1.38))) - EG2 * (vz(alfa, rol, ep, vh) - vzg(gama, rol, ep, vh)) / B)$$

$$EG3 = EG + (TK2 * B / 2)$$

$$TK3 = 1.38 / vz(alfa, rol, ep, vh) * (SS * uus * ffs * Ps / (6 * XN) * Sqr(Abs(2 * R * Ts * 1.38 / 0.38 * ((EG3 / Ps) ^ (2 / 1.38) - (EG3 / Ps) ^ (2.38 / 1.38)))) - EG3 * (vz(alfa, rol, ep, vh) - vzg(gama, rol, ep, vh)) / B)$$

$$EG4 = EG + (TK3 * B)$$

$$alfa = alfa + A / 2$$

$$gama = gama + A / 2$$

$$uus = US(kma)$$

$$ffs = FS(kma)$$

$$TK4 = 1.38 / vz(alfa, rol, ep, vh) * (SS * uus * ffs * Ps / (6 * XN) * Sqr(Abs(2 * R * Ts * 1.38 / 0.38 * ((EG4 / Ps) ^ (2 / 1.38) - (EG4 / Ps) ^ (2.38 / 1.38)))) - EG4 * (vz(alfa, rol, ep, vh) - vzg(gama, rol, ep, vh)) / B)$$

$$pz(kma) = EG + ((B / 6) * (TK1 + (2 * TK2) + (2 * TK3) + TK4))$$

Return

EGZOZ:

$$EgMILACI = Abs((kma - egaa) / 2 - EgKAMACI)$$

$$\text{If } EgMILACI \geq SINIREG \text{ Then } eglift(kma) = Val(Text4) * (ro / Cos((EgKAMACI - EgMILACI) * rad) - ro)$$

$$\text{If } EgMILACI < SINIREG \text{ Then } eglift(kma) = Val(Text4) * (Cos(EgMILACI * rad) * (ro + EGMAXLIFT - EGR2) + Sqr(EGR2 ^ 2 - ((ro + EGMAXLIFT - EGR2) * Sin(EgMILACI * rad)) ^ 2) - ro)$$

$$FA1 = PI * eglift(kma) * Cos(beta) * (egd + eglift(kma) * Cos(beta) * Sin(beta))$$

$$FA2 = PI * (egd + egs) * (egs ^ 2 / Cos(beta) ^ 2 + eglift(kma) ^ 2 - 2 * egs * eglift(kma) * Tan(beta)) ^ (0.5)$$

$$FA3 = PI / 4 * (egd ^ 2 - egds ^ 2)$$

$$fa(kma) = FA3$$

$$\text{If } FA3 \geq FA2 \text{ Then } fa(kma) = FA2$$

$$\text{If } fa(kma) \geq FA1 \text{ Then } fa(kma) = FA1$$

$$\text{If } (eglift(kma) / egd) > 0.35 \text{ Then } hd = 0.35 \text{ Else } hd = eglift(kma) / (egd) \quad \text{'lift/kanal çapı}$$

ua(kma) = -4.9 * (hd ^ 2) + 3.4 * hd

'AKIŞ KATSAYISI SERİSİ

Return

EMME:

EmMILACI = Abs((kma - emaa) / 2 - EmKAMACI)

If EmMILACI >= SINIREm Then emlift(kma) = Val(Text4) * (ro / Cos((EmKAMACI - EmMILACI) * rad) - ro)

If EmMILACI < SINIREm Then emlift(kma) = Val(Text4) * (Cos(EmMILACI * rad) * (ro + EmMAXLIFT - EmR2) + Sqr(EmR2 ^ 2 - ((ro + EmMAXLIFT - EmR2) * Sin(EmMILACI * rad)) ^ 2) - ro)

FS1 = PI * emlift(kma) * Cos(beta) * (emd + emlift(kma) * Cos(beta) * Sin(beta))

FS2 = PI * (emd + ems) * (ems ^ 2 / Cos(beta) ^ 2 + emlift(kma) ^ 2 - 2 * ems * emlift(kma) * Tan(beta)) ^ (0.5)

FS3 = PI / 4 * (emd ^ 2 - emds ^ 2)

FS(kma) = FS3

If FS3 >= FS2 Then FS(kma) = FS2

If FS(kma) >= FS1 Then FS(kma) = FS1

If (emlift(kma) / emd) > 0.3 Then hd = 0.3 Else hd = emlift(kma) / (emd) lift/kanal çapı

US(kma) = -6.6666666 * (hd ^ 2) + 4 * hd

'AKIŞ KATSAYISI SERİSİ

Return

End Sub

Public Function vz(alfa, rol, ep, vh)

vz = vh * (1 / (ep - 1) + 0.5 - 0.5 * Cos(alfa) + 0.5 / rol - Sqr(0.25 / rol ^ 2 - 0.25 * Sin(alfa) ^ 2))

End Function

Public Function vzg(gama, rol, ep, vh)

vzg = vh * (1 / (ep - 1) + 0.5 - 0.5 * Cos(gama) + 0.5 / rol - Sqr(0.25 / rol ^ 2 - 0.25 * Sin(gama) ^ 2))

End Function

Private Sub Text17_Change()

Text18.Text = Val(Text17.Text) / 4

End Sub

```
Private Sub Text8_Change()  
Text10.Text = Format(Val(Text8.Text) + Val(Text9.Text) + 180, "000°")  
Call ciz  
If Check1.Value = 1 Then Call yaklaşım  
End Sub
```

```
Private Sub Text9_Change()  
Text10.Text = Format(Val(Text8.Text) + Val(Text9.Text) + 180, "000°")  
Call ciz  
If Check1.Value = 1 Then Call yaklaşım  
End Sub
```

```
Private Sub Text2_Change()  
If Check1.Value = 1 Then Call yaklaşım  
End Sub
```

```
Private Sub Check1_Click()  
If Check1.Value = 0 Then  
Text3.Text = 91675  
Text11.Text = 115800  
Text16.Text = 303  
Exit Sub  
End If  
If Check1.Value = 1 Then Call yaklaşım  
End Sub
```

```
Private Sub Text25_Change()  
Text31.Text = Format(Val(Text25.Text) + Val(Text26.Text) + 180, "000°")  
Call ciz  
End Sub
```

```
Private Sub Text26_Change()  
Text31.Text = Format(Val(Text25.Text) + Val(Text26.Text) + 180, "000°")  
Call ciz
```

End Sub

Private Sub Text27_Change()

Text28.Text = Val(Text27.Text) / 4

End Sub

Private Sub Text21_Change()

Text23.Text = Format(Val(Text21.Text) ^ 2 / 4 * PI * Val(Text22.Text), "0.00")

End Sub

Private Sub Text22_Change()

Text23.Text = Format(Val(Text21.Text) ^ 2 / 4 * PI * Val(Text22.Text), "0.00")

End Sub

Sub ciz()

Cls

For t = 1800 To 1550 Step -10

Circle (13000, 8000), t, RGB(0, 0, 255), (270 - Val(Text9.Text)) * rad, (90 +
Val(Text8.Text)) * rad

Next t

For t = 1450 To 1200 Step -10

Circle (13000, 8000), t, RGB(255, 0, 0), (90 - Val(Text26.Text)) * rad, (270 +
Val(Text25.Text)) * rad

Next t

End Sub

Sub yaklaşım()

Text11.Text = Int(103255 + 1.93 * Val(Text2.Text) - ((20 / Val(Text9.Text)) * 3000 -
Val(Text2.Text)) * (55 - Val(Text9.Text)) * 0.0193) 'egzoz

Text3.Text = Int(88780 + (6000 - Val(Text2.Text)) * (90 - Val(Text9.Text)) / 621.761 +
Val(Text9.Text) * 77.2) 'emme

Text16.Text = Int((-0.00003 * (Val(Text9.Text) / 45) * Val(Text2.Text) + 0.6) *
(Val(Text9.Text) - 10) + 290) 'sıcaklık

End Sub

3.2.4.2.8.3 Yazılan program ile elde edilen sonuçlar

Öncelikle Renault Cho II Sport 2.0 RS model araçta kullanılan 1998 cm³ silindir hacmine sahip, silindir başına 4 süpaplı, 4 silindirli, 6250 d/d'da 172 BG güç ve 5400 d/d 200 Nm tork üretebilen F4R 730 indisli motor incelenmiştir. Bu motorun dolgu değişimi ile ilgili değerleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Motor oldukça sportif özelliklere sahiptir.

