

34188

KLASİK KARBURATORLU MOTORLARDA INTERCOOLING  
ASIRI DOLDURMA

34188

Mustafa DÖNGELOĞLU

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Erciyes Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü' ne  
Makina Anabilim Dalı' nda  
Yüksek Lisans Tezi Olarak Sunulmuştur.

TEMMUZ - 1994

Erciyes Universitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü' ne

Bu çalışma jürimiz tarafından Makina Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 5 / 8 / 1994

Başkan : Prof. Dr. İbrahim Uzmay  
Uye : Doç. Dr. Hüseyin Yapıcı  
Uye : Yrd. Doç. Dr. Ali Koç

---

ONAY :

Yukarıdaki imzaların adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım. 06 / 09 / 1994

Erciyes Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü  
Prof. Dr. Mehmet GÜNBOZ  
M.Ü.D.Ü.

### III ÖZET

İçten yanmalı motorlarda aşırı doldurma oldukça eskiye dayanır. Teknoloji geliştikçe aşırı doldurma yöntemleri de günümüzdeki konumunu artırmıştır. İlk zamanlarda motorlardan mekanik hareket alan ve 1950'lerden sonra egzoz gazlarının hızından faydalanılan turbo şarjlar geliştirilmiştir. Güç yönünden Dizel Motorlarında özellikle ağır iş makineleri ve kamyonlarda turbo şarj vazgeçilmez metod olmuştur.

Güç; Dizel Motorlarında % 50' lere varan oranlarda artmıştır. Bu rakamlar benzinli motorlarda bütün güçlüklerle rağmen % 35' lere kadar ancak artmıştır. Turbo şarjda içeriye alınan hava soğutulursa yani intercool uygulanırsa sistemin daha da verimli çalıştığı ortaya çıkar. Bu uygulamada MERCEDEZ BENZ firmasının önemli çalışmaları bulunmaktadır.

Bölümler ana hatlarıyla içten yanmalı motorların tanıtılması, yanma odası içerisindeki hava hareketleri, turbo şarj uygulamaları, içten yanmalı motorlarda vuruş ve yanma olayı ve detaylı bir şekilde turbo şarj sistemi uygulamaları ile anlatılmıştır.

Turbo şarjın termodinamiğine' de genişçe yer verilmiştir. Klasik karbüratörlü benzin motorlarında turbo şarjın motor performansına etkisi detaylı olarak avantajlar ve dez avantajlar yönünden tartışılmıştır.

Son bölümde karbüratörlü Opel 2000 E Motoru üzerinde intercooling turbo şarj uygulaması ve sonuçlar değerlendirilmiş, grafikler çizilmiştir. Gücün % 37' lere kadar arttığı gözlenmiştir.

#### IV ABSTRACT

In Internal Combustion Engines; supercharging belongs to the fairly old periods. As the thecnology made progress; the methods of supercharging had replaced in our age. At the first times; turbo charges taking the mechanic movement from the engines and after 1950 s utilizing the speed of exhaust gasses had been developed. In consideration of power; in the diesel engines; especially in the machines of hard work and in the trucks (lorries) turbo charge had become an ungiveable method.

Power; in the diesel engines; had increased at the rates of 50 percent. In the petrol engines - these numbers - in spite of all difficulties had only increased only 35 percent. If absorbing air in the turbo charge is cooled or intercool is carried out; the productivity of the system about working better is come to light. In this exercise (application); Mercedes Firm (Company) has got the important stadies.

The parts with the main lines; by means of introducing of Internal Combustion Engines; the air movements in the Combustion chamber, the exercises of turbo charge, detonation of combistion in the internal Combustion system had been explained in detail.

(Apart from these) the thermodynamics of turbo charge had been extersively given place. In the petrol engines with the classic carbüratör; the influence (effect) of the turbo charge to the performance of the engine had been discussed in detail in consideration of advantages and disadvantages.

V

In the last part; the exercise of Intercooling turbo charge and the results had been valued; the graphs were drawn. While the power of the engine was increasing to the rates of 37 percent; It had been watched.

.



OZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Mustafa DONGELOGLU

Baba Adı : Mehmet

Ana Adı : Gülhanım

1965 Yılı' nda Tokat' ın Zile İlçesi' nde doğdu. İlkokul, ortaokul ve liseyi Zile' de bitirdi. 1989 Yılı' nda Gazi Osman Paşa Üniversitesi Zile Meslek Yüksek Okulu Otomotiv Programı' na öğretim görevlisi olarak girdi. 1989' dan beri Gazi Osman Paşa Üniversitesi' nde çalışmaktadır.

TEŞEKKÜR

Öncelikle; bana bu fikri veren ve bu konuda çalışmamı sağlayan, yardımlarını esirgemeyen, saygıdeğer hocam Yard. Doç. Dr. Ali KOÇ' a ve tezin her safhasında yakından ilgilerini esirgemeyen Makina Bölümü' nün değerli öğretim üyelerine şükranlarımı sunar; teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca; her türlü çalışmalarımda bana yardımcı olup ilgisini esirgemeyen zor durumda olduğumda aynı duyguları paylaşan Zile Meslek Yüksek Okulu Müdürü' ne, Motor Programı öğretim görevlilerine ve yazma konusunda yardımlarını esirgemeyen Haluk SEZEROĞLU ve H. Fahri BOLATKESEN' e teşekkürü bir borç bilirim.

MUSTAFA DÖNGELOGLU

## VI

### SEMBOLLER

T	: Sıcaklık
t ve TG	: Zaman
C	: Derişiklik
HFK	: Hava fazlalık katsayısı
U.Ö.N.	: Üst ölü nokta
A.Ö.N.	: Alt ölü nokta
D	: Silindir çapı
$V_a$	: Alev hızı, normal alev hızı
n	: Devir
A.A.	: Ateşleme avansı
K.M.A.	: Krank mili açısı
$V_v$	: Vuruntulu alev hızı
$M_{gg}$	: Gidip gelen kütleler
r	: Krank yarı çapı
r/I	: Biyel eğikliği
$W_m$	: Açısal hız
$W_{d-ad}$	: Doldurucu tarafından yapılan adyabatik iş
$V_s$	: Silindir gazının hızı
$V_{tg}$	: Türbin giriş hızı
$V_{tc}$	: Türbin çıkış hızı
nd	: Doldurucu verimi
md	: Doldurma havası debisi
ns	: Sistemin toplam verimi
nt	: Türbin verimi
mt	: Egzoz gazı

## İÇİNDEKİLER

	<u>SAYFA NO</u>
BÖLÜM 1	
İÇTEN YANMALI PİSTONLU MOTORLARDA AŞIRI DOLDURMA	1
1.1. GİRİŞ	1
1.2. AŞIRI DOLDURMALI (SUPER CHARGED) MOTORLAR	7
1.2.1. Supap sistemleri	7
BÖLÜM 2	
2.1. MOTORLARDA TUTUŞMA	9
2.1.1. Dışarıdan Ateşleme	9
2.1.2. Kendi Kendine Tutuşma	10
2.2. BENZİN MOTORLARINDA YANMA	16
2.2.1. Tutuşma ve Alevin ilerlemesi	17
2.2.2. Alev Hızının Performansa Etkisi	23
2.2.3. Alev Hızına Etki Eden Faktörler	28
2.3. BENZİN MOTORLARINDA VURUNTU	31
2.3.1. Vuruntunun Teorisi	31

2.3.2. Vuruntuya Etki Eden Faktörler	36
2.3.3. Vuruntunun zararları	43
2.3.4. Erken Tutuşma	45
2.3.5. Vuruntuya Karşı Tedbirler	47
2.3.6. Vuruntusuz Otto Motorları	51
2.4. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA BAZI GÜÇ ARTTIRMA YÖNTEMLERİ	54
2.4.1. Ara Soğutuculu Tip (INTER - COOLING TURBO)	57
2.5. DOLGU BASINCININ ARTIRILMASI	58
2.6. AŞIRI DOLDURMA YÖNTEMLERİ	59
2.7. TURBO ŞARJIN USTUNLUKLERİ	59
2.8. TURBO ŞARJIN USTUN OLMAYAN YANLARI	60

### BÖLÜM 3

3. AŞIRI DOLDURMANIN NEDENLERİ USTUN ve ZAYIF TARAFLARI	61
---	----

### BÖLÜM 4

4. AŞIRI DOLDURMANIN TERMODİNAMİĞİ	66
4.1. Mekanik Tahrikli Aşırı Doldurma Sistemi	66
4.2. Egzoz Türbiniyle Tahrikli Aşırı Doldurma Sistemi	70
4.2.1. Motor, Doldurucu ve Türbinin P - V Diyagramları	70
4.2.2. Egzoz Gazlarının İşİ	72
4.2.3. Egzoz Gazlarının Enerjilerini Kullanma Yolları	75
4.2.4. Türbin ve Doldurucunun Gücü, Sistemin Toplam Verimi	80

### BÖLÜM 5

3. MOTOR VE AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİ	88
---------------------------------------	----

5.1. MOTOR VE AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİNİN ANA BÜYÜKLÜKLERİNİN BELİRLENMESİ	88
5.1.1. Ortalama İndike Basıncı	88
5.1.2. 4 Zamanlı Motorlarda Hava Debisi ve Volumetrik verim	89
5.2. MOTOR VE DOLDURUCUNUN BİRLİKTE ÇALIŞMALARI	93
5.2.1. 4 Zamanlı Motor Mekanik Tahrikli Hacim Süpürmeli Doldurucu	94
5.2.2. 4 Zamanlı Motor, Mekanik Tahrikli Santrfüj Doldurucu	94

## BOLUM 6

EGZOZ TURBİNİ - SANTRFUJ DOLDURUCU VE MOTORUN BİRLİKTE ÇALIŞMASI	96
6.1. Türbin ve Doldurucu Birlikte Çalışma Noktaları	96

## BOLUM 7

AŞIRI DOLDURMALI MOTORLARININ MOMENT KARAKTERİSTİKLERİNİN İYİLEŞTİRME YOLLARI	98
7.1. Yapısal Olmayan Önlemler	99
7.2. Yapısal Olan Önlemler	102

## BOLUM 8

AŞIRI DOLDURMANIN MOTOR VERİMİNE VE EGZOZ EMİSYONUNA ETKİSİ	115
8.1. Aşırı Doldurmanın Motor Verimine Etkisi	115
8.2. Aşırı Doldurmanın Egzoz Emisyonuna Etkisi	121

## BÖLÜM 9

I. AŞIRI DOLDURMA HAVASININ SOĞUTULMASININ TEORİSİ	126
--	-----

## BÖLÜM 10

10.1. AŞIRI DOLDURMANIN MOTOR PERFORMANSI ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ	128
10.1.1. Aşırı Doldurmanın Pratik Sınırları	138
10.1.1.1. Ateşleme Avansı ve Vuruntu Sınırı	141
10.1.1.2. Sıkıştırma ve Vuruntu Sınırı	142
10.1.1.3. Karışım Oranı ve Vuruntu Sınırı	143
10.1.1.4. Hacmin Süpürüldüğü ve Süpürülmediği Hallerde Termik Zorlanma	144
10.2. AŞIRI DOLDURMANIN MOTOR PERFORMANSINA ETKİLERİ	145
10.2.1. Motor-Devir (md-n) Grafiğinin İncelenmesi	145
10.2.2. Güç - Devir Grafiğinin incelenmesi	147
10.2.3. Özgül Yakıt Sarfiyatı - Devir (b - n) Grafiğinin İncelenmesi	148
10.2.4. Hava Fazlalık Katsayısı ve Dolgu Miktarının Motor Performansı Üzerindeki Etkileri	149

## BÖLÜM 11

. DENEYSEL ÇALIŞMA	154
12.1. GİRİŞ	154
12.2. Deney düzeneğinin hazırlanması	161

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Motor süpap sistemleri	8
Şekil 2 1.	Tutuşma gecikmesi olayının fiziksel tasviri	13
Şekil 2.2.	Bazı önemli parametrelerin kendiliğinden tutuşma olayında seyri	14
Şekil 2.3.	Alev cephesinin daimi ve Laminer akış halinde düzlemsel ilerlemesi	20
Şekil 2.4.	Alev cephesinin zamana bağlı profilini tesbit etmek için kullanılan özel cihaz	22
Şekil 2.5.	Teorik durum. Yanma U.Ö.N.' da başlayıp sona erer.	25
Şekil 2.6.	Yanma diyagramı	27
Şekil 2.7.	Ateşleme avansının bazı çalışma parametreleri üzerindeki tesiri	28
Şekil 2.8.	Alev hızının motor hızı ve Yakıt / Hava oranı ile değişimi	29
Şekil 2.9.	Son gaz bölgesinde alev nüvesinin teşekkülü	33
Şekil 2.10.	Vuruntulu çalışan bir benzin motoru silindir basıncının osiloskopa gösterimi	34

## XII

Sekil 2.11.	Vuruntu ve sinyal birimleri	36
Sekil 2.12.	Ateşleme avansının vuruntu ve performans sayısına etkisi	37
Sekil 2.13.	Motor hızının vuruntuya etkisi	39
Sekil 2.14.	Yakıt / Hava oranının vuruntuya etkisi	40
Sekil 2.15.	Vuruntu mukavemeti bakımından yanma odası şekilleri ve buji konumları	49
Sekil 2.16.	Sıkıştırma aparatında I. Oktan' ın TG eğrisi	51
Sekil 2.17.	Hesselman Motoru	52
Sekil 2.18.	Texaco tipi yanma odası	52
Sekil 2.19.	Bölünmüş yanma odası	53
Sekil 2.20.	Çift karbüratörlü kademeli dolgu motoru	54
Sekil 2.21.	Emme manifoldundaki basıncın motor devrine göre değişimi	55
Sekil 2.22.	Normal emişli motorlara göre turboşarjlı motorlarda güç artışı	56
Sekil 2.23.	Turboşarjlı motorun gücü ve moment eğrileri	56
Sekil 2.24.		
Sekil 2.25.	Ara soğutuculu 2.3 cc. Ford Mustang SVO motorunun güç ve moment eğrileri ve motoru	57
Sekil 4.1.	Motor milinden mekanik olarak tahrik edilen bir aşırı doldurma sisteminde motor ve doldurucu P - V diyagramları	67
Sekil 4.2.	Egzoz türbini doldurucu ve motorun P - V diyagramı	71
Sekil 4.3.	Egzoz gazlarının işi	72
Sekil 4.4.	Egzoz genişleme kaybı nedeniyle türbin giriş şartlarının değişmesi	77

### XIII

Şekil 4.5.	Motor ve türbin çıkışı arasında egzoz gazlarının entropilerinin değişimi	77
Şekil 4.6.	Man - NA tipi turbo doldurucu ünitesinin doldurucu karakteristiği	83
Şekil 4.7.	MAN doldurucu serisinin en büyük verim eğrileri	83
Şekil 4.8.	MAN NA 57 tipi türbinin veriminin değişimi	84
Şekil 4.9.	MAN NR 20 tipi türbinin veriminin değişimi	85
Şekil 4.10.	MAN NA ve NR serisi doldurucuların motor üzerinde ölçülmüş toplam verimleri	86
Şekil 5.1.	Normal emişli motorun gaz değişimi diyagramı	90
Şekil 5.2.	Aşırı doldurmalı motorun gaz değişimi diyagramı	91
Şekil 5.3.	4 zamanlı aşırı doldurmalı motorda gerçek dolgu değişimi çevrimi	93
Şekil 5.4.	4 zamanlı motor ve mekanik tahrikli hacim süpürmeli dolgunun birlikte çalışma noktaları	95
Şekil 7.1.	Darbeli basınçlı veya sabit basınçla tahrik durumunda parametrelerin basınç oranına etkileri	100
Şekil 7.2.	Aşırı doldurulmuş VOLVO Tİ 96 motorunun moment, güç, özgül yakıt tüketimi karakteristikleri ve BOSCH skalasına göre iş değerleri	103
Şekil 7.3.	Egzoz gazı kaçırmalı türbin tahrik sistemi	105

#### XIV

Şekil 7.4.	2.8 L' lik DATSUN motorunda kullanılan egzoz gaz kaçırma sisteminin karakteristiği	105
Şekil 7.5.	2.8 L' lik DATSUN motorunun moment karakteristiği	107
Şekil 7.6.	2 kelebekli doldurma sistemi	107
Şekil 7.7.	Hareketli yönlendirme kanatları ile yapılan kesit daralması	109
Şekil 7.8.	Türbin giriş kesitinin doldurucu performansına etkisi	110
Şekil 7.9.	Şekil 9.8' de doldurucu ile çalışan motorun moment karakteristiği	111
Şekil 7.10.	1.6 L V W motorunda egzoz türbini santrifüj ve COMPREX sistemi ile elde edilen basınç oranları	111
Şekil 7.11.	3.sil. 1.6 L V W. motorunda egzoz türbini santrifüj doldurucu ve COMPREX sistemi ile elde edilen ortalama efektif basınçlar	112
Şekil 7.12.	3.sil. 1.6 L V W. motorunda egzoz türbini santrifüj doldurucu ve COMPREX sistemi ile elde edilen basınç yükseliş hızları	113
Şekil 7.13.	3.sil. 1.6 L V W. motorunda egzoz türbini ve doldurucu COMPREX sistemi ile elde edilen motor güçleri ve momentleri	114
Şekil 8.1.	Dolgu değişimi ve doldurucu çevrimleri	119
Şekil 8.2.	Mekanik tahrikli aşırı doldurmalı egzoz türbini ile aşırı doldurmalı ve normal emişli motorların özgül yakıt tüketimleri	121

Sekil 8.3.	Egzoz türbini ile aşırı doldurmalı ve normal emmeli motorun özgül yakıt tüketimleri	122
Sekil 8.4.	Hava soğutmalı bir kamyon motorunda aşırı doldurmanın egzoz emisyonuna etkisi	123
Sekil 9.1.	Basınç oranına ve adyabatik dolduruculu verime bağlı olarak doldurucu çıkış sıcaklıkları	127
Sekil 10.1.	Doldurma sıcaklığı ve doldurma basıncının hava / yakıt oranına etkisi	133
Sekil 10.2.	Basınç artırma ve basınca duyarlı kontrol sistemi	134
Sekil 10.3.	Muhtelif yakıtlar için karışım oranı	136
Sekil 10.4.	60 - 100 oktanlı yakıtın muhtelif sıkıştırma oranlarındaki ortalama indike basınçların aşırı doldurmalı ve doldurmasız hallere karşılık gelen eğriler	137
Sekil 10.5.	Çeşitli aşırı doldurmaların mukayesesi	139
Sekil 10.6.	Vuruntu sınırında elde edilebilen max. ortalama basınç	140
Sekil 10.7.	Ateşleme avansı ile vuruntu sınırında emilen hava için müsaade edilen sıcaklık bağıntısı	141
Sekil 10.8.	Vuruntu ile sıkıştırma oranı arasındaki bağıntı	142
Sekil 10.9.	Sıkıştırma oranı ile ortalama efektif basınç arasındaki ilişki	142
Sekil 10.10.	Çeşitli dölgu sıcaklık ve basınçlarda vuruntu	144

## XVI

Şekil 10.11. md - n grafiğinin incelenmesi	145
Şekil 10.12. Güç - devir grafiğinin incelenmesi	147
Şekil 10.13. be - n grafiği	148
Şekil 10.14. Benzinli motorlarda turboşarjlı ve normal emişteki özgül yakıt tüketimi	149
Şekil 10.15. Ortalama indike basıncın diğer etkenlere bağıllığı	150
Şekil 10.16. Bir OTTO motorunda emilen hava ağırlığının ve ortalama fren gücünün aşırı doldurma ile artışı	152
Şekil 10.17. Bir OTTO motorunda ölü hacmi süpürülen ve süpürülmeyen ortalama basınç ve özgül yakıt sarfiyatı	153
Şekil 11.1. Turboşarj parça listesi	155
Şekil 11.2. Garret marka turboşarj	157
Şekil 11.3. Frony freni	158
Şekil 11.3 Sıvı monometre	159

## EKLER

Ek A1. E.T.A.D. türbinli soğutmalı sistemde motor gücünün motor yakıt tüketimine göre değişimi.	
Ek A2. Türbinli soğutmasız sistemde motor gücünün motor yakıt tüketimine göre değişimi.	
Ek A3. Türbinsiz soğutmasız sistemde motor gücünün motor yakıt tüketimine göre değişimi.	
Ek A4. Türbinli soğutmalı sistemde motor gücünün yakıt tüketimine göre değişimi.	
Ek A5. Türbinli soğutmasız sistemde motor gücünün yakıt tüketimine göre değişimi.	
Ek A6. Türbinsiz soğutmasız sistemde motor gücünün yakıt tüketimine göre değişimi.	

## XVII

- Ek A7. ETAD türbinli soğutmalı sistemde motor gücünün yakıt tüketimine göre değişimi.
- Ek A8. Türbinli soğutmasız sistemde motor gücünün yakıt tüketimine göre değişimi.
- Ek A9. Türbinsiz soğutmasız sistemde motor gücünün yakıt tüketimine göre değişimi.
- Ek A10. ETAD 1 atm. de soğutmalı soğutmasız ve normal emişli sistemlerde BG.' nin dev./dak. ya göre değişimi (normal benzin)
- Ek A11. ETAD 1.1 atm. de soğutmalı soğutmasız sistemde BG.' nin dev./dak. ya göre değişimi (normal benzin)
- Ek A12. 1.2 atm. soğutmalı soğutmasız sistemde BG.' nin dev./dak. ya göre değişimi (normal benzin)
- Ek A13. ETAD 1.0. - 1.1 - 1.2 atm. de soğutmalı ve türbinsiz soğutmasız sistemde BG.' nin dev./dak. ya göre değişimi (normal benzin)
- Ek A14. 1.0 - 1.1 - 1.2 atm.' de soğutmasız ve türbinsiz sistemde BG.' nin dev./dak. ya göre değişimi (normal benzin)
- Ek A15. ETAD' da 1 atm.' de türbinli soğutmasız sistemde BG' nin ml/dak' ya göre yakıt tüketimi cinsinden değişimi. (süper benzin)
- Ek A16. ETAD' da 1.1 atm.' de türbinli soğutmasız sistemde BG' nin ml/dak' ya göre yakıt tüketimi cinsinden değişimi. (süper benzin)
- Ek A17. ETAD' da 1.2 atm.' de türbinli soğutmasız sistemde BG' nün ml/dak' ya göre yakıt tüketimi cinsinden değişimi. (süper benzin)
- Ek A18. ETAD' lı 1 atm.' de türbinli soğutmalı sistemde BG' nin ml/dak ' ya göre yakıt tüketimi cinsinden değişimi. (süper benzin)
- Ek A19. ETAD' lı 1.1 atm.' de türbinli soğutmalı sistemde BG' nün ml/dak ' ya göre yakıt tüketimi cinsinden değişimi. (süper benzin)
- Ek A20. ETAD' lı 1.2 atm.' de türbinli soğutmalı sistemde BG' nün ml/dak ' ya göre yakıt tüketimi cinsinden

## XVIII

değişimi. (süper benzin)

- Ek A21. ETAD' lı 1.0 - 1.1 - 1.2 atm.' de soğutmalı ve türbinli soğutmalı sistemde BG' nin dev./dak.' ya göre değişimi. (süper benzin)
- Ek A22. ETAD' lı soğutmasız sistemde BG' nin dev.dak.' ya göre değişimi. (süper benzin)
- Ek B1. OPEL 2000 E karbüratörlü intercooling turboşarj genel görünüm
- Ek B2. Turboşarj hava deposu, motor, soğutmasız sistem
- Ek B3. Turboşarj depo monometre ve prony freni genel görünüm
- Ek B4. Intercooling yapılmakta olan (soğutulan) ve sıcaklık göstergeleri görünümü
- Ek B5. Yakıt tüketimi sistemi, depo, soğutma sistemi, devir sayacı, gücün okunması
- Ek B6. Komple güç ölçümü (İlgili formüle konulan ağırlık kg cinsinden)

## BÖLÜM 1

### İÇTEN YANMALI PİSTONLU MOTORLARDA AŞIRI DOLDURMA

#### 1.1. GİRİŞ

İçten yanmalı pistonlu motor; bugünkü modern dünyamız için, oldukça eskimiş ve özellikle çevre kirlenmesine küçümsenemez boyuttaki etkileri nedeniyle; problemlı bir makına görünümünde ise de; alternatiflerine karşı, teknik ve ekonomik olarak uygulanabilirlik açısından üstün olduğundan; henüz yerini korumaktadır. Ayrıca; mevcut gelişme eğilimlerinden anlaşılacağı gibi, özellikle kara taşıtlarının, küçük deniz ve hava taşıtlarının tahrik edilmesinde, en az 20 - 30 yıl daha yerini koruyacağına benzemektedir.

Gerçekten, alternatiflerden biri olarak düşünülen gaz türbinleri bugün uçaklarda % 90'ı aşan oranda kullanılırken gemi tahrikinde ve elektrik üretiminde ağırlıklı olarak buhar türbinleri, daha az oranda gaz türbinleri ve dizel motorları

## BÖLÜM 1

### İÇTEN YANMALI PİSTONLU MOTORLARDA AŞIRI DOLDURMA

#### 1.1. GİRİŞ

İçten yanmalı pistonlu motor; bugünkü modern dünyamız için, oldukça eskimis ve özellikle çevre kirlenmesine küçümsenemez boyuttaki <sup>Etkileri</sup> katkıları nedeniyle; problemlı bir makına görünümünde ise de; alternatiflerine karşı, teknik ve ekonomik olarak uygulanabilirlik açısından üstün olduğundan; henüz yerini korumaktadır. Ayrıca; mevcut gelişme eğilimlerinden anlaşılacağı gibi, özellikle kara taşıtlarının, küçük deniz ve hava taşıtlarının tahrik edilmesinde, en az 20 - 30 yıl daha yerini koruyacağına benzemektedir.

Gerçekten, alternatiflerden biri olarak düşünölen gaz türbinleri bugün uçaklarda % 90'ı aşan oranda kullanılırken gemi tahrikinde ve elektrik üretiminde ağırlıklı olarak buhar türbinleri, daha az oranda gaz türbinleri ve dizel motorları

kullanılmaktadır. Dizel motoru verim açısından buhar ve gaz türbinlerinden üstün olmakla beraber, yer tutma problemleri nedeniyle, 30000 BG'nün üstündeki güçler için buhar türbini tercih edilmektedir. Ancak, sıvı yakıt maliyetinin yapay olarak çok yüksek tutulmadığı durumlarda gerek yüksek verimi, gerekse daha da ucuz olan ağır yakıtları da kullanabilme özelliği nedeniyle dizel motoru elektrik üretiminde de avantajlı duruma gelebilmektedir.

Taşıtların tahrikine gelince, bugün demiryolu taşımacılığında elektrikle tahrik, özellikle yerleşimin ve elektrik ağlarının yoğun olduğu ülke ve bölgelerde esas olmakla beraber, geriye kalan büyük bir boşluk bütünüyle dizel lokomotifler tarafından doldurulmaktadır. Düşük tonajlı gemilerin, küçük ve hızlı deniz araçlarının ve küçük uçakların tahrik edilmesinde de pistonlu motor %100'e varan bir oranda kullanılmaktadır. [1]

Karayolu taşımacılığında benzin veya dizel motoru kullanımının %100 olduğu söylenebilir. Gerek gaz türbini, gerekse dıştan yanmalı pistonlu motor olan stirling motoru içten yanmalı pistonlu motora ciddi rakip olamamışlardır. Gaz türbini bugün ağır yük taşıtlarının tahrikinde düşük bir oranda kullanılmakla beraber, imalat ve işletme maliyetinin yüksekliği, verimin düşüklüğü ve hava kirlenmesine pozitif yönde esasta büyük bir katkı sağlayamaması nedeniyle, pistonlu motorun yerini alamamıştır.

Küçük boyutlu ve yüksek kapasiteli akü kullanarak veya yakıt hücreleri ile doğrudan elektrik elde ederek taşıtların elektrikle tahrik edilmesi yönünde çalışmalar yapılmakta ise de, bu çalışmaların kısa zamanda bir sonuç vermesi

beklenmemektedir.

Bugün dünyada, tüketilen akaryakıtın yaklaşık % 50 kadarı deniz ve kara taşımacılığında içten yanmalı pistonlu motorlar tarafından tüketilmektedir. Bu arada, bu motorlar tarafından üretilen ve çevre kirliliği doğuran, gürültünün ve egzoz gazlarındaki zehirli bileşenlerin (özellikle CO ve NOx) toplam kirlilikteki payı da şehirlerde % 60'a varmaktadır. Bu bakımdan, bugüne kadar ömür, güvenilirlik ve ucuz imalat açısından yapılan ve oldukça da başarılı olan araştırma ve geliştirmeler, petrol fiyatlarının 70'li yıllardan sonra hızla artması ve çevre kirliliğinin artık mutlaka kontrol altına alınmayı gerektirecek boyutlara ulaşması nedeniyle verimi arttırma ve daha temiz bir egzoz gazı elde etme yönüne kaymıştır.

Yanma odalarının geliştirilmesi, egzoz gazlarının motordan çıktıktan sonra ayrıca temizlenmesi, volumetrik ve mekanik verimin arttırılması yanında aşırı doldurma da bu sahada çok iyi sonuçlar vermektedir. Aşırı doldurma bir yandan birim hacim ve ağırlıktan alınabilen gücü artırıp motor boyutlarını küçültürken, diğer taraftan verimi arttırmakta ve egzoz gazındaki kirletici bileşenlerin miktarlarını azaltmaktadır. Aşırı doldurma sayesinde, benzin motoruna göre çok daha ekonomik çalışan dizel motoru, hızı arttırılarak ve boyutları küçültülerek, binek araçlarına uygulanabilir duruma gelmiştir. Yük ve yolcu taşıyan araçlarda % 100'e varan dizel motoru kullanımı, binek otomobillerinde bugün % 20-30'a ulaşmıştır. Gemi ve lokomotif dizellerinde aşırı doldurma % 100 gibidir. Yük ve yolcu taşıtlarında ise aşırı doldurma oranı küçümsenmeyecek boyutlara ulaşmıştır. [1]

İçten yanmalı motorların aşırı doldurulmasına ilişkin

çalışmalar bunların ortaya çıkışı ile başlamıştır. Daha 1985'de Gottlieb DAIMLER kendi benzin motorunun aşırı doldurulması için bir patent almıştır. Daimler'in sisteminde pistonun alt yüzü kompresör olarak kullanılmıştır. [8]

Burada, karterde sıkıştırılan hava piston üzerinde bulunan tek yönlü bir süpaptan geçerek silindire dolmaktaydı. Ancak beklenen güç ve devir sayısı artışlarına erişilememiştir. Rudolf DIESELL 1986'da dizel motorunun aşırı doldurulması ile ilgili bir patent almıştır. Diesell de pistonun alt yüzünü kompresör olarak kullanmış, ancak sıkıştırılan havayı bir depoda topladıktan sonra silindire göndermiştir. Diesell' in aşırı doldurmalı motoru normal emmelisine göre % 30 fazla güç vermekle beraber, kullanılan deponun hacmi küçük tutulduğu ve bu nedenle sıkıştırılmış havanın basıncı gereğinden büyük olduğu için, verimde % 30'a yakın bir düşme görülmüştür. [8]

Yükseklikle yoğunluğun azalması sonucu motor gücünde ortaya çıkan düşmenin problem doğurması nedeniyle aşırı doldurma özellikle uçak motorlarında (benzinli) hızla gelişmiştir. Daha 1910'larda 5 km yükseklikte % 40'a varan güç kaybını karşılayabilecek kapasitede aşırı doldurma sistemleri geliştirilmiş bulunmaktaydı. Ancak bu sistemler mekanik tahrikli sistemlerdi. Egzoz türbini ile aşırı doldurma sistemleri ile ilgili çalışmalar 1905'lerde başlamış ise de, başarı kazanmış uygulamalar 1920 - 1925'lerde ortaya çıkmış, ancak özellikle uçak motorlarına uygulanabilecek olgunluğa 1938 - 1940'larda erişmiştir.

Egzozt gazı türbinli doldurucunun tarihçesi yukarıda anlatıldığı gibi bu yüzyılın başında oluşmuş bilhassa yükseklerde uçan uçaklarda güç azalmasına neden olan düşük hava basıncı (her 1000 m de takriben %10 güç düşüşü) nedeni

ile hava taşımacılığında düşünölmüştür.

Ek olarak elde edilen basınçlı hava, her zaman yanma için gerekli oksijeni bulundurduğundan ilk turboşarjlar ortaya çıkmıştır.

1920'li yıllarda motor dolununun, gücü artırma etkisi yarış arabalarında yeteri kadar erken farkına varılmıştır. (İlk Mercedes Benz - kompresörlü yarış arabası 1920 - 1935) [1]

1975'li yıllarda devamlı pahalılık gösteren yakıtlar,

URETİCİLERİ : Yakıt tüketiminde tasarrufa

Güç ve döndürme momentini (Md) yükseltmeye

Yapı itibariyle küçölmelere

Ağırlık nedeniyle daha hafif olanlara

Ekzoz gazı niteliğinin müsait tutulması

na sevketmiştir.

Bu etkenler yeni motor konstrüksiyonları yapmaya zorlamıştır. Bu da ekzoz gazı hızının meydana getirdiği enerjiyi bir türbinin hareketinde kullanma fikrini doğurmuş ve benimsenmiştir.

Büyük hacimli motorların kullanılmasının günümüzde bir çok mahzurlu yanları gündeme gelmiştir. En önemlisi yakıt ekonomisi yani dünya Petrol Pazarlarının sınırlı olması fazla yakıt tüketimine sahip araçların cazibesini azaltmakta ve bunun yanısıra çevre kirliliği motor içerisindeki karbon miktarının artması (Yanma Odasında) önemli sorunlar olarak ortaya çıkarmıştır. Üretici firmalar bunların önüne geçebilmek için sıkıştırma oranını artırabilme yolları ve ateşleme sistemlerinin daha iyileştirilmesi ve yüksekliklerden etkilenmeyen benzin injeksion sistemleri

geliştirmişlerdir. Bu yeni konstrüksiyon motorlar ekonomik ve maximum doğaya attığı CO % 1 dir. Çevre kirliliği yönünden kurşunsuz benzin ve katalizör kullanılarak COve diğer zararlı gazların atmosfere atılmasının önüne geçilmiştir. Bu teknolojiye araçlar 1985 modelin üzerinde araçlardır .Ama Türkiyede 2 milyonun üzerinde araç eski teknolojiye sahip yakıt yönünden ve atmosfere attığı zararlı gazlar yönünden standardın üzerindedir.

Intercooling aşırı doldurma adındaki bu çalışmamız klasik ateşleme ve normal emişli karbüratöre sahip araçlarda gücü yükseltmek ve aynı zamanda ekonomikliği sağlamak çevreye atılan zararlı gazları da en minimuma indirmek amacıyla yapılan bir çalışmadır.

## 1.2. AŞIRI DOLDURMALI (SUPER CHARGE) MOTORLAR

Harici bir kompresör kullanarak, silindirine bir çevrimde doldurulan hava miktarının arttırıldığı motorlara aşırı doldurmalı motorlar denir. Bu motorlar da kendi aralarında kompresörü döndürmek için gerekli güç kaynağına göre sınıflandırılabilirler.

### I. Mekanik Aşırı Doldurmalı Motorlar :

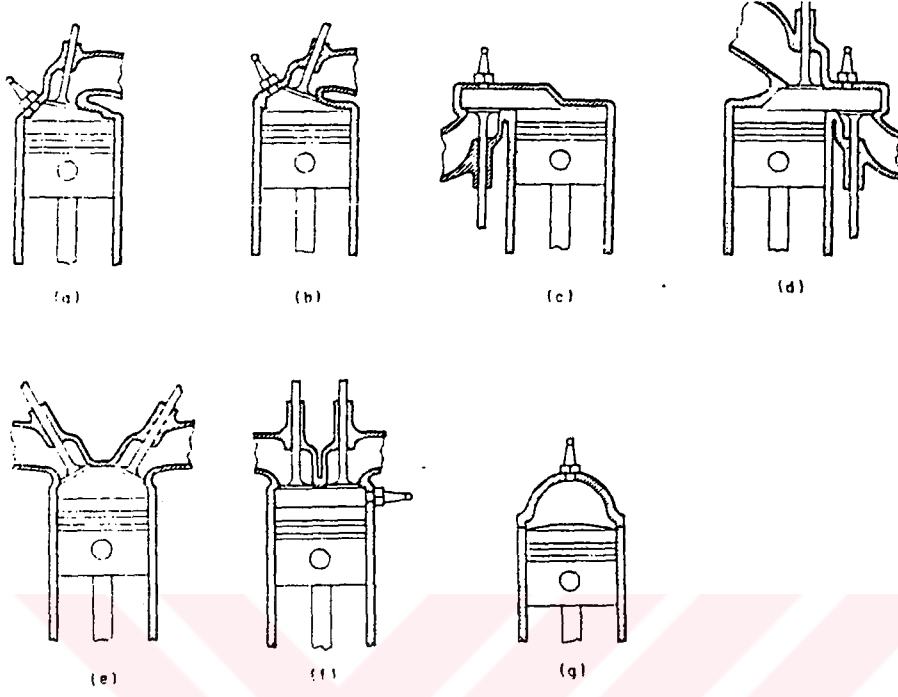
Kompresörü döndürmek için motor krank milinden veya harici bir kaynaktan güç alınıyorsa, bu motorlar mekanik aşırı doldurmalı motorlar olarak isimlendirilebilirler.

### II. Turbo Aşırı Doldurmalı (Turbo Charge) Motorlar :

Kompresörü döndürmek için egzoz gazlarının enerjisinden yararlanılıyorsa, bu tür motorlara da türbo aşırı doldurmalı motorlar denir. Bu motorlarda, genellikle, türbin ve kompresör birimlerinin bir arada kompakt olarak bulunduğu, türbo kompresör olarak isimlendirilen aşırı doldurma mekanizması kullanılır.

#### 1.2.1. Supap Sistemleri

İçten yanmalı motorlarda emme ve egzoz supapları silindir bloku veya silindir kapagına çeşitli şekillerde yerleştirilirler. Bunlar L,T,I ve F tipi olarak isimlendirilirler. Şekil 1.1.



Sekil 1.1. Motorlarda supap sistemleri.

(a) ve (b) klasik kafa tipi

(c) L<sub>1</sub> kafası

(d) F kafası

(e) Küre takkesi

(f) CFR standart deney motoru kafası

(g) 2 zamanlı motor kafası

## BÖLÜM 2

### 2.1. MOTORLARDA TUTUŞMA

Yanma olayının başlaması çeşitli şekillerde olabilir. Olay burada iki kısımda ele alınacaktır.

- 1) Dışarıdan ateşleme,
- 2) Kendi kendine tutuşma.

#### 2.1.1. Dışarıdan Ateşleme:

Yanıcı karışım moleküllerinin enerjileri herhangi bir şekilde arttırılırsa, bu moleküller aktif ögelere (H, O, OH, CH CHO gibi) ayrılırlar. Aktif ögeler ise kararlı moleküllere ısı veren egzotermik reaksiyonlar doğururlar. Böylece oluşan ısı birikimi o bölgede reaksiyonlar. Wankel motorlar, gaz türbinleri, jet, ramjet, ocaklar, bekler ve bazı roket motorlarında yanma bu şekilde başlatılmaktadır. En çok kullanılan ateşleme vasıtaları buji, fitil, pilot alevi ve elektrikli dirençtir. (Kızgın buji) Bilinen en klasik örnek olan buji ile ateşlemede, iki elektrod arasında teşekkül eden

kıvılcım yüksek hızlı (büyük kinetik enerjili) elektron huzmesinden ibarettir. İşte karışım moleküllerine çarparak enerjilerini yükselten bu elektronlardır.

Karışımın yeterli enerjiye ulaşarak tutuşması sonucu oluşan parlaklaşmaya alev, alevin tutuşmamış karışımla temas sınırına da alev cephesi denir. Alevin rengi başlangıç karışımının terkihi ve yanma verimiyle ilgilidir.

Karışım, henüz alev cephesi oluşmadan tutuşma şartlarına gelir ve yanarsa bu olaya kendi kendine tutuşma (autoignition) denir. Eğer kendi kendine tutuşma veya dışarıdan (buji, kızgın yüzey v.s.) ateşleme sonucu tutuşma olayında basınç yükselmesi çok ani oluyor ve alev cephesi ses üstü hızla hareket ediyorsa buna vuruntu denir. Bu kavramlar önümüzdeki bölümlerde daha detaylı olarak ele alınacaktır.

### 2.1.2. Kendi Kendine Tutuşma:

Reaktif bir karışım belirli bir basınç ve sıcaklığa ulaşmış bu şartlarda bekletilince bir süre sonra kendi kendine tutuşabilmektedir. Mesela, dizel motorlarında ve bazı roketlerde görülen tutuşma şekli böyledir. Olayın gelişimi şöyle izah edilebilir. Yanıcı ve yakıcı maddelerin bir arada söz konusu şartlara ulaşması halinde reaksiyonlar başlayabilir. Bu şartlar tutuşmanın başladığı şartlar olsa bile karışım bir süre bu şartlarda tutuşmadan kalabilmekte ve daha sonra explozyon görülmektedir. Konu edilen süreye tutuşma gecikmesi (TG) denir. Bu süre zarfında gelişen kimyasal olayların detayları bilinmemekle birlikte, reaksiyon hızını son derece artıran bazı ara ürünlerin ortaya çıktığına inanılmaktadır. [1]

Reaksiyon kinetiğine göre reaktif bir sistemde sıcaklık artınca moleküllerin öteleme hareketlerine ait kinetik enerjileri artar. Dolayısıyla moleküller çarpışmaların reaksiyona dönüşme ihtimali de fazlalaşmış olmaktadır. Basıncın artışı sistemdeki molekül sayısının fazlalaşması demek olduğundan sonuç olarak reaksiyon hızını artırıcı rol oynar. (Reaksiyon hızı denkleminde  $c = p \sqrt{RT}$  eşitliği kullanılırsa derişiklik basınç cinsinden yazılmış olur.)

Kendi kendine tutuşmayı belirtmek için aşağıdaki deneyi incelemek faydalı olacaktır.

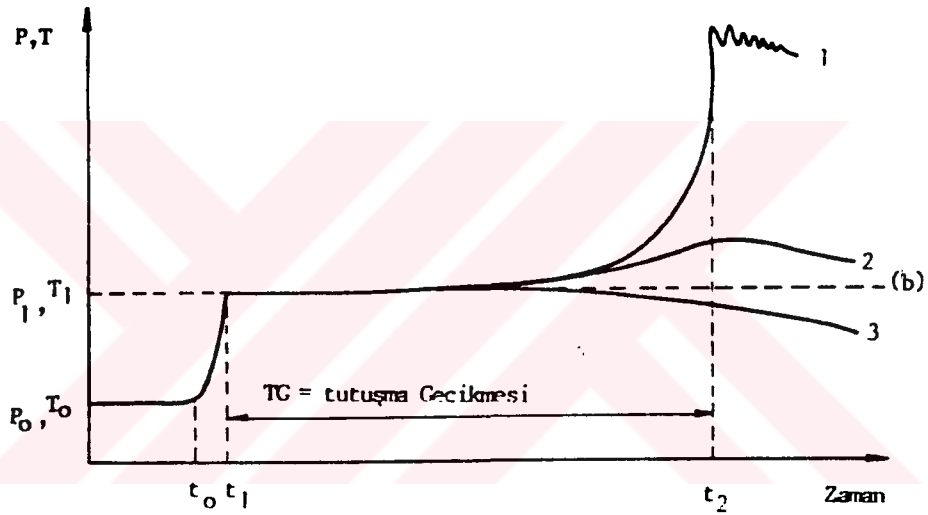
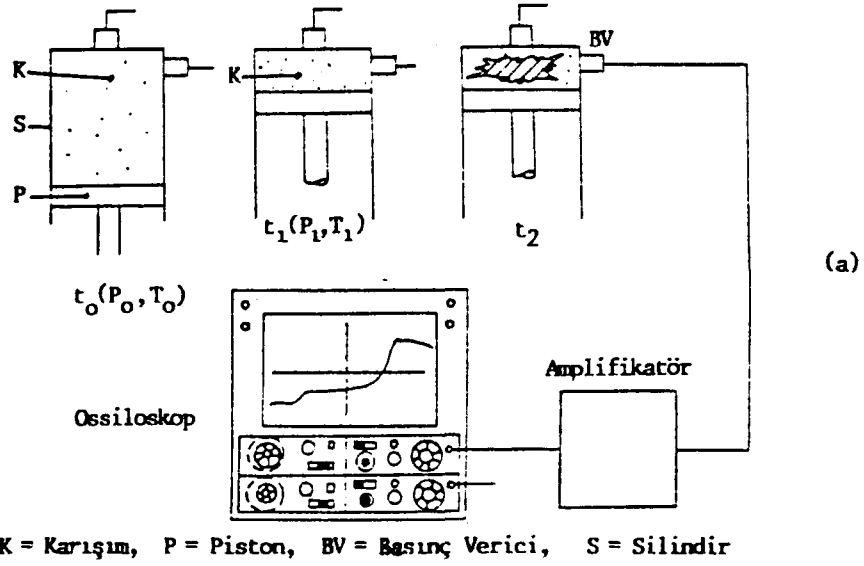
Bir  $t$  anında bir silindire hava - yakıt karışımını belirli bir HFK,  $T$ ,  $p$  şartlarında dolduralım. Şekil 2.1 (a). Piston yardımıyla hızlı bir şekilde karışımı  $t$  anında  $p$ ,  $T$  şartlarına sıkıştırılalım ve pistonu artık hareket ettirmeyelim. Ayrıca olayı bir basınç verici - osiloskop yardımıyla izleyelim. Görüleceği gibi, bir süre sonra basıncın üstel bir artış gösterdiği ve nihayet dikleştiği izlenir. Basıncın dikleştiği noktada gözle görünür bir ısınma (alev) tezahür etmektedir. Bu olay Şekil 2.1 (b) deki diyagramda 1 nolu eğri ile belirtilmiştir. Olay patlama ile sona erdiği için infilak (explozyon) tabiri kullanılabilir.

Eğer reaksiyonlardan doğan ısı az ise veya ısı kaybı fazla ise kendi kendine tutuşma ani bir basınç sıçraması oluşturmadan sönebilir. Bu, şekilde 2 nolu eğri ile belirtilmiştir. Bu olayda infilak yoktur. Eğer karışım reaktif değilse hiç bir ön reaksiyon olmayacağından bir süre sonra soğuma etkisi ile 3 nolu eğri şeklinde bir değişim izlenecektir.

Eğer basınç verici yerine bir termoeleman veya termokulp

kullanılırdı T değışimi bulunabilirdi. Benzer şekilde CO analizörü veya ışık verici (foto-diod, fotosel v.s.) ile bir ürünün veya ısıma şiddetinin zamana göre değışimi elde edilebilir. Bu değışimlerle ilgili eğriler Şekil 2.2.' de görülmektedir. Tabii TG süresi bu eğrilere göre de tariflenebilir. Ancak bugün için en kısa tepkime süresi (cevap zaman - response time) pirotelektrik basınç vericilerle (PEBV) sağlanmaktadır. Deney tekniği yönünden elverişli olmaları da PEBV' ler için ayrı bir tercih sebebidir.

Genellikle sıkıştırma olayı esnasında ön reaksiyonlar oluşmaktadır. Ama bunlar TG tarifinde ihmal edilir ve TG başlangıç sıkıştırma sonu kabul edilir. Diesel motorunda bu yakıtın püskürtme başlangıcına tekabül eder. TG' nin sonu kesin değildir. Araştırma hedefine gözetesbitedilir. Mesela basınç eğrisinin 45° eğime ulaştığı nokta veya 1500° K sıcaklığa erişilen nokta v.s. gibi.

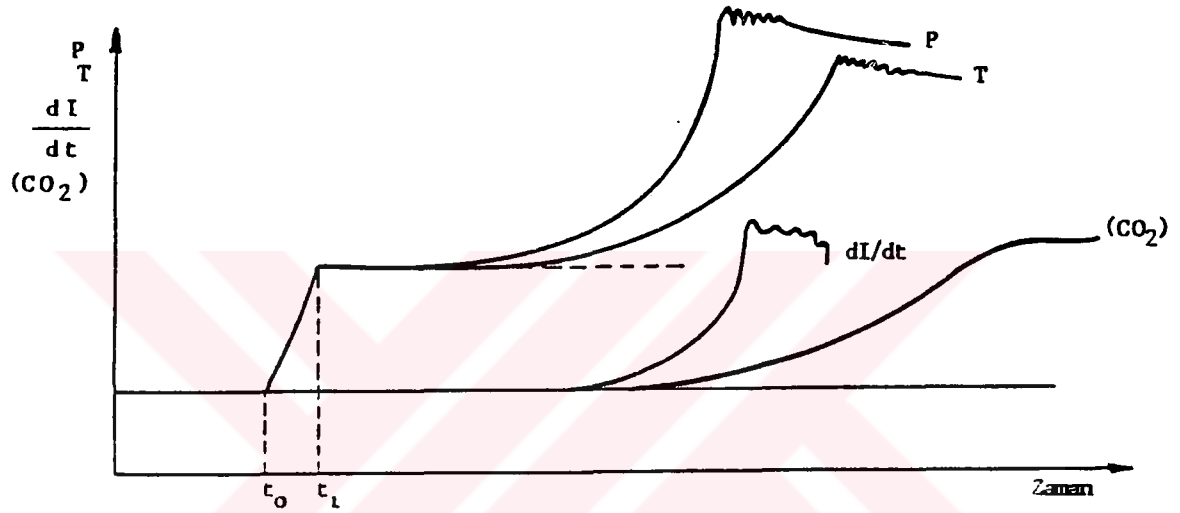


Şekil 2.1 a) Tutuşma Gecikmesi Olayının Fiziki Tasviri,  
b) Tutuşma veya Sönme ile Sonuçlanan Reaksiyon  
Eğrileri

Kendiliğinden tutuşmayı etkileyen faktörler deneysel olarak tesbit edilmiştir. Bunlar;

1. Sıcaklık (T)
2. Zaman (t, veya TG)
3. Derişiklik (c)

- 3.1. Hava / Yakıt oranı veya HFK
  - 3.2. Basınç veya yoğunluk
  - 3.3. Türbülans veya homojenlik
  - 3.4. Cidarlar, katalizörler, inert bileşenler, sıcaklık gradyenti
4. Yakıt - Oksidant Cinsi



Şekil 2.2. Bazı önemli parametrelerin kendiliğinden tutuşma olayındaki seyri

Daha önce gördüğümüz ısıl eksplozyon ve zincir reaksiyon teorileri, bu faktörlerin kendiliğinden tutuşmayı ne tarzda etkilediğini gösteren bağıntılar bulmayı amaçlamaktadırlar. Bu arayış henüz cevapları kesin olarak verilmemiş olan şu soruları içermektedir: Tutuşma olayının kendisi nedir? Üstel reaksiyonun cereyan şekli nasıldır? Önemli faktörler hangileridir? Çeşitli tutuşma olaylarında görülen fiziksel gelişmeler nasıl izah edilebilir?

