

50-60 cc'LİK DÖRT STROKLU OTTO
MOTORLARININ DİZAYN ve TEST KOŞULLARININ
ARAŞTIRILMASI

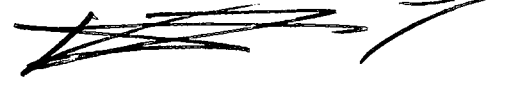
151662

Mak. Müh. Tarık İBİŞ

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Prof. Dr. Orhan DENİZ (Onş) 

Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOĞLU 

Prof. Dr. Ertuğrul ARSLAN 

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Orhan DENİZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖNSÖZ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvi
1. GİRİŞ	1
2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR	2
2.1 Tarihçe	2
2.2 Çalışma Yöntemleri	8
2.2.1 Dört Stroklu Yöntem	8
2.2.1.1 Emme Stroku	8
2.2.1.2 Sıkıştırma Stroku	9
2.2.1.3 Genişleme Stroku	9
2.2.1.4 Egzoz Stroku	10
2.2.2 İki Stroklu Yöntem	10
2.2.2.1 Süpürme ve Sıkıştırma Stroku	10
2.2.2.2 Genişleme Stroku	11
2.2.3 İki ve Dört Stroklu Motorların Karşılaştırılması	11
2.3 Motor Bileşenleri ve Fonksiyonları	12
2.4 Motorların Sınıflandırılması	14
3. KÜÇÜK HACİMLİ MOTORLARIN İLK HAREKETE GEÇİRİLMESİ ve DURDURULMASI	16
3.1 Sistemin İlk Harekete Geçirilmesi	16
3.1.1 Manuel İlk Hareket	16
3.1.2 Mekanik İlk Hareket	18
3.1.3 Elektrikli İlk Hareket	18
3.1.3.1 12 Voltluk Elektrikli İlk Hareket Motorları	18
3.1.3.2 120 Voltluk Elektrikli İlk Hareket Motorları	20
3.2 Sistemin Durdurulması	20
4. KÜÇÜK HACİMLİ MOTORLARDA YAKIT SİSTEMİ ve KARIŞIM TEŞKİLİ	22
4.1 Yanmanın Prensipleri	22

4.1.1	Benzinin Buharlaşması	22
4.2	Yakıt Sistemi	23
4.3	Yakıt Besleme Sistemleri	23
4.3.1	Gravite Sistemi	23
4.3.2	Emiş Besleme Sistemi	25
4.3.3	Standart Tip Vakum Sistemi	28
4.3.4	Zorlamalı Besleme Sistemi.....	28
4.3.4.1	Ekzantirik Yakıt Pompası.....	29
4.4	Hava Temizleyiciler	30
4.4.1	Islak Filtreler	30
4.4.2	Kuru Filtreler	31
4.5	Karbürasyon	31
4.5.1	Gravite Sistemi Karbüratörü.....	31
4.5.1.1	Karbüratörün Ayarlanması	32
4.5.1.2	Gaz Kelebeği	33
4.5.2	Emiş Besleme Sistemi Karbüratörü.....	34
4.5.3	Membranlı Karürtörler	34
4.6	Regülatörler	34
4.6.1	Pnömatik Regülatörler.....	35
4.6.2	Mekanik Regülatörler.....	36
5.	KÜÇÜK HACİMLİ MOTORLARDA ELEKTRİK SİSTEMİ	37
5.1	Manyetolu Ateşleme Sistemi.....	37
5.1.1	Kondensatörler	41
5.1.2	Kesiciler.....	42
5.1.3	Bujiler	43
5.2	Elektronik Ateşleme	43
5.2.1	Kapasitör Deşarj Sistemi	43
5.2.2	Yekpare Ateşleme Sistemi	45
5.2.2.1	Operasyon.....	46
5.2.2.2	Konum	46
6.	KÜÇÜK HACİMLİ MOTORLARDA EGZOZ ve SOĞUTMA SİSTEMİ	47
6.1	Soğutma Sistemi.....	47
6.1.1	Su Soğutmalı (Dolaylı soğutma) Sistem	47
6.1.2	Hava Soğutmalı(Doğrudan Soğutma) Sistem	47
6.2	Egzoz Sistemi	50
6.2.1	Egzoz Manifoldu	50
6.2.2	Susturucular	50
7.	KÜÇÜK HACİMLİ MOTORLARDA YAĞLAMA SİSTEMİ.....	52
7.1	Yağlayıcıların Sınıflandırılması	52
7.2	Yağ Seçimi	53
7.3	Yağlama Sistemi Bileşenleri	53
8.	KULLANIM ALANLARI ve UYGULAMA ÖRNEKLERİ.....	57
8.1	Honda GXH50 ve GXV50	57
8.2	Honda GX100.....	58
8.3	Honda GX22 ve GX31	59