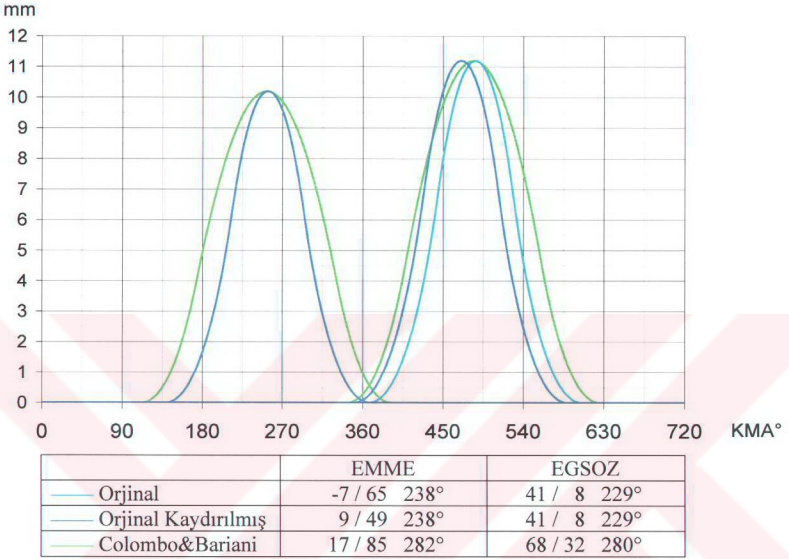
Bu motor emme kam mili üzerinde bir aç kaydırıcı ile donatılmıştır. Aç kaydırıcının beslemesi 16°'lik bir kayma sağlar. Motor ilk çalıştırılma beslenir ve emme süpapı açılma avansı 9°'ye çekilir. 3000 d/d'ya kadar beslenen aç kaydırıcının bu devirden sonra beslemesi kesilir ve emme süpapı açılma avansı -7°'ye kaydırılır. Avansın eksi (-) değeri süpapın açılmaya başladığı noktanın Ü.Ö.N.dan sonra olduğunu gösterir. Bu kaydırma işlemi sonucu düşük devirlerde 49°'de kapanan emme süpapının, yüksek devirlerde 65°'de kapanması sağlanmış olur.

Çizelge 3.1 Renault F4R 730 indisli 1998 cm³ hacimli motorun özellikleri.

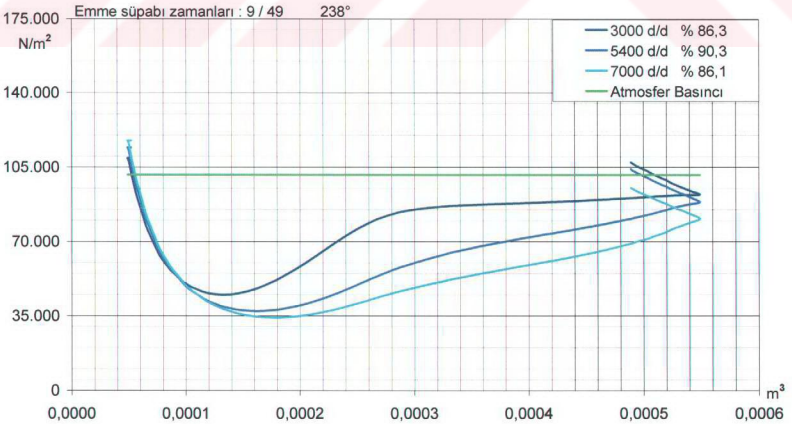
Motor	F4R 730
Sıkıştırma Oranı	11,2
Silindir Çapı	82,7 cm
Strok	93 cm
Biyel Boyu	144 mm
Krank yarıçapı / Biyel Boyu Oranı	0,323
Emme Açılma Avansı	-7 KMA°
Emme Kapanma Geçikmesi	65 KMA°
Emme Açılma Avansı (kaydırılmış)	9 KMA°
Emme Kapanma Geçikmesi (kaydırılmış)	49 KMA°
Emme Süpap çapı	33,5 mm
Emme max. süpap kalkışı	11,2 mm
Egsoz Açılma Avansı	41 KMA°
Egsoz Kapanma Geçikmesi	8 KMA°
Egsoz Süpap çapı	29 mm
Egsoz max. Süpap kalkışı	10,2 mm
Külbütör Oranı	1,65
Profil Ana Çapı	35 mm
Kam Mili Yatak Çapı	25 mm

Ayrıca bu motora Colombo&Bariani marka, 280°'lik, aynı süpap kalkışına sahip emme ve egsoz kam mili uygulaması yapıldığında volumetrik verimin, silindir içi basıncın ve süpap kalkışlarının nasıl etkilendiği de incelenmiştir. Bu eksantrik milleri ile birlikte enjeksiyon

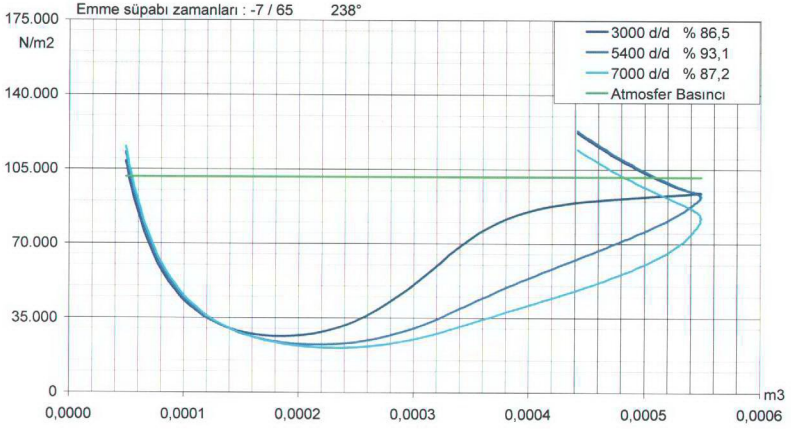
beynine uygun kartografi yüklendiğinde yaklaşık 20 BG güç artışı elde edilmektedir. Orjinal kam mili ile 7000 d/d'da %87,2 seviyesine düşen volumetrik verim 280 derecelik eksantrik mili ile %98.8 seviyesine ulaşabilmektedir.



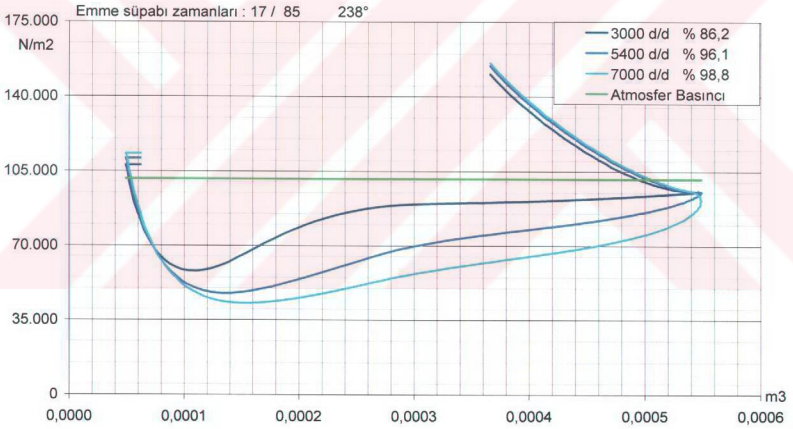
Şekil 3.32 F4R 730 motorunun KMA'na göre süpap kalkışları