Literatürde Şekil 2.4. ile şematize edilen deneyler gerçekleştirilmiştir. Bugüne kadar yapılan benzer deneylerden elde edilenler şöyle özetlenebilir:

1. Kendiliğinden tutuşma olayı bir hava reaksiyon süresi ve bunu takip eden bir hızlı reaksiyon süresinden ibarettir. Bu sürelerin uzunluğu ve maksimum reaksiyon hızı yakıtın cinsine ve deney şartlarına bağlıdır.

2. Belli bir yakıt geniş bir başlangıç sıcaklığı, sıkıştırma oranı ve H/Y oranı bandında basınç- zaman eğrisi karakterini muhafaza eder.

3. Verilen bir yakıt için

a) Başlangıç sıcaklığı arttıkça TG azalır.

b) Sıkıştırma oranı arttıkça TG azalır.

c) Diğer değişkenler sabit kalmak kaydıyla, en kısa TG süresi stokyometrik yakıt - hava oranına yakın bir noktada gerçekleşir.

4. Vuruntuya karşı daha mukavim olan yakıt daha uzun TG süresi veya daha yavaş reaksiyon hızı gösterir. (veya her ikisi birden)

5. Her kendiliğinden tutuşma olayı mutlaka vuruntu denecek şiddetle basınç yükselmesi veya basınç dalgası oluşturmaz.

Dizel motorlarında tutuşma dışarıdan olmadığı için bu motorlar tabii olarak kendiliğinden tutuşmalı motorlardır. Ancak çok yüksek basınç gradyan ve maksimum basınçla sonuçlanan kendiliğinden tutuşma olayları dizel vuruntusuna (diesel knock) sebep olurlar. Benzin motorlarında ise ateşleme dışarıdan yapıldığından kendiliğinden tutuşma,

deneylerde gözlenebilen gelişme şudur: Olayın gerçekleşmesinden önce, ilk önce düşük hızlı sonra yüksek hızlı reaksiyonlar oluşmaktadır. Düşük hızlı reaksiyonların daha sonra zincir reaksiyonlarına ortam hazırlayacak aktif bileşenler meydana getirdiği düşünülmektedir. Yakıtın cinsine bağlı olarak reaksiyonlar bir explozyona gider veya gitmez. Bu reaksiyonların toplam süresi pistonun UÖN' yı geçmesine fırsat verecek kadar uzunsa o zaman basınç ve sıcaklık düşer ve sistem explozyona gitmez. Sistemin explozyona gitmesi halinde, explozyon öncesi reaksiyonların hepsine birden Ön Reaksiyonlar denir. Vuruntuya daha mukavim yakıtlarda Ön Reaksiyonlar daha yavaş veya TG süresi daha uzundur.

Soğuk Alevler :

Tutuşma öncesi Ön Reaksiyonların olduğu düşük basınç ve sıcaklıklarda, yanma odasında veya kabında alev görüntüsündeki bir tür ışımaya bütün karışım hacmine sirayet etmektedir. Buna soğuk alev denilmektedir. Bu olayın erken ve moleküllerin sadece bir kısmıyla sınırlı kısmi bir zincir reaksiyon veya fotoğraf tekniğinin bir yanılması olabileceği düşünülmektedir.

## 2.2. BENZİN MOTORLARINDA YANMA

Benzin motorlarında yanma olayını farklı kılan en önemli özellikler karışımın teşkili ve ateşlemenin (buji ile) dışarıdan sağlanmasıdır. Bir yandan karbüratörlü olan motorlarda oldukça homojen bir karışım sağlanabilirken diğer yandan tutuşma sonrası alevin ilerleme hızı, kendiliğinden tutuşma ve buji harici kaynaklardan tutuşma gibi hususlar çok önemli yanma problemleri çıkartabilmektedir.

### 2.2.1. Tutuşma ve Alevin İlerlemesi

Kullanılan yakıtların (çoğu defa benzin) özelliklerinden dolayı benzin motorları diye tabir edilen Otto çevrimine göre çalışan motorlarda çok yüksek sıkıştırma oranlarına çıkılamaz. Dolayısıyla kendi kendine tutuşma olmayacağından ateşleme için harici bir kaynak gereklidir. Hemen hemen bütün benzin motorlarında ateşleme kıvılcım oluşturan bir buji yardımı ile yapılır.

1. Bölümde teorik çevrimler anlatılırken yanmanın ani olduğu, yani yanma olayının başlaması ile bitmesi arasında geçen sürenin sonsuz küçük olduğu varsayılmıştır. Halbuki yanma gelişme özelliğine sahip ve belli bir zaman alan bir süreçtir. Özellikle yüksek motor devirlerinde pistonun hızı milisaniye ölçeğinde olduğundan pistonun katettiği mesafe itibariyle yanmanın tamamlanması için geçen süre hiç de küçük bir süre değildir. "Yanma tamamlanması" ifadesi fiziksel ve kimyasal bakımdan izaha muhtaçtır. Burada sadece yukarıda bahsedildiği şekliyle tutuşma sonrası alevin bütün silindire sirayet etmesi anlamında olduğunu belirteceğiz.

Benzin motorlarında ateşleme buji ile yapıldığından ateşleme sisteminden sağlanan enerji elektronlar vasıtasıyla civardaki karışım moleküllerine aktarılarak buji tırnağı civarında yüksek enerjili bir nüve teşkil edilir. Motor çok soğuk iken böyle bir nüvenin teşkil edilmemesi veya sağlanan enerjinin cidarlardan transfer olan enerjiden az olması halinde sönme oluşması mümkündür. Olayın başlangıcında buji civarında nemli ısı kaybı olduğundan reaksiyonlar yavaş gelişir ve dolayısıyla kimyasal reaksiyon sınır olarak kabul edilen alev cephesi yavaş ilerler. Yanan karışım miktarı az olduğundan basınç yükselmesi de çok küçüktür. Daha sonra reaksiyonlar

hızlanır, ortamdaki aktif molekül sayısı ve dolayısıyla basınç yükselir. Açığa çıkan enerji miktarı cidarlardan transfer olan ısı miktarını hızla geçmeye başlar. Bu safhada yüksek türbülanslı hava hareketleri sebebiyle de alev cephesinin küresel şekli bozulur. Öncekine nazaran çok daha büyük olan girintili çıkıntılı alev cephesi yüzeyi biraz sonra da anlatılacağı gibi moleküller difüzyonu hızlandırarak yanmamış gazların basınç ve sıcaklığının da yükselmesine sebebiyet verir. Öyle ki yanmanın sonlarına doğru bu çok yüksek basınçlı gazların alev cephesinin etkisine girmesi hemen hemen ani, yani sabit hacimde olur. Son safha ise türbülans etkilerinin olmadığı cidarlara yaklaştıkça alevin ilerlemesinin yavaşlaması ve nihayet artan ısı kaybı sebebiyle sönmesidir.

Yukarıdaki izahtan benzin motorlarındaki yanmaya has iki önemli sonuç çıkartılabilir:

1) Silindir içerisinde çok düşük reaksiyon ve alev hızı (bkz. Alevin İlerlemesi) ve yaklaşık olarak sabit basınç yanma karakteri gösterdiğinden, çok yüksek reaksiyon ve alev hızı ile hemen hemen sabit basınç yanma karakteri göstereninden, çok yüksek reaksiyon ve alev hızı ile hemen hemen sabit basınç yanma karakteri gösterenine kadar çok değişik yanma özelliği gösteren karışım bölgeleri vardır.

2) Çok düşük bir değerden (10 m/s' nin altında) oldukça yüksek değerlere kadar (60 m/s civarında) değişen bir sınıra sahip alev hızı, yanmanın tamamlanmasının piston hareketinin zaman ölçeğinden bir süre aldığını gösterir.

Bu süre zarfında piston önemli bir mesafe kat eder. Motor verimi bakımından maksimum basıncın piston UÖN' yı 5-10

derece geçtiği anda oluşması arzu edildiğinden belirli bir sürede gerçekleşen yanma olayı benzin motorlarında verim dolayısıyla performans açısından son derece önemli olmaktadır. Motorlarda süreli bir yanmanın sebep olduğu güç kayıpları zaman kayıpları (time losses) olarak bilinir. Bu kayıpları en aza indirmek için ateşlemenin yukarıdaki maksimum basınç pozisyonunu sağlayacak şekilde erken yapılması gerekir. Buna ateşleme avansı denir.

Bu açıklamalar buji tırnağından cidara kadar alevin ilerlemesi olayının önemini ortaya koymaktadır.

#### **Alevin İlerlemesi:**

Alev cephesi sıcaklığı 2000 - 3000° K'e ulaştığında yakın civarda bulunan moleküllerin reaksiyona girmesi çok kolay olmaktadır. Bu sıcaklıklarda kimyasal dengeye ulaşılmakta, sıcaklık ve konsantrasyon gradyanlarındaki artışla birlikte aktif molekül ve radikaller çoğalmaktadır. Böylece alev cephesinden yanmamış gazlara doğru olan ısı transferi ve aktif molekül difüzyonu neticesi kimyasal gazların yanmamış gazlara sirayet etmesi alevin (alev cephesinin) ilerlemesi olarak adlandırılır. Diğer taraftan yanmamış karışım sıcaklığının artması veya pistonun sıkıştırma yapması neticesi artan basınç konsantrasyon gradyanlarında ve aktif molekül miktarındaki artışı daha da hızlandırır. Böylece alevin ilerlemesi çok hızlı olabilir.

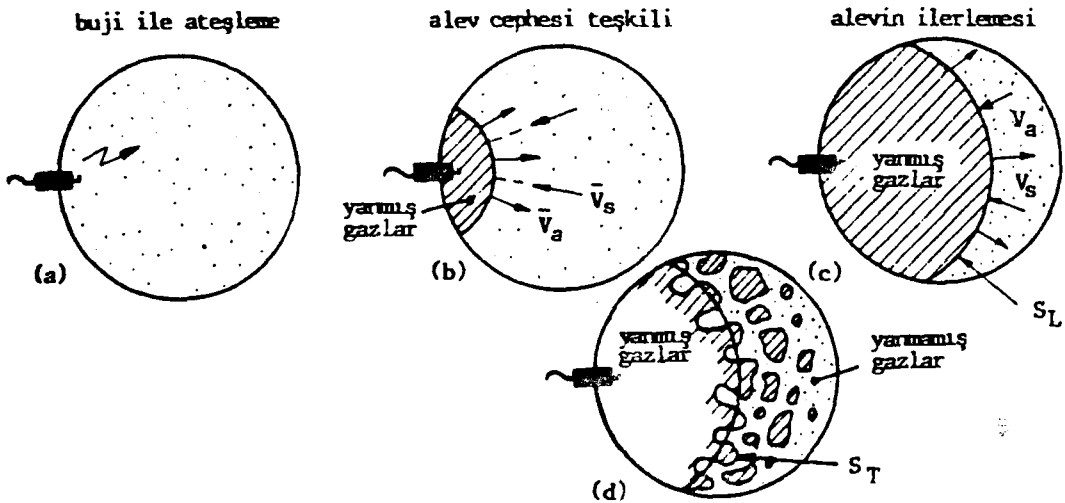
Alev cephesinin kendine normal yönde yanmamış gazlara doğru kimyasal reaksiyonla sağladığı ilerleme hızına yanma hızı, aynı doğrultuda ancak alev cephesininkine ters yönde yanmamış gazların ilerleme hızına ise gaz hızı veya karışım hızı denir. Karışım hızının potansiyel kaynağı, sübap girişinden itibaren ki türbülanslı ortam artan yanmış bölge basıncının

yanmamış bölgedeki karışımı sıkıştırması ve en önemlisi pistonun yanma süresince silindir gazlarını sıkıştırmasıdır.

Yukarıda hızlar vektörel olarak sırasıyla  $V_y$  ve  $V_s$  ile gösterilecektir. Eğer sürüklenme hızı  $V_k \neq 0$  ise o zaman  $V_y$  hızı alev cephesinin görülen (izafi) hızı olamaz. Alev cephesinin sabit bir referans noktasına göre görülen (izafi) hızına alev hızı denir. O halde  $V_a$  alev hızı olmak kaydıyla bu üç hız arasında ;

$$V_a = V_y + V_s$$

vektörel eşitliği yazılabilir. Sürüklenme hızı  $V_s = 0$  ise yanma hızı alev hızı olacaktır. Diğer yandan aynı doğrultuda ve ters yöndeki yanma ve karışım hızları mutlak değerce eşit ise ( $V_y = -V_s$ ) o zaman  $V_a = 0$  olarak yan alev cephesi hareketsiz (stationary) görülecektir. Şekil 2.3. (a), (b) ve (c) de bir yanma odasında laminer alev cephesinin oluşumu ve hareketi şematize edilmektedir.



Şekil 2.3. (a) (b) (c) Alev cephesinin daimi ve laminer akış halinde düzlemsel ilerlemesi

## (d) Türbülanslı alev cephesinin yapısı

Türbülanslı gaz karışımları alev hızını laminer akış haline kıyasla önemli ölçüde arttırır. Laminer alev hızı 1-2 m/s mertebesinde iken türbülanslı alev hızı 15 - 50 m/s civarında olabilmektedir. Bu artış, Şekil 2.3. (d)' de de gösterildiği gibi türbülans olayının alev cephesi - yanmamış gaz temas yüzeyi laminer duruma göre çok çok artacak, yanmış gazlar ile yanmamış gazlar arasındaki ısı değişimi ve difüzyon olayı daha yoğun hale gelecektir. Dolayısıyla her iki durumla ilgili temas alanları oranı  $A/A$  arttıkça alev hızı da artacaktır.

Özellikle benzin motorlarında alev cephesinin bütün karışıma sirayet etmesi süresini ifade eden yanma süresi yanma süresini ifade eden yanma süresi yanma verimi bakımından son derece önemlidir. Yanma süresinin hesaplanmasında gerçekte buji tırnağından buraya en uzak noktaya kadar olan mesafe esastır. Ancak genellikle silindir çapı esas alınarak;

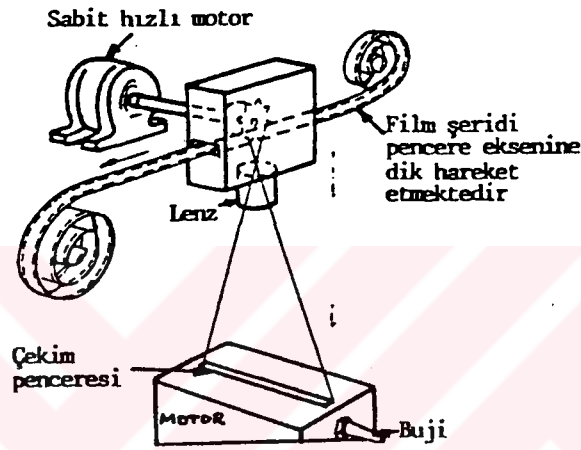
$$\text{Yanma Süresi} = \frac{\text{Silindir Çapı}}{\text{alevhızı}} = \frac{D}{V_a}$$

şeklinde hesaplanır. Bu değer çoğu defa 2 / 6 m/san (veya 30 / 60 KMA)' dır.  $V_a = 15/50$  m/s arasındadır ve gerçekte sabit değildir.

**Alev Hızının Ölçülmesi:**

Alev hızı yangın olarak fotoğraf teknikleriyle ölçülmektedir. Saniyede binlerce kere çekebilen geliştirilmiş kameralarla veya alev hızı ölçümü için özel dizayn edilmiş cihazlarla (sabit hızlı elektrik motoru - lenz - fotoğraf filmi gibi) alevin ilk ateşleme anından bütün yanma odasını katetmesine

kadar geçen süre içindeki konumu tesbit edilebilmektedir. Ancak yanma odasındaki şiddetli ışığa optik sistemde bazı yanıltıcı görüntülere sebep olabilmektedir. Aynı sebep, yanma olayının kimyasal yapısı ve yanma hızı hakkında bilgi verici nitelikteki alevin rengi ile ilgili detayların belirlenmesini de engelleyebilmektedir.



Şekil 2.4. Alev cephesinin zamana bağlı profilini tesbit etmek için kullanılan özel cihaz

Kare film şeritleriyle çekilen filmler alevin karakteri ve seyri hakkında oldukça aydınlatıcı olmakla birlikte, alev hızının belirlenmesi için yorumlanmalar biraz zor olmaktadır. Onun için kare film şeritleri yerine sürekli (eksiz) film şeritleri kullanılmaktadır. Böylece alev cephesinin zamana göre değişen profili net olarak görülmekte, bu profilin eğimi de tabii olarak alev hızını vermektedir. Bu sayede bir benzin

görülen sistemle alev hareketinin resmi çekilebilmektedir. Pozisyon - zaman eğrisinin eğiminden alev hızı bulunabilir.

İkinci bir metod, silindire değişik pozisyonlarda noktalanmış iyonizasyon detektörleridir. Bir ana gövdenin ortasından geçirilmiş ve gövde ile izole edilmiş telden ibaret sistem alev cephesinin ulaşması halinde bir zaman ölçücüye sinyal verebilecek elektrik devresi şeklinde dizayn edilmiştir. Referans olarak alevin ulaştığı başka bir pozisyon ve zaman alınır (bir başka iyonizasyon detektörü olabilir) alevin hızı ölçülebilir. Detaylı bir analiz için silindire bir çok dedektörün monte edilmesi gerektiği açıkça anlaşılabilir.

Yukarıdaki tekniklerle yapılan ölçümlerde, sonuçlar alevin yerel anlık hızı (m/s) veya alevin ateşleme noktasından itibaren maksimum hareket menziline belli bir yüzdesine ulaşma zamanı olarak ifade edilir. Mesela, % 10, % 50, % 95' lik mesafeleri katetmek için geçen süre gibi. Genellikle zor olmakla birlikte alev cephesinin boyutlu yayılma şekli kabaca tahmin edilebilirse yukarıdaki oranlardan yanan yüzde karışım kütlesi de bulunabilir. Ancak bunun karışımın homojen olması esasına bağlı olacağı ve yanma odasının şekli ile alakalı olduğu açıktır. Şekil 2.7. ve 2.8.' de alev hızı ölçümleriyle ilgili bazı neticeler sunulmuştur.

### 2.2.2. Alev Hızının Performansa Etkisi:

Maksimum basınç anında pistonun pozisyonunun motor verimine etkisine işaret ederek, alev hızının yüksek olmasının arzu edildiği belirtilmiştir. Teorik olarak piston UÖN' da iken oluşacak sonsuz yanma hızı (sıfır yanma süresi) en büyük indikatör diyagram alanını vereceğinden yanmanın piston UÖN' da iken başlayıp bitmesi istenir. Şekil 2.5. (a) Ancak

yanmanın belirli bir süre alan bir olay olması, piston UÖN' da iken maksimum basıncın oluşması için, ateşlemenin piston UÖN' ya gelmeden epey önce yapılmasını gerektirir. Şekil 2.5. (b). Diğer yandan ateşlemenin, silindir gazlarının en yüksek basınçta olduğu zaman (piston UÖN' da) yapılması istenirse o zaman piston yanma süresince UÖN' dan uzaklaşacaktır. Şekil 2.5.(c)

Yukarıda bahsedilen son iki durum indikatör diyagramındaki net iş alanının azalmasına sebep olacaklarından motor verimi düşer. Birinci durumda yanma erken başladığından yükselen silindir basıncı piston üzerine kuvvet uygular ve pistonun hareketi güçleşir. Bu durumda indikatör diyagram ideal indikatör diyagramına benzemekle birlikte genişleme strokunda iş alanından önemli ölçüde kayıp olmaktadır. Erken ateşleme indikatör diyagramı Şekil 2.6.(a)' da gösterilmiştir.

Ateşleme, piston UÖN' da iken yapılırsa bu kez bir yandan yanma olayı tamamlanmaya doğru gidip basıncı yükseltici etki yaparken diğer yandan piston UÖN' dan uzaklaşarak basıncı düşürücü etki yapar. Basıncı yeterince yüksek bile olsa pistonu etkisi piston çok aşağıda iken gerçekleşeceğinden faydalı bir iş oluşmaz. Keza piston UÖN' dan çok uzak ve ısı transferi kayıpları fazla olduğundan netice erken ateşlemeye kıyasla daha büyük güç ve verim kaybıdır ve bu durum Şekil 2.6.(b)' de gösterilmiştir.

Görüldüğü gibi yanma olayının kısa sürede tamamlanması, bir diğer ifadeyle alev hızının yüksek olması motor performansı açısından çok önemli olmaktadır. Pratik olarak sonsuz bir yanma hızına ulaşamayacağından Şekil 2.6.' da (b) ve (c) konumları arasında olan ve Şekil 2.6. (a) ve Şekil 2.6. (b) eğrilerinden daha iyi ve teorik eğriye mümkün mertebe yakın

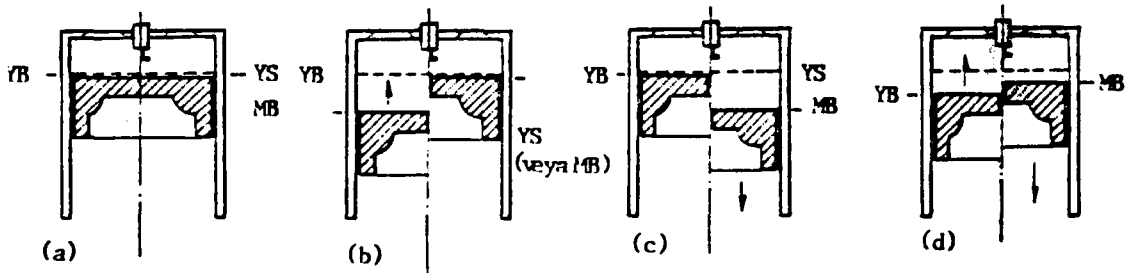
bir diyagram verecek ateşleme zamanı seçmeliyiz. Bu şekilde seçilen ve pratik olarak mümkün en yüksek verimi sağlayan ateşleme avansına optimum ateşleme avansı (OAA) denir. OAA' na ait temsili piston konumları Şekil 2.5. (d) ve indikatör diyagramı da Şekil 2.6.(c) eğrileri ile gösterilmiştir.

Güç ve verim düşüşüne sebebiyet veren esas olay ateşleme anından yanma sonuna kadar geçen sürede pistonun krank mili açısı cinsinden kat ettiği mesafedir. Bu değer ne kadar fazla ise güç ve verim o derece düşük olur. O halde bu dönme miktarının veya güç ve verimin aşağıdaki iki sebebe bağlı olduğu söylenebilir:

1. Alev hızı,
2. Ateşleme noktası ile en uzak nokta arasındaki mesafe.

Alev hızına etki eden faktörler biraz sonra izah edilecektir. Ancak yanan bölgenin sıcaklığı, gaz yoğunluğu ve yanmış ve yanmamış bölgeler arasındaki izafi gaz hareketlerinin olayın hakim faktörleri olduğunu belirtelim.

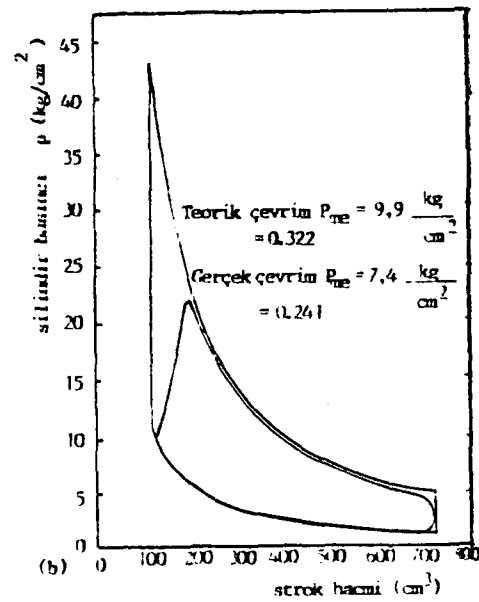
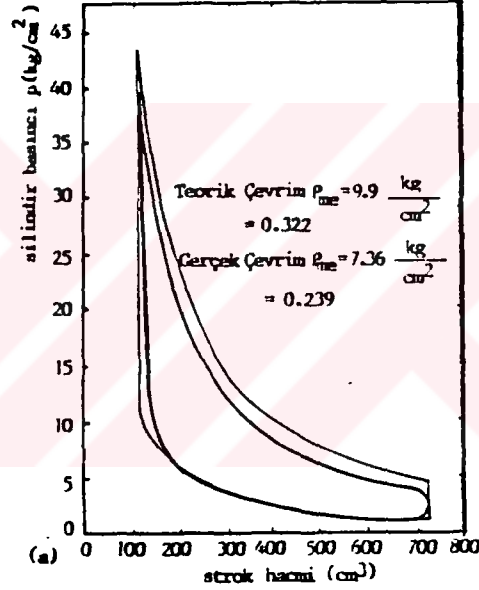
Alev hareket mesafesi ise yarı küresel (bkz. Şekil 7.15 (a) ) yanma odaları silindir kafasının ortasına yerleştirilmiş buji veya yanma odasının her iki yanına yerleştirilen iki ayrı buji ile kısaltılabilir.

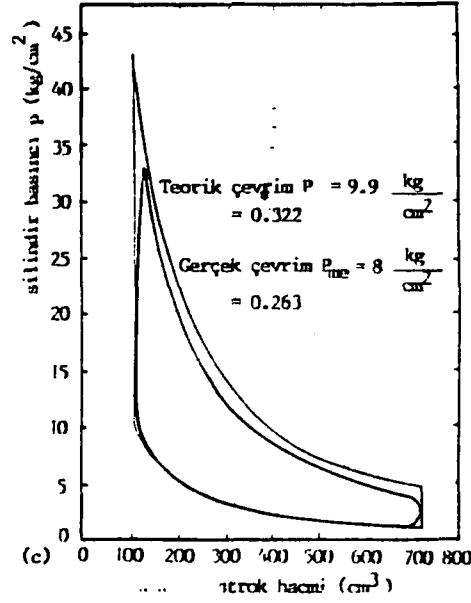


Şekil 2.5. a) Teorik durum, yanma UON' da başlayıp sona erer.

- b) Ateşleme, yanma UÖN' da bitecek veya maksimum basınç UÖN' da oluşacak kadar erken yapılır.
- c) Ateşleme, piston UÖN' da iken yapılırsa, maksimum basınç veya yanmanın sona ermesi pistonun UÖN' dan uzaklaşmış bir konumuna tekabül eder.
- d) Optimum ateşleme avansı maksimum basınç UÖN' dan 5 - 10 sonra oluşur. Pratik olarak maksimum verim durumudur.

↑ Piston yukarı, \* Piston UÖN' da, ↓ Piston aşağı, YB: Yanma başlangıç, YS: Yanma sonu,





Şekil 2.6

a) Erken

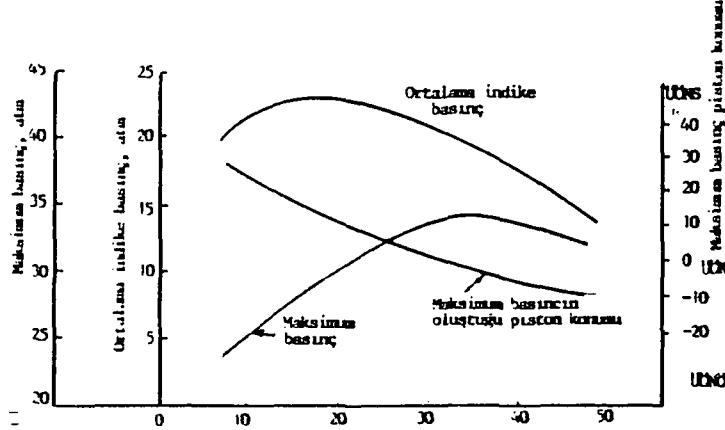
b) Gecikmiş (UON' da)

c) Optimum ateşleme durumlarında bir benzin motoruna ait indikatör diyagramı. CFR motoru  $D/H = 8,26/11,43$  cm,  $E = 6$ ,  $n = 1300$  dev/dak,  $T = 560$  R,  $p_i = 0,96$  bar,  $p_c = 1,007$  bar,  $Y/H = 0,0782$ ,  $m = 0,554$  g/çev,  $H_u = 43960$  kJ/kg.

Daha önce konu ettiğimiz yanma zaman kayıpları tam gazda, en iyi güç yakıt - hava ayarında ve optimum ateşleme avansı değerinde bile % 5 mertebesinde olabilmektedir. Nitekim bu şartlarda motor verimi % 32' den % 30,5 değerine düşebilmektedir. Fakat kısım 7.6.3' de bahsedilecek olan faktörler olumsuz yönde gelişirse bu kayıplar çok daha yüksek değerlere ulaşır.

Ateşleme avansının muhtelif değerleri için, maksimum ve ortalama indike basınçlarla maksimum basıncın olduğu piston pozisyonları Şekil 2.7.' de gösterilmiştir. Motorun verimini

ifade edebilecek olan ortalama indike basınçla maksimum basıncın farkı AA değerlerinde maksimum olduğu görülmektedir. Maksimum basıncın UÖN' dan biraz sonra gerçekleşmesine imkan veren AA değerinde bu basınç en yüksek değerine ulaşmaktadır.



Şekil 2.7. Ateşleme avansının bazı çalışma parametreleri üzerindeki tesiri

### Benzin Motorunda Pürüzlülük :

Çok kısa zamanda başlayıp sona eren bir yanma olayı verimi artırmakla birlikte yanma zamanının kısa olması sebebiyle çok hızlı bir basınç artışı demektir. Motor parçalarında aynı yüklenmeye ve şiddetli titreşimlere sebep olan bu olaya pürüzlülük denir. Vuruntu ile bir arada gerçekleşen erken tutuşmada bir eşit pürüzlülük belirtileri ortaya koyar.

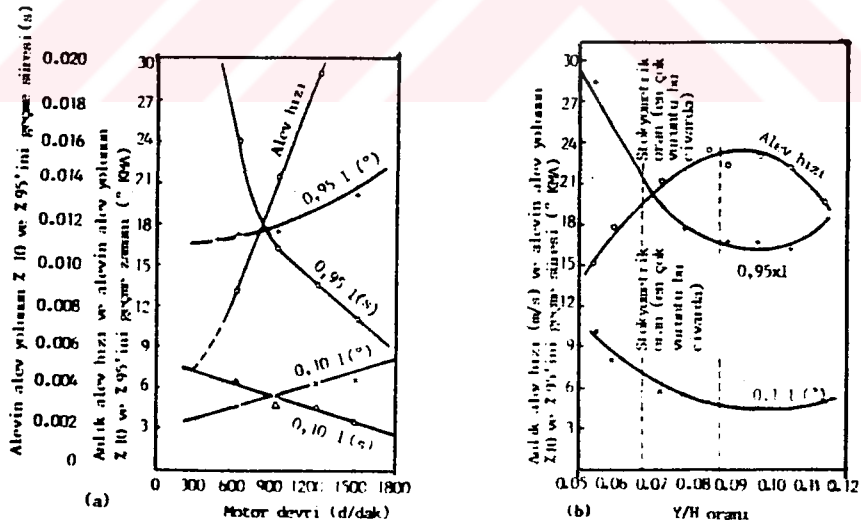
### 2.2.3 Alev Hızına Etki Eden Faktörler

#### Piston Hızının Etkisi :

Piston hızı artınca belirli bir sürede pistonun kat edeceği mesafe (veya KMA eşdeğeri) tabii ki artacaktır. Eğer artan piston hızlarında yanma süresi sabit kalsa, o zaman her değişik hızda yanma süresince pistonun kat ettiği mesafe veya krank dönme açısı farklı olurdu. Halbuki piston hızı arttıkça yanma süresine karşılık gelen KMA hemen hemen sabit

kalmaktadır. O halde alev hızı, artan piston hızıyla hemen hemen aynı oranda artmakta ve yanma süresi kısalmaktadır. Bunun yegane sebebi piston hızındaki artışın silindir içerisinde sebep olduğu şiddetli türbülans hareketleridir. Şekil 7.11 (a)' da alev hızının piston hızıyla değişimine ait bazı eğriler verilmiştir.

Şekil 2.4.' de de izah edilmeye çalışıldığı gibi, türbülanslı alev hızı küçük ölçekli vortekslerin (girdap hareketleri) alev cephesi yüzeyini artırmasının bir sonucudur. Silindir boyutları ölçeğindeki girdap hareketleri bütün alev cephesini bünyesine alacağından alev cephesinin şeklini bozamaz ve dolayısıyla alev hızının artmasında etkili olamaz. Keza tutuşma başlangıcında alev nüvesi çok küçük olduğundan türbülansın alev cephesine etkisi çok küçüktür. Onun içindir ki başlangıçta alev hızı çok düşüktür.



Şekil 2.8. Alev hızının motor hızı ve Yakıt/Hava oranı ile değişimi

$$n = 900 \text{ d/d}$$

$$A.A. = 30^\circ$$

$$T_g = 13^\circ$$

l = Alev yolu

#### **Emme ve Egzos Basınçlarının Etkisi :**

Hem emme hem de egzoz basıncındaki artışlar reaksiyon hızını artırdığından alev hızı da artar. Uçak motorlarında aşırı doldurma yapılmaması halinde irtifa artış kaydettikçe avansın artırılmasının gerekli olması giriş basıncının azalmasındandır. Aynı durum yüksek kesimlerde gaz türbini yanma odalarında sönme (blow off) olayının görülmesine de sebep olarak gösterilebilir.

#### **Yakıt / Hava Oranının Etkisi :**

En kısa yanma süresi sağlayan karışım yakıt / hava oranı maksimum çevrim sıcaklığı sağlayan yakıt / hava oranının hemen hemen aynıdır ve bu az zengin bir karışım ifade etmektedir. Bu yakıt hava oranında alev cephesi reaksiyonlar nisbeten yüksek sıcaklıklarda gerçekleşeceğinden aktif partiküllerin yanmamış bölgeye doğru difüzyonu hızlanacaktır, Şekil 2.8.(b).

Yakıt / hava oranı azaldıkça faydalı işe dönüşebilecek kimyasal enerji azalacağından alev sıcaklığı ve dolayısıyla alev hızı düşer. çok fakir karışımlarda ateşlememe (misfiring) veya alev nüvesinin hiç ilerlememesi gibi bir sonuçla karşılaşılabilir. Karışım zenginleşmesi halinde ise muhtemelen ekstra yakıtın ortamdan çektiği ısı veya yanma veriminin azalması sebebiyle alev hızı düşmektedir. Ancak her halükarda minimum yanma süresi veren yakıt - hava oranı yakıtın cinsine göre değişir.

#### **Artık Silindir Gazlarının Etkisi :**

Artık silindir gazları seyreltici etki yaptığından reaksiyon

sırasında hem kimyasal aktivite hem de taze dolgu basıncı azalır ve alev hızı düşer.

Egzoz basıncının emme basıncına oranı arttıkça artık gaz miktarı arttığına göre egzoz basıncının düşük olması alev hızını arttırmak suretiyle de motor verimine katkıda bulunur. (Azalan egzoz basıncının indikatör diyagramındaki negatif alanı azaltacağını, yani egzoz gazlarının egzoz stroku sırasında piston üzerinde daha az etki yapacağını hatırlayınız.)

Ayrıca hava giriş sıcaklığı, havadaki nem miktarı ve motor çalışma sıcaklığının da alev hızı üzerinde ikinci derecede önemli etkilerinin olabileceğini belirtmek gerekir.

## 2.3. BENZİN MOTORLARINDA VURUNTU

### 2.3.1. Vuruntunun Teorisi

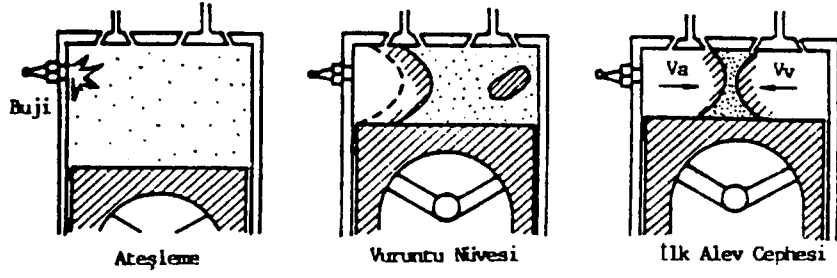
Kendiliğinden tutuşma olayı anlatılırken benzin motorlarında bu olayın istenmeyen bir durum oluşturduğu belirtilmişti. Çünkü benzin motorları buji ile ateşlemeli olduğundan, ateşleme olayı dışarıdan kontrol ediliyor ve bir alev cephesi oluşturuyor demektir. Böyle bir ortamda kendiliğinden tutuşma gibi bir ikinci tutuşma olayı tabii olarak alevin kapladığı bölge dışında meydana gelecektir. Benzin motorlarında normal alev nüvesinin (buji ile oluşturulan) sirayet ettiği hacim dışında kalan ve alev cephesi ilerledikçe basınç ve sıcaklığı yükselen taze karışıma son gaz denir. Son gaz bölgesinde meydana gelen ve çok hızlı basınç yükselmesi sonucu

duyulabilir bir ses oluşturan kendiliğinden tutuşma olayına da benzin motorlarında vuruntu denir. Olay şöyle gelişmektedir:

Otto motorunda dolgu sıkıştırılıp buji tarafından ateşlendikten sonra;

- 1) Bir taraftan pistonun henüz sıkıştırmaya devam etmesi,
- 2) Bir taraftan da ilerleyen alev cephesinin taradığı bölgelerdeki yanmış gazların genişleyip yanmamış bölgeyi sıkıştırmaları sonucu yanmamış dolgu kısmının ısınmasına ve oradaki ön reaksiyonların hızlanmasına yol açar. Eğer normal alev cephesi ulaşmadan yanmamış kısım TG süresini tamamlarsa kendi kendine tutuşma olur ve ikinci bir alev cephesi teşekkül eder. Şekil 2.9.

Vuruntu nüvesi çok kısa bir sürede yanmamış kısma yayılmaktadır. Vuruntulu kısmın alev hızı  $V_v = 500 - 700 \text{ m/s}$ ' dir. Halbu ki normal alev hızı  $V_a = 25 - 40 \text{ m/s}$  mertebesinde kalmaktadır. Bu sebeple vuruntulu halde enerji çok büyük bir hızla açığa çıkmakta ve basınç ok dik bir şekilde yükselmektedir. Böylece motorun cidarları ve diğer parçaları titreşime maruz kalmaktadır. Vuruntu halinde ortaya çıkan nispeten yumuşak bir çekiç sesi tonundaki "şıkırtı" basınç dalgalarının girişimi sonunda ortaya çıkmaktadır. Vuruntulu halde yanma odasındaki gaz içinde çok büyük bir basınç gradyanı doğmakta ve gaz hızları çok artmaktadır. Dolayısıyla türbülans ve ısı iletimi fazlalaşmaktadır. Bunun sonucu pistonun ve supapların ısıl yükü artmaktadır. Bu şartlarda işletmeye devam edilirse supap veya pistonda mekanik tahribata, delinmelere rastlanabilir.



Sekil 2.9. Son gaz bölgesinde alev nüvesinin teşekkülü

Vuruntu olayı daha ziyade basınç artışının son safhalarında ortaya çıkmaktadır. Çünkü vuruntuya sebebiyet veren şartlar o noktaya yakın oluşmaktadır. Ancak basınç iyice yükseldikten sonra da vuruntu meydana gelebilmektedir. Buna sebep olarak, alev cephesi yanma odasını tam taramadan pistonun ÜÖN' yi geçmiş olması ve maksimum basınca vuruntudan önce ulaşmış olabileceği gösterilebilir.

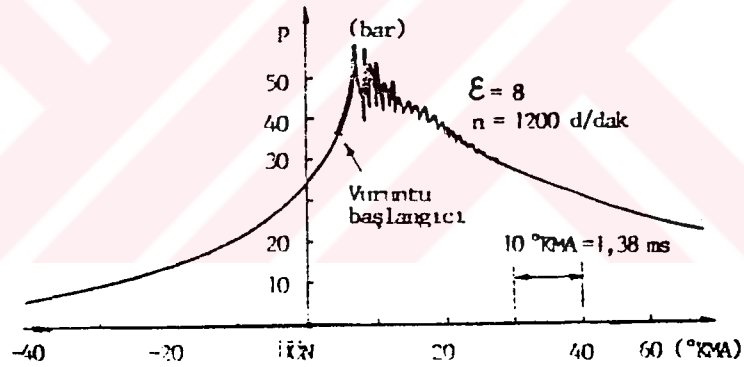
Sekil 2.10' da vuruntulu çalışan bir motora ait basınç zaman diyagramı görülmektedir. Vuruntusuz halde basınç eğrisi maksimum noktayı yumuşak bir şekilde dönerken vuruntulu halde çok şiddetli basınç titreşimleri gözlenebilmektedir. Ayrıca ulaşılan maksimum basınç değeri de vuruntulu halde daha yüksektir.

Vuruntunun şiddeti iki sebebe bağlıdır:

1. Kendiliğinden tutuşmaya maruz kalan son gaz miktarına,
2. Kendiliğinden tutuşma olayının olduğu reaksiyon hızına.

Kolayca anlaşılabilen belli bir reaksiyon hızında vuruntu ne kadar erken başlarsa o kadar daha çok son gaz olaya iştirak eder ve vuruntunun şiddeti de o denli fazla olur.

Benzin motorlarındaki her tutuşma olayı vuruntu oluşturmayabilir. Çünkü tutuşma bir başlangıç ifade ederken vuruntu gelişme seyri ve sonuçlarıyla karakterize edilen bir olaydır. Gelişme safhasında vuruntu nüvesinin başlattığı reaksiyonların hızı bu nüvenin genişleme hızını aşarsa, sonuç normale göre çok yüksek bir maksimum basınç, yüksek frekanslı basınç değişimleri, basınç farkları ve dışarıdan duyulabilen bir ses olur. O zaman gelişme vuruntu olarak adlandırılır. Aksi takdirde çok daha düşük (150 - 250 m/s) civarında bir alev hızı oluşur ve basınç sinyalleri vuruntu ölçen cihazlarla algılanamayacak kadar zayıf kalır. Böyle bir kendiliğinden tutuşma vuruntu değildir.



Sekil 2.10. Vuruntulu çalışan bir benzin motoru silindir basıncının osiloskopa gösterimi

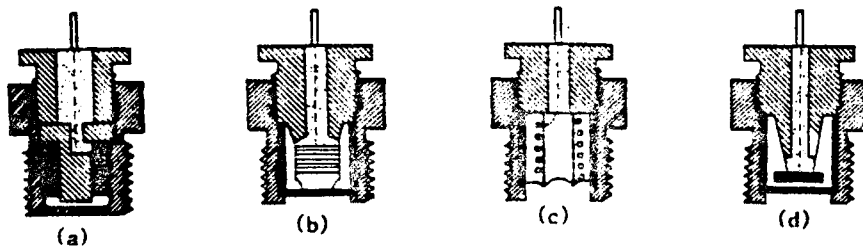
Vuruntu, meydana getirdiği fiziksel değişimlerin herhangi bir şekilde algılanması ile anlaşılabilir. Bu değişimler şunlardır :

1. Vuruntu sesi (Çekiç - çivi temasındaki benzer bir sestir)
2. Normalden daha yüksek maksimum basınç (40 - 50 atm)
3. Çok şiddetli basınç yükselme hız ( $dp / dt$ )

#### 4. Yüksek frekanslı basınç dalgalanması.

Vuruntu sesi daha şiddetli bir ses veya gürültü kaynağı olmadığı müddetçe vasıta kullanıcılar tarafından rahatça duyulabilir. Dolayısıyla ses, kesin olarak güvenilir olmamakla birlikte en basit ve pratik işarettir. Basınç yükselme hızına orantılı olarak elektromagnetik potansiyel üreten bir bobin kullanarak basınç yükselme hızı kontrol edilebilir Şekil 2.11.(a). Piezoelektrik kuvars kristal basınçla orantılı elektromotor kuvveti oluşturacağından, basınç değişimini osiloskop ekranından takip etmek mümkündür Şekil 2.11.(b). Aynı maksatla silindir gazlarıyla temas eden bir diyaframa bağlanmış uzama geyçleri (strain gauge) ve diyaframla arasında belli bir mesafe bulunan kapasitörler kullanılabilir. Bunlar da sırasıyla basınç değişimine orantılı uzama ve kapasitör boşluğu değişimleri oluşturacaklardır. Şekil 2.11.(c). ve (d). Basınç değişimlerini bir ekrana aktarabilecek metodlar (b, c ve d) tabii olarak basınç dalgalanmalarını da gösterebilecektir. (Şüphesiz bunun için cihazın tabii frekans basınç dalgalarının frekansından büyük olmalıdır.)

Bütün bu sinyal cihazları buji benzeri bir muhafaza içinde silindire monte edilir ve iletken kablolar ana gövdeden izole edilir.



Şekil 2.11. Vuruntu Sinyal Birimleri

- (a) Manyetik Esasl, Kay. (7.7),
- (b) Piezo Elektrik Kristal, Kay. (7.8),
- (c) Uzama Elemanlı (Straing Gauge), Kay. (7-9),
- (d) Kapasitif Esasl.

#### 2.4.2 Vuruntuya Etki Eden Faktörler

Bir benzin motorunda değişik türden çok sayıda parametre vuruntu olayında şu veya bu derecede önemli olabilmektedir. Ancak bunlar içerisinde üçüson derece etkilidir; çalışma parametrelerinden sıkıştırma oranı ve giriş basıncı ile yakıt kalitesi (OS)

Vuruntuya etki eden çalışma parametreleri ve etkileri aşağıdaki gibidir:

##### Sıkıştırma Oranı :

Yüksek sıkıştırma oranı tabii olarak sıkıştırma stroku sonunda daha yüksek silindir basıncı demektir. Dolayısıyla motorun vuruntu temayülü artar. Diğer şartlar sabit kalmak kaydıyla her motorun vuruntusuz çalışabileceği maksimum bir sıkıştırma oranı vardır. Eğer tasarımla ilgili bir yenilikten sonra vuruntusuz çalışalabilecek sıkıştırma oranı artıyorsa o motorun vuruntuya direnci artırılmış demektir.

##### Giriş Basıncı :

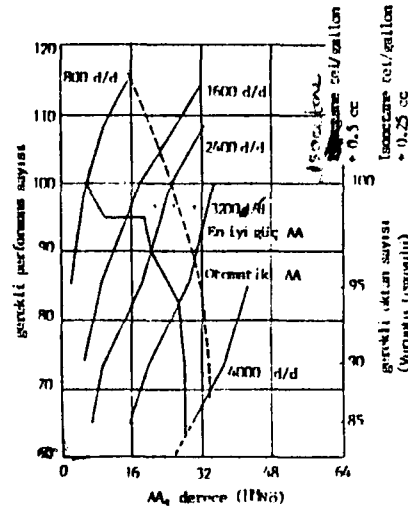
Giriş basıncı artınca maksimum çevrim basıncı  $P_g$  ' de artar. Böylece tutuşma gecikmesi azalır ve motorun vuruntu temayülü artar. Diğer yandan artan giriş basıncı alev hızını da artırır ki bu vuruntuyu azaltıcı yönde etki yapar. Ancak netice olarak tutuşma gecikmesindeki azalma çok daha etkilidir ve bunun sonucunda artan giriş basıncı ile motor

daha çok vuruñtu yapar.

Motora gaz vermek veya aşırı doldurma yapmak giriş basıncını artırdığından vuruñtu ihtimalini de artırır. Ancak vuruñtuya anında müdahale etmek bakımından gaz azaltmak suretiyle giriş basıncını düşürmek sıkıştırma oranı ve daha sonra görüleceği üzere oktan sayısına müdahale etmekten tabii ki çok daha pratik ve kolaydır.

#### Ateşleme Avansı :

Motor belli bir hızda çalışırken AA artırılırsa sıkıştırma stroku ve yanma olayının, basıncı ortaklaşa olarak artırma süreci daha önce başlamış olacak demektir. Bu, ateşleme sonrası silindir basıncının erken ateşleme durumunda daha yüksek olmasıyla sonuçlanır. Erken ateşlemeye rağmen yaklaşık adyabatik bir sıkıştırma kabul edilebilirse aynı zamanda sıcaklık da artacaktır. Bu iki artışın ortaklaşa etkisi motorun vuruñtuya direncini azaltmak olacaktır. Diğer yandan ateşlemenin olduğu andaki basıncın erken ateşleme durumunda daha düşük olması vuruñtu olayı üzerinde müsbet bir etki yapar. Fakat neticede basınç ve sıcaklık artışının etkisi daha önemli olduğundan artan AA' nin vuruñtuyu artırdığı sonucuna varılır.



Sekil 2.12 Ateşleme Avansının Vuruñtu ve Performans

## Sayısına Etkisi

Otomobil Motoru, Tam Gaz,  $E = 10$ ,  $T_g = 38$  C, Kay.(7.10)

Sabit AA için yanmanın uzamasına sebep olan herhangi bir değişiklik AA' nın azaltılması gibi bir etki yapar. Dolayısıyla diğer değişkenlerin değerlerindeki değişmelere karşı (mesela motor hızı) avans öyle ayarlanmalı ki maksimum basınç pistonun aynı pozisyonunda elde edilsin. (0 halde basınç - zaman eğrisinde motor performansı bakımından hedef, maksimum basıncın olduğu piston pozisyonunun optimizasyonudur.) Fakat motorlar için böylesine geniş kapsamlı bir veri paketi sunmak zordur.

Ateşleme avansı vuruşu kontrolünde en çok kullanılan mekanizmalardan biridir. Benzin motorlarında ateşleme sistemi değişik motor hızlarında aynı maksimum basınç piston konumunu sağlayacak şekilde tasarımlanır. Şekil 2.12.' de muhtelif motor devirlerinde avans açısının vuruşu etkisi görülmektedir.