8.4	Kohler Pro CS4.....	60
8.5	Robin Subaru EH025.....	61
8.6	Robin Subaru EH09.....	62
9.	KÜÇÜK HACİMLİ MOTOR TASARIMI.....	63
9.1	Isı Analizi	63
9.1.1	Kullanılacak Olan Yakıtın Özellikleri.....	63
9.1.2	Çalışma Parametreleri	63
9.1.3	Atmosferik Şartlar ve Artık Gazlar	64
9.1.4	Emme Prosesi	65
9.1.4.1	Emme Basınç Kayıpları.....	65
9.1.4.2	Bir Önceki Yanmadan Kalan Gaz Katsayısı	66
9.1.5	Sıkıştırma Prosesi	66
9.1.6	Yanma Prosesi	68
9.1.7	Genişleme ve Egzoz Prosesi.....	69
9.1.8	İş Çevriminin İndike Parametreleri	70
9.1.9	Performans Değerleri.....	71
9.1.10	Temel Silindir Parametreleri	71
9.1.11	İndikatör Diyagramının Çizimi	72
9.2	Motor Kinematigi ve Dinamiği	78
9.2.1	Kinematik	78
9.2.1.1	Biyel Uzunluğunun Seçimi, Strok, Hız ve İvme	78
9.2.2	Dinamik	82
9.2.2.1	Gaz Basıncı Kuvvetleri.....	82
9.2.2.2	Krank Mekanizmasının Bileşemlerinin Kütlesi	82
9.2.2.3	Özgül ve Toplam Atalet Kuvvetleri	84
9.2.2.4	Özgül Toplam Kuvvetler	86
9.2.2.5	Torklar	89
9.2.2.6	Krank Pimine Etki Eden Kuvvetler	90
9.2.2.7	Krank Milinin İçine Etkiyen Kuvvetler.....	91
9.2.2.8	Ana Yataklara Etkiyen Kuvvet.....	92
9.2.2.9	Tek Silindirli Motorun Dengelenmesi.....	92
9.2.2.10	Motor Düzgünsüzlüğü	93
9.3	Değişken Yük Altında Çalışan Elemanların Tasarımı	94
9.4	Piston Grubunun Boyutlandırılması	99
9.4.1	Piston	100
9.4.2	Segmanlar	103
9.4.3	Piston Piminin Tasarımı	104
9.5	Biyel Grubunun Boyutlandırılması	107
9.5.1	Biyel Küçük Başı.....	108
9.5.2	Biyel Büyük Başı.....	113
9.5.3	Biyel Sapı	115
9.5.4	Biyel Civataları.....	117
9.6	Krank Milinin Boyutlandırılması	118
9.6.1	Ana Yatak Muyluları.....	120
9.6.2	Krank Pimi.....	121
9.6.3	Krank Kolu	123
9.7	Motor Yapısının Boyutlandırılması.....	126
9.7.1	Silindir Bloğu ve Üst Karter.....	126
9.7.2	Silindir Kovanı	127

9.7.3	Silindir Kafası.....	128
9.7.4	Silindir Kafası Saplamları.....	128
9.8	Valf Grubunun Boyutlandırılması.....	131
9.8.1	Boğaz ve Valf Bölgesinin Çapları.....	131
9.8.2	Emme Valfinin Çapı.....	132
9.8.3	Kamın Şekillendirilmesi.....	132
9.8.4	Valf Zamanlaması	137
9.8.5	Valf Yayları	138
9.8.6	Kam Mili	141
9.9	Soğutma Sisteminin Boyutlandırılması.....	142
9.9.1	Soğutma Yüzeyi	142
9.9.2	Fan	143
9.10	Volanın Boyutlandırılması	148
9.11	Yağlama Sistemi.....	149
9.11.1	Yağ Pompası.....	150
9.12	Karbüratör.....	152
9.12.1	Ventüri.....	153
9.12.2	Ana Meme	154
9.12.3	Kompenzasyon Memesi	154
10.	PERFORMANS TESTİ.....	156
10.1	Frenler.....	156
10.1.1	Prony Freni	156
10.1.2	Su Tübülans Frenleri	157
10.1.3	Elektrik Frenleri.....	158
10.2	Yakıt Ölçüm Yöntemleri	160
10.2.1	Hacim Yöntemi	160
10.2.2	Ağırlık Yöntemi.....	160
11.	SONUÇLAR.....	161
KAYNAKLAR.....		162
EKLER		164
ÖZGEÇMİŞ.....		165