Şekil 3.33 F4R 730 motorunun P-V diagramı (kam mili düşük devir pozisyonunda)

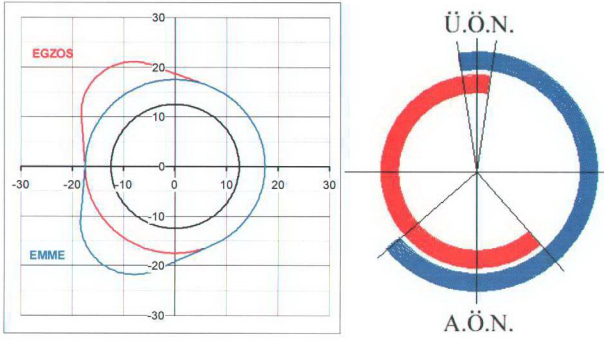


Şekil 3.34 F4R 730 motorunun P-V diagramı (kam mili yüksek devir pozisyonunda)

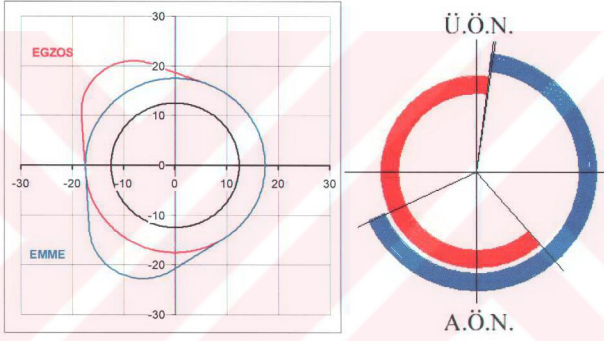


Şekil 3.35 F4R 730 motorunun P-V diagramı (Colombo&Bariani marka, 280°lik yarış tipi eksantrik ile)

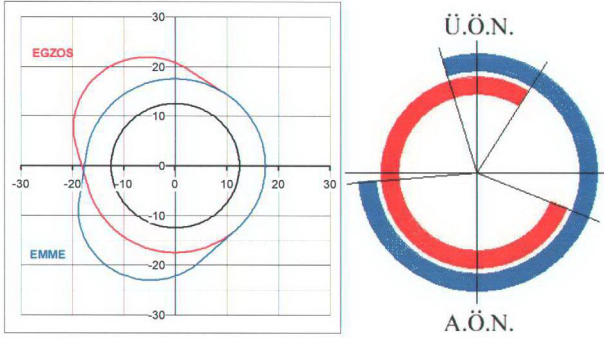
Şekil 3.38 de görülen geniş açılı, yarış tipi eksantriklerin giriş açıları çok yüksektir. Bunun sebebi tepe çaplarının çok yüksek olmasıdır. Bu durum süpab üzerinde çok yüksek ivmelenmelere yol açmaktadır. Yüksek ivme değerlerinin süpaplara zarar vermesini engellemek için, özellikle profilin süpab açılış yönündeki kısmı içe doğru işlenir.



Şekil 3.36 F4R düşük devir pozisyonu; Emme : 9 / 49 (238°), Egsoz : 41 / 8 (228°)

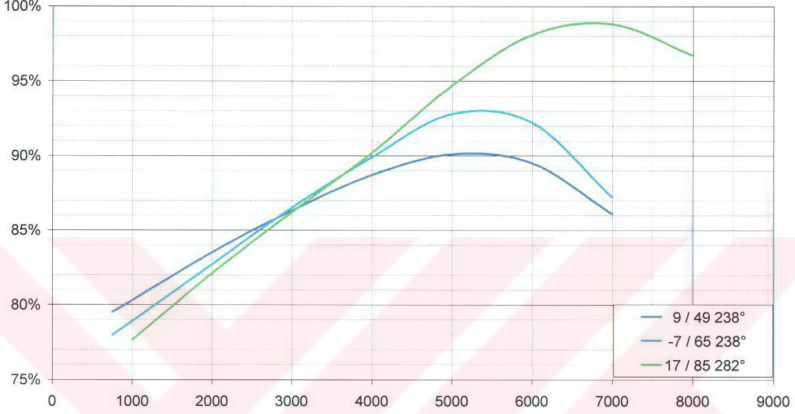


Şekil 3.37 F4R yüksek devir pozisyonu; Emme : -7 / 65 (238°), Egsoz : 41 / 8 (228°)



Şekil 3.38 F4R için yarış tipi eksantrik; Emme : 17 / 85 (282°), Egsoz : 68 / 32 (280°)

Bu işlem yüksek sıkıştırma oranlı motorlarda süpabın pistona çarpmasını da engeller. Daha önce de bahsedildiği gibi bu yüksek ivme değerleri daha sert süpap yaylarına ihtiyaç duyulmasına sebep olur. Süpap yayları sertleşdikçe eksantrik kasnak ve kayışıya binen yük artacaktır. Bu tip eksantrik uygulamalarında süpap yayları ile birlikte eksantrik kayışının ve kasnakların da özenle seçilmesi gerekir.



Şekil 3.39 Değişik Emme süpabı zamanlaması ile F4R 730 motorunun volumetrik verimi

Şekil 3.39 da görülen volumetrik verim değerleri motorun genel performansı hakkında fikir verse de elde edilen güç çıkıştırma sonu basıncı, yanma verimi, egzoz süpabı açılma zamanlaması gibi bir çok faktöre bağlıdır. Yüksek dereceli eksantrikli motorlarda süpapların süper pozisyonu yüksek olması, emme süpabının sıkıştırma prosesi sırasında uzunca bir süre açık kalması düşük devirlerde beklenen performansın elde edilemesine sebep olur. Bu tip yüksek eksantrik derecelerine sahip motorlarda düşük devirlerde kararsızlık gözlemlenir. Ralantide ki kararsızlık motorun stop etmesi dahi sebep olabilecek değerdedir. Bu nedenle eksantrik uygulaması yapılmış motorların ralanti değerlerinin de yükseltilmesi gerekir. Ralanti devri motor ve eksantrik karakteristiğine göre 1500 d/d' mertebesine çıkabilir. Yarış koşullarında yakıt ekonomisi söz konusu olmadığı için bu durum sorun teşkil etmemektedir. Yarış koşullarında düşük devirler kullanılmadığı için bu devirlerdeki performans eksikliği önemini kaybetmemektedir. Motorun yüksek devirlere çıkabilmesi daha önemlidir. Ralli ve pist yarışlarında kullanılan motorlar 9000 d/d'ya çıkabilecek yapıdadırlar. Hatta Formula 1 motorları 18.000 d/d mertebesine ulaşabilmektedir.

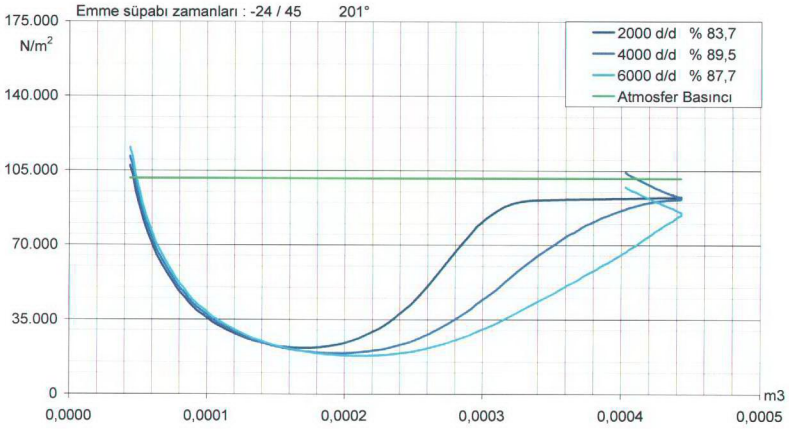
Bir diğ er inceleme de Renault Megane II 1.6 model araçta kullanılan 1598 cm³ silindir hacmine sahip, silindir başına 4 süpaplı, 4 silindirli, 6000 d/d'da 115 BG güç ve 4200 d/d 152 Nm tork ü re te bi len K4M 760 indisli motordur. Bu motorun dolgu de ğ iş i mi ile ilgili de ğ er le ri Ç izelge 3.2'de verilmiştir. Motor düşük devirlerde ekonomik bir karaktere sahipken yüksek devirlerde hacmine göre oldukça iyi güç de ğ er ine ulaşabilmektedir.