**Motor Hızı :**

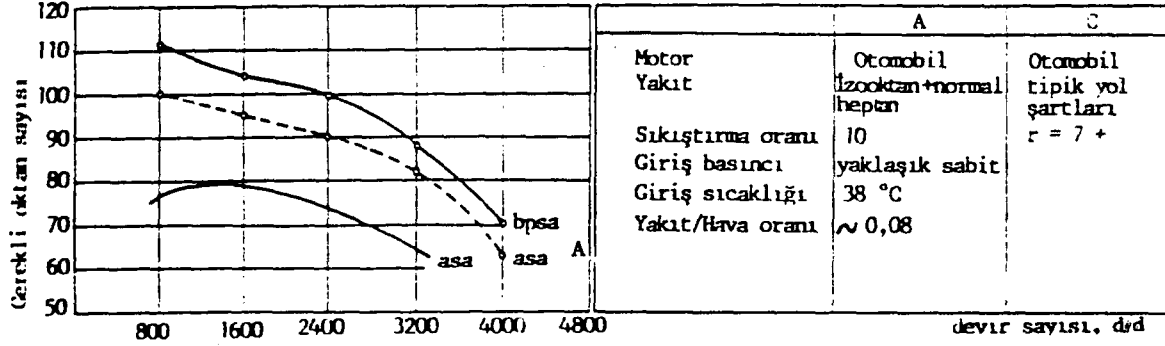
Motor hızı vuruşu etkisi en kompleks olan değişkenlerden birisidir. Motor hızı;

- a) Alev hızını (türbülans etkisi),
- b) Sıkıştırma süresini azaltmak,
- c) Son gaz basınç ve sıcaklığını artırmak,
- d) Maksimum basıncı değiştirmek

suretiyle vuruşu etki eder.

(a) şıkında ifade edilen etki olumludur. Yani motor hızı artınca türbülans hareketleri artar. Dolayısıyla alev hızı da

artar. Netice olarak vuruntu temayülü azalır.



Şekil 2.13 Motor hızının vuruntuya etkisi

Artan motor hızının sıkıştırma süresini azaltması gene vuruntu temayülünü azaltır.

Son gaz sıcaklığı motor hızıyla artmakta, dolayısıyla vuruntu ihtimali de artmaktadır. Ayrıca son gaz bölgesindeki reaksiyonlar için fazla zaman verilmemiş olur.

Hem maksimum basınç hem de volumetrik verim artan motor hızıyla önce artar sonra azalır. Artışta ulaşılan maksimum nokta vuruntu için en emniyetli noktadır.

Netice olarak diğer parametreler sabit kalsa bile, motor hızı yukarıdaki parametreleri değiştirdiğinden, hızdaki artışın vuruntuya toplam etkisi çok net olmayabilir. Ancak Şekil 2.13' de de görüldüğü gibi özellikle düşük sıkıştırma oranlarında motor hızı artışının vuruntuyu azaltıcı etkisi net görünmektedir.

#### Emme Havası Sıcaklığı :

Artan emme sıcaklığı alev hızını azaltıp, reaksiyon süresini kısaltacağından vuruntu temayülü artar. Ancak sıcaklık -

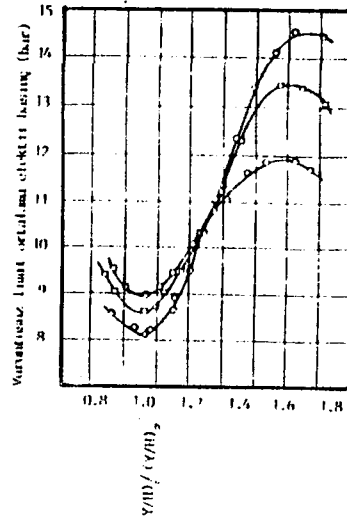
buharlaşma ilişkisi göz önüne alındığında, yakıt türü ve manifold tasarımının vurutuya etki derecesinin bu faktörlere bağlı olarak değişeceğini söylemek mümkündür.

#### Yakıt / Hava Oranı :

Vurutuya en yakın Y/H oranı en kısa reaksiyon süresi veren Y/H oranıdır. Şekil 2.14. Şekilden anlaşılacağı gibi stokyometrik Y/H oranından başlayarak vurutu temayülü oldukça geniş bir fakir karışım bandında azalmaktadır. Çok fakir karışımlarda ise maksimum sıcaklık düşmekte ve alev hızı azalmaktadır. Dolayısıyla vurutu ihtimali artma temayülü gösterir.

#### Egzoz Basıncı :

Artan egzoz basıncı sıkıştırma sıcaklığını artırmak suretiyle vurutu temayülünü artırırken, artık gaz miktarındaki artış ve maksimum silindir basıncındaki düşme ile temayülü azaltır. Netice olarak etkisi vurutuyu biraz artırıcı yöndedir. [2]  
Konstraktif büyüklüklerin etkileri ise şöyledir:



Şekil 2.14. Yakıt / Hava oranının vurutuya etkisi uçak yakıtı  $\epsilon = 7$ ,  $n = 1800$  d/d,  $T_s = 100^\circ\text{C}$ ,  $T_q = 120^\circ\text{C}$

**Motorun Büyüklüğü :**

Benzer motorlarda (aynı mekanik tasarım özelliklerine sahip fakat farklı büyüklükte - (similar or rated engines) motor devir sayısı büyüklükle ters orantılıdır. Dolayısıyla büyük motorlarda alev hızı daha düşüktür. Ancak önemli olan belli bir yanma süresinde pistonun kat ettiği mesafe olduğundan, motor hızları ve alev hızları arasında eşit fakat ters oran kabul edilirse her iki motorda krank açısı olarak dönme miktarı aynı olur. Bu sebeple alev hızı bakımından motor büyüklüğünün etkisi olmaz. Fakat büyük motorda alevin kat edeceği mesafe daha fazla olduğundan yanmanın tamamlanması için daha fazla zaman gerekir ve vuruntu ihtimali artar. Farklı büyüklükte ve aynı devirde çalışan motorlar için de durum aynıdır.

Silindir çapı büyüdükçe hacim / soğutma yüzeyi oranı artacağından silindir cidarları daha sıcaktır. Bu da gene vuruntuyu artırıcı yönde etki yapar. Bu durum büyük otto motorları imal edilmemesinin en önemli sebeplerinden biridir. Sadece çok yüksek oktanlı gaz yakıt yakan bazı otto motorları büyük silindir çaplı motorlar olarak imal edilebilir.

**Silindir Geometrisi :**

Oyuk piston kafası ve açısız hareket veren (shrouded) giriş supapları vuruntuyu önemli ölçüde azaltır. Her ikisi bir arada vuruntu bakımından en uygun kombinasyonu oluşturur. Oyuk pistonların vuruntuya olumlu etkisi, son gazın bulunduğu kenarlardaki dar hacimli bölge için hacim / soğutma yüzeyi oranının çok küçük olmasındandır. Pistonun şekliyle alakalı olmamasına rağmen Şekil 2.15.(c)' deki Ricardo (L) tipi silindir yapısı son gaz bölgesindeki hacim / soğutma yüzeyi alan oranının küçük tutulmasını esas almaktadır.

Yarı küresel yanma odası, silindir kafası merkezine yerleştirilmiş buji veya her iki yanına yerleştirilmiş çifte buji de vurutu azaltıcı geometrik özelliklerdir.

Bundan başka aşağıdaki faktörlerin vurutuya etkisi söz konusudur.

#### **Yakıt Cinsi ve Kalitesi :**

Sadece oktan sayısının parametre olarak ele alınması halinde, artan oktan sayısı ile vurutu ihtimalinin azalacağı aşıkardır. Dolayısıyla oktan sayısı belli bir çalışma parametresi veya tasarım parametresinin vurutuya etkisinin belirlenmesinde kriter olarak alınabilir. Bu etki, o parametrenin değişmesi halinde vurutuyu bertaraf edecek gerekli oktan sayısı veya performans sayısı ile ifade edilir. (Performans sayısı, giriş basıncının bağımlı değişken olarak alınması halinde, vurutusuz ortalama efektif basıncın, izooktan kullanılması halindeki vurutusuz ortalama basınca oranıdır.) Ancak bütün bağımsız parametrelerin vurutuya etkisinin oktan sayısı ile belirlenmesi pahalı ve zaman alıcı bir metoddur. O bakımdan daha ziyade vurutuyu mutlaka bir yönde artırdığı bilinen diğer bağımlı parametreler kullanılır. Bunlar vurutuyu daima artıran, artan sıkıştırma oranı ve artan giriş basıncı değerleri olabilir.

#### **Kızgın Yüzeyler ve Yanma Artıkları :**

Ozellikle yanma veriminin iyi olmadığı ilk çalışma sırasında motor içerisinde bir çok yanma artıkları birikebilir. Bunlar hem efektif sıkıştırma hacmini azaltır; hem düşük ısıl iletkenliğe sahip olduklarından soğutma verimini düşürür ve hem de bünyeleri ısı tuttuklarından akkor hale gelip bir tutuşturucu kaynak fonksiyonu icra ederler. Her üç sebep de

neticede vuruntuya katkıda bulunur.

Kızgın nokta tutuşması adı verilen yanma şekli egzost, buji v.s. civarında kızgın yüzey veya buralardaki kızgın birikintiler sebebiyle olmaktadır. Tutuşma sıkıştırma strokunda hasıl olduğundan yanma sonu sıcaklıkları daha da yükselir. Dolayısıyla supaplar buji ve piston aşırı derecede ısınır. Hatta pistonda delinmeler, egzoz supabında yanma görülebilir.

Kızgın yüzey tutuşması tam yüzeyde olmaktadır. Kızgın birikintiler halinde ise tutuşma yüzeyden biraz ötede oluşmaktadır. Çünkü birikinti  $O_2$  molekülünü absorbe edip hemen yanındaki karışımı çok zenginleştirmekte ve tutuşma özelliğini kötüleştirmektedir. Halbuki birikinti kızgın olduğu için ısıma ile çevresini ısıtmaktadır. Böylece Y/H oranı uygun olan biraz ilerideki bir nokta tutuşabilmektedir.

#### **Soğutucu Akışkan Sıcaklığı :**

Soğutucu akışkan sıcaklığı arttıkça soğutma etkisi azalacağından son gaz sıcaklığı artar. Bu vuruşu temayülünü artırır.

#### **2.3.3 Vuruntunun Zararları**

##### **Vuruntu Sesi :**

Vuruntunun başladığı noktadan itibaren silindir içerisinde değişik yönlerde hareket eden basınç dalgaları sürücü tarafından bir ses oluşturur. Sesin şiddeti, ses hızındaki dalgaların içerisinde yayıldığı silindir yanma odasının büyüklük ve şekline bağlıdır. Uçak motorlarında pervane sesi vuruntu sesinin duyulmasını engeller.

**Motor Parçalarında Tahribat :**

Son gazın ani yanması tabii olarak ani bir basınç yükselmesine sebep olur. Piston üzerine ani yük uygulanması yüksek gerilmelere ve yerel mekanik tahribata sebep olabilir. Uzun süren vuruntulu çalışma halinde piston, piston kafası ve hatta segman ve supaplarda bile termik veya mekanik tahribat görülebilir. Aşırı hallerde ise piston eriyip delinebilir ve motor çalışamaz hale gelir.

Vuruntudan zarar görebilecek parçalar iyi soğutulmaları halinde, vuruntu uzun süre devam etse bile bir tahribata uğramazlar. Bu demektir ki tahribatın esas kaynağı basınçtan ziyade yerel ısı transferi ve sıcaklıktır. Vuruntu halinde ek sıcaklık artışına basınç dalgaları sebep olur.

**Yüksek Seviyede Yerel Isı Transferi :**

Vuruntunun oluştuğu son gaz bölgesinde basınç ve gaz yoğunluğu çok yüksektir. Bu sebeple söz konusu bölgede sıcak gazlar basıncın etkisiyle segmanlardan sızabilir. Bir arada oluşan yüksek basınç ve kesif sıcak gaz akışı, silindir gazlarından piston ve segmanlara önemli bir miktar ısı geçişine sebebiyet verebilir. Uzun süren şiddetli vuruntu bu parçaların erimesine sebep olur.

Basınç dalgalarının hareketi sırasında buji üzerinde önemli bir miktar ısı birikimi olur. Bunun iki önemli sonucu vardır. Birincisi, bujinin elektriksel ve termik karakteri bozulur ve tamamen iş göremez hale gelebilir. Diğeri ise bujinin akkor hale gelerek erken tutuşmaya yol açan bir kaynak rol oynamasıdır.

**Erken Tutuşma :**

Karışımın, buji ateşlemeden önce kızgın bir nokta tarafından tutuşturulması erken tutuşma olarak bilinir. Vuruntu sonucu aşırı ısınan buji böyle bir kızgın nokta fonksiyonu icra eder. Erken tutuşma bir tür aşırı erken ateşleme gibidir ve Şekil 2.16.'daki 2. eğri ile gösterilen basınç seyri, güç ve verim kaybıyla sonuçlanır. Şiddetli erken tutuşma motor gücünü sıfıra indirebilir.

**Egzozda Karbon :**

Ozellikle kısa egzoz borulu motorlarda vuruntunun gün ışığındaki belirtisi gri egzoz gaz kümeleridir. Gece ise parlak yeşil ışımadır. Normal yanma sonucu gece aynı ışıma parlak mavi renkli olduğundan vuruntu halinde yanma kimyasında bir farklılık olduğu anlaşılmaktadır. Muhtemel beklenti yanma gazlarında çığ karbon bulunduğuudur. Bu, normal yanma halinde ancak zengin karışımda rastlanan bir durumdur.

**Güç ve Verim Düşüşü :**

Yaygın kanaatlerin tersine, erken yanma ile bir arada olmayan vuruntu güç bakımından çok mahsurlu değildir. En iyi güç konumunda çalışan bir motor yakıt kalitesi değiştirilmek suretiyle vuruntuya sokulursa verim % 1 - 2 kadar düşebilir. Bu durumda vuruntuyu tekrar bertaraf etmek için avans biraz geciktirilir. Biraz geciktirilmiş bir avansla çalışan bir motor, yakıt kalitesi vuruntu oluşturulacak şekilde değiştirilirse daha çok güç üretir.

**2.3.4. Erken Tutuşma**

Erken tutuşmanın, herhangi bir tutuşturucu kaynağın bujiden önce sebebiyet verdiği ve büyük verim kaybıyla sonuçlanan

tutuşma şekli olduğunu biliyoruz. Bu kayıp tabii olarak erken yanmaya başlayan silindir gazlarının piston üzerine uyguladığı basınç sonucu oluşan negatif işten kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla Şekil 2.14' deki erken ateşleme durumunu gösteren diyagramdaki kayıpların çok daha aşırısı ile sonuçlanan bir yanma olur. Ancak silindire uzak son gaz bölgesinde buji ateşledikten sonra meydana gelecek bir tutuşma da erken tutuşma olarak bilinir. [13]

Erken tutuşma çok yüksek avans etkisinde olduğundan neticesi vuruntuya sebep olan aşırı son gaz bölgesi sıcaklık ve basıncıdır. Halbuki vuruntu da erken tutuşmaya sebep olabilmektedir. Dolayısıyla bu olaylardan herhangi birinin bir defa ortaya çıkması tehlikeli bir ardışık etkileşim süreci oluşturur. Bu ise motorun gücünün sifıra inmesi gibi bir sonu doğurabilir.

#### **Erken Tutuşmanın Sebepleri :**

Erken tutuşmaya kızgın nokta veya yüzeyler sebep olmaktadır. Uygun olarak seçilmemiş veya sürekli ve şiddetli vuruntulu ortamdaki bir buji önde gelen bir erken tutuşma sebebidir. Keza kızgın yüzeyler de erken tutuşmaya yol açar. Isıl iletkenlikleri çok düşük olan karbon birikintileri, hem yüzey sıcaklığını artırarak hem de alevsiz yanma neticesinde yakın bölgedeki karışım tutuşma sıcaklığını çıkararak erken tutuşma meydana getirirler.

Aşırı doldurmalı motorlarda duvarlardan ısı transferi daha yüksek olduğu için erken tutuşma temayülü de daha fazladır. Ancak yüksek oktanlı yakıtlar düşük oktanlılara kıyasla erken tutuşmaya karşı çok daha mukavimdir.

**Erken Tutuşmanın Zararları :**

Yüksek güçlü motorlarda erken tutuşma yüksek gaz sıcaklığı oluşturacağından piston kafasının aşırı derecede ısınmasına sebebiyet verir. Yüksek basınç sıcak gazların segmanlardan geçmesine sebep olacağından, pistonda kısmi erimeler görülebilir. Giriş basıncı veya ortalama efektif basıncı nisbeten düşük motorlarda ise vuruntu ile bir arada olmayan erken tutuşmanın fazla bir tahribata yol açtığı şüphelidir. Ancak erken tutuşmanın sebep olduğu güç ve verim kaybı oldukça ciddi boyutlardadır.

**Erken Tutuşmanın Anlaşılması :**

Erken tutuşmanın anlaşılması için bir metod motorun durdurulmasıdır. Motor kısa bir süre daha çalışmaya devam ederse erken tutuşma var demektir. Ancak bu metod her zaman kesin netice vermez. Mekanik bir arıza söz konusu değilken ani bir güç kaybı olması daha emin bir teşhis yoludur. Denge basınçlı tip yüksek hızlı bir basınç verici ile elde edilen indikatör diyagram erken tutuşmanın anlaşılması için en güvenilir metoddur.

**2.3.5. Vuruntuya Karşı Tedbirler**

Vuruntuya etki eden faktörler Kısım 2.4.1.' de izah edilmişti. Bu faktörlerde birbirine bağımlı veya bağımsız olarak, vuruntuyu artırdıkları istikamete ters olarak yapılacak bir değişiklik vuruntunun kontrolünde etkili olacaktır. Bu tip bazı değişiklikler aşağıda sıralanmıştır:  
[14]

**1. Düşük Sıcaklık**

1.1. Sıkıştırma oranı küçültülür.

- 1.2. Aşırı doldurmadan kaçınılır.
- 1.3. Emme havası sıcaklığı düşürülür.
- 1.4. Soğutucu akışkan sıcaklığı küçültülür.
- 1.5. Yanma odası ve silindir cidarı sıcaklıkları düşürülür.

Yanma odası tasarımında vurutuya mukavemet bakımından aranan özellikler şöyle sıralanabilir:

- 1.5.1. Küçük silindir çapı
- 1.5.2. Supap açıklıklarından yüksek giriş hızı
- 1.5.3. Alev menziline silindir çapına oranının küçük olması
- 1.5.4. Son gaz bölgesinde vurutu oluşturacak sıcak noktaların varlığına imkan vermemesi.
- 1.5.5. Özellikle son gaz bölgesinde soğutma etkisi sağlayacak dar hacimler olması.

1.6. Yük azaltılır. Yani gaz keleşi tam gazdan kısmi gaza getirilir. Böylece dolgunun çevrim başına verdiği enerji, dolayısıyla cidar sıcaklıkları azalır. Bu ise karışım ve son (art) gaz sıcaklığını düşürür.

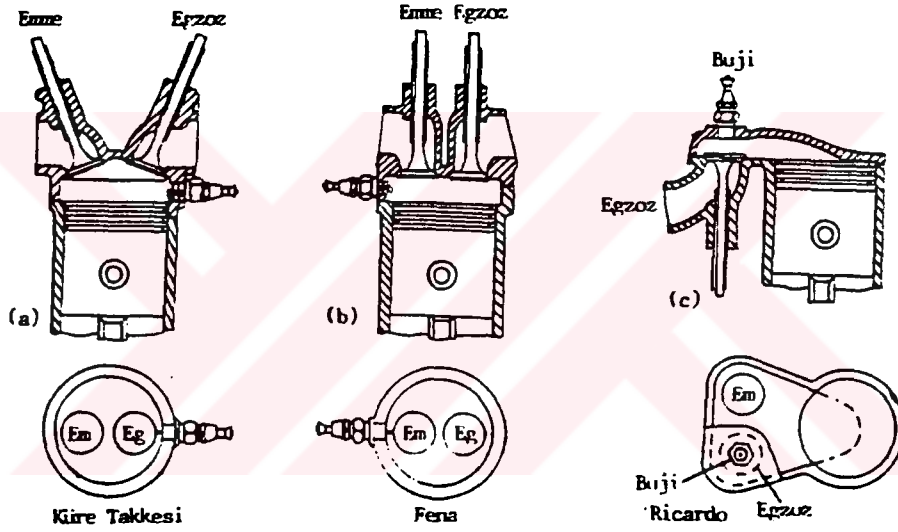
1.7. Ateşleme avansı küçültülür. Yani ateşleme UON' ya yaklaştırılır. Bu sayede yanmış gazların pistonla beraber yanmamış kısmı sıkıştırarak ön reaksiyonları hızlandırması geciktirilmiş olur.

1.8. Buji sıcak noktalara, özellikle 860° K mertebesindeki egzoz supabına yakın konulur. Şekil 2.15.(a) ve (b) vurutu bakımından sırasıyla iyi ve kötü buji konumlarını göstermektedir.

1.9. Alevin son tarayacağı yanmamış art (son) gaz kısmı iyi soğutulur. Bunun için bu kısmın piston ve silindir kafası

arasındaki boşluğu ince tutulur. Hem sıcaklık gradyanı azaltılır; hem de aktif ögelerin cidarlarda sona erme reaksiyonları arttırılır. Şekil 2.15.(c)

Motor dizayn edilirken 1. ve 2. özelliklerin tayininde vuruntudan daha önemli olan parametreler vardır. Mesela güç. Dolayısıyla vuruñtu kontrolünde daha ziyade son üçü dikkate alınır. [1]



Şekil 2.15. Vuruntu Mukavemeti Bakımından Yanma Odası Şekilleri ve Buji Konumları.

## 2. Yanmamış Son Gaz Yoğunluğunun Düşürülmesi :

2.1. Gaz kelebeği kısmı açıklıklara getirilir. Serbest hale gelecek enerji azaltılmış olur. (Düşük yüke geçiş demektir.)

2.2. Aşırı doldurmadan kaçınılır.

2.3. Sıkıştırma oranı düşürülür.

2.4. Ateşleme avansı küçültülür. Bu sayede yanmamış son gazın yanmış gazlar tarafından sıkıştırılması geciktirilmiş olur.

### 3. Yanmamış Karışıma Az Zaman Verilmesi :

3.1. Alevin yanma odasını kısa sürede kat etmesi mümkün olmalıdır.

3.2. Karışımın türbülansı arttırılmalıdır. Böylece alev hızı da artacaktır.

3.3. Motor hızı arttırılarak hem türbülansın artması, hem de sıkıştırma esnasında ön reaksiyonlara verilen zamanın küçülmesi sağlanır.

### 4. Reaktif Olmayan Karışım :

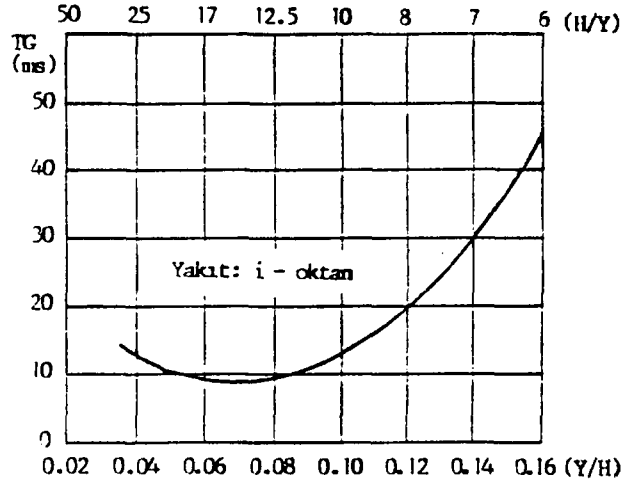
4.1. Yakıtın kimyasal TG süresi (bkz Kısım 2.2.2.) bir başka deyişle OS büyük olmalıdır.

4.2. Karışım zengin veya fakir bölgede seçilirse TG süresi artacaktır.

4.3. Şekil 2.16' da TG' nin Y/H oranına bağlılığı görülmektedir. Kademeli dolgu yapmak suretiyle son gaz bölgesi için en az reaktif olacak Y/H oranı temin edilebilir.

4.4. Giriş havası rutubeti arttırılır. Bu ön reaksiyonları engeller. Özellikle çok iyi atomize olmuş az miktarda su veya alkol püskürtülürse sıkıştırma işi azaltılmış olur; ön reaksiyonlar önlenir.

4.5. Yakıtta vuruntu önleyici katkıları konulabilir. Bu katkıları zincir reaksiyonlarındaki aktif ögeleri yok ederek zinciri parçalamaktadırlar. Kurşun tetraetil  $[Pb(C_2H_5)_4]$ , anilin  $(C_6H_5NH_2)$ , etil iyodid  $(C_2H_5OH)$  bu tip katkılarıdır. KTE genellikle etilen dibromid ve etilen diklorid ile katılır. Böylece doğan kurşun bileşiklerinin buharlaşma özellikleri fazla olduğundan egzozdan dışarıya atılırlar. Ancak KTE' nin insan sağlığına zarar verdiği bilinmektedir. Bu sebeple bazı ülkelerde yasal sınırlamalar konularak ancak belirli oranların altında katılması mecbur kılınmıştır. [2]



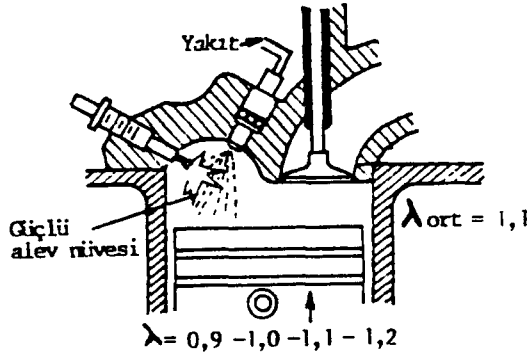
Şekil 2.16. Sıkıştırma Aparatında i.Oktanın TG Eğrisi

### 2.3.6. Vuruntusuz Otto Motorları

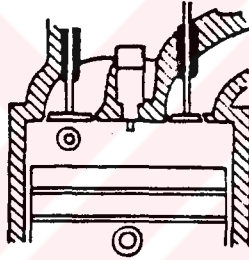
Otto motorlarında vuruntunun önemli bir problem olması, çözümü için gerekli teknolojik araştırmaları daima gündemde tutmuştur. Vuruntu bir tür kendiliğinden tutuşma olayı olduğuna göre çözüm son gaz bölgesinin kendiliğinden tutuşma şartlarına gelmesini engellemektir. Bugüne kadar yapılan araştırmalarda olumlu sonuç vermiş bazı uygulama örnekleri aşağıda izah edilmiştir.

#### Hesselman Motoru :

Yakıt püskürtmeli bir motordur. Yakıt sıkıştırma strokunun sonuna doğru püskürtülür. Yanma olayı karışım ve buharlaşma ile birlikte olagelmektedir. Oyle ki püskürtmeyi kontrol etmek suretiyle son gaz bölgesinde kötü bir karışım oluşturarak kendiliğinden tutuşma engellenir. Genellikle ağır yakıtlar kullanılır, dolayısıyla buharlaşma yavaştır. Sıkıştırma oranı 7 civarında sabit tutulur, Şekil 2.17. [7]



Şekil 2.17. Hesselman Motoru



Şekil 2.18. Texaco tipi yanma odası

#### Texaco Yanma Odası :

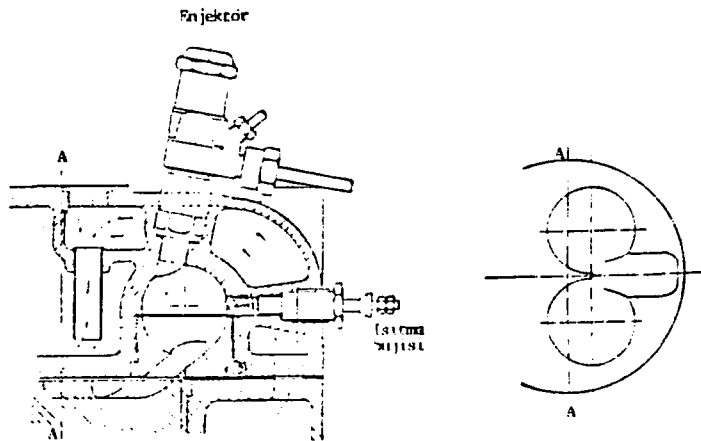
Yakıt gene sıkıştırma strokunun sonlarına doğru püskürtülmektedir. Silindire girişte havaya teğetsel bir hareket verilerek girdap oluşturması sağlanır. Püskürtme, yanma ile birlikte ve yanmayı kolaylaştıracak şekilde yapılır. Bu tip yanma odalarıyla (Şekil 2.18) vurunutu olmaksızın 12' ye ulaşan sıkıştırma oranlarına ulaşılabilmekte son derece geniş bir buharlaşma ve oktan sayısı bandında çalışılabilmektedir. En önemli mahsuru püskürtme ayarındaki en küçük bir değişiklik halinde derhal vurunutuya girmesidir. Bu motorların ticari kullanıla bilirlikleri henüz ispat edilebilmiş değildir.

### Bölünmüş Yanma Odası :

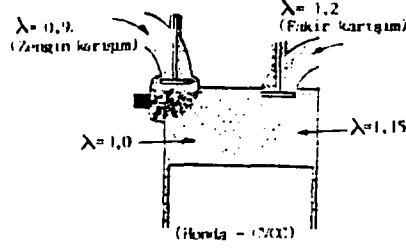
Benzin motorlarında kademeli dolgu teşkil edebilmek için yakıt küçük bir yanma odasına gönderilip ateşleme de burada yapılmaktadır. Ana yanma odası fakir karışıma sahip olduğundan kendiliğinden tutuşmaya sebep olacak ön reaksiyonlar başlatamaz. Bu tip motorlar ticari sahada henüz kendilerine yer bulabilmiş değildir. Şekil 2.19

### Kademeli Dolgu Motorları :

Kademeli dolgu motoru ifadesi esasen yukarıda bahsedilen ve çok zenginden çok fakir karışıma kadar geniş bir karışım bandı temin eden motorların hepsi için kullanılabilen bir ifadedir. Ancak burada özel olarak, biri fakir diğeri zengin karışım temin eden iki ayrı karbüratörlü motorlar izah edilecektir. Şekil 2.20.' de de görüldüğü gibi iki ayrı karbüratörle silindir içinde 0,9' dan 1,2' ye kadar değişen HFK değerleri oluşturulmaktadır. Ateşleme zengin karışım tarafından yapılır. Ortalama HFK değeri (1,1) normal motorlara göre fakir olduğundan ekonomiklik te sağlanmış olur. [7]



Şekil 2.19. Bölünmüş yanma odası



Sekil 2.20. Çift karbüratörlü kademeli dolgu motoru

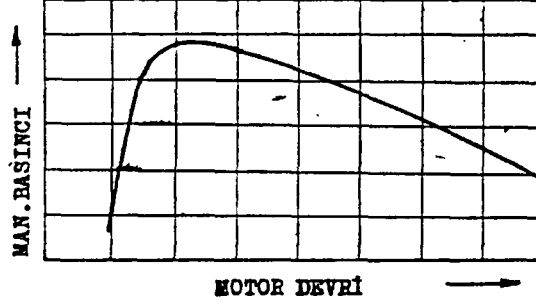
İki ayrı karışımın temin edildiği motorlarda zengin karışım hazırlayan karbüratör yerine enjektör kullanılması da yaygın bir uygulamadır. [11]

#### 2.4 İÇTEN YANMALI MOTORLARDA BAZI GÜÇ ARTIRMA YÖNTEMLERİ

**TURBOŞARJ (Aşırı doldurma):** Hacimsel Verimin artırılması yolu ile motor gücünün artırılmasında son aşama TURBOŞARJ dır. Bu usulde yapılan şey emme manifoldundaki basıncı kompresörle artırarak emme zamanında silindire daha fazla karışımın girmesini sağlamaktır. [14]

Sekil 2.21 Görüldüğü gibi benzin motorlarında emme manifoldu basıncı, sürtünme kayıpları yüzünden, belli bir devirden sonra giderek azalır. Bunun sonucu olarak, silindire dolan karışım da devir arttıkça azalacağından motor gücü belli bir devirden sonra artık daha fazla artmaz ve aksine azalmaya başlar. [14]

Turboşarj devri 120.000 d/d ya kadar çıkabilir ve emme manifoldu basıncını genel olarak 10 libre/inç (0.7kg/cm) kadar artırarak silindirlere yüksek devirlerde daha çok karışım dolmasını sağlar. [14]

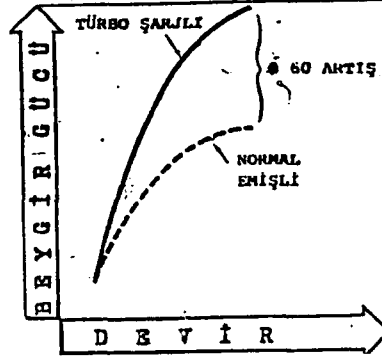


Şekil 2.21. Emme manifoldundaki basıncın motor devrine göre değişimi

Şekil 2.22 de görüldüğü gibi % 60 oranında bir artış sağlayabilir. Özel yapılı motorlarda ise ara soğutucu kullanıp kompresörlerden çıkan havayı soğutarak ve basınc artışını da 14 lib/inç ye çıkararak motor gücünde % 100 e varan bir artış sağlanabilir. [14]

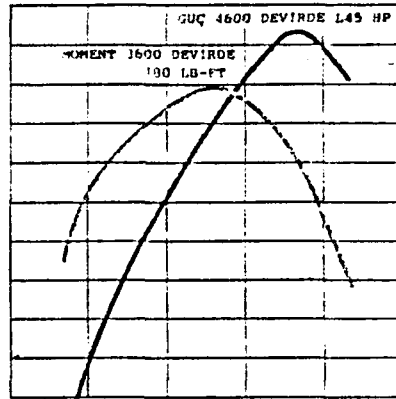
2300 cc lik bir FORT motorunda 4 silindirli normal emişle çalışırken 80 HP Turboşarjla 145 HP ve turboşarjla soğutulunca ise 175 HP güç verir. [14]

145 HP güç normal olarak bir V8 Motordan elde edilebilir. Aynı güç turboşarjla 4 silindirli bir motordan elde edilince düşük güçlerde ve rölantide 4 silindirli motora göre daha EKONOMİKLİĞİ açıktır. Ayrıca turbo motor daha hafiftir. TURBOŞARJ karbüratörlü motorlarda da kullanılmakla beraber, bilgisayar kontrollü yakıt enjeksiyonlu sistemli motorlara çok daha uygundur. [4]



Şekil 2.22. Normal emişli motora göre turboşarjlı motorda güç artışı.

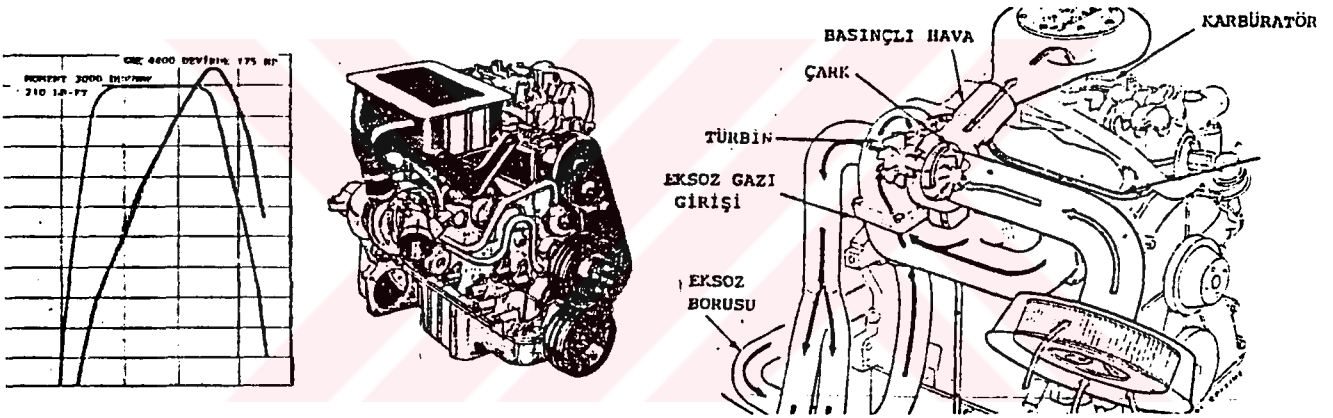
Turboşarjlı bir motor kullanıldığında araç ağırlığı da azalır. Bunun yanında, normal emişli motora göre daha iyi bir hızlanma, daha rahat bir sürüş ve frenleme ve daha ekonomik bir çalışma sağlanır. Normal emişle çalıştığında 4000 d/d ile çalıştığında 88 HP güç veren 2300 lük bir Fort Motorunun turbolu tipinin güç ve moment eğrileri Şekil 2.23 te görülmektedir. Buradan anlaşılacağı gibi turbo eklendiğinde Motor gücü %60 daha fazla artışla 145 BG ne çıkmaktadır. Bu da 4 silindirli bir motorda günümüzde kullanılan V8 bir motorun verdiği güçten daha fazladır.



Şekil 2.23 Turboşarjlı motorun güç ve moment eğrileri

### 2.4.1. Ara soğutuculu tip (INTERCOOLING TURBO )

Turboşarj kompresöründen çıkan basınçlı havanın sıcaklığı max.  $1500^{\circ}$  C yi geçen değerlere yükselebilir ve bu yüksek sıcaklık detanasyon tehlikesini artırır. Detanasyon motoru tehlikeye sokacağından avansı düşürmek detanasyonu önleyecek şekilde azaltılması gerekir. Bu ise motor gücünü düşürür; ekzozt gazı sıcaklığı artırır. Fordun 2300cc motorunun MUSTANG SVO modelinde Şekil 2.24' de görüldüğü gibi, turboşarj motor arasına bir ara soğutucu konularak kusur giderilmiştir. [14]



Şekil 2.24. 25 Ara soğutuculu 2.3 cc Fort Mustang SVO motorunun güç ve moment eğrileri ve motor

Fort' un yarış motorlarından elde ettiği deneyimlerden, ara soğutucu takılınca kompresörden çıkan havanın sıcaklığının % 60 kadar azaltılabildiği görülmüştür. Daha soğuk ve daha yoğun hava ateş avansının artırılması izin vererek yanmanın daha verimli olmasını sağlar. Bu da turboşarj basınç artışını 10 lib./in (0.7kg/cm ) 14lib/cm (0.95kg/cm ) ye çıkarılmasına imkan sağlar ve aynı türboşarjlı motorun gücü % 40 daha artarak 145 HP den 175 HP ye çıkar (Şekil 2.25). Fort MUSTANG SVO modelinde kullanılan bu ara soğutuculu turboşarj sistemi bilgisayar kontrollü olarak çalışır ve zamansız max. aşırı

doldurma yüzünden detanasyon meydana gelerek motorun hasara uğraması riski olmadan değişik çalışma koşullarında en yüksek gücün elde edilmesine imkan sağlar. Bilgisayar alçak hızlarda turboşarjı sınırlayarak emniyetli bir sınırdan tutar ve yüksek hızlarda ise max. şarj a izin verir. Ayrıca oktan sayısına göre de avansı ayarlar. [14]

## 2.5. DOLGU BASINCININ ARTIRILMASI

Emme süresince bir kompresör yardımıyla dolgunun silindirlere sevk, silindire sokulan dolguyu ve dolayısıyla yanma sonucu açığa çıkan enerji seviyesini artırır. Motor gücü, birim zamanda tüketilen yakıt enerjisinin termik verimle çarpılması sonucu elde edilen değere bağlıdır. Bu değer, strok hacmi ve hızı sabit bir motorda, dolgunun basınç altında silindire sevk edilmesi yoluyla artırılabilir.

Aşırı doldurmada, artan ortalama gaz basıncının doğurduğu daha fazla sürtünme kaybı ortaya çıkmasına rağmen, mekanik verim net güç artışından dolayı daha yüksek olur. Otto motorlarında aşırı doldurma ve sıkıştırma sonucu basınç ve sıcaklığın arttığından vuruntu meyli oluşur. Özel güç artırma amaçları yanında yüksek irtifalarda çalıştırılan Otto motorlarındaki güç kaybının önlenmesi için aşırı doldurma yaygın kullanımı sağlar. Motor vuruntulu çalışma şartına girmesini engellemek için dolgunun su ve alkol partükülleriyle soğutulması, sıkıştırma oranı, hafa fazlalık katsayısı, aşırı doldurma basıncı değerlerinin isabetli seçilmeleri, Otto motorları için önem taşır. Aşırı doldurma yoluyla dizellere nazaran Otto motorlarında güç daha azdır. Bu belli sınırların dışına çıkamaz ama otomobil motorlarında yaygın olarak kullanılır. [10]

## 2.6. AŞIRI DOLDURMA YÖNTEMLERİ

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

1. Enerjisi dış kaynaktan sağlanan aşırı doldurma
2. Mekanik aşırı doldurma
3. Turbo şarj

Eksoz turbo kompresörleriyle aşırı doldurma yapılarak yakıt sarfiyatını azaltmak ta mümkündür. Bugün 4 zamanlı Otto motorlarında, uçak motorlarında pratik olarak turbo şarj uygulanır. Buna karşılık 2 zamanlı Otto motorlarında başarılı değildir. [13]

## 2.7. TURBO ŞARJIN ÜSTÜNLÜKLERİ [3]

1. Daha düşük hacimli yer kaplar (Düşük silindir sayısı daha kısa bir motor).
2. Daha hafif bir motor (Kw başına düşen daha az ağırlık).
3. Eksoz turbo şarjı ile daha yüksek verim daha düşük yakıt sarfiyatı.
4. Çıkış gücünde kw saat başına daha düşük maliyet. Özellikle daha büyük motorlarda (Benzinli ve dizel).
5. Daha küçük soğutma radyatörü (Aynı güçteki normal emişli

azaltıldığından daha sessiz bir motor.

7. Deniz seviyesinden yüksekliklerde düşük hava basınçlarında normal emişli bir motora nazaran daha yüksek volumetrik verim sağlar.

8. Daha temiz eksoz gazı (Normal emişli motora nazaran daha fazla hava fazlalık kat sayısı).

9. Motor daha az vuruntulu çalışır (Yanma daha yumuşak olur).

## 2.8. TURBO ŞARJIN USTÜN OLMAYAN YANLARI [3]

1. Daha yüksek mekanik ve ısısızal yüklenme (Motorun extern parçaları daha fazla yük ve sıcaklığa dayanabilmelidir).

2. Kompresyon basınç oranı yüksek olan turbo şarj bir motorda ivmelenme, aynı çıkış gücündeki normal emişli bir motora nazaran daha yavaştır.

### BÖLÜM 3

#### 3. AŞIRI DOLDURMANIN NEDENLERİ, USTUN ve ZAYIF TARAFLARI

İçten yanmalı pistonlu motorlarda

$$N_e = \frac{V_H P_{me} \nu_m}{A} \quad (*)$$

güç ifadesine bakacak olursak,  $V_H$  motor hacmini büyütmeden efektif güç ( $N_e$ ) arttırılmak isteniyorsa  $n_m$  motor dönme sayısının veya  $P_{me}$  ortalama efektif basıncın arttırılması gerekeceği görülür. Devir sayısı motorlarda bugün, 5000 - 6500 d/dak ile belli bir sınıra ulaşmıştır. Devir sayısı artışı ile birlikte ortaya çıkan yanma veriminin azalması (özellikle dizel motorlarında), volumetrik verimin düşmesi gibi problemlerin yanı sıra, piston - biyel ve süpap mekanizmalarındaki atalet kuvvetlerinin aşırı derecede artışı da çözülmesi gereken bir diğer problemdir. Piston - biyel mekanizmasının gidip - gelen parçalarının atalet kuvvetlerinin maksimumu UON (üst ölü nokta)' da oluşmaktadır. Bu değer ;

$m_{gg}$  : Gidip gelen kütleler

$r$  : Krank yarı çapı

$\lambda$  : Biyel eğikliği ( $r/D$ )

$\omega_m$  : Açısal hız ( $\pi n/30$ )

olmak üzere

$$F_i = m_{gg} \omega_m^2 (1 + \lambda) (*)$$

(\*) Burada A motor zaman sayısına ve seçilen birimlere bağlı faktör olup, örneğin  $VH : 1$ ,  $P_{me} : \text{kg/cm}^2$ ,  $n : \text{d/dak}$  ve  $N_e : \text{BG}$  için 4 zamanlılarda  $A = 900$ , 2 zamanlılarda  $A = 450$ ' dır.

Şeklinde olup, görüldüğü gibi hızın karesi ile değişmektedir. Halen mevcut, 50 - 100 BG' lük motorlardaki piston ve biyel ağırlıkları ile 7000 - 8000 d/dak'lık hızlarda atalet kuvvetleri en büyük yanma basıncındaki gaz kuvvetleri mertebesine erişmekte ve mekanizmayı UON' da çekiye çalıştırmaktadır. Artan devir sayısı ile birlikte silindir aşınmasının artmasının yanı sıra, bir yay kütle sisteminden oluşan süpap mekanizmasının doğal frekansının giderek daha yüksek devirlere kaydırılmasının gereği de ortaya çıkmaktadır. Modern motorlarda, hiç bir ara parça kullanmaksızın doğrudan kam tarafından kumanda edilen süpap mekanizmaları ve ayrıca, silindir başına 4 süpap kullanılarak kütleler azaltılmıştır. Ancak bunların yeterli olmadığı durumlarda kullanılan daha sert süpap yayları nedeniyle aşınmalar ve mekanik zorlanmalar artmıştır. [6]

Aşırı doldurma yapılarak ortalama efektif basıncın artırılması, beraberinde gene çözümü gerektiren bazı problemler getirmekle beraber, bugünkü teknolojinin durumuna daha uygun bir yol olarak kendini kabul ettirmiştir. Aşırı doldurma ile silindir içine normal emme basıncının 1,5 ya da

4 katı kadar basınçta hava göndererek birim hacimden alınan güç arttırılırken maksimum sıcaklık ve basınçlar da artmış olacağından motoru daha sağlam ve ağır yapmak ve nitelikli malzeme kullanmak gerekecektir. Ancak kazanılan güç artışı her zaman ağırlık artışının üstünde olmakta ve birçok durumda birim güç başına maliyet kabul edilebilecek boyutlarda kalmaktadır. Örneğin, 3 l. strok hacmindeki 5 silindirli bir Mercedes Benz dizel motorunda aşırı doldurma sonucu % 7' lik ağırlık artışına karşı % 43' lük güç artışı elde edilmiştir. Yakıt tüketimindeki azalma ise % 6 kadardır. Bugün, yüksek dönme sayılı taşıt benzin motorlarında ortalama efektif basınçlar 8 - 10 kg/cm<sup>2</sup> mertebelerindeyken, aşırı doldurmalı dizel motorlarında 11 - 13 kg/cm<sup>2</sup> lik, hatta orta güçlü gemi dizellerinde 20 kg/cm<sup>2</sup> lik ortalama basınçlar, ömür açısından herhangi bir sorun doğurmadan kullanılabilir. [8]

Aşırı doldurmanın en iyi uygulama alanı bulunduğu yer küçük taşıt dizelleri olmuştur. Bunlarda aşırı doldurmasız olarak ancak 5 - 6 kg/cm<sup>2</sup> lik ortalama efektif basınçlara erişilirken aşırı doldurmayla 8 - 10 kg/cm<sup>2</sup> ye çıkılmakta, ayrıca 4500 - 5000 d/dak ya yükseltilecek hızlar sayesinde 1.5 - 2 l. strok hacminde ve 50 - 90 BG gücünde küçük, hafif ve bu sınıftaki benzin motorları kadar ömürlü dizel motorları imal edilmektedir. Bu motorlar şehir içi şartlarında benzin motoruna göre % 30 , uzun yol şartlarında % 10 - 20 kadar daha ekonomik çalışmaktadır.

Aşırı doldurmanın üstün ve zayıf taraflarını aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür :

- Aynı güç için daha az silindir sayısı ve daha küçük motor hacmi,

- Daha hafif yapı,
- Egzoz türbini ile aşırı doldurma (ETAD) durumunda daha yüksek toplam verim, özgül yakıt tüketimi eğrisinde düzeltme.

Verim artışı birkaç yönden sağlanmaktadır. Motor çevriminin verimini yüksek tutabilmek için egzoz gazlarında bırakılması gerekli atık enerji daha sonra piston üzerinde pozitif iş yapacak şekilde kullanılmakta, termik verim büyümekte ve motor hacmi küçüldüğünden mekanik verim yükselmektedir. Ayrıca hava fazlalık katsayısı her zaman büyük tutulabildiğinden dizel motorlarında indike verim de artmaktadır.

Ancak benzin motorlarında, aşırı doldurma durumunda vuruşu sınırını aşmamak için sıkıştırma oranı düşürüldüğünden, toplam verimde azalma olacaktır.

- Motor gücünün dış ortam basıncına bağımlılığı çok azalmaktadır.
- Soğutmaya giden ısı göreceli olarak azaldığı için soğutma sistemi küçülmektedir. (% 20 kadar)
- Büyük motorlarda maliyette azalma mümkündür.
- Egzoz emisyonunda iyileşme görülmektedir. Dizelerde hava fazlalık katsayısı büyüdüğü, sıcaklıklar yükseldiği ve tutuşma gecikmesi azaldığı için CO, HC ve iş emisyonunda düşme olmaktadır. Ancak yüksek sıcaklık seviyeleri nedeniyle  $NO_x$  emisyonu artmaktadır. [19]

ETAD durumunda gerekli egzoz susturucusunun da hacmi küçülmektedir.

Bunlara karşı aşırı doldurma bazı istenmeyen durumları da beraber getirmektedir;

- Basınç ve sıcaklıklar arttığı için mekanik ve termik zorlanmalar artmaktadır. Piston ve egzoz süpabının soğutulmaları gerekebilir. Bu elemanlar için daha dikkatli bir tasarım gereklidir ve bütün bunlar maliyette bir artış getirecektir. Ancak, büyük motorlarda malzemeden ve işleme tezgahlarının boyutlarından yapılan tasarruf, bu maliyet artışını karşılayabilir.