SİMGE LİSTESİ

n	Devir
N_e	Efektif güç
ε	Sıkıştırma oranı
C	Kütlesel Karbon miktarı
H	Kütlesel Hidrojen miktarı
m_f	Moleküler ağırlık
H_u	Alt ısı değeri
L_0	Teorik molar hava miktarı
l_0	Teorik kütlesel hava miktarı
α	Hava fazlalık sayısı
M	Molekül sayısı
p	Basınç
T	Sıcaklık
ΔT	Sıcaklık farkı
R	Spesifik gaz sabitesi
ξ	Direnç katsayısı
w	Dolgu hızı
φ_s	Süpürme katsayısı
φ_{ch}	Doldurma katsayısı
γ_r	Gaz katsayısı
η	Verim
n	Politropik üst
k	Adiyabatik üst
mc_v	Özgül molar ısı
μ	Moleküler değişim sayısı
ΔH_u	Isı kaybı
ξ_z	Isı kullanım katsayısı
λ	Basınç oranı
g	Özgül yakıt tüketimi
V	Hacim
v	Hız
B	Silindir çapı
F	Alan
M	Moment
G_f	Yakıt tüketimi
M	Ölçek katsayısı
S	Strok
θ	Ateşleme avansı
$\Delta\theta$	Ateşleme gecikmesi
L	Uzunluk
d	Çap
r	Yarıçap
H	Yükseklik
D	Piston çapı
h	Yükseklik
δ	Kalınlık
b	Boşluk mesafesi
β	Frenleme katsayısı

s	Et kalınlığı
e	İlk segman mesafesi
t	Radyal kalınlık
a	Segman genişliği
n	Adet
l	Uzunluk
R	Bileşke kuvvet
Δp	Basınç farkı
m	Kütle
p	Özgül kuvvetler
K	Santrifüj atalet kuvvetleri
Δ	Fark
θ	Tork değişim periyodu
P	Toplam kuvvetler
ρ	Yarı çap
μ	Tork düzgünsüzlük değeri
L	İş
δ	Motor düzgünsüzlük katsayısı
j	Atalet momenti
σ_{-1}	Yorulma limiti(çekme-basma, eğilme)
τ_{-1}	Yorulma limiti(kesme, burulma)
σ_y	Akma limiti(çekme-basma, eğilme)
τ_y	Akma limiti(kesme, burulama)
σ	Gerilme değeri(çekme-basma, eğilme)
τ	Gerilme değeri(kesme, burulma)
β_σ	Yorulma limiti akma limiti oranı(çekme-basma, eğilme)
β_τ	Yorulma limiti akma limiti oranı(kesme, burulma)
n	Güvenlik faktörü
$\alpha_{c\sigma}$	Teorik gerilme yığılması faktörü
k	Efektif gerilme yığılması faktörü
ε_s	Büyükklük Faktörü
ε_{ss}	Yüzey hassasiyeti faktörü
φ	Krank açısı
α	Lineer genleşme katsayısı
w	Açısal hız
ψ	Segman açısı
E	Elastisite modülü
q	Özgül basınç
Δd	Ovalleşme miktarı
μ	Poisson oranı
N	Normal kuvvet
t	Kalınlık
W	Direnç momenti
i	Adet
Φ_0	Koniklik açısı
f	Yay sıkışma miktarı
Q	Isı
G	Akışkan debisi
c	Spesifik ısı

ρ	Özgöl kütle
K	Toplam ısı transfer katsayısı
U	Çevre hızı
z	Parça adedi
ξ	Daralma faktörü
ψ'	Pfleiderer sayısı
$H_{th\infty}$	Teorik sonsuz basma yüksekliği
B	En
V	Sirkülasyon oranı