Bu motor emme kam mili üzerinde bir aç ı kaydırıcı ile donatılmış tır. Ayrıca gaz kelebe ğ inin pozisyonu enjeksiyon beyni tarafından kontrol edilmektedir. Gaz pedalı üzerinde bulunan bir potansiyometre sürücüsünün istedi ğ i enjeksiyon beynine iletir. Enjeksiyon beyni motor devrine göre uygun eksantrik aç ı sını ve gaz kelebek pozisyonu belirleyerek sürücü iste ğ ine cevap verir. Aç ı kaydırıcı kademeli olarak beslenme kapasitesine sahiptir ve enjeksiyon beyninin stratejisine göre 0+23° kayma sağ lar. 3500 d/d'dan sonra beslemesi kesilir ve emme süpap ı kapanma geç ikmesi 45 KMA°'da gerçekleş ir.

Ç izelge 3.2 Renault K4M 760 indisli 1598 cm³ hacimli motorun özellik le ri

Motor	K4M 760
Sıkış tırma Oranı	10,0
Silindir Ç apı	79,5 cm
Strok	80,5 cm
Biyel Boyu	128 mm
Krank yarı ç apı / Biyel Boyu Oranı	0,314
Emme Aç ılma Avansı	-24 KMA°
Emme Kapanma Geç ikmesi	45 KMA°
Emme Aç ılma Avansı (kaydırılmış)	-1 KMA°
Emme Kapanma Geç ikmesi (kaydırılmış)	22 KMA°
Emme Süpap ç apı	32,7 mm
Emme max. süpap kalkış ı	9,221 mm
Egsoz Aç ılma Avansı	17 KMA°
Egsoz Kapanma Geç ikmesi	2 KMA°
Egsoz Süpap ç apı	28 mm
Egsoz max. Süpap kalkış ı	8,075 mm
Kü lbütör Oranı	1,85
Profil Ana Ç apı	33 mm
Kam Mili Yatak Ç apı	25 mm

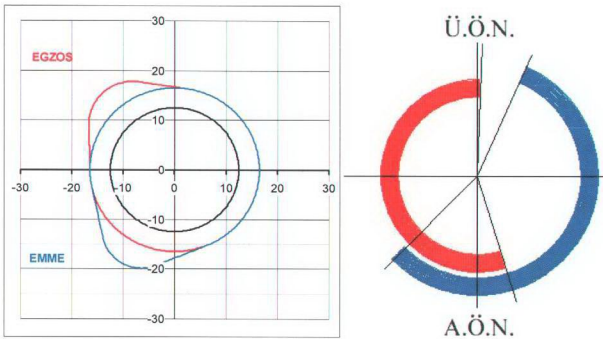
Burada ki uygulamanın amacı yüksek devirlerde yüksek güç elde etmekten daha çok düşük devirlerde ekonomik çalışabilen bir motor elde etmektir. Düşük devirlerde silindire fazla hava girmesine izin verilmeyerek yanabilir yakıt hava karışımı için daha az yakıtı ihtiyaç duyulur.



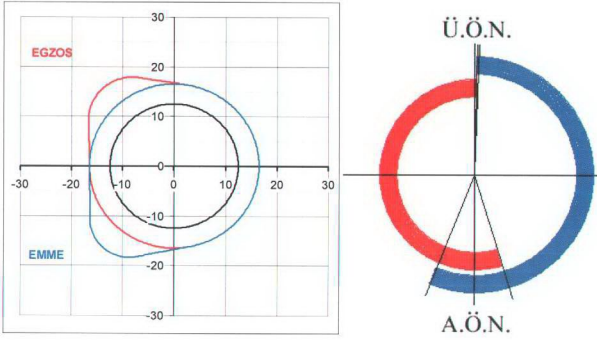
Şekil 3.42 K4M 760 motorunun P-V diagramı (kam mili yüksek devir pozisyonunda)

Şekil 3.42 de emme süpabının Ü.Ö.N.'dan sonra açılması ile silindir içerisinde yüksek miktarda vakum oluştuğu gözlemlenebilmektedir. Motor bu konumda çalışırken emme prosesi sırasında 22° boyunca her 4 süpabda kapalıdır. Vakum etkisini yaratan ve silindir içerisinde ki basıncı düşüren olay da süpabların kapalı olduğu anda pistonun A.Ö.N.'ya doğru yoluna devam ediyor olmasıdır.

23° kayma açısı oldukça büyük bir değerdir. Sistemin üzerindeki, süpap ivmelerinin oluşturduğu yükü azaltabilmek için basık bir profil kullanılmıştır. Gerek duyulan süpap kalkışı külbütör oranını yükseltilmesi ile sağlanmıştır.

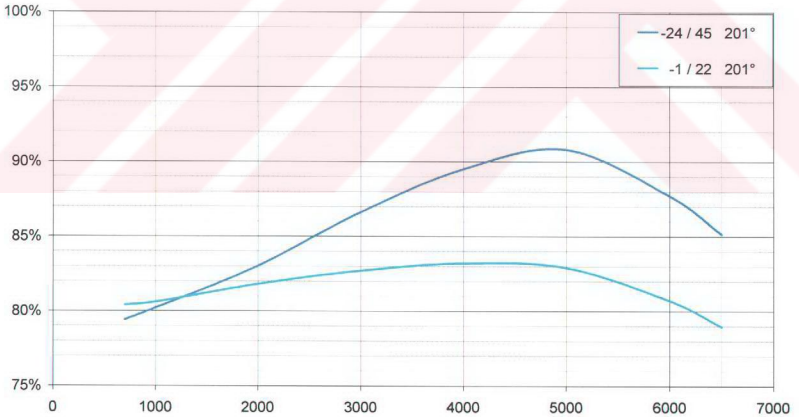


Şekil 3.43 K4M 760 yüksek devir pozisyonu; Emme : -24 / 45 (201°), Egsoz : 17/ 2 (199°)



Şekil 3.44 K4M 760 düşük devir pozisyonu; Emme : $-1 / 22$ (201°), Egsoz : $17 / 2$ (199°)

Ayrıca emme kam mili üzerinde kam profillerinin yarattığı kayış gerginliğini azaltacak yönde ek bir profil yerleştirilmiştir. Dört köşe biçimindeki bu profilin her bir köşesi bir silindirin süapları açılırken yarattığı karşı kuvveti yenecek bir kuvvet oluşturur. Böylece kayış üzerindeki gerilme kuvvetleri azaltılmış olur. Bu profilin süaplarla bir ilişkisi yoktur ve külbütör kapağı üzerine yerleştirilmiş bir yay ve makara sistemi ile birlikte kullanılır.



Şekil 3.45 Değişik Emme süpabı zamanlaması ile K4M 760 motorunun volumetrik verimi

Enjeksiyon beyni sürücününün isteğine göre kam açısını ve kelebek pozisyonunu kullanarak Şekil 3.45 de görülen iki eğri arasında kalan bölgeyi kullanır. Düşük devirlerde az hava, az yakıtla hacmine göre ekonomik bir motor olarak çalışır.