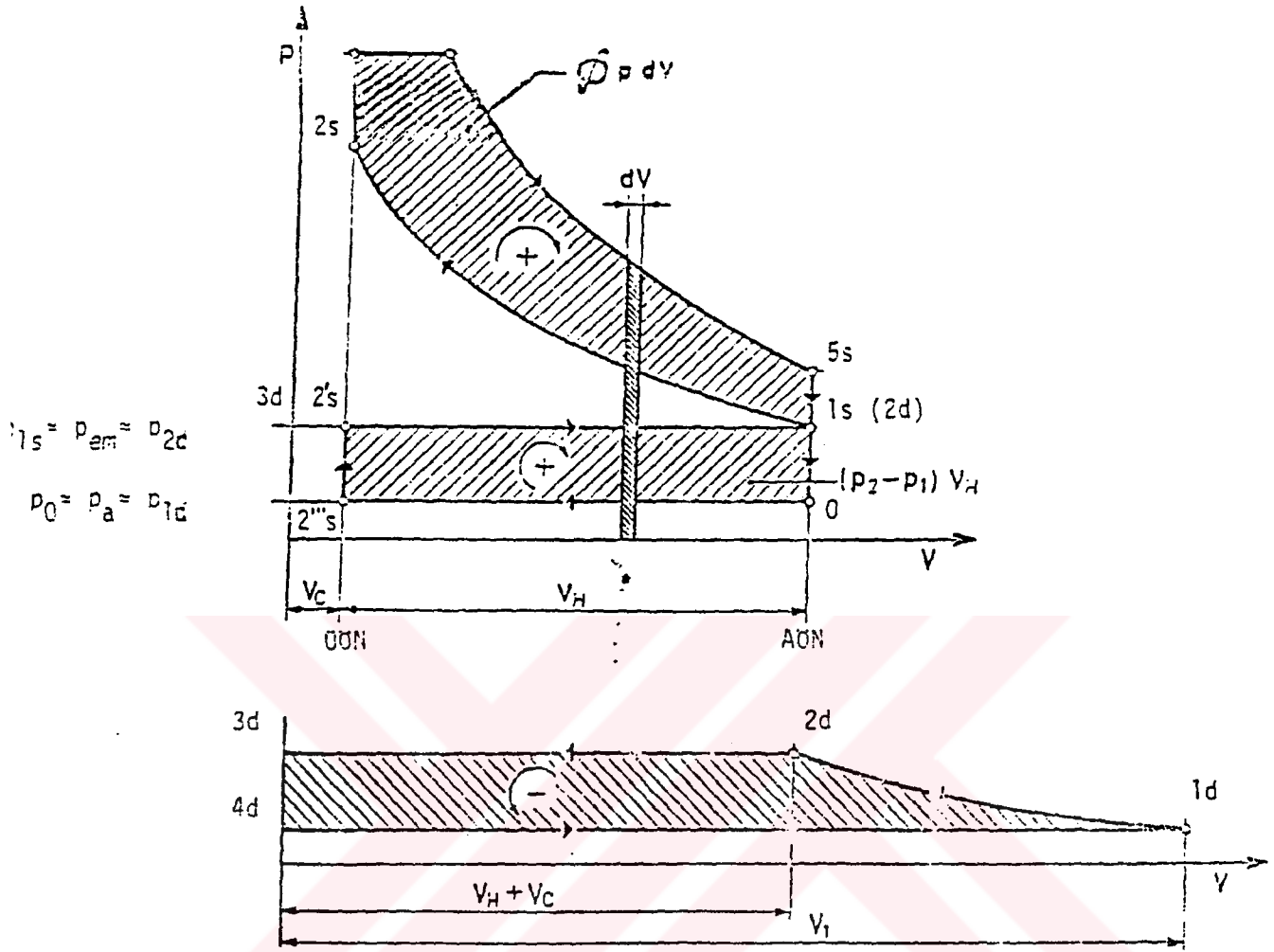
- Taşıt motorlarında, ETAD durumunda, yüksek motor devir sayıları ve yüklerindeki egzoz gazı enerji seviyesine göre tasarımlanmış aşırı doldurma sistemi alçak devir ve yüklerde, türbin performansındaki düşme nedeniyle, gerekli doldurma basıncını sağlayamamaktadır. Bu bölgelerde ortaya çıkan kötü moment karakteristiği taşıtlar için istenmeyen bir durum doğurmaktadır. Aynı moment boşluğu taşıtın ivmelenmesi sırasında, egzoz türbininin ataleti nedeniyle, ortaya çıkmaktadır. Bu dezavantajlarına karşın, küçüklüğü, hafifliği ve basitliği nedeniyle taşıtlarda hemen tamamen ETAD sistemi kullanılmaktadır. [3]

## BÖLÜM 4

### 4. AŞIRI DOLDURMANIN TERMODİNAMİĞİ

#### 4.1 - Mekanik Tahrikli Aşırı Doldurma Sistemi

Şekil 4.1' de mekanik tahrik durumunda motorun ve doldurucunun ideal P - V diyagramları çizilmiştir.



Şekil 4.1 - Motor milinden mekanik olarak tahrik edilen bir aşırı doldurma sistemine ait motor ve doldurucu P - V diyagramları

Burada :

- 1s : Motor sıkıştırma başlangıcı
- 2's : Motor emme başlangıcı
- 5s : Egzoz başlangıcı
- 0 : Egzoz genişleme sonu
- pa : Atmosfer basıncı

$P_{1d}$  : Doldurucu giriş basıncı (bu basınç pratikte atmosfer basıncından emme havası filitresi, emme susturucusu vb. kayıpları kadar daha düşüktür.)

$P_{2d}$  : Doldurucu sıkıştırma sonu basıncı

$P_{em}$  : Motor emme süpabı önündeki basınç (bu basınç  $P_{2d}$  doldurucu çıkış basıncından emme kanalındaki veya varsa ara soğutucudaki kayıplar kadar daha düşüktür.)

$P_{1s}$  : Sıkıştırma başındaki silindir basıncı (bu basınç emme süpabındaki kısılma kayıpları kadar  $P_{em}$  ' den daha düşüktür.)

$V_c$  : Ölü hacim

$V_H$  : Strok hacmidir.

Doldurucu tarafından ( $P_{2d}$ ) basıncına kadar sıkıştırılan doldurma havası bu basınçta ( $3d$ ) noktasına kadar, yani ölü hacim de dahil olmak üzere silindire sokulmaktadır. Doldurma sırasında dışarıya ısı kaybı olmadığı kabulü ile doldurucu tarafından yapılan adyabatik iş

$$W_{d-ad} = P_{1d} V_{1d} \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{(k-1)/k} \right]$$

$$\begin{aligned} W_{d-ad} &= m(h_{1d} - h_{2d}) = mC_p (T_{1d} - T_{2d}) \\ &= mC_p T_{1d} (1 - T_{2d}/T_{1d}) \end{aligned}$$

$$mT = PV/R, \quad R = C_p^{(k-1)/k},$$

Adyabatik sıkıştırmada  $T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{k/k}$  ile

$$W_{d-ad} = PV \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( P_2/P_1 \right)^{(k-1)/k} \right] \quad P_2 > P_1 \text{ olduğundan}$$

$$W_{d-ad} < 0$$

Birimler :  $P : N/m^2$ ,  $V : m^3$ ,  $m : kg$ ,  $W : Nm (j)$  dir.  
Bu iş motor milinden alınmaktadır ve işareti (-) negatiftir.

Motor tarafından ise aşırı doldurma basıncı altında, pistonun AÖN (alt ölü nokta)' ya olan hareketi (2's) homkabihrak ( $P_{2d}$ ) basıncı ile başlamaktadır. (1s)' de sıkıştırma ile başlayan iş çevrimi 5s egzoz başından sonra 0 genişleme sonuna kadar devam etmektedir. (0 - 2'''s) arası dolgu değişimi çevriminin sabit basınçtaki egzoz kısmıdır.

Görüldüğü gibi dolgu değişimi işi (2's - 1s - 0 - 2'''s alanı) pozitif (+) olup, toplam çevrim işi;

$$W_c = \int P dV + (P_{2d} - P_{1d}) V_H$$

şeklinde iş çevrimi ve dolgu değişimi çevrimi işlerinin toplamı olacaktır.

Motorun verdiği toplam iş artmış gibi görünmekte ise de, doldurucu işi (negatif) motor milinden alındığından ve bu iş dolgu değişimi işinden (taralı alanlar kadar),

$$\left| W_{d-ad} \right| > \left[ \left( P_{2d} - P_{1d} \right) \right] V_H$$

şeklinde büyük olduğundan, sonuçta toplam motor işi küçülmektedir. Bu nedenle motor milinden yapılan mekanik tahrikli aşırı doldurmada toplam motor veriminde her zaman bir düşme görülecektir. Verimdeki azalma sıkıştırma sonu basıncı ( $P_{2d}$ ) büyüdükçe önemli değerlere ulaşabilir. Örneğin  $P_{me} = 1.8 \text{ MPa}$ ' lık ortalama efektif basınç elde etmek için

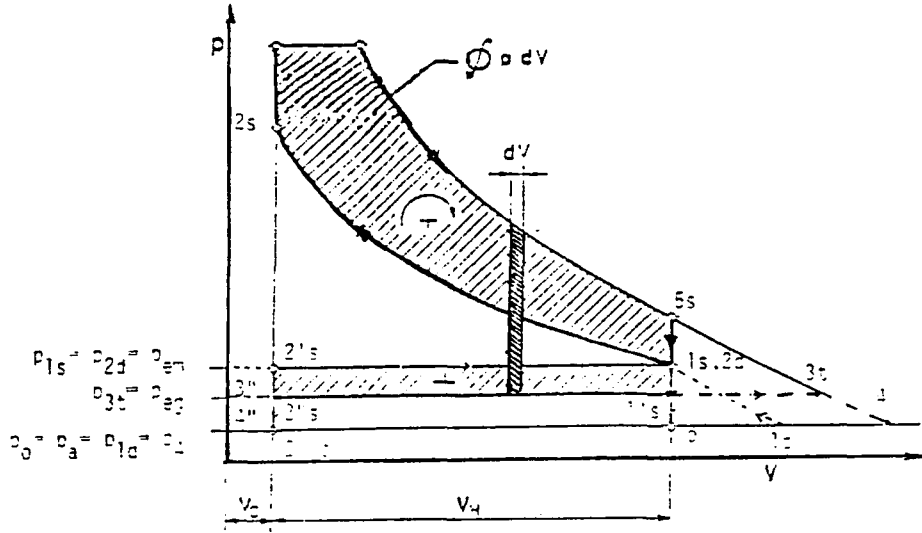
gerekli yüksek  $P_{2d}/P_{1d}$  sıkıştırma oranlarında motor çıkış mili gücündeki azalma % 30' lara varabilir. [6]

#### 4.2. Egzoz Türbini ile Tahrikli Aşırı Doldurma Sistemi

##### 4.2.1. Motor, doldurucu ve türbinin P - V diyagramları

Egzoz gazı kullanan türbin ile tahrik durumunda türbinin işi motor milindeki faydalı işten değil, egzoz gazlarının silindiri kısa bir sürede terk edebilmesi için egzoz gazında bırakılmak zorunda kalınan enerjiden elde edilmektedir. Şekil 4.2' de egzoz türbini, doldurucu ve motorun P - V diyagramları bir arada verilmiştir.

Egzoz gazları (5s) noktasında egzoz sübabının açılmasıyla, önce (3t) noktasına kadar genişlemekte ve ( $P_{3t}$ ) basıncı ile türbine girmektedir. Türbin içinde iş yaparak  $P_4$  türbin çıkış basıncına kadar genişliyen egzoz gazları atmosfere atılmaktadır. ( $P_4$ ) basıncı türbin çalışma şartlarına bağlı olarak  $P_a$  atmosfer basıncında veya bunun biraz üstünde değerler almaktadır.



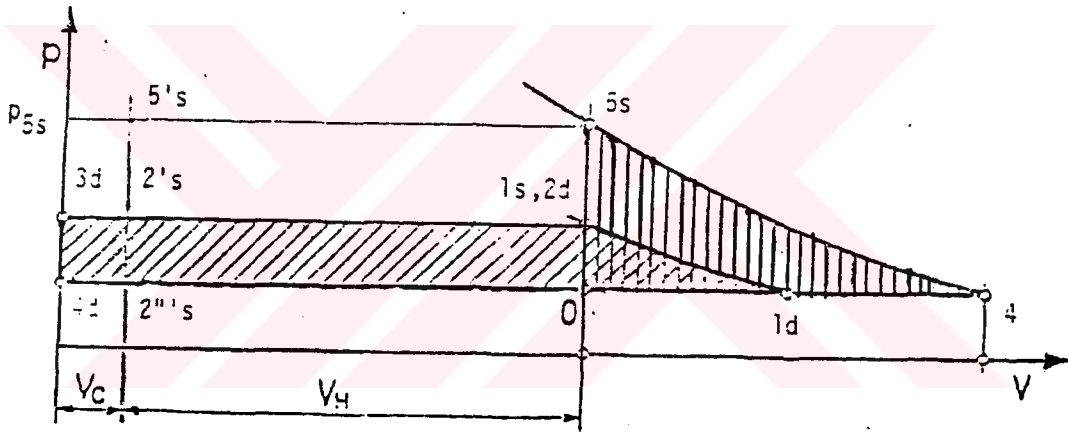
Şekil 4.2. Egzoz türbini, doldurucu ve motorun P - V diyagramları

(----- motor, -- -- türbin, - - - doldurucu)

Türbine doğrudan bağlı olan doldurucu (1d) den aldığı atmosfer havasının basıncını ( $P_{2d}$ )' ye kadar yükselttikten sonra, emme periyodu sırasında (2's - 1s) boyunca silindire sokmaktadır. Egzoz karşı basıncı türbin giriş basıncına yaklaşık olarak eşit ( $P_{eg} = P_{gt}$ ) kabul edilirse havanın silindire girişi ( $P_{2d} - P_{gt}$ ) basınç farkı altında olmaktadır. Atmosfer havasının sıkıştırılması sırasında türbin tarafından sağlanan iş (3t - 4 - 4'' - 3'') alanıdır. Doldurucunun yaptığı iş ise, motor ölü hacmi de doldurulduğuna göre, (1d - 2d - 3d - 4d) alanı olup, bu türbin işine eşittir. Egzoz gazlarının akış yönü doldurucudan türbine doğru olduğuna göre her zaman ( $P_{2d} > P_5 > P_{gt}$ )' dir. Bu durumda görüldüğü gibi motor dolgu değişimi işi alan (1s-1's-2''s-2's) alanı pozitif olup bu iş net olarak motor çevrim işine katılmaktadır. Bu nedenle ETAD durumunda toplam motor veriminde genel olarak artma görülür.

#### 4.2.2. Egzoz gazlarının işi

Şekil. 4.3.' de egzoz gazlarının teorik olarak yapabilecekleri iş ( $5s - 4 - 0$ ) alanı ile verilmiştir. Doldurucunun işi ise gene ( $1d - 2d - 3d - 4d$ ) alanıdır. Doldurucu işi toplam dolgu değişimi işinden ( $2's - 1s - 0 - 2''s$  alanı) büyük olmakla beraber bu iş artık egzoz gazlarının enerjisinden karşılandığı için verim düşmesi söz konusu değildir. [16]



Şekil. 4.3. Egzoz gazlarının ve doldurucunun işi.

Egzoz süpabının ( $5s$ ) noktasında açılmasıyla ( $4$ ) noktasına kadar genişliyen egzoz gazlarının teorik olarak yapabilecekleri iş

$$W_{eg} = \int_{5s}^4 P dV - P_4 (V_4 - V_{5s})$$

olup,  $5s-4$  genişleme eğrisinin adyabat olduğu kabulüyle;

$$V_4 = V_{5s} \left( \frac{P_{5s}}{P_4} \right)^{1/k}$$

$$V_{5s} = V_{1s} = R T_{5s} / P_{5s}$$

yazılıp bu integral alınır;

$$W_{eg} = \frac{RT_{5s}}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_{5s}} \right)^{(k-1)/k} \right] - P_4 \frac{RT_{5s}}{P_{5s}} \left[ \left( \frac{P_{5s}}{P_4} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

olur. Egzoz gazlarının enerji seviyeleri genel olarak doldurma işinin gerektirdiğinin çok üstündedir. Sayısal bir örnek vermek gerekirse;

$$T_{eg} = 1200 \text{ K}, \quad P_{5s} = 0,8 \text{ MPa},$$

$$P_4 = 0,1 \text{ MPa} \quad (10^5 \text{ N} / \text{m}^2 = 1 \text{ bar})$$

motor değerleri ve

$$R = 287 \text{ J/kg K}, \quad k = 1,4$$

egzoz gazı değerleri ile 1 kg egzoz gazı başına

$$W_{eg} = + 2,38 \cdot 10^5 \text{ J/kg} \quad \text{elde edilir.}$$

Buna karşın  $P_{2d} = 0,2 \text{ MPa}$  lık bir doldurma basıncı için gerekli doldurucu işi (4.1.)' in değişik yazılmış şekli olan;

$$W_{d-ad} = C_p T_{1d} \left[ 1 - \left( \frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{(k-1)/k} \right]$$

ifadesinden, egzoz gazlarının sabit basınç özgül ısısı  $C_p = 1005 \text{ J/kg K}$  değeri için;

$$W_{d-ad} = - 0,65 \cdot 10^5 \text{ J/kg} \quad \text{bulunur.}$$

Görülmektedir ki teorik olarak elde edilebilecek işin yalnızca % 27 kadarı doldurma işi için yeterlidir. Ancak, pratikte doldurma işi için, egzoz gazlarının enerjisinin % 100'ünden yararlanılamaz. Gerçekten, ister egzoz gazları türbine gönderilmeden önce atmosfer basıncına kadar genişletilerek, bütün enerjileri kinetik enerjiye çevrildikten sonra bir aksiyon türbininde kullanılsın, isterse, bir diğer aşırı durum olarak, egzoz gazları egzoz basıncı ile türbine gönderildikten sonra türbin içinde atmosfer basıncına kadar genişlesinler, gerek egzoz süpabındaki gerekse türbindeki genişleme ve türbülans kayıpları oldukça büyük değerlere ulaşmaktadır. Egzoz süpabındaki genişleme verimi 0,8, türbinin toplam verimi 0,7, doldurucunun toplam verimi 0,8 alınırsa, egzoz gazlarının toplam enerjisinin ancak % 45' i doldurma için hazır demektir. Yukarıda verilen örnek durumunda bu defa kalan işin % 65 kadarı doldurmada kullanılacaktır.

Böylece egzoz gazlarının genişlemesiyle elde edilebilecek en büyük türbin gücü ile doldurucu için gerekli güç arasındaki farkın, özellikle yüksek aşırı doldurma oranları veya yüksek güçlerde pek fazla olmadığı anlaşılmaktadır. Ayrıca, motor boşta veya düşük yükte çalışırken alçak bir hızda dönmekte olan türbinin, ani güç isteklerine cevap vermek üzere, yüksek devirlere hızla çıkabilmesi için belli bir yedek gücün bulunması gerekmektedir. Yedek güç durumu düşük doldurma dereceleri için oldukça iyidir. Örneğin,  $P_{5s} = 0,42 \text{ MP}_a$ ,  $P_{2d} = 0,105 \text{ MP}_a$  için, diğer değerler önceki örnekteki gibi kalmak üzere  $W_{d-ad}$  teorik egzoz gazları işinin yalnızca % 3' ü tutmaktadır. [6]

### 4.2.3. Egzoz gazlarının enerjilerini kullanma yolları

Egzoz süpabı açıldığında egzoz gazları sahip oldukları basınç ve sıcaklıktan dolayı içerdikleri enerji ile silindirden çıkarlar. Teorik olarak egzoz gazlarının bu enerjilerini üç şekilde kullanarak türbini tahrik edebiliriz.

#### (i) Tam genişletmeli tahrik

Tam genişletmeli tahrikte egzoz gazları egzoz süpabından çıktıktan hemen sonra  $P_4$  türbin çıkış basıncına kadar genişletilerek, bütünüyle kinetik enerjiye çevrilmektedir. Bu gazlar daha sonra bir aksiyon türbinini tahrik ederler. Ancak bu durumda egzoz süpabının silindir ve egzoz kanalı taraflarındaki basınç farkı,  $(P_{5s} - P_4)$  gibi çok büyük bir değer alacağından süpaptaki hızlar ses hızı mertebelerine ulaşır ve kısılma kayıpları çok büyük olur. Bu nedenle bu metod hiç kullanılmamaktadır.

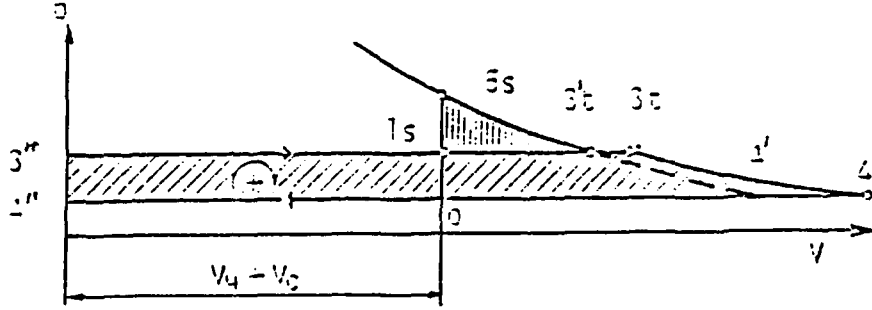
#### (ii) Tam basınçlı Tahrik

Tüm basınçlı tahrikte egzoz gazları basınçları hiç düşürülmeden,  $(P_{5s})$  basıncı ile türbin girişine getirilir ve  $(P_4)$  basıncına kadar genişleme reaksiyon türbini içinde olur. Bu metod ancak 4 zamanlı motorlarda uygulanabilir. Bu, pistonun fazladan bir iş (Şekil. 4.3.'teki 5s - 1s - 2's - 5's alanı) yaptırmak anlamına gelmektedir. Pistonun bu iş yaptırılmasına bile ölü hacimde  $(P_{5s})$  basıncında egzoz gazları kalmaktadır. Ayrıca bu durumda bütün genişleme türbin içinde olduğundan, türbin verimi düşmektedir. Bu bakımdan bu yol da optimum bir yol değildir.

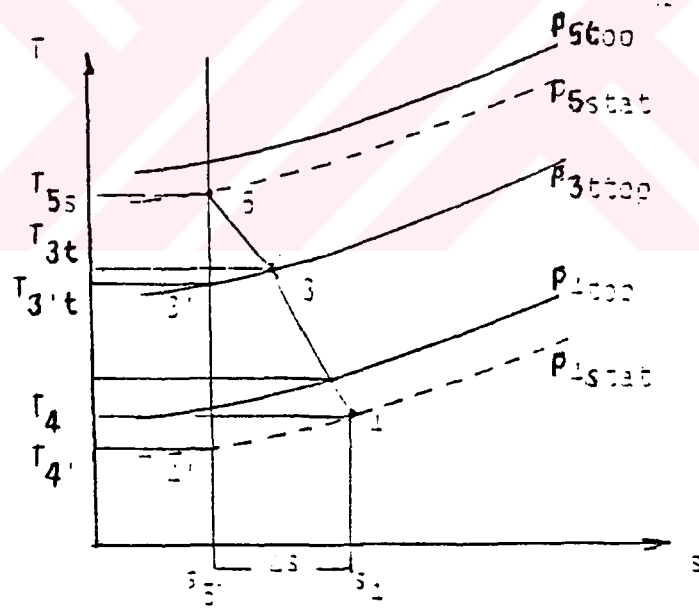
## (iii) Yarı genişletmeli tahrik

Genel olarak en iyi çözüm ilk genişlemeyi yaklaşık olarak, doldurma basıncı ( $P_{2d}$ )' ye kadar yapmak ve ( $P_{3t}$ ) türbin giriş basıncını bu seviyede tutmaktır. Akışın doldurucudan türbine doğru gerçekleşebilmesi için 4 ve 2 zamanlılarda her zaman ( $P_{2d} > P_{3t}$ ) şartı sağlanmalıdır. 4 zamanlılarda egzoz zamanının sonuna doğru ve ancak kısmi yüklerde, ( $P_{3t}$ )' nin bir miktar ( $P_{2d}$ )' nin üstüne çıkmasına izin verilebilir. Bu şekilde süpab bindirmesi sırasında bir miktar geri süpürme (egzoz gazının silindire tekrar geri dönüşü) ve gene bir miktar piston pompalama işi göze alınarak türbin gücü arttırılabilir. [15]

Egzoz gazlarının genişleme kayıpları motor-türbin P - V diyagramını Şekil 4.4' deki gibi değiştirmektedir. Teorik olarak (5s - 4 - 0) alanına denk bir enerjiye sahip olan egzoz gazları, genişlerken yaklaşık (5s - 3't - 1s) alanı kadarlık enerji sürtünme ve türbülans kayıpları nedeniyle ısıya çevrilmektedir. Bu nedenle genişleme sonucu ulaşılan gerçek sıcaklık (T3t), izantropik bir genişleme olsaydı erişilecek olan sıcaklık (T3't)' den daha büyüktür. Bu durum Şekil 4.5' de egzoz gazlarının süpabta ve türbin içinde genişlemesine ait T - s diyagramı üzerinde gösterilmiştir.



Sekil 4.4. - Egzoz genişleme kaybı nedeniyle türbin giriş şartlarının değişmesi



Sekil 4.5. Motor ve türbin çıkışı arasında egzoz gazlarının entropilerinin değişimi

Kayıplar nedeniyle, genişleme sırasında  $5 \rightarrow 3' \rightarrow 4'$  yolu yerine  $5 \rightarrow 3 \rightarrow 4$  yolu izlenmektedir. Genişleme sonunda egzoz gazlarının toplam entropisinde  $(s_4 - s_5)$ ' lik ve

sıcaklığında ( $T_4 - T_{4'}$ )'lük bir artış ortaya çıkmaktadır. Gerçek genişlemeyi veren bu T-s diyagramı üzerindeki basınçlar da gerçek durumu yansıtacak şekilde kısmen statik basınç ( $P_{5s \text{ stat}}$ ) ve kısmen toplam basınç ( $P_{5s \text{ top}}$ ) olarak alınmışlardır. Toplam basınç statik basınç ve kinetik enerjinin toplamı olup,  $V_5$  silindir gazlarının hızı,  $V_{tg}$  türbin giriş hızı,  $V_{tç}$  türbin çıkış hızı, olmak üzere;

$$P_{5s \text{ top}} = P_{5s \text{ stat}} + 0.5 V_5^2$$

$$P_{3t \text{ top}} = P_{3t \text{ stat}} + 0.5 V_{tg}^2$$

$$P_{4 \text{ top}} = P_{4 \text{ stat}} + 0.5 V_{tç}^2$$

dir. Pratikte silindir gazlarının ve egzoz gazlarının türbinden çıkış hızından faydalanılmadığı için, basınçlar ( $P_{5s \text{ stat}}$ ,  $P_{3t \text{ top}}$ ,  $P_{4 \text{ stat}}$ ) olarak alınmıştır.

( $T_{3t}$ ) sıcaklığı, bazı basitleştirici kabullerle yaklaşık olarak bulunabilir. Bu kabuller;

- Egzoz süpabının açılması ile gazlar ( $P_{5s}$ ) basıncından  $P_{3t}$ 'ye kadar izantropik olarak genişlerler. Ancak, bu genişleme sonucu sıcaklıktaki düşme daha sonra aerodinamik kayıplar sonucu yeniden kazanılır. Böylece gazların iç enerjileri değişmemektedir. [6]

- İlk genişlemeden sonra silindir gazları piston tarafından ( $V_{5s}$ ) hacminden süpürülerek yine ( $P_{3t}$ ) basıncında,  $V_{eg}$  egzoz sistemi hacmine kadar sıkıştırılırlar.

Egzoz sisteminin hacmi için ( $V_{eg} = V_{3t} - V_{5s}$ ) yazabiliriz.

İç enerji kaybı olmadığına göre  $U_{5s}$  silindir gazları iç enerjisi;

$$U_{5s} = U_{3t} + P_{3t} (V_{3t} - V_{5s}) / m_{eg} \quad (\text{j/kg}) \quad (4.6)$$

yazılabilir. Burada ( $m_{eg}$ ) egzoz hacmindeki gaz kütlesi olup, bu ifade;

$$u = h - Pv$$

ve özgül hacim ( $v = V/m$ ) ile, entalpiler ( $h$ : j/kg) cinsinden

$$\begin{aligned} h_{5s} - P_{5s} v_{5s} &= h_{3t} - P_{3t} v_{3t} + P_{3t} (v_{3t} - v_{5s}) \\ h_{5s} - h_{3t} &= P_{5s} v_{5s} (1 - P_{3t}/P_{5s}) \end{aligned}$$

şeklinde yazılırsa, burada;

$$h = C_p T, \quad R = C_p - C_v, \quad C_p/C_v = k$$

kullanarak;

$$T_{5s} - T_{3t} = \frac{RT_{5s}}{C_p} \left[ 1 - \frac{P_{3t}}{P_{5s}} \right]$$

den

$$T_{3t} = T_{5s} \left[ 1 - \frac{k-1}{k} \left( 1 - \frac{P_{3t}}{P_{5s}} \right) \right]$$

elde edilir. Eger egzoz genişlemesi sırasındaki ısı kayıpları ihmal edilecek olursa bu şekilde bulunan sıcaklık, izantropik genişleme ile erişilen ( $T_{3t}$ ) sıcaklığından  $80 - 100^\circ \text{K}$  daha büyük çıkmaktadır.

#### 4.2.4. Türbin ve doldurucunun gücü, sistemin toplam verimi

Isı kayıpsız (adyabatik) türbin işi Şekil.4.4.'deki (3t - 4 - 4" - 3") alanı olup, bu alanın değeri;

$$W_{t-od} = R_{eg} T_{3t} \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_{3t}} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \text{ (j/kg)} \quad (4.10)$$

veya ( $m_t$  : kg) türbin gazı için

$$W_{t-od} = m_t C_{peg} T_{3t} \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_{3t}} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \text{ (j)} \quad (4.11)$$

dir. Burada ( $R_{eg}$ ) egzoz gazının gaz sabitidir. Aynı şekilde ( $m_d$  : kg) doldurucu havası miktarı için, doldurucu işi;

$$W_{d-od} = m_d R_h T_{1d} \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \quad (4.12)$$

veya, daha önce (4.5) ifadesi ile verilmiş olan doldurucu işi

$$W_{d-od} = m_d C_{ph} T_{1d} \left[ 1 - \left( \frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \quad (4.13)$$

yazılabilir.

Gerek doldurucu ve gerekse türbindeki ısı kayıplarını  $k$  adyabatik üs yerine  $n$  politropik üs değeri kullanarak hesaba sokabiliriz. Ancak bundan daha önemli olan, mekanik ve aerodinamik kayıpları içeren bir doldurucu ve türbin verimi

tanımlamaktır. Doldurucu verimi ( $n_d$ ) ve doldurma havası debisi ( $m_d$ ) ise doldurucu için gerekli güç;

$$N_d = m_d C_{ph} T_{1d} \left[ 1 - \left( \frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{(n-1)/n} \right] \frac{1}{n_d} \quad (W) \quad (4.14)$$

ve türbin verimi ( $n_t$ ), egzoz gazı debisi ( $m_t$ ) ise, türbin mil gücü;

$$N_t = m_t C_{peg} T_{3t} \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_{3t}} \right)^{(n-1)/n} \right] n_t \quad (4.15)$$

olur. Sistemin toplam verimi ise

$$n_s = n_t n_d$$

şeklinde tanımlanmaktadır.

Rejim halinde çalışmada türbin ve doldurucu güçleri eşit olacağından, (4.14) ve (4.15) ifadelerinin eşitlenmesi ile sistem verimi;

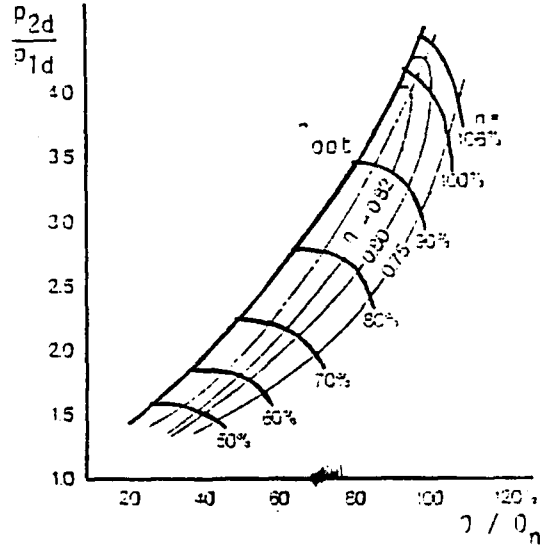
$$D_{s,tot,stat} = \frac{m_d C_{ph} T_a \left[ 1 - \left( \frac{P_{2d,stat}}{P_a} \right)^{(n-1)/n} \right]}{m_t C_{peg} T_{3t} \left[ 1 - \left( \frac{P_{4,stat}}{P_{3t,tot}} \right)^{(n-1)/n} \right]} \quad (4.17)$$

elde edilir. Bu tanımlamada, doldurucu çıkışındaki yüksek hızların motor tarafından kullanılmadığı ve türbin çıkışındaki kinetik enerjisinin ise atmosfere atıldığı

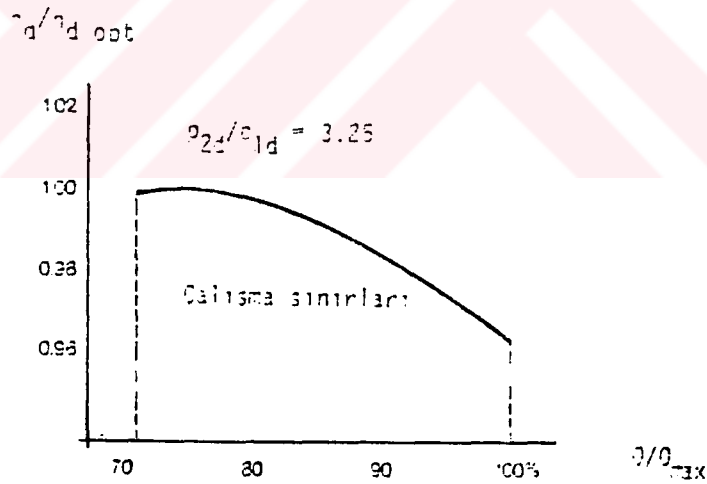
gerçeğinden hareket ederek doldurucu çıkış basıncı ve türbin çıkış basıncı statik alınmıştır. Ayrıca, doldurucu giriş basıncı ve giriş sıcaklığı, atmosfer şartlarına ( $P_a$ ,  $T_a$ ) eşit alınarak, verimin, filtre ve susturucu kayıpları veya doldurucu havasının girişte ısınması nedeniyle, yapay olarak büyük görünmesi önlenmiş olmaktadır.

$\eta_{s,tot,stat}$  gösterimi basınç değerlerinin yukarıda açıklandığı şekilde kısmen total (toplam) ve kısmen statik alınmakta olduğunu ifade etmektedir.

Santrfüj doldurucularının verimleri daha önce bahsedildiği gibi basınç oranı ve debiye bağlı olarak geniş bir aralıkta değişmektedir. En iyi değer olarak 0.85 gibi değerlere erişmek olanaklıdır. Şekil 4.6' da MAN firmasının ürettiği bir doldurucunun veriminin, çeşitli çalışma şartlarında, değişimi görülmektedir. Şekil 4.7' de ise gene aynı firmanın, aynı dış çapa ancak farklı genişliklere sahip, bir seri doldurucu çarkının verim eğrileri zarfı verilmiştir. Görüldüğü gibi verim genişçe bir debi aralığı için en iyi verime sahip çarkın verimine göre, ancak % 4 kadar değişmektedir. Bu da her bir çarkın en iyi verim eğrisinin, stabil çalışma sınırına yeterli uzaklıkta kalması ile sağlanabilmektedir. Böylece, aynı ana geometriye sahip çarklar üzerinde yalnızca bazı yapısal değişiklikler yaparak, tek bir doldurucuya % 70 ile % 100 arasında değişen nominal debiler için çok az bir verim değişmesi ile kullanmak mümkün olmaktadır. [15]



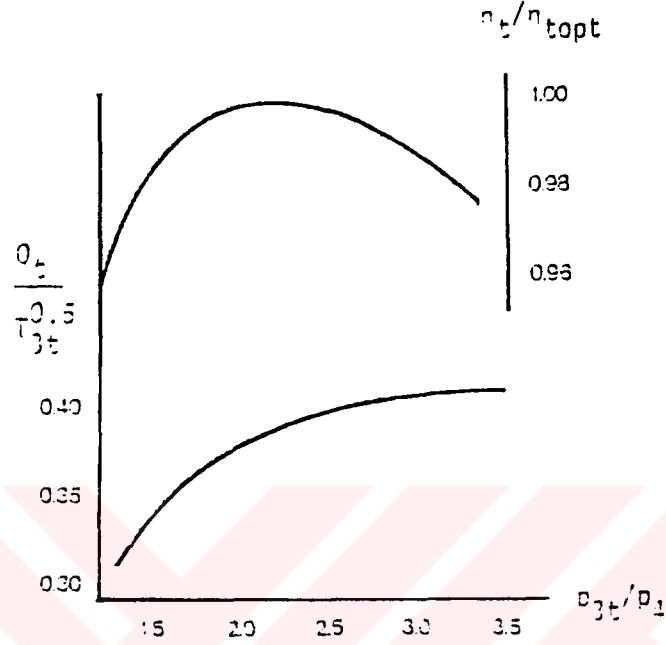
Şekil - 4.6. MAN NA tipi bir turbo - doldurucu ünitesinin doldurucu karakteristiği



Şekil 4.7. MAN doldurucu serisinin en büyük verim eğrileri zarfı

Doldurucu verimine benzer olarak türbin verimi de  $P_{3t}/P_4$  basınç oranına ve meg egzoz debisine, dolayısıyla motor çalışma şartlarına, bağlı olarak değişmektedir. Şekil 4.8' de

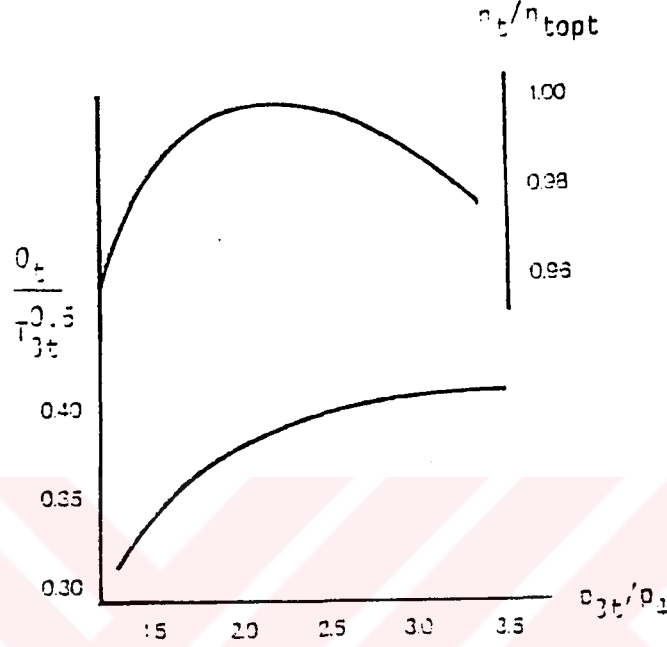
tipik bir türbin verimi değişimi verilmiştir.



Sekil 4.8. MAN NA 57 tipi türbinin veriminin değişimi

Ornek alınan türbin MAN NA 57 tipi aksenal türbindir. Mekanik türbin verimi ile adyabatik türbin veriminin çarpımları toplam türbin verimi olarak alınmış ve bu değer türbin karakteristiği içinde basınç oranına göre beliren optimum verim ile karşılaştırılmıştır. Aksenal türbin için önemli bir parametre olan  $Q_t / T_{3t}^{0.5}$  göreceli türbin debisinin ( $Q_t$  ; hacimsel türbin debisi) basınç oranı arttıkça belli bir sınır değere ulaştığı görülmektedir. Bu sınır değerinde türbin kanatları veya yönlendirici kanatları arasında ses hızına erişilmekte ve türbin giriş basıncı arttırılmadıkça, türbin debisi, dolayısı ile türbin gücü daha fazla artmamaktadır. Bu aerodinamik blokaj olayı aksenal türbinlerin güçlerine sınır getirmektedir. Ancak, kanat boyları ve açıları ile oynanarak ( $Q_t / T_{3t}^{0.5}$ )'nin sınır değerine ulaştığı yer nominal tasarım

tipik bir türbin verimi değişimi verilmiştir.

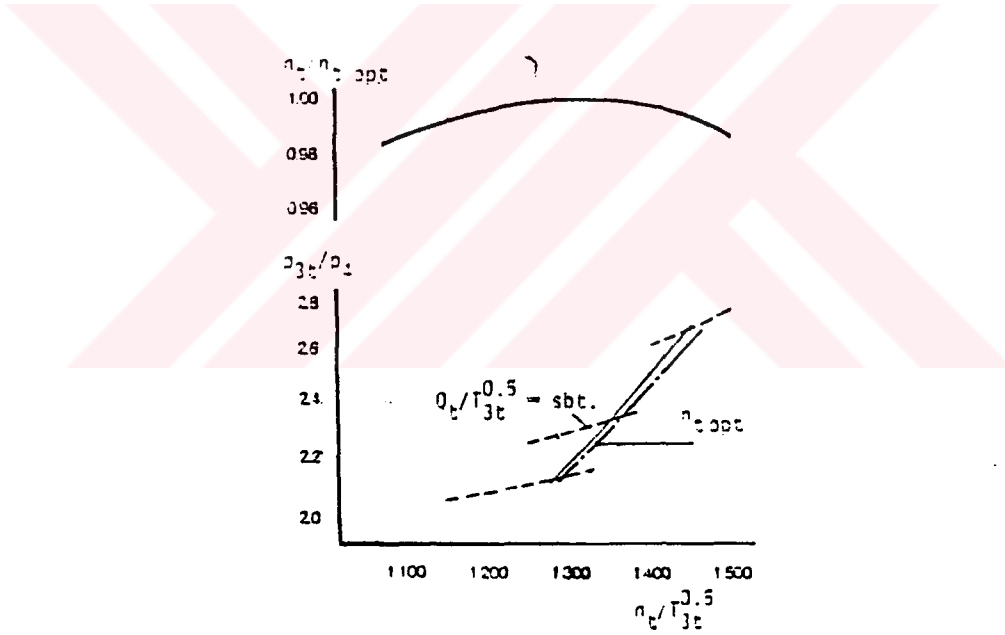


Sekil 4.8. MAN NA 57 tipi türbinin veriminin değişimi.

Örnek alınan türbin MAN NA 57 tipi aksel türbindir. Mekanik türbin verimi ile adyabatik türbin veriminin çarpımları toplam türbin verimi olarak alınmış ve bu değer türbin karakteristiği içinde basınç oranına göre beliren optimum verim ile karşılaştırılmıştır. Aksel türbin için önemli bir parametre olan  $Q_t / T_{3t}^{0.5}$  göreceli türbin debisinin ( $Q_t$  ; hacimsel türbin debisi) basınç oranı arttıkça belli bir sınır değere ulaştığı görülmektedir. Bu sınır değerinde türbin kanatları veya yönlendirici kanatları arasında ses hızına erişilmekte ve türbin giriş basıncı arttırılmadıkça, türbin debisi, dolayısı ile türbin gücü daha fazla artmamaktadır. Bu aerodinamik blokaj olayı aksel türbinlerin güçlerine sınır getirmektedir. Ancak, kanat boyları ve açıları ile oynanarak ( $Q_t / T_{3t}^{0.5}$ )'nin sınır değerine ulaştığı yer nominal tasarım

noktasına göre bir miktar kaydırılabilir.

Radyal türbinlerde ise, önemli kriter türbin girişinde ses hızına erişilmesi değil, santrifüj kuvvet etkisiyle artan toplam çıkış, basıncı ile, türbin çarkı giriş basıncı farkının azalmasıdır. Azalan basınç farkı ile debi de azalacaktır. Bu bakımdan, radyal türbinlerde basınç oranından daha çok dönme sayısının verime etkisini ilk plana çıkarmak daha uygundur. Şekil 4.9.' da MAN NR 20 radyal türbininin verim karakteristiği verilmiştir.



Şekil 4.9. MAN NR 20 tipi türbinin veriminin değişimi.

( $n_t$ ) türbin dönme sayısı olmak üzere ( $n_t / T_{3t}^{0.5}$ ) göreceli dönme hızı arttıkça aynı debiyi verecek basınç oranının ( $t = P_{3t} / P_4$ ) artması, yani türbin giriş basıncının büyümesi gerektiği görülmektedir.

Şekil 4.10.' da toplam sistem veriminin motor çalışma

$$N \text{ (güç) } : \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\text{J}}{\text{kg}} = \frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{W}$$

$C_p, C_v$  (özellül ısılar) : J/kg K



## 5. MOTOR VE AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİ

### 5.1. MOTOR VE AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİNİN ANA BÜYÜKLÜKLERİNİN BELİRLENMESİ

Burada istenilen motor gücüne göre, sırayla,

- Ortalama indike basınç ( $P_{mi}$ )
- Bu basıncı verecek olan yakıt debisi ( $m_y$ )
- Seçilecek hava fazlalık katsayısı ( $\lambda$ )' ya bağlı olarak gerekli hava debisi ( $m_h$ )
- Bunlara bağlı olarak doldurma basıncı ( $P_{zd}$ )

belirlenmelidir. Bundan sonra, basınç oranı ve hava debisi kullanılarak, doldurucu ve türbin hesapları yapılabilir.

5.1. Motor gücü, Ortalama Indike Basınç ve Hava Miktarı Arasındaki İlişki

(4.2) ifadesi ile verilmiştir :

$$W = \int P dV + (P_{2d} - P_{1d}) V_H$$

Bu işin, strok hacmi boyunca, sabit bir çevrim basıncı (ortalama indike basınç  $P_{mi}$ ) ile elde edildiği düşünülüp, çevrim işi;

$$W = P_{mi} V_H (N_m / \text{çevrim}) \quad (5.1)$$

şeklinde yazılabilir.

#### 5.1.2. 4 zamanlı motorda hava debisi ve volumetrik verim

Öte yandan motorun hacimsel debisi, 4 zamanlı motor için, iki devirde bir emme periyodu olduğuna göre

$$Q_m = \frac{n}{120} V_H \frac{\text{çevrim}}{s} \frac{m^3}{\text{çevrim}} = \frac{m^3}{s} \quad (5.2)$$

ve herhangi (0) referans şartlarına göre kütleli debi

$$m_{om} = Q_m P_o / R T_o \quad (5.3)$$

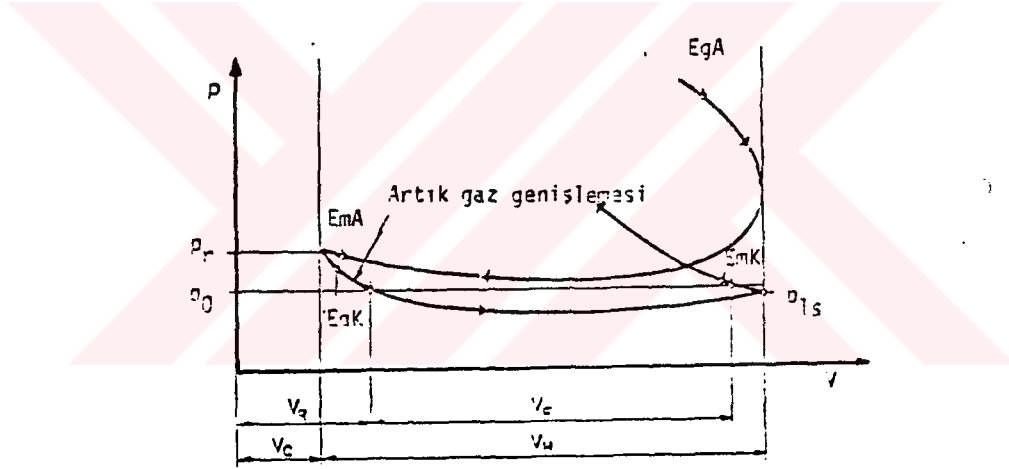
yazılabilir. Gerçekte silindir içinde referans şartlarından (referans şartları normal emmeli motorlarda atmosfer veya emme süpabı girişi şartları, aşırı doldurulmalılarda doldurucu çıkış şartları veya gene emme süpabı girişi şartları olarak alınabilir) farklı şartlar bulunmaktadır. Bu nedenle motor havası debisi de referans şartlarındaki debiden farklıdır. Bu farklılık bir volumetrik verim tanımı ile belirlenebilir.

Volumetrik verim

$$nv = \frac{m}{m_0} \quad (5.4)$$

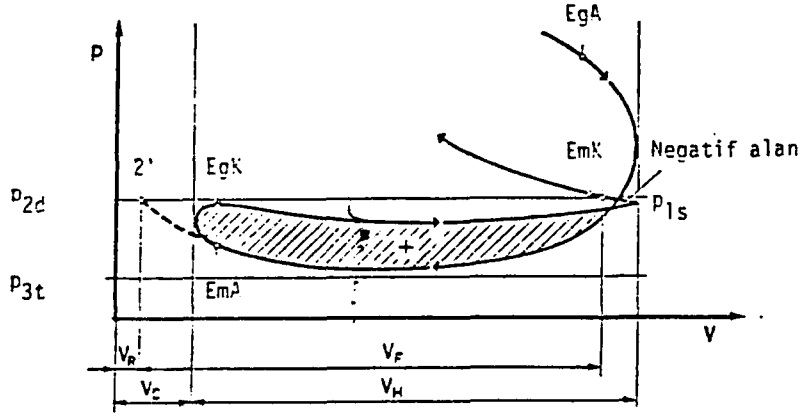
şeklinde  $nv$  gerçek hava debisinin referans şartlarına göre olan hava debisine oranı ile tanımlanmaktadır.

Şekil 5.1' de normal emmeli, Şekil 5.2' de ise aşırı doldurmalı motorun  $P - V$  diyagramının gaz değişimi kısmı verilmiştir.



Şekil 5.1 - Normal emmeli motorun gaz değişimi diyagramı

Görüldüğü gibi sıkıştırma başında silindir içinde  $P_0$  referans basıncından daha düşük bir  $P_{15}$  basıncı vardır.