KISALTMA LİSTESİ

ÜÖN	Üst Ölü Nokta
AÖN	Alt Ölü Nokta
CID	Cubik Inch
LPG	Liquid Petroleum Gas
DC	Direct Current
AC	Alternating Current
V	Volt
Rrpm	Revolution Per Minute
SCR	Silicon Controlled Rectifier
CDI	Capacitor Discharge Ignition
SAE	Society of Automotive Engineers
KMA	Krank Mili Açısı
KA	Kam Açısı



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Lenoir'in motoru (Kuşhan, 1999)	3
Şekil 2.2 Uçan pistonlu motor (Kuşhan, 1999)	5
Şekil 2.3 Alev tutuşturucu (Kuşhan, 1999)	6
Şekil 2.4 Carnot çevrimi (Kuşhan, 1999)	8
Şekil 2.5 Dört stroklu yöntem (Kuşhan, 1999)	9
Şekil 2.6 Hava pompası (Kuşhan, 1999)	10
Şekil 2.7 İki stroklu yöntem (Kuşhan, 1999)	11
Şekil 2.8 Motor bileşenleri (Heisler, 1995)	12
Şekil 3.1 Geri sarmalı ilk hareket düzeni (Miller & Miller, 1993)	16
Şekil 3.2 Krank kolu ile ilk hareket (Miller & Miller, 1993)	17
Şekil 3.3 Ayak ile ilk hareket düzeneği (Miller & Miller, 1993)	17
Şekil 3.4 Mekanik ilk hareket (Miller & Miller, 1993)	18
Şekil 3.5 Elektrikli ilk hareket motoru (Miller & Miller, 1993)	19
Şekil 3.6 Elektrikli ilk hareket düzeneği (Miller & Miller, 1993)	19
Şekil 3.7 Elektrikli ilk hareket motoru detayı (Miller & Miller, 1993)	20
Şekil 3.8 Durdurma Düzeneği (Miller & Miller, 1992)	20
Şekil 4.1 Yakıt sistemi (Miller & Miller, 1993)	23
Şekil 4.2 Gravite sistem karbüratörü (Miller & Miller, 1992)	24
Şekil 4.3 Şamandıra yakıt kontrolü (Miller & Miller, 1993)	25
Şekil 4.4 Karbüratörün çalışması (Miller & Miller, 1993)	25
Şekil 4.5 Emiş besleme sistemi (Miller & Miller, 1993)	26
Şekil 4.6 Emiş besleme sistemi karbüratör detayı (Miller & Miller, 1993)	27
Şekil 4.7 Emiş besleme sistemi yakıt kontrolü (Miller & Miller, 1993)	28
Şekil 4.8 Kam tahrikli yakıt pompası (Miller & Miller, 1993)	29
Şekil 4.9 Pompa tahriki (Miller & Miller, 1992)	30
Şekil 4.10 Yağ köpüklü filtre (Miller & Miller, 1993)	31
Şekil 4.11 Kuru filtreler (Miller & Miller, 1993)	32
Şekil 4.12 Kelebek etkisi (Miller & Miller, 1993)	33
Şekil 4.13 Kelebek ve hava keleşinin konumu (Miller & Miller, 1993)	34
Şekil 4.14 Membranlı Karbüratör (Kuşhan, 1999)	35
Şekil 4.15 Hava kanatlı regülatör (Miller & Miller, 1993)	35
Şekil 4.16 Mekanik regülatör (Miller & Miller, 1993)	36
Şekil 5.1 Armatür konumu (Miller & Miller, 1993)	37
Şekil 5.2 Armatür çeşitleri (Miller & Miller, 1993)	38
Şekil 5.3 Magneto bobinleri (Miller & Miller, 1993)	38
Şekil 5.4 Sürekli magnetli volan (Miller & Miller, 1993)	38
Şekil 5.5 Kıvılcım oluşturmak için seramik magnet kullanımı (Miller & Miller, 1993)	39
Şekil 5.6 Magnet geçişi sırasında manyetik alan çizgileri (Miller & Miller, 1993)	40
Şekil 5.7 Plancer kontrollü kesici (Miller & Miller, 1993)	40
Şekil 5.8 Bujinin ateşlenmesi (Miller & Miller, 1993)	41
Şekil 5.9 Çeşitli Kondensatörler (Miller & Miller, 1993)	42
Şekil 5.10 Çeşitli kesiciler (Miller & Miller, 1993)	42
Şekil 5.11 Bujiler (Miller & Miller, 1993)	43
Şekil 5.12 Elektronik ateşleme (Miller & Miller, 1993)	44
Şekil 5.13 Yekpare sistemi (Miller & Miller, 1993)	45
Şekil 6.1 Su soğutma sistemi (Miller & Miller, 1993)	47
Şekil 6.2 Tekne dışı motorlarda su soğutma sistemi (Miller & Miller, 1993)	48
Şekil 6.3 Yönlendirici ve volan fanı (Miller & Miller, 1993)	49
Şekil 6.4 Hava giriş çıkışı (Miller & Miller, 1993)	49

Şekil 6.5 Egzoz sistemi (Miller & Miller, 1993).....	50
Şekil 6.6 Susturucular (Miller & Miller, 1992).....	51
Şekil 6.7 Çeşitli susturucu örnekleri (Miller & Miller, 1992).....	51
Şekil 7.1 Yağ pompası örneği (Miller & Miller, 1993).....	54
Şekil 7.2 Pistonlu yağ pompası (Miller & Miller, 1993).....	54
Şekil 7.3 Yağ pompası montaj örneği (Miller & Miller, 1993)	54
Şekil 7.4 Sıçratma ile yağlama (Miller & Miller, 1993)	55
Şekil 7.5 Biyel uygulaması (Miller & Miller, 1993).....	55
Şekil 7.6 Yağ atıcılı sistem (Miller & Miller, 1993).....	56
Şekil 7.7 Biyel ve krank yağ delikleri (Miller & Miller, 1993)	56
Şekil 8.1 Honda GXH50 ve GXV50 (Honda, 2004).....	58
Şekil 8.2 Honda GX100 (Honda, 2004).....	58
Şekil 8.3 Honda GX22 (Honda, 2004).....	59
Şekil 8.4 Honda GX22 ve GX31 karakteristikleri (Honda, 2004)	60
Şekil 8.5 Kohler CS4 (Kohler, 2004).....	61
Şekil 9.1 Karbüratörlü bir motorun ısı analizi öncesi değerleri (Kolchin & Demidov, 1980). 64	
Şekil 9.2 Sıkıştırma adiabatik indeksi (Kolchin & Demidov, 1980).....	67
Şekil 9.3 Genişleme adiabatik indeksi (Kolchin & Demidov, 1980).....	70
Şekil 9.4 Analitik indikatör diyagramı çizimi	74
Şekil 9.5 İndikatör diyagramı	75
Şekil 9.6 Krank, biyel, piston bağlantısı (Kolchin & Demidov, 1980).....	78
Şekil 9.7 Kinematik verilerin grafikleri	81
Şekil 9.8 Brix metodu ile geliştirilmiş indikatör diyagramı.....	82
Şekil 9.9 Krank mekanizmasına etkiyen kuvvetler a. Atalet ve gaz b. Toplam kuvvetler (Kolchin & Demidov, 1980).....	84
Şekil 9.10 Dinamik analiz verilerinin grafikleri.....	89
Şekil 9.11 Krank pimine ve krank mili içine etkiyen kuvvetler (Kolchin & Demidov, 1980) 90	
Şekil 9.12 Santrifüj atalet kuvvetlerinin dengelenmesi (Kolchin & Demidov, 1980)	92
Şekil 9.13 Birincil atalet kuvvetlerinin parçalanması (Kolchin & Demidov, 1980).....	93
Şekil 9.14 Ana yataklara etkiyen kuvvetler.....	94
Şekil 9.15 Çeliğin gerilim yığılma faktörü (Kolchin & Demidov, 1980).....	96
Şekil 9.16 Piston (Kolchin & Demidov, 1980)	100
Şekil 9.17 Segman yükü diyagramı.....	104
Şekil 9.18 Biyel (Kolchin & Demidov, 1980).....	108
Şekil 9.19 Biyel küçük başı yük dağılımı (Kolchin & Demidov, 1980).....	111
Şekil 9.20 Krank miline etki eden kuvvetler (Kochin & Demidov, 1980)	118
Şekil 9.21 Geometrik ilişkiler	129
Şekil 9.22 Valf grubu (Kolchin & Demidov, 1980).....	132
Şekil 9.23 Harmonik kam profili (Kolchin & Demidov, 1980).....	133
Şekil 9.24 Harmonik kam grafikleri (Kolchin & Demidov, 1980)	137
Şekil 9.25 İndike verim (Gökelim, 1977).....	144
Şekil 9.26 Basınç sayısı (Gökelim, 1977)	144
Şekil 9.27 Fan boyutları (Gökelim, 1977).....	148
Şekil 9.28 Volan	149
Şekil 9.29 Basınçlı yağlama sistemi (Heisler, 1995).....	150
Şekil 9.30 Dişli yağ pompası (Heisler, 1995)	152
Şekil 9.31 Hava kullanım katsayısı (Kolchin & Demidov, 1980).....	152
Şekil 9.32 Basit ve ideak karbüratörün karakteristikleri (Kolchin & Demidov, 1980).....	153
Şekil 9.33 Karışım kompenzasyonu (Kolchin & Demidov, 1980)	153
Şekil 9.34 Yakıt tüketim katsayısı (Kolchin & Demidov, 1980).....	155
Şekil 10.1 Prony freni (Işık, 1948).....	156

Şekil 10.2 Prony freni çalışması (Işık, 1948)	157
Şekil 10.3 Su türbülans freni (Işık, 1948)	157
Şekil 10.4 Su türbülans freni (kuvvetlendirilmiş) (Işık, 1948).....	158
Şekil 10.5 Fuko akımı freni (Işık, 1948)	159
Şekil 10.6 Dinamo freni (Işık, 1948).....	159
Şekil 10.7 Hacim ölçme balonu (Işık, 1948).....	160
Şekil 10.8 Ağırlık ölçme sistemi (Işık, 1948)	160



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 7.1 SAE viskozite değerleri (Miller & Miller, 1993).....	52
Çizelge 8.1 Honda GXH50 ve GXV50 özellikleri (Honda, 2004)	57
Çizelge 8.2 Honda GX100 özellikleri (Honda, 2004).....	58
Çizelge 8.3 Honda GX22 ve GX31 özellikleri.....	59
Çizelge 8.4 Kohler Pro CS4 özellikleri (Kohler, 2004)	60
Çizelge 8.5 Robin Subaru EH025 özellikleri	61
Çizelge 8.6 Robin Subaru EH09 özellikleri	62
Çizelge 9.1 Yanma ürünlerinin özgül molar ısısı (Kolchin & Demidov, 1980)	68
Çizelge 9.2 İndikatör diyagramı verileri	73
Çizelge 9.3 Genişleme ve sıkıştırma politropik eğri değerleri	75
Çizelge 9.4 Isı analizi verileri.....	77
Çizelge 9.5 Krank grubu boyut ilişkileri	78
Çizelge 9.6 Piston grubu boyut ilişkileri	79
Çizelge 9.7 Kinematik hesaplama sonuçları	80
Çizelge 9.8 Motor bileşenlerinin kütle ilişkileri.....	83
Çizelge 9.9 Dinamik hesaplama değerleri.....	85
Çizelge 9.10 Toplam kuvvetler	91
Çizelge 9.11 Çeşitli kırılma dayanımları için karakteritikler (Kochin & Demidov, 1980).....	95
Çizelge 9.12 Çeşitli yapılar için teorik gerilme faktörü değerleri	97
Çizelge 9.13 Parça büyüklük faktörü (Kolchin & Demidov, 1980).....	98
Çizelge 9.14 Yüzey hassasiyet faktörü.....	98
Çizelge 9.15 Biyel boyut ilişkileri.....	108
Çizelge 9.16 Gömme açısı etkisi	113
Çizelge 9.17 Biyel büyük başının boyutsal ilişkileri.....	114
Çizelge 9.18 Biyel sapının boyutsal ilişkileri.....	115
Çizelge 9.19 Krank mili hesap değerleri	125
Çizelge 9.20 Kam ve kam iteceği değerleri	136

ÖNSÖZ

Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programına hazırlanan bu çalışma sırasında bilgi ve yardımlarını esirgemeyen değerli tez danışmanım Prof. Dr. Orhan DENİZ, Arş. Gör. Alp Tekin ERGENÇ ve Mak. Müh Ertuğrul MÜFTÜOĞLU’na teşekkürü bir borç bilirim.



ÖZET

Dört stroklu küçük hacimli benzin motorları zirai ilaçlama uygulamalarında, bahçe ekipmanlarında, jeneratörlerde, bazı hafif karayolu taşıtlarında ve daha bir çok alanda son zamanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Dört stroklu küçük hacimli motorlar yüksek verimleri, düşük yakıt sarfiyatları ve düşük egzoz emisyon seviyeleri ile iki stroklu motorların yerine almaktadır ve ulaşım araçları dışında da kullanımları günden güne artmaktadır.

Küçük motorlar esasında prensip olarak taşıt motorlarına benzer yapıdadır. Ancak yüksek devirlerde işletildiklerinden atalet kuvvetleri daha büyüktür. Bu motorların tasarımında farkı yaratan nokta kullanılan imalat yöntemi ve malzeme seçimidir. Uygulamada bazı bileşenler için taşıt motorlarında kullanılan malzemelerden daha yüksek dayanıma sahip malzemelerin kullanılması kaçınılmazdır.

Bu motorların performans testleri yine taşıt motorlarının testlerine benzemektedir. Ancak daha hassas yüklenmeleri için genellikle yüksek devirlerde çalıştırılabilen elektrikli fren sistemleri kullanılır.

Anahtar Kelimeler: Dört stroklu küçük hacimli benzinli motorlar, tasarım, performans testi



ABSTRACT

In recent years four strokes small size gasoline engines are using widely in agricultural area, garden equipments, generators, light on road vehicles and more. Four strokes small size gasoline engines have high efficiency; low fuel consumption and low exhaust emission value. The engines replace the two strokes engines day by day because the engine's have superior features.

Small engines have similar structure with motor vehicle engines but the engines have greater revolutions and inertial force more than motor vehicle engines. It is different point in those engines to use different manufacturing methods and some special materials. In practice in some components for small engines, we must use some high strength materials.

Performance test of the engines similar motor vehicle engines test like design conditions but more sensitive loading we use high revolution value electricity brake systems in general.

Keywords: Four strokes small size gasoline engines, design, and performance test.



1. GİRİŞ

Son zamanlarda dört stroklu motorlar hayatın güç gerektiren hemen her alanında kullanılmaya başlamıştır ve dört stroklu küçük hacimli benzinli motorlar günden güne iki stroklu motorların yerini almaya başlamıştır. Bunun nedeni bu motorların sahip olduğu bazı özelliklerdir, bu özellikler:

- Dört stroklu motorlarda ortalama efektif basınç iki stroklulara kıyasla oldukça büyük olmaktadır.
- Dört stroklu motorların özgül yakıt harcaması daha azdır.
- İki stroklu motorlarda yağlama yakıt-yag karışımı ile karşılandığından yağın yanma prosesine karışması söz konusudur ve emisyonlar açısından dezavantaj yaratmaktadır.
- Dört stroklu motorların gürültü seviyeleri daha düşüktür.

Küçük hacimli iki stroklu motorla ülkemizde üretilmesine rağmen dört stroklu motorların üretimi pek yaygın değildir. Dört stroklu motorların üretilmemesi bu konudaki bilgi eksikliği, bazı imalat yöntemlerinin kullanılamaması dolayısıyla ekonomik koşullardan kaynaklanmaktadır. Örneğin ülkemizde küçük hacimli motorlar üretilirken silindir bloğunun içerisine kovan yerleştirilmektedir. Yurt dışında yapılan bazı uygulamalarda ise kovan kullanılmamakta ve çok daha pratik olan silindir bloğunun içerisi özel bir kaplama ile kaplanmaktadır. Yine yurt dışı uygulamalarında krank millerinin üretimi için yekpare dövme çelik kullanılırken ülkemizde ise daha yaygın olarak parçalı krank mili üretilmekte ve daha sonra sıkı geçme yapılarak birleştirilmektedir. Sıkı geçme bağlantılarında zamanla dönmeler yaşanabilmektedir.

Bu çalışmada dört stroklu küçük hacimli benzinli motorlarda kullanılan sistemler, bu motorların kullanım alanları, test düzeneklerine değinilmiş ve örnek olarak 72 cc'lik 7000 rpm'de yaklaşık 5 hp(3,7285 kW) güç üreten bir motor boyutlandırılmıştır.

2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR

2.1 Tarihçe

Motor imalatında herkes tarafından bilinen iki isim vardır: Nicolaus August Otto ve Rudolf Diesel. Bu iki şahsın çabaları ile içten yanmalı motorların geliştirilmesi yaklaşık yüz yıl önce başlamıştır.