4. SONUÇ

Genel anlamda daha fazla güç elde etmek için daha fazla yakıt kullanmak gerekmektedir. Ancak yakıt hava karışımının belli bir sınırı vardır. İlk bölümlerde açıklandığı gibi maksimum güç elde etmek için hava fazlalık katsayısının 0,85 mertebesinde olması gerekir. Bu şarta uyan bir hava yakıt karışımında yanmaya katılmadan silindirden atılan oksijen miktarının sıfıra yakın olmasıdır. Yakıtın bir kısmı tam olarak yakılmama da havanın tamamı kullanılmış olur. Yarış ortamında yakıt harcamasının pek de önemi yoktur. Bir miktar yakıtın tam olarak yanmaması da büyük bir problem yaratmaz. Hava fazlalık katsayısının 0,85 altına düşmesi yani karışımın daha da zenginleşmesi hem motora zarar verecek hem de güç kaybına sebep olacak bazı olayların meydana gelmesine sebep olmaktadır. Aşırı zengin karışım ile çalışan bir motorda piston üst yüzü ve yanma odası cidarları kurumlanır. Kurumlanma, diğer bir deyişle karbon tabakasının yanma odası cidarlarında birikmesi kontrolsüz ateşlemenin yani vuruntunun ortaya çıkmasına sebep olur. Silindir bloğu, segman ve piston yüzeylerindeki aşınmalar hızlanır. Zengin karışımla çalışan bir motorun ömrünün azalacağı açıktır. Zengin karışımın oluşumu sırasında homojenliği sağlamak için yakıt basıncının yükseltilmesi genel bir uygulama örneğidir. Böylece küçük parçalara ayrılabilen yakıt damlacıkları hava ile daha kolay etkileşime girer.

Ateşlemenin belli bir avansla gerçekleştirilmesinin amacı yanmanın başlaması ile yükselen basınç artışını ve pistonun Ü.Ö.N.dan A.Ö.N.ya doğru hareketi ile hacim artışı ve basınç düşüşünü dengeleyerek, silindir içi basıncının pik noktasını Ü.Ö.N.ya mümkün olduğu kadar yaklaştırmaktır. Avansı artırarak bu pik noktası Ü.Ö.N.ya doğru çekilir ve daha fazla güç elde edilir. Motorda vuruntu olayının engellenmesi için ateşleme avansı azaltılır. Böylece yanma sonu basıncı düşer vuruntu olayı ortadan kalkınca ateşleme avansı tekrar artırılır. Ancak bu arada güç kaybı olur. Vuruntu riskini azaltmak için yüksek oktanlı yakıt kullanmak gerekir.

Motorlarda güç artırımı tek bir modifikasyonla sağlıklı bir şekilde gerçekleştirilebilecek bir olay değildir. Yapılan her modifikasyonun getirileri yanında eksi yönlerini de düşünmek gerekir. Motor devrinin yükseltilmesi, gücü direkt olarak etkiler ancak motor ömrünü azaltacağı da açıktır. Bunun nedeni, atalet kuvvetlerinin motorun emniyet sınırlarını zorlaması ve motorun dizaynı sırasında belirlenen yağlama şartlarının bozulmasıdır. Bununla birlikte emme kanalında gerekli düzenlemeler yapılmadığı sürece yüksek devirlere çıkıldıkça motor verimi düşecektir. Bir başka uygulama da sıkıştırma oranının artırılmasıdır. Sıkıştırma oranının yükseltilmesi motor termik verimini de yükseltecektir. Sıkıştırma sonu basıncı yükseldiği gibi yanma sonu basıncı da yükselecektir. Vuruntu riskinin arttığı bu durumda

pistonlar, biyel kolu ve silindir kapağı civataları özellikle zorlanacaktır. Motor vuruntulu çalıştığı sürece yüksek güç elde etmek mümkün olmayacaktır. Sıkıştırma oranını kullanılacak yakıtta göre iyi belirlemek gerekir. Aşırı doldurmalı bir motorun doldurma basıncının yükseltilmesi de yaklaşık olarak sıkıştırma oranının artırılması ile aynı riskleri taşımaktadır.

Atmosferik bir motora sonradan aşırı doldurma uygulaması köklü değişiklikleri de beraberinde getirmektedir. Aşırı doldurma uygulamasında emme manifoldunda da bir değişiklik yapılma zorunluğu olacağı açıktır. Kompresörün tahriği, bir kayış, dişli veya zincir ile motorun kendisinden sağlanacak ise uygulama basitleşse de kasnak veya dişli sisteminin yerleştirilmesi güçlükler ortaya çıkacaktır. Bir turboşarj ünitesi kullanılacak ise egsoz manifoldunun sisteme uygun hale getirilmesi gerekmektedir. Böyle bir uygulama, silindir basınçlarını arttıracığından piston, biyel kolları, silindir kapak civatalarının ve silindir kapak contası başta olmak üzere bir çok modifikasyon gerektirmektedir. Motor mukavemeti artırılmadan yapılan uygulamalarda kompresör basıncı fazla yükseltilemeyeceğinden fazla bir güç artışı elde edilemediği gibi motor emniyet sınırları da zorlanmış olacaktır. Sonradan aşırı doldurma köklü değişiklikler gerektirdiği ve yarışa katılacak bir araçta sınıf değişikliğine sebep olacağından pek tercih edilmemektedir. Daha önce de bahsedildiği gibi yarışlarda aşırı doldurma motorların sınıfları belirlenirken motor hacmi 1,7 kat sayı ile çarpılmaktadır. Bunun anlamı atmosferik bir motora aşırı doldurma uygulaması yapıldığında %70 güç artışı elde edilemiyorsa yapılan modifikasyonun yarışta bir avantaj getirmeyecek olmasıdır. %70 güç artışı ile silindir basıncının da aynı oranda artacağını düşünmek çok da yanlış olmaz. Silindir basıncında bu mertebedeki bir artış motorda köklü değişiklikler yapılmasına sebep olacak bir artıştır. Günümüzde yarışlara katılan 2 lt turbo motorlu araçların güçleri 300 BG seviyesindedir. Konvensiyonel 2 lt bir motor yaklaşık 140 BG üretebilmektedir. Bu motorları aşırı doldurma uygulaması ile 300 BG üretecek hale getirmek oldukça masraflı ve detaylı çalışmalar gerektirmektedir. 2 lt silindir hacmine sahip bir motora aşırı doldurma uygulayarak sınıfını yükseltmektense volumetrik verimi, sıkıştırma oranı ve motor devrini yükselterek performansını arttırmak daha avantajlı olacaktır. Bu sayede 3,4 lt silindir hacmine ait sınıf yerine, 2 lt silindir hacmine sahip otomobillerle aynı sınıfta kalacaktır.

Dolgu değişiminin iyileştirilmesi hem yarış ortamında hem günlük kullanımda ekstra performans isteyen kullanıcılar için en önemli konudur. Bu konudaki modifikasyonlar emme, egsoz hattı ve supap zamanlamaları ile ilgilidir. Dolgu değişiminin iyileştirilmesinin esas amacı egsoz gazlarının silindirden dışarı atılmasını ve taze dolgunun silindire girişini kolaylaştırmaktır. Böylece silindir hacmi sabit kaldığı halde daha fazla yakıt yakarak daha

fazla güç elde edilebilir.

Otomobilin performansını etkileyen başlıca unsurlardan biri motorun yeterli miktarda havayı yeterli hızda ve yeteri kadar düşük sıcaklıkta alabilmesidir. Otomobillerde üreticinin kullandığı hava filtreleri, çoğunlukla kağıt veya kağıt kökenli maddelerden imal edilmiş, geçirgenliği zayıf, kolay ve hızlı kirlenerek işlevini kaybedebilen elemanlardır. Otomobil üreticisi birkaç sebepten dolayı bu mükemmellikten uzak yöntemi tercih etmektedir; kağıt bazlı filtreler daha ucuzdur, daha sessizdir, daha kısa ömürlüdür ve çabuk yenilenmesi gerekecektir. Böylece yedek parça satışı da artacaktır.

Sonuçta bu standart filtreler, yeni ve temiz haliyle günlük kullanımda ihtiyaca cevap verebilir. Fakat performansa yönelik kullanımlarda ve yüksek devirlerde, motorun dışarıdaki havayı, ihtiyaç duyduğu miktarda ve ihtiyaç duyduğu hızda emmesi standart filtre ile mümkün olmayacaktır. Bu filtre belli bir süre sonra, üzerinde biriken toz ve kirden dolayı artık görevini yapamaz hale gelecek ve tam anlamıyla motoru nefessiz bırakacaktır. Bunun sonucunda, kayda değer ölçüde performans kaybı, benzin tüketiminde artışlar ve benzeri istenmeyen durumlar ortaya çıkacaktır.

Otomotiv yan sanayi tarafından koton malzemeden üretilen filtreler ise hem havayı kağıttan daha iyi süzerek içeri giren hava miktarını ve hızını arttırmakta, hem de toza karşı daha uzun süre hassas kalarak motoru koruyabilmektedir. Bunun yanında koton bazlı filtreler, özel solüsyonlarla ortalama 10 bin km'de bir temizlenip özel yağı ile yağlanmak üzere 100 bin km'ye kadar kullanılabilir.

Yine yan sanayi tarafından üretilen diğer bir tür de sünger bazlı hava filtreleridir. Bunların yarışlarda kullanımı oldukça yaygındır. Çünkü bu filtreler, yapı ve malzeme yönünden havayı koton filtrelerden daha fazla alır ve bundan dolayı çoğu zaman kısa vadede daha iyi performans verirler. Fakat sünger filtreler toz tutma ve muhafaza etmede kotonlar kadar başarılı olmadıkları için, sık temizlenmezlerse tıkanıklık yaratırlar ve performans düşüşüne sebep olurlar. Bu filtrelerin ömrü koton filtrelere göre daha kısadır.

Performansa yönelik hava filtreleri kullanım yeri olarak kutu içi ve açık olmak üzere iki gruba ayrılırlar. Kutu içi koton hava filtreleri; hemen hemen tüm hava filtresi üreticilerinin, çoğu otomobil modeli için ürettiği filtrelerdir, otomobilin standart hava filtresinin kutusu içinde, standart kağıt filtrenin yerine yerleştirilir. Motor sesini arttırmaması, havayı standart filtreden daha temiz, daha bol süzebilmesi ve uzun ömürlü oluşu avantajlarıdır. Ancak performansa olan katkıları açık hava filtrelerine oranla daha zayıftır. Açık hava filtreleri, koton veya sünger

filtreler olmak üzere, otomobilin standart filtre kutusu komple iptal edilerek veya sadece kutunun kapağı çıkartılarak, filtre açıkta kalacak şekilde monte edilirler. Doğru yere ve doğru şekilde monte edildikleri takdirde hava girişini rahat, hızlı ve daha serin hale getirerek performansa ciddi ölçüde katkıda bulunurlar. Açıkta olduklarından dolayı motor sesini hissedilir şekilde arttırmaları dezavantajlarıdır, fakat yarış ortamında motor sesinin yükselmesinin bir önemi yoktur. Açık hava filtrelerinin montajında dikkat edilmesi gereken hususlar vardır. Hava filtresinin bağlandığı boru, olabildiğince düz yüzeyli ve düz bir parkurda monte edilebilecek şekilde olmalıdır. Motora giren havanın ısınması performansı olumsuz etkileyecektir. Soğuk hava girişi için hava filtresi motor sıcaklığından olabildiğince az etkilenecek şekilde monte edilmelidir. Bunun için kaputun altında motor blokundan mümkün olduğu kadar uzak, mümkün olduğunca serin hava alabilecek şekilde hava girişlerine yakın olmalıdır. Otomobilin motor kompartımanı bu yapıya izin vermiyorsa, açık filtre motora çok yakın mesafede kalıyorsa motor ile filtre arasında ısıya dayanıklı izolasyon malzemeleri gerilerek filtre motordan gelen ısıdan korunabilir. Hatta yarış otomobillerinde tüm emme hattı ısı izolasyon malzemeleri ile kaplanmaktadır. Bir diğer önlem de filtrenin üzerine soğuk hava gelecek şekilde kaput dışına açılan kanallar yerleştirmektir. Ancak bu kanalların dışarıdan su girişine imkan vermemesi gerekir. Çünkü filtre ıslanırsa görevini yerine getiremez. Benzer şekilde, filtrenin borusunu eğer kaput altındaki boşluklar elveriyorsa arabanın altına doğru uzatmak ve aşağıya bakacak şekilde yerleştirmek bir başka uygulamadır. Burada ise filtrenin hem suya ve çamura maruz kalma, hem de yol bozukluklarına ve tümseklere çarpma riski artmaktadır. Bu nedenle pek tercih edilen bir yöntem değildir.

Emme hattına yapılan en kapsamlı modifikasyon emme manifoldunun ortadan kaldırılması ve her silindir için ayrı bir kelebek kutusu yerleştirilmesidir. Bu uygulamada her silindirin ayrı bir kelebeği olduğu gibi ayrı debi sensörü de vardır, böylece her silindire ne kadar hava girdiği enjeksiyon beyni tarafından tespit edilir ve uygun karışım oluşacak şekilde yakıt miktarı ayarlanır. Hava akışında silindirler arasında dengesizlik oluşması durumunda gaz kelebekleri sayesinde her silindire eşit miktarda hava gönderilmesi sağlanır. Tahmin edilebileceği gibi motorun tüm elektronik kontrol sisteminin de değiştirilmesi gerekmektedir.

Genellikle otomobillerde egsoz sistemleri, performansa yönelik en mükemmel şekil ve iç yüzey özellikleri ile üretilmezler. Ucuz maliyetli ve seri üretimleri kolay olacak şekilde tasarlanırlar, çevre koruma ve gürültü azaltma amacıyla katalitik dönüştürücü, büyük ve yoğun susturucularla üretilirler. Egsoz gazı rahat ve hızlı dışarı atılmalıdır, ancak gereğinden

daha rahat dışarı çıkan gaz, motorun ihtiyaç duyduğu sıkışmayı sağlayamayacak ve motorun performansının düşmesine sebep olacaktır. Karşı basıncı az olan atmosferik bir motor özellikle alt devirlerde hızlı kalkış için gerekli torku üretemeyecek, ancak üst devirlerde standardından daha rahat çıkacaktır. Karşı basıncı fazla olan bir motor ise alt devirlerde ve ara devirlerde normalden daha yüksek tork üretebilecek, fakat yanmanın ve gaz atışının hızlandığı üst devirlerde motoru sıkıştırarak çalışmasını zorlaştıracak ve gücü düşürecektir.

Yan sanayide her otomobil için özel olarak tasarlanarak, en iyi performans ve en yüksek motor gücü için dinamometre üzerinde defalarca test edilen egsoz sistemleri, kendi içlerinde de farklılıklar göstermekle birlikte, genellikle fabrika standarti egsozlardan çok daha iyi sonuçlar verirler. Bunlar hem malzeme kalitesi, hem iç yüzey pürüzsüzlüğü, hem de performansa yönelik dizayn açısından standart egsozlardan daha itinalı ve profesyonelle üretilmişlerdir. Boru genişliğinden susturucuların büyüklüğüne kadar her ayrıntı yoğun hesapların ve çok sayıda denemenin sonucudur. Bu sayede manifolddan itibaren başlayan komple performans egsoz sistemleri, %5'ten %10'a kadar artı güç sağlayabilmektedir.

Egsoz sisteminde ilk olarak, egsoz manifoldunun yapısı incelendiğinde, otomobilin silindirlerinin adedine göre bir çok koldan ayrı ayrı çıkan atık gazı çoğunlukla bir veya iki ana boruda toplayarak bir veya iki çıkıştan dışarı atmak üzere tasarlanmış olduğu görülür. Bir egsoz manifoldunun randımanını etkileyen başlıca faktörler boruların şekli ve iç yüzeyidir. Bu boruların şekli, gazın ilk çıkış anında ilk karşı basınç noktasına gidinceye kadar hiçbir engele veya keskin köşeye çarpmadan hızla ilerlemesi için uzun ve yumuşak kıvrımlı olmalıdır. İç yüzeyin mümkün olduğunca pürüzsüz olmasında fayda vardır. 4 veya daha fazla çıkışın birleşeceği ve tek boruya düşeceği nokta kuşkusuz ilk karşı basınç noktası olacaktır.

Standart sistemlerde buradan sonra, egsoz gazının yolu üzerinde bir orta susturucu bulunmaktadır. Performans sistemlerinde bulunmayan bu susturucunun amacı özellikle gürültünün engellenmesidir. Performans sistemleri bu aşamada karşı basıncı boruların dizaynıyla sağlarken, gürültüyü de olabildiği ölçüde malzeme kalitesiyle önlemeye gayret ederler. Ancak elbette performans için üretilmiş bir egsoz sisteminin gürültüsü standart bir sistemden daha fazla olacaktır.

Son susturucuya gelindiği zaman, standart sistemdeki susturucunun, genellikle gazı en az 2 kez 180 derece döndürdüğü veya arka arkaya birçok odacığa sokarak süratini ve gürültüsünü kestiği görülür. Performans egsozları ise son susturucuda kullandıkları elyaf yalıtım tabakasını standarttan daha kalın ve daha kaliteli tutarak gürültüyü keserken, gazı direkt ve

dolaysız bir şekilde dışarı atarak motoru rahatlatırlar.

Dolgu değişimi sırasında en büyük kayıp süpaplarda gerçekleşir. Buradaki kayıpları azaltmak için süpap çapları büyütülebilir. Hem emme hem egsoz süpaplarının kesitinin büyütülmesi hidro mekanik dirençleri azaltacaktır. Günümüzde motorlar çoğunlukla silindir başına dört süpaplı olarak dizayn edilmektedir. Silindir kafasına yerleştirilmiş süpapların çapları büyütüldükçe süpaplar arasında kalan bölge daralacaktır. Bir tarafından sıcak egsoz gazları bir tarafından soğuk taze dolgu geçen bu bölge yüksek ısıl gerilmelere maruz kalır. Orjinal silindir kapağındaki süpap yuvalarının genişletilmesiyle yapılan modifikasyonlar arada kalan bu bölgeyi ısıl gerilmeler açısında zorlayacaktır. Silindir kafasının daha etkin soğutulması gerekmektedir. Bu da silindir kafasının yeniden dizayn edilmesi anlamına geleceğinden çoğunlukla tercih edilmemektedir.

Süpap serbest kesitinin büyüklüğü süpap kalkışları ile de ilgilidir. Süpap kalkışlarının artırılması süpap serbest kesitinin aynı oranda artması anlamına gelmez. Kısılmaların en dar kesitte gerçekleşeceği düşünülürse, emme kanalı ve süpap sapı arasında kalan bölge süpap kafası ile silindir kapağı arasında kalan kesit alanından küçük olduğu sürece süpap kalkışı ne kadar arttırılırsa arttırılsın etkin kesit emme kanalı ile süpap sapı arasında kalan bölge olacaktır. Emme kanalının genişletilmesi yine silindir kafasının yeniden dizaynını gerektirir. Görüldüğü gibi tek başına süpap kalkışını arttırmak bir işe yaramayacaktır.

Dolgu değişiminin iyileştirilmesi için en önemli faktör süpap zamanlamalarıdır. Süpapların avansla açılıp gecikmeyle kapanması yüksek devirlerde silindir içerisine alınabilen taze dolgu kütlelerini arttıracaktır. Ancak emme süpabının avansla açılması sırasında piston da Ü.Ö.N.ya yaklaşmaktadır. Süpap zamanlamasını kısıtlayan en büyük faktör, süpabın pistonla çarpma riskidir. Süpapların hareketleri, atalet kuvvetleri sebebiyle istenildiği kadar hızlı olamamaktadır. Süpap ivmeleri çok yüksek değerlerdedir. Süpap kalkışının arttırılması bu ivme değerlerini de arttıracaktır. Yüksek devirlerde süpabın kam mili profilini tam olarak takip edebilmesi için süpap yaylarının sertleştirilmesi gerekir. Bu durum mekanik kayıpları arttıracak ve kam mili tahrik sisteminde zorlanmalara yol açacaktır. Süpap hareketlerini keskinleştirmeye çalışmak süpap üzerine binen yükleri arttıracaktır.

Süpap zamanlamalarının arttırılması sayesinde yüksek devirlerde dolgu değişimi sırasında oluşan gaz ataletlerinden faydalanılarak volumetrik verim yükseltilebilir. Ancak düşük devirlerde gaz ataletleri daha düşük seviyede olacağından geç kapanan emme süpabından, sıkıştırma prosesi sırasında silindirden emme kanalına doğru akış gerçekleşecek, volumetrik

verim düşecek ve etkin bir sıkıştırma sağlanamayacaktır. Bu durum motorun ralanti devrinde stabil çalışmasına engel olacaktır. Gaz ataletlerinin yeterli olacağı seviyeye kadar ralanti devrinin yükseltilmesi gerekecektir. Eksantrik mili zamanına göre ralanti devri 1500÷2000 d/d'ya kadar yükseltilebilir. Bu nedenle performans kam milleri güç aralıklarına göre sınıflandırılır. Aracın kullanılacağı ortama göre uygulanacak kam mili belirlenir. Çizelge 4.1'de Kent kam üreticisinin Renault F4R, 2 lt silindir hacmine sahip motoru için ürettiği ve değişik etkin devir aralıklarına sahip kam milleri ve zamanlamaları görülmektedir.

Çizelge 4.1 Renault F4R motoru için üretilmiş Kent marka kam milleri özellikleri [2]

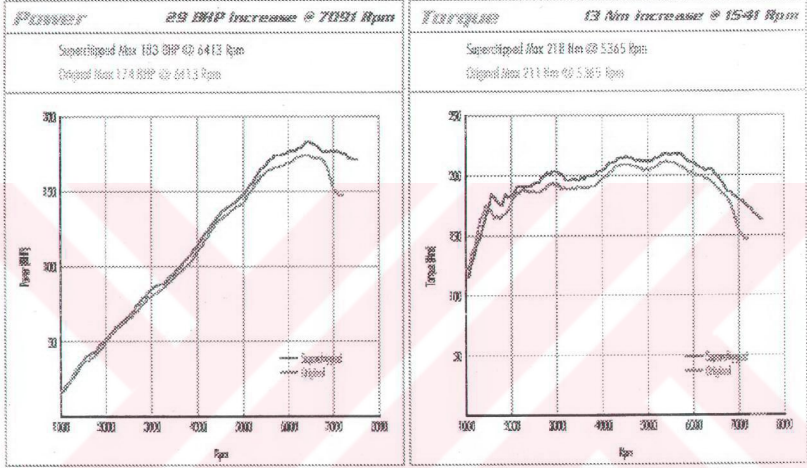
ETKİN DEVİR ARALIĞI	EMME			EGSOZ		
	Toplam Zaman	Açılma avansı	Kapanma gecikmesi	Toplam Zaman	Açılma avansı	Kapanma gecikmesi
2000 - 6500	260°	20°	60°	260°	60°	20°
3000 - 7500	286°	38°	68°	278°	67°	31°
3000 - 8000	314°	51°	83°	296°	74°	42°
4500 - 8500	316°	53°	83°	314°	81°	53°

Kam milleri piyasada bu devir aralıklarına göre cadde tipi ve yarış tipi olarak sınıflandırılmaktadır. Cadde tipi eksantrik milleri daha çok günlük kullanım şartlarında araçlarından daha fazla güç almak isteyen kullanıcılar için uygundur. Bu eksantrikler kullanıldığında ralanti devrinde fazla bir yükseltme yapmaya gerek kalmamaktadır. Ancak bu tip eksantrik millerinin devir aralıkları 2000-6500 d/d arasında olduğundan bu uygulamanın yapıldığı motorları 6500 d/d'nın üzerinde çalıştırmanın bir faydası yoktur. 280° ve üstündeki eksantrik milleri yarış tipi eksantrikler olarak adlandırılır ve devir aralıkları 3000-8500 d/d arasındadır. Bu tip eksantrik mili uygulanmış motorların ralantileri oldukça kararsızdır, ralantilerinin yükseltilmesi gerekir ve günlük kullanım şartlarına uygun değildir.

Günlük kullanım şartlarına uygun dizayn edilen motorların enjeksiyon ve ateşleme stratejileri çoğunlukla ekonomi üzerine yoğunlaşmıştır. Beyin kartografisi yeniden düzenlenerek motordan daha yüksek tork ve güç almak mümkündür. Kartografi değişimi sırasında genelde motor devride bir miktar yükselir. Dünyada bir çok firma bu konu üzerinde çalışmakta ve değişik marka ve modeller için beyin yazılımları geliştirmektedir.

Şekil 4.1'de Superchip firması tarafında Renault Clio Sport da kullanılan F4R 730 motoru için geliştirilen enjeksiyon beyni yazılımının motor tork ve gücü üzerindeki etkileri

görülmektedir. Yeni yazılımla motorun maksimum güç ürettiği devir olan 6400 d/d 10 BG kazanılmıştır. Daha önemlisi yeni yazılım, 7100 d/d yaklaşık 30 BG artı güç getirmiştir. Tork eğrisine bakacak olursak, 5400 d/d 7 Nm 1500 d/d 13 Nm tork kazancı olmuştur. Bu da aracın düşük devirlerden itibaren daha rahat hızlanacağı ve yüksek devirlerde daha performanslı olacağını göstermektedir. Bu güç ve tork artışının yanında yakıt tüketiminin de artacağı açıktır.



Şekil 4.1 Superchip firmasının geliştirdiği enjeksiyon beyni yazılımının etkileri [6]

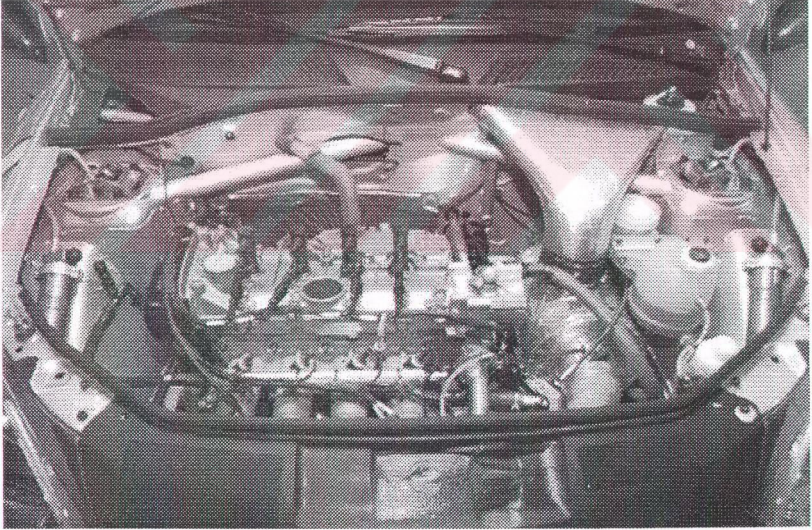
Unutulmamalıdır ki motor bir bütündür ve bir çok değişik parçadan oluşmaktadır. Tek bir parçasına yapılacak modifiye ile kısıtlı bir uyum ve performans sağlanabilir.

Best Servis Performans Centre tarafından gerçekleştirilen uygulamalara örnek olarak; Peugeot 106 GTI üzerindeki 1,6 lt hacmindeki motor üzerinde, açık hava filtresi ve çip uygulaması yapıldığında artı 16 BG alınabilmektedir. Orjinali 120 BG olan motor bu sayede 136 BG güç üretebilmektedir. Bu işleme ek olarak komple egzoz sistemi, cadde tipi eksantrik mili ile 150 BG maksimum güç elde edilebilmektedir. Caddesi tipi eksantrik mili yerine yarış tipi eksantrik mili, yarış tipi pistonlar ve her silindire ayrı hava girişi sağlayan dört kanallı dört gaz kelebekli emme manifoldu (single intake) ve buna uygun enjeksiyon yazılımıyla 180 BG güç elde edilebilmektedir.

Yine Best Servis Performans Centre tarafından yapılan başka bir uygulama da Clio Sport

üzerindeki 2 lt hacminde 172 BG üretebilen motora açık hava filtresi, komple egzoz sistemi, yalıtım ve cadde tipi eksantrik mili uygulaması ile 28 BG artı güç elde edilmiştir.

Yukarıda bahsedildiği gibi performans üzerine çalışan özel firmalar olduğu gibi üreticiler de yarışlara yönelik otomobil hazırlamak için çalışmaktadır. Renault, Clio'da kullanılan K4M, 1.6 lt hacmine sahip motoru üzerinde yaptığı çalışmalar sonucu 5750 d/d 110 BG ve 3750 d/d'de 151 Nm tork üreten motoru 8800 d/d'de 220 BG ve 7000 d/d'da 200 Nm maksimum tork üretir hale getirmiştir. Bu motora yarış tipi kam mili uygulanmıştır. Emme süapları sıkıştırma prosesinin büyük bir bölümünde açık kalması nedeni ile düşen efektif sıkıştırma oranını arttırmak için sıkıştırma oranı 12,5'e yükseltilmiştir. Egzoz sistemi tamamen değiştirilen motorda emme manifoldu kaldırılarak yerine her silindir için ayrı kelebek kutusu, enjektör ve debi sensörü içeren emme sistemi (single-intake) yerleştirilmiştir. Ayrıca hava girişi kaputun arka tarafına alınmış hava filtresi kutusu ve tüm emme hattı yalıtım malzemesi ile kaplanmıştır. Bunların kontrolü için Magneti Marelli marka yüksek performanslı ateşleme ve enjeksiyon kontrol sistemi kullanılmıştır.



Şekil 4.2 Renault Clio Super 1600'un motor bölümü [5]

KAYNAKLAR

- Gülen E., (1981), Motorlarda Dolgu Değişiminin Etüdü, Lisansüstü öğretimi enerji makinaları dalı tezi, İ.D.M.M.A.,İstanbul.
- Karagüle İ. ve Pala Z.,(1997), Microsoft Visual Basic Pro 5.0, Türkmen Kitabevi, İstanbul.
- Kolchin A. ve Demidov V.,(1984), Desing of Automotive Engines, MIR Publishers, Moscow
- Yavaşlıol İ.,(1988), İçten Yanmalı Motorlar, Eğitim Yayınları A.Ş.,İstanbul.
- Robert Bosch GmbH,(1995), Motronic Engine Management, Automotive Equipment Division, Department For Technical Information ,Germany.
- Renault-MAİS A.Ş.,(2003), Mot. F4R Onarım Kataloğu, İstanbul.
- Renault-MAİS A.Ş.,(2003), Mot K4J ve K4M Onarım Kataloğu, İstanbul.
- Renault-MAİS A.Ş.,(2003), Renault Megane II 3 ve 5 Kapılı Elektro-Mekanik Eğitim, Renault Eğitim Merkezi, İstanbul.
- Renault-MAİS A.Ş.,(2003), Renault Megane II Elektro-Mekanik Eğitim II. Bölüm, Renault Eğitim Merkezi, İstanbul.
- Tofaş Oto Ticaret A.Ş.,(1998) Seviye Motor Eğitimi, Teknik Eğitim Merkezi Bursa.

İNTERNET KAYNAKLARI

- [1] www.bestservis.com
- [2] www.colombo-bariani.com
- [3] www.honda.co.jp
- [4] www.kentcams.com
- [5] www.performansteam.com
- [6] www.superchips.co.uk
- [7] www.turbobygarrett.com

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	19.11.1976	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1987-1995	Galatasaray Lisesi
Lisans	1996-2000	Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2000-2004	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji makinaları Programı

Çalıştığı kurum

2000- Devam ediyor Renault-MAİS A.Ş.