Şekil 5.2 - Aşırı doldurmalı motorun gaz değişimi diyagramı

#### Normal emmeli motorda:

Egzoz stroku sonunda silindirde kalan artık gazların referans basıncındaki hacimleri ( $V_r$ ), sıcaklıkları ( $T_r$ ) ise, bunların kütlesi

$$m_r = P_o V_r / R_r T_r \quad (5.5)$$

emme stroku sonunda, referans basıncındaki silindir havası miktarı ise

$$m_s = P_o (V_F + V_r) / R_s T_s \quad (5.6)$$

olurlar. Bir strokta motora emilen gerçek hava  $V_F$  faydalı strok hacmindeki miktardır :

$$m_m = m_s - m_r = V_F p_0 / R_s T_s \quad (5.7)$$

Referans basıncındaki silindir havası miktarı

$$m_{Om} = P_o V_H / (R_o T_o) \quad (5.8)$$

olmak üzere, (5.7) ve (5.8)' i (5.4)' de kullanarak volumetrik verim için;

$$n = V_F T_o / (V_H T_s) \quad (5.9)$$

bulunur.

Aşırı doldurmalı durumda ise:

Artık egzoz gazları bir sıkıştırma eğrisi boyunca aşırı doldurma için referans basıncı alınabilecek olan ( $P_{2d}$ )' ye kadar sıkıştırılıyor kabul edilmektedir. (Şekil 5.2 üzerinde 2' noktası) Artık egzoz gazlarının sıcaklığı, referans sıcaklığından büyük olduğundan ( $T_r > T_o$ ), normal emmeli motorda her zaman  $n_v > 1$ 'dir. Aşırı doldurmalı motorda ise,  $P_{2d} > P_{3t}$  olduğu zaman, egzoz ve emme süpablarının birlikte açık kalma süreleri (süpap süperpozisyonu) yeterli derecede büyükse, artık gazlar aşırı doldurma havası tarafından tamamen süpürülerek dışarı atılırlar ve  $V_r$  giderek sıfıra yaklaşır. Bu durumda volumetrik verim 1' den büyük değerler alabilir. Ancak  $P_{2d}$  ile  $P_{3t}$  arasındaki fark çok az ve süpap süperpozisyonu yoksa  $V_r > V_c$  olacak ve volumetrik verim 1'e yakın ve 1'den küçük değerler alacaktır.

Aşırı doldurmalı 4 zamanlı motorda gaz değişimi gerçekte Şekil 5.3.' deki gibi olmaktadır:

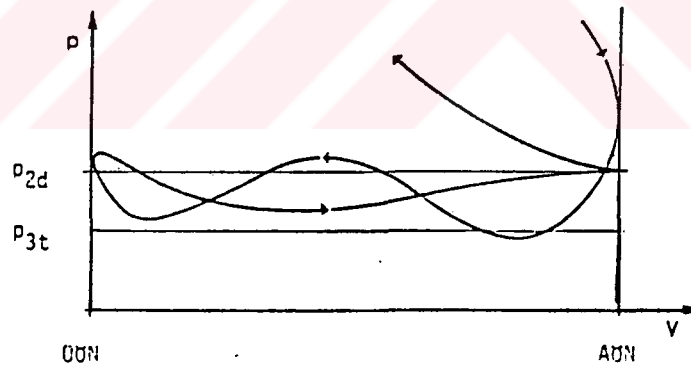
- Egzoz süpabı açılınca silindir basıncı hızla  $P_{3t}$  türbin giriş basıncının altına düşer.
- Silindir gazlarının piston tarafından süpürülmesi sırasında

giderek artan gaz hızları nedeniyle egzoz süpabındaki kısılma kayıpları artmakta ve silindir basıncı yükselmektedir.

- UON' ya doğru piston hızı azalmakta, basınç yükselişi yavaşlamakta ve basınç daha sonra düşmeye başlamaktadır.

- Ancak, bundan sonra egzoz süpabı kapanmaya başladığı için kısılma kayıpları iyice artmakta, silindir basıncı yeniden yükselmektedir. Silindir basıncı UON' da veya buradan biraz sonra doldurma basıncının üstüne de çıkabilir.

- Emme, daha doğrusu doldurma stroku sırasında emme süpabındaki kayıplar nedeniyle silindir basıncı her zaman doldurma basıncının altındadır. Emme stroku sonunda, emme süpabı yeteri kadar geç kapatılarak, doldurma havasının dinamik basıncının statik basınca dönüşmesi ve silindir basıncının biraz daha yükselmesi beklenmektedir.



Şekil. 5.3. 4 zamanlı aşırı doldurmalı motorda gerçek bir dolgu değişimi çevrimi

## 5.2. MOTOR ve DOLDURUCUNUN BİRLİKTE ÇALIŞMALARI

Motor ve doldurucunun birlikte çalışma noktaları her çalışma şartında ikisinin de debisinin eşit olduğu noktalardır. Motor debi karakteristiği 2 veya 4 zamanlı için farklı, doldurucu debi karakteristiği ise hacim süpürmeli veya santrifüj

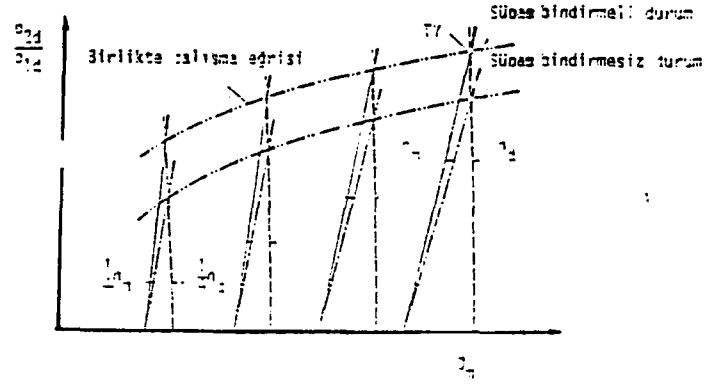
doldurucu için farklı olduğundan bir çalışma şartı için başka bir motor - doldurucu çifti en uygun olabilir. [18]

#### 5.2.1. 4 Zamanlı Motor, Mekanik Tahrikli Hacim Süpürmeli Doldurucu

Şekil 5.4' de üst üste çizilmiştir. Birlikte çalışma noktaları, her iki karakteristiğin kesiştiği noktalardır. Burada yatay eksen hacimsel debi olup bu debi 4 zamanlı motor için (5.10) ifadesine göre, dönme sayısı ile doğrudan orantılı değişmektedir. Bu nedenle yatay eksen motorun çalışma şartlarından birini belirliyen devir sayısını da göstermektedir. Birlikte çalışma eğrisi üzerinde, motorun bütün çalışma devirlerinde doldurma basınç oranı hemen hemen sabit kalmaktadır. Motorun bir diğer çalışma parametresi de motor yükü veya bunun ölçüsü olarak ortalama efektif basınçtır. Görüldüğü gibi tam yükte, yani en büyük çalışma devri ve en büyük ortalama efektif basınçta gerekli  $P_{2d} / P_{1d}$  doldurma oranını verecek şekilde tam yük (TY) noktasına göre tasarımılanmış hacim süpürmeli doldurucu diğer çalışma noktalarında da hemen hemen aynı basınç oranını sağlamaktadır.

#### 5.2.2. 4 Zamanlı Motor, Mekanik Tahrikli Santrifüj Doldurucu

Santrifüj doldurucu halinde ise durum bütünüyle farklıdır. Şekil 6.4' de 4 zamanlı motorun mekanik tahrikli santrifüj doldurucu ile birlikte çalışması verilmiştir. Doldurucu devri birden büyük bir çevrim oranı ile motor devriyle orantılı olup, görüldüğü gibi artan veya azalan motor devriyle doldurucunun sağladığı (birlikte çalışma) basınç oranı da değişmektedir. [6]



Sekil 5.4. 4 Zamanlı motor ve mekanik tahrikli hacim süpürmeli doldurucunun birlikte çalışma noktaları

- - Doldurucu karakteristiği
- Motor karakteristiği
- .-. Birlikte çalışma

## 6. EGZOZ TÜRİNİ - SANTRİFUJ DOLDURUCU ve MOTORUN BİRLİKTE ÇALIŞMASI

### 6.1. Türbin ve Doldurucu Birlikte Çalışma Noktaları

Bölüm 4.' de egzoz gazlarının enerjisinin türbine iletilmesinde

- Tam genişletmeli tahrik
- Tam basınçlı tahrik
- Yarı genişletmeli tahrik

şeklinde çeşitli metodların kullanılabileceği, ancak bunlardan yarı genişlemeli tahrikin en uygun olduğu görülmüş idi. Yarı genişlemeli tahriki de iki türlü gerçekleştirmek mümkündür:

- Sabit basınçla tahrik

Egzoz süpabının açılmasıyla birlikte, egzoz gazları ( $P_{5s}$ ) basıncıyla silindiri terk eder ve egzoz kanalı içinde, basınçları giderek azalır, genişlerler. Bu tahrik şeklinde, her silindirden çıkan egzoz gazları önce ortak bir

toplayıcıda toplanırlar ve burada basınçlar dengelenir. Denge seviyesinde olmaktadır. Gazlar bir genişletme lülesinden geçirilerek enerjilerinin bir kısmı hız enerjisine çevrilir. Bir kısım genişleme de reaksiyon türbini içinde olur. [6, 15]

#### - Darbeli basınçla tahrik

Burada her silindirin egzoz gazlarının basınç ve hız dalgaları, uygun ateşleme zamanlı başka silindirlerinki ile bir araya getirilmeye çalışılır. Böylece egzoz gazlarının enerjileri, bir toplayıcıya gerek kalmadan, kısmen basınç ve kısmen hız enerjisi şeklinde türbine iletilir. Bu durumda da bir egzoz karşı basıncı var olmakla birlikte bu basınç sabit değil, değişkendir.

Basit olması, daha az yere gerek duyulması ve yük değişimlerine daha hızlı cevap verebilmesi açısından en çok kullanılan metod budur. Bu metodta türbine giriş şartlarının efektif değerleri, sabit basınçla tahrikteki şartların ( $P_{gt}$ ,  $T_{gt}$ ) belli bir katsayı ile çarpılmasıyla bulunabilir.

Türbin, doldurucu ve motorun kararlı bir şekilde birlikte çalışması sırasında aşağıdaki şartlar gerçekleşmektedir :

1 - Türbin ve doldurucunun efektif güçleri eşittir :

$$N_t = N_d \quad (6.1)$$

2 - Türbin debisi doldurucu debisinden yakıt miktarı kadar farklıdır

## 7. AŞIRI DOLDURMALI MOTORLARIN MOMENT KARAKTERİSTİKLERİNİ İYİLEŞTİRME YOLLARI

Aşırı doldurmalı motorların gerek sabit devir - değişken moment, gerekse devrin karesi ile değişen moment ile çalışması durumunda motor momenti açısından ortaya bir problem çıkmamaktadır. Buna karşın, alçak devirlerde de motor momentinin yüksek olması istenen taşıt tahriki durumunda, egzoz türbini ile yapılan aşırı doldurmada, en yüksek motor momenti ile alçak devirlerdeki motor momenti arasındaki fark çok büyüktür. (0.8-0.9 MPa)'lık ortalama efektif basınçlar için bu fark pek fazla değildir. Ancak çoğu kez ek önlemler alarak motor moment karakteristigini düzeltmek gereklidir. Bunun için sistemin yapısından bir değişiklik yapılmadan, bazı büyüklüklerin uygun bir şekilde değiştirilmesi yoluyla doldurma basıncının azalan devirle birlikte olan azalması yavaşlatılabileceği gibi, sisteme bazı yapısal değişiklikler getirerek de doldurma basıncı sabit tutulmaya çalışılabilir. [3]

## 7.1 Yapısal Olmayan Önlemler

Yapısal olmayan önlemler türbin tahrik metodunun seçiminden, türbin, doldurucu ve motor karakteristiklerinin istendiği şekilde, birbirlerine göre kayık seçilmesine kadar uzanmaktadır.

### (i) Tahrik metodunun seçimi

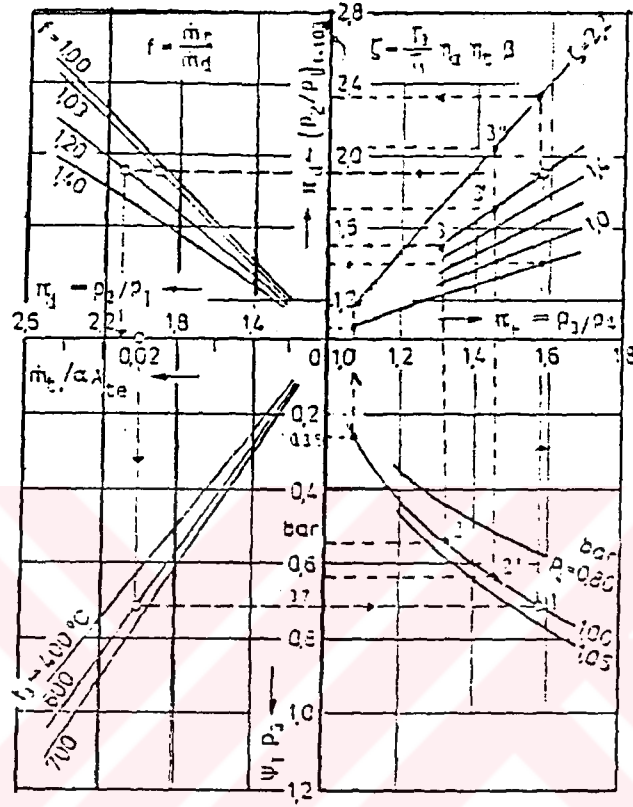
Motor devrinin yarıya inmesiyle, yaklaşık olarak, motor havası ve türbin debisi de yarıya inmektedir. Türbin debisini veren

$$m_t = \xi A_{te} \psi_t \frac{P_{3t}}{T_{3t}^{0.5}} \left( \frac{2}{R} \right)^{0.5}$$

ifadesine bakılırsa ( $m_t$ )' nin yarıya inmesinin, ( $\psi_t$ ,  $P_{3t}$ ) ' nin yarıya inmesi anlamına geldiği görülür. Şekil. 7.1.' de görüldüğü gibi, bu durumda; ( $P_{2d}/P_{1d}$ ) oranı da azalmaktadır. Ancak dikkat edilirse, basınç oranındaki bu azalma ( $\xi = 0.8$ ) için % 25 kadar iken. ( $\xi = 2.2$ ) için % 40' a kadar yükselmektedir.

Darbeli basınçla tahrik durumunda türbin debisinin azalmasının basınç oranına etkisi daha azdır. Çünkü daha önce de bahsedildiği şekilde, alçak devirlerde de istenilen motor momentini sağlayabilmek amacıyla, motora gönderilen yakıt miktarı azaltılmadığından egzoz basıncının tepe değeri pek değişmemiş, buna karşın devrin azalması nedeniyle, birim

zaman içindeki sayıları



Şekil 7.1 - Darbeli basınçla veya sabit basınçla tahrik durumunda parametrelerin basınç oranına etkileri

azalmıştır. Egzoz birleşme noktalarındaki iki tepe deger arasındaki zaman uzayınca buradaki basınç  $P_4$  türbin çıkış basıncına kadar düşebilmektedir. Birleşme noktasındaki en küçük ve en büyük basınçlar arasındaki fark büyüdükçe ( $\alpha$ ) küçülmekte ( $\beta$ ) ise büyümektedir. Böylece darbeli basınçla tahrikte türbin debisi azaldıkça;

- ( $A_{te}$ )' in düşmesi sonucu, ( $\psi_t P_{3t}$ ) sabit basınçla tahrik durumunda olduğundan daha az düşmekte ve basınç oranı da daha

az düşmektedir. (Örneğin, Şekil 7.1' de 2 noktası yerine 2' noktasına ve 3 noktası yerine 3' noktasına gelinir).

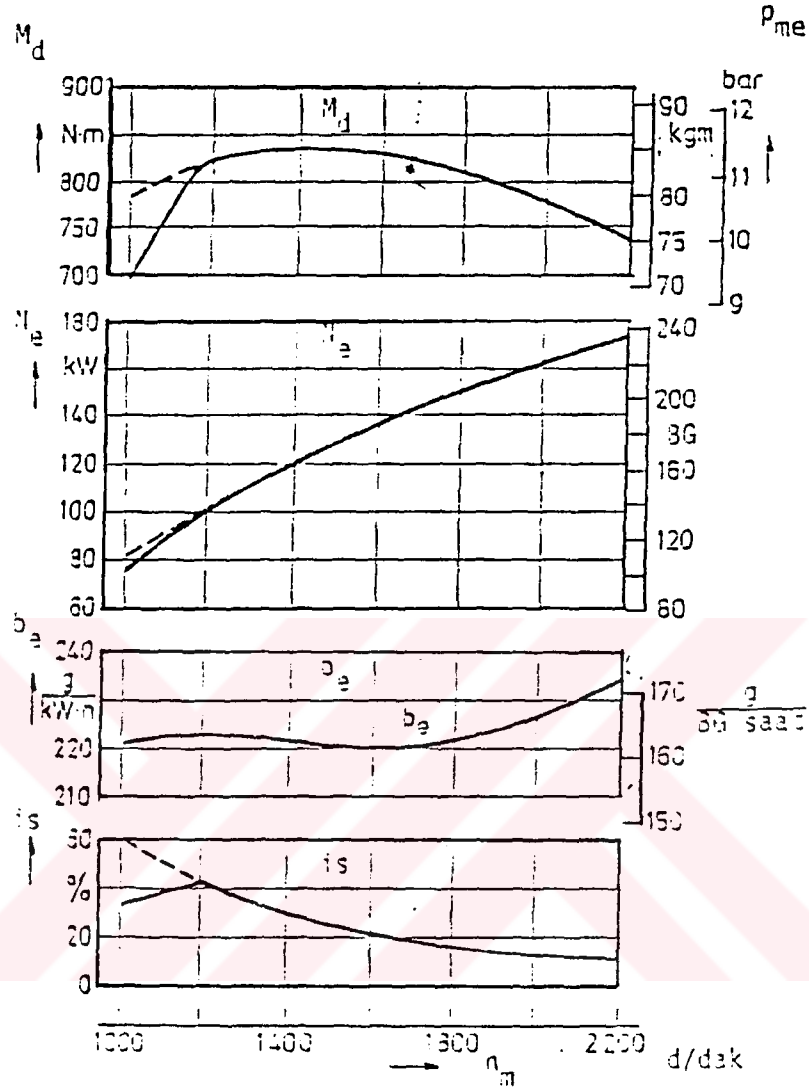
- ( $\beta$ ) büyümüş olduğundan ( $\xi$ )' de büyümüştür. Bu da ayrıca basınç oranındaki düşmeyi azaltmaktadır (Örneğin, Şekil 7.1' de 3' noktası yerine 3" noktasına gelinir).

(ii) Türbin ve doldurucu o şekilde tasarımlanabilir ki, sistemin verimi en büyük motor yükündeki hava debisi için değil, daha düşük bir debi için en fazladır. Böylece en büyük motor momenti de daha alçak devirlere kaydırılmış olur (% 50 - 60  $N_{max}$  gibi). Yalnızca bu önlemin yetmediği durumlarda motorlarda ek tedbirler alarak maksimum momenti daha düşük devirlere kaydırmak gerekebilir. Bu amaçla motora gönderilen yakıt yüksek devirlere gelindikçe azaltılır ve motor giderek büyüyen bir hava fazlalığı ile çalışır. Bu durumda motordan alınabilecek en büyük güçten vazgeçilmelidir. Ayrıca, doldurma sisteminin verimi de isteyerek düşük tutulmaktadır. Şekil 7.2' de darbeli basınç türbini ile aşırı doldurulmuş VOLVO TD96 motorunun karakteristikleri verilmiştir. Görüldüğü gibi en yüksek motor momenti (1400 d/dak) civarında olmuştur ve (1150 d/dak)' ya kadar sabit kalmaktadır. Bu devrin altındaki çalışmada ve özellikle buralardaki ivmelenme sırasında doldurucu havasının yetersiz kalması nedeniyle iş oluşmakta BOSCH skalasına göre verilmiş olan (% 40)' lık sınır aşılmaktadır. Bu durum şekilde kesikli çizgilerle gösterilmiştir. (% 40)' lık iş sınırını tutturabilmek amacıyla yakıt ayar koluna, doldurucu çıkış basıncına göre çalışan bir regülatör ile, ayrıca kumanda edilerek yakıt miktarı azaltılmaktadır. Moment egrisinde bu nedenle hızlı bir düşme görülmektedir. Yüksek devirlerde ise kısılan yakıt miktarı sonucu iş çok azalmakla beraber özgül yakıt tüketimi artmıştır. [6]

## 7.2 Yapısal Önlemler

Motor ve özellikle doldurma sistemi üzerinde, alçak devirlerde motor momentinin düşmesini önleyecek şekilde, bazı yapısal değişiklikler yapmak mümkündür.

Süpap bindirme süresinin uzatılarak (6.1) ifadesine göre, toplam türbin debisindeki motor dönme sayısının payı azaltılabilir. Ancak süpürme havasının 4 zamanlı motorun debisindeki payı zaten sınırlı olduğundan; bu şekilde elde edilen düzelme pek fazla olmaz. Buna karşın; türbin üzerinde, doldurma basıncına oldukça etkili yapısal değişiklikler yapmak mümkündür.



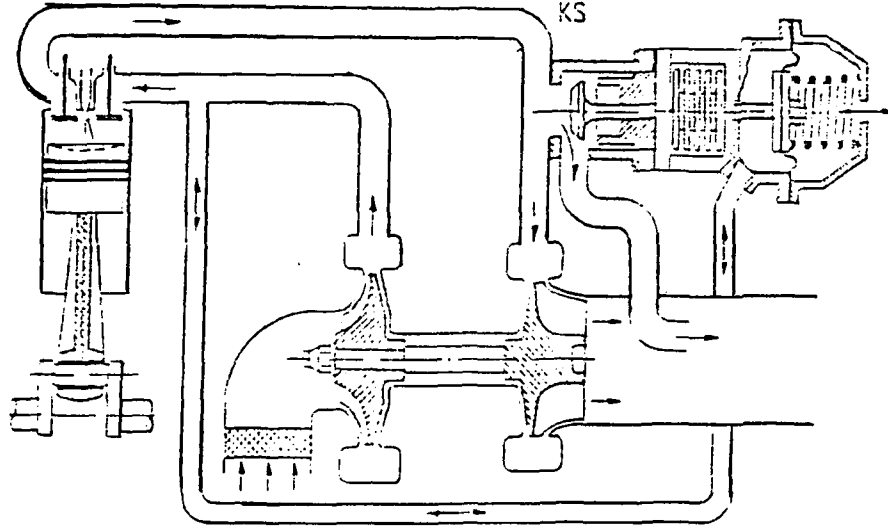
Şekil 7.2. Aşırı doldurulmuş Volvo TD 96 motorunun moment, güç, özgül yakıt tüketimi karakteristikleri ve BOSCH skalasına göre iş değerleri

(i) Egzoz gazı kaçırılması (Sastegale)

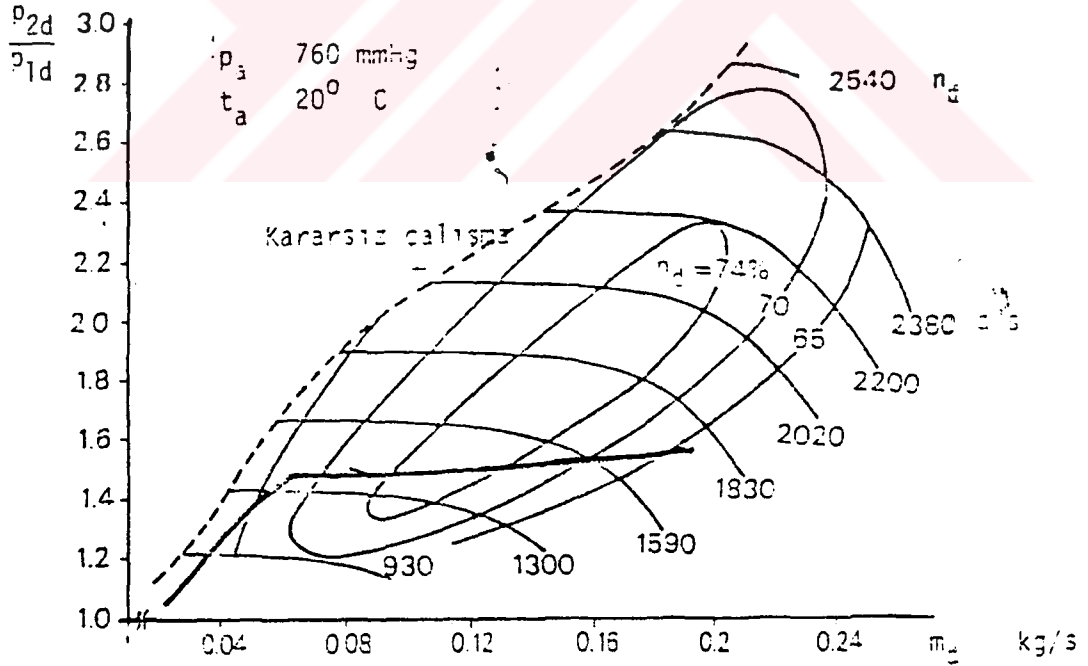
Burada yapılan iş, yapısal olmayan önlemlerle görüldüğü şekilde, motoru önce büyük boyutlu tutup sonra verebileceği güçten vazgeçmek değil, tam tersine aşırı doldurma sistemini

büyük boyutlu tutup yüksek dönme sayılarında sağlayabileceği hava miktarının bir kısmından vazgeçmektedir. Bunun için türbin alçak dönme sayılarında da istenilen ( $P_{2d}/P_{1d}$ ) oranını sağlayacak güçte yapılır. Ancak yüksek motor devirlerinde, seçilen bu oranın sabit kalmasını sağlamak için, egzoz gazının bir kısmı türbine gönderilmeden atmosfere atılır.

Şekil 7.3' de böyle bir sistemin şeması verilmiştir. Bu sistemde ( $P_{2d}$ ) doldurucu çıkış basıncı (KS) kaçırma supabını pistonun bir yüzüne etki etmektedir. Pistonun öteki yüzüne ise yay kuvveti etki etmektedir. Doldurucu çıkış basıncı belli bir değeri aştığında yay kuvveti yenilmekte ve supabın açılmasıyla egzoz gazlarının bir kısmı atmosfere atılarak türbin gücü sabit tutulmaktadır. Bu şekilde oldukça geniş bir debi aralığında motor dönme sayısından ve yükünden bağımsız olarak sabit bir ( $P_{2d}$ ) elde edilmektedir. Şekil 7.4' te böyle bir sistemin karakteristiği verilmiştir. Bu sistem, 2.8 l' lik DATSUN benzin motorunda kullanılmaktadır. Görüldüğü gibi, aşağı yukarı (2000 d/dak)' lık motor devrine karşılık gelen (0.06 kg/s)' lik hava debisinden itibaren ( $P_{2d}/P_{1d} = 1.5$ ) olarak sabit tutulmuştur. Doldurucu geniş bir aralıkta (0.7)' lik bir verimle çalışmakta, en düşük verim (0.65) değerinde kalmaktadır. Ancak açıkça görülmektedir ki, doldurucu ( $nd = 0.7$ ) ve ( $P_{2d}/P_{1d} = 2.2$ ) ile ve



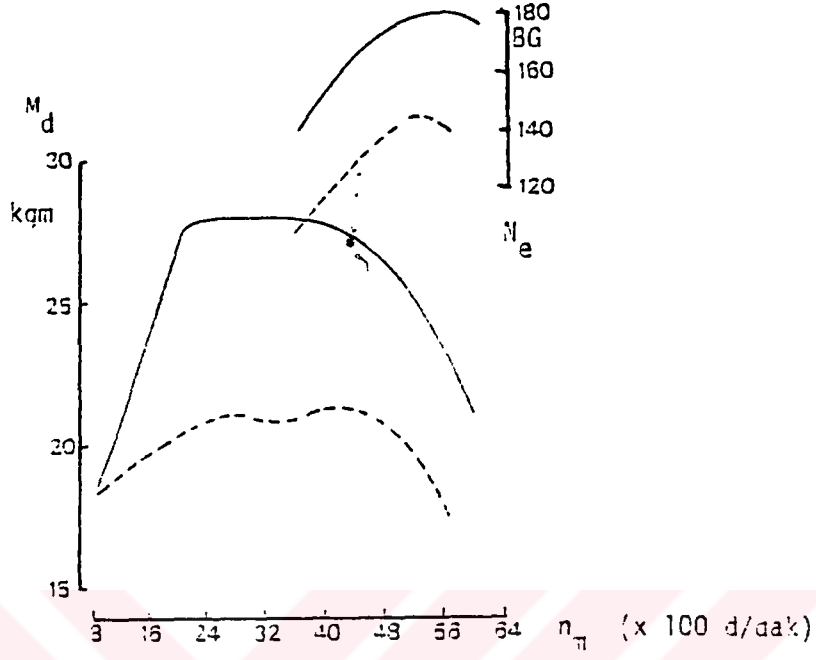
Şekil. 7.3. Egzoz gazı kaçırmalı türbin tahrik sistemi



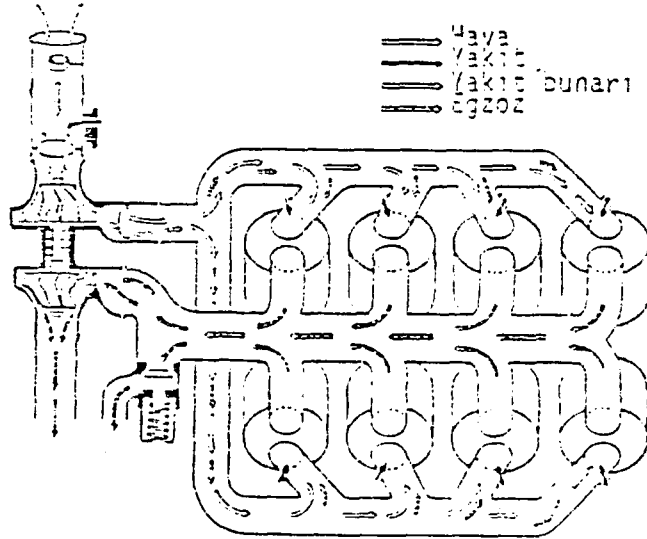
Şekil 7.4. 2.8 I' lik DATSUN motorunda kullanılan egzoz gazı kaçırmalı sistemin karakteristiği

kararlılık sınırından uzak çalışılabilecek şekilde tasarımılanmış olmasına karşın oldukça düşük bir performansla çalıştırmaktadır.

Bu doldurucu ile elde edilen motor momenti Şekil 7.5' te verilmiştir. Şekilde aynı motorun normal emmeli durumda verdiği moment de çizilmiştir. Normal emmeli motor en büyük momentini (4000 d/dak) da verirken aşırı doldurmalı motor (2800 d/dak)' da vermekte ve geniş bir dönme sayısı aralığında bu değeri korumaktadır. Benzin motorlarının aşırı doldurulmasında bazen gaz kelebegine ek olarak doldurucunun girişine bir ikinci kelebek konularak düşük yüklerde hava doldurucunun içine hapsedilir ve doldurucunun çektiği güç düşük bir seviyede tutulur. Böylece dönme sayısının düşmesi önlenerek ivmelenme yeteneği arttırılır. Şekil 7.6' da böyle bir sistem şematik olarak verilmiştir.



Şekil 7.5. 2.8 l' lik DATSUN motorunun moment karakteristigi  
 ----- Aşırı doldurmalı, - - - - - Normal emmeli



Şekil 7.6. İki kelebekli doldurma sistemi

## (ii) Türbin kesiti daraltırılması

Burada, düşük motor dönme sayıları ve yüklerinde türbin gücünü arttırmak amacıyla türbin giriş kesiti mekanik olarak daraltılmaktadır. Daha önce de görüldüğü gibi belli bir türbin debisi için türbin kesiti azaltıldığında;

$$m_t = A_{te} \psi_t \frac{P_{gt}}{T_{gt}^{0.5}} \left( \frac{2}{R} \right)^{0.5}$$

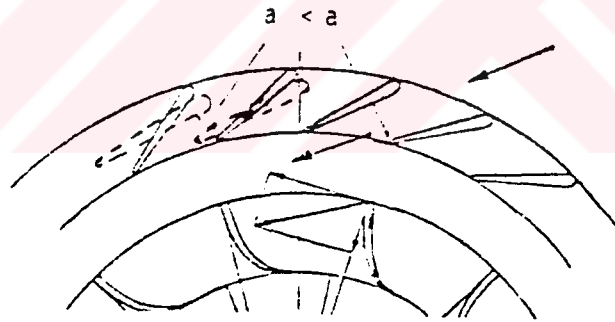
ifadesine uygun olarak ( $\psi_t P_{gt}$ ) büyümekte ve türbin gücü de büyüterek ( $P_{2d}/P_{1d}$ ) oranı artmaktadır (Bak; Şekil. 7.1.).

Motora bağlı olmadan çalışan bir türbin durumunda giriş kesiti daraltılırsa debi azalacaktır. Ancak; motora bağlı olarak çalışma sırasında aynı miktar egzoz gazı daha küçük bir kesitte motor tarafından pompalanarak geçirildiği için türbin giriş basıncı ( $P_{gt}$ ) bu debiyi sağlayacak şekilde büyümektedir. Sonuç olarak motorla birlikte çalışmada türbine eş değer kesit alanının daraltılması türbin gücünde bir artmaya neden olmaktadır. Daha doğrusu bu artma debideki azalma sonucu olan güç düşmesini karşılamaktadır.

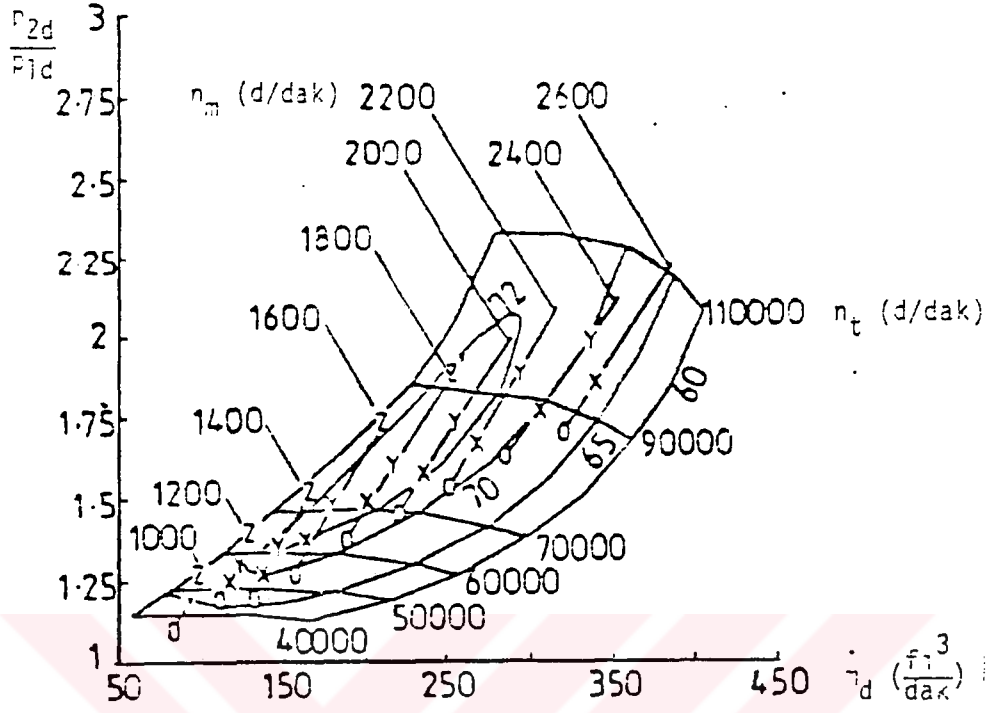
Türbin giriş kesiti daraltılması genel olarak girişte hareketli yönlendirici kanat kullanarak sağlanmaktadır (Şekil. 7.7.). Ancak hareket edebilir kanat sistemi bir yandan karışık ve pahalı duruma getirmekte diğer taraftan özellikle aksenal türbinlerde hareketli kanat ile gövde arasında bırakılması gerekli olan genişleme boşlukları düşük sıcaklıklarda etkili olarak verim düşmesine neden olmaktadır. Radyal türbinlerde

durum bu açıdan daha iyidir. Ayrıca kesitlerin daraltılması durumunda sistemin optimum tasarım noktasından uzaklaşması da ek bir verim kaybı getirecektir. [21]

Şekil 7.8' de bir motor ile birlikte çalışan ve ayarlanabilir türbin giriş kesitine sahip sistemin karakteristiği verilmiştir. Görüldüğü gibi motor debisi azalmasına rağmen türbin giriş kesitinin daraltılması ile basınç oranını yeniden yükseltmek mümkün olmaktadır. Bu sırada sistem verimi bazı noktalar dışında çok fazla düşmemektedir. Sonuçta Şekil 7.9' da görülebileceği gibi alçak dönme sayılarında kesit daraltılması ile motor momentinde belli bir iyileşmeye ulaşılmıştır.

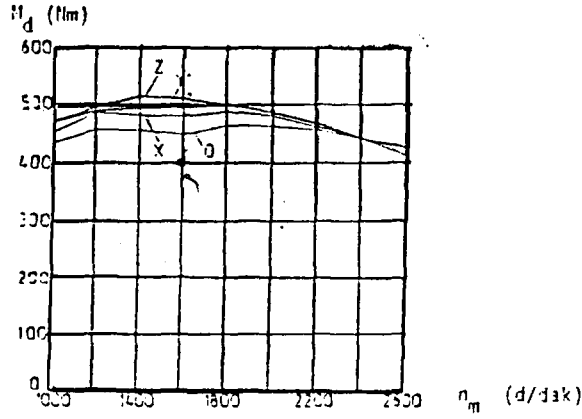


Şekil 7.7. Hareketli yönlendirme kanatları ile yapılan kesit daraltılması



Sekil 7.8. Türbin giriş kesitinin doldurucu performansına etkisi

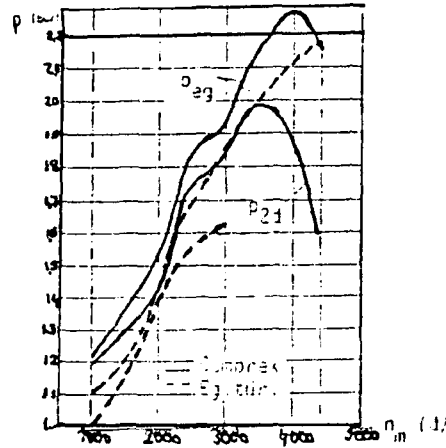
- (o) - Türbin giriş kesiti % 100 açık
- (x) - Türbin giriş kesiti % 25 açık
- (y) - Türbin giriş kesiti % 40 açık
- (z) - Türbin giriş kesiti % 50 açık



Şekil 7.9. Şekil 9.8' deki doldurucu ile çalışan motorun moment karakteristigi

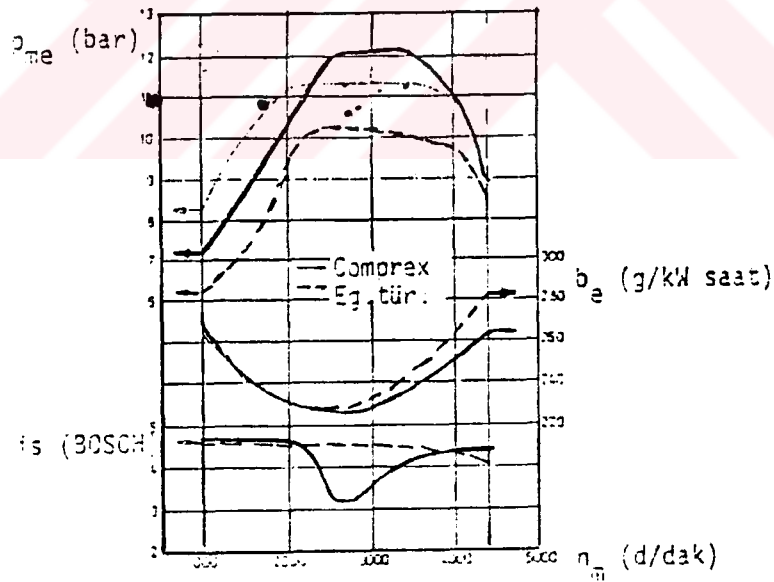
### (iii) COMPREX sistemi

COMPREX sistemi, daha önce görülen nedenlerden dolayı, düşük yük ve dönme sayılarında ETAD' a göre çok daha yüksek basınç oranları sağlayabilmektedir. Bu özelliği nedeniyle, COMPREX sistemi bugün taşıt motorlarında daha sık kullanılmaktadır.



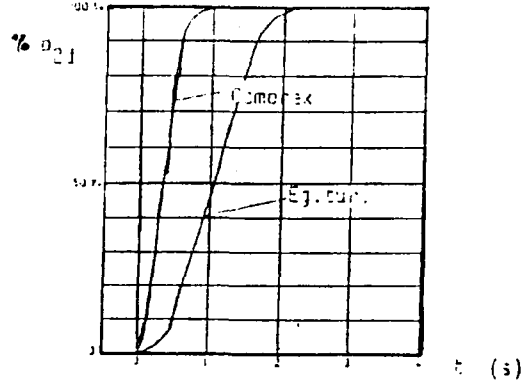
Şekil 7.10 - 3.Sil.. 1.6.1. VW motorunda egzoz türbini - santrifüj doldurucu ve COMPREX sistemi ile elde edilen basınç oranları

Şekil 7.10' da 3.Sil., 1.6 l, VW motorunun ETAD' lı ve COMPREX sistemle aşırı doldurmalı durumları için, doldurucu basınç oranının dönme sayısı ile değişimi, Şekil 7.11' de ise ortalama efektif basıncın değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi COMPREX sistemi alçak dönme sayılarında daha yüksek basınç oranı ve buna bağlı olarak daha yüksek ortalama basınç sağlayabilmektedir. Ayrıca gerek yakıt tüketimi gerekse BOSCH skalasına göre verilmiş iş değerleri de Comprex sistemde daha iyidir. Noktalı verilen eğri Comprex sistemin ideal olarak sağlaması gereken ortalama efektif basınç eğrisidir. Şekil 7.12' de Comprex ve türbinli sistemin basınç yükseliş hızları görülmektedir. Comprex sistemde basınç iki katı hızla yükselmektedir. [6, 21]

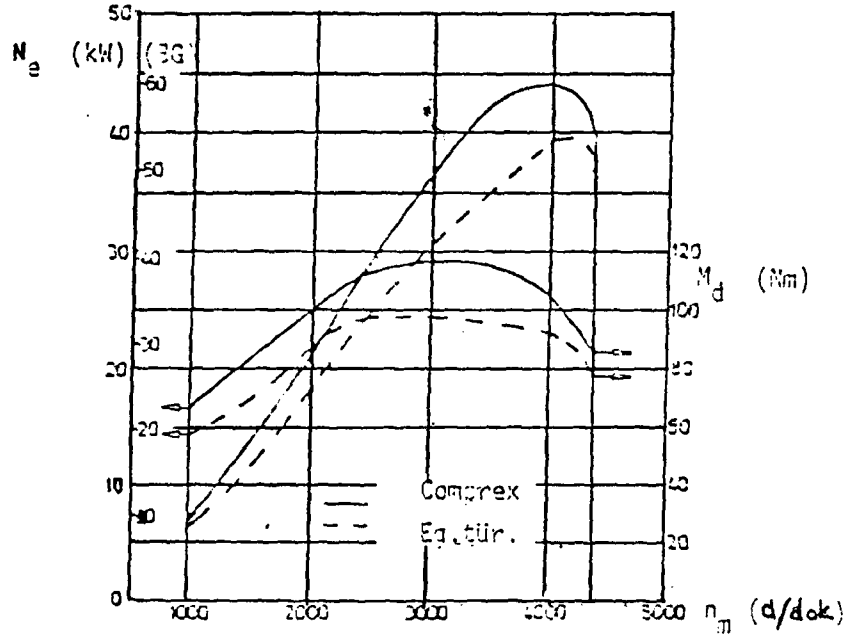


Şekil 7.11. 3. Sil.. 1.6 l, VW motorunda egzoz türbini - santrfüj doldurucu ve COMPREX sistemi ile elde edilen ortalama efektif basınçlar

Şekil 7.13' de ise söz konusu motorun her iki sistem ile sağladığı güç ve moment karakteristikleri verilmiştir.



Şekil 7.12. 3.Sil., 1.6.1, VW motorunda egzoz türbini - santrifuj doldurucu ve COMPREX sistemi ile elde edilen basınç yükseliş hızları



Şekil 7.13. 3.Sil., 1.6.1, VW motorunda egzoz türbini - santrifüj doldurucu ve COMPRES sistemi ile elde edilen motor güçleri ve momentleri [18]

## BÖLÜM 8

### 8. AŞIRI DOLDURMANIN MOTOR VERİMİNE VE EGZOZ EMİSYONUNA ETKİSİ

#### 8.1 Aşırı Doldurmanın Motor Verimine Etkisi

Aşırı doldurmanın motor verimine etkisi, doldurucu gücü ortalama efektif basınç cinsinden yazılırsa daha açık olarak görülebilir. Doldurucu gücü ( $N_d$  : W) ise, bu gücü verecek olan ortalama basınç ( $P_{md}$  :  $N/m^2$ ), motor büyüklükleri ( $N_m$  : d/s ,  $V_H$  :  $m^3$ ) cinsinden

$$P_{md} = \frac{N_d}{n_m V_H} \quad (8.1)$$

olarak yazılabilir.

Doldurucu gücü, ayrıca (4.14) ifadesi ile

$$N_d = \frac{1}{n_d} m_d C_{ph} T_{1d} \left[ 1 - \left( \frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{(k-1)/k} \right]$$

Şeklinde verilmiş idi. Doldurucu debisi ( $m_d$  : kg/s), motor büyüklükleri ( $V_H$  : m<sup>3</sup>,  $n_m$  : d/s) cinsinden

$$m_d = V_H n_m \rho_{1d} \eta_v = V_H n_m \eta_v P_{1d} / RT_{1d}$$

yazılırsa, (8.1.) ifadesi;

$$P_{md} = \frac{\eta_v}{\eta_d} P_{1d} \frac{C_{ph}}{R} \left[ 1 - \left( \frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad \text{olur.}$$

2 zamanlı motorda dolgu değişimi çevrimi bulunmadığı için geri kazanılan güç de yoktur. Bunlarda iyi bir süpürme yapabilmek için, hava miktarı 4 zamanlılarda daha fazla tutulduğundan doldurucu gücü ( $P_{me} = 1$ )' da bile motor gücünün (% 25)' ni bulabilir. Bu nedenle 2 zamanlı motorlarda mekanik tahrik daha çok düşük basınçlı süpürme için kullanılır. [3]

Yukarıda yapılan, P - V diyagramının iş çevrimi kısmının her iki doldurma şekli için de aynı olduğu kabulü pratikte pek doğru değildir. Çünkü ETAD halinde egzoz gazları ( $P_{1d}$ )' den daha büyük olan ( $P_{3t}$ ) basıncına karşı aktıklarından, egzoz açılma basıncı ( $P_{5s}$ )' i mekanik tahriktekinden daha yüksek tutmak gerekebilir. Bu nedenle umulan verim kazancına erişilmiyebilir.

#### Normal emmeli motor ile verim karşılaştırılması

Aşırı doldurma ile ortalama efektif basınç büyümektedir. Büyüyen ( $P_{me}$ )' le mekanik verimde göreceli olarak arttığından (aynı güç için motor boyutu küçülüyor) mekanik tahrikli aşırı doldurulmuş motor ile normal emmeli motor arasındaki verim farkı, mekanik tahrikli aşırı doldurulmuş motor ile egzoz türbini ile aşırı doldurulmuş motor arasındaki farktan daha

azdır. Kısmi yüklerde, mekanik verimin karşılayacağı etkisi azaldığından, normal emmeliye göre olan verim kaybı büyür.

ETAD halinde ise daha önce bahsedilen nedenlerden dolayı alçak yük ve dönme sayılarında bile verim normal emmeli motordan yüksektir. Şekil 11.2' de bir seri motorda elde edilmiş özgül yakıt tüketimi değerleri verilmiştir. Mekanik tahrikle aşırı doldurmalı ve 6 silindirli motorda aşırı doldurma ünitesi yarı yükte devreye girmektedir. Bu noktadan önce bu motorun verimi 9 silindirli normal emmeli motordan daha yüksektir. Şekil 9.3' te ise normal emmeli ve ETAD' lı iki motor karşılaştırılmışlardır.

#### **Benzin motorlarında aşırı doldurmanın verime etkisi:**

Benzin motorlarında aşırı doldurma yapıldığında vuruşta ortaya çıkmaması için yükselmiş bulunan sıkıştırma sonu basınçlarını yeniden eski seviyelerine getirmek amacıyla, sıkıştırma oranı düşük tutulmaktadır. Benzin motorları için geçerli olan (7 - 10)' luk sıkıştırma oranları seviyesinde, termik verim sıkıştırma oranı ile hızlı bir şekilde değiştiğinden, aşırı doldurmalı benzin motorlarında belli bir verim kaybı göze alınmalıdır.

$$m_d = V_H n_m P_{1d} n_v P_{1d} / R T_{1d}$$

yazılırsa, ( 8.1) ifadesi

$$P_{md} = \frac{n_v}{n_d} P_{1d} \frac{C_{ph}}{R} \left[ 1 - \left( \frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad (8.2)$$

olur.

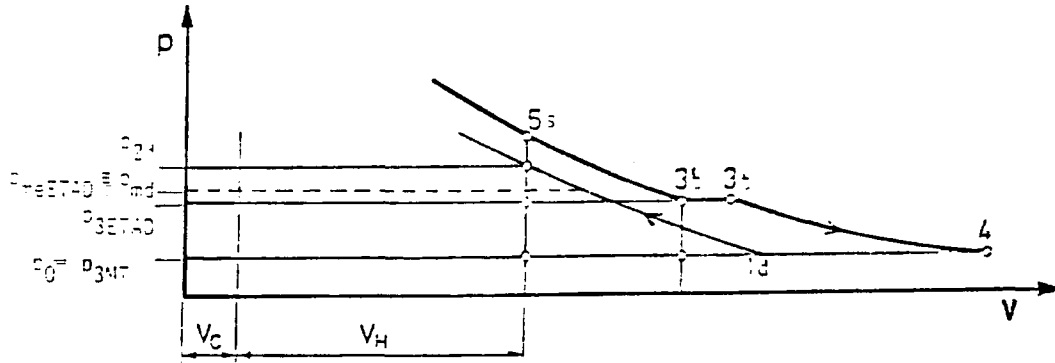
### Mekanik tahrik ile ETAD arasında verim karşılaştırılması:

Mekanik tahrikte doldurucu gücü doğrudan motordan çekilmekte, ancak dolgu değişimi sırasında kısmen geri kazanılmaktadır. 2 zamanlı motorda doldurucu işinin geri kazanılması söz konusu olmadığı için karşılaştırma 4 zamanlı motor için yapılacaktır. Karşılaştırmada her iki tahrik şekli için  $(P_{2d})$ ,  $(T_{2d})$  ve  $(M_d)$ ' ler aynı alınacaktır. Böylece doldurucu güçleri aynı olmaktadır. Her iki motor için hava fazlalık katsayıları da aynı alınmaktadır. Motora giriş sıcaklıkları  $(T_{2d})$  ve hava fazlalık katsayıları aynı olunca her iki motorun termik zorlanmaları da aynı olacaktır.

Mekanik tahrikle (MT) aşırı doldurmada ve ETAD durumunda  $(P - V)$  diyagramının iş çevrimi kısmının değişmediği,  $(P_{em})$ ' lerdeki farkın her iki tahriğe ait  $(P - V)$  diyagramlarının dolgu değişimi kısmından kaynaklandığı kabul edilecek olursa; her iki tahrik şeklinin ortalama efektif basınç farkı  $(P_{me})$  için Şekil 8.1' den

$$P_{me} = P_{me} \text{ ETAD} - P_{me} \text{ MT} = P_{md} - (P_g \text{ ETAD} - P_g \text{ MT}) \quad (8.3)$$

veya  $(P_g \text{ MT} = P_{1d} = P_o = \text{atmosfer basıncı})$  kabulü ile;



Şekil 8.1. Dolgu değişimi ve doldurucu çevrimleri

$$P_{me} = P_{md} - P_3 \text{ ETAD} + P_0 \quad (8.4)$$

yazılabilir. Her iki motor için hava miktarı ve hava fazlalık katsayısı aynı alındıklarına göre bunların tükettiği yakıt miktarları da aynıdır. Böylece özgül yakıt tüketimi farkı güç farkı ile orantılı olmaktadır. Farkları ETAD büyüklüklerine oranlarsak:

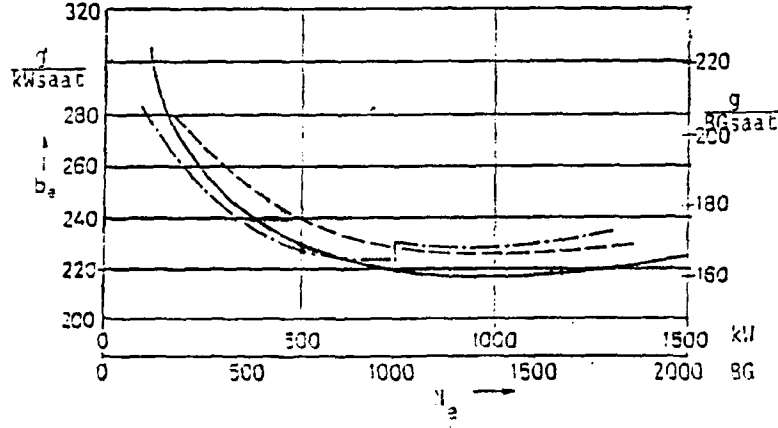
$$\frac{N_e}{N_e \text{ ETAD}} - \frac{P_{me}}{P_{me} \text{ ETAD}} = \frac{be}{be \text{ ETAD}} \frac{P_{md} - P_3 \text{ ETAD}}{P_{me} \text{ ETAD}} \quad (8.5)$$

olacaktır. Tablo 8.1 de ölçülmüş bazı tipik değerler verilmiştir.

Tablo 8.1. Mekanik tahrik ve ETAD durumunda ölçülmüş bazı değerler

$P_{me \text{ ETAD}}$	( $MP_a$ )	0.9	1.4	1.8
$P_{md}$	( $MP_a$ )	0.076	0.24	0.53
$N_d / N_e$	(%)	7.8	17	30
$\frac{P_{me}}{P_{me \text{ ETAD}}} = \frac{be}{be \text{ ETAD}}$	(%)	4.5	13	23

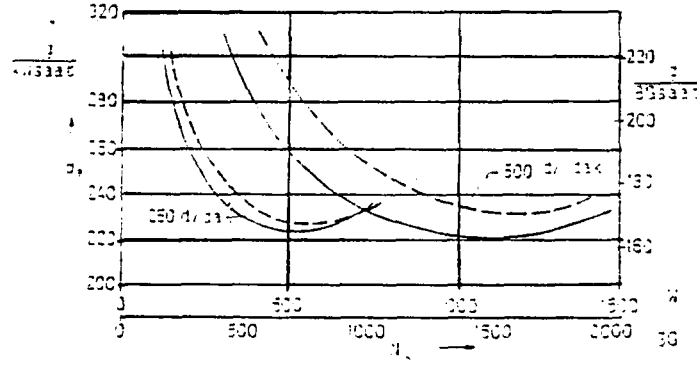
Görüldüğü gibi ETAD ile ( $1.8 MP_a$ )'lık bir ortalama efektif basınç elde edilirken, doldurucu ortalama basınç ( $0.53 MP_a$ )'a ulaşmaktadır. Böylece; mekanik tahrikte doldurucu tarafından motordan çekilen güç (% 30)'u bulacak ve ortalama efektif basınç ( $1.27 MP_a$ )'a düşecektir. Ancak dikkat edilirse mekanik tahrik ile ETAD arasında özgül yakıt tüketimi farkı ancak (% 23)'dür. Bunun nedeni mekanik tahrik durumunda, dolgu değişimi sırasında çekilen gücün (% 7) kadarının geri kazanılmasıdır. Mekanik tahrikte gerçek ortalama efektif basınç  $1.27 MP_a$ 'dan daha fazladır. Çünkü kazanılan güç mekanik tahrikte daha fazladır. Şekil 8.1' de görüldüğü gibi hızlı bir şekilde değiştiğinden, aşırı doldurmalı benzin motorlarında belli bir verim göze alınmalıdır. [6, 10]



Sekil 8.2. Mekanik tahrikle aşırı doldurmalı, egzoz türbini ile aşırı doldurmalı ve normal emmeli motorların özgül yakıt tüketimleri

### 8.2 Aşırı Doldurmanın Egzoz Emisyonuna Etkisi

Aşırı doldurmanın egzoz emisyonuna etkisi, hava fazlalık katsayısının değişmesi nedeniyle, çalışma şartlarına göre değişik olmaktadır. Mekanik tahrik durumunda, kısmi yüklerde ve düşük devirlerde aşırı doldurmalı motor normal emmeliye göre daha büyük hava fazlalığı ile çalışırken, büyük yüklerde her iki motorun hava fazlalık katsayıları birbirine yaklaşmaktadırlar. ETAD durumunda ise durum tam tersinedir.



### 8.3. Egzoz türbini ile aşırı doldurmalı ve normal emmeli motorların özgül yakıt tüketimleri

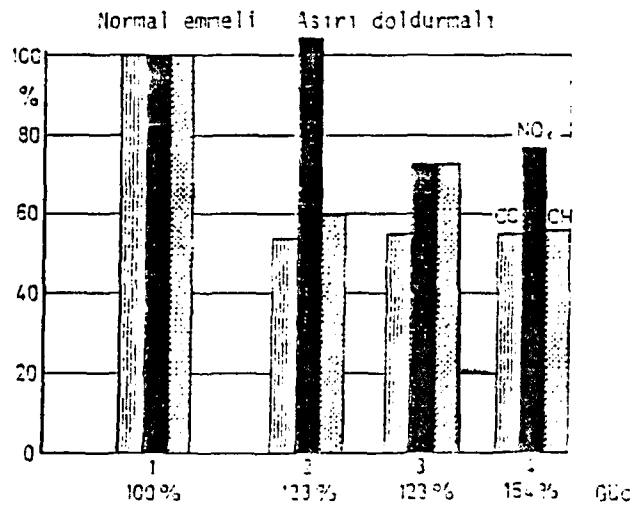
- 6 sil ETAD,
- - - - - 9 sil normal emişli

#### İş emisyonu

Dizel motorlarında hava fazlalık katsayısının üzerinde en fazla etkili olduğu emisyon iş emisyonudur. ETAD durumunda, yüksek yüklerde, hava fazlalık katsayısı hemen her zaman iş sınırının üstünde kalmaktadır. Bunlarda, iş sınırından daha önce termik ve mekanik zorlanma sınırına gelinmektedir. Gerçekten, örneğin çalışma yeri yüksekliğinin artması ile düşen hava yoğunluğu nedeniyle motora daha az miktarda hava gitse bile, az hava ile yanma sonucu artan egzoz sıcaklıklarına bağlı olarak türbin dönme sayısı (türbin gücü) artacağından, azalan hava miktarı otomatik olarak karşılanmaktadır. Ancak bu durumda genel ısı seviyesi yükselmiştir. Alçak motor yükü ve dönme sayılarında ve özellikle hızlanma sırasında ise, daha önce bahsedildiği gibi, durum tam tersinedir ve ETAD' lı motorlar buralarda, azalan türbin gücüne bağlı olarak azalan hava debisi nedeniyle, kolaylıkla iş sınırına girebilirler.

### CO, CH, NO<sub>x</sub> emisyonları

Birim güç başına CO, CH emisyonları aşırı doldurma sonucu azalır. Bunun nedeni sıcaklıkların aşırı yükselmesidir. NO<sub>x</sub> için ise bu azalma ancak doldurma havası soğutulup genel sıcaklık seviyesi normal emmeli motorun seviyesine indirilirse mümkün olabilir. Çünkü, yüksek sıcaklık ve oksijen konsantrasyonu CO, CH üzerine azaltıcı yönde etki ederken NO<sub>x</sub>' de durum tam tersinedir. Şekil 11.4' de hava soğutmalı bir kamyon motorunda çeşitli yüklerde ölçülmüş emisyon miktarları verilmiştir. Görüldüğü gibi, CO, CH emisyonlarında önemli azalmalar elde edilmiştir. NO<sub>x</sub> emisyonu ise doldurma havasının soğutulmasıyla azaltılmaktadır. Dikkat edilirse ara soğutma CH üzerine olumsuz etki etmektedir. Ancak, ara soğutmalı durumda bile, artan güçle birlikte artan sıcaklıklar nedeniyle CH emisyonu yeniden düşmüştür.



Şekil 8.4 - Hava soğutmalı bir kamyon motorunda aşırı doldurmanın egzoz emisyonuna etkisi

- (1)- Aşırı doldurma yok,
- (2)- Ara soğutmasız aşırı doldurma,
- (3-4) Ara soğutma var.

#### **Aşırı doldurmanın benzin motorlarında emisyon etkisi:**

Benzin motorları yüksek güç istendiğinde hava fazlalık katsayısı = 0.9 - 0.95, yüksek verim istendiğinde ise hava fazlalık katsayısı = 1.05 - 1.10 gibi değerlerde çalıştırılmaktadır. Hava fazlalık katsayısını 1' den küçük olması durumunda CO, emisyonları artmaktadır. NOx emisyonu ise hava fazlalık katsayısı = 1 civarında bir maximuma sahiptir. Bu nokta NOx emisyonuna etkili olan sıcaklık ve oksijen konsantrasyonunun birlikte en yüksek değere ulaştığı noktadır. Ara soğutma olmadan yapılan bir aşırı doldurma, sıcaklık seviyesini yükselteceğinden, NOx emisyonuna olumsuz etki edecektir. [2, 6]

Benzin motorlarında emisyon kontrolü katalizör kullanıp egzoz gazlarını silindirden çıktıktan sonra temizleyerek yapılabilir. Her üç bileşene de etkili olan katalizörler hava fazlalık katsayısı = 1' de tam etkilidirler. Diğer taraftan hava fazlalık katsayısına 1.1 civarında seçerek CO, CH emisyonlarına daha yanma sırasında önemli ölçüde azaltmak ta olanaklıdır. NOx emisyonunu azaltmanın bir yolu ise, ateşleme noktasını UON' ya yaklaştırarak (ateşleme avansını azaltarak) yanmayı geciktirmek ve bir yandan sıcaklık seviyesini düşürürken diğer yandan yüksek sıcaklık bölgesine oksijen konsantrasyonunun azalmış olduğu yanma sonuna kaydırmaktır.

Ancak, gerek katalizör kullanarak gerekse büyük hava fazlalık katsayılarıyla çalışıp; ateşleme noktasını UON' ya

yaklaştırarak egzoz emisyonunda elde edilen iyileştirmeler beraberinde gc kaybı getirmektedir. Ařırđ doldurma benzin motorlarında bu gc kaybını yeniden kazanmak için bir yol olarak kullanılabilir. [6]



## BÖLÜM 9

### 9. AŞIRI DOLDURMA HAVASININ SOĞUTULMASININ TEORİSİ

Adyabatik sıkıştırma sonunda doldurucudan çıkış sıcaklığı

$$T_{2ad} = T_1 (P_2 / P_1)^{k-1/k} \quad (9.1)$$

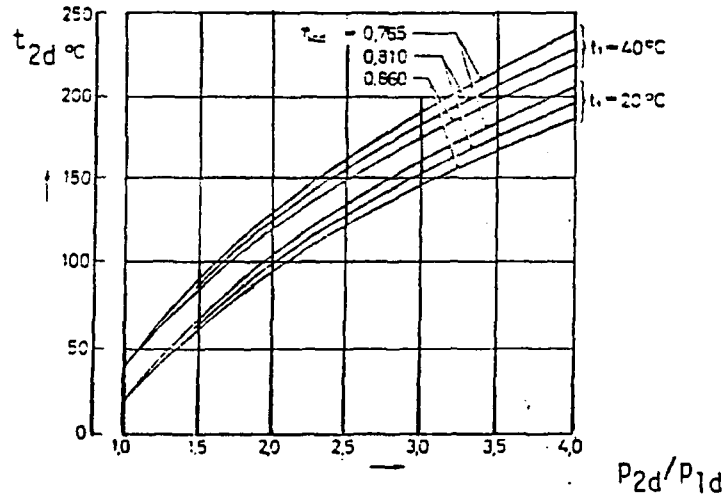
şeklinde yükselmekte, yoğunluk ise

$$T_{2ad} = T_1 (P_2 / P_1)^{k-1/k} \quad (9.2)$$

şeklinde azalmaktadır. Ancak doldurucudaki aerodinamik kayıplar nedeniyle ortaya çıkan ve (3.9) ifadesiyle verilen

$$n_d - a_d = (T_{2ad} - T_1) / (T_2 - T_1)$$

adyabatik doldurucu verimi de göz önüne alınırsa



Şekil 9.1 - Basınç oranına ve adyabatik doldurucu verimine bağlı olarak doldurucu çıkış sıcaklıkları

$$T_2 > T_{2ad}$$

olacak ve yoğunluk

$$P_2 < P_{2ad}$$

şeklinde daha da azalacaktır. Şekil 9.1' de basınç oranına ve adyabatik doldurucu verimine bağlı olarak doldurucu çıkış sıcaklıkları verilmiştir.

Orneğin;

$T_1 = 293 \text{ K,}$	$P_2/P_1 = 1,5,$	$n_{d-ad} = 0,765$ için	$T = 46,5 \text{ K}$
$T_1 = 293 \text{ K,}$	$P_2/P_1 = 1,5,$	$n_{d-ad} = 0,860$ için	$T = 42,5 \text{ K}$
$T_1 = 313 \text{ K,}$	$P_2/P_1 = 1,5,$	$n_{d-ad} = 0,765$ için	$T = 50.0 \text{ K}$
$T_1 = 313 \text{ K,}$	$P_2/P_1 = 1,5,$	$n_{d-ad} = 0,860$ için	$T = 45.0 \text{ K}$
$T_1 = 293 \text{ K,}$	$P_2/P_1 = 3.0,$	$n_{d-ad} = 0,765$ için	$T = 142 \text{ K}$
$T_1 = 293 \text{ K,}$	$P_2/P_1 = 3.0,$	$n_{d-ad} = 0,860$ için	$T = 126 \text{ K}$
$T_1 = 313 \text{ K,}$	$P_2/P_1 = 3.0,$	$n_{d-ad} = 0,765$ için	$T = 152 \text{ K}$
$T_1 = 313 \text{ K,}$	$P_2/P_1 = 3.0,$	$n_{d-ad} = 0,860$ için	$T = 134 \text{ K}$

olmaktadır. Görüldüğü gibi basınç oranı arttıkça çıkış sıcaklığı oldukça yükselmekte ve her durumda, adyabatik doldurucu verimindeki (% 13 - 14)'lük bir artış sıcaklıkta (% 8 - 10)'luk bir düşme getirmektedir.

Doldurma havası yoğunluğunda, dolayısıyla motor havası miktarında ve motor gücünde azalmanın önüne geçmek için çıkış havası motora gönderilmeden önce soğutulmalıdır. Soğutma, aynı derecede, sıkıştırma başı sıcaklıklarının dolayısıyla genel sıcaklık seviyesinin yükselmesi için de gereklidir.

Doldurucu çıkış havasının soğutulması (ara soğutma) sonucu, aynı doldurma basıncı için, motor havası miktarı arttığından, erişilen ortalama efektif basınç da büyümekte ve hem mekanik verim göreceli olarak büyüdüğü, hem de düşen sıcaklık ile ısı kaybı azaldığı için motor verimi de artmaktadır. [13]

Genel olarak ( $P_2/P_1 > 1.5$ 'den sonra ara soğutma ekonomik olmaya başlamaktadır. ( $P_2/P_1 > 2$ ) için ara soğutma şart gibidir. Giriş havasının sıcaklığını ( $50 - 60^\circ \text{C}$ )'a indirmek

genellikle yeterlidir. Bu bakımdan nispeten küçük boyutta bir su ile soğutma sistemi kullanarak ekonomik bir soğutma yapmak mümkün olmaktadır. Soğutma suyu ısı değiştiriciye ( $45 - 50^{\circ}\text{C}$ )' ta girer ve ( $55 - 60^{\circ}\text{C}$ )' ta çıkar. Soğutma aracı olarak hava kullanarak doldurucu çıkış havası sıcaklığını ortam sıcaklığının ( $15^{\circ}\text{C}$ ) üstüne kadar düşürmek mümkündür. [8]

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 motor soğutma sistemi küçülecektir. Ortalama efektif basınç arttıkça, ara soğutma ile atılan ısı miktarı da arttığından, motor devresinden atılan ısı azalmaktadır. Orneğin, ( $1.3\text{ MPa}$ )' lık ortalama efektif basınca sahip bir lokomotif motorunda doldurma havasının soğutulması sırasında atılan ısı toplam yakıt enerjisinin ( $\% 5.2$ )' si ve motor soğutma suyu ile atılan ısı ( $\% 15.5$ )' i iken, ( $P_{me} = 1.77\text{ MPa}$ )' lık bir gemi motorunda bu oranlar ( $\% 12.2$ ) ve ( $\% 10.6$ )' dir. Ancak dikkat edilirse her iki motorda da soğutmaya giden toplam ısı oldukça azalmış, ( $\% 21 - 22$ ) mertebelerinde kalmıştır. Aşırı doldurmada genel olarak egzoz gazlarına daha çok, soğutma suyuna ise daha az enerji bırakılmaktadır.

Su ile soğutma durumunda doldurma havasını soğutmak için gerekli soğutucu hacmi, doldurma havası ve soğutucu akışkan arasındaki küçük sıcaklık farkı nedeniyle, büyük tutulmak mecburiyetindedir. Ancak soğutma ile atılan toplam ısının düşmüş olması nedeniyle toplam soğutucu hacminde belirli bir artış olmamaktadır. [6]

Yaklaşık olarak, doldurma havasının sıcaklığındaki her ( $10^{\circ}$

C)' lık düşme yoğunluğu (% 3) kadar arttırmaktadır. Bu da güçte (% 3)' lük bir artış demektir. Ayrıca, sıcaklık seviyesinin düşmesi sonucu özgül yakıt tüketiminde de (% 0.5)' lık bir düşme görülmektedir. Ayrıca yakıt tüketim miktarı korunacak olursa güçteki artma (% 3.5)' u bulmaktadır. Bunlara ilave olarak, eger doldurma havasını soguttuktan sonra sıcaklık seviyesini yeniden sogutulmamış duruma çıkaracak şekilde ilave yakıt kullanılacak olursa, ara sogutma ile elde edilecek güç artışını, her (10 °C)' lık sogutma için (% 5)' e çıkarmak mümkündür.

Tablo 10.1' de ( $P_{me} = 1.76 \text{ MPa}$ )' lık bir MAN gemi motorunda, ara sogutmanın etkisini görmek amacıyla, doldurma havasının motora giriş sıcaklığının (40 °C) yükseltilmesi durumunda, çeşitli büyüklüklerin nasıl değiştiği gösterilmiştir. Sonuçlar motor çevriminin nümerik olarak hesabı sonunda elde edilmiştir;

- 1. kolonda yakıt miktarı ve türbin giriş kesiti sabit tutulmakta ve dondurucu çıkış basıncının (motora giriş basıncı) değişmesine izin verilmektedir. Görüldüğü gibi motor havası miktarı azalmakta, buna paralel olarak, yakıt değişmediği halde, türbin giriş sıcaklığı (egzoz çıkış sıcaklığı) yükselmektedir. Türbin kesiti sabit kalmasına rağmen, ( $T_g$ ) büyüdüğü için ( $tP_g$ ) ve ( $\xi$ ) büyümekte ve dolayısıyla ( $P_{2d}$ ) ve ( $P_{em}$ ) büyümektedir. Ancak sogutmaya giden ısı da büyüğünden ortalama basınçlarda ve verimlerde azalma ortaya çıkmaktadır.

- 2. kolonda yakıt miktarı ve doldurucu çıkış basıncı sabit tutulmuştur. Türbin giriş sıcaklığı artmış olmasına rağmen doldurucu çıkış basıncının (türbin kesiti artırılarak) sabit

tutulması nedeniyle motor havası miktarı artmamış, tersine daha da azalmıştır. Sonuçta soğutmaya giden ısı ve verimler azalmaktadır.

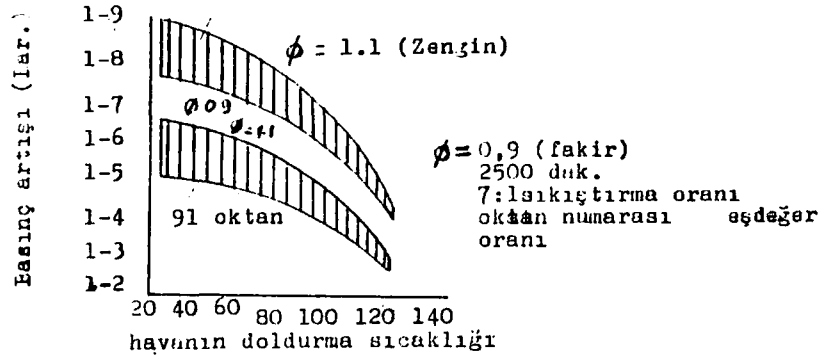
- 3. kolonda (my) azaltılarak türbin giriş sıcaklığı düşürülmüş ve soğutmaya giden ısı sabit tutulmuştur. Türbin gücü düştüğünden ortalama basınçlarda büyük bir azalma gözlenmektedir.

- 4. kolonda yakıt miktarı azaltılmış ve türbin gücünde görülecek düşme türbin kesiti daraltılarak yeni kazanılmıştır. Bu şekilde doldurma basıncı sabit tutulabilmiştir. Ancak verimlerde ve ortalama basınçlarda düşme gözlenmektedir. Dikkat edilirse efektif verimdeki azalma (% 2) kadar olup bu, daha önce verilen ve deneysel verilerden elde edilmiş olan, her (10° C)'lık giriş sıcaklığı artışına karşı verimdeki (% 0.5)'lık azalmaya, çok uygun düşmektedir. [6]

## BÖLÜM 10

### 10.1. AŞIRI DOLDURMANIN MOTOR PERFORMANSI ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ

Turboşarz buji ile ateşlemeli motorlarda turboşarz sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardan çok zordur. Bunun için de bir çok model uygulanır fakat buna ilaveten daha geniş bir hava veya karışım akımına çok hızlı cevaba veya çok dikkatli ateşleme öncesi ve ateşleme esnasında kontrole ihtiyaç gösterir. Benzinli motorlarda yakıt ekonomisi turboşarz ile yeterince geliştirilememiştir. Erken ve kendi kendine ateşleme, sıkıştırma ile ateşlemeli motorlara oranla daha fazla ortaya çıkmaktadır. Böylece kısa bir süre de ateşleme için yeterlidir. Turboşarzlar, benzinli motora giren ısı ve basıncı artırır ve dolayısıyla ateşlemeyi takip eden tüm stroklarda tamamiyle yüksektir. Sınırlı kendi kendine ateşleme işinde ısı ve basıncın etkisiyle hız sabittir. Sabit basınç oranı Şekil 4.9.' da gösterilmiştir. [4]



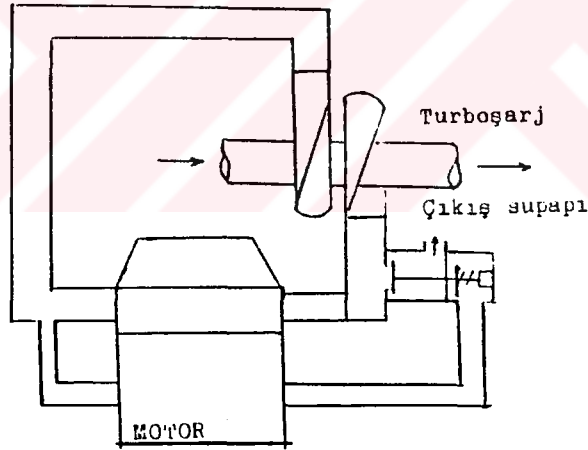
Sekil 10.1. Doldurma sıcaklığı ve doldurma basıncının hava / yakıt oranına etkisi

Yüksek oktanlı yakıtlar ve zengin karışımların ikisi birlikte yüksek ısı ve basıncın ikisini birlikte artırır. Ateşleme ayarlaması süresinin azalması, basınç ve ısıların daha fazla kontrolüne sebeptir. Neyazık ki burada güç ve ekonomi ilişecek ve yüksek olacaktır. Bu problemler nedeniyle artan ısı, motorda ve turboşarj içinde çevrilir. Yol basınç oranının fazla miktarda düşmesi kendi kendine ateşlemeyi engeller. Aynı zamanda ateşlemenin tüm şartlar altında serbest kontrole sebep olur. Bu çekim arası soğutma kullanılabilir. Fakat fayda sağlamadığından nadir kullanılır. [4]

Sıkıştırma ateşlemeli motorlarla karşılaştırılması da, düşük basınç oranları düşük ısıya neden olur. Dolayısıyla büyük bir fazlar aşırı doldurma sistemi için ek soğutma sistemine ihtiyaç yoktur. Bundan başka fazlar arası soğutma süresinin hacmi geçici bir imkana sahiptir. Bu da benzin motorlarında kısa zamanda yakma ve bitirme çok önemlidir. Son olarak artan ısının çok önemli bir kısmı da yakıt buharlaştırıcıda kaybolur. Bu olay dizel motorlarında meydana gelmez. [7]

Egzoz boşaltım kapısı (sistemi) Şekil 4.10 da görülen sistemde küçük türbin kullanımına müsaade eder. Çünkü maksimum akış için yeterince uzun değildir. Hızlanma esnasında turboşarj kemeri düşük başlangıç noktasındadır. Başlıca güçlük ucuz sistemlerle yüksek ısıyı kontrol etmektir. Değişebilen türbin bölgeleri ve türbin çıkış kontrollerinin ve basıncın kontrol edilmesini sağlar. Değişebilen karbon bölgesi yeterince çıkış kapısından iyi değildir. Böylelikle kullanımı tam düzgün değildir. [4]

Tipik olarak % 30 yükselişle 1,5 bar'lık basınçta ve maksimum güç % 60' a vardığında performans şekilleri değişiktir. [17, 20]



Şekil 10. 2. Basıncı artırma ve basınca duyarlı kontrol sistemi

Benzin motorlarında aşırı doldurma halinde çevrim başına giren hava ağırlığı ve bu sebeple güç artar. Silindire alınan karışım miktarı artar. Bu artma karbüratörden sonra konulmuş olan bir kompresör vasıtasıyla silindirlere basılır. Eğer

kompresör karbüratörden önce konulmuş ise içeri basılan hava miktarı artacak, havanın artmasında karşılık depodan çekilen yakıt miktarı da artma gösterecektir. [4]

Karbüratör ve ara soğutmaya tabi bulunan sıcaklığın artma süresinin kısaltıldığı ve alev hızının artırdığı için yanmayı hızlandırır. Bu haldeki tesir türbülansın artmasıyla aynıdır. Motoru yüksek güçlü benzin motorlarında türbülans zaten yeterlidir. Aşırı doldurma bunu çok artırır. Böylece motor karışım oranına daha hassas hale girer zengin ve fakir hallerdeki çalışma aralıkları daralır. Aşırı doldurmalarda iyi netice için türbilans derecesinin tercihen en ideal durumdan yüksek olması lazımdır. [14]

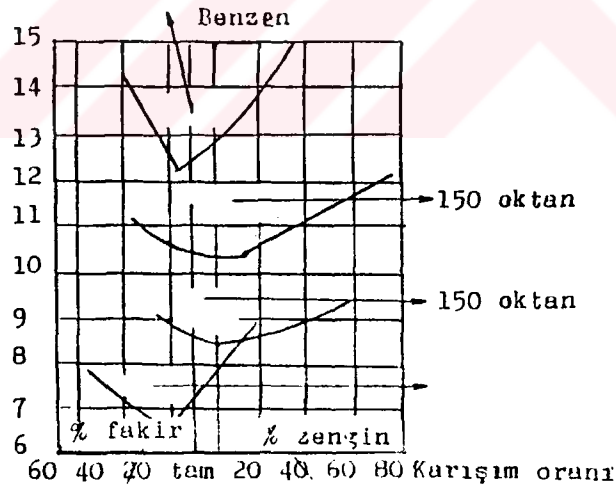
Yoğunluğun ve sıcaklığın yükselmesi tabi olarak vurutu ve erken yanma meylini artırır ve benzin motorlarında kullanılabilen aşırı doldurma derecesini tehdit eder. Burada genel birşey söylenemez. Bazı yakıtların sıcaklığa diğeri ise basınca daha hassastır. Bu sebeplerle oktan sayısı normal metodlarla tayin olunan yakıtlar aşırı doldurma halinde farklı neticeler arzeder. Bütün uçucu benzin yakıtlarında kimyevi bakımdan tam yanmaya karşılık gelen % 50 - 60 zengin karışım kullanıldığı takdirde vurutu ve erken ateşleme meyili çok azaltılabilir. Bu husus iki suretle ortaya çıkar: [21]

a. Bütün bu tip yakıtlar ve bilhassa yüksek oktan sayılı olanlar aynı sıcaklık şartlarında fazla zengin halde çok az vurutu meyli arz eder. Bu, Şekil 10.3.' de gösterilmiştir.

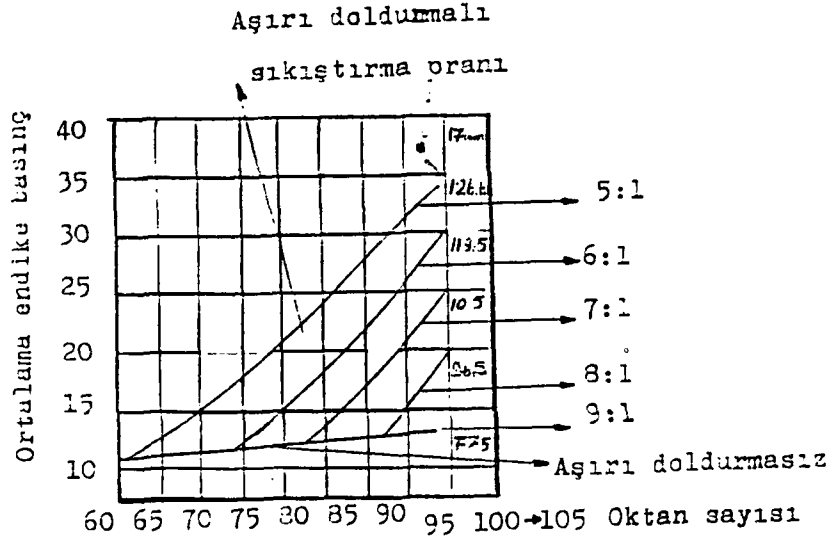
b. Fazla yakıtın buharlaşması, gizli ısısı, emme sıcaklığı alçaktır. Yarış otolarında kullanılan alkol gurubu yakıtlarda

bunun rolü büyüktür. Buharlaşma gizli ısısı nisbeten alçak olan hidrokarbon yakıtlarda çok önemli bir faktör değildir.

Yanma ve genişleme esnasında silindir cidarından olan ısı kaybı aşırı doldurma ile orantılı olarak artmaz. Mesela aynı giriş sıcaklığında mutlak 2 atmosfer basıncında aşırı doldurmada soğutucu ortama geçen toplam ısı sadece % 70 artar. Bu termik verimin biraz arttığını göstermekteyse de hallerin çoğunda bu şekilde olabilecek herhangi bir teknik verim artması bu kadar fakir bir karışımla çalıştırılmadığından dolayı zenginleştirme gerekecektir. Aynı sebeple egzoz sıcaklığı yükselir ve bilhassa egzoz supapı daha kötü şartlarda çalışır.

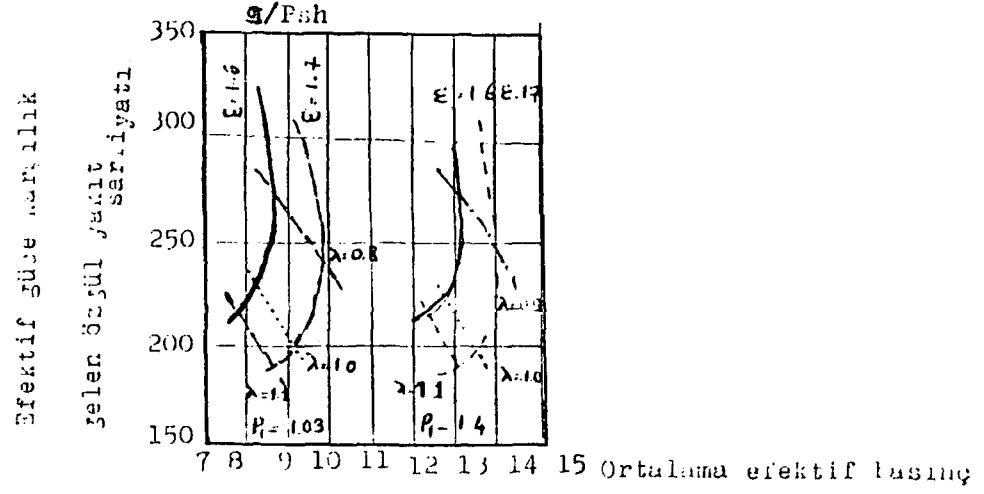


Şekil 10.3. Muhtelif yakıtlar için karışım oranı



Şekil 10.4. 60 - 100 oktan sayılarında muhtelif sıkıştırma oranlarındaki indike ortalama basınçların aşırı doldurmalı ve doldurmasız hallere karşılık gelen eğriler.

Şekil 10.5' de sarfiyat eğrileri çeşitli sıkıştırma oranlarında ortalama basıncın fonksiyonu olarak gösterilmiştir. Şekildeki grafik incelenecek olursa aşırı doldurmalı ve doldurmasız motorların özgül yakıt sarfiyatı aynı sıkıştırma oranına sahip olan motorlarda birbirine çok yakındır.



Şekil 10.5. Çeşitli sıkıştırma oranlarında aşırı doldurmalı ve aşırı doldurmasız durumların faydalı güce indirgenen yakıt sarfiyatı. Bir silindirli bir motor.

Alev yüzeyinin önündeki yanmamış karışımın içerisinde meydana gelen olaylar ve bununla ilgili olarak vuruntu özellikleri aşırı doldurma ile esaslı olarak etkilenir. Aşırı doldurma arttıkça basıncın artmasına paralel olarak karışımın sıcaklığı da artacaktır. Bu da motorca elde edilecek maksimum gücü etkileyerek sınırlandıracaktır. [4]

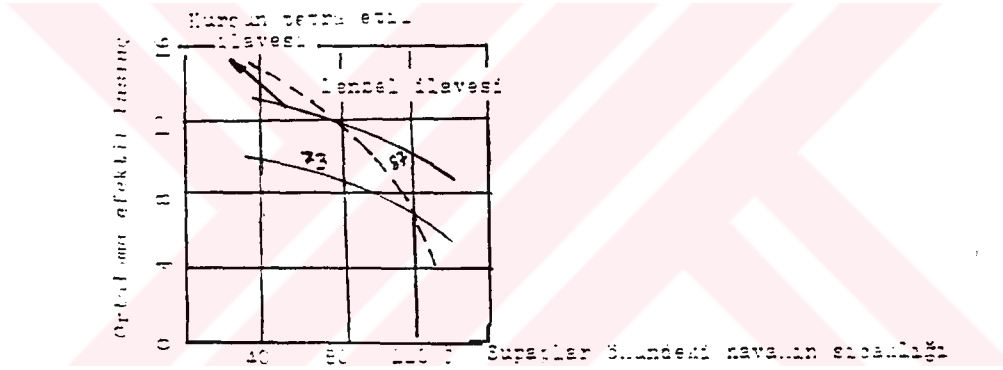
#### 10.1.1. Aşırı doldurmanın pratik sınırları:

Müsaade edilen maksimum aşırı doldurma umumiyetle termik zorlanmalarda ekonomik sınırı ve mukavemet düşünceleri ile verilmiştir. Otto motorunda kullanılan yakıtın özelliğine göre değişmekte olsa bile benzinle çalışan Otto motorlarında aşırı doldurmayı etkileyen (sınırlayan) olay vuruntudur. Vuruntunun meydana gelmesinin sebebi ise silindir içerisindeki sıcaklık ve basınçtır. Bu iki unsurun artması

fazladır.

Aynı benzin kurşun tetraetilsiz kullanıldığı zaman grafikteki değişme aynı olmaktadır. Yalnız aralarında 0.4 atalık bir basınç farkı gözlenmektedir. [4, 16]

Bu grafikten şu sonuca varabiliriz: Benzine kurşun tetraetil atıldığı zaman vuruntuya karşı mukavemeti arttırılmış olacaktır. Şunu da belirtelim: Emilen havanın sıcaklığı sıkıştırma sonucu sıcaklığını etkileyecektir. Bundan dolayı basıncın düşürülmesi gerekir.



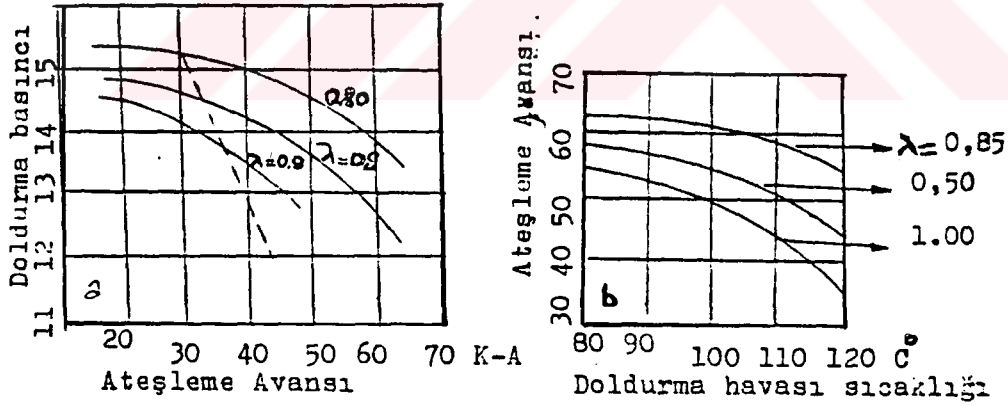
Şekil 10.7. Vuruntu sınırında elde edilebilen maksimum ortalama basıncı

Şekil 10.7.' de görülen grafikte kurşun tetraetil ilave edilmiş ve edilmemiş bir benzin için benzin/benzol karışımı için (tam çizgili eğriler kurşun tetraetil ilave edilmiş 87 oktan sayılı ve kurşun tetraetilsiz 73 oktan sayılı bir benzine ait) gösterilmiştir. Benzol kurşun tetraetilli benzinde olduğu gibi 87 oktan sayısı elde edilinceye kadar ilave edilmiştir. [21]

### 10.1.1.1. Ateşleme avansı ve vuruntu sınırı:

Maksimum gücün vuruntu ile sınırlanması, aynı zamanda seçilen ateşleme avansına da bağlıdır. Ateşleme ne kadar erken yapılırsa; dolgu basıncı vuruntu sınırında o kadar küçük seçilmelidir.

Vuruntu sınırının ateşleme avansına bağlılığı Şekil 10.8.' de gösterilmiştir. Seçilen ateşleme avansı vuruntusuz çalışmayı sağlayacak şekildedir. Ateşlemenin tesiri üç hava fazlalık katsayısı için gösterilmiştir. Yüksek güç elde edebilmek için ateşleme avansı vuruntuyu önleme maksadıyla küçültülmelidir. Bu hareket yakıt sarfiyatının artmasına sebep olmaktadır. Motorun çalıştığı yere göre en iyi şartlar seçilmelidir.



Şekil 10.7. Ateşleme avansı ile vuruntu sınırında emilen hava için müsaade edilen basınç ve sıcaklık arasındaki bağıntı

- Emilen havanın sıcaklığı sabit
- Emilen havanın basıncı sabit

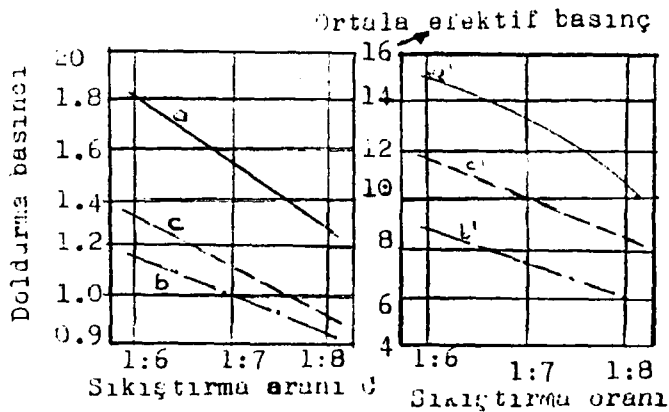
Erken ateşleme vuruntu meylinin artmasının sebebinin vuruntu olayı başlamadan önce alt karışımın sıcaklık ve basıncının

artması olarak gösterebiliriz. Alev yüzeyinin erken yayılmasından dolayı ölü nokta civarında basınç ve sıcaklık yükselmesi çok seri olur. Olayın bu şekilde izahı tecrübe olarak sabit olan dolgu sıcaklığı ile müsaade edilen ateşleme arasındaki bağıntıya uyum sağlamaktır. Şekil 10.8.b.' deki eğrilerde bir misal yardımıyla ateşleme avansı gece alındıkça daha yüksek dolgu sıcaklığına müsaade edebileceği gösterilmiştir. [14]

#### 10.1.1.2. Sıkıştırma ve vuruntu sınırı:

Müsaade edilen maksimum sıkıştırma oranı kullanılan yakıtın detanasyon mukavemeti ile sınırlandırılmıştır. Daha önce de belirtildiği gibi basınç arttıkça sıcaklıkta artacaktır.

Vuruntunun başlangıcında yanmamış yakıtın basınç ve sıcaklığı oldukça yükselmiştir. Bu durumda sıkıştırma olayına devam edildiği takdirde vuruntu meydana gelecektir.



$$\begin{aligned} a &= (0,787) 100^\circ\text{c} \\ c &= (0,773) 20^\circ\text{c} \\ b &= (0,773) 100^\circ\text{c} \\ a' &= (0,787) 100^\circ\text{c} \\ c' &= (0,773) 20^\circ\text{c} \\ b' &= (0,773) 100^\circ\text{c} \end{aligned}$$

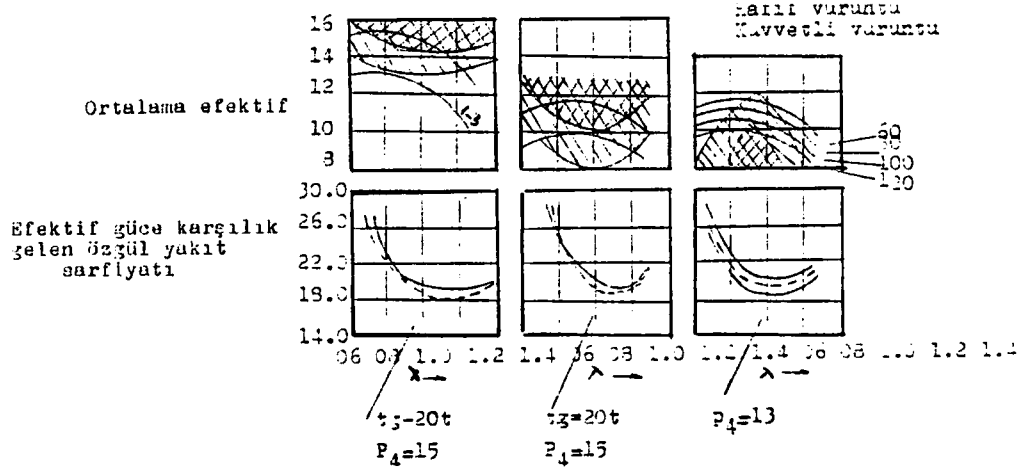
Şekil 10.8. Vuruntu ile sıkıştırma oranı dolgu basıncı arasındaki bağıntı

Şekil 10.9. Sıkıştırma oranı ile ortalama efektif basınç arasındaki bağıntı

Yukarıda verilmiş olan her iki şekilde çeşitli aşırı doldurmada 87 ve 73 oktanlık iki yakıt için 100 °C emme havası sıcaklığında müsaade edilen en büyük dolgu basınçlarını göstermektedir. a', b' eğrilerine karşılık gelen ortalama basınçların önemli bir şekilde azaldığını göstermektedir. Bunun için belirli bir yakıtla çalışırken emilen havanın basınç ve sıcaklığı sıkıştırma derecesi karışımın hava fazlalık katsayısı sabit tutulmalı sadece ateşleme noktası değiştirilmelidir. [1]

#### 10.1.1.3. Karışım oranı ve vurutu sınırı:

Karışım oranı da vurutu bakımından maksimum gücü sınırlar. Çünkü en kuvvetli vurutu stokiyometri karışım oranı civarında (ekseriya hava fazlalık katsayısı 1 den büyük olduğu tarafa) meydana gelir. Kısaca büyük hava fazlalık katsayılarında ve hava eksikliğinde vurutusuz çalışma mümkündür. Bunun için en büyük termik zorlamanın ve en kuvvetli vurutu meylinin hüküm sürdüğü muntika haricinde (hava fazlalık katsayıları  $\lambda = 0.85$  ile  $\lambda = 1.2$  arasında) büyük aşırı doldurmalara müsaade edilebilir.



Şekil 10.10. Çeşitli dolgu sıcaklık ve basınçlarda vuruşta sınırının hava fazlalık katsayısına bağlılığı. a ve b de emilen havanın sıcaklığı sabit ( $20^{\circ}\text{C}$ ), c de ise emilen havanın basıncı sabit.

Şekilde verilmiş olan grafiklerdeki değerler yaklaşık olarak alındığından kesin bir rakam ifade etmez. Şekilde a ve b ile basıncın muhtelif karışım oranlarında, vuruş üzerindeki tesiri gösterilmiştir. Hava fazlalığının çevresinde vuruşsuz işleme sınırı genel olarak çok dardır. Çünkü ekseriya % 20 hava fazlalık katsayısında iken yumuşak çalışma sona ermektedir. Bunun için çoğunlukla motoru zengin karışımlarla yüksek sarfiyat sayıları ile işletmekten başka çare olmaz.

#### 10.1.1.4. Hacmin süpürüldüğü ve süpürülmediği hallerde termik zorlama:

Vuruş olayı gibi termik zorlamalar da; bilhassa piston ve supapların termik zorlaması da maksimum aşırı doldurmayı sınırlar. Termik zorlama silindirin yapısına ve soğutma

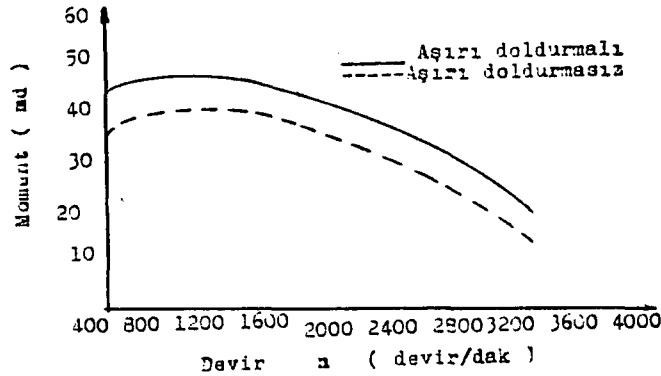
şekline o kadar kuvvetli bağlıdır.

Fakat termik zorlama, silindirdeki kızan yerlerin vuruntuya tesir etmesi bakımından önemi büyüktür. Bunun için kızgın emme ve egzoz organları önünden havayı akıtarak ölü hacmi süpürmek termik zorlamayı azaltır.

Ayrıca bir çevrimde silindire alınan dolgu miktarı arttığından dolayı bir çevrimde daha fazla yakıt yanacaktır. Bu yanma sonunda meydana gelen ısı artacağından motorun daha sıcak çalışmasına sebep olacaktır. Diğer bir husus ise motorun dönüş devridir. Motor devri arttıkça birim zamanda silindirlerde meydana gelen yanma sayısı da artacak ve parçalar üzerinde daha fazla ısı birikimine meydan verilecektir. Bu sıcak çalışmalar motorda detanasyon olayını meydana getirir. [1, 4]

## 10.2. AŞIRI DOLDURMANIN MOTOR PERFORMANSINA ETKİLERİ

### 10.2.1. Moment - Devir (md - n) grafiğinin incelenmesi



Her aşırı doldurmalı motor için moment eğrisi önemlidir. Çünkü motorun her yük ve devir altındaki çalışması motor

momentini etkilemektedir. Döndürme momentinin denklemi  $M_d = 716.2. N_e/n$  dir.

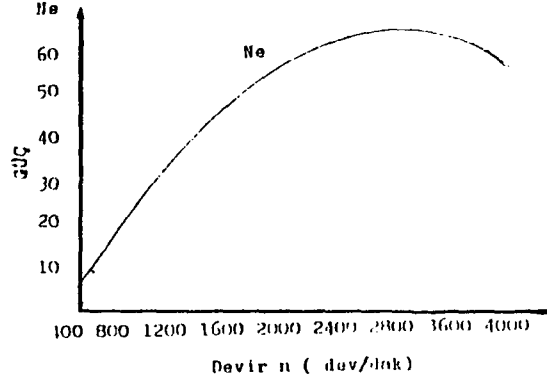
Buradaki  $N_e$  ile gösterilen motor gücü ise;

$$N_e = \frac{P_{me} \cdot L \cdot n \cdot H \cdot Z}{9000} \text{ dir.}$$

Denklemden verilen  $P_{me}$  ortalama efektif basıncı ifade etmektedir. Ortalama basıncı içeri alınan dolgunun basıncı etkilemektedir. Silindirlere alınmış olan dolgu, yanma sonunda ortaya çıkan basıncı etkilemekte, buna paralel olarak da güç artmaktadır. Gücün artması döndürme momentinin artmasına sebep olmaktadır. Yani aşırı doldurmalı motorlarda moment, aşırı doldurmasız motorlara göre daha fazladır.

Alçak hızlarda motorun momenti daha yüksektir. Motor başlangıçtaki ağır yükü kaldıracak güçte olmalıdır. Aksi halde motorun durmasına sebep olunur. Aşırı doldurma ile motorda ek bir moment sağlandığı Şekil 10.12' de gösterilmiştir. [13, 14]

### 10.2.2. Güç - Devir grafiğinin incelenmesi

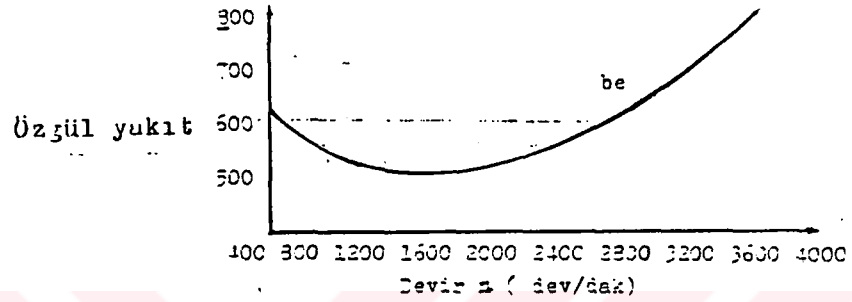


Şekil 10.12' de görüldüğü gibi beygir gücü devir adedi yükseldikçe artmada ve 3600 dak -1 de en üst noktaya varmaktadır. Daha sonraki devir artmalarında ise düşmektedir. Herhangi bir hızda bu eğriler üzerinde okunan değer, jikle tamamen açık ve motorun ısınmış olduğu anda elde edilen güçtür. Şu husus ta önemlidir: Sürtünme beygir gücü ki; gazların silindir içine ve dışına pompalandığı zaman sıvı sürtünme kayıplarını da içine alır ve alçak hızlarda bu az olmasına karşılık yüksek hızlarda fren gücünün yarısıdır.

Md - n grafiğini incelerken verilmiş olan güç denkleminde ortalama basıncın yükselmesi ile belirli bir güç artması sağlandığı belirtilmiştir. Buradaki ortalama basınç her istenildiği zaman ve çok yüksek değerlerde arttırılamaz. Çünkü benzinli motorlarda aşırı doldurmayı sınırlayan birçok faktör vardır. Bu hususlar aşırı doldurmanın pratik sınırları adlı konunun başlığı altında incelenmiştir. Kısaca aşırı doldurma ile benzinli motorlarda bir miktar güç artışı sağlanmaktadır. Motor maksimum gücü verdikten sonra devir artmaya devam ettiğinde sürtünme kayıpları sebebiyle güçte

düşme başlamaktadır. Maksimum gücün alındığı devirde motor uzun süre çalıştırılmaz. [1]

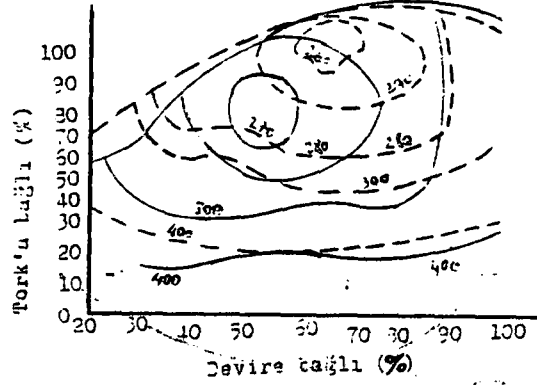
### 10.2.3. Özgül yakıt sarfiyatı - Devir (b - n) grafiğinin incelenmesi



Sekil 10.13. be - n grafiği

Bir motor için 1800 dev/dak yakıt sarfiyatı minimum ve termik verimi maksimumdur. Devir adedi yükseldiği takdirde yakıt sarfiyatı ve verim gayet az bir değişme kaydeder ki bu da arzu edilen bir karakteristik olmakla beraber çok yüksek hızlarda yakıt sarfiyat eğrisi yükselmektedir. Yüksek hızlarda taşıtı hareket ettirmek için ihtiyaç duyulan güç artmaktadır. Buna karşılık motor verimi düşmektedir. Aşırı doldurma ile bir miktar da olsa yakıt ekonomisi sağlanmıştır. [4]

### Ortalama özgül yakıt tüketimi (qm/kwh)



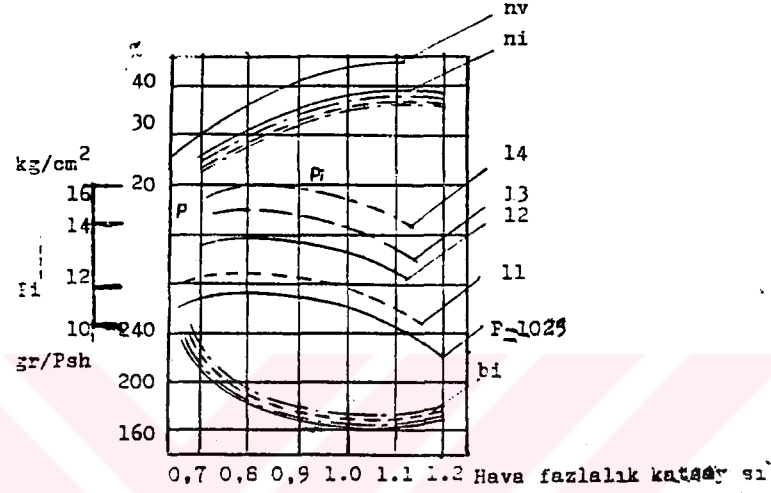
Sekil 10.14. Benzinli motorlarda turboşarızlı ve normal emişteki özgül yakıt tüketimi

Sekil 10.14' de turboşarızlı ve doğal olarak emilen buji ile ateşlemeli motorun özgül yakıt tüketimini karşılaştırır. Turboşarızlı motor gelişmiş yakıt tüketim sistemine sahiptir. Fakat alt tüketim fazladır. Aracın tüketim tesiri sürücüye bağlıdır.

#### 10.2.4. Hava fazlalık katsayısı ve dolgu miktarının motor performansı üzerindeki etkileri

Yanma değişimine tesir eden olaylar yani akü yüzeyinin ilerlemesi ve yanmamış karışımdaki reaksiyonlar aşırı doldurulmuş motorlarda farklı tesirlere bağlıdır. Alev yüzeyindeki yanma aşırı doldurmadaki yüksek basınç sıcaklıkları çok az etkilenir. Bu sebeple artan aşırı doldurma ile verimlerin hava fazlalık katsayısı aynı ise aşırı doldurulmamış motor ve kısılma ile çalışan motordakinden pek az farklıdır. Bu sebepten silindir iç

çevrimine indirgenen yakıt sarfiyatı aşırı doldurulma ile pek az etkilenir. Bunun için aşırı doldurma halinde verim ve sarfiyat pek az değişir. Asıl büyük değişmeye maruz kalan faktör güçtür. [19]



Şekil 10.15. Ortalama indike basıncın, özgül yakıt sarfiyatının ve verimlerin muhtelif aşırı doldurmalarda hava fazlalık katsayısına bağlılığı

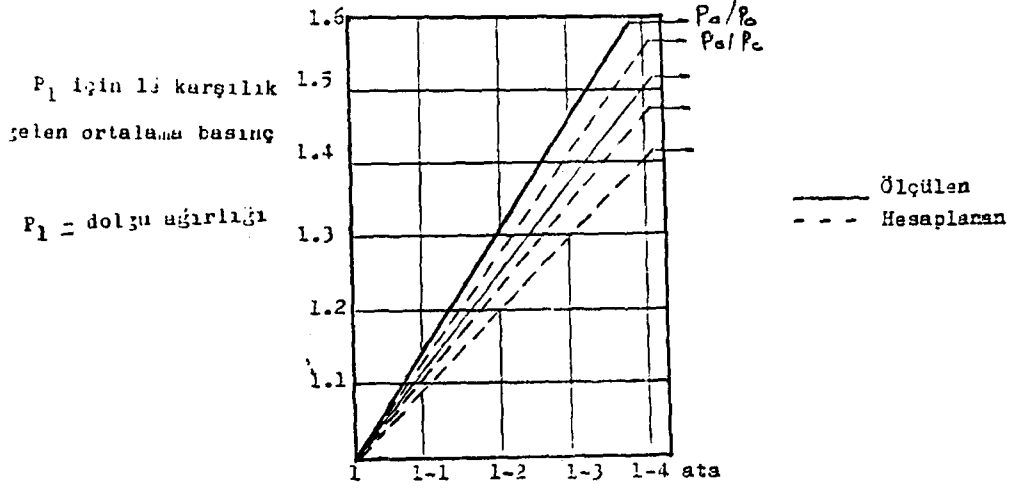
Şekil 10.15.' de görüldüğü gibi çeşitli aşırı doldurmalarda ortalama basıncın hava fazlalık katsayısına veya karışım oranına bağlılığı sabit kalmaktadır. Maksimum güç  $\lambda = 0.85$  hava fazlalık katsayısına karşılık gelen hava azlığında elde edilmektedir. Hava fazlalık katsayısı arttırıldığı zaman motor gücünde hissedilir derecede bir düşme meydana gelmektedir. Bu durumda aşırı doldurmanın sağlamış olduğu güç ortadan kalkmaktadır.

Maksimum güç  $\lambda = 0,85$  hava fazlalık katsayısına karşılık gelen durumda sağlanır. Yakıt sarfiyatının minimum değeri

aşırı doldurulmamış bir motorda olduğu gibi  $\lambda = 1,1'$  e tekabül eden hava fazlalığında elde edilmektedir. Bu sonuçlardan hesaplanan içverim  $Z_i$  nin ideal makinanın verimi  $Z_u$  ile karşılaştırılması gösterilmektedir. Aşırı doldurulmuş motorun iyilik derecesi, aşırı doldurulmamış motorda olduğu gibi yalnız yüksek hava fazlalık katsayısına da önemli bir güç düşmesi gözlenmektedir.

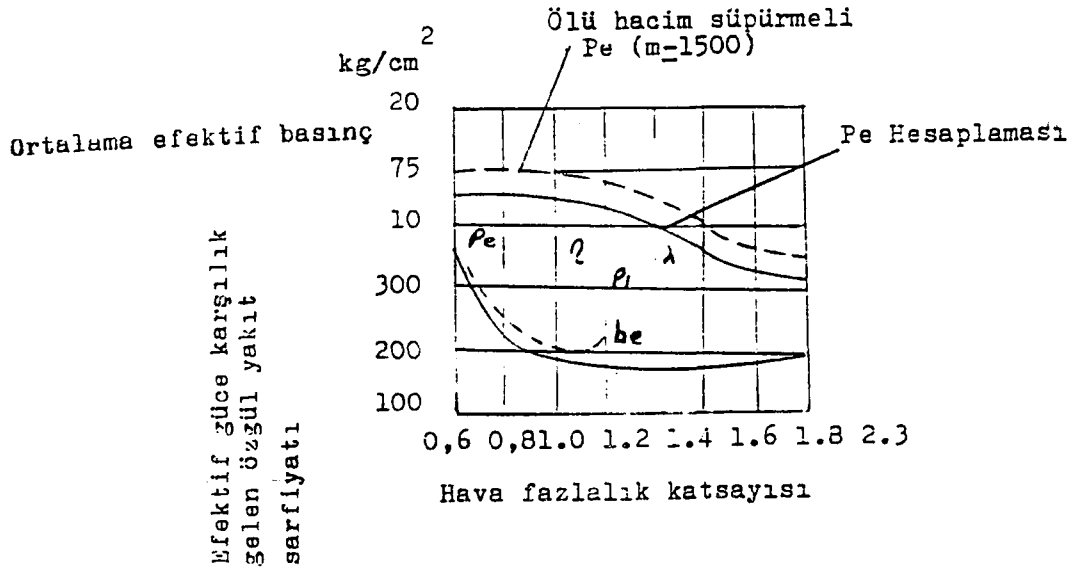
Bir Otto motorunda ölçülen güç artması ile dolgu arasındaki durumu karşılaştırırsak  $8/8$  eğrisi doldurma basıncına olan lineer bağıllığı göstermektedir.  $GL/GL_0$  eğrileri art gazın sıkıştırılması dikkate alınarak hesaplanan ve ölçülen dolguya intibak sağlamaktadır. Kuvvetli dolgu artması burada özel emme ve egzoz akımlarının bir sonucudur. Ortalama basıncın hesaplanan ve ölçülen artması  $Pe/Pe_0$  eğrilerinde gösterilmiştir. Şekil 10.16.

Bu eğrilerden anlaşılacağı üzere pozitif dolgu değişiminin, hem de gücün artmasına sebep olan mekanik kayıpların azalması ve mekanik verimin artması ile güç üzerinde tesiri görülmektedir.



Şekil 10.16. Bir Otto motorunda emilen hava ağırlığının ve ortalama fren gücünün aşırı doldurma ile artışı

Aşırı doldurmada fazla dolgu, ölü hacmin süpürülmesi veya boruda bulunan egzoz gazlarının sıkıştırılması sonucunda içeri alınacak dolgu miktarı arttırılmış olur. Ölü hacmin süpürülmediği zaman maksimum gücü veren işleme noktası  $\lambda = 0,85$  hava fazlalık katsayısında elde ediliyordu. Ölü hacmin süpürülmesinde en küçük sarfiyatı  $\lambda = 1,1$  işleme noktası karşılaştırılırsa (Şekil 10.17) aynı motorda yakıt sarfiyatının azalmasıyla birlikte güç biraz daha fazla artırılabilir. Kısaca bir motorda normal şekilde ölü hacmi süpürülebilecek duruma getirebilmek için belki kompresörün bile değiştirilmesine ihtiyaç olabilir. [4]



Sekil 10.17. Bir Otto motorunda ölü hacmin süpürülen ve süpürülmeyen, ortalama basınç ve özgül yakıt sarfiyatı değeri. [4]

Benzinli motorlarda en çarpıcı ve ideal örnek seri üretime geçmiş (Benzinli klasik karbüratörlü) motor Ford 2.3 cc turbo şarjlı 1979 model Mustang Capri, merküri modellerinde; ayrıca Ford 1.4 cc modelinde de başarı ile uygulanmıştır. Bu motorlarda yüksek sıkıştırma oranlarına çıkılmıştır. Bunun sonucu olarak da % 35' lere varan güç yükselmeleri dolayısıyla da yüksek yakıt tasarrufu sağlanmaktadır. [8]

Bundan başka General Motor Buick's V6 - 1978 modelinde (benzinli klasik karbüratörlü) inter - cool turbo şarj uygulanmıştır. Daha bir çok modellerde de uygulama mevcuttur. [9]

## BÖLÜM 11

### DENEYSEL ÇALIŞMA

#### 11.1. GİRİŞ

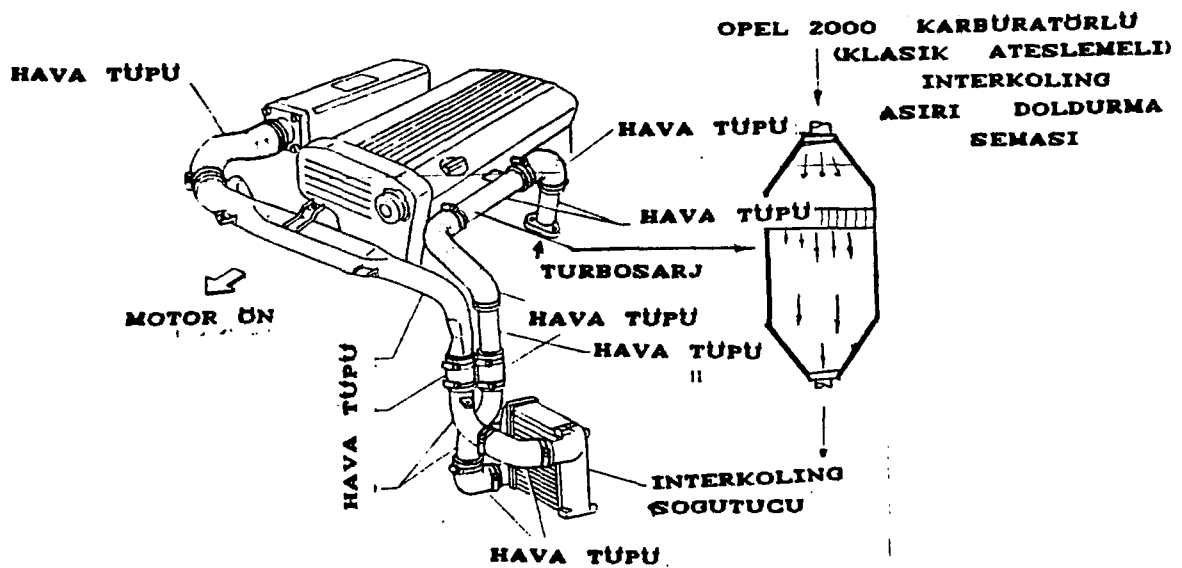
Bu bölüm taşıtlarda kullanılan karbüratörlü benzinli motorlarda normal emişli durumlarda iken "Intercool turbo" uygulanarak motora aşırı doldurma yaptırıldığında bulunacak sonuçların karşılaştırılmasına yönelik deneyleri kapsar. Deneyler için Gazi Osman Paşa Üniversitesi Zile Meslek Yüksek Okulu Motor Atölyesi' nde bulunan Karbüratörlü Opel 2.0 E motoru kullanılmış normal emişli ve Garret T-04 B Turboşarj Türbini kullanılarak ikinci bir radyatörle turboşarj dan çıkan havayı soğutarak denemeler 3 halde de (Normal emişli turbo şarjlı inter-cool lü) alınarak güç ve yakıt tüketimi cinsinden karşılaştırılmıştır. Deneylerle ilgili bazı önemli kavramları şu şekilde tarif edebiliriz.:

a) Standart ortam: 730 mm Hg hava sıcaklığı 10 °C bağıl nem oranının % 60 olduğu atmosferik şartlar.

- b) Efektif güç: Belli bir standart ortamda motordan alınan efektif güç (BG).
- c) Sıkıştırma oranı( $\epsilon$ ): Silindir ölü hacminin silindir hacmine oranı.
- d) Deneme aralıkları:

Devir	Basınç
900 d/d	1.0 atm Turboşarjlı
1500 d/d	1.1 atm Turboşarjlı Soğutmalı
2000 d/d	1.2 atm Normal emişli
2500 d/d	
3000 d/d	
3500 d/d	
4000 d/d	
4500 d/d	

- e) Motorun, buji, avans (Statik dinamik) supap ayarı kompresyon, dewilmeter, CO oranı ayarları yapılmıştır.



Şekil 11.1 inter - cooler (hava tüplü) şematik sistemi

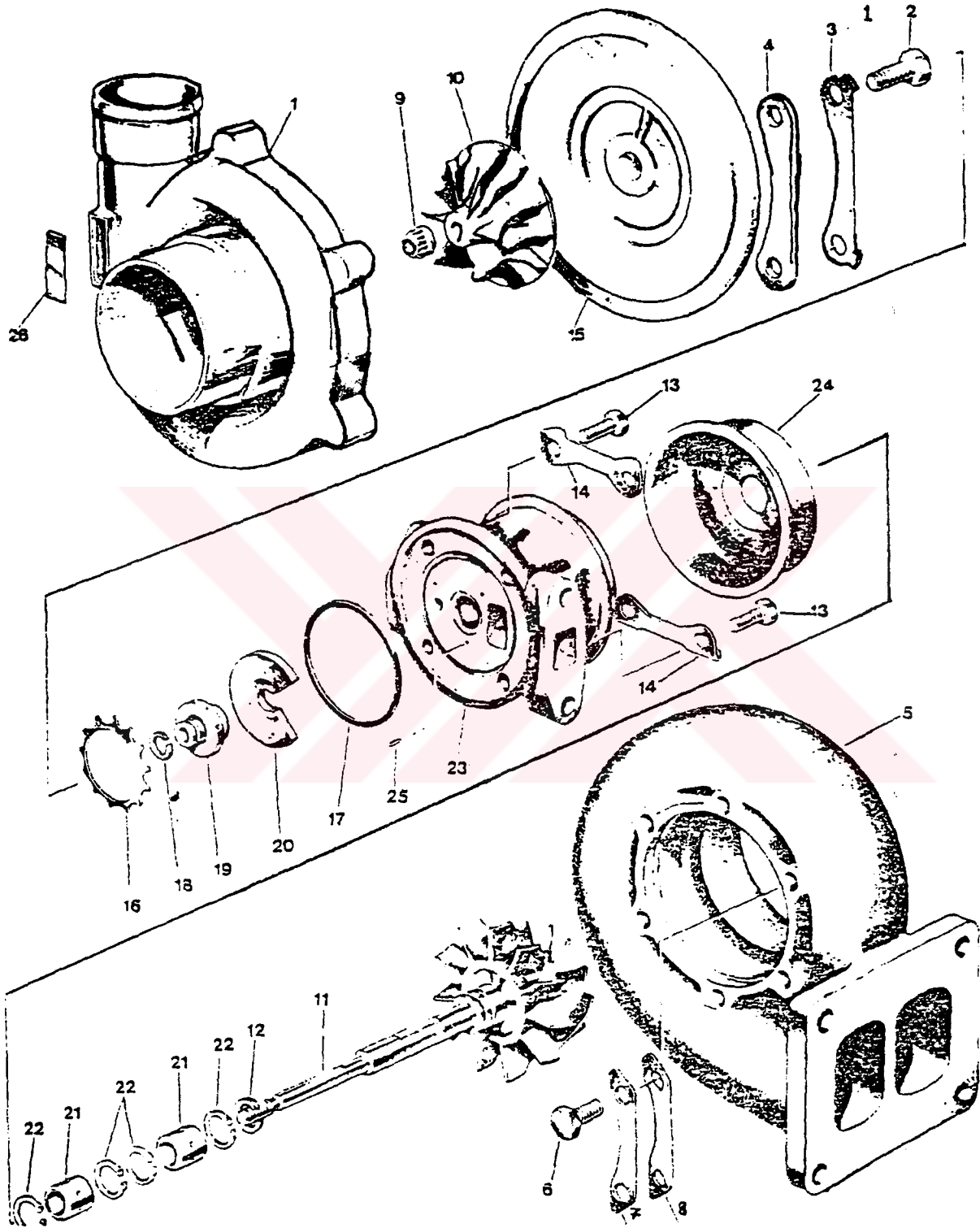
Denememizde kullanılan turboşarj türbin doldurucu: GARRET

T-04-T04 B serisi turboşarj [8]

Kullanılan turboşarj parça listesi Şekil 11.2 de verilmiştir.

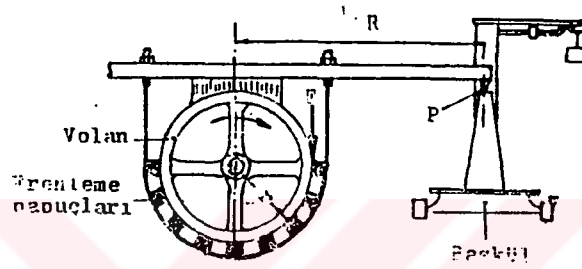
T-04B Turbo - Şarjın Parça Listesi [8]

NO	Parçanın Adı	Miktarı
1	Kompresör gövdesi (muhafazası)	1
2	Gövde civatası (5/16-18)	6
3	Kilitleme plakası (sacı)	3
4	Kelepçe (Bağlantı sacı)	3
5	Türbin gövdesi (Muhafazası)	1
6	Civata (5/16-18)	6
7	Kilitleme plakası (sacı)	3
8	Kelepçe (Bağlantı sacı)	3
9	Kompresör çarkı kilitleme somunu	1
10	Kompresör çarkı	1
11	Milli türbin çark tertibatı	1
12	Piston sekmanı	1
13	Civata (1/4"-20)	4
14	Kilitleme plakası (sacı)	2
15	Arka plaka	1
16	Baskı yayı	1
17	Keçe bilezik	1
18	Piston sekmanı	1
19	Baskı bileziği	1
20	Baskı rulmanı	1
21	Rulman (yatak)	2
22	Tesbit segmanı	4
23	Merkezi muhafaza	1
24	Çark zırhı	1
25	Pim yay	2
26	Turbo-şarjın model ve tipini gösterir plaka	1



Sekil 11.2. T-04 Parça listesi (Deney setinde kullanılan GARRET marka turbo - şarj).

- Intercool hava borusu, intercool soğutucu, radyatör, karbüratör giriş haznesi (Zile Meslek Yüksek Okulu Atölyesinde yapılmıştır.)
- Motor gücünü ölçmek için kullanılan güç ölçüm dinamo metresi olarak kullanılan Frony Freni kullanılmıştır.



Şekil 11.3. Frony Freni (Güç dinamo metresi). [7]

- a) Frenleme Diski (Volan)  $r = 200$  mm.
- b) Kuvvet kolu  $R = 66$  cm.
- c) Dik uzaklık  $P = 60$  cm.
- d) Ayar civatası 2135 cm

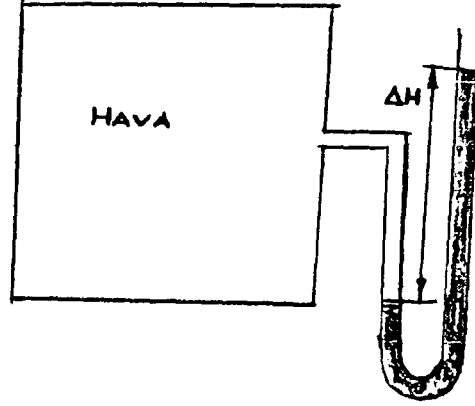
- Denemede kullanılan diğer cihazlar.

- a) Bilgisayarlı motor test cihazı, Takometre, avansmetre, devilmetre
- b) Eksoz karbon ölçme cihazı
- c) Yakıt tüketim test cihazı
- d) Termometre, Barometre

- Denemede kullanılan başlıca formüller.

$$P_e = \Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta h$$

Su için yoğunluk  $\rho = 13595.1 \text{ kg/cm}$



Sekil 11.4 Sıvı manometre ile basıncın ölçülmesi.

$$N_b = \frac{P.R.n}{716} \Rightarrow \text{Volandaki moment } F.r \Rightarrow F.r = P.R$$

$$\text{Baskül bağıntısındaki moment} = P.R \quad F = \frac{P.R}{r}$$

$$\text{Volan üzerinden alınan gücün formülü} \quad N = \frac{\text{Kuvvet.Yol}}{\text{zaman}}$$

olduğuna göre;

$F = \text{Kuvvet,}$

$\text{Yol} = \text{Volan Çevresi } (2\pi r),$

$n = \text{Devirdeki yol} = 2\pi r n.$

Zaman d/d cinsinden verildiğinden istenilen güç HP cinsinden yazılırsa

$$N_b = \frac{F.2.\pi.r.n}{60.75}$$

F kuvvetinin yerine  $\frac{P.R}{r}$  eşitliğini yazarsak;

$$N_b = \frac{\frac{P.R.n}{r} . 2\pi r}{60.75} = \frac{P.R.2.\pi.n}{60.75}$$

Formülündeki  $\frac{2\pi}{60.75}$  sabit değerlerini sadeleştirir;

$$\frac{2.314}{60.75} = \frac{1}{716} \text{ yı o formülde yerine yazarsak;}$$

$$Nb = P.R.n. \frac{1}{716} = \frac{P.R.n}{716} = \text{HP olur.}$$

$$Nb = \frac{P.R.n}{716} = \text{HP [7]}$$

Nb =Efektif güç

P = Baskül denge ağırlığını karşılayan güç [kg] kuvvet

R = Volan eksenini ile baskül arasındaki uzaklık [m]

n = Motor devri [dev/dak]

## 12.2 Deney düzeneğinin hazırlanması

Motorun Prony freni, çıkış kasmağına yerleştirilir. Orada transmisyon tertibatı 1/1 devir çıkacak şekilde ayarlanır.

- Yakıt tüketimi tertibatı yerleştirilir.
  - Devir ölçüm cihazı bağlanır.
  - Motor çalışma sıcaklığına getirilir.
- Co oranı cihazı sisteme takılır.



## BÖLÜM 12

### SONUÇ VE İRDELEME

Benzinli motorlarda aşırı doldurma güç ve verimi artırmak için kullanılmaktadır. Güç artışının sağlanması içeriye alınan dolgunun artırılmasına (hacimsel debinin) bağlıdır. Anlatılan yöntemlerle içeriye alınan hava miktarı artırılır. Havanın fazlalaşmasına bağlı olarak yakıtın emilişi de artar. Dolayısıyla emme supabının açılmasıyla silindire giden dolgu miktarı arttığından emme sonu basıncı da aynı oranda artacak ve yanma sonu basıncının artmasına sebep olacaktır. Böylece tüm stroklarda belli bir artış sağlanmış olur. Aşırı doldurma intercooling sistemi anlatıldığı gibi dizel motorlarında yüksek güç sağlamış ve düşük yakıt sarfiyatı elde edilmiştir. [8]

Dizelerde olduğu gibi benzinli motorlarda özgül yakıt tüketimi eklerdeki grafiklerden anlaşılacağı gibi dizel motorlarındaki gibi düşmemiştir. Buna karşılık efektif güç oranı % 36' lara kadar arttığı gözlenmiştir. Yakıt ekonomisi

direk olarak sağlanmamıştır. Fakat; tüm grafik sonuçları gösteriyor ki; gücün artmasıyla dolaylı olarak yakıt tasarrufu da sağlanmaktadır. Aşırı doldurma sistemi karbüratörlü motorlardan başka enjeksiyon yakıt sistemi ile donatılmış motorlarda da yaygın olarak kullanım alanı bulmuştur. Bu sistemlerde elektronik entegral devrelerle ve deneyler sonucu bulunan muhtelif yerlere sensörler yerleştirilerek vuruğu daha fazla kontrol altına alınmış ve yanmanın en ideal bir biçimde olması sağlanmıştır. [13]

Yakıt yanmadan dışarı atılması en aza indirilmiştir. Böylece ülkelerin milli sorunu olan zararlı ve zehirli egzoz emisyon gazları da en aza indirilmiştir. Aşırı doldurmayla dolgu içeriye daha hızlı girecektir. Bundan dolayı emme supabının açılma avansı bir miktar azaltılabilir. Bu olaylara bağlı kalınarak süpab bindirme zamanı da kısaltılarak kısmen de olsa egzoz gazlarıyla dışarı kaçabilecek karışım miktarı azaltılmış olacaktır.

Aşırı doldurma yüksek hızlı motorlar için de kullanılarak devire uygun karışım silindire alınmasını sağlar. Karışımın normal emişle meydana gelebilecek olan eksik dolgu olma olayı da önlenmiş olur. Böylelikle motorun çalışma esnasında istikrar sağlanmış olur. Aşırı doldurma yöntemlerinde en kullanışlı ekonomik yöntem (verimli) turboşajdır. Turboşajla birlikte motora gönderilen hava soğutulursa gücün yükseldiği gözlenir. Benzinli karbüratörlü aşırı doldurmalarda dikkat edilecek hususlar bulunmaktadır. Sıkıştırma oranının çok yüksek olmaması ve aşırı doldurma basıncının fazla olmaması istenir.

Bu çalışmada Opel 2000 E motoruyla uygulanan aşırı doldurma ana hatlarıyla;

1, 1.1, 1.2 atm. de hava gönderilerek motor gücünün ve yakıt tüketimi belli devirlerde incelenmiştir.(900, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500) normal emişli sistemdeki gücün bariz üstüne çıkıldığı görülmüştür. Fakat yüksek hızlara çıkıldığında grafikte kırılmaların oluştuğunu yani güç düşmelerinin meydana geldiğini görmekteyiz. (Ek A, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8)

1, 1.1, 1.2, atm. de hava gönderilerek bir de soğutulursa (Denetimizde max. soğutma 9 °C) grafikte görülen bazı kırılmaların da en aza indirildiği ve gücün soğutulmamış olan aşırı doldurmaya göre daha da arttığı görülmüştür. (Ek A, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22) Eklerdeki grafiklerden görüldüğü gibi 91 oktanlı süper benzin kullanıldığında sistemin daha iyi şartlara çıktığı görülmüştür.

Eklerdeki grafiklerden de görüleceği gibi süper benzin kullanıldığında normal benzine göre azalma görülmüş ve güçte normal benzine göre arttığı görülmüştür.

Ek A, 10, 11, 12' de görüldüğü gibi 1 - 1.1 - 1.2 atm. de soğutulmada en fazla gücü almaktayız. Soğutulma yapılmazsa vuruntu artacağından gücün kırılarak düşeceği görülmektedir.

Ek A, 13, 14' de görüldüğü gibi 1 - 1.1 - 1.2 atm. de soğutmalıda soğutmasıza göre gücün arttığı görülmüştür (Normal benzin).

Ek A 21' de görüldüğü gibi en yüksek güç 1.1 atm. basınçta yapılan süper benzinle soğutmalı aşırı doldurmada devre göre motor gücü düzenli olarak artmakta ve maksimum güç 4500 devirde meydana gelmektedir. Basınç 1.2 atm.' ye çıkarıldığında güçte düşme gözlenmektedir. Bu da mevcut motorumuzun sıkıştırma oranı 8/1 olduğundan 1.2 atm. basınçdaki aşırı doldurmada soğutma yapılsa da vurutu meydana geldiğinden güçte azalma olacaktır.

Ek A 22' de süper benzinli soğutmasız aşırı doldurmalı sistemdeki devre göre güç değişimi görülmektedir. Burada görüldüğü gibi güçler soğutmasız sisteme göre daha düşüktür. Oyle ki aşırı doldurmasız olarak elde edilen güçler aşırı doldurma yapıldığında elde edilen güçlerden daha yüksek çıkmaktadır.

Ek A' da bulunan grafikler incelendiğinde max. güç motorda düzenli çalışma ve min. yakıt sarfiyatı süper benzinle yapılan aşırı doldurmalı ve 1.1 atm. basınçta meydana gelmektedir. Benzinli motorlardaki vurutudan dolayı aşırı doldurmanın daha yüksek basınçlarda yapılması mümkün değildir. Aşırı doldurmanın daha yüksek basınçlarda yapılması için motorun silindir dizaynında, ateşleme sisteminde ve sıkıştırma oranlarında değişiklikler yapılması ve araştırmanın bu özelliklerin uygunlaştırılarak yapılması gerekir. Bizim laboratuvar imkanlarımız kısıtlı olduğundan ancak mevcut sistemle soğutmalı ve soğutmasız olarak deneylerimizi yaparak bu sonuçları elde etmiş bulunmaktayız.

## KAYNAKLAR

- 1- Barat, Prof. Dr. Oğuz - Balcı, Doç. Dr. Mustafa - Sürmen, Doç. Dr. Ali İçten Yanmalı Motorlar. Ankara Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Vakfı Yayınları 1992 Cilt 1-2
- 2- Barat, Prof. Dr. Oğuz - Balcı, Doç. Dr. Mustafa Sürmen, Doç. Dr. Ali. Yanma (AEROTERKİMYA) Bilgisi. Ankara Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Vakfı Yayınları 4, 1992
- 3- Balcı, Doç. Dr. Mustafa. Dizelerde Turboşarj (Aşırı Dolu). Ankara Gazi Univeritesi Yayınevi 1985
- 4- Benzinli Motorlarda Aşırı Doldurma. Fırat Üniversitesi Fak. Kütüphanesi. Doktora Tezi
- 5- Büyüktür, Prof. Dr. Ahmet Rasim. Termodinamik. Uludağ Uni. Cilt 1-2 Bursa
- 6- Ergenaman, Doç. Dr. Metin. İçten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma (Soğutmalı). İstanbul Teknik Üniversitesi 1990

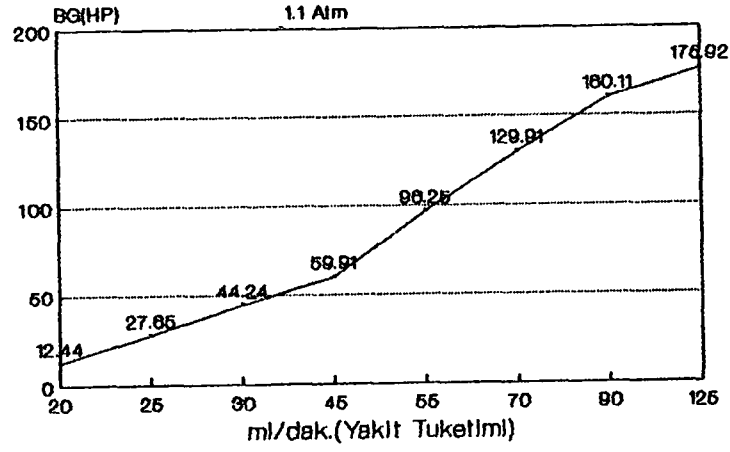
7. Güngör, Orhan. Dizel ve Benzinli Motorlar Prensipleri, Tanım, Teknikler. Motor Meslek Okulu 1986 Ankara
- 8- Mercedes Benz Müşteri Hizmetleri Servisi. İstanbul
- 9- Dertain, H. H-Holiday G.W Turbocharging Ford. S 2.3 liter spark 2.3 liter spark ignition engine S.A.E. paper 1977
- 10- Öz, Prof. Dr. İsmail Hakkı, Motorlar. İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği. 1983 Cilt 1-2
- 11- Wallace, T.F General Motors Corporation Buick Motor Division. S.A.E. paper 1979
- 12- V-6 Buicks Turbocharged Powertrain for S.A.E. paper 1978
- 13- Yavaşlıoğlu, Doç. Dr. İrfan. İçten Yanmalı Motorlar. İstanbul Yıldız Üniversitesi Yayınları 1988 Cilt 1
- 14- Yolaçan, Fikret. Otomobil Motorlarında Yakıt Sistemleri. Ankara Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fak. Ders Notları. 1991
- 15- Watts Paula John, B. Holiday Massachusetts Institute of Technology. Cambridge, MA.
- 16- Dr. Wattson, Dr. C. Osborne, Dr. D. Japikse, Turbocharging the internal combustion Engine Lecture notes Dartmouth College School of Engineering August 1977.
- 17- T.F. Wallace Buicks Turbocharged V-6 Powertrain for General Motors Corporation.

18- Garret Airesearch Co. (Yayınları) Turbochanger division.  
Lancashine England.

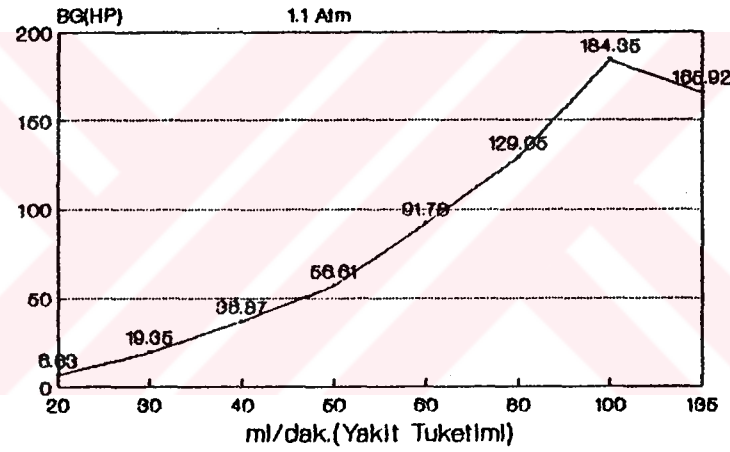
19- Blackmore D.R. and Thomas, A.: Fuel Economy of the  
Gasoline Engine John Wiley 1977

20- Walker J.W. "The G.M. 1.8 liter. L-4 Gasoline Engine  
Designed by Chewrolet" SAE Paper 820 M SAE trans. Vol 91,  
1982

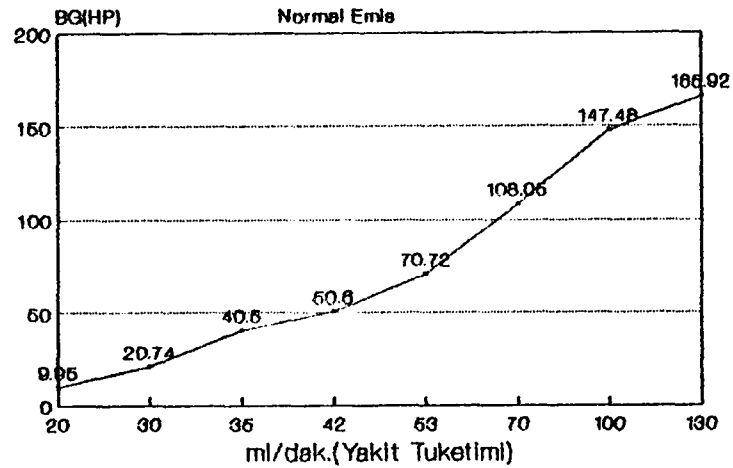
21- W. H. Grouse, D.L. Anglih Gregg Division, Mc Graw - Hill,  
Automative Engines 1981



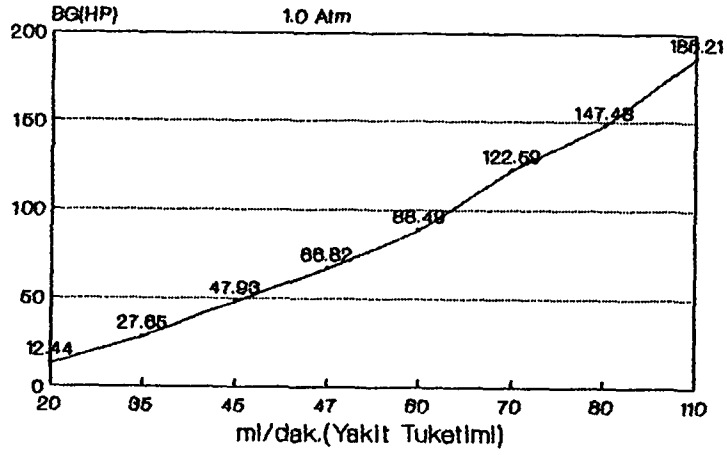
Ek A1 E.T.A.D. türbinli soğutmalı sistemde motor gücünün motor devrine oranı



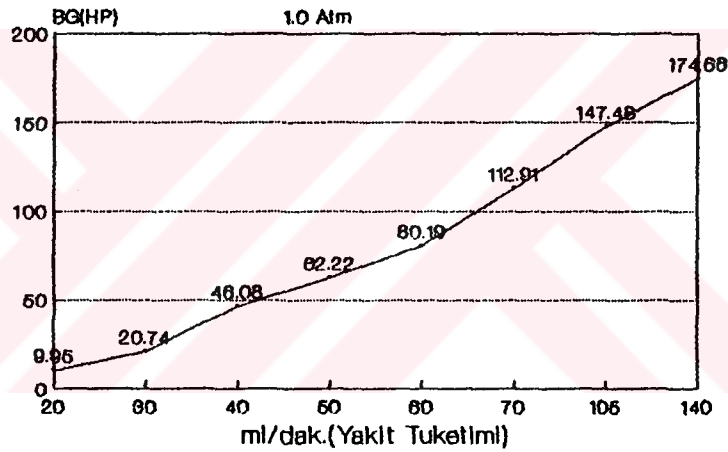
Ek A2 Türbinli soğutmasız sistemde motor gücünün motor devrine oranı



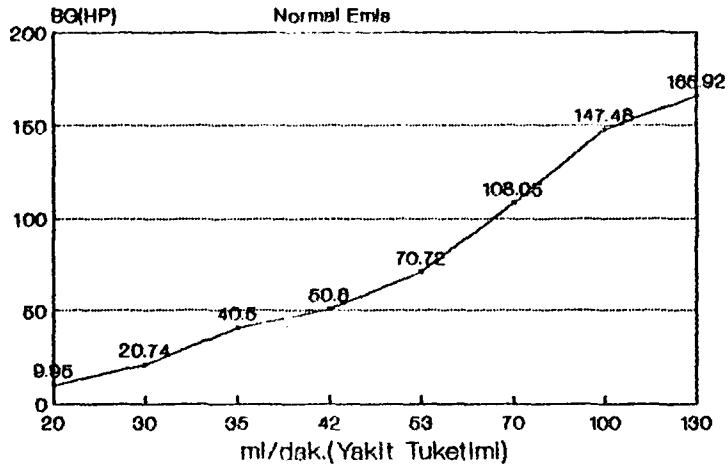
Ek A3 Türbinsiz soğutmasız sistemde motor gücünün motor devrine oranı



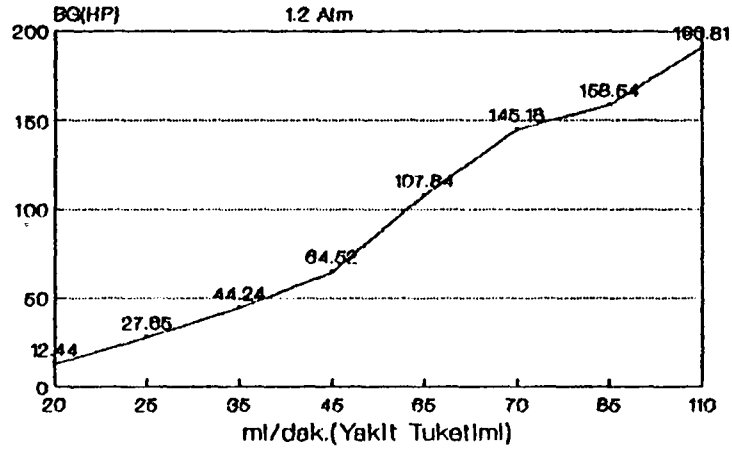
Ek A4 Türbinli soğutmalı sistemde motor gücünün yakıt tüketimine oranı



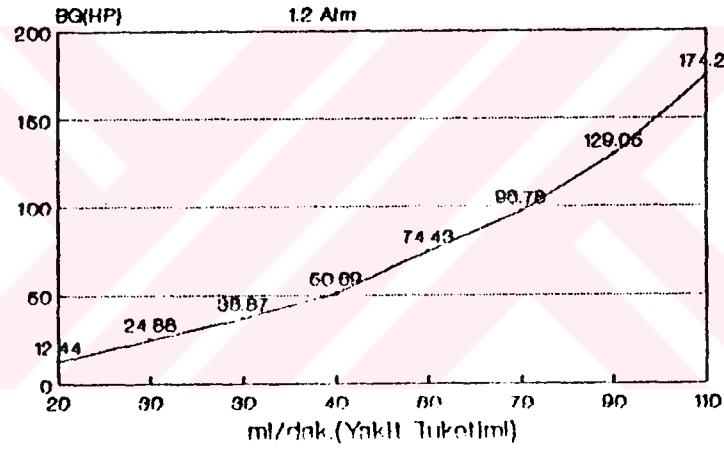
Ek A5 Türbinli soğutmasız sistemde motor gücünün yakıt tüketimine oranı



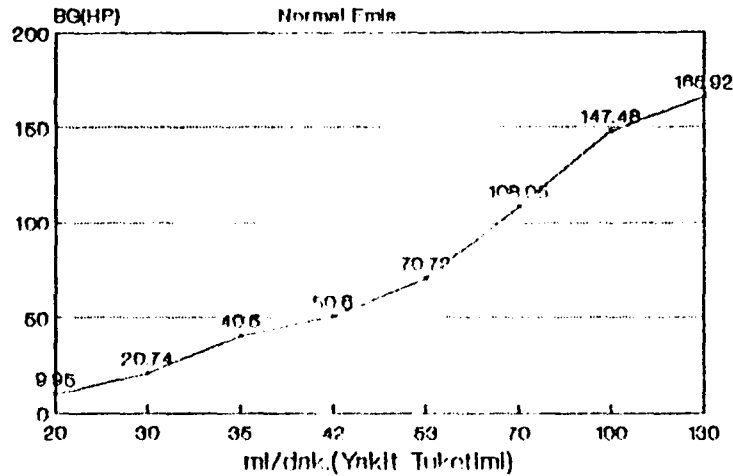
Ek A6 Türbinsiz soğutmasız sistemde motor gücünün yakıt tüketimine oranı



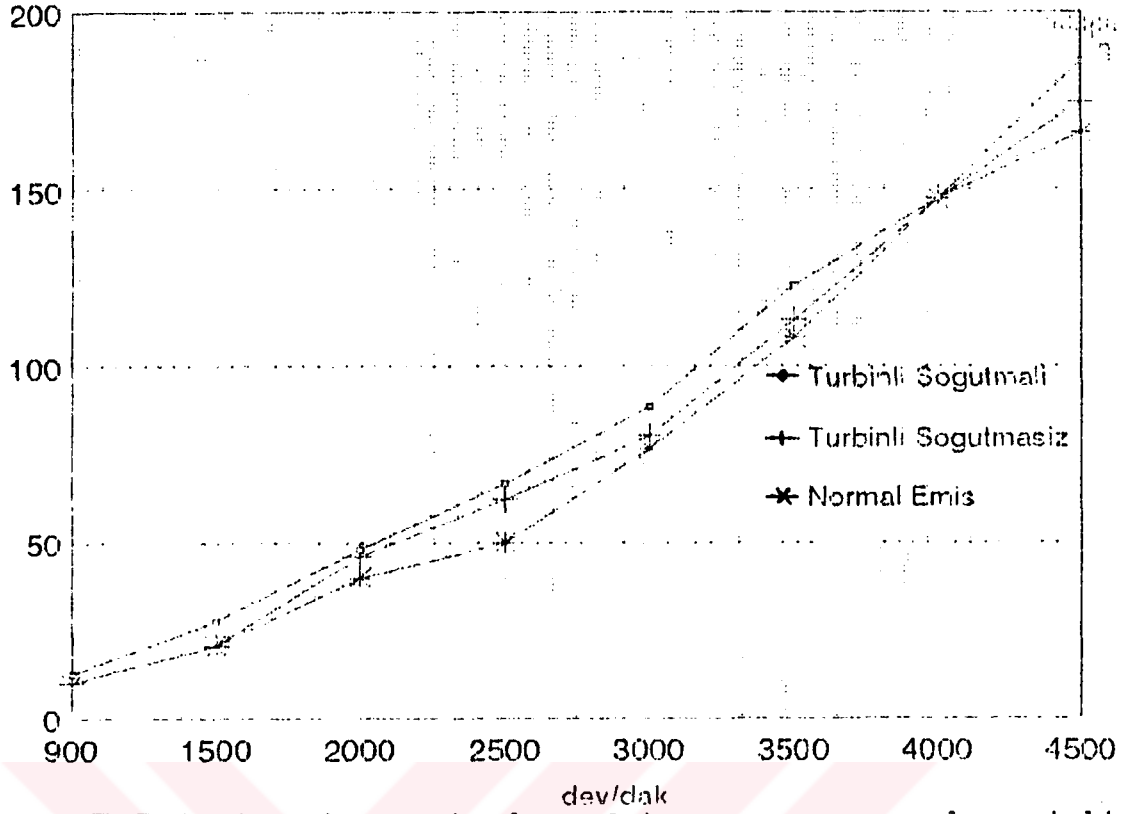
Ek A7 ETAD türbinli soğutmalı sistemde motor gücünün yakıt tüketimine oranı



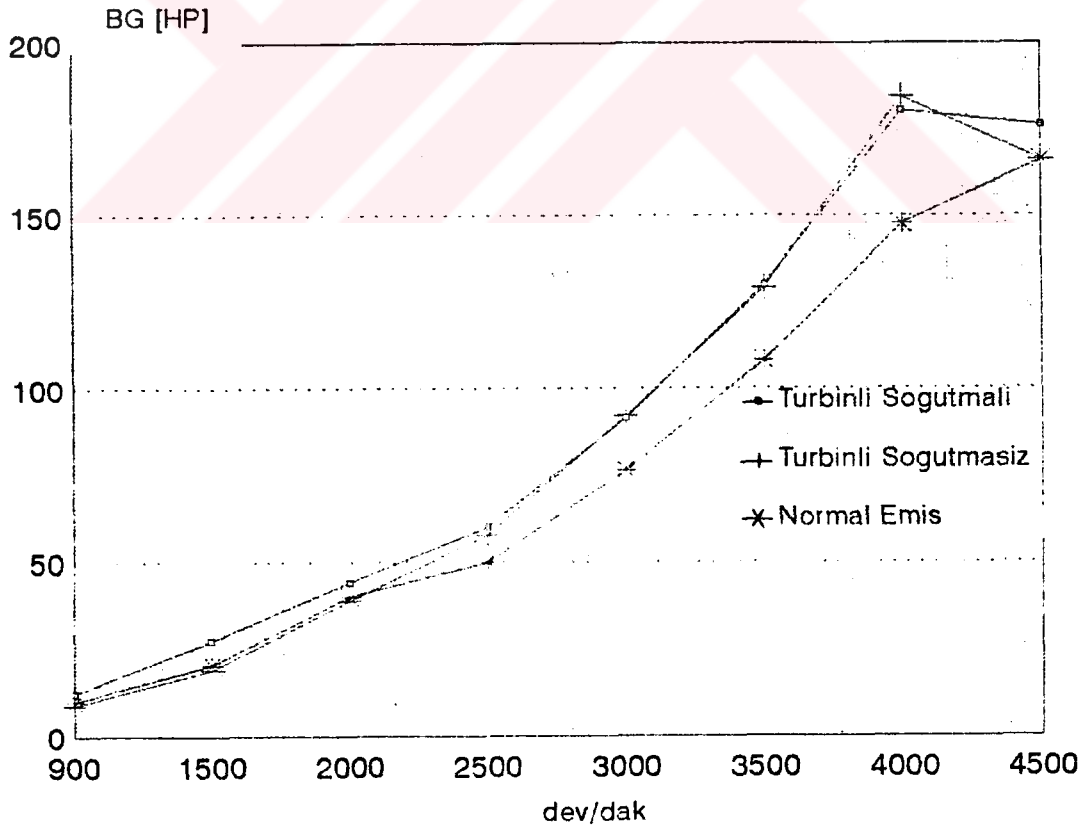
Ek A8 Türbinli soğutmasız sistemde motor gücünün yakıt tüketimine oranı



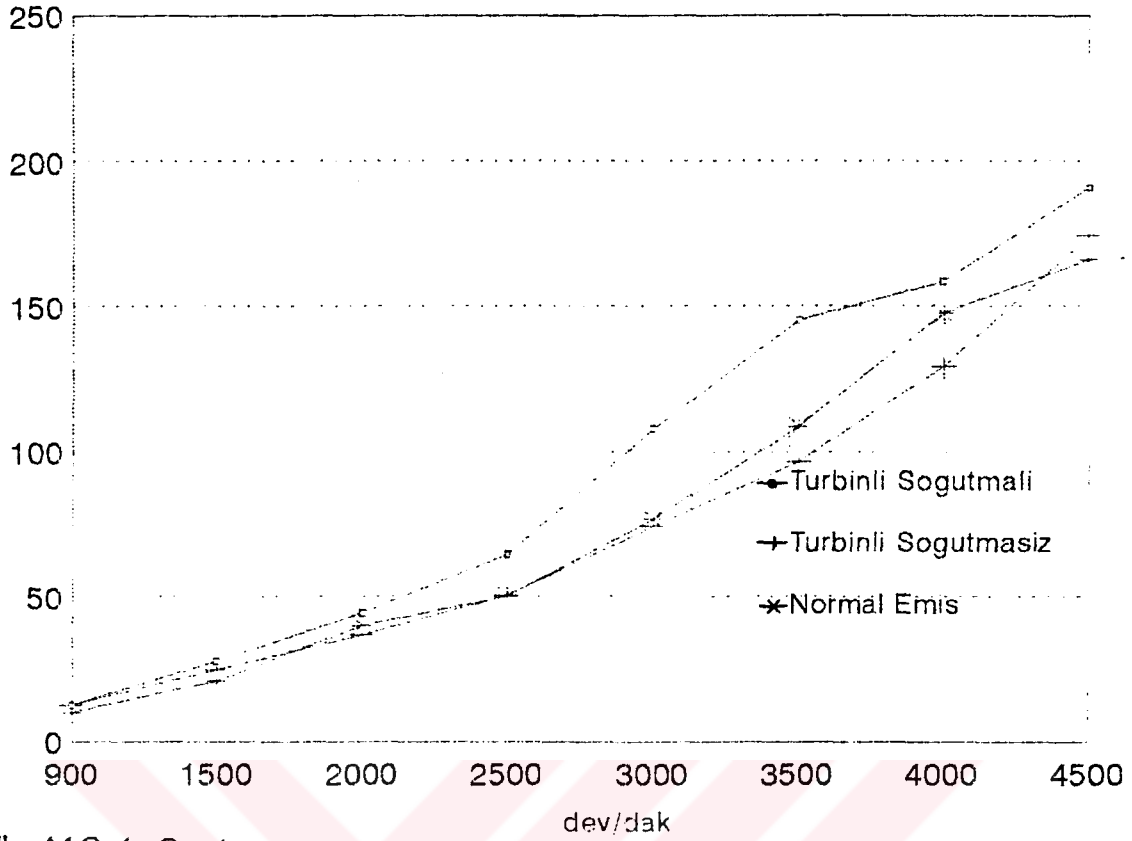
Ek A9 Türbinsiz soğutmasız sistemde motor gücünün yakıt tüketimine oranı



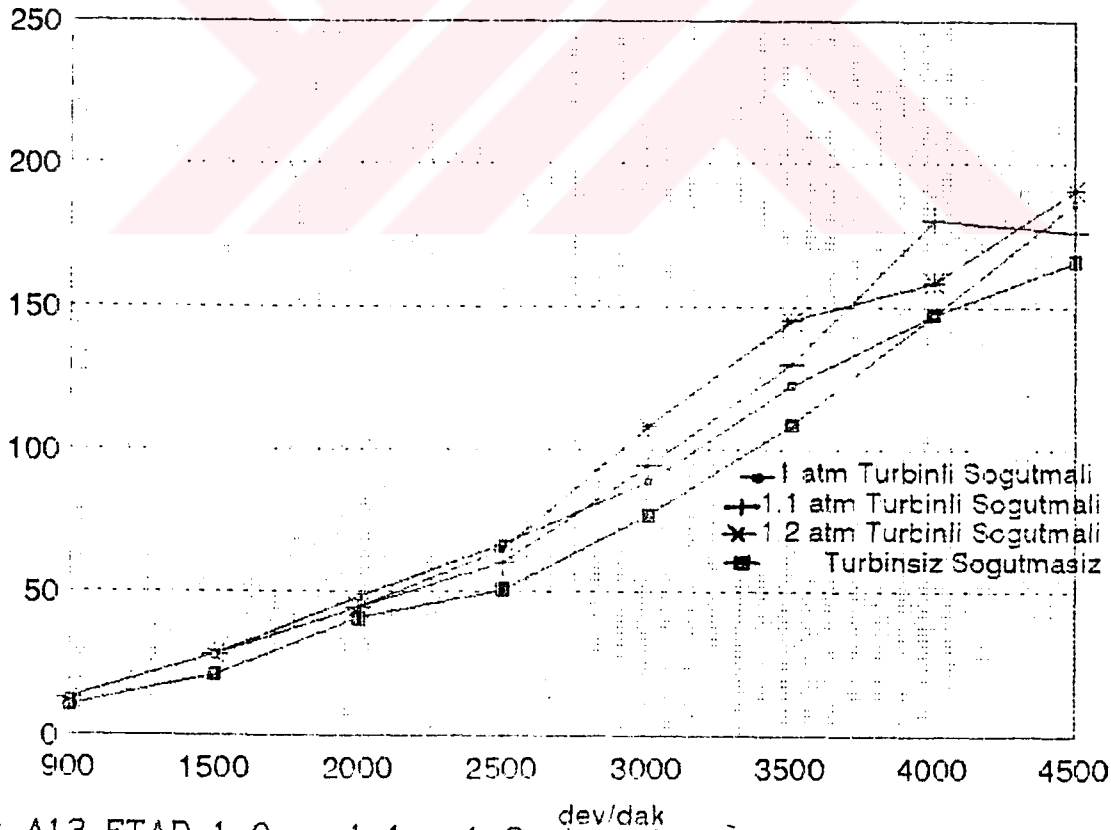
Ek A10 ETAD 1 atm. de soğutmalı soğutmasız ve normal emişli sistemlerde BG/dev.dak. oranı (normal benzin)



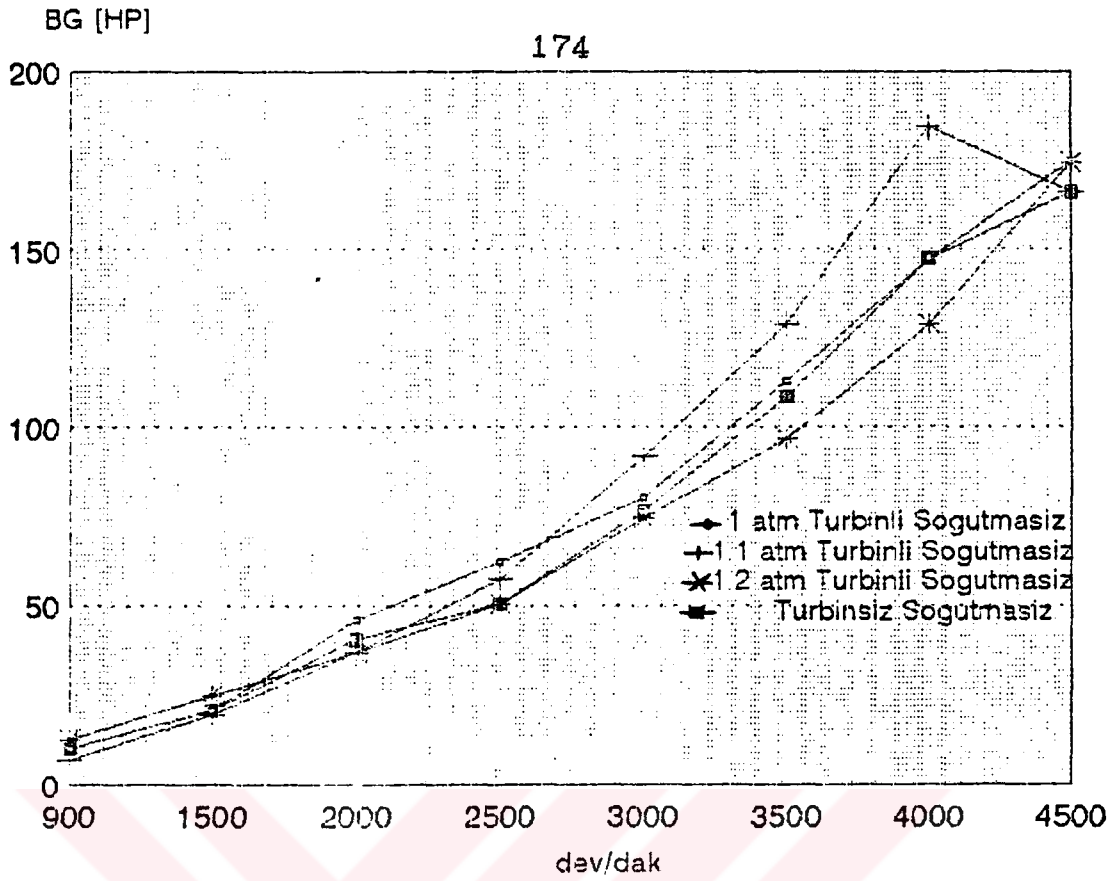
Ek A11 ETAD 1.1 atm. de soğutmalı soğutmasız sistemde BG/d.dak. oranı (normal benzin)



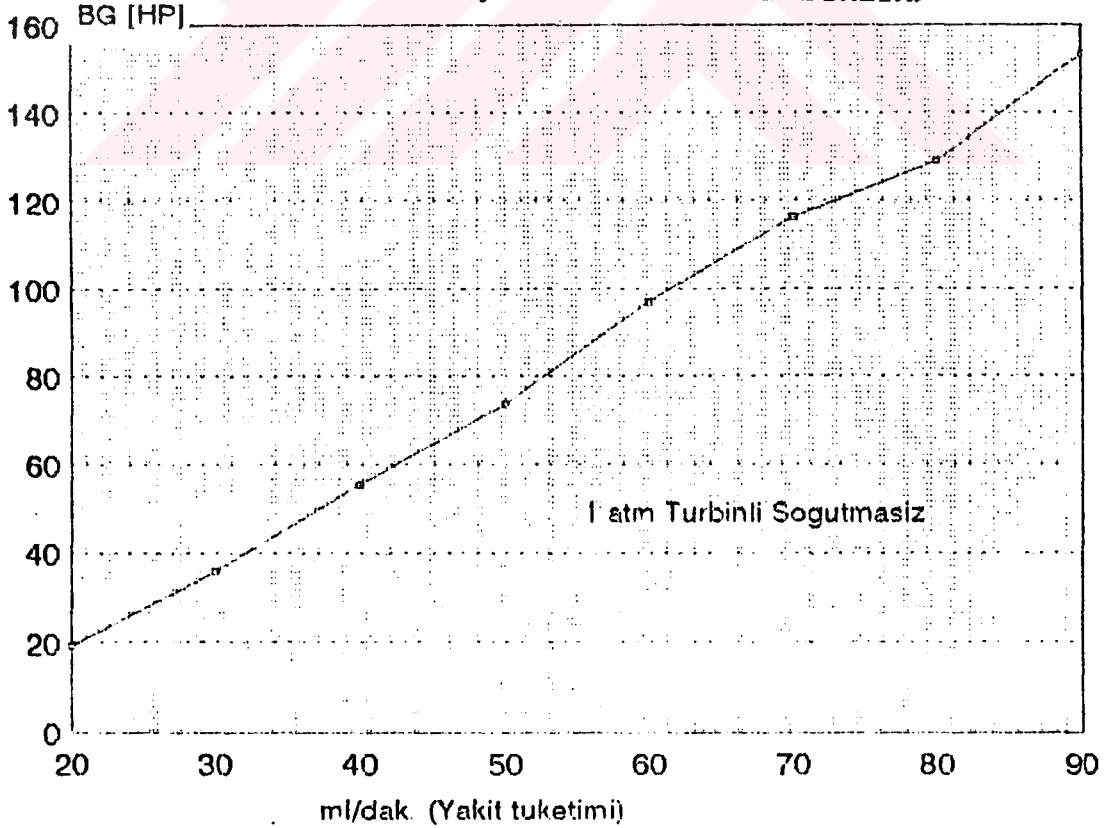
Ek A12 1.2 atm. soğutmalı soğutmasız sistemde BG/d.dak. oranı



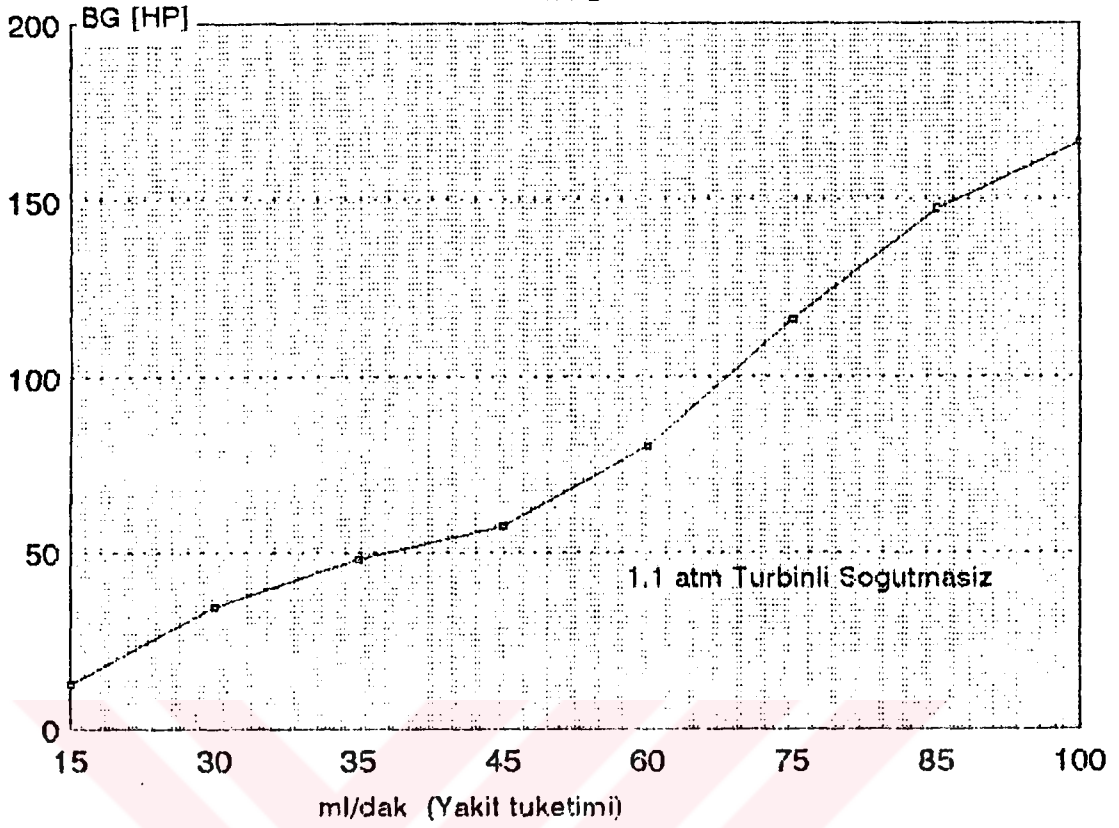
Ek A13 ETAD 1.0. - 1.1 - 1.2 atm. de soğutmalı ve türbinsiz soğutmasız sistemde BG' nin dev.dak.' ya oranı (normal benzin)



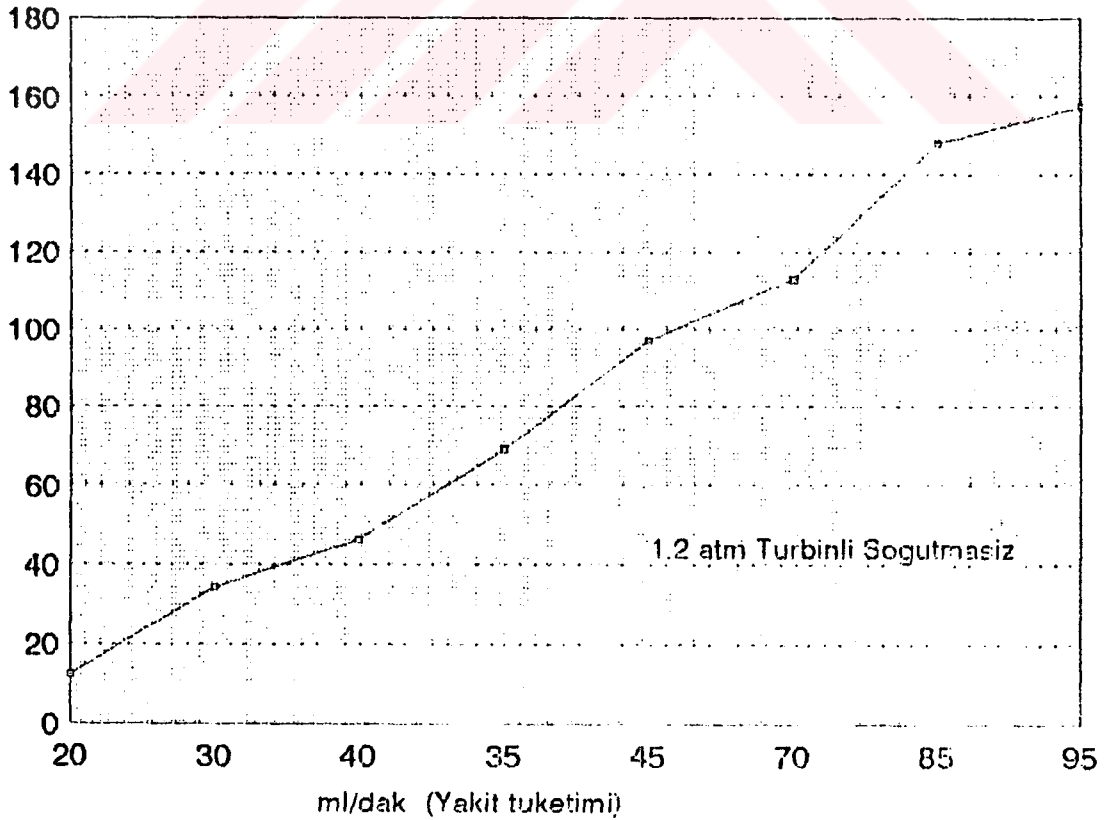
Ek A14 1.0 - 1.1 - 1.2 atm.' de soğutmasız ve türbinsiz sistemde BG' nin dev.dak.' ya oranı (normal benzin)



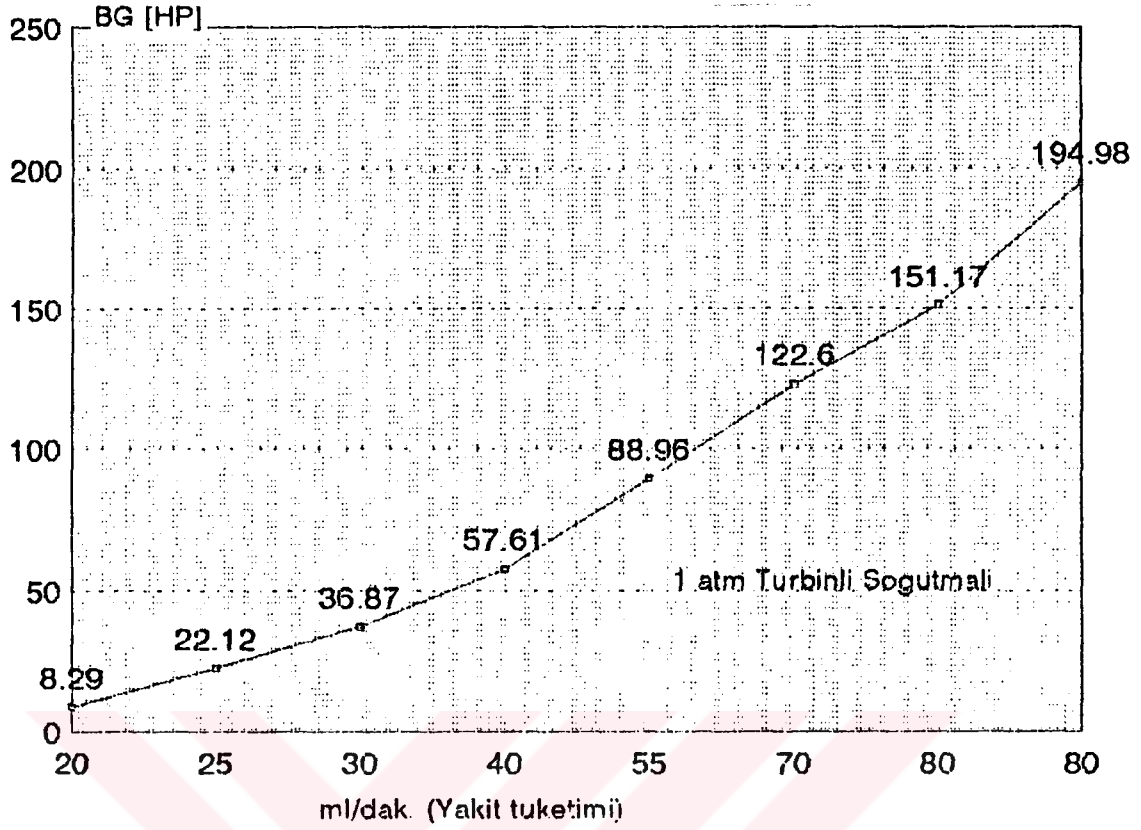
Ek A15 ETAD' da 1 atm.' de türbinli soğutmasız sistemde BG' nin ml/dak' ya (yakıt tüketimi) oranı (süper benzin)



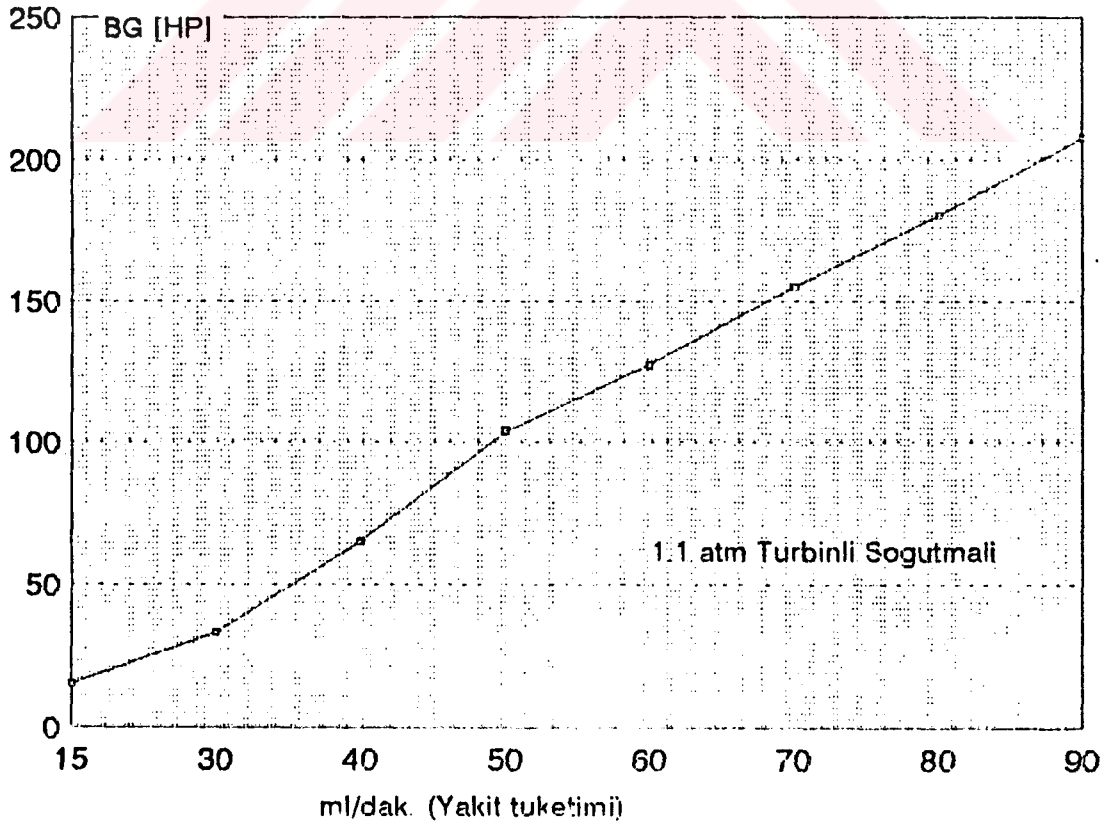
Ek A16 ETAD' da 1.1 atm.' de türbinli soğutmasız sistemde BG' nin ml/dak' ya (yakıt tüketimi) oranı (süper benzin)



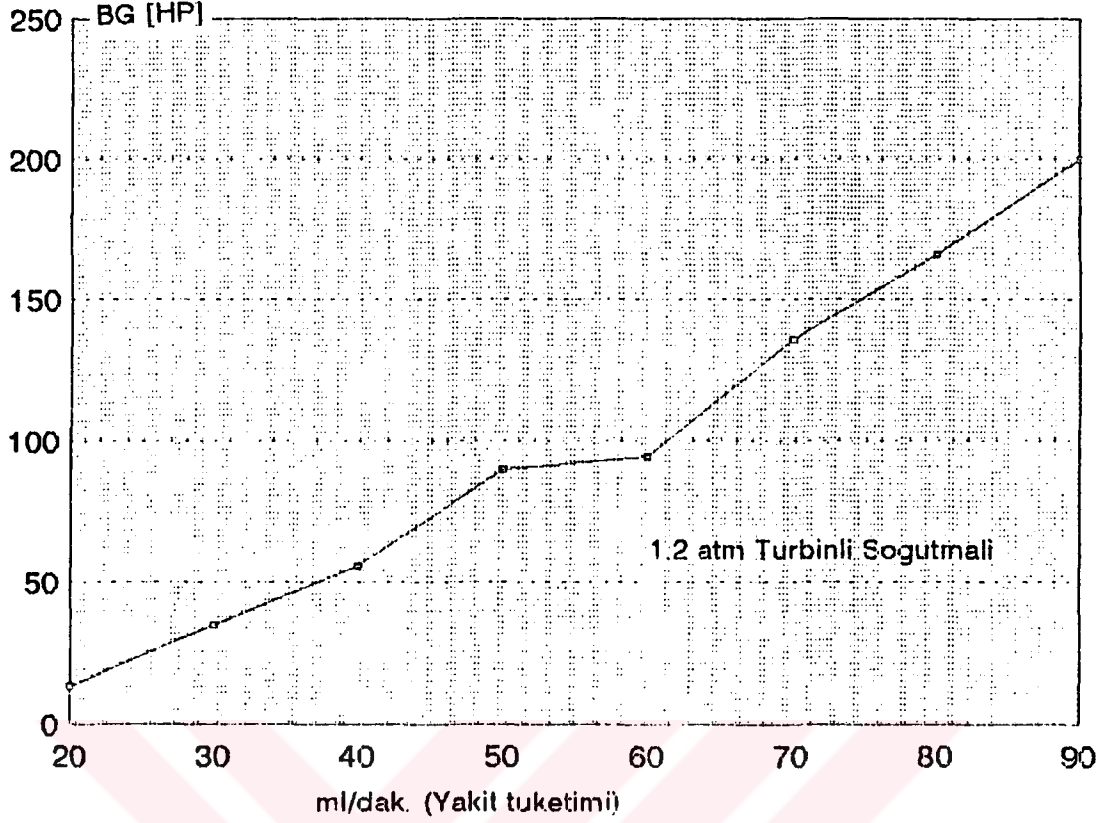
Ek A17 ETAD' da 1.2 atm.' de türbinli soğutmasız sistemde BG' nin ml/dak' ya (yakıt tüketimi) oranı (süper benzin)



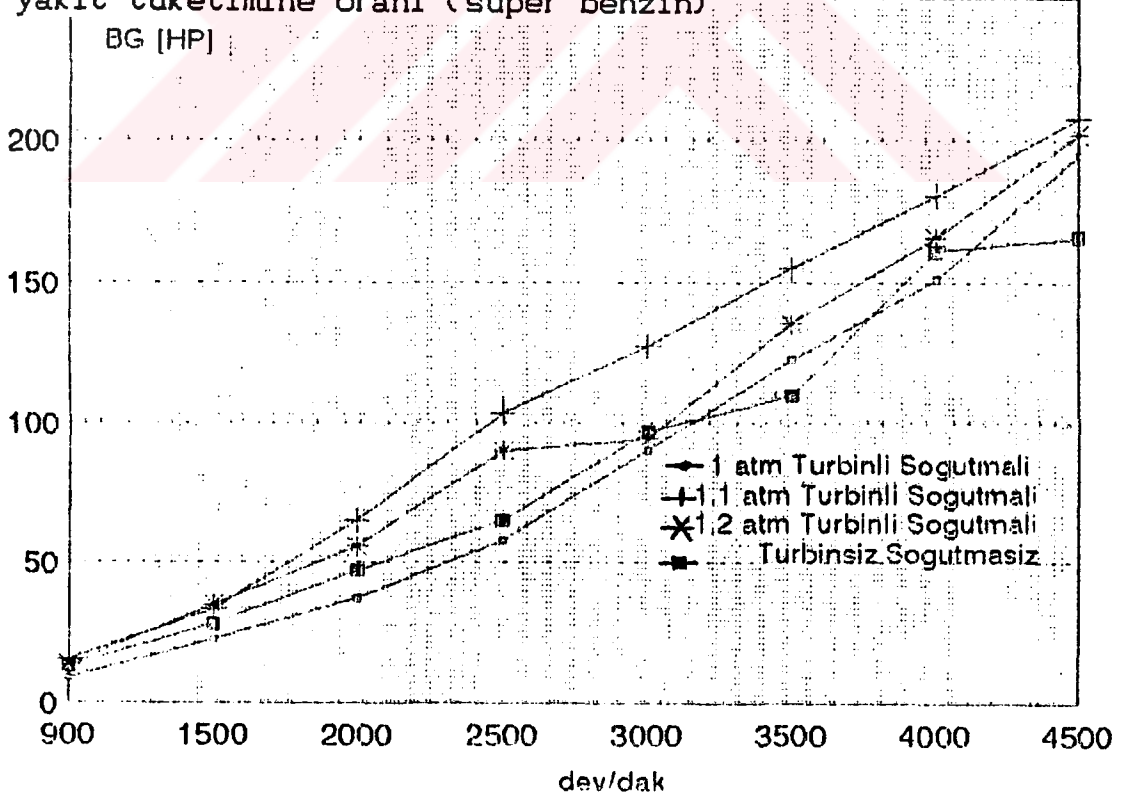
Ek A18 ETAD' lı 1 atm.' de türbinli soğutmalı sistemde BG' nin yakıt tüketimine oranı (süper benzin)



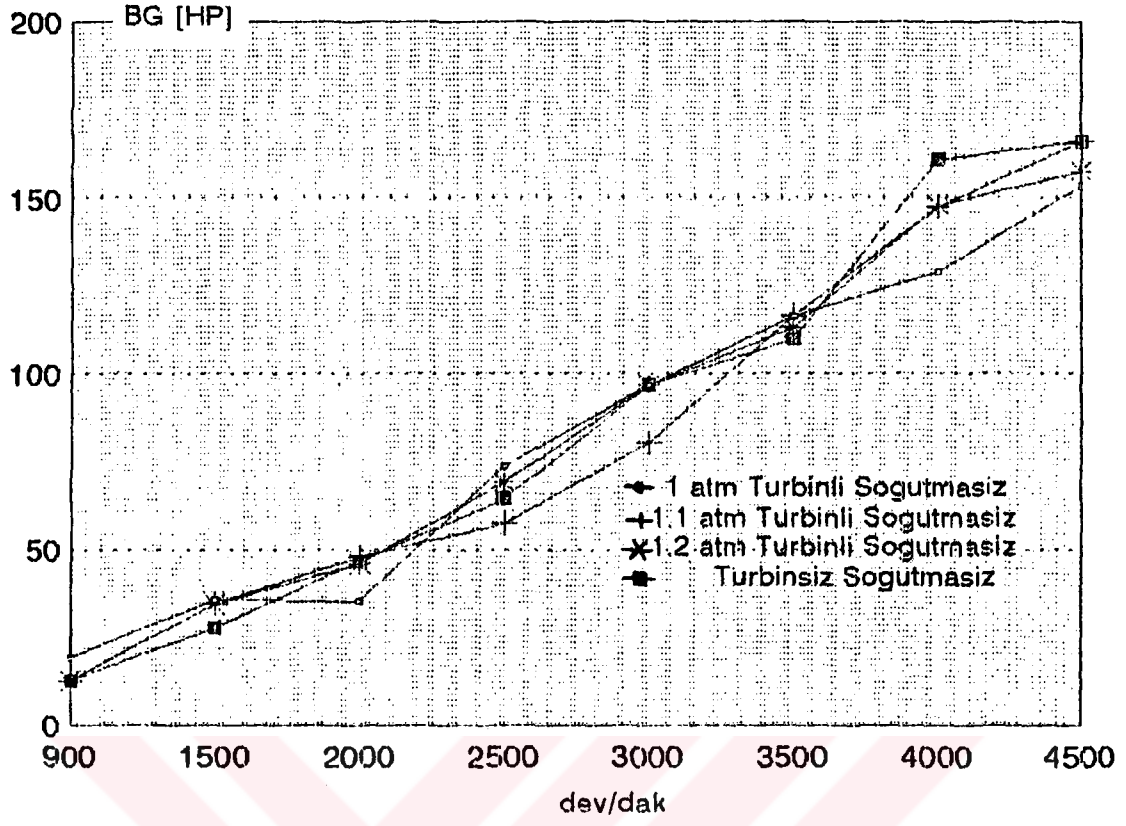
Ek A19 ETAD' lı 1.1 atm.' de türbinli soğutmalı sistemde BG' nin yakıt tüketimine oranı (süper benzin)



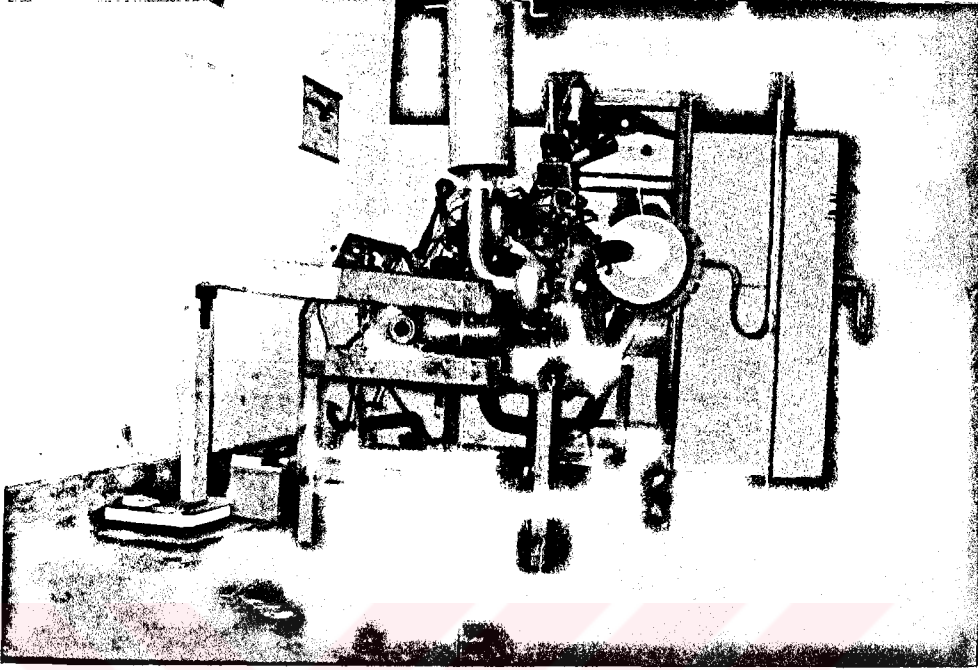
Ek A20 ETAD' lı 1.2 atm.' de türbinli soğutmalı sistemde BG' nin yakıt tüketimine oranı (süper benzin)



Ek A21 ETAD' lı 1.0 - 1.1 - 1.2 atm.' de soğutmalı ve türbinli soğutmalı sistemde BG' nin dev.dak.' a oranı (süper benzin)



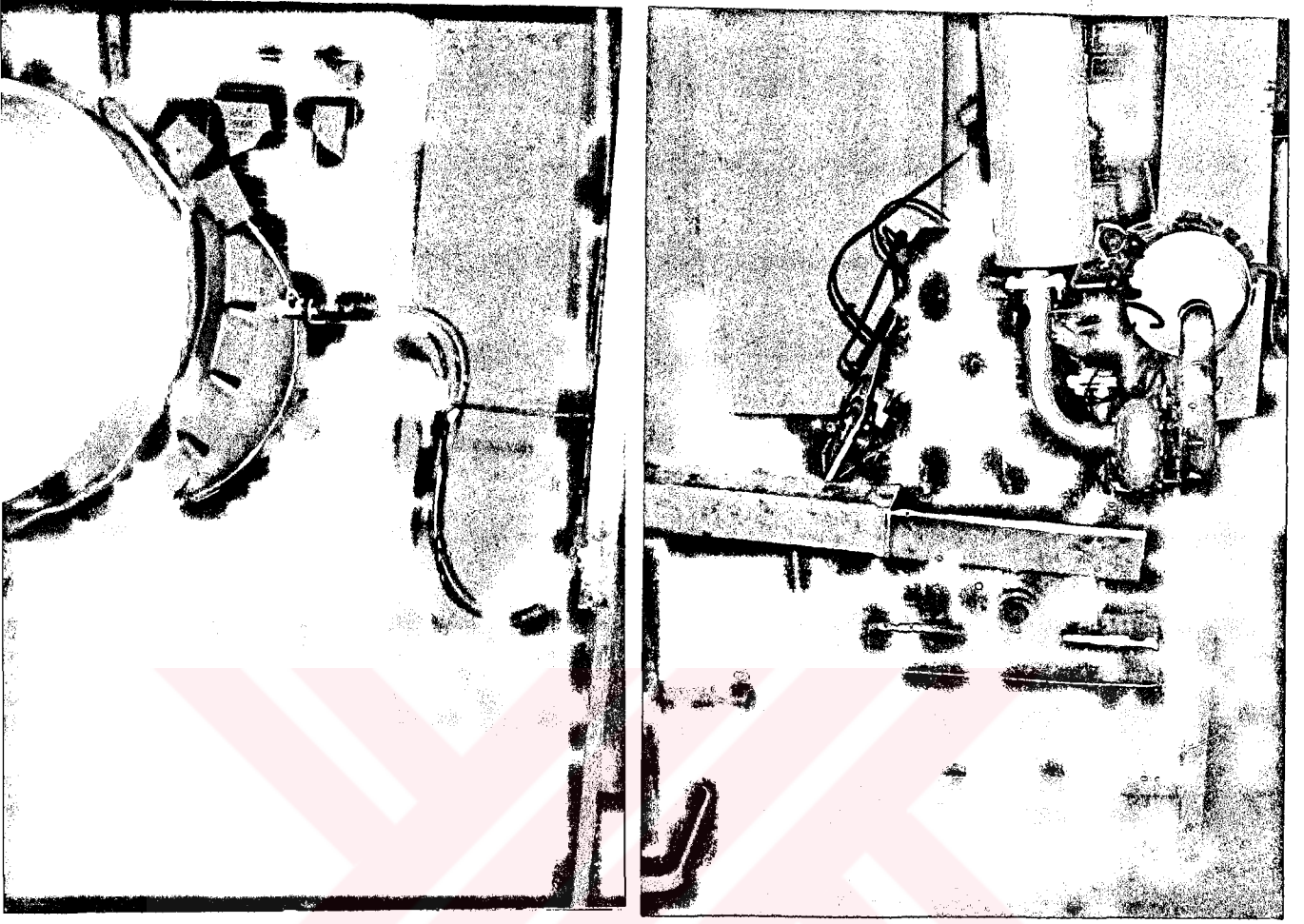
Ek A22 ETAD' lı soğutmasız sistemde BG' nin dev.dak.' ya oranı (süper benzin)



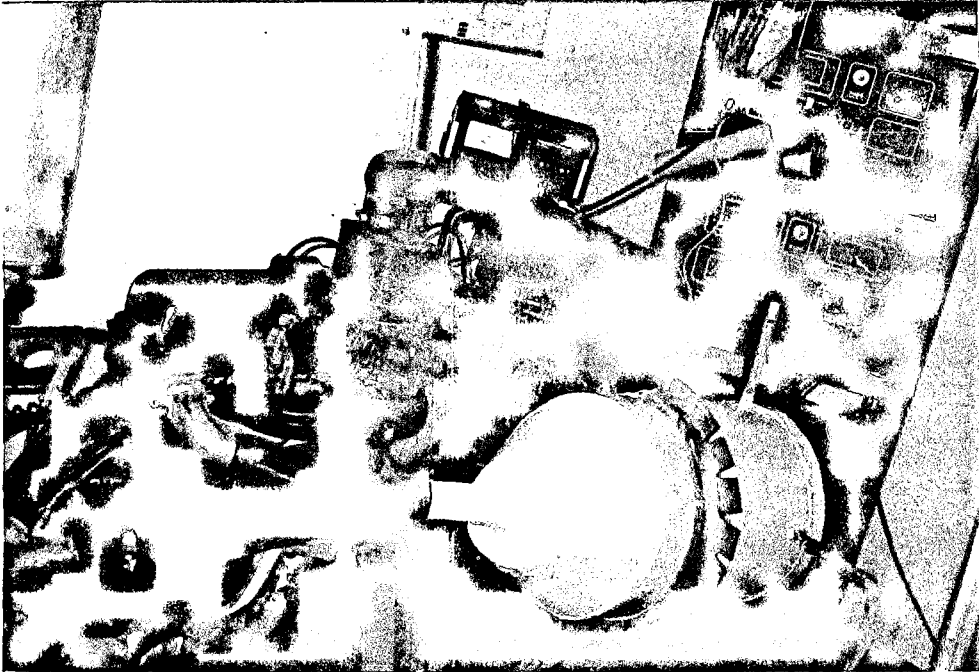
Ek B1 OPEL 2000 E karbüratörlü intercooling turboşarj genel görünüm



Ek B2 Turboşarj hava deposu, motor, soğutmasız sistem



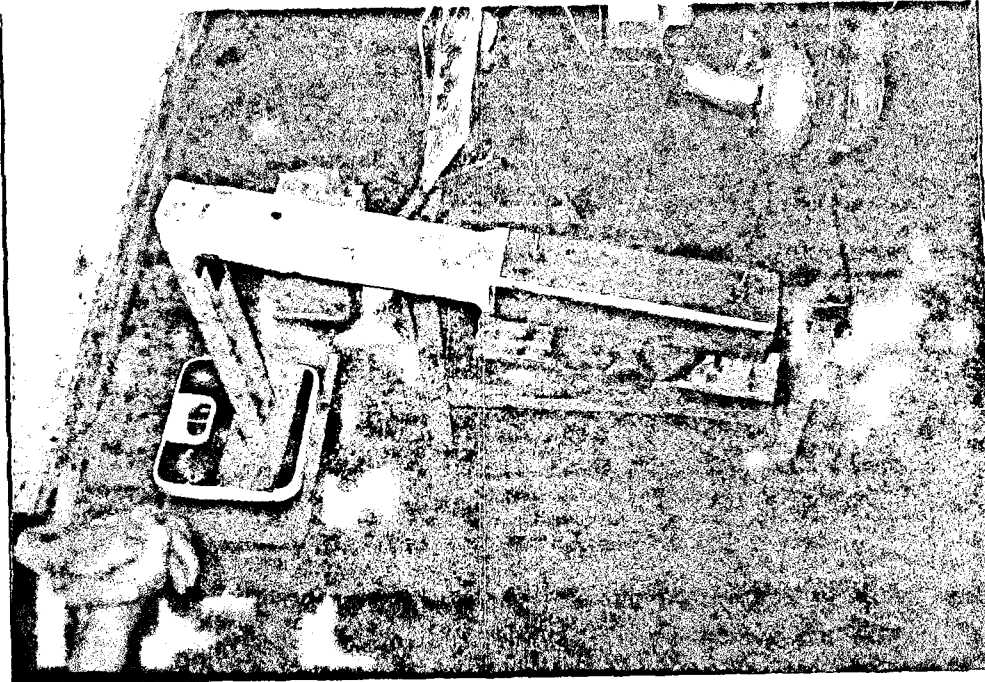
Ek B3 Turbosarj depo monometre ve prony freni genel görünüm



Ek B4 Intercooling yapılmakta olan (soğutulan) ve sıcaklık göstergeleri görünümü



Ek B5 Yakıt tüketimi sistemi, depo, soğutma sistemi, devir sayacı, gücün okunması



Ek B6 Komple güc ölçümü (İlgili formüle konulan ağırlık kg cinsinden)