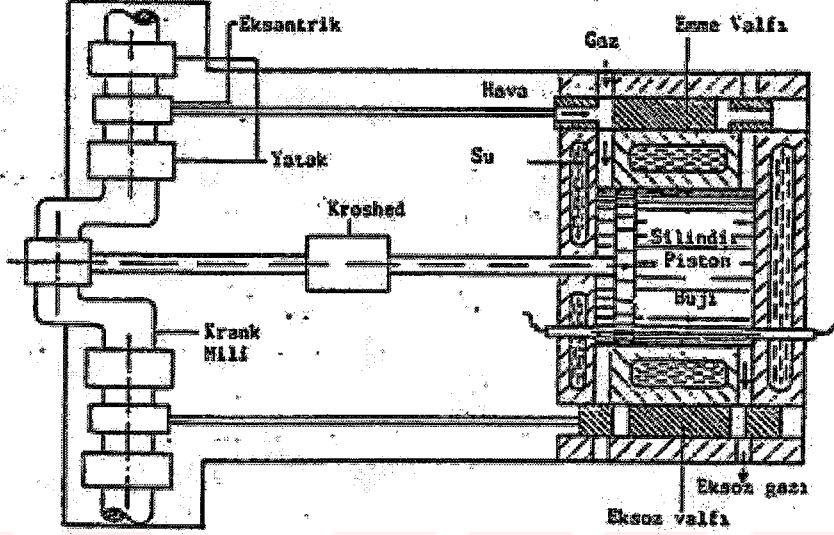
Kuşkusuz motor imalatında bu iki şahıs dışında da bir çok araştırmacı ve meraklı uğraşmış fakat hiçbirisi başarılı olamamıştır. O günlerde pistonlu buhar makinası tek güç kaynağı olarak biliniyordu. Ancak oldukça hantal olan bu makina küçük işletmeler ve aynı şekilde el sanatları için uygun değildi.

O günlerde insanlığa mekanik iş veren buhar makinelerin işletilmesi de pek kolay değildi. Buhar üretmek emniyet yönünden tehlikeli olduğundan, buhar kazanı kullanmak için ehliyetli işçiye ve polis tarafından tanzim edilen ruhsatnameye gereksinme vardı. Mekanik güç temininin son derece zor olduğu bu dönemde, daha basit bir güç ünitesi üretme çabası gösteren araştırmacılar arasında Fransız Lenoir hava gazı ile çalışan bir motor üzerinde çalışmış ve bu konudaki teknolojinin etkin bir başlangıcını oluşturmuştur.

1822'de doğan ve 1900'de ölen Lenoir geçimini garsonlukla temin eden bir Fransız meraklısıdır. Tüm boş zamanlarını teknik problemlerin çözümüne harcayan Lenoir, 1860'da ilk motorunu imal etmiştir. Bu motora ait basit prensip şeması Şekil 2.1 'de gösterilmektedir. Bu motor yapısal olarak, o günlerde başarı ile kullanılmakta olan pistonlu buhar makinasına benzemekte idi. Şekilden de anlaşılabileceği gibi bu motor, çift etkili iki strok çevrimli yöntemle çalışacak biçimde imal edilmiştir.

Buhar makinasının aksine bu makinada iş gazları (dolgu) piston tarafından emilmek zorunda idi. Emme olayı pistonun yarı stroku boyunca devam ediyor, bundan sonra emilen dolgu (hava-gaz karışımı) bir buji tarafından ateşlenerek, piston strok sonuna kadar, yanma sonucu açığa çıkan enerji yardımı ile genleşen gazlar tarafından itiliyordu. Piston geri dönerken yanmış gazlar dışarı atılmakta, aynı anda pistonun diğer yüzü ise yeni bir iş çevrimi başlatmakta idi. Motorda gazları emen ve yanmış gazları dışarı atan mekanizma, o günlerde buhar makinelerinde kullanılan mekanizmanın bir kopyası idi. Emme ve eksoz pencelerini açıp kapayan sürgülü vanalarda sürgüler, kam mili üzerindeki eksantrikler (kamlar) yardımı ile hareket ettirilirdi. Silindire alınan dolgu, enerji üreten bir endüksiyon cihazı tarafından beslenen bujiler yardımı ile tutuşturulurdu. Endüksiyon cihazında üretilen akım iletken

çubuklar yoluyla uygun zamanda gerekli bujilere iletilir ve bujide oluşan ark, akımın diğer bujilere yöneltildiği ana kadar devam ederdi. Dolayısıyla elektrik tüketimi son derece yüksekti.



Şekil 2.1 Lenoir'in motoru (Kuşhan, 1999)

Lenoir'ın motoru yaklaşık