

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA GÜÇ ARTTIRMA
YÖNTEMLERİ VE BİR UYGULAMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Mesut YAZICI

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TAS. VE İML.
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Vahdet UÇAR

Haziran 2009

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA GÜÇ ARTTIRMA
YÖNTEMLERİ VE BİR UYGULAMASI

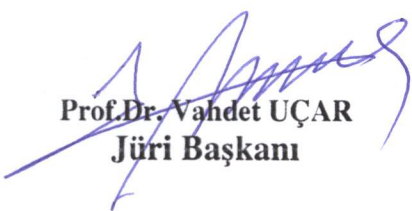
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Mesut YAZICI

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TAS. VE İML.

Bu tez 19 / 06 /2009 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.


Prof. Dr. Vahdet UÇAR
Jüri Başkanı


Y. Doç. Dr. İmdat TAYMAZ
Üye


Y. Doç. Dr. Türker F. ÇAVUŞ
Üye

TEŞEKKÜR

Bu tezi hazırlamamda benden yardımlarını esirgemeyen Prof. Dr. Vahdet UÇAR hocama teşekkür ederim. Yine tezin hazırlanma safhasında teknik desteğinden ötürü Peak Garage sahibi Serdar ustaya teşekkür ederim. Tezin hazırlanma safhasındaki maddi ve manevi katkılarından dolayı Tolga GÜNDOĞDU, Emre KOŐAN ve Ceyda KOÇ'a teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
ÖZET.....	xii
SUMMARY.....	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
İÇTEN YANMALI MOTORLARIN TEMEL PARAMETRELERİ.....	4
2.1. Motorlarda Yakıt-Hava Karışımı.....	4
2.2. Karışım Karakteristikleri.....	6
2.3. Karışım Oranının Güç, Termik Verim ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi.....	7
2.4. Ateşleme Avansının Yakıt Tüketimine ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi.....	10
2.5. Motorlarda Vuruntu Olayı.....	13
BÖLÜM 3.	
MOTORLARDA GÜÇ ARTTIRIMI.....	17
3.1. Motorlarda Gücü Etkileyen Parametreler.....	19
3.2. Strok Hacmi Sabit Kalmak Şartıyla Gücün Arttırılması.....	23
3.2.1. Sıkıştırma oranının arttırılması.....	23
3.2.2. Motor hızının arttırılması.....	25

3.2.3. Dolgu basıncının artırılması.....	25
3.3. Yataklama Düzenegi.....	26
3.4. Aşırı Doldurmanın Sınırları.....	27
3.5. Aşırı Doldurma Yöntemleri.....	28
3.5.1. Enerjisi dış kaynaktan sağlanan aşırı doldurma.....	28
3.5.2. Mekanik aşırı doldurma	29
3.5.3. Turboşarj.....	31
3.5.3.1. Turboşarj sisteminde vuruntunun engellenmesi.....	44
3.5.3.2. Turbo kompresörlü bir motorun çevrim analizi.....	46
3.6. Tabi Emmeli ve Turboşarjlı Motorun Karşılaştırılması.....	53
3.6.1. Aşırı doldurmanın avantajları.....	55
3.6.2. Aşırı doldurmanın dezavantajları.....	55
3.7. Aşırı Doldurmalı Motorlarda Ara Soğutma.....	56
BÖLÜM 4.	
MOTORLARDA VERİM.....	59
4.1. Verim Çeşitleri.....	59
4.2. Mekanik Verim.....	59
4.3. Termik Verim.....	60
4.4. Volümetrik Verim.....	61
4.4.1. Volümetrik verimin tanımı.....	61
4.4.2. Kapsayıcı (over-all) volümetrik verim.....	62
4.4.3. Kuru hava esaslı volümetrik verim.....	62
4.5. Motorlarda Volümetrik Verimin Ölçümü.....	63
4.5.1. Hava miktarının ölçümü.....	63
4.5.2. Emme havasının yoğunluğunun ölçülmesi.....	63
4.6. Volümetrik Verim, Güç ve Ortalama Efektif Basınç.....	65
4.7. İdeal Emme İşleminde Volümetrik Verim.....	66
4.8. İndikatör Diyagramından Hesaplanan Volümetrik Verim.....	67
4.9. Volümetrik Verimi Etkileyen Faktörler.....	70
4.9.1. Yakıt bileşeni ve hava-yakıt oranının etkisi.....	70
4.9.2. Buharlaşan yakıt miktarı, buharlaşma ısı ve ısı transferi....	71
4.9.3. Emme ve egzoz basınçları oranı ve sıkıştırma oranının etkisi	72

4.9.4. Motor hızı ve sübap alanı ve ayarının etkisi.....	73
4.9.5. Atık gaz sıcaklığının etkisi.....	75
BÖLÜM 5.	
UYGULAMA.....	76
BÖLÜM 6.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	88
KAYNAKLAR.....	90
ÖZGEÇMİŞ.....	92

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A_N	: Emme manifoldundaki hava hızını devrin fonksiyonu haline getiren katsayı
A_p	: Piston alanı
B	: Silindir çapı
b_e	: Efektif özgül yakıt sarfıyatı
b_i	: İndike özgül yakıt tüketimi
c_p	: Havanın özgül ısınma ısısı
D	: Çap
E_i	: Emme olayı başlangıcında birim kütle başına taze karışımın iç enerjisi
E_r	: Emme başlangıcında birim kütle basma atık gazların iç enerjisi
E_y	: Emme işlemi sonunda gazları birim kütle başına tekabül eden iç enerji
F	: Yakıt hava oranını
F_i	: Yakıt buharı kütle oranı, kuru hava kütle oranı
H_u	: Yakıtın yanma ısısı
J	: Isının mekanik eşdeğeri
k	: Adyabatik üs
m_h	: Hava debisi
m_y	: Yakıt buharının moleküler ağırlığı
M_r	: Silindir içindeki atık gazların kütlesi
\dot{m}	: Birim zamanda silindire giren taze karışım miktarı
n	: Devir sayısı
N	: Güç
N_e	: Efektif güç

N_k	: Kompresörün tahrik gücü
n_1	: Sıkıştırmada politropik üst katsayı
n_2	: Genişlemede politropik üst katsayı
p_a	: Emme sonu basıncı
p_b	: Su buharının kısmi basıncı
p_c	: Sıkıştırma sonu basıncı
P_D	: Diyafram basıncı
p_e	: Efektif basınç
p_h	: Havanın kısmi basıncı
p_i	: Ortalama indike basınç
p_i'	: Teorik ortalama indike basınç
P_i	: Toplam basınç
p_m	: Mekanik kayıplardan oluşan basınç düşüşü
P_{me}	: Fren ortalama efektif basıncı
p_y	: Yakıtın kısmi basıncı
p_z	: Yanma sonu teorik basıncı
Δp_a	: Emmedeki basınç kaybı
Q_y	: Birim yakıt külesinden elde edilen ısı miktarı
S	: Strok
T_a	: Sıkıştırma politropik üssü emme sonu sıcaklığı
T_{avg}	: Ara soğutucu giriş sıcaklığı
T_{asd1}	: Ara soğutucu giriş durma sıcaklığı
T_{asd2}	: Ara soğutucu çıkış durma sıcaklığı
t_k	: Kompresör çıkış sıcaklığı
T_0	: Havanın sıcaklığı
$T_{2,ad}$: Doldurucudan çıkan havanın sıcaklığı
VI	: Toplam silindir hacmi

V_d	: Toplam strok hacmi
V_T	: Türbine giren gaz hacmi
V_{WG}	: By-pass gaz hacmi
W_{ad}	: Adyabatik sıkıştırma işi
β	: Hız kayıp katsayısı
ε, r_c	: Sıkıştırma oranı
η_{ad}	: Adyabatik verimi
η_c	: Ara soğutucu verimi
η_t	: Isıl verim
η_m	: Mekanik verim
η_v	: Volümetrik verim
η_i	: Toplam verim
ρ_a	: Taze karışımın birim hacmine tekabül eden kuru hava yoğunluğu
ρ_i	: Emme havası yoğunluğu
ρ_0	: Taze dolgunun özgül kütlesi
$\rho_{2,ad}$: Doldurucudan çıkan havanın yoğunluğu
v_{pm}	: Ortalama piston hızı
ω_{in}	: Emme manifoldundaki hava hızı
λ	: Hava fazlalık katsayısı
φ_r	: Basınç kayıp katsayısı
ξ_{in}	: Kesit daralma katsayısı
τ	: Motorun 2 ya da 4 stroklu olmasına bağlı katsayı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1	Seyir halinde ihtiyaç duyulan karışım oranı.....	7
Şekil 2.2	Hava fazlalık katsayısının güç ve verime etkisi.....	8
Şekil 2.3	Hava fazlalık katsayısının egzoz emisyonlarına etkisi.....	8
Şekil 2.4	Motor hızına veya maksimum emilen hava yüzdesine bağlı olarak karışım oranının değişimi.....	9
Şekil 2.5	Değişik ateşleme avans değerlerinin yanma sonunda oluşan silindir basıncına etkisi.....	10
Şekil 2.6	Ateşleme avans değerinin ve hava fazlalık katsayısının yakıt harcamasına etkisi.....	11
Şekil 2.7	Ateşleme avans değerinin ve hava fazlalık katsayısının yakıt HC emisyonuna etkisi.....	12
Şekil 2.8	Ateşleme avans değerinin ve hava fazlalık katsayısının yakıt NO_x emisyonuna etkisi.....	12
Şekil 2.9	Ateşleme avans değerinin ve hava fazlalık katsayısının yakıt CO emisyonuna etkisi.....	13
Şekil 2.10	Detonasyon Sensörü.....	14
Şekil 2.11	Detonasyon Sensörü Sinyali.....	15
Şekil 2.12	Detonasyon Sensörlerinin motor üzerinde konumu.....	15
Şekil 3.1	Kompresyon oranının yakıt ekonomisi üzerindeki etkisi.....	24
Şekil 3.2	Turboşarj yöntemiyle aşırı doldurma prensibi.....	32
Şekil 3.3	Turboşarj kesiti.....	33
Şekil 3.4	Kompresör ve türbin pervaneleri.....	34
Şekil 3.5	Deniz seviyesinden yüksekliğin motor gücüne etkisi.....	35
Şekil 3.6	Turboşarj sisteminin prensipleri.....	35
Şekil 3.7	Gaz kelebeğinin kısmi ve tam açık olması durumunda, motor hızının turboşarj dönme hızına ve basıncına etkisi.....	36

Şekil 3.8	Turbo ölçülerinin, maksimum turbo basıncına ulaşma süresine etkisi	37
Şekil 3.9	A/R oranı.....	38
Şekil 3.10	Değişik yükleme koşullarında motor devrinin, egzoz emisyon oranına ve yakıt tüketimine etkisi.....	39
Şekil 3.11	Faydalı yakıt tüketiminin çeşitli motor tiplerinde karşılaştırılması.....	40
Şekil 3.12	Wastegate olmayan turbo şarjlı sistemlerde basınç.....	40
Şekil 3.13	Wastegate olan sistemlerde turbo basıncı.....	41
Şekil 3.14	Wastegate kapalıyken sistemin görünümü.....	42
Şekil 3.15	Wastegate açıkken sistemin görünümü.....	42
Şekil 3.16	Radyal turboşarj grubu.....	43
Şekil 3.17	Kompresör çıkış basıncı kontrolü.....	45
Şekil 3.18	Turbo kompresörlü motorun p - V (basınç - hacim) diyagramı.....	47
Şekil 3.19	Basınç oranı ve adyabatik doldurucu verimine bağlı olarak doldurucu çıkış havası sıcaklıkları.....	58
Şekil 4.1	Dört zamanlı ideal emme işlemi.....	67
Şekil 4.2	P - V Diyagramında egzoz - emme bölgesi.....	68
Şekil 4.3	Değişik yakıtlar için $p_{h,i} / p_i$ oranının eşdeğerlik oranı ile değişimi...	71
Şekil 4.4	(p_e / p_i) oranının ideal çevrim volümetrik verime etkisi.....	73
Şekil 4.5	Volümetrik verimin ortalama piston hızıyla değişimi.....	74
Şekil 4.6	Dört silindirli benzin motorunda sübap ayarı ve aralığının volümetrik verime etkisi.....	74
Şekil 5.1	Standart motorun dinamometre ölçüm sonuçları.....	77
Şekil 5.2	1. Aşama modifikasyon işlemleri sonucu dinamometre ölçüm değerleri.....	79
Şekil 5.3	Kompresör haritası.....	82
Şekil 5.4	Tüm modifikasyonlar sonucu ölçülen dinamometre değerleri.....	83
Şekil 5.5	Kullanılan parçalar: Emme ve egzoz eksantrik milleri, sübap yayları, sübap şapkaları, hidrolik iticiler, timing dişlisi.....	84
Şekil 5.6	Eksantrik millerinin montaj aşaması.....	84
Şekil 5.7	Sübapların montaj yapılmış hali.....	85

Şekil 5.8	Sübab yaylarının montaj yapılmış hali.....	85
Şekil 5.9	Turbonun parçalarının birleştirilmiş hali.....	86
Şekil 5.10	Hava filtresi temiz hava girişi.....	86
Şekil 5.11	Motorun son hali.....	87

ÖZET

Anahtar kelimeler: Aşırı doldurma, modifiye, ara soğutma, volümetrik verim, güç artışı, performans parametreleri

Taşıtların özel beklentiler doğrultusunda motorlarında, yürüyen aksamında, karoserinde yapılan değişikliklere modifikasyon denir. Motor gücünün artırılması modifikasyonda temel amaçtır.

Motor hacmi ve ağırlığı sabit kalmak koşulu ile gücü arttırmanın yolu, silindirde daha fazla enerjinin açığa çıkarılması diğer bir deyişle daha fazla yakıtın yakılablmesidir. İçten yanmalı motorlarda gücü arttırmanın en etkili yolu aşırı doldurmadır.

Bu çalışmada motor gücünü etkileyen dizayn kriterleri ve gücü belirleyen temel parametreler incelemiştir. Bu yöntemler arasında en yaygın olan turboşarj yöntemi termodinamik esaslar altında incelenmiş ve vuruntunun engellenmesi konusunda alınması gereken önlemler açıklanmıştır. Turboşarjlı motorlarda, özellikle yüksek devir ve yük şartlarında, kompresör çıkış sıcaklıkları artmakta ve bunun sonucu olarak da motora emilen hava miktarın kısıtlanmaktadır. Doldurma havası yoğunluğunda, dolayısıyla motora emilen havanın miktarında ve motor gücünde meydana gelen azalmanın önüne geçmek için doldurucu çıkış havasının soğutulması gerekmektedir. Soğutma sıkıştırma başı sıcaklıklarının, dolayısıyla genel sıcaklık seviyesinin yükselmemesi için de gereklidir. Bu işlem ara soğutma olarak adlandırılır. İçten yanmalı motorlarda gücü arttırmanın en etkili yolu olan aşırı doldurma yöntemi Mitsubishi Evolution IX motoruna uygulanarak test sonuçları incelenmiş, sonuçlar grafik halinde sunulmuştur.

THE METHODS USED FOR INCREASING INTERNAL COMBUSTION ENGINE POWER AND ONE APPLICATION

SUMMARY

Key Words: Turbocharged Engines, Modified, Intercooler, Volumetric Efficiency, Power Increase, Performance Parameters

The application by changing of the elements and properties of the engine, moving parts and body are called as modification. In modification, the first aim is increasing the power of engine.

If the stroke volume and the weight of the machine is constant, the method of increasing the power of the engine is produced more energy in the cylinder, in other word is combusted more fuel. The best way of increasing engine power is using turbocharger.

In this study, the design critics which effect to the engine power and the main parameters which determine the power are examined separately. The most well known method turbocharger is examined under the thermodynamics bases and precautions are explained to prevent the knocking. In turbocharged engine, especially at high engine speed and under load condition, compressor outlet temperature is increases and as result of that the engine's inlet air density and engine power decrease. The way of preventing inlet air density and engine power decreasing is cooling the compressor outlet temperature. This process is called intercooling. Turbocharger, which is the best way of increasing the power in an internal combustion engine, has applied Mitsubishi Evolution IX's engine and the results have shown on the graphics.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Motor üreticilerin hedefi her zaman daha fazla güç üreten motorlar olmuştur. Ancak günümüzde bu hedefi kısıtlayan bazı kriterler vardır. Özellikle çevre kirlilik normları ve yakıt ekonomisi nedeniyle, elde edilecek maksimum güçten ödün verilmektedir.

Modifikasyon, bir motorun bazı elemanlarını veya çalışma parametrelerini değiştirerek farklı beklentilere cevap verecek hale getirilmesi için yapılan çalışmalar olarak tanımlanmaktadır. Yakıt ekonomisinin önemli olmadığı yarış ortamında ve özel hedefler doğrultusunda günlük koşullarda kullanılmak üzere hazırlanan araçlarda modifikasyona sıklıkla rastlanmaktadır.

Modifikasyon genellikle güç artışı ile ilgilidir. Güç artırımında yapılan ilk işlem standart hava filtresinin, performans tip hava filtresi ile değiştirilmesidir. Standart hava filtrelerinin hava geçirgenliği, performans tip filtrelerden daha düşüktür. Performans tip hava filtresi kullanımı sonucunda motora daha fazla taze dolgu girmekte ve motorun verimi artmaktadır. Performans tipi filtrelerin tek dezavantajı fazla ses çıkarmalarıdır. Başarılı uygulanmış açık hava filtre uygulaması motor gücünü yaklaşık %5 oranında arttırmaktadır.

Egzoz sistemi modifiyesinin amacı; motorun egzoz sübaplarından çıkan atık gazların dışarıya daha kolay atılmasını ve pistonların artık egzoz gazlarını küçük borulardan ve susturuculardan dışarıya atmak için uyguladıkları direncin azaltılmasını sağlamaktır. Standart egzoz susturucuları, egzoz gazlarının sesleri susturmak için üretilmektedir. Ancak bu susturma işlemi, egzoz gazlarının çıkışını zorlaştırmakta ve bunun sonucu olarak aracın performansın olabileceğinden daha düşük olmaktadır. Bunu olumsuzluğu önlemek amacıyla performans tipi egzoz susturucuları üretilmektedir. Bu tür susturucular egzoz sesini fazla kesmemekte ve gaza basıldığında yüksek ses çıkartmaktadırlar ama aynı oranda motordan çıkan gazın da

dışarıya kolay bir şekilde atılmasını sağlamaktadırlar. Bu tür egzoz susturucuları kullanıldığında motor performansı farklı devirlerde farklı karakterler göstermektedir. Motor gücünde, yüksek devirlerde (4000 ve üstü) %10'lara kadar varan fark edilir bir artış yaşanmasına rağmen, düşük devirlerde de (3000 ve altı) bir miktar güç düşüşü görülmektedir.

Dereceli eksantrik milleri, araçlar üzerinde bulunan standart eksantrik millerinden farklı olarak performansa yönelik düzenlenmiş yapıları ve ayarlanmış dereceleri sayesinde gerek cadde otomobillerinde gerekse yarış otomobillerinde yüksek güç ve tork artırımını sağlayan performans parçalarıdır. Dereceli eksantrik mili uygulamasında güç arttırmasını sağlayan temel unsur sübapların açılıp kapanma ve açık kalma zamanlarının değişmesidir. Cadde otomobilleri için üretilmiş eksantrikler milleri derecelerine göre 10bg ile 25bg arasında güç arttırabilmekte, yarış otomobilleri için üretilmiş eksantrikler milleri ise çok daha yüksek olarak 80-100bg'lere kadar güçler arttırabilmektedirler. Başlangıç seviyesindeki cadde tipi dereceli eksantrik milleri, standart motorlarda başka hiç bir tadilat gerektirmeden tamamen sorunsuz bir şekilde kullanılabilmesine karşın, özellikle yarışlar için hazırlanmış araçlarda dikkat edilmesi gereken bazı noktalar bulunmaktadır. Yüksek dereceli eksantrik mili uygulanmış motorların daha yüksek devirleri çevirebilmesiyle birlikte, sübapla pistonun birbirlerine en yakın oldukları mesafe standart ve düşük dereceli eksantrik millerine göre bir hayli azalmaktadır. Yüksek dereceli eksantrik millerinde, eksik veya hatalı uygulama sonucu, sübapla pistonun temas etmesi sonucunda sübaplar yamulabilmektedir. Bu olay özellikle yüksek devirlerde ve erken vites düşürme sonucu yığılma denen olayla meydana gelebilmektedir. Bu olumsuzluğu önlemek amacıyla eksantrik mili üreticilerinin sunduğu özel sübap yayları mevcuttur. Bu yaylar gerek daha hafif, gerekse direnç olarak daha kuvvetli oldukları için sübapların yuvalarına gereken zamanda oturmalarını sağlayarak olası olumsuzlukları önlemektedirler. Yüksek dereceli eksantrik mili uygulamalarında sübap yayı değişimi, önemle üzerinde durulması gereken bir noktadır.

Motor gücünü arttırmaya yönelik uygulamalarda en etkili sonucu turboşarj uygulamaları vermektedir. Bu seviyede modifikasyonlar özel uygulamalar olup, mühendislik hesapları ile desteklenmelidir. Yapılan fiziksel değişiklikler, motor

kontrol ünitesi yazılımının değişikliklere uygun olarak programlanmasıyla desteklenmelidir. Güç artırımı, sıkıştırma oranının artırılması, motor hızının artırılması, dolgu basıncının artırılması ve volümetrik verim başlıkları altında incelenmiştir.

BÖLÜM 2. İÇTEN YANMALI MOTORLARIN TEMEL PARAMETRELERİ

İçten yanmalı motorların temel parametreleri; hava/yakıt oranı, ateşleme avans değeri ve vuruntudur. Hava/yakıt oranı ve ateşleme avans değeri egzoz emisyonlarını çok büyük oranda etkilemektedir. Vuruntu ise içten yanmalı motorlarda mutlaka önlenmesi gereken ve istenmeyen bir durumdur.

2.1. Motorlarda Yakıt-Hava Karışımı

En yaygın olarak kullanılan Otto tip motorlarda, emme strokundan silindire alınan hava karışımı, sıkıştırma strokunun sonuna doğru uygun bir zamanda bujinin yarattığı kıvılcımla ateşlenerek yakılmaktadır. Açığa çıkan enerji, pistonu alt ölü noktaya (A.Ö.N) iterek mekanik işin oluşmasını sağlamaktadır. Silindirlerin dışında yakıtla havanın belirli oranlarda karıştırılma işlemine karbürasyon denilmektedir. Otto çevrimiyle çalışan motorlarda yaygın olarak kullanılan yakıt türü benzindir. Bunun dışında, metanol, alkol-benzin karışımı ve sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) da yakıt olarak kullanılabilir. Yakıt cinsi değiştiğinde, yakıtın içerdiği yanabilir maddelerin cins ve oranlarına bağlı olarak, gerekli hava miktarında farklılıklar olmaktadır.

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

Genel çalışma şartları olarak değişen yük, devir sayısı ve ortam göz önünde bulundurulduğunda, karbürasyon sisteminden beklenen özellikler aşağıdaki gibi sıralanabilir.

1. Soğukta ilk harekette kolaylık,
2. Her türlü çalışma devir aralığında istenilen oranda yakıt/hava karışımının sağlanması,
3. Yakıtın tamamen pülverize olarak emme havasına karışmasının sağlanması, böylelikle homojen bir karışımın elde edilmesi,
4. Ani hızlanmalarda gerekli olan zengin karışım oranının sağlanması
5. Motor rölantide (boşta) çalışırken mümkün olduğu kadar ekonomik olmasının sağlanmasıdır.

Karbürasyon sisteminde sağlanan karışımın çok zengin veya çok fakir olması motorda bazı olumsuzluklar yaratmaktadır. Hava fazlalık katsayısı (λ)'nin 1,15 den büyük olduğu durumlar çok fakir karışım olarak tanımlanmakta ve aşağıdaki olumsuzluklar ortaya çıkarmaktadır:

1. Yanma süresi fakir karışımlarda uzayacağından, silindirde yanmanın tamamlanmaması sonucu egzozda alev tepmesi başlar.
2. Egzoz periyodu başladığında, yanmanın sürmesi egzoz sübaplarının oturma yüzeylerinin aşırı sıcaklık nedeniyle tahrip olmasına sebep olur.
3. Özellikle egzoz sübabı bölgesinde sıcaklıkların artmasına, vuruntu veya ön ateşleme gibi kontrolsüz ateşlemelerin ortaya çıkmasına sebep olabilir.

Karışımın çok zenginleşmesi, yaklaşık $\lambda < 0,84$ şartlarına uyan karışımlarda ise motorda aşağıdaki olumsuzlukların ortaya çıkar:

1. Piston üst yüzü ve yanma odası cidarı kurumlanır. Silindir, segman ve piston yüzeylerindeki aşınmalar hızlanır.
2. Kurulmama, diğer bir deyişle karbon tabakasının yanma odası cidarlarında birikmesi kontrolsüz ateşlemenin ortaya çıkmasına sebep olur.

3. Tam yanmanın sağlanamaması, egzoz gazı emisyonlarında sağlığa zararlı karbon monoksit (CO) ve yanmamış hidrokarbon (HC) yüzdelerinin artmasına sebep olur. Bu da hava kirliliğini artırır.
4. Silindire giren fazla benzin, özellikle motorun ısınma periyodunda silindir cidarlarında yağlama yağının viskozitesini düşürür. Bozulan yağlama sonucunda silindirlerdeki aşınmalar artar.
5. Yanma verimi düşeceğinden motorun yakıt harcama miktarı artar.

Otto motorlarının çalıştırılma şartlarına bağlı olarak gerekli karışım oranları farklı mertebelerde olmalı gerekmektedir. Karışım karakteristiklerinin, farklı işletme şartlarındaki değişim sınırlarının incelenmesinde yarar vardır.

2.2. Karışım Karakteristikleri

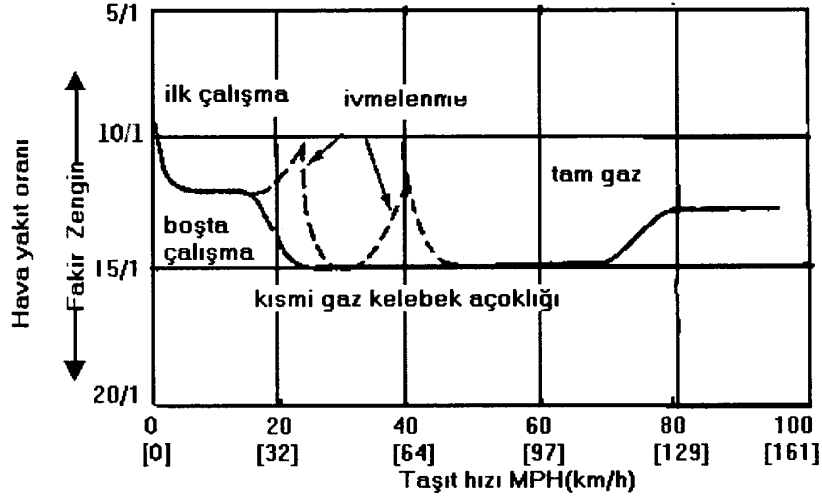
Kararlı çalışmada karışım oranının değişimini, motor hızı ve motor yükü belirler.

Çok zengin karışımın kullanılmasını gerektiren motorun ilk harekete geçirilme şartlarının dışında, bütün çalışma aralığında en zengin karışım oranı rölantide çalışma sırasında sağlanmalıdır. En geniş çalışma aralığını kapsayan kısmi yüklerde maksimum ekonomi etkin olmalıdır.

Karışım oranı değişken alındığında, belirli yük kademeleri için 4 ayrı karakteristik eğri elde edilmektedir. 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 etkilediğinden, zengin ve fakir karışım tutuşabilirlik sınırlarının saptanmasında pek kesinlik yoktur. Özellikle çok silindirli motorlarda silindirler arası karışım oluşumunun düzensizliği bu sınırları belirlenmesini de güçleştirmektedir. Fakir karışım alan silindirlerde tutuşabilirlik, zengin karışım alan silindirlere göre daha erken ortadan kalkmaktadır. Çalışmadaki ekonomiklik ve maksimum güç, birinci derecede göz önünde

bulundurulması gerekli etkenler olduğundan zengin karışım tutuşabilirlik sınırı uygulamada pek önemli değildir.

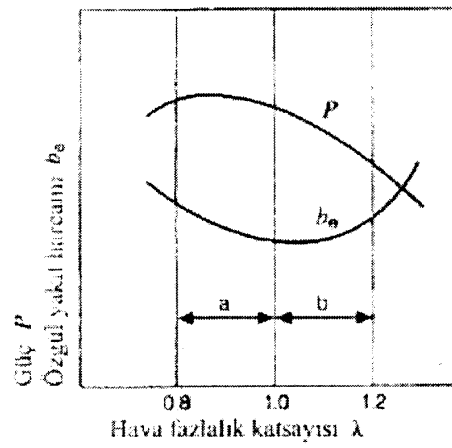


Şekil 2.1 Seyir halinde ihtiyaç duyulan karışım oranı [1]

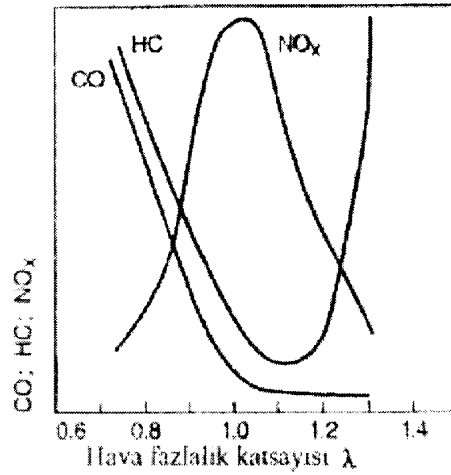
2.3. Karışım Oranının Güç, Termik Verim Üzerine ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi

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 CO, azot oksitler (NO_x) ve HC egzoz gazı bünyesinde bulunurlar. CO, yakıtın iyi yanmaması yani eksik yanma durumunda ortaya çıkar, renksiz ve kokusuzdur, özellikle rölanti devirlerinde ortaya çıkarlar. CO'in 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 (HNO_3) 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 dolum sırasında veya depodaki buharlaşma sonucunda ortaya çıkar. Hidrokarbon, deride tahrişe ve kansere neden olmaktadır.

Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'de hava fazlalık katsayısının güç, verim ve egzoz emisyonlarına etkisi görülmektedir. Şekil 2.2'de de görülebileceği gibi en iyi sonuç hava fazlalık katsayısının 0,9–1,1 değerleri arasında olduğu 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 pulverize olması ve karışımın homojenliği, HC emisyonlarının azaltılabilmesi açısından önemlidir.



Şekil 2.2 Hava fazlalık katsayısının güç ve verime etkisi [2]



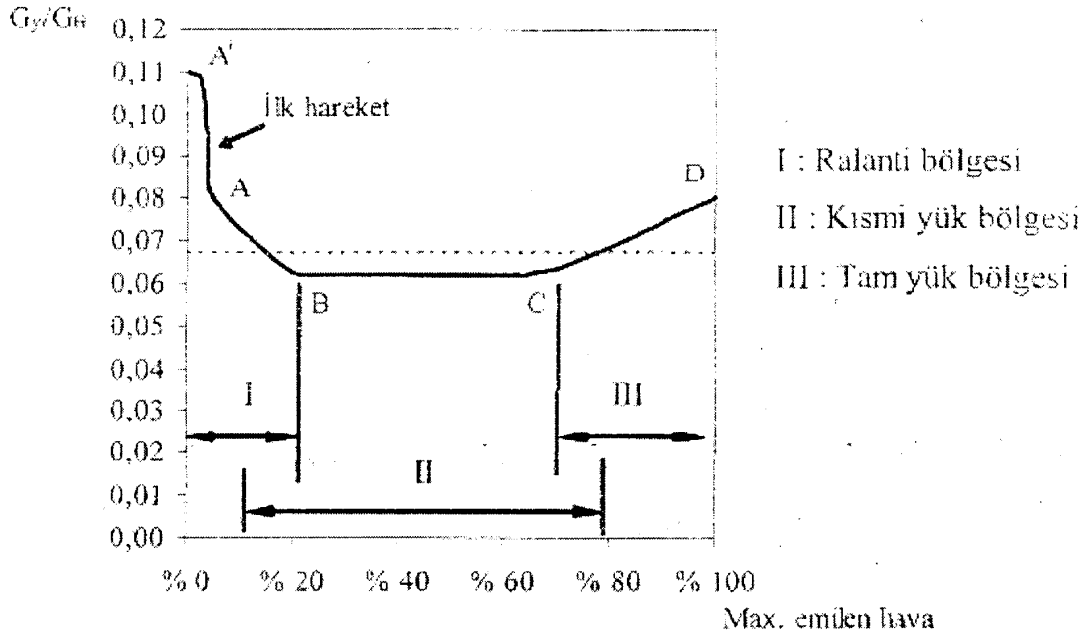
Şekil 2.3 Hava fazlalık katsayısının egzoz emisyonlarına etkisi [2]

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

Rölantide çalışmada : $G_y / G_h = 0,083 \approx 1/12$

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

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

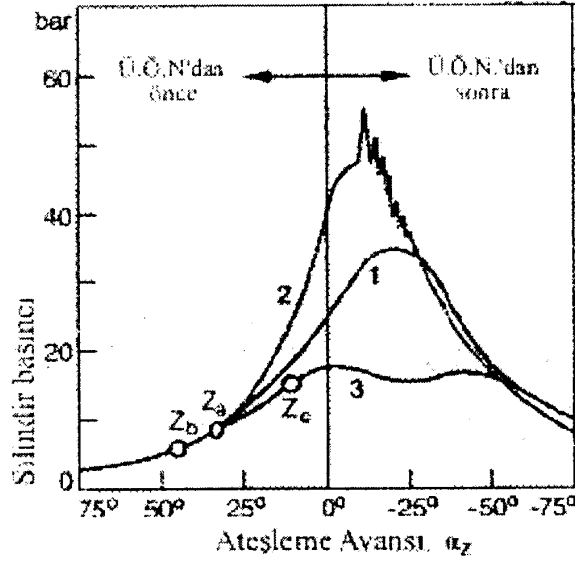


Şekil 2.4 Motor hızına veya maksimum emilen hava yüzdesine bağlı olarak karışım oranının değişimi [1]

Şekil 2.4'de değişik motor devir sayısı şartlarında çalışmada, sağlanması gerekli karışım oranı değişimi görülmektedir. Buna göre; rölantide çalışma (A-B) zengin karışıma, kısmi yükte (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 müdahale ederken, "C-D" arasına ise tam güç düzenleri müdahale etmekteydi. Ayrıca ilk harekette ve rölantide gereken zengin karışımı sağlayan "ilk hareket" ve "rölanti düzenleri" de eklenmiştir. Günümüzde tüm bu işlemler elektronik kontrollü enjeksiyon sistemleriyle büyük bir hassasiyetle gerçekleştirilmektedir.

2.4. Ateşleme Avans Değerinin Yakıt Tüketimine ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi

Ateşleme avans değeri motorun gücüne etki eden çok önemli faktörlerden biridir. Dolayısıyla motorun çalışma şartlarına göre ateşleme avans değerinin doğru ayarlanmış olması gerekmektedir. Ateşlemenin gereğinden erken veya geç yapılmasının olumsuz etkisi; motorun gücünde, yakıt harcamında ve vuruntu nedeni ile termik zorlanmaların artmasında belirgin olarak kendisini göstermektedir.



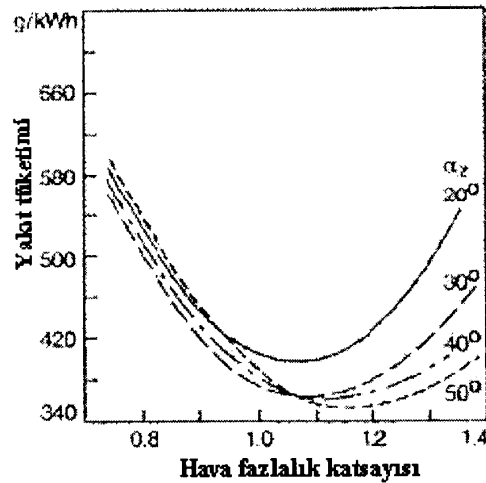
Şekil 2.5 Değişik ateşleme avans değerlerinin yanma sonunda oluşan silindir basıncına etkisi [1]

Şekil 2.5'de "2" numaralı eğriyle gösterilen 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 gösterecek 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.

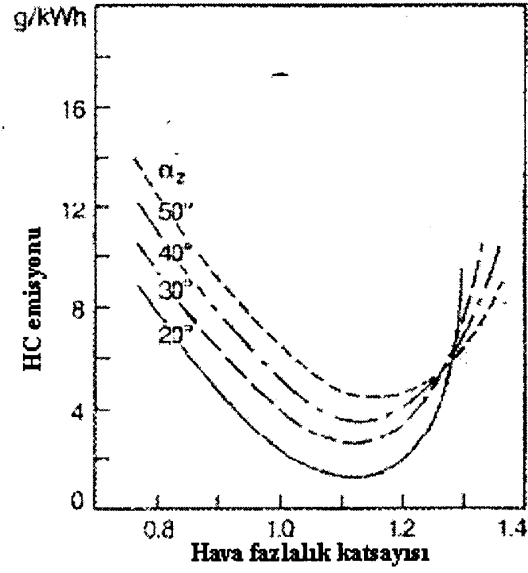
Şekil 2.5'de 3 numaralı eğriyle gösterilen ateşlemenin geç olması durumunda ise piston A.Ö.N.'ya doğru hareketine başlamış olacaktır. Dolayısı ile hacim genişlemekte basınç düşmektedir. Diğer yandan, yanma nedeni ile basınç yükselmektedir. Fakat hacim genişlemesi dolayısı ile basınç artışı pek fazla olmayacağından kayıp iş artacak dolayısı ile motor gücü düşecektir.

Şekil 2.6'de görüldüğü gibi zengin karışım bölgesinde özgül yakıt harcaması yüksek olmaktadır. $\lambda = 1$ şartına doğru yaklaşıldıkça özgül yakıt tüketiminin düştüğü gözlenmektedir. Bu aralıkta uygun ateşleme avans değeri 30° olarak görülmektedir. Ateşleme avans değerinin azaltılması ya da artırılması yakıt tüketimini yükseltmektedir. Hava fazlalık katsayısının fakir bölgeye girmesiyle avans değerinin artırılması uygun olmaktadır. Minimum yakıt tüketimi ateşleme avans değerinin 50° olduğu durumdur. Bu nokta $\lambda = 1,1-1,2$ değerleri arasında elde edilir. Bu durum, hava fazlalık katsayısının yükseltilmesi durumunda ateşleme avans değerinin de yükseltilmesi gerektiğini göstermektedir. Çünkü daha önce de değinildiği gibi hava fazlalık katsayısının artırılması durumunda yanma hızında yavaşlama gözlenmekteydi, bu yüzden ateşleme avans değerinin artırılması egzozda yaşanabilecek alev tepmesi olayını engelleyebilir.

Ancak Şekil 2.7, Şekil 2.8 ve Şekil 2.9'e dikkat edilecek olursa ateşleme avans değerinin bu derece de büyük olması egzoz emisyonlarını olumsuz yönde etkilemektedir. HC emisyonunun en düşük tutulabildiği nokta 20° lik ateşleme avans değeri ve $\lambda = 1,1$ noktasıdır. Bu noktadayken hava fazlalık katsayısı düşürülür ya da artırılırsa HC emisyonunda dikkati çeker bir artış gözlenmektedir. $\lambda < 1,25$ değerinden daha düşük olduğu durumlarda, ateşleme avans değerinin artırılması durumunda da HC emisyonunu arttırmaktadır. Ateşleme avans değerleri $\lambda = 1,25$ değerinde iken HC emisyon değerleri eşitlenmektedir.

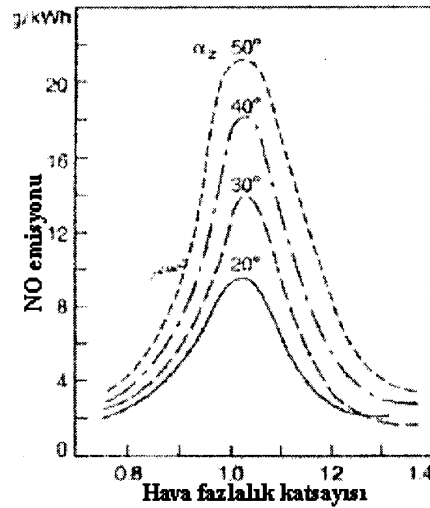


Şekil 2.6 Ateşleme avans değerinin ve hava fazlalık katsayısının yakıt harcamasına etkisi [2]

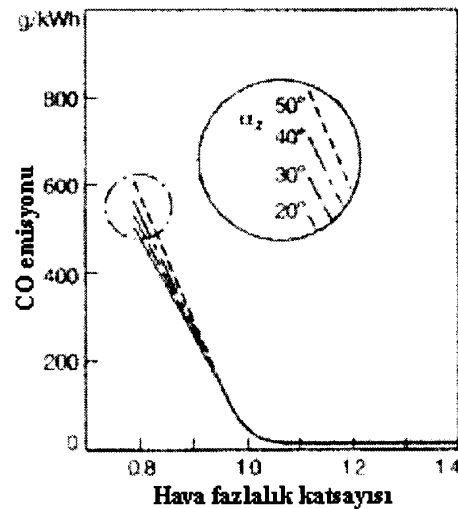


Şekil 2.7 Ateşleme avans değerinin ve hava fazlalık katsayısının yakıt HC emisyonuna etkisi [2]

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



Şekil 2.8 Ateşleme avans değerinin ve hava fazlalık katsayısının yakıt NO_x emisyonuna etkisi [2]



Şekil 2.9 Ateşleme avans değerinin ve hava fazlalık katsayısının yakıt CO emisyonuna etkisi [2]

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

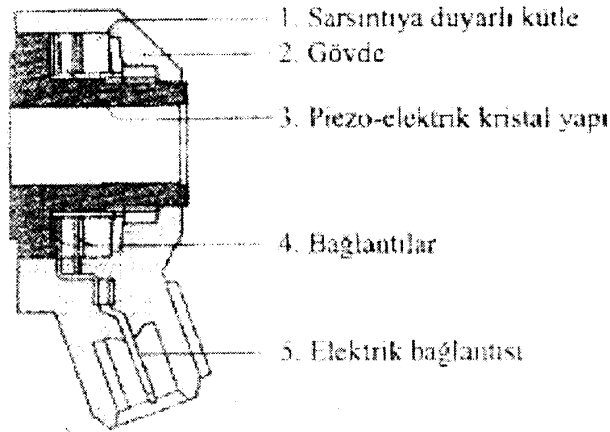
2.2. Motorlarda Vuruntu Olayı

Bazı durumlarda yanma hızı normal değerinin çok üstüne çıkabilir, genellikle alev cephesi önünde bulunan henüz yanmamış taze yakıt/hava karışımının yüksek hızlı yanmaya karşı eğilimi daha fazladır. Yanma hızının artmasıyla ısının açığa çıkış hızı da yükselir. Basınç daha hızlı artmaya başlar ve pistonun A.Ö.N genişlemesiyle dengelenemez hale gelir. Yüksek yanma hızlarında basınç ve sıcaklık ani artış göstermektedir. İşte bu durumlarda Otto motorlarında vuruntu adı verilen anormal çalışma durumu ortaya çıkabilir. Bu istenmeyen durum motorun verimini düşürdüğü gibi motor parçalarını mukavemet açısından limitlere kadar zorlamaktadır. Bu olay, piston genişleme strokuna geçmeden, sıkıştırma esnasında hava/yakıt karışımının basıncının ve sıcaklığının yükselmesi, bunun sonucu olarak da karışımın kendi kendine tutuşma sıcaklığına ulaşmasıyla başlayabilmektedir. Normal yanmanın olduğu durumda ise 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 silindirik çeperlerine çarparak titreşimler yaratırlar. Bu titreşimler birleşerek ağır mekanik yüklere sebep olurlar.

Vuruntu termik zorlamaları ve yanma odası çeperlerine olan ısı iletimini arttırmaktadır. Çeper sıcaklıkları çok yükselir. Motor parçalarının ömürleri azalır veya tahrip olurlar. Ayrıca motor gücü düşer. Dolayısıyla özgül yakıt harcaması da yükselir. Vuruntu esnasında meydana gelen yüksek basınç tüm motor elemanlarına dağılır. Mekanik zorlamalara ve malzeme yorulmalarına neden olur.

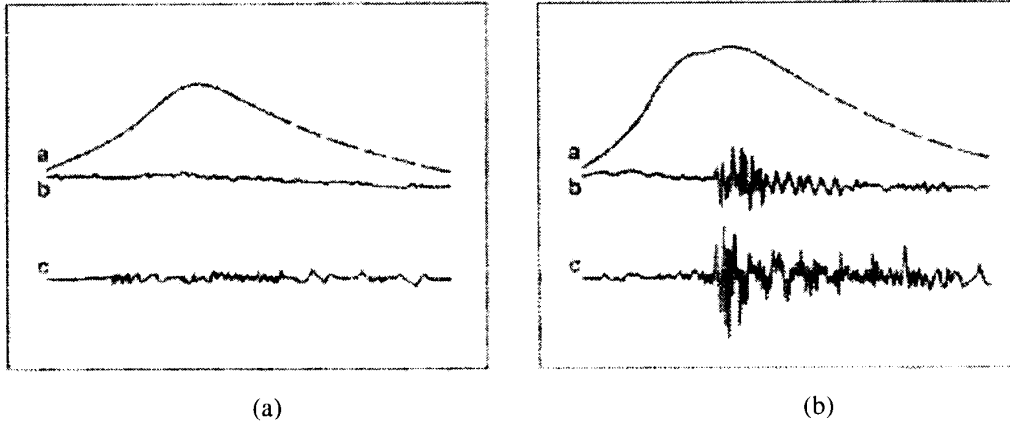
Vuruntunun en önemli sakıncası etkisini kendi kendine arttırıcı özelliğe sahip olmasıdır, ilk vuruntu meydana geldiğinde çeper sıcaklıkları bir miktar artar. Vuruntu olayı devam ettikçe çeper sıcaklıkları daha da yükselir. Bunun sonucu olarak taze dolgu sıcaklıkları gittikçe artmaya başlar dolayısı ile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



Şekil 2.10 Detonasyon Sensörü [2]

Bu titreşimler motor bloğu üzerine yerleştirilen piezo-elektrik kristal yapısına sahip olan detonasyon sensörleri ile elektrik sinyallerine dönüştürülerek enjeksiyon sisteminin elektronik kontrol ünitesine bildirilir. Elektronik kontrol ünitesi belli

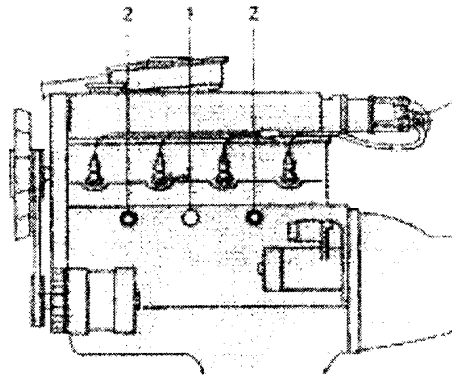
stratejilerle vuruntuyu engeller. Elektronik kontrol ünitesi vuruntu ortadan kalkıncaya kadar ateşleme avans değerini 3° ile 7° azaltır.



Şekil 2.11. a. Normal Çalışma Durumunda Detonasyon Sensörü Sinyali
b. Vuruntulu Çalışma Durumunda Detonasyon Sensörü Sinyali[2]

Şekil 2.11'de a ile gösterilen eğri; silindir iç basıncını, b ile gösterilen eğri; filtrelenmiş basınç sinyalini ve c ile gösterilen eğri ise detonasyon sensörünün algıladığı sinyali göstermektedir.

Sensörlerin vuruntu olayını doğru algılayabilmeleri için motor üzerindeki yerlerinin iyi belirlenmiş olması gerekir. Sensör ya da 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 2.12 Detonasyon Sensörlerinin motor üzerinde konumu [2]

Şekil 2.12'de 1 numara ile gösterildiği gibi bir sensör kullanılma durumunda sensör 2. ve 3. silindirler arasında yerleştirilir. İki sensör kullanılma durumunda 2 numara ile gösterildiği gibi bir tanesi 1. ile 2. arasında, bir tanesi 3. ile 4. silindirler arasında yerleştirilir.

BÖLÜM 3. MOTORLARDA GÜÇ ARTTIRIMI

Günümüzde üretilen benzinli motorlarda litre başına elde edilebilecek güç hemen hemen optimum seviyeye ulaşmıştır. Bu, araçlara yüksek hız ve iyi dinamik karakteristikler getirmektedir. Motor üreticilerinin öncelikli amacı, özgül yakıt tüketimini azaltmak ve egzoz gazlarının zehirli etkisini minimuma indirmektir. Ancak bazı araçlar için özgül yakıt tüketiminin yüksek olması, motor gücünün yükseltilmesi söz konusu olduğunda ikinci planda kalmaktadır. Şu anda üretilen benzinli motorlar 48,5 kW/lt güç üretmekte, 5500–6500 d/d arasında ve 9,5–10,5 arası sıkıştırma oranlarında çalışabilmektedir. Daha fazla güç artırımı kullanımda sık sık aksamalara yol açmakta ve motor ömrünün azalmasına neden olmaktadır.

Bir motorun ürettiği güç, silindirde birim zaman içinde oluşan iş çevriminin sayısı ile orantılıdır. Ancak devirleri istediğimiz şekilde yükseltmemiz mümkün değildir. Devir arttıkça emme sistemindeki hız artmaktadır. Bu sonucu olarak emme manifoldundaki sürtünmeler ise hızın karesi şeklinde artmaktadır. Bu sürtünme kayıplarının artması, motor maksimum devre yaklaştığında güç eğrisinin yatay duruma gelmesine, devrin daha da yükseltilmesi durumunda ise parabolik şekilde düşüşe geçmesine neden olmaktadır. Motor gücünün artırılmasında 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 olmaktadır. 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 arttırmaktadır. 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 artırma yollarından bir diğeri ise sıkıştırma oranının yükseltilmesidir. Sıkıştırma oranının bir merteye yükseltilmesi motor gücünün %8–12 arasında artmasını sağlamaktadır. Bu sayede özgül yakıt sarfiyatı da azalır fakat motor daha sert çalışma bölgesine girer.

Emme manifoldunun dinamik şekli düzenlenerek %4–6 güç artışı elde denebilir. Buradaki amaç volümetrik 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 sırasına göre değişmesi akustik dalgalar oluşturmaktadır, bu da bazı silindirlerin fazla, bazı silindirlerin ise az dolmasına neden olmaktadır. Emme manifoldunda karışım belli bir hıza sahiptir. Bu akış sübap kapanana dek sürmektedir. Sübap kapandığında karışım moleküllerinin kinetik enerjisi potansiyel enerjiye, dolayısıyla hız basınca dönüşmekte ve sübapın önünde bir basınç bölgesi oluşmaktadır. Bunun anlamı bir darbe dalgasının oluşmasıdır. Böylece yakıt/hava karışımı yön değiştirir ve başka silindire yönelir. Bu dalgalar var olduğu sürece emme sübapının açılma zamanı önem kazanır. Emme sübapının açılması bu dalga vuruş anına denk getirilmeye çalışılır. Bu sayede daha fazla dolgu silindire sokulabilir. Motor gücü %20'ye varan oranlarda artırılabilir.

Motorda açığa çıkan enerjinin %35'i egzoz gazlarıyla dışarı atılmaktadır. Turboşarjlı sistemlerde, 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 duyulmaktadır. 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 katma 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.

Günümüzde kullanılmakta olan turbo kompresörlerde elde edilen basınç 0,14–0,2 Mpa arasında değişmektedir. Bu basıncın üzerine çıkılması, 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 vuruntu olayının meydana gelmesini engellemek için sıkıştırma oranının 1,5–2 birim düşürülmesidir. Ayrıca soğutma sisteminin kapasitesinin yükseltilmesi için özel önlemler alınmalıdır.

3.1. Motorlarda Gücü Etkileyen Parametreler

Motorda gücü etkileyen parametrelerin başında strok hacmi gelir. Motor tasarımına bağlı bu parametre artırıldığında motor gücü de artar. Devir sayısının yükseltilmesi de motor gücünü arttırmaktadır, ancak yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı bu değer fazla yükseltilemez. Motorda esas çalışma rejimini karakterize eden parametre efektif basınçtır.

VI : Toplam silindir hacmi (lt)

N_e : Efektif güç (kW)

n : Devir sayısı (d/d)

p_e : Efektif basınç (MPa)

τ : Motorun iki ya da dört stroklu olmasına bağlı bir katsayı. İki stroklu motorda $\tau = 1$ dört stroklu motorda $\tau = 2$ 'dir.

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

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)

$$p_e = p_i - p_m \quad (3.2)$$

Mekanik kayıpları basınç düşüşü cinsinden belirleyen deneysel 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 $S/B > 1$

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

Sekiz silindirli ve $S/B < 1$

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

Altı silindire kadar $S/B < 1$

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

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 0,94–0,97 arasında bir değer almaktadır.

- p_i : Ortalama indike basınç (MPa)
 p_i' : Teorik ortalama indike basıncı (MPa)
 φ_r : Basınç kayıp katsayısı (0,94–0,97)

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

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 sürecinin 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 katsayı
 n_2 : Genişlemede politropik üst katsayı
 ε : Sıkıştırma oranı

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

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 1,35–1,4 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, politropik 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)

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

$$p_a = p_0 - \Delta p_a \quad (3.8)$$

β : Hız kayıp katsayısı

ξ_{in} : Kesit daralma katsayısı

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

A_N : Emme manifoldundaki hava hızını devrin fonksiyonu haline getiren katsayı

ρ_0 : Taze dolgunun özgül kütlesi (kg/m^3)

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

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

$$\Delta p_a = (\beta^2 - \xi_{in}) \cdot A_N^2 \cdot n^2 \cdot \rho_0 \cdot \frac{10^{-6}}{2} \quad (3.11)$$

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 Kalmak Şartıyla 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) Volümetrik Verimin Arttırılması.

3.2.1. Sıkıştırma oranının arttırılması

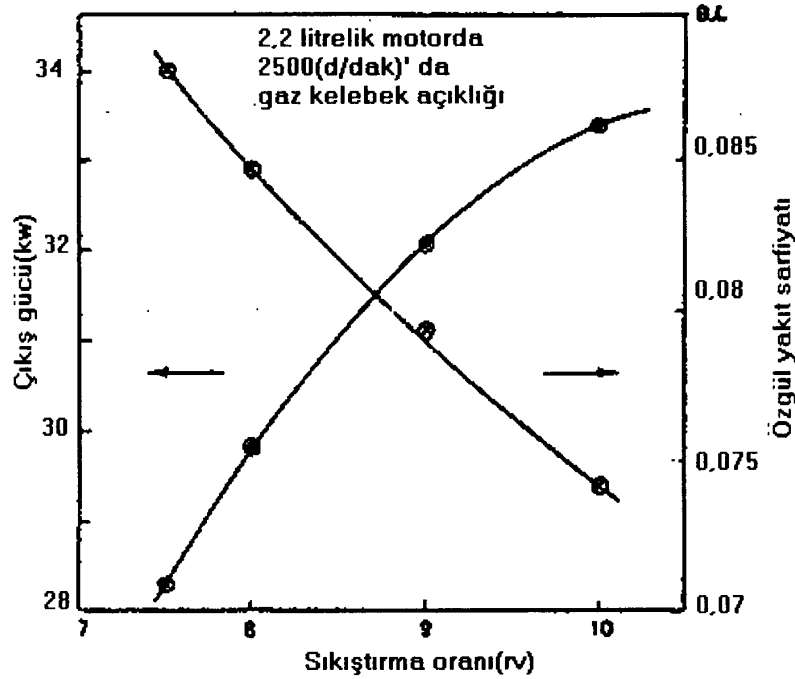
$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (3.12)$$

Burada kullanılan;

ε = Hacimsel sıkıştırma oranı

$k = C_p / C_v$ için kullanılan özgül ısı kapasitesi oranıdır.

Bu ifade sıkıştırma oranı arttıkça verimin arttığını, yakıt tüketiminin azaldığını göstermektedir.



Şekil 3.1 Kompresyon oranının yakıt ekonomisi üzerindeki etkisi [1]

Otto motorlarında sıkıştırma oranı artışını sınırlayan faktör vuruntudur. Dizel motorlarda ise artan sıkıştırma oranıyla birlikte yanma sonu basıncı da artacağından motordaki gaz kuvvetleri artmakta, dolayısıyla daha dayanımlı bir tasarım gerekmektedir. Dizel motorlarında sıkıştırma oranı artışı vuruntuyu 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 getirmektedir. 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_m değişimi dikkate alınmadığı takdirde, hız artışına lineer bağlıdır. Teorik olarak hız artışı motorun gücünü lineer olarak arttırır. Gerçekte ise, hız artışıyla kısılma kayıpları artarak volümetrik verim azaldığından, sürtünme kayıpları arttığından, dolgu değişimi ve karışım teşkili ile yanma bozulduğundan, P_m de azalma gözlenir. Bu azalma, hız artışına paralel olarak gittikçe motor gücünü düşürür.

Yüksek motor hızlarında, artan atalet kuvvetlerinin karşılanabilmesi yönünde dizayn önlemlerinin alınması, karşılaşılan 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 şevki, silindirlere sokulan dolguyu ve dolayısıyla yanma sonu açığa çıkan enerji seviyesini arttırmaktadır. 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 arttırılabilmektedir.

Aşın doldurma yoluyla silindirde kalan artık egzoz gazlarının sıkıştırılması ve bunun sonucu daha fazla taze dolgunun silindire sokulabilmesi, ayrıca dolgu değişiminin pozitif gerçekleşmesi sonucu 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 vuruntu eğilimi ortaya çıkar. Motorun vuruntulu çalışma şartına girmesini engellemek için, dolgunun su veya alkol püskürtülerek soğutulması, sıkıştırma oranı, hava fazlalık katsayısı ve aşırı doldurma basıncı değerlerinin isabetli seçilmeleri gerekmektedir.

Özel güç artırma amaçları yanında, yüksek irtifalarda çalıştırılan Otto motorlarındaki güç kaybının önlenmesi için, aşırı doldurma yaygın kullanım alınma sahiptir.

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.

Aşırı doldurma, motorun emme yeteneğini ve dolayısıyla pistonlara etkiyen ortalama efektif basıncı ve doğrudan bununla ilişkisi olan volümetrik verimi arttırmanın en etkili yollarından biridir. Aşırı doldurmanın temel işlevi ki anlamı da budur; motor silindirlerine atmosferik koşullarda gerçekleşenden daha fazla hava ya da yakıt/hava karışımı sağlamaktır.

Aşırı doldurmanın amacı, içten yanmalı bir motorda belirli bir çıkış gücü için, motor ağırlık ve hacmini düşürmek, diğer bir deyişle; ölçüleri belli bir motorun, hızını arttırmadan, çıkış gücünü arttırmaktır.

3.3. Yataklama Düzenegi

Yataklama düzenegi kompresör ve türbin muhafazalarını ve kompresör ve türbin çarklarının bağlı olduğu mili desteklemektedir. Genellikle kır dökme demir ya da alüminyumdan yapılır. İlk tasarımlarda bilyeli yataklar kullanılırken günümüzde motor yağlama sisteminden sürekli olarak gönderilen yağ ile soğutulan ve yağlanan iki kaymalı yatak kullanılmaktadır. Yataklar alüminyum ve bronzdan imal edilebilir.

Yatak sürtünme kayıpları türbin gücünün % 4–5' ine karşılık gelir ve yüksek türbin hızlarında, türbin hızının etkisi sürtünme kayıpları hızın karesi ile artacağından önemli olabilir; dizel motorlarında düşük hızlarda duman limitlerini aşmadan gerçekleştirilebilecek döndürme momenti değerlerini önemli ölçüde etkilerler. Yağın bir kısmı, dönen düzeneğin aksenal hareketini kontrol etmek için konulan baskı bileziğini de yağlar. Türbin ve kompresör çarklarının arkasındaki basınç yatak muhafazasındaki basınçtan çok daha yüksek olacağından, yağın yataklama bölümünden dışarı kaçmasını ya da sıcak gazların içeri geçmesini önlemek için hem kompresör hem de türbin tarafında çok etkin bir sızdırmazlık sağlanmalıdır. Pratikte türbin tarafında bir piston segman ya da halkalı tipte bir bilezik kullanılır. Kompresör tarafında bazen bir vakum oluşacağından piston segmanına ek olarak kompresör muhafazasına giren yağı kontrol edecek bir eleman gerekir. Bu genellikle, mil dönerken bir pompa gibi davranarak yağı bu bölgeden atan ve vida dişi gibi açılmış bir yağ itici ile sağlanır. Karbüratörün kullanıldığı ve kompresör çıkışına bağlandığı sistemlerde sorun biraz daha büyüktür. Örneğin motorun yüksek hızda kapatıldığında olduğu gibi çok yüksek bir vakum oluşması durumunda motor, yağı emer ve egzozda mavi bir duman görülür. Bu tip motorlar için tasarlanmış turbo doldurucularda conta, bir yayla bileziğe oturtulur. Bu tasarımda sürtünme biraz artacaktır.

Alüminyum yatak muhafazası kullanıldığı durumlarda aşınmayı azaltmak için yan kaymalı yataklar tercih edilir ve yatak bir flanş ile tutturularak dönmesine izin verilmez.

3.4. Aşırı Doldurma Sınırları

Dizel motorlarımızda aşırı doldurma üst sınırı, silindirdeki maksimum gaz basıncı seviyesiyle sınırlıdır. Atmosferik motorların tasarım emniyet sınırlarının imkân 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 sebep olur. Bu durum aşırı doldurmanın avantajını kısmen zayıflatır.

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

Aşırı doldurmalı 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 $p_k / p_a = 3,5-4$ maksimum gaz basıncı 100–120 bar ve $P_{me} = 10-20$ bar mertebelerine ulaşan aşırı doldurma uygulamaları mevcuttur.

3.5. 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

3.5.1. Enerjisi dış kaynaktan sağlanan aşırı doldurma

Kompresörün 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 de 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.

3.5.2. 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 yaygınlıkla uygulanmaktadır.

Sıkıştırma etkisiyle kompresör çıkışında dolgunun sıcaklığı artar. Dolgu sıcaklığının artması silindire giren dolgu miktarını azaltacağından bunun önlenmesi için, bazı motorlarda kompresörle emme manifoldu arasına ara soğutucu yerleştirilir. Soğutucu kullanımı yoluna genellikle $\varepsilon_k = p_k / p_o > 2$ ve kompresör çıkışındaki sıcaklık $t_k = 110^\circ\text{C}$ şartlarında gidilir. Dolgunun soğutulması, silindire sevk edilen dolgu miktarını arttırmanın yanında, motor elemanlarının soğutulmalarına da yardımcı olarak maruz kaldıkları termik zorlanmaları hafifletmektedir. Normal olarak, sürekli çalışmada egzoz gazı sıcaklığının üst sınırı 600°C , 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 $\varepsilon_k = p_k / p_o$, kompresör gücü, debi ve kompresör adyabatik verimidir. Sıkıştırmanın adyabatik olduğu varsayılırsa, kompresör 1 kg havanın p_o basıncından p_k basıncına çıkarılabilmesi için gerekli iş:

W_{ad}	: Adyabatik sıkıştırma işi
c_p	: Havanın özgül ısınma ısısı
T_0	: Havanın sıcaklığı
ε_k	: Sıkıştırma oranı

k : Adyabatik üs

$$W_{ad} = c_p \cdot T_0 \cdot (\epsilon_k^{\frac{k-1}{1}}) \quad (3.13)$$

formülüyle belirlenir. Gerçekteki sıkıştırmada, ısı alışverişi ve sızdırmazlık kayıpları nedeniyle adyabatik kompresör işi fazlalaşır. Bu durum, kompresörün adyabatik verimiyle dikkate alınır ve 3.14 ifadesiyle tanımlanır.

η_{ad} : Adyabatik verimi

W_k : Sıkıştırma için gerçekte harcanan güç

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_k} \quad (3.14)$$

Gerçekte 1 kg havanın kompresörde sıkıştırılması için harcanan iş; 3.15 formülüyle belirlenir:

$$W_k = \frac{c_p}{\eta_{ad}} \cdot T_0 \cdot (\epsilon_k^{\frac{k-1}{1}} - 1) \quad (3.15)$$

Kompresör tahrik gücü ise; 3.16 formülünde görüldüğü gibi hesaplanır:

N_k : Kompresörün tahrik gücü

η_m : Mekanik verim

m_h : Hava debisi

$$N_k = \frac{W_k}{\eta_m} \cdot m_h \quad (3.16)$$

$$N_k = \frac{c_p \cdot T_0 \cdot m_h}{\eta_{kt}} \cdot \left(\epsilon_k^{\frac{k-1}{1}} - 1 \right) \quad (3.17)$$

$$N_k = \frac{c_p \cdot T_0 \cdot m_h}{n_{kt}} \cdot \left(\frac{k-1}{1} \right) \cdot \left(\varepsilon_k^{\frac{k-1}{1}} - 1 \right) \quad (3.18)$$

$$\eta_{kt} = \eta_{ad} \cdot \eta_m \quad (3.19)$$

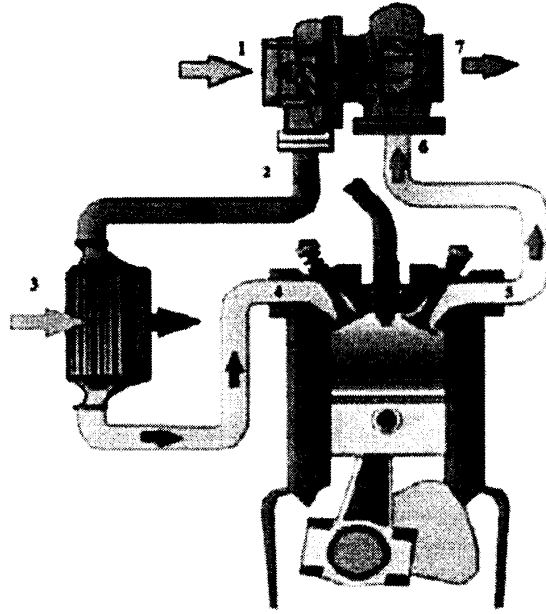
Düşük kompresör sıkıştırma oranıyla aşırı doldurmada daha yüksek adyabatik verim sağlandığı için, roots tipi kompresörler daha uygundur. Roots tipi kompresörlerde $\varepsilon_k = 1,3$ için $\eta_{ad} = 0,65$ mertebesinde iken, $\varepsilon_k = 2$ olması halinde $\eta_{ad} = 0,5$ mertebesine düşmektedir.

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

3.5.3. 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.

Hava kompresöre girmeden önce Şekil 3.2'de gözükmeyen hava filtresinden geçer. Sıkıştırılan havanın soğutulması ve yoğunluğunun artırılması amacıyla ara soğutucudan geçer. Havanın yoğunluğunun artmasından dolayı silindirlere daha fazla miktarda hava alınır, bu da daha fazla yakıtın yakılabilmesi, dolayısıyla daha fazla güç elde edilebilmesi demektir. Yakıtın silindir içerisinde yanmasından sonra, silindirin egzoz zamanında egzoz manifoldundan dışarı atılır. Bu şekilde türbin ve kompresör ünitesiyle sağlanan aşırı doldurma yöntemi turboşarj olarak tanımlanır. Türbin ve kompresör ünitesinin toplam kütlesi motor kütlesinin %8' ini geçmez. Turboşarjlı motorlarda birim güç maliyetinin daha az olması ve %50' nin üstünde güç artışı sağlaması nedeniyle, otomotiv dahil geniş uygulama alanı vardır.



Şekil 3.2 Turboşarj yöntemiyle aşırı doldurma prensibi [12]

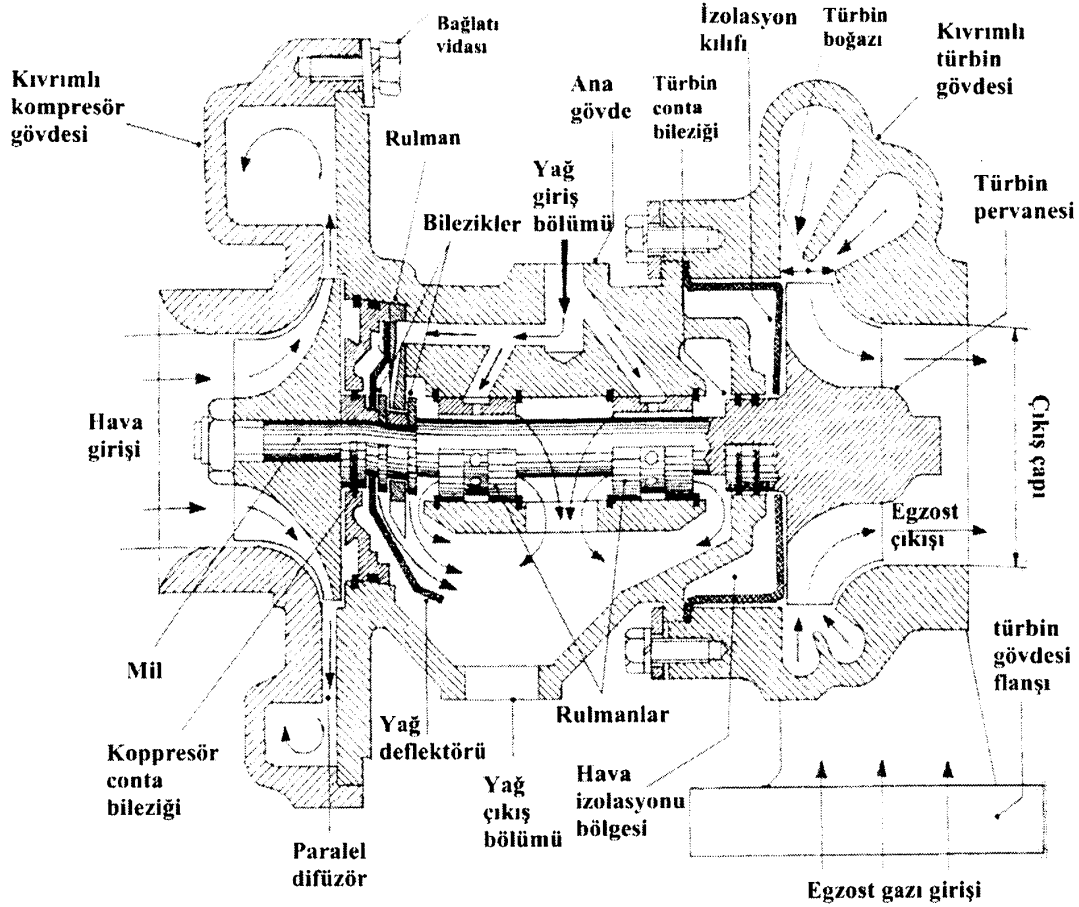
- 1-Kompresör girişi
- 2-Kompresör çıkışı
- 3-Ara soğutucu(intercooler)
- 4-Emme manifoldu
- 5-Egzoz manifoldu
- 6-Türbin girişi
- 7-Türbin çıkışı

Normal bir motor yaktığı yakıt sonucu elde ettiği enerjinin ancak %30'unu kullanılabilir işe dönüştürür. %70' lik kısım çeşitli şekillerde kaybedilir:

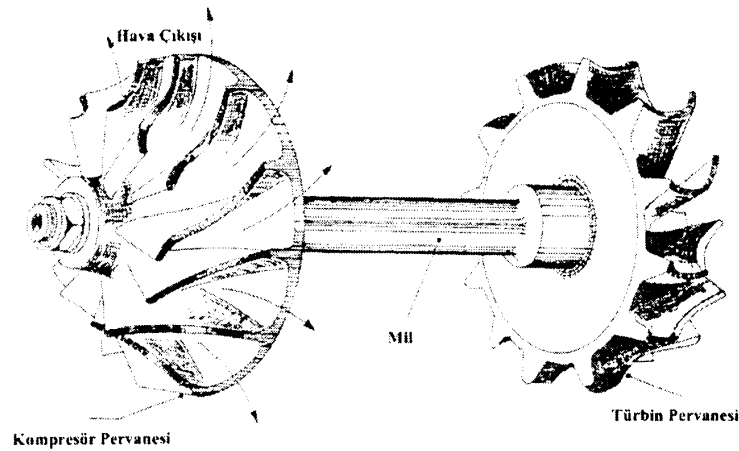
- %8 Mekanik kayıplar
- %10 Havaya olan ısı transferi
- %17 Soğutma sistemi tarafından harcanan enerji
- %35 Egzozdan atmosfere karışan enerji

Yukarıda da görüldüğü gibi kayıp enerjinin en büyük bölümü egzoz sisteminden atmosfere karışmaktadır. Turboşarj motorun egzoz zamanında egzoz sübaplarının açılmasıyla açığa çıkan enerjiyi kullandığından bu kaybın önüne geçilmiş olur. Turboşarjlı motorlar daha yüksek volümetrik verime sahiptirler. Ancak turboşarjlı sistemlerde silindir içi basınç arttığından motor sıkıştırma oranı azaltılmalıdır. Normal

direk püskürtmeli bir dizel motorun sıkıştırma oranı 16:1 dir. Düşük basınçlı turboşarj uygulamasında bu oranın 15:1'e, yüksek basınçlı turboşarj uygulamalarında ise bu oranın 14:1' düşürülmesi motor patlama riskinin önüne geçilmesini sağlamaktadır.

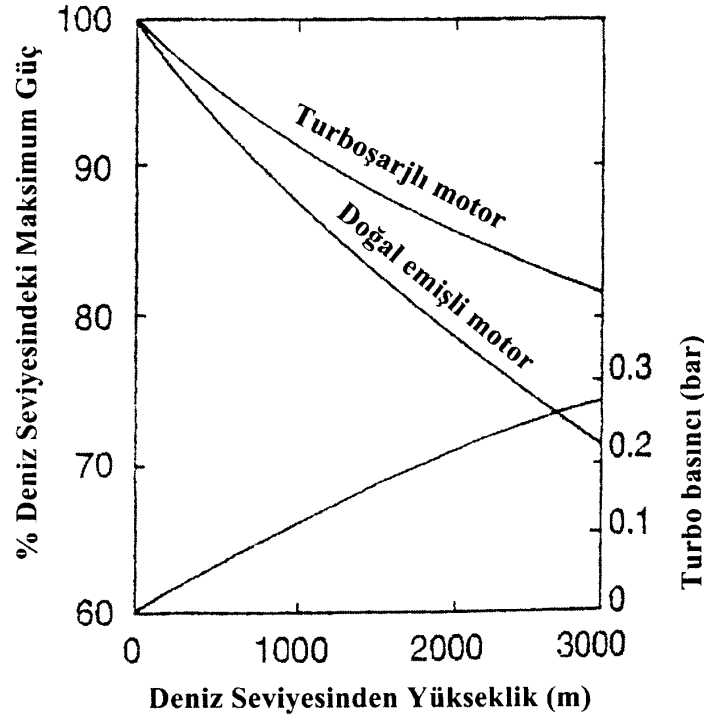


Şekil3.3 Turboşarj kesiti [3]



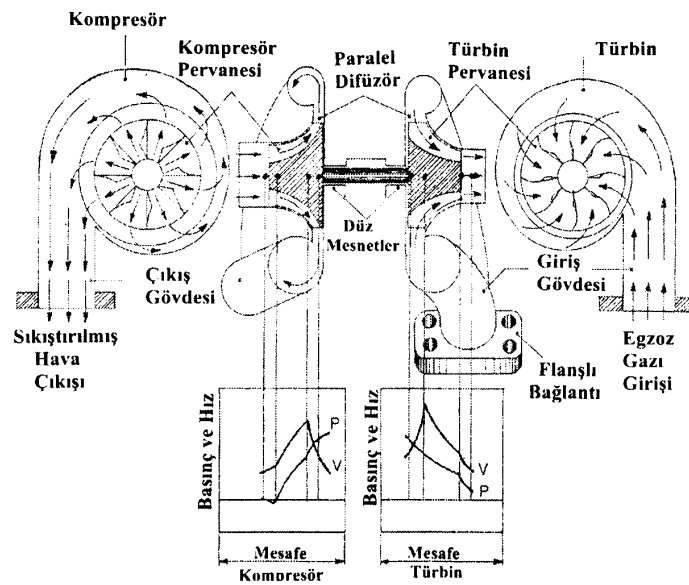
Şekil 3.4 Kompresör ve türbin pervaneleri [3]

Motor çıkış gücü, deniz seviyesinde ve standart atmosferik koşullarda test edilir. Ancak kullanım şartları düşünüldüğünde araçlar daima deniz seviyesinde kullanılmayacaktır. Deniz seviyesinden yükseldikçe havanın yoğunluğu düşecektir. Silindirlere alınan havanın yoğunluğunun düşmesi sonucunda volümetrik verim düşecektir. Şekil 3.5'dan da görüldüğü gibi doğal emişli motorlar deniz seviyesinden 1000m yükseklikte, ürettikleri gücün %13'ünü kaybederler. Turboşarjlı motorlar ise %8 kadar güç kaybına uğrarlar. Turboşarjlı sistemde kaybın daha az olmasının nedeni; silindirlere giren havanın yoğunluğunun azalmasına karşılık, egzoz manifoldundan çıkıp türbin pervanesine gelen egzoz gazlarının basıncının büyük ölçüde değişmeden kalmasıdır.



Şekil 3.5 Deniz seviyesinden yüksekliğin motor gücüne etkisi [3]

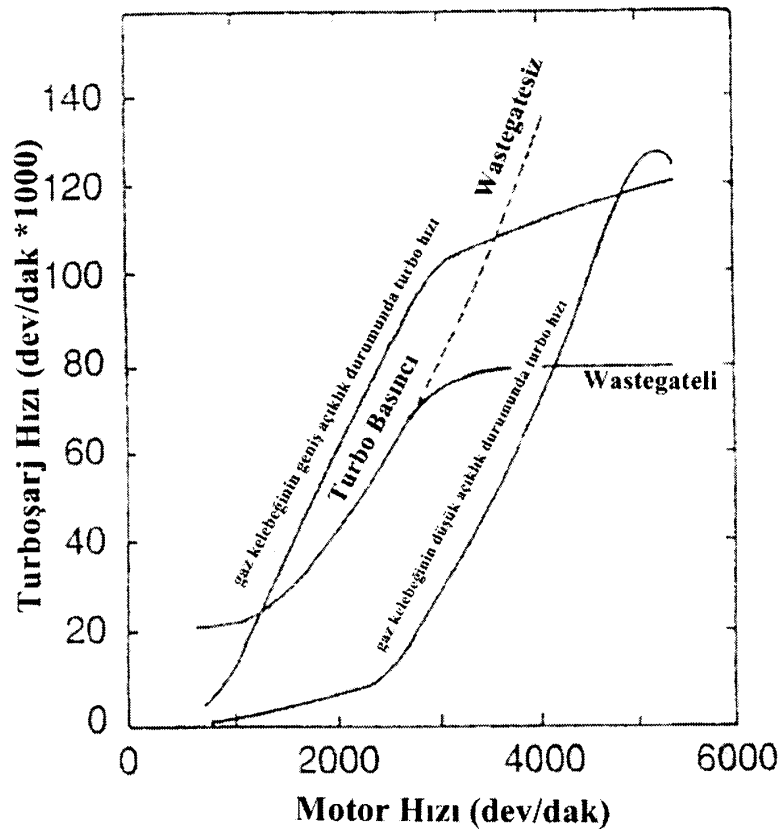
Aşırı doldurmada yanma daha çok hava fazlalık katsayısıyla gerçekleştiğinden egzoz gazlarındaki zararlı emisyon yüzdeleri azalır. Ancak yüksek yanma sonu sıcaklığı NO_x oluşumunu artırır. Turboşarjlı motorlarda hız azalması, çevrim başına silindirden atılan egzoz gazlarının fazla değişmediği göz önüne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



Şekil 3.6 Turboşarj sisteminin prensipleri [3]

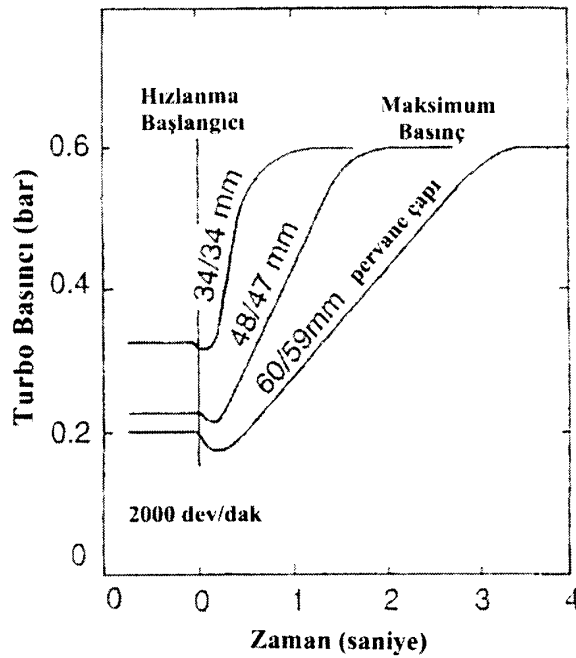
Milin dönmesiyle birlikte, kompresör gövdesinden içeri giren havanın kütlesi merkezkaç kuvvetine maruz kalır. Bu kuvvet, havayı, kompresör gövdesinin dışına doğru iter ve bu esnada havanın hızı ve basıncı büyük ölçüde artar. Havanın kompresörün çeperlerine doğru sıkışmasıyla oluşan boşluğa bir miktar daha hava dolar. Kompresörün çıkışına doğru hava maksimum kinetik enerjisine ulaşır ama basınç hala artmaya devam etmektedir.

Motorun silindirlere çıkan egzoz gazı, egzoz manifoldundan geçerek yüksek hız ile türbinin daralan dairesel kıvrımlı gövdesinden içeri girer. Egzoz gazının türbin pervanesine çarpmasıyla birlikte hızı ve basıncı düşer. Bu esnada egzoz gazının sahip olduğu kinetik enerji, türbin pervanesine geçer. Hızını ve basıncını büyük ölçüde kaybeden egzoz gazları, egzoz sisteminin susturucusundan da geçerek atmosfere atılır. Düşük hızlarda ve hafif yüklemelerde türbin hızı 30000–50000 d/d, kullanım şartlarına ve uygulama türüne bağlı olarak yüksek hız ve ağır yüklemelerde 120000–150000d/d seviyelerine çıkmaktadır.



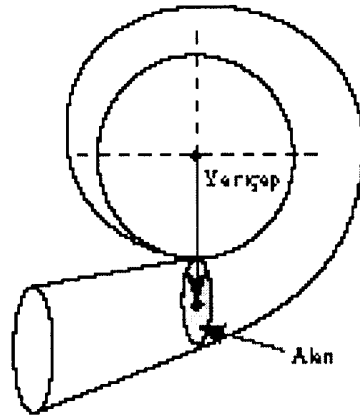
Şekil 3.7 Gaz kelebeğinin kısmi ve tam açık olması durumunda, motor hızının turboşarj dönme hızına ve basıncına etkisi [3]

Şekil 3.7' de türbin ve kompresör hızının, gaz keleşinin tam ve kısmi açıklığı durumunda motor hızıyla ilişkisi görülmektedir. Tam yükleme koşullarında, 3000d/d'da ki kıvrıma dikkat edilmelidir. Wastegate açılana kadar turbo hızı artmaktadır, ancak bu noktadan sonra bir miktar egzoz gazı by-pass yapılarak türbine girmesi engellenir. Normal yükleme koşullarında ise turbo hızında 2500d/d'ya kadar artış gözlenmez, bu noktadan sonra motorun maksimum devrine kadar artış devam eder.



Şekil 3.8 Turbo ölçülerinin, maksimum turbo basıncına ulaşma süresine etkisi [3]

Maksimum turbo hızı, türbin ve kompresör çarkının ölçülerine bağlıdır. Küçük çaptaki çarklarda wastegate daha çabuk açılmaktadır çünkü daha kısa sürede maksimum basınca ulaşmaktadır. Şekil 3.8'da farklı ölçülerdeki turbo şarjların 2000d/d'dan başlayan motor hızında test sonuçları görülmektedir. Büyük turbo şarjın maksimum basınca ulaşabilmesi için 3–3,5 saniyeye, orta ölçüdeki turboşarjın 1,5–2 saniyeye ve küçük ölçüdeki turbo şarjın 0,5–1 saniyeye ihtiyacı vardır. Ölçülerine göre dönme hızları ise; 60/59mm 150000d/d, 44/47mm 180000d/d, 34/34mm 270000d/d'dır.

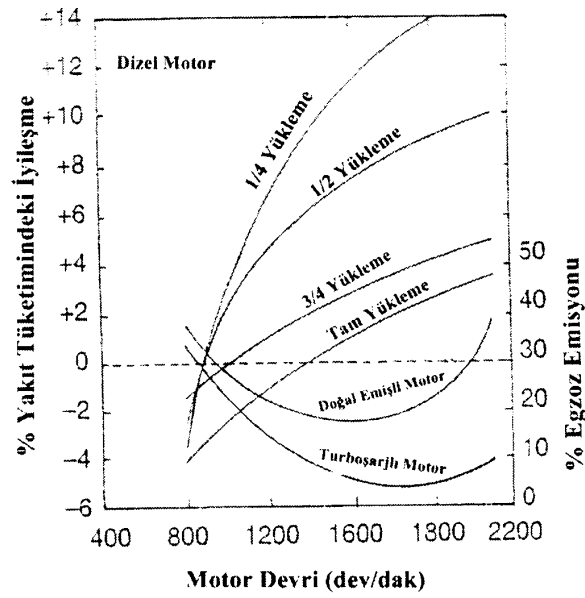


Şekil 3.9 A/R oranı [12]

A/R oranı kompresör ve türbinlerin geometrik karakteristiklerini tanımlar. Bu, girişin kesit alanının, turbo merkezinde oluşan çemberin yarıçapına oranı olarak tanımlanır.

Kompresörün performansı A/R deki değişimlere duyarlıdır. Ama genellikle büyük A/R oranı düşük basınç uygulamalarında kullanılır. Yüksek basınç uygulamalarında küçük A/R kullanılır. Türbinin performansı genellikle A/R deki değişimlerden büyük ölçüde etkilenir.

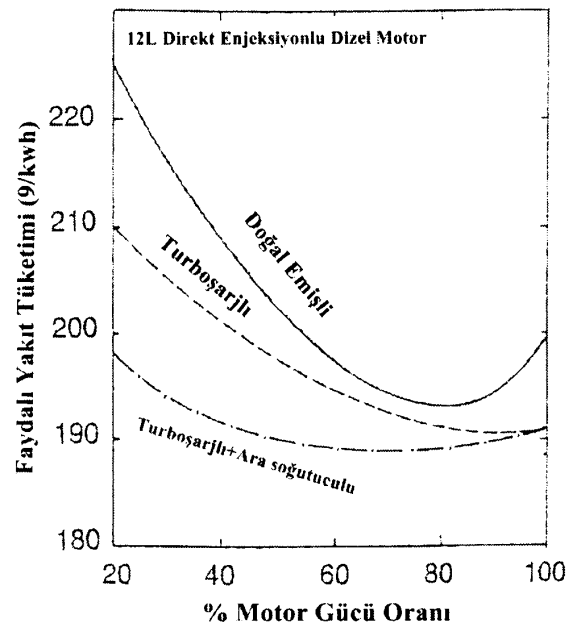
Türbin A/R oranı türbinin debi kapasitesini belirlemek için kullanılır. Küçük A/R kullanımı, türbin pervanesine gelen egzoz gazı hızını arttıracaktır, pervanenin hızla dönmesi düşük motor devirlerinde daha hızlı basınç tepkisi doğuracaktır. Bu egzoz basıncının artmasına ve yüksek devirdeki gücün azalmasına neden olur. Bunun aksine, büyük A/R oranı kullanımı egzoz gazının hızını düşürecek ve tepkileri geciktirecektir. Ama düşük geri dönüş basıncı yüksek devirlerde daha iyi güç verecektir.



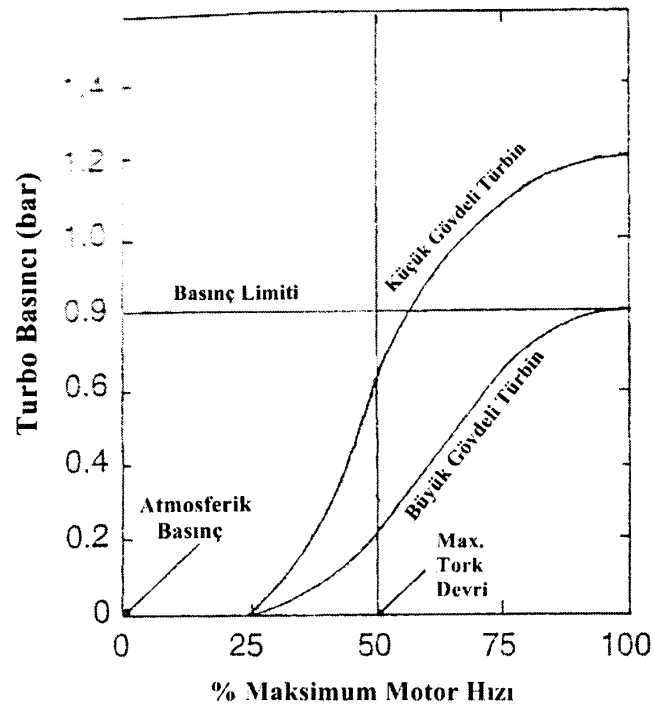
Şekil 3.10 Değişik yükleme koşullarında motor devrinin, egzoz emisyon oranına ve yakıt tüketimine etkisi [3]

Turbosarj bir dizel motorun yakıt sarfiyatında %14'e varan oranlarda iyileştirme sağlayabilir. Bu iyileşme farklı motor yüklemelerinde daha iyi fark edilebilmektedir. Şekil 3.10'de farklı yükleme koşullarındaki yakıt tüketimindeki iyileşme görülmektedir. Tam yükleme koşullarında 1400d/d'ya kadar, $\frac{3}{4}$ oranında yükleme koşullarında ise 1000d/d'ya kadar yakıt tüketimi doğal emişli motorların daha iyi olduğu gözükmemektedir.

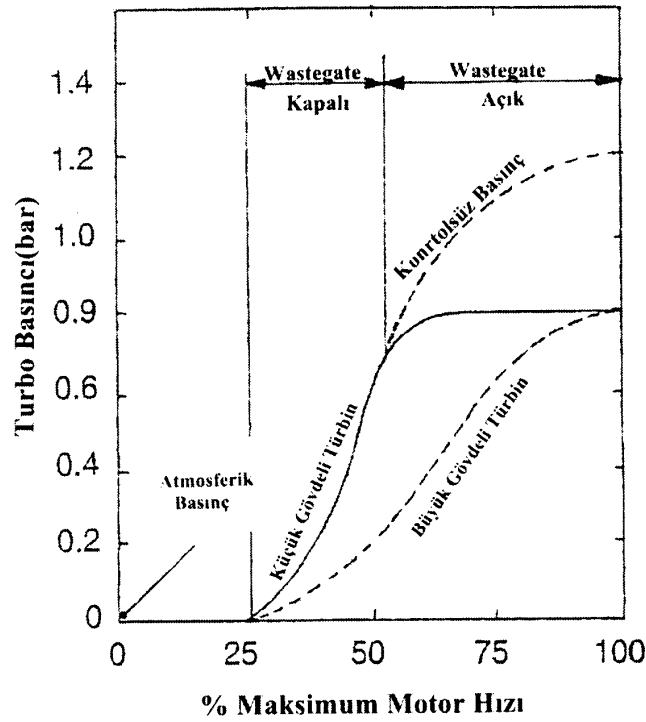
Turbo şarjlı motorlarda egzoz emisyonları seviyesi, motor hızının artmasıyla azalmaktadır. Doğal emişli motorlarda ise hızın artması sonucu gerekli hava silindir içine alınamadığından egzoz emisyonlarında artış görülmektedir.



Şekil 3.11 Faydalı yakıt tüketiminin çeşitli motor türlerinde karşılaştırılması [3]

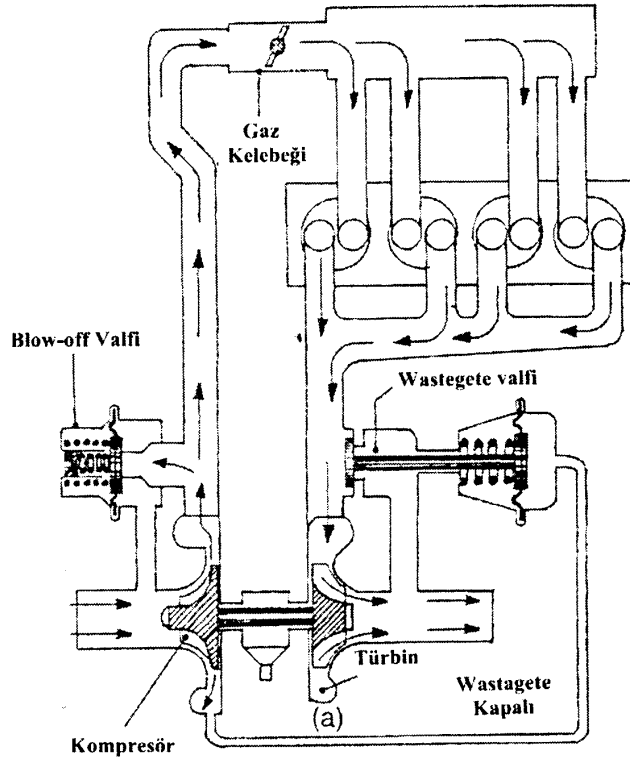


Şekil 3.12 Wastegate olmayan turbo şarjlı sistemlerde basınç [3]

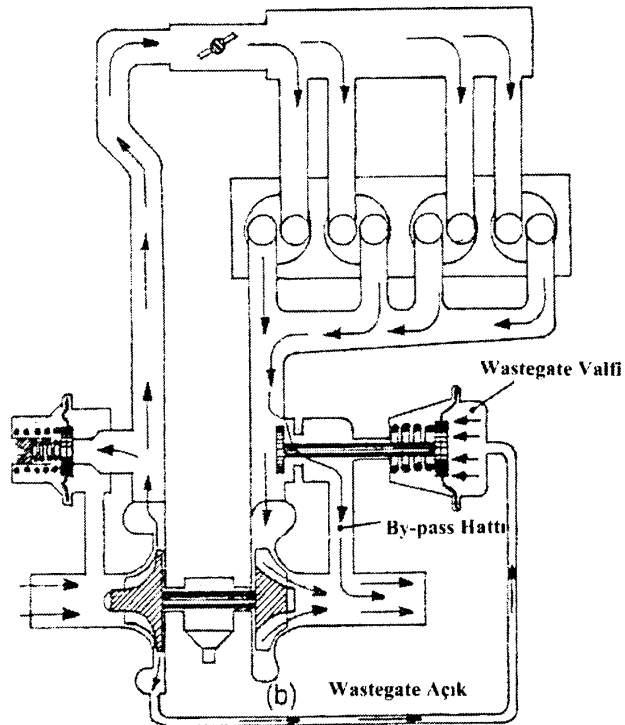


Şekil 3.13 Wastegate olan sistemlerde turbo basıncı [3]

Modern turbo şarjlı motorlarda blow-off ve wastegate valfi bulunur. Blow-off valfinin görevi, turbo basıncını sürekli yüksek tutarak gücün korunmasını sağlamaktır. Turbo beslemeli otomobillerde ayak gazdan çekildiğinde turbo hala dönmeye devam etmektedir, fakat turbonun bastığı havanın gideceği bir yer olmadığı için oluşan yüksek basınç turbo pervanesine büyük bir kuvvet uygulayarak pervaneyi aniden yavaşlatır. Gaza tekrar bastığınızda turbo basıncının tepe noktasına gelebilmesi için pervaneyi tekrar hızlandırmak gereklidir ve bu esnada istenilen turbo basıncı elde edilemediği için büyük bir performans kaybı yaşanır. Blow-off ile bunun önüne geçilmektedir. Gaz kelebeği kapalı olduğunda blow-off hemen devreye girerek turbonun bastığı havayı dışarı verir, bu sayede turbonun önceden bastığı hava geri tepmeyeceği ve geri basınç uygulamayacağı için pervane yavaşlamaz, tekrar gaz kelebeği açılmaya başladığı anda pervane yavaşlamamış olduğu için turbo basıncı hemen tepe noktasında ulaşır ve ani gaz kelebeği açılması veya kapanması durumunda performans kaybı yaşamamış olmaktadır.



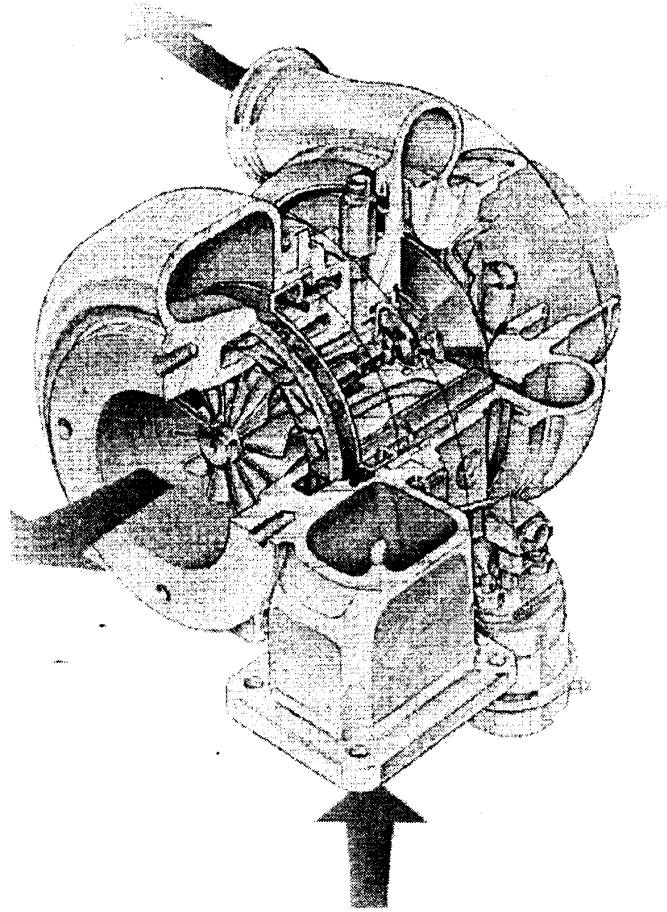
Şekil 3.14 Wastegate kapalıyken sistemin görünümü [3]



Şekil 3.15 Wastegate açıkken sistemin görünümü [3]

Wastegate valfi ise, istenilen basınca ulaşıldıktan sonra, egzoz gazını türbine girmeden by-pass yaparak egzoz sistemine tahliye eder.

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



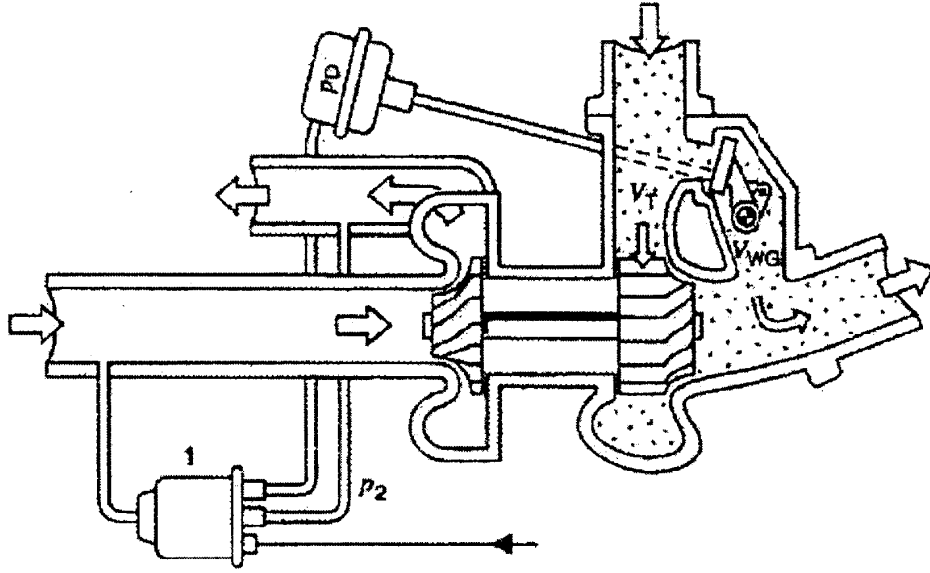
Şekil 3.16 Radyal turboşarj grubu [12]

3.5.3.1. Turboşarj sisteminde vurununun engellenmesi

Turboşarj ile aşırı doldurulan sistemler düzenlenirken aşırı doldurmaya ihtiyaç olan devirler belirlenir. Kompresörün ve türbinin tasarımı 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 bypass kanalı vardır. Bu kanal kompresör çıkış basıncı düşükken ve gaz keleşinin yarattığı kısılma etkisi azken açılır. Gaz keleşinin kısılma etkisi gaz keleşini açık ve motor yüksek devirde çalışırken azdır. Kompresör basıncının düşük olması motorun rölanti devrine yakın çalıştığını göstermektedir. Ancak sistemin özelliği verimi düşürmektedir. Bunun yanında düşük devirden başlayan ani hızlanma isteğinde turboşarj sisteminde bir tepki gecikmesi görülmektedir, yani sistem gecikmeyle devreye girmektedir. Bu dezavantajlar kompresör çıkış basınç kontrolünün elektronik olarak yapılmasını gündeme getirmiştir.



Şekil 3.17 Kompresör çıkış basıncı kontrolü [3]

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

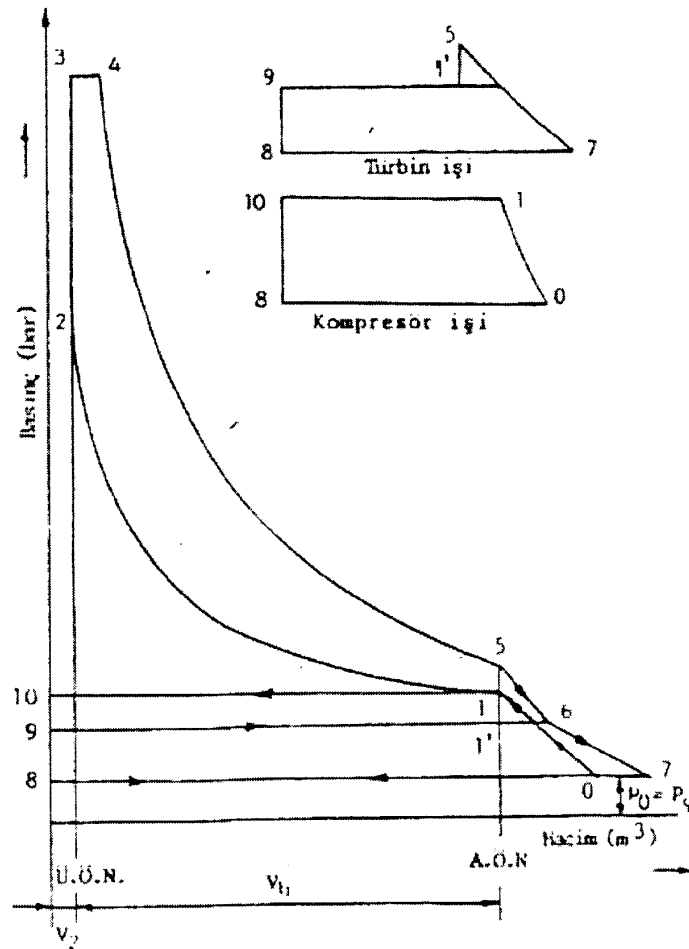
Şekil 3.17'de görülen sistem elektronik kontrol ünitesinden aldığı sinyalle türbine giden egzoz gazının debisini ayarlamakta, dolayısıyla da kompresör çıkış basıncına müdahale etmektedir. Elektronik kontrol ünitesi şekilde "1" ile gösterilen kontrol valfine gönderdiği sinyalle by-pass hattını kontrol eden diyafram arkasına bir basınç gönderir. Kontrol valfinde bu diyafram 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 diyafram basıncı artırılarak egzoz gazlarına by-pass yaptırılır. Türbine giden gaz debisi düşüncü kompresör basıncı da düşecektir. Diyafram basıncının hassas bir şekilde ayarlanabilmesi sayesinde istenilen kompresör çıkış basıncı elde edilir.

3.5.3.2. Turbo kompresörlü bir motorun çevrim analizi

Turbo kompresörlü bir dizel motorunun çevrim analizi yapılırken, hesaplamalarda kolaylık için aşağıdaki kabuller yapılır;

- a. Çevrimde kullanılan hava her noktada ideal gaz kabul edilir, yani, $pV = mRT$ denklemini sağlar.
- b. Turbo kompresör ve motorda, çevrime çevreden ısı geçişi yoktur. Yani çevrim adyabatiktir.
- c. Çevrimde, yanma odasında (V_2 hacmi) kalan art (yanmış) gazın etkisi ihmal edilir.

Şekil 3.18' de, teorik p-V diyagramı görülen çevrimde, hava filtresinin direnci ihmal edilirse, çevre basıncı, kompresör giriş basıncı olarak kabul edilebilir. Kompresöre çevre basıncında giren hava, adyabatik olarak, P basıncına kadar sıkıştırılır. Kompresör basınç oranı A_k motor sıkıştırma oranı da r_c ile gösterilirse, kompresöre giriş şartları;



Şekil 3.18 Turbo kompresörlü motorun p - V (basınç - hacim) diyagramı [5]

$$P_0 = P_{\text{çevre}}$$

$$V_0 = \frac{r_c}{r_{c-1}} \cdot V_h \cdot A_k^{1/k} \quad (3.20)$$

$$T_0 = T_{\text{çevre}}$$

ve kompresör çıkış şartları;

$$P_1 = A_k \cdot P_0 \quad (3.21)$$

$$V_1 = \frac{r_c}{r_c - 1} \cdot V_h \quad (3.22)$$

$$T_1 = A_k^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_0 \quad (3.23)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Kompresörde, havanın sıkıştırılması esnasında harcanan enerji (entalpi farkı),

$$\Delta h_k = \frac{k}{k-1} \cdot P_0 \cdot V_0 \cdot (A_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (3.24)$$

ifadesiyle bulunabilir. Silindire dolan hava, bir önceki çevrimden yanma odasında kalan artık gazlar ile karışarak kirlenir. Bu gazların silindirde, adyabatik olarak sıkıştırılmasından sonra elde edilen değerler,

$$P_2 = P_1 \cdot r_c^k \quad (3.25)$$

$$V_2 = V_1 / r_c \quad (3.26)$$

$$T_2 = T_1 \cdot r_c^{k-1} \quad (3.27)$$

ifadeleriyle bulunabilir. Kompresör tarafından gönderilen basınçlı havanın silindire dolması sırasında, piston üzerinde yapılan iş,

$$W_{0-1} = (P_1 - P_0) \cdot V_h \quad (3.28)$$

şeklinde ve silindire dolan gazların, 1 noktasından 2 noktasına sıkıştırılması sırasında pistonu verilmesi gereken iş de,

$$W_{1-2} = \int_1^2 p \cdot dV = \frac{P_1 - P_2}{1-k} \cdot [V_2^{1-k} - V_1^{1-k}] \quad (3.29)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Silindirdeki gazın toplam kütlesi ile püskürtülecek yakıtın kütlesi,

$$m_h = \frac{P_1 V_1}{R T_1} \quad (3.30)$$

$$m_y = \frac{m_h}{14,74 H_k} \quad (3.31)$$

ifadeleriyle verilir. Yanma, sıkıştırılarak sıcaklığı ve basıncı artan hava içine yakıt enjeksiyonu ile sağlanır. Yanma sonucu oluşan ısıyı hesaplamak için, püskürtülen toplam yakıt miktarının, x_f kadarlık kısmının sabit hacimde, geri kalan kısmında sabit basınçta yandığını kabul edelim. Buna göre, sabit hacimde oluşan ısı için,

$$Q_{cv} = m_y x_f H_u = (m_y x_f + m_h) C_v (T_3 - T_2) \quad (3.32)$$

ifadesi ve sabit basınçta oluşan ısı içinde,

$$Q_{cp} = m_y (1 - x_f) H_u = [m_y (1 - x_f) + m_h] C_p (T_4 - T_3) \quad (3.33)$$

ifadesi yazılabilir. Buna göre çevrime sürülen toplam ısı miktarı da;

$$Q_{top} = Q_{cv} + Q_{cp} \quad (3.34)$$

şeklinde ifade edilebilir. 3 noktasında, sabit hacimde yanma ile elde edilen değerler,

$$V_3 = V_2$$

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_{cv}}{(m_y x_f + m_h) C_v} \quad (3.35)$$

$$P_3 = P_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{(m_y \cdot x_f + m_h)}{m_h} \quad (3.36)$$

ve 4 noktasında, sabit basınçta yanma sonu değerleri,

$$P_4 = P_3$$

$$T_4 = T_3 \cdot \frac{Q_{cp}}{[m_y \cdot (1 - x_f) + m_h] \cdot C_p} \quad (3.37)$$

$$V_4 = V_3 \cdot \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{[m_y \cdot (1 - x_f) + m_h]}{(m_h + m_y \cdot x_f)} \quad (3.38)$$

ifadeleriyle bulunabilir. Sabit basınçta yanan gazların, V_3 hacminden, V_4 hacmine genişlerken piston üzerinde yaptıkları iş,

$$W_{3-4} = \int_3^4 p \cdot dV = P_4 \cdot (V_4 - V_3) \quad (3.39)$$

şeklinde ifade edilir. Sabit basınçta yanmadan sonra, A.Ö.N'ya kadar adyabatik olarak genişleyen gazların, 5 noktasındaki durumu,

$$V_5 = V_1$$

$$P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^k \quad (3.40)$$

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^k \quad (3.41)$$

ifadeleriyle gösterilir. Bu sırada genişleyen gazları, piston üzerinde yapmış oldukları iş de,

$$W_{4-5} = \int_4^5 p.dV = \frac{P_4.V_4^k}{1-k} \cdot (V_5^{1-k} - V_4^{1-k}) \quad (3.42)$$

ifadesiyle hesaplanabilir.

Piston A.Ö.N' ya yaklaştığında, egzoz sübabı açılır ve gazların basıncı, Turbo kompresörün türbin giriş basıncına kadar, adyabatik olarak düşer. Bundan sonra, türbin kanatlarında, yine adyabatik olarak genişleyen gazların basma, türbin çıkış basmana (Pratik olarak çevre basıncına, $P_7 = P_0$) kadar düşer. Piston A.Ö.N.' da iken silindirde bulunan gazlar, pistonun üst ölü noktaya(Ü.Ö.N.) olan hareketiyle türbine doğru süpürülürler.

Türbin giriş basıncı bilinmediğinden, hesaplara, genellikle, türbin giriş basıncından başlanır. Bunun için, türbinde gazların genişleyerek bıraktığı enerjiyi, kompresörde gazların sıkıştırılmasında ve silindirlere süpürülmesinde harcanan enerji ile eşitlemek gerekir. Buna göre,

$$\Delta h_t = \Delta h_k \cdot \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_T \cdot \eta_m} = \frac{\Delta h_k}{\eta_g} \quad (3.43)$$

ifadesi yazılır. Bu ifadedeki Δh_k değeri daha önde gösterilmişti. Δh_t değeri için,

$$\Delta h_t = \frac{k}{k-1} \cdot P_6 \cdot V_6 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_7}{P_6} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{\Delta h_k}{\eta_g} \quad (3.44)$$

ifadesi kullanılabilir. Buradaki 6 noktası, türbin giriş değerlerini, 7 noktası ise türbin çıkış değerlerini göstermektedir. İfade üstel fonksiyon ihtiva ettiğinden, iterasyon yapmadan hesaplanması mümkün değildir. Bu nedenle, P_6 , V_6 ve T_6 'nın hesaplanmasında sayısal değerler ile bilgisayar programını kullanıp, iterasyon yapılması gerekir. İterasyonda, P_6 , değişken olarak alınacak olursa,

$$V_6 = V_5 \cdot \left(\frac{P_5}{P_6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.45)$$

$$V_7 = V_5 \cdot \left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.46)$$

ifadeleri yazılarak, P_6 değerini bulmak için, P_0 ve P_5 arasında yarıya bölme yöntemi uygulanır. Her seferinde bulunan Δh_t değeri, Δh_k değeri ile mukayese ettirilip, aradaki farkın tolerans değerinden küçük olduğu, P_6 değeri bulunduğunda, iterasyondan çıkışır. Bundan sonra, T_6 değeri de,

$$P_6 \cdot V_6 \cdot T_6 = T_5 \cdot (V_5 / V_6)^{k-1} \quad (3.47)$$

ifadesinden hesaplanarak, türbin giriş değerleri (6 noktası) tamamlanmış olur. 7 noktasındaki türbin çıkış değerleri de,

$$P_7 = P_0$$

$$V_7 = V_5 \cdot \left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.48)$$

$$T_7 = T_5 \cdot \left(\frac{V_5}{V_7} \right)^{k-1} \quad (3.49)$$

şeklinde ifade edilebilir .

3.6. Tabii Emmeli ve Turboşarjlı Motorların Karşılaştırılması

Aşırı doldurmada, motorlara kompresör veya turbo kompresör ilavesiyle, aynı strok hacminden daha fazla güç almak esastır. Bu durum aynı silindir hacmine, kompresör tarafından sağlanan yüksek basınçla daha fazla hava gönderip, o silindirde yakılabilecek yakıt miktarının artırılması ile sağlanır. Bundan dolayı aşırı doldurmalı motorlar, aynı çıkış gücü için, tabii emişli motorlardan daha küçük hacimli ve hafif olurlar. Bunun yanında çalışma şartlarına bağımlı olarak, kısmi yüklerde ve özellikle maksimum gücün yarısına kadar olan düşük güç aralığında, turbo kompresörlü dizel motorun özgül yakıt sarfiyatı, tabii emmeli dizel motoruna göre daha düşük olmaktadır.

Dizel motorlarında yanma karakteristikleri, motor gücünü, yakıt sarfiyatını, egzoz gaz emisyonlarını, titreşim ve gürültüyü etkileyen en önemli faktördür. Yanma karakteristikleri ise büyük ölçüde tutuşma gecikmesine bağlıdır. Tutuşma gecikmesine etki eden birçok faktörün en başta gelenleri, silindirde sıkıştırılan havanın sıkıştırma sonu sıcaklık ve basıncıdır. Aşırı doldurmalı motorlarda, gerektiğinde çift kademeli kompresör kullanılarak, hava sıkıştırma başlangıcında arzu edilen miktarda sıkıştırılabilir. Buradaki sınır, yanma esnasında meydana gelen maksimum basınç ve sıcaklığa olan malzeme dayanımıdır. Aşırı doldurmada, sıkıştırma başlangıcındaki basıncın yüksek oluşundan dolayı, sıkıştırma sonuna doğru, enjeksiyon anındaki basınç ve sıcaklık, tabii emişli bir motora göre daha yüksektir. Bundan dolayı, aşırı doldurma uygulanan bir dizel motorunda tutuşma gecikmesi kısalmır. Bunun sonucunda da, aşırı doldurmalı dizel motoru, tabii emmeli dizel motoruna nazaran daha az titreşimli, sessiz ve daha düşük egzoz gaz emisyonları ile çalışır. Yani, aşırı doldurmalı dizel motorunun egzozundaki hidrokarbon, karbon monoksit, azot oksitler ve is miktarı daha düşüktür. Diğer yandan, tutuşma gecikmesinin kısılması ile aniden yanan yakıt miktarının azalması, yumuşak ve kontrollü bir yanmanın elde edilmesini mümkün kılar. Yumuşak ve kontrollü bir yanma, gürültü ve titreşimin kaynağı olan, dizel vuruntusunu azaltır. Bununla birlikte, egzoz manifoldundaki gaz türbini ilave bir susturucu gibi görev yaparak, egzoz gürültüsünü, 2 ila 5 dB kadar azaltır.

Yüksek seviyelerde turbo kompresörlü motorlar, tabii emmeli motorlara göre, daha yüksek performans gösterirler. Hava yoğunluğu yüksek seviyelerde önemli ölçüde azalır ve buna bağımlı olarak, tabii emmeli motorun gücü de düşer. Turbo kompresörlü motorda ise egzoz çıkış basıncı (geri basınç) düştüğü için, turbo kompresör daha hızlı dönmekte ve motor için gerekli havayı sağlayabilmektedir.

Turbo kompresörlü bir motorun bütün bu üstünlüklerinin yanında, motor maliyetini arttırması açısından, turbo kompresör ile hareketli parçalarda yüksek kaliteli malzeme kullanma gereği bir dezavantaj olarak sayılabilir. Motor maliyetine önemli bir etkisi bulunan turbo kompresör birimi, motorun en hassas ve pahalı parçalarından biridir. Turbo kompresörün dönen milinin yağlanması, motor yağ pompası tarafından ana yağ galerisine gönderilen, basınçlı yağ tarafından sağlanmaktadır. Motorun stop edilmesi sırasında, turbo kompresör mili kısa bir süre için sahip olduğu yüksek dönme hızı ataleti nedeniyle, duruncaya kadar dönmeye devam ettiği halde, motor yağ pompası durduğu için, taze ve basıncın yağ ile beslenememektedir. Bu nedenle, motor önce rölantiye düşürülmeli, türbinin dönme hızı azaltılmalı, daha sonra stop ettirilmelidir. Motorun ilk harekete geçirilmesi sırasında da, motor yağ pompasından basılan yağın, turbo kompresör yataklarına varması bir hayli zaman alacağından, ani gaz yermekten kaçınılmalıdır. Bu husus, stop edilme ve ilk harekete geçirilme sırasında kullanılmak üzere, turbo kompresör yatakları, yağlama yağı için bir akümülatör (depo) ilavesi ile halledilebilir.

Turbo kompresörlü bir motorda, yanma odasında oluşan ve dışarıya transfer edilen ısı miktarı, tabii emişli bir motora göre daha fazla olmaktadır. Bu nedenle piston üzerindeki ısı yükü ve soğutma sistemine geçen ısı miktarı da fazladır. Pistonun soğutulması için alt taraftan yağ püskürtülmektedir. Isınan yağlama yağının, motor soğutma suyu veya başka bir soğutma sistemi ile soğutulması gerekir. Pistonların soğutulması ve turbo kompresöre yağ temini nedeniyle böyle bir motorda, motor yağ pompası kapasitesi de daha büyük olmalıdır. Buna paralel olarak, turbo kompresörlü bir motorda, tabii emişli bir motora nazaran, soğutma sistemi kapasitesi de daha büyük olmalıdır. Bunun sebebi, özellikle dayanıklı olması gereken hareketli motor parçaları üzerinde, motora sürülen fazla enerjiden dolayı, meydana gelen anormal termal yükü hafifletmektir.

Turbo kompresör, ivmeli çalışmalarda, motor için gerekli havayı hemen anında temin edememektedir. Motora bir önceki çalışma durumuna göre, daha fazla yakıt verilince, önce motor devri ve gücü artar, daha sonra artan egzoz gazı debisi ile turbo kompresör gerekli hıza ulaştınca, motor için uygun miktarda hava gönderir. Motor devrine, turbo kompresör devrinin uyum sağlaması için geçen bu süre, geçiş süresi olarak adlandırılır. Bu süre zarfında, silindire püskürtülen yakıt yeterli hava bulamadığı için, eksik yanma meydana gelmekte ve bunun neticesinde de, egzozda siyah duman (is) oluşmaktadır. Bunu kısmen önlemek için, yakıt enjeksiyon pompasına kumanda eden ve turbo kompresör emme manifold basıncı ile kontrollü bir is önleyicisi (smoke limiter) kullanılabilir. Bu konunun tam bir çözümü için, halen çeşitli çalışmalar sürdürülmektedir.

Turbo kompresörlü motorlarda, birim hacim başına, üretilen güç ve dışarıya transfer edilen ısının, tabii emmeliye göre daha fazla olmasından dolayı, motor parçaları oldukça yüksek termal ve mekanik yükler altında çalışmaktadır. Bu çalışma şartları, daha kaliteli bir malzemeyi gerektirdiği için motor maliyetinin de yükselmesine neden olmaktadır.

3.6.1. Aşırı doldurmanın avantajları

1. Daha küçük bir hacim ihtiyacı (az sayıda silindir ve daha kısa bir motor),
2. Daha hafif bir motor, birim çıkış gücü başına daha küçük bir özgül ağırlık,
3. Egzoz turbo kompresörü ile daha yüksek bir verim, (daha düzleşmiş bir özgül yakıt tüketimi eğrisi)
4. Özellikle büyük motorlarda, birim çıkış gücü başına daha düşük maliyet,
5. Daha küçük bir radyatör; normal emişli motorlardan daha az bir ısı kaybı,
6. Egzoz türbini ile daha az bir egzoz gürültüsü,
7. Düşük çevre basıncından daha az etkilenme ve düşük kirletici değerleri.

3.6.2. Aşırı doldurmanın dezavantajları

1. Daha büyük mekanik ve termal yükler,
2. Düşük moment karakteristikleri,

3. Düşük ivmelenme.

3.7. Aşırı Doldurmalı Motorlarda Ara Soğutma

Aşırı doldurmalı motorlarda, sıcaklık artışı sebebiyle, motora emilen havanın yoğunluğu ve bunun tabii sonucu olarak da emilen hava miktarı azalmaktadır. Doldurucu havası yoğunluğunda, dolayısıyla motor emme havası miktarında ve motor gücündeki bu azalmanın önüne geçmek için doldurucu çıkış havası motora gönderilmeden önce soğutulmalıdır. Bu soğutma aynı zamanda sıkıştırma başı sıcaklıklarının, dolayısıyla genel sıcaklık seviyesinin yükselmemesi için de gereklidir. Doldurucu çıkış havasının soğutulması (ara soğutma) sonucu, aynı doldurma basıncı için, motora emilen havanın miktarı arttığından, ulaşılan ortalama efektif basınç da büyümekte ve hem mekanik verim göreceli olarak büyüdüğü ve hem de düşen sıcaklıklar ile ısı kaybı azaldığı için motor verimi de artmaktadır.

Adyabatik sıkıştırma sonunda doldurucudan çıkan havanın sıcaklığı,

$$T_{2,ad} = T_1 \cdot (p_2 / p_1)^{1-1/k} \quad (3.50)$$

Şeklinde artmakta, yoğunluk ise;

$$\rho_{2,ad} = \rho_1 (p_2 / p_1)^{1/k} \quad (3.51)$$

Şeklinde azalmaktadır. Ancak doldurucudaki aerodinamik kayıplar nedeniyle ortaya

çıkan ve $\eta_{d,ad} = \frac{(T_{2,ad} - T_1)}{(T_2 - T_1)}$ ifadesiyle verilen adyabatik doldurucu verimi göz önüne

alınırsa, $T_2 > T_{2,ad}$ olmakta ve $\rho_2 < \rho_{2,ad}$ şeklinde daha da azalmaktadır.

Şekil 3.19 ' de basınç oranına ve adyabatik doldurucu verimine bağlı olarak doldurucu çıkış havası sıcaklıkları verilmiştir. Görüldüğü üzere basınç oranı arttıkça doldurucu çıkış havası sıcaklığı oldukça yükselmekte ve her durumda adyabatik doldurucu

verimindeki % 13–14' lük bir artış, sıcaklıkta % 8–10'luk bir düşme meydana getirmektedir.

Genel olarak $p_2 / p_1 > 1,5$ 'den sonra ara soğutma ekonomik olmaya başlamaktadır. $p_2 / p_1 > 2$ için ise ara soğutma şarttır. Motor emme havasının sıcaklığını 50–60 °C ye indirmek genellikle yeterlidir. Bu sebeple, nispeten küçük boyutlu bir su ile soğutma sistemi kullanarak ekonomik bir soğutma yapmak mümkündür.

Doldurma havasını soğuturken atılan ısıyı daha sonra egzozdan atmaya gerek kalmamaktadır. Genel sıcaklık seviyesi de düşmüş olduğundan soğutma suyu ile atılan ısı da azalmaktadır. Böylece motorun soğutma sistemi de küçülecektir. Aşırı doldurmada genel olarak egzoz gazlarına daha çok, soğutma suyuna ise daha az enerji bırakılmaktadır.

Hareket halindeki araçlarda, ara soğutucu atmosfer olmalı, hacmi, ağırlığı ve maliyeti daima sınırlandırılmalıdır. Pratikte ara soğutucu sıklıkla ağır yük taşıtlarında kullanılmaktadır.

Taşıtlardaki ara soğutma, motorun soğutma sistemine bağlı bir su soğutmalı ısı değiştirici ile sağlanabilir. Alternatif olarak motorun soğutma sisteminden bağımsız bir su soğutmalı sistem de kullanılabilir. Üçüncü bir alternatif ise kompresör ile emme manifoldu arasına hava ile soğutmalı bir ısı değiştirici yerleştirmektir.

Kompresör-motor kombinasyonunun performansı, kompresör ile motor girişi arasına bir ara soğutucu yerleştirmek suretiyle iyileştirilebilir.

Ara soğutucu boyunca meydana gelen sıcaklık düşüşü, ölçülen sıcaklık düşüşünün soğutulan akışkanı soğutucu sıcaklığına getirecek olan maksimum sıcaklık düşüşüne oranı olarak tanımlanan, verimlilik terimi ile ifade edilir ve

$$\eta_c = \frac{T_{asd1} - T_{asd2}}{T_{asd1} - T_{asg}} \quad (3.52)$$

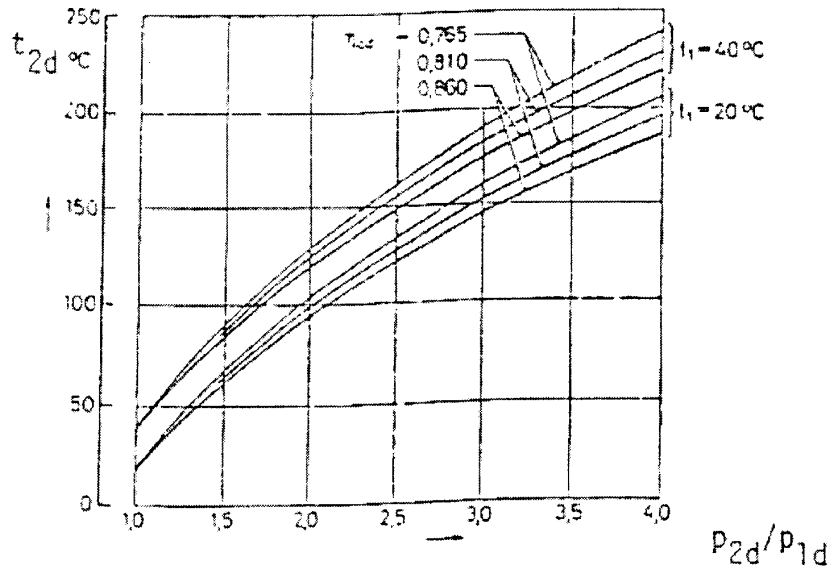
şeklinde formüle edilir. Burada;

T_{asd1} : Ara soğutucu giriş durma sıcaklığı

T_{asd2} : Ara soğutucu çıkış durma sıcaklığı

T_{asg} : Ara soğutucu giriş sıcaklığı

η_c : Ara soğutucu verimidir.



Şekil 3.19 Basınç oranı ve adyabatik doldurucu verimine bağlı olarak doldurucu çıkış havası sıcaklıkları [7]

Bu verim değerinin bir olmasının çok büyük ara soğutucu gerektirdiği aşikârdır. Ara soğutucu kullanımı kaçınılmaz olarak basınç kayıplarına neden olmaktadır. İyi dizayn edilmiş bir ara soğutucuda bu değer %2–3 mertebelerindedir.

BÖLÜM 4. MOTORLARDA VERİM

Verim, elde edilen çıktı ile bu sonucu elde etmek için harcanan girdi arasındaki oranı ifade etmektedir. Başka bir ifadeyle, motordan alınan gücün verilen güce oranının yüzde olarak ifadesidir.

Verim daima % 100 den azdır. Çünkü silindir içinde yakılan yakıtın ısı enerjisinin çoğu yanmadan sonra kaybolmaktadır.

4.1. Verim Çeşitleri

Verimler çeşitli şekilde değerlendirilirse de başlıcaları şunlardır:

- a) Mekanik verim
- b) Termik verim
- c) Hacimsel (volümetrik) verim

4.2. Mekanik Verim

Fren beygir gücünün (faydalı gücün), iç güce oranı mekanik verim olarak tanımlanmaktadır. Bu ifade formüle edilirse;

Mekanik verim = fren beygir gücü / iç güç

$$\eta_m = N_e / N_i \quad (4.1)$$

Mekanik verim, piston üzerinden elde edilen gücün krank mili ucundan alıncaya kadar olan kaybını göstermektedir. Çünkü silindir içinde yanan yakıtın meydana getirdiği iç güç, krank milinden faydalı güç olarak alıncaya kadar birçok mekanik kayıplara uğramaktadır. Bunun nedeni, silindir duvarlarına dayanan piston ve segmanların sürtünmeleri, yataklardaki sürtünmeler, supap sistemleri, su, yağ ve yakıt pompaları, bloverler ve aşırı doldurma düzenlerine yapılan harcamalardır. Bu kayıplar bazen sürtünme beygir gücü (N_s) olarak da ifade edilir.

Mekanik verim motorun kullanım şartlarıyla da ilgilidir. Örneğin; motorun bakımı, yağlama durumu, yükü ve soğutma suyunun sıcaklığı mekanik verime etki eder. İki zamanlı motorların mekanik verimleri, dört zamanlı motorların mekanik verimlerinden biraz daha azdır.

4.3. Termik Verim

Termik verim; yakıtın yanması sonucunda oluşan ısı enerjisine karşılık, motorun bu enerjiyi faydalı iş haline sokma oranı olarak tanımlanmaktadır.

Yanma sonunda oluşan ısı enerjisinin büyük bir kısmının soğutma ve yağlama sistemi ile yanmış egzoz gazları tarafından motordan uzaklaştırıldığını bilinmektedir. Bu nedenle sadece geriye kalan ısı motorlardan güce dönüşmektedir. Örneğin bir dizel motorun ısı dağılımı şu şekildedir:

Silindirde yanan yakıtın oluşturduğu ısı miktarını %100 kabul edilirse,	
Fren beygir gücü (faydalı güç)	%37
Soğutma suyu kaybı	%27
Egzoz gazları kaybı	%28
Sürtünmelerle kaybolan	%8

Termik verimin formülle ifadesi;

Termik verim = Faydalı güç (Kcal olarak) / yakıtın verdiği ısı (Kcal olarak)

$$\eta_t = N_e \cdot \frac{632}{H_u \cdot B} \text{ olur.} \quad (4.2)$$

Burada:

N_e = Faydalı güç (BG)

632 = 1 BGS' nin Kcal olarak eş değeri

B = Motorun 1 saatte harcadığı yakıt miktarı (kg)

H_u = Yakıtın yanma ısısı (Kcal/kg)

Not: Motorinin yanma ısısı 10000 ile 10500 Kcal / kg' dır.

4.4. Volümetrik Verim

Emme sistemi; hava filtresi, karbüratör, emme manifoldu, emme portu ve emme sübabından oluşmaktadır. Bunlar belirli strok hacmine sahip bir motorun emebileceği hava miktarını azaltmaktadır. Motorun emme işleminin verimliliğini ölçmek için kullanılan parametre volümetrik verim olarak adlandırılır ve η_v sembolüyle gösterilir. Volümetrik verim kavramı yalnızca dört zamanlı motorlar için kullanılmaktadır.

4.4.1. Volümetrik verimin tanımı

Volümetrik verim, bir emme zamanında silindir içine emilen taze karışım miktarının, bu karışımın giriş yoğunluğunda silindiri doldurabilecek miktarına oranı olarak adlandırılmaktadır. Volümetrik verim;

$$\eta_v = \frac{2 \cdot \dot{m}_i}{n \cdot V_d \cdot \rho_i} \quad (4.3)$$

Burada,

\dot{m}_i : Birim zamanda silindire giren taze karışım miktarı

n : Devir sayısı

V_d : Toplam strok hacmi

ρ_i : Emme havası yoğunluğudur.

Burada 2 sabiti, dört zamanlı motorların çevrim oranından gelmektedir.

Volümetrik verim, bir hava pompalama cihazı olarak düşünülebilecek olan silindir sisteminin performansının önemli bir ölçüsüdür. Bu büyüklüğü hesaplamak için, giriş yoğunluğunu taze karışımın emme manifoldu veya yakınındaki yoğunluk olarak tanımlamak gereklidir. Giriş basıncı (p_i)' yi bu şekilde tanımladığımızda elde edilen volümetrik verim yalnızca silindirin ve supapların pompalama performansını ifade eder. p_i 'yi emme manifoldunun girişinde ölçmek zordur. Bununla beraber, yoğunluk motor hava girişine yakın atmosfer ortamında daima ölçülebilir. Bu metotla ölçülen volümetrik verim kapsayıcı (over-all) volümetrik verim olarak adlandırılır ve silindirin pompalama performansı ile birlikte, silindir ile hava girişi arasındaki sistemdeki bütün elemanların akış performansının bir ölçüsüdür.

4.4.2. Kapsayıcı (over-all) volümetrik verim

Atmosferik motorlarda, hava filtresi, karbüratör ve emme manifoldunda düşük basınç ve sıcaklık değişimleri sebebiyle, kapsayıcı volümetrik verim giriş kanal yoğunluğuna dayanan volümetrik verimden büyük bir farklılaşma göstermemektedir. Bu sebeple, kapsayıcı volümetrik verim aşırı doldurmasız motorlarda sıklıkla kullanılır.

Aşırı doldurmalı motorlarda ise bu verim, aşırı doldurucu ile silindirin performanslarını ayırt etmediğinden fazla bir değer ifade etmez. Böyle durumlarda seyrek olarak kullanılır.

4.4.3. Kuru hava esaslı volümetrik verim

Hava miktarı ile indike karakteristikler arasındaki yakın ilişki dikkate alındığında, volümetrik verimi birim zamanda emilen kuru hava miktarı M cinsinden ifade etmek uygun olacaktır. ρ_a taze karışımın birim hacmine tekabül eden kuru hava yoğunluğu olsun. Yakıt, hava ve su buharı beraberce aynı hacmi doldurduklarından,

$$\frac{\dot{M}}{\rho_a} = \frac{\dot{M}_1}{\rho_1}$$

şeklinde yazılabilir. Ayrıca, 4.3 denkleminde toplam strok hacmi ve devir sayısı yerine ortalama piston hızı ve piston alanını yazmak mümkündür. Böylece 4.3 ifadesi;

$$e_v = \frac{4 \cdot \dot{M}_a}{\rho_a \cdot A_p \cdot s} \quad (4.4)$$

halini alır.

4.5. Motorlarda Volümetrik Verimin Ölçümleri

4.4 denkleminde, belirli çalışma şartları altındaki herhangi bir motorun \dot{m}_h ve ρ_h değerlerini ölçerek volümetrik verim hesaplanabilir.

4.5.1. Hava miktarının ölçümü

Motor ile hava ölçüm cihazı arasına uygun bir hava söndürme tankı yerleştirilmek suretiyle emilen hava miktarını ölçmek mümkündür.

4.5.2. Emme havası yoğunluğunun ölçümü

Hava, su buharı, gaz veya buhar halindeki yakıt karışımları için Dalton'un kısmi basınçlar kanunu kullanılabilir.

$$p_i = p_h + p_y + p_b \quad (4.5)$$

Burada,

- p_i : Toplam basınç
 p_h : Havanın kısmi basıncı
 p_y : Yakıtın kısmi basıncı
 p_b : Su buharının kısmi basıncı

Her bir bileşen yaklaşık olarak mükemmel gaz davranışı gösterdiklerinden,

$$\frac{p_h}{p_i} = \frac{p_h}{p_h + p_y + p_b} = \frac{\frac{M_h}{29}}{\frac{M_h}{29} + \frac{M_y}{m_y} + \frac{M_b}{18}} = \frac{1}{\left(1 + F_i \cdot \frac{29}{m_y} + 1.6h\right)} \quad (4.6)$$

ifadesi yazılabilir. Burada M kütleyi, 29 sayısı havanın moleküler ağırlığını, 18 sayısı suyun moleküler ağırlığını, m_y yakıt buharının moleküler ağırlığını, F_i yakıt buhar kütlesinin kuru hava kütlesine oranı ve h su buharını kütlesinin kuru hava kütlesine oranını göstermektedir.

Gaz kanunundan,

$$\rho_h = \frac{29 \cdot p_h}{R \cdot T_i} = \frac{29 \cdot p_i}{R \cdot T_i} \cdot \left(\frac{1}{1 + F_i \cdot \frac{29}{m_y} + 1.6h} \right) \quad (4.7)$$

denklemini elde edilir. Bu denklem, karışım içindeki havanın yoğunluğunun p_i, T_i şartlarındaki havanın yoğunluğu ile parantez içindeki düzeltme faktörünün çarpımına eşittir. Dizel motoru için 4.7 denklemindeki F_i değeri sıfır olacaktır.

Pratikte, benzinle çalışan buji ile ateşlemeli motorlarla dizel motorları için aşağıdaki ifade genellikle kullanılmaktadır.

$$\eta_v \cong \frac{m_h}{\left(\frac{29 \cdot p_i}{R \cdot T_i}\right) \left(\frac{A_p \cdot s}{4}\right)} \quad (4.8)$$

Diğer yandan, yüksek nem hallerinde veya düşük moleküler ağırlıklı yakıt kullanan motorlarda 4.7 denklemindeki düzeltme faktörünün ihmal edilemeyeceği Şekil 4.4' den görülmektedir. Şekil 4.4 aynı zamanda, karbüratörlü motorlarda düşük moleküler ağırlıklı yakıt kullanımının, verilen bir giriş basıncındaki ρ_h değerindeki düşüş sebebiyle, emilen hava miktarını azalttığını göstermektedir.

4.6. Volümetrik Verim, Güç ve Ortalama Efektif Basınç

4.4 denkleminden m_h 'yı çekerek $P = J \cdot m_h \cdot (F \cdot Q_c \cdot \eta)$ denkleminde yerine yazılırsa, dört zamanlı motorlar için;

$$N = \frac{1}{4} \cdot J \cdot A_p \cdot s \cdot \rho_h \cdot \eta_v \cdot (F \cdot Q_y \cdot \eta_t) \quad (4.9)$$

N : Güç

J : Isının mekanik eşdeğeri

Q_y : Birim yakıt kütesinden elde edilen ısı miktarı

η_t : Isıl verim

F : Yakıt hava oranını ifade etmektedir.

Ortalama efektif basınç, bir çevrimde elde edilen işin strok hacmine bölümü olarak tanımlandığından;

$$P_{me} = \frac{4 \cdot N}{A_p \cdot s} = J \cdot \rho_h \cdot \eta_v \cdot (F \cdot Q_y \cdot \eta_t) \quad (4.10)$$

şeklinde elde edilir. Ortalama efektif basınç, ısıl verimin indike veya efektif değeri olmasına bağlı olarak indike veya efektif ortalama basınç değeri olur.

4.7. İdeal Emme İşleminde Volümetrik Verim

Gerçek emme işlemi ve volümetrik verimini incelemek için öncelikle dört zamanlı ideal emme olayını ele almak uygun olacaktır.

İdeal bir emmenin (Şekil 4.2'deki 6-7-1 işlemi) izahı için aşağıdaki kabullerin yapılması gereklidir;

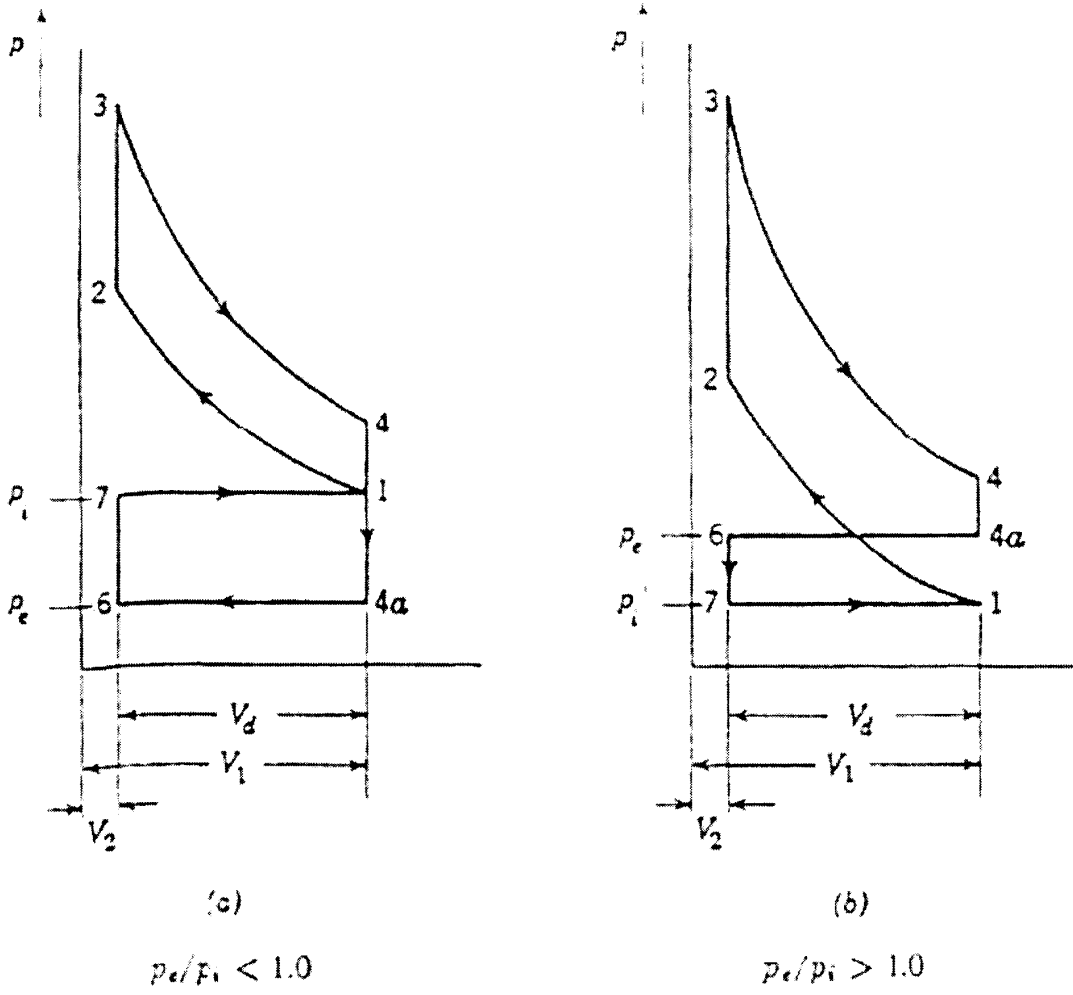
1. Taze karışım ve atık gazlar mükemmel gazdırlar ve aynı özgül ısı ve moleküler ağırlığa sahiptirler.
2. Isı transferi söz konusu değildir (Adyabatik işlem),
3. Giriş basıncı sabittir ($p_i = \text{sabit}$),
4. Giriş sıcaklığı sabittir ($T_i = \text{sabit}$),
5. Egzoz basıncı sabittir ($p_e = \text{sabit}$).

6 noktasında pistonun önündeki hacim, V_2 , T_r ve p_e şartlarındaki atık gazlarla doldurulur. Bu noktada egzoz sübabı kapanır ve kapalı olduğu süre içerisinde emme sübabı açık kalır. $p_i > p_e$ olması durumunda piston hareket etmeye başlamadan önce, taze karışım silindir içine akmaya başlar ve atık gazları p_i basıncına sıkıştırır. Eğer $p_i < p_e$ ise atık gazlar silindir basıncı p_i değerine ulaşana kadar giriş borusuna doğru akar. Daha sonra piston emme zamanında silindir basıncı p_i olarak V_2 den V_1 hareket eder (7-1).

İdeal gaz kabulüyle taze karışım ve atık gazların özgül ısılarının aynı olduğu kabulü ile bu ideal çevrimin volümetrik verimi;

$$\eta_{vi} = \frac{k-1}{k} + \frac{r_c - (p_e / p_i)}{k \cdot (r_c - 1)} \quad (4.11)$$

olacaktır. $(p_e / p_i) = 1$ olduğunda volümetrik verimde 1 olacaktır.

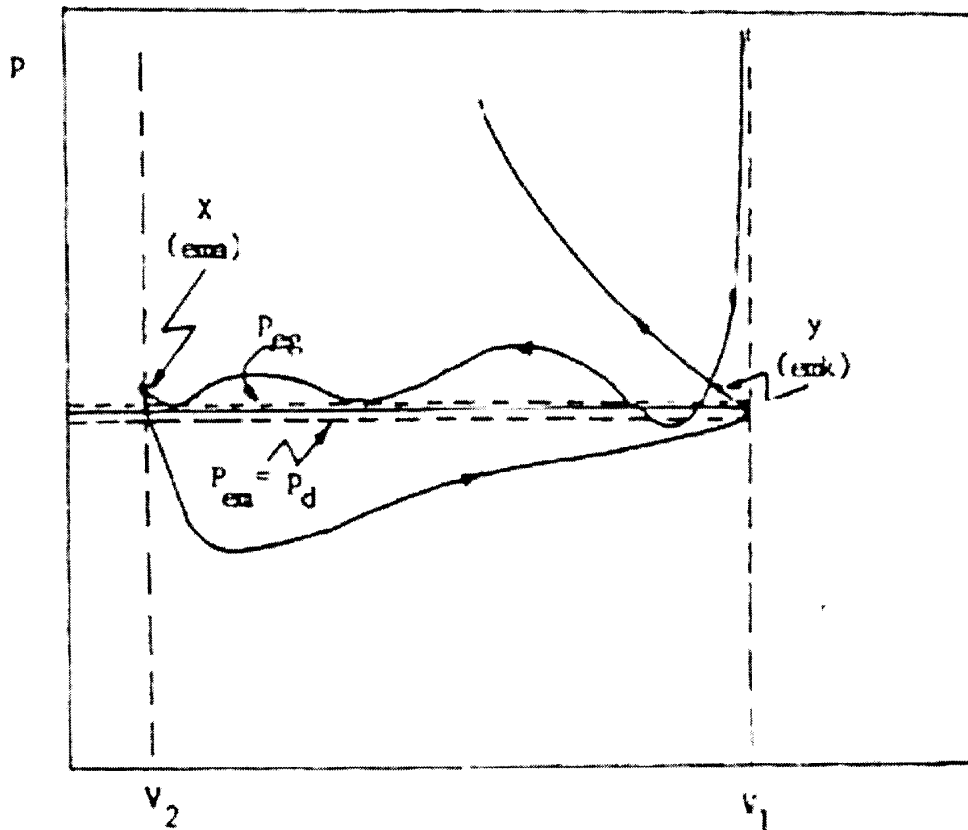


Şekil 4.1 Dört zamanlı ideal emme işlemi [2]

4.8. İndikatör Diyagramından Hesaplanan Volümetrik Verim

Şekil 4.1 tipik bir indikatör diyagramını göstermektedir. Böyle bir diyagramla gösterilen basınç-hacim değişiminden volümetrik verime ait basit bir ifade elde etmek için aşağıdaki iki basitleştirici kabulü yapmak gerekir;

1. Taze ve atık gazlar ideal gaz olup aynı özgül ısı ile moleküler ağırlık değerlerine sahiptirler,
2. Emme supabı açılmaya başladıktan sonra egzoz sübabından kayda değer bir akış olmamaktadır.



Şekil 4.2 P - V Diyagramında egzoz - emme bölgesi [9]

x ve y noktaları arasındaki emme işlemi için,

$$(M_i + M_r).E_y - M_i.E_i - M_r.E_r = Q - \frac{w}{J} \quad (4.12)$$

ifadesi yazılabilir. Burada M , taze karışımın kütlesi, M_r ise silindir içindeki atık gazların kütlesi, E_y emme işlemi sonunda gazları birim külesine tekabül eden iç enerji, E_i emme olayı başlangıcında birim kütle başına taze karışımın iç enerjisi, E_r emme başlangıcında birim kütle başına atık gazların iç enerjisi, Q gazlara olan net ısı transferi, W gazların piston üzerine yaptığı işin giriş basıncının gazlar üzerine yaptığı işten farkıdır. Yani,

$$w = \int p.dV - p_i \eta_v V_d \quad (4.13)$$

Burada p emme esnasındaki silindir içindeki anlık basınç ve V_d ise strok hacmidir. 4.2, 4.11, 4.12 denklemleri birleştirerek;

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \left(\frac{\Delta T}{T_1} \right)} \cdot \left\{ \frac{\alpha \cdot (k-1)}{k} + \frac{\left(\frac{p_y \cdot y}{p_i} \right) \cdot r_c - \left(\frac{p_x}{p_i} \right)}{k \cdot (r_c - 1)} \right\} \quad (4.14)$$

k : Gazların özgül ısıları oranı

ΔT : $\Delta T = Q / C_p \cdot M_i$ yani taze karışıma sabit basınçta Q ısıısı eklenmesi durumunda taze karışımda meydana gelen sıcaklık artışı

r_c : Sıkıştırma oranı

$y_1 = V_y / V$

α : Piston üzerine uygulanan gerçek işin $p_i \cdot V_d$ ye oranıdır. Yani ;

$$\alpha = \int p \cdot dV / p_i \cdot V_d \quad (4.15)$$

p_i, T_i, V_d, r_c ve k büyüklükleri çalışma şartlarıncı belirlenir. ΔT hariç 4.14 denkleminin sağ tarafındaki diğer bütün büyüklükler indikatör diyagramından elde edilir. 4.15 ifadesindeki integral değeri, eğer taze dolgu hava ise 1,4 eğer taze dolgu yakıt-hava karışımı ise 1,37 olarak alınabilir. 4.14 ifadesi ile 4.11 ifadesini karşılaştırarak ideal işlem için,

$$\Delta T = 0, \quad \alpha = 1, \quad y = 1, \quad p_y \cdot y / p_i, \quad p_x / p_i = p_e / p_i$$

olur. Bu değerleri 4.14 denkleminde yerine yazınca 4.11 denklemini elde edilir. k'yı 1,4 alarak 4.11 ifadesi;

$$e_v = 0,285 + \frac{r_c - \frac{p_e}{p_i}}{1,4 \cdot (r_c - 1)} \quad (4.16)$$

şeklinde yazılabilir.

4.9. Volümetrik Verimi Etkileyen Faktörler

Volümetrik verim; yakıt, motor dizaynı ve motor çalışma şartları ile ilgili parametrelerden etkilenmektedir.

4.9.1. Yakıt bileşeni ve yakıt-hava oranının etkisi

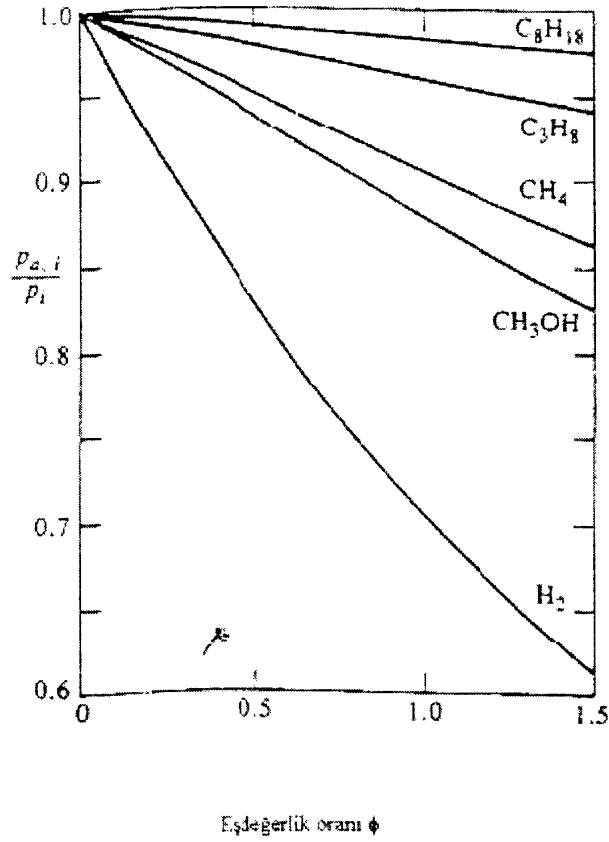
Kıvılcımla ateşlemeli bir motorda emme sisteminde gazlaşmış yakıt ve su buharının mevcudiyeti havanın kısmi basıncını karışımın basıncının altına düşürür. Hava, su buharı ve gazlaşmış veya buharlaşmış yakıt karışımı için emme manifold basıncını her bir bileşenin kısmi basınçların toplamı olarak yazabiliriz.

$p_i = p_{a,i} + p_{y,i} + p_{b,i}$ ve İdeal gaz kanunu ile;

$$\frac{p_{a,i}}{p_i} = \left[1 + \left(\frac{m_y}{m_a} \right) \frac{M_a}{M_y} + \left(\frac{m_b}{m_a} \right) \cdot \left(\frac{M_a}{M_b} \right) \right]^{-1} \quad (4.17)$$

Su buharı düzeltme faktörü, $p_{h,i} / p_i$ genellikle 0,03 değerinden küçüktür. Bazı yaygın yakıtlar için bu oran Şekil 4.3 ' de $\left(m_y / m_a \right)$ 'nın bir fonksiyonu olarak verilmektedir.

Yakıtın tamamen buharlaşması durumunda $\left(m_y / m_h \right)$ 'nin motor yakıt-hava oranına eşit olduğuna dikkat edilmelidir. Benzin gibi konvansiyonel sıvı yakıtlarda yakıt buharının, böylece yakıt-hava oranının etkisi küçüktür. Gaz yakıtlarda volümetrik verim, emme manifoldundaki yakıt buharı sebebiyle önemli ölçüde azalmaktadır.



Şekil 4.3 Değişik yakıtlar için $p_{h,i} / p_i$ oranının eşdeğerlik oranı ile değişimi[5]

4.9.2. Buharlaşan yakıt miktarı, buharlaşma ısı ve ısı transferi

Isı transferi ve sıvı yakıt buharlaşması ile oluşan sabit-basınçlı akış olayı için sürekli akış enerji denklemi;

$$\left[\dot{m}_a . h_a + (1 - x_e) . \dot{m}_y . h_{y,L} + x_e . \dot{m}_y . h_{y,V} \right]_A = \dot{Q} + (\dot{m}_a . h_a + \dot{m}_f . h_{f,L})_B \quad (4.18)$$

şeklinde yazılabilir. Burada x_e buharlaşan kütle kesrini, a, y, L, V, B, A indisleri sırasıyla hava özellikleri, yakıt özellikleri, sıvı, buhar, buharlaşmadan önce ve buharlaşmadan sonrasını ifade etmektedir. Karışımın her bir bileşenin birim külesine karşı gelen entalpilerindeki değişimi $cpAT$ ve $h_{y,V} - h_{y,L} = h_{y,LV}$ (buharlaşma entalpisi) olarak alırsak 4.18 ifadesi,

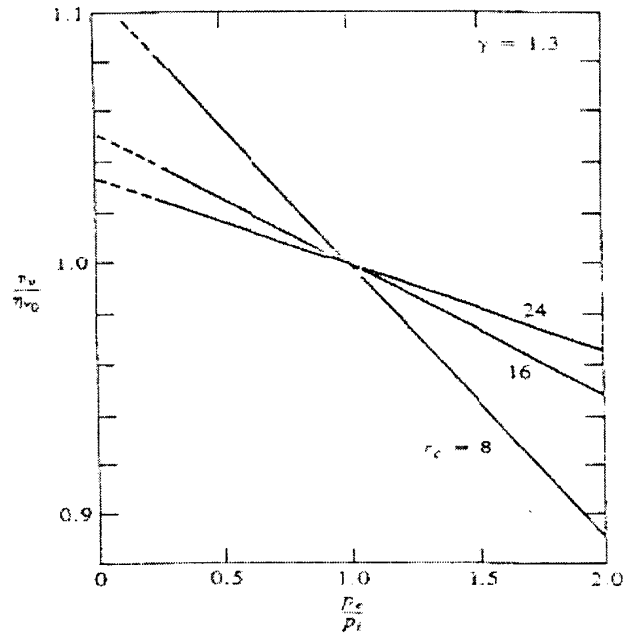
$$T_A - T_B = \frac{\left(\dot{Q} / \dot{m}_a \right) - x_e (F / A) \cdot h_{y,LV}}{c_{p,a} + (F / A) \cdot c_{y,L}} \quad (4.19)$$

haline gelir. $c_{y,L} \approx 2 \cdot c_{p,a}$ olduğundan yukarıdaki ifadenin paydasındaki son terim genellikle ihmal edilebilir.

Eğer emilen karışıma herhangi bir ısı transferi olmuyorsa, sıvı yakıtın buharlaşması ile birlikte karışımın sıcaklığı da azalacaktır. İzooktanın tamamen buharlaşması için $0=1,0$ da $T_A - T_B = -19^\circ\text{C}$ ' dir. Aynı şartlar altında metanol için ise $T_A - T_B = -128^\circ\text{C}$ dir. Pratikte, ısınma olayı meydana gelirken yakıt silindire girişten önce gerektiği şekilde tamamen buharlaşmaz. Deneysel veriler hava sıcaklığındaki azalma, bu azalma denge halinden daha fazla bir yakıt buharlaşmasına sebep olur, yakıt buharı miktarının artması nedeniyle havanın kısmi basıncında bir düşüşe yol açar. Aynı ısınma değeri için yakıt buharlaşması ile volümetrik verim bir kaç yüzde daha fazladır.

4.9.3. Emme ve egzoz basınçları oranı ve sıkıştırma oranının etkisi

(p_e / p_i) sıkıştırma oranının değişmesi ile birlikte emme basıncında atık gazların silindir hacminde işgal ettikleri yüzde de değişmektedir. Atık gazlarca doldurulan bu hacmin artmasıyla birlikte volümetrik verim azalmaktadır, $k = 1,3$ değeri için bu etkiler Şekil 4.5 ' de görülmektedir.

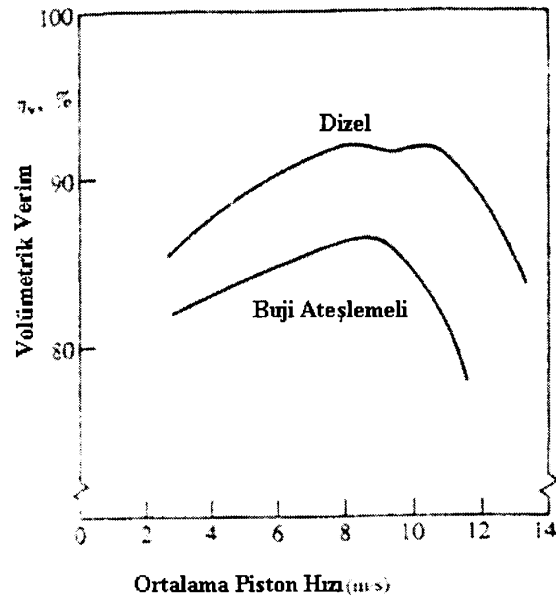


Şekil 4.4 (p_e / p_i) oranının ideal çevrim volümetrik verime etkisi [5]

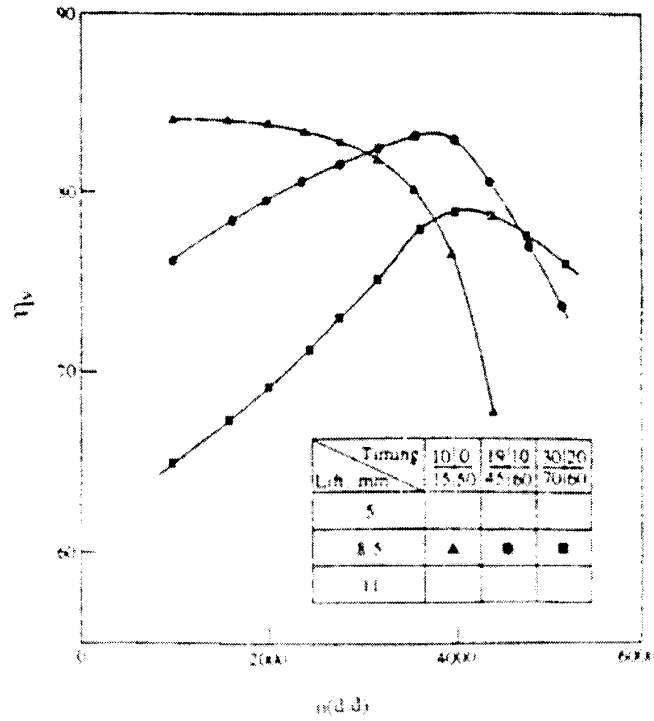
4.9.4. Motor hızı ve sübap alanı ve ayarının volümetrik verime etkisi

Volümetrik verime akış etkileri, emme manifoldu, port ve supaptaki taze karışımın hızına bağlıdır. Şekil 4.5 dört silindirli, indirek püskürtmeli bir dizel otomobil motoru ile altı silindirli bir benzin motorunda volümetrik verimin ortalama piston hızı ile değişimini göstermektedir. Benzin motorlarının volümetrik verimleri, daha yüksek atık gaz kesri, yakıt buharının mevcudiyeti, emme manifold ısınması ve karbüratör ile kelebekteki akış kayıpları sebepleri ile dizel motorlarından daha düşüktür.

Şekil 4.6 'de dört silindirli benzin motorunda supap ayarı ve aralığının volümetrik verime etkisi görülmektedir. Emme supabının normalinden daha önce kapanması düşük hızlarda geri akış kayıplarını azaltır ve volümetrik verimi artırır. Emme supabının normalinden daha geç kapanması yalnızca çok yüksek hızlarda avantajlıdır.



Şekil 4.5 Volümetrik verimin ortalama piston hızıyla değişimi [5]



Şekil 4.6 Dört silindirli bir benzin motorunda sübap ayarı ve aralığının volümetrik verime etkisi [5]

Düşük sübap aralıkları orta ve yüksek hız aralıklarında motorun emmesini önemli ölçüde sınırlar.

4.9.5. Atık gaz sıcaklığının volümetrik verime etkisi

Volümetrik verimin, sıcak atık gazlar ile taze karışım arasındaki ısı transferi sebebiyle azaldığı düşünülmektedir. Bu sıcaklıkların ideal çevrimin volümetrik verimini etkilememesinin sebebi, atık gazlar ve taze karışımın aynı özgül ısı ve moleküler ağırlığa sahip oldukları kabulüdür. Böylece bu iki gaz sabit basınçta karıştığında, taze karışımca soğutulurken atık gazların konsantrasyonu atık gazlarca ısıtılırken taze karışımdaki genişlemeye eşittir. Böylece karışma işlemi esnasında herhangi bir hacim değişimi olmamaktadır.

BÖLÜM 5. UYGULAMA

İçten yanmalı motorlarda güç artırma yöntemlerinden biri olan dolgu basınının artırılması yönteminin uygulamasının yapılması için Mitsubishi Lancer EVO IX motoru test motoru olarak seçilmiştir. Uygulamanın sonuçlarının ölçülebilmesi için VAMAG 9190–04 RS/S 4WD F dinamometre kullanılmıştır. Deneyde kullanılan motorunun ve dinamometrenin özellikleri aşağıda verilmiştir.

Deney aracının ve motorunun özellikleri:

Test aracı	: Mitsubishi Lancer EVO IX
Model	: 2006
Motor	: 1997 cc, Sıralı 4 silindir 16V, DOHC, TURBO, MIVEC
Maksimum güç	: 280HP 6500d/d
Maksimum tork	: 355Nm 3500d/d
Aktarma	: 4*4
Şanzıman	: 6 ileri manuel

Dinamometre Özellikleri

Marka	: VAMAG 9190–04 RS/S 4WD F
Maksimum hız	: 290 km/h
Ölçülebilen maksimum güç	: 900 HP

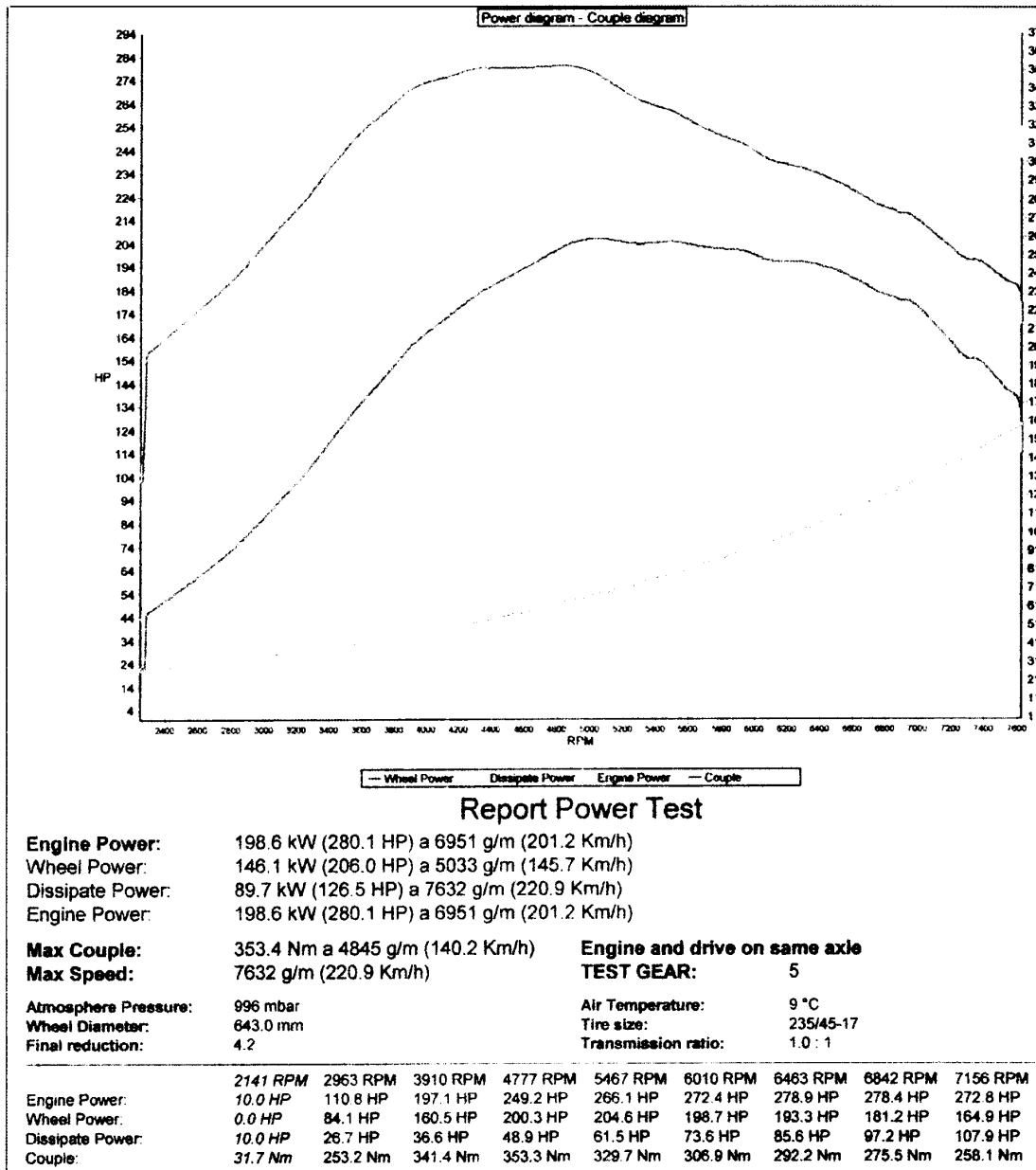
Dinamometre yardımıyla ölçülebilen parametreler:

Tekerlek gücü (kW / HP)
Motor gücü (kW / HP)
Tekerlek kayıp güç (kW / HP)
Tork (N/m)
Maksimum hız (km/h / MPH)
Test süresi (s)

Hava sıcaklığı (°C)

Atmosfer basıncı (mbar)

Test motorunda modifikasyona başlamadan önce, güç artırma yönteminin sonuçlarının karşılaştırılabilmesi amacıyla standart motorun dinamometrede güç ve tork ölçümleri yapılmıştır.



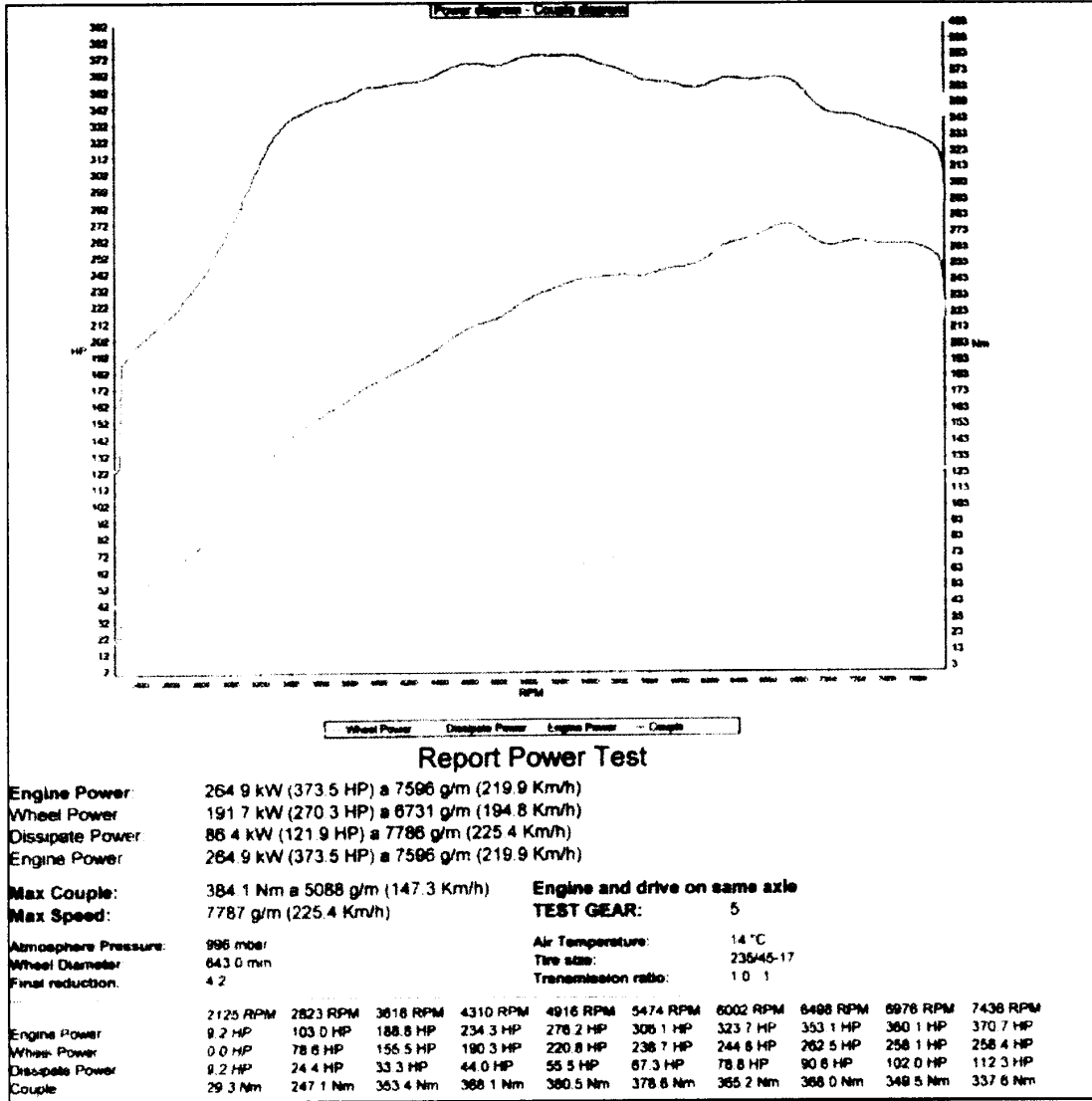
Şekil 5.1 Standart motorun dinamometre ölçüm sonuçları

Aracın modifikasyonu iki aşamalı olarak gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak; egzoz gazının daha az geri tepmeyle ve daha hızlı bir şekilde yanma odasını terk etmesini sağlamak ve bu sayede yanma odasını terk eden gazların tahliyesi hızlandırılmak, içeri alınacak daha fazla miktarda taze hava ve benzin karışımına yer açmak ve de yanma odası ısısı düşürmek için egzoz manifoldu(headers) değiştirilmiştir. Yanmış gazların daha rahat atmosfere atılabilmesi için komple egzoz boruları daha büyük olanlar ile değiştirilmiştir.

Katalitik konvektör sökülüp yerine düz boru monte edilmiştir. Araç üzerinde bulunan standart turbo 3500d/d da 1,1 bar basınç üretmekteydi. Orijinal turbo değiştirilmeden program(ECUTECH) vasıtasıyla aracın beyin(ECU) yazılımına müdahale edilmiştir. Bu işlem sonucunda zirve 1,7 bar, devamlı olarak da 1,5 bar basınç elde edildi. Ayrıca bu program vasıtasıyla avans ve benzin püskürtme oranlarına da müdahale edilmiştir. Yüksek basınçta sorunsuz ateşlemenin gerçekleşebilmesi için iridyum bujiler kullanılmıştır. Artan yakıt ihtiyacını karşılamak amacıyla 550 cc yakıt enjektörleri ve 8 barlık yakıt pompası kullanılmıştır. Standart intercoolerin yetersiz kalmasından dolayı daha büyük bir intercooler(600*250*65mm) kullanılmıştır.

Motorun daha rahat temiz hava alabilmesi için üzerinde bulunan kutu içi hava filtresi sökülüp, açık hava filtre kiti monte edilmiştir. Açık hava filtre kiti montajında dikkat edilmesi gereken husus; filtrenin motorun yaymış olduğu sıcak havayı emmeyecek bir konuma yerleştirilmesidir. Mümkünse direk atmosferden hava alabilecek bir konumda olmalıdır. Bunu sağlamak için; şekil 5.10'da gösterildiği gibi farın bir bölümünde oluk oluşturulmuştur ve hava filtresinin direk havayı buradan emmesi sağlanmıştır. Bu işlemler sonrasında yapılan dinamometre ölçümünde aracın motorundan maksimum 373,5HP güç, 384,5Nm tork elde edilmiştir.



Şekil 5.2 1. Aşama modifikasyon işlemleri sonucu dinamometre ölçüm değerleri

2. Aşama olarak; standart eksantrik milleri daha yüksek dereceli (272°) miller ile değiştirilmiştir, bu sayede emme ve egzoz sübaplarının açık kalma süreleri artırılıp daha fazla güç elde edilmiştir. Yüksek devirlerde sübapların pistonla temas edebilme riskini önlemek için sübap yayları değiştirilmiştir. Ayrıca sübaplar, sübap şapkaları ve sübap kayıdları değiştirilmiştir. Araç üzerinde bulunan standart turbo ile 400 HP in üzerine çıkılamamaktaydı, bunun üzerine daha yüksek güçlere olanak veren Garrett 3071R turbo kullanılmıştır. Hedeflenen güç modifikasyonun sonunda yaklaşık 500HP civarındadır. Turbo seçimi, üretici firmanın sağlamış olduğu turbo kataloglarında bulunan kompresör haritası kullanılarak yapılmaktadır. Kompresör haritası (Şekil 5.3) üzerinden seçim yapılabilmesi için hesaplanması gereken

değişkenler vardır. Bunlar; hava akışı, manifold basıncı, kompresör giriş basınç kaybı, kompresör çıkış basınç kaybıdır.

(Not: Kullanılan turbonun haritası İngiliz birim sistemine göre ölçeklendirildiğinden, bu kısımda hesaplamalar İngiliz birim sistemine göre yapılmıştır.)

Hava akış kütlelerinin hesaplanması;

$$W_a = HP \cdot \frac{A}{F} \cdot \frac{BSFC}{60} \quad (5.1)$$

W_a : hava akışı kütlesi (lb/dk)

HP : Hedeflenen güç (Hp)

$\frac{A}{F}$: hava yakıt oranı

BSFC : Faydalı yakıt tüketim oranı (genellikle 0,5–0,6 arasında veya üzerindedir)

$$W_a = 400.12 \cdot \frac{0.55}{60} = 44lb / dak$$

Hedeflenen güç için, manifold basıncının hesaplanması;

$$MAP_{req} = \frac{W_a \cdot R \cdot (460 + T_m)}{VE \cdot \frac{N}{2} \cdot V_d} \quad (5.2)$$

MAP_{req} : Hedeflenen güç için gerekli manifold mutlak basıncı

R : Gaz sabiti

T_m : Manifold giriş sıcaklığı (Ara soğutucu olan araçlarda 100-130F dir)

VE : Volümetrik verim (4 sübaplı araçlarda %95–99,2 arasındadır)

N : Devir sayısı

V_d : Motor hacmi (2L=2.61,2= 122CI)

$$MAP_{req} = \frac{44.639,6.(460+130)}{0,98 \cdot \frac{7800}{2} \cdot 122} = 35,6 \text{ psia}$$

Kompresör çıkış basıncının hesaplanması;

$$P_{2c} = MAP_{gerekten} + \Delta P_{kayıp} \quad (5.3)$$

$\Delta P_{kayıp}$: Bütün kayıplar göz önünde bulundurulduğunda 1 psia alınabilmektedir.

P_{2c} : Kompresör çıkış basıncı

$$P_{2c} = 35,6 + 2 = 37,6 \text{ psia}$$

Kompresör giriş basıncının hesaplanması;

$$P_{1c} = P_{atm} - \Delta P_{kayıp} \quad (5.4)$$

P_{1c} : Kompresör giriş basıncı

$$P_{1c} = 14,7 - 1 = 13,7 \text{ psia}$$

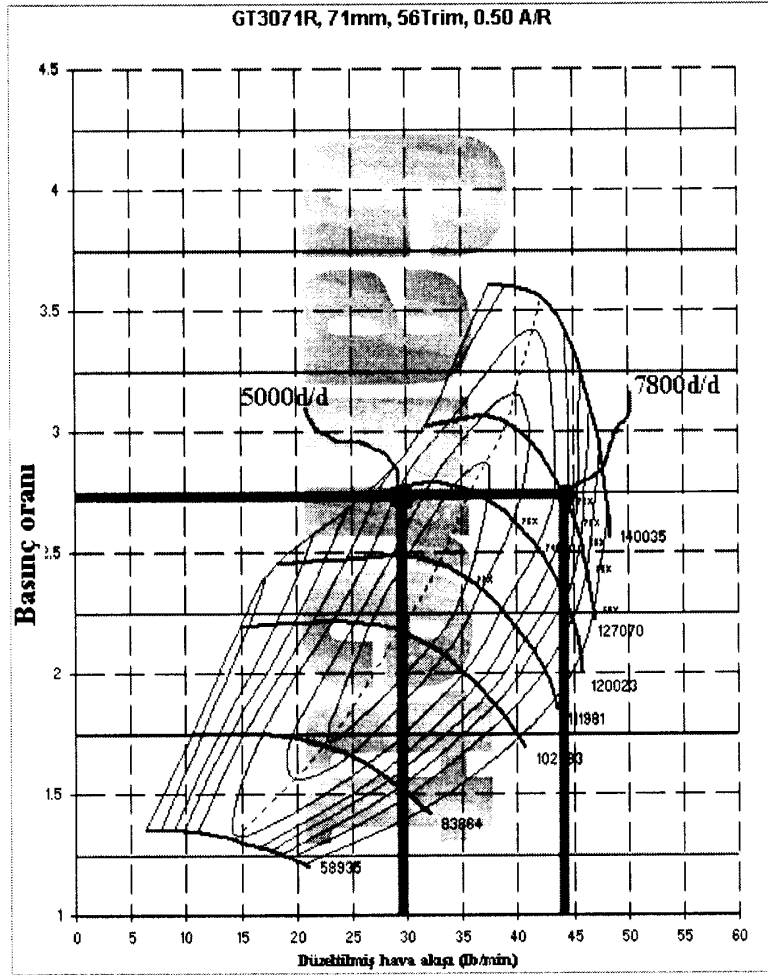
Basınç oranını hesaplanması;

$$\Pi_c = \frac{37,6}{13,7} = 2,74 \quad (5.5)$$

Torkun tepe noktasını görmek istediğimiz devirde(5000d/d) gerekli olan hava akışını hesaplanması;

$$W_a = \frac{37,6.0,98 \cdot \frac{5000}{2} \cdot 122}{639,6 \cdot (460 + 130)} = 29,7 \text{ lb / dak}$$

Bulunan değerler kompresör haritası üzerinde gösterilirse;

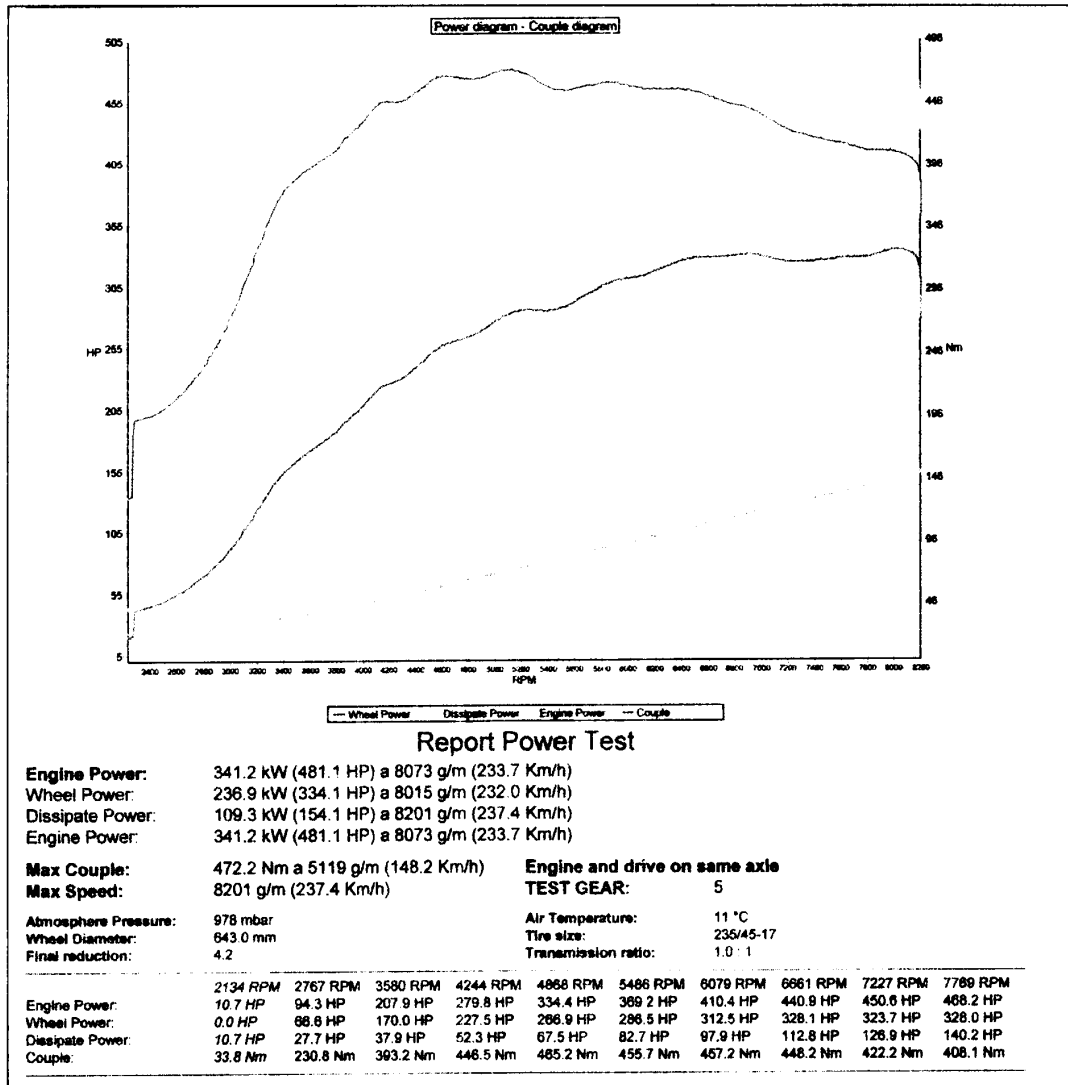


Şekil 5.3 Kompresör haritası

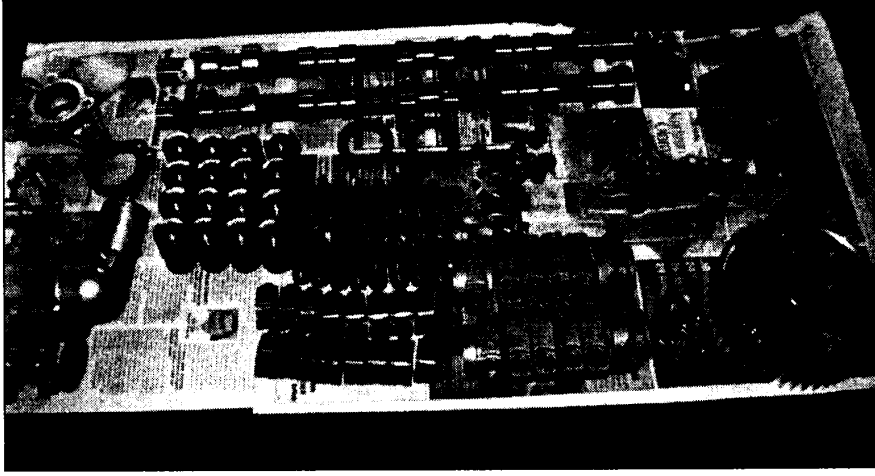
Şekil 5.3 de görüldüğü gibi bulunan değerler, haritanın verimli kullanılabilir sınırları içerisinde kaldığından, bu turbonun kullanımı uygundur.

Daha yüksek basınca dayanıklı wastegate kullanılmıştır. Artan güç nedeniyle ara soğutucu daha yüksek kapasiteli (600*255,6*103) olan ile değiştirilmiştir. Artan yakıt ihtiyacını karşılamak amacıyla 750cc benzin enjektörleri ve daha büyük çapta benzin yolu kullanılmıştır. Yapılan değişiklikleri sağlıklı kullanabilmek için orijinal beyin üzerinde yapılan değişikliklerin yetersiz kalmasından dolayı HKS

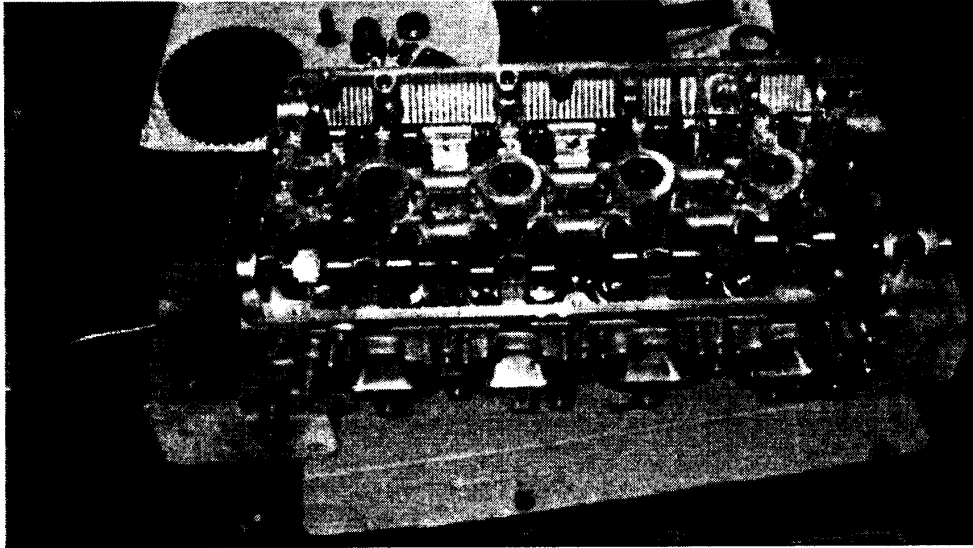
FCOMPRO beyin kullanılmıştır. Basınç artmasından dolayı daha yüksek basınca dayanıklı; silindir kapak contası, civatalar kullanılmıştır. Orijinal radyatör daha yüksek soğutma kapasiteli olan radyatör ile değiştirilmiştir. Yapılan tüm modifikasyonlar sonucu 481,1 HP güç, 472,2 Nm tork elde edilmiştir.



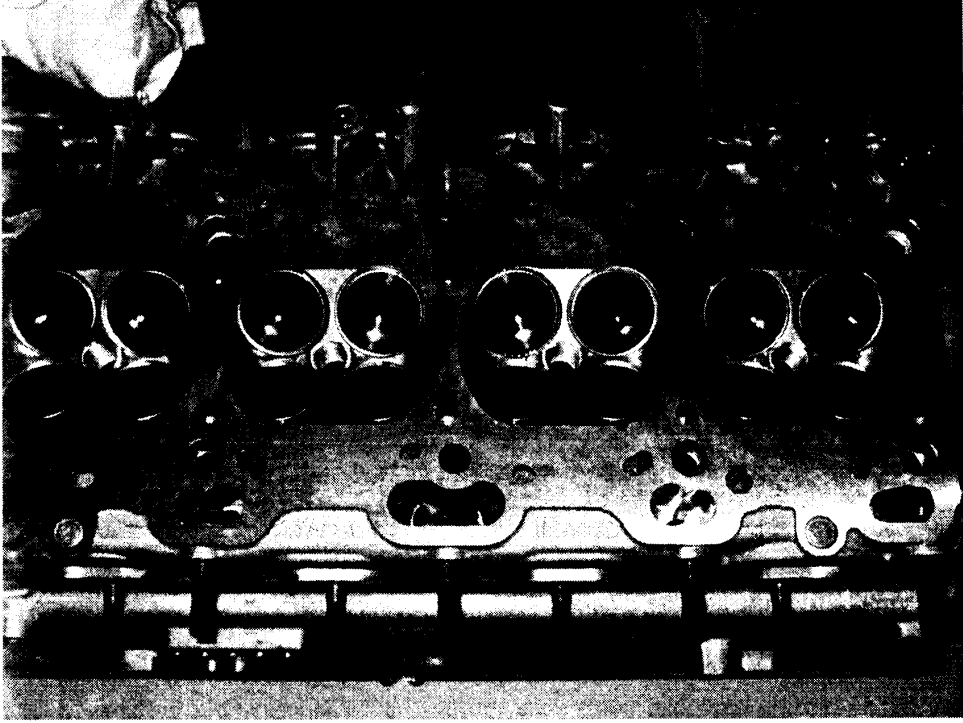
Şekil 5.4 Tüm modifikasyonlar sonucu ölçülen dinamometre değerleri



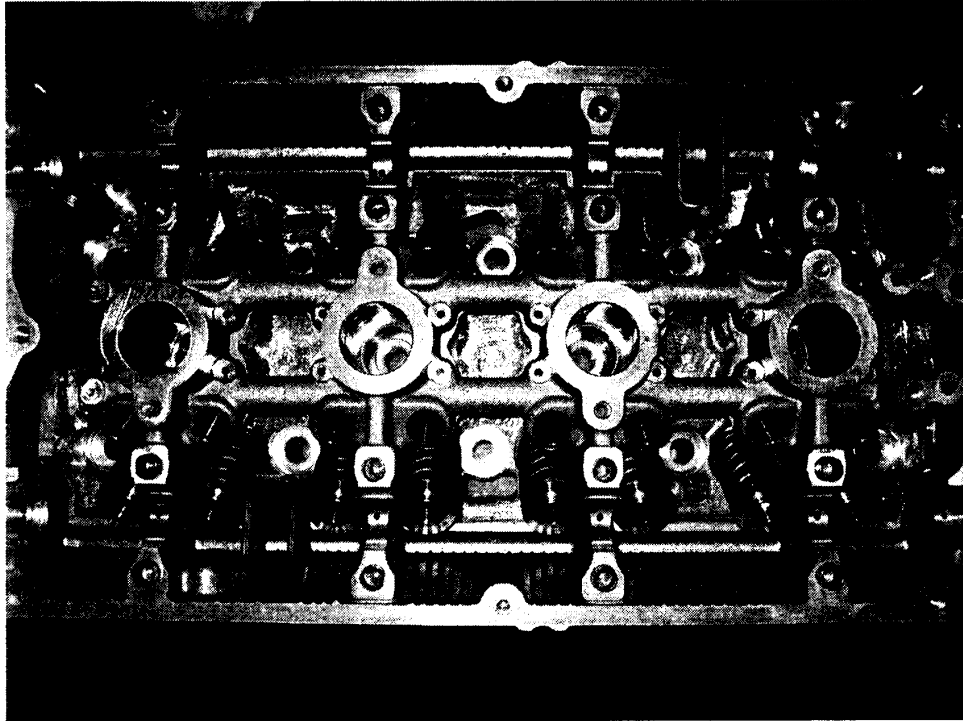
Şekil 5.5 Kullanılan parçalar: Emme ve egzoz eksantrik milleri, sübap yayları, sübap şapkaları, hidrolik iticiler, timing dişlisi



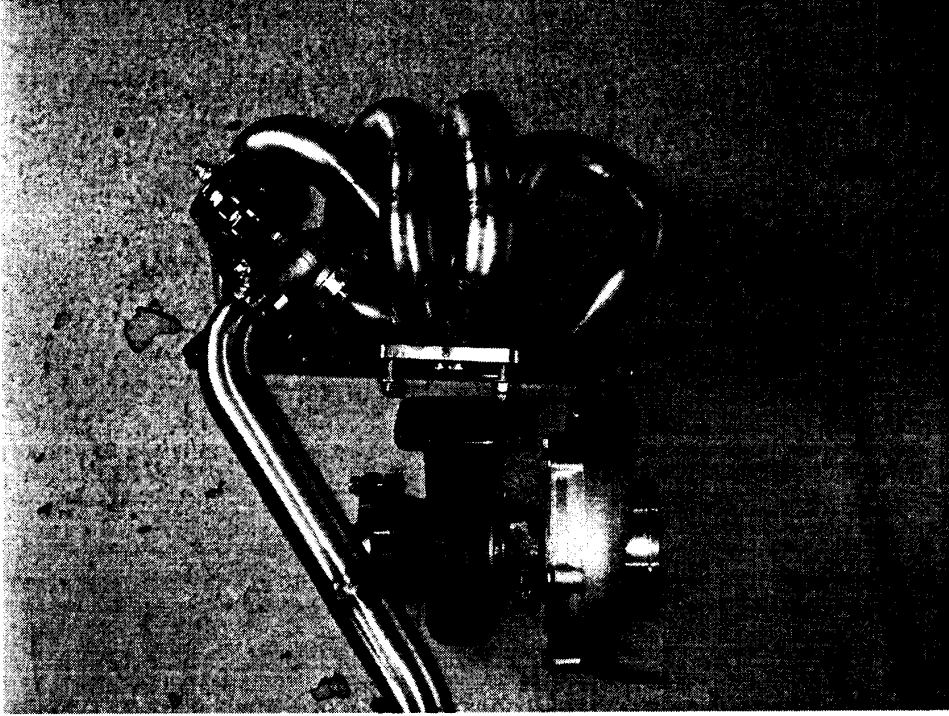
Şekil 5.6 Eksantrik millerinin montaj aşaması



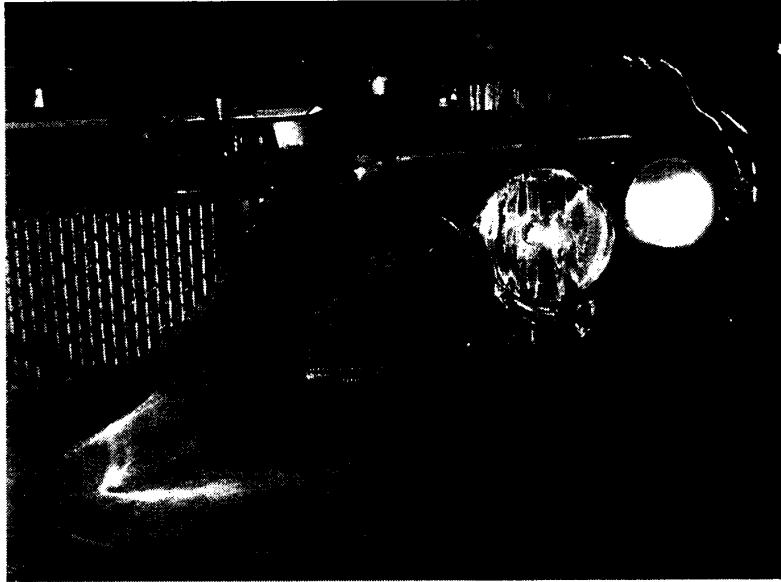
Şekil 5.7 Sübapların montaj yapılmış hali



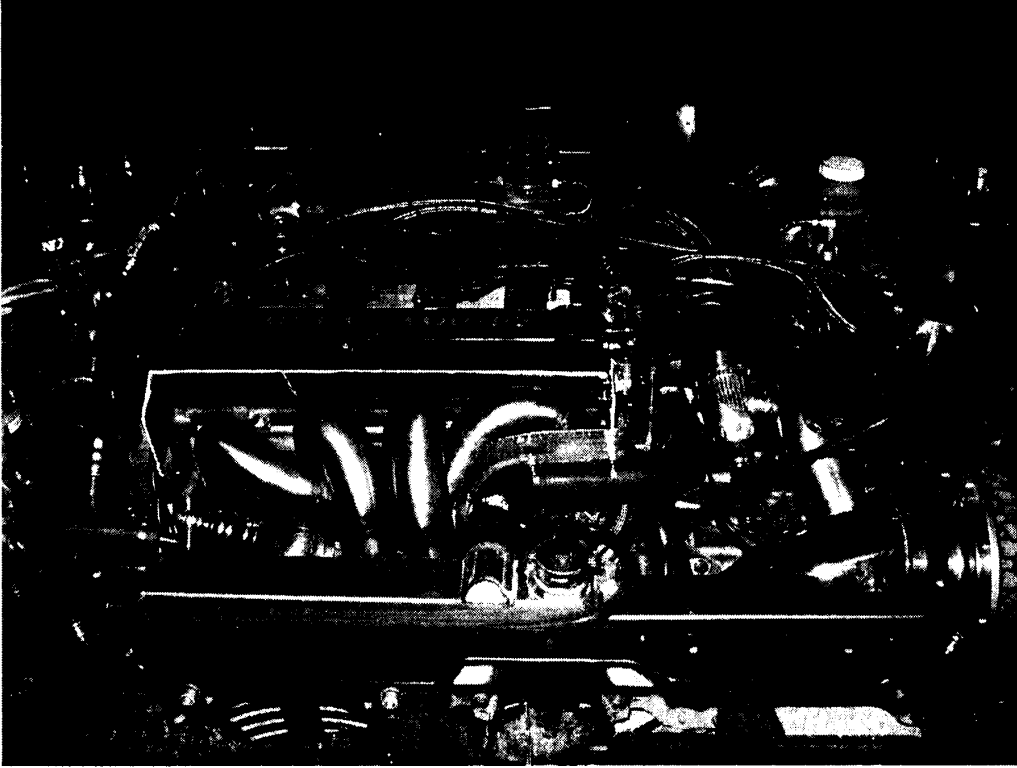
Şekil 5.8 Sübap yaylarının montaj yapılmış hali



5.9 Turbonun parçalarının birleştirilmiş hali



Şekil 5.10 Hava filtresi temiz hava girişi



Şekil 5.11 Motorun son hali

BÖLÜM 6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, motor gücünün artırılmasında kullanılan yöntemlerden, dolgu basıncının artırılması yönteminin motorun performansında meydana getireceği değişimlerin incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla, Mitsubishi Lancer EVO IX motoru test motoru olarak seçilmiştir.

Deneysel çalışma sonuçları, aşırı doldurmanın bir motorun performansını önemli derecede etkilediğini göstermektedir. Test motoru, dinamometre üzerinde değişik yük ve devir şartlarında çalıştırılarak, sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur. Deneysel sonuçları, aşırı doldurmanın motor gücünün artırılmasında etkili bir yöntem olduğunu göstermektedir.

Atmosferik bir motora sonradan aşırı doldurma uygulaması köklü değişiklikleri de beraberinde getirmektedir. Aşırı doldurma uygulamasında emme manifoldunda da değişiklik yapma zorunluluğu olacaktır. Egzoz manifoldunun sisteme uygun hale getirilmesi gerekmektedir. Aşırı doldurma uygulaması, silindir basınçlarını arttıracığından piston, biyel kolları, silindir kapak contası ve civataları başta olmak üzere birçok motor parçasının değişimini gerektirmektedir.

Aşırı doldurmalı motorlarda, sıcaklık artışı nedeniyle, motora emilen havanın yoğunluğu ve buna bağlı olarak da emilen hava miktarı azalmaktadır. Doldurucu havası yoğunluğunda, dolayısıyla motor emme havası miktarında ve motor gücündeki bu azalmanın önüne geçmek için doldurucu çıkış havası motora gönderilmeden önce soğutulmalıdır. Bu soğutma aynı zamanda sıkıştırma başı sıcaklıklarının, dolayısıyla genel sıcaklık seviyesinin yükselmemesini sağlayacaktır. Ara soğutma sonucu, aynı doldurma basıncı için; motora emilen havanın miktarı arttığından, ulaşılan ortalama efektif basınç da büyümekte ve hem mekanik verim

göreceli olarak büyüdüğü ve hem de düşen sıcaklık nedeniyle sıcaklıklar ile ısı kaybı azaldığı için motor verimi de artmaktadır.

Dolgu basıncının artırılması hem yarış ortamında hem de günlük kullanımda daha fazla performans isteyen kullanıcılar için önemli bir konudur. Bu konudaki modifikasyonlar egzoz, emme hattı ve sübap zamanlaması ile ilgilidir. Dolgu değişimin iyileştirilmesinin temel amacı egzoz gazlarının silindirden atılmasını ve silindire taze dolgunun girişini kolaylaştırmaktır. Böylece silindir hacmi sabit kaldığı halde daha fazla yakıt yakarak daha fazla güç elde edilir.

Motorlarda güç artırımının tek bir modifikasyon yöntemi ile sağlıklı bir şekilde gerçekleştirilmesi mümkün değildir. Yapılan her modifikasyonun getirilerinin yanında eksi yönlerini de düşünüp mühendislik hesapları ile desteklemek gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] YAVAŞLIOL, İ., “İçten Yanmalı Motorlar”, Eğitim Yayınları, İstanbul, 1988
- [2] BOSCH, R., “Motronic Engine Management, Automotive Equipment Division”, Department For Technical Information, Germany
- [3] HEISLER, H., “Advanced Engine Technology“, Hodder & Stoughton Ltd, 2001
- [4] HEYWOOD, J.B., “Internal Combustion Engine Fundamentals”, 1988
- [5] BALCI, M., “İçten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma”, Teknik Eğitim Vakfı Yayınları, Ankara, 1994
- [6] TAYLOR, C.F., “The Internal Combustion Engine in Theory and Practice”, Vol.1,2nd ed., MIT press, Cambridge, 1985
- [7] ERGENEMAN, M., “İçten Yanmalı Pistonlu Motorlarda Aşırı Doldurma”, İTÜ., İstanbul, 1990
- [8] BORAT, O., BALCI, M., SÜRMEAN, A., “İçten Yanmalı Motorlar” Cilt 1, İstanbul, 1992
- [9] DİNLER, M., Taşıt Motorlarının Özel Beklentiler Doğrultusunda Modifikasyonu, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005
- [10] ÇELİK, C., Turboşarjlı Ara Soğutmalı Bir Dizel Motorunda, Ara Soğutma-Performans İlişkisi, Yüksek Lisans Tezi, SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 1996
- [11] www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/images/catalog/catalog_common/Garrett2009Catalog1of2.pdf, Nisan 2009
- [12] www.rtec.ch/turbo_basics.html, Ocak 2009
- [13] www.lovehorsepower.com/MR2_Docs/compressor_flow_maps.htm, Ocak 2009
- [14] http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet_modifiye/dokumanlar/dump.htm, Ekim, 2008

- [15] http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet_modifiye/dokumanlar/eksoz.htm, Ekim 2008
- [16] www.obitet.gazi.edu.tr/obitet_modifiye/dokumanlar/hava_filtresi.htm, Ekim 2008
- [17] http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet_modifiye/dokumanlar/dereceli_eksantrik_milleri.htm, Ekim 2008
- [18] www.bestservis.com, Aralık 2008

ÖZGEÇMİŞ

Mesut Yazıcı, 01.04.1985 de Sinop' da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Körfez'de tamamladı. 2003 yılında Körfez Oruç Reis Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2003 yılında başladığı Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümünü 2007 yılında bitirdi. 2007 yılında Sakarya Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümüne girdi. 2007 – 2009 yılları arasında İdeal Mühendislik Sanayi ve Tic. Ltd. Şti.de yetkili mühendis olarak çalıştı. Bu süre içerisinde şirketin yeni tüm projelerinde aktif rol aldı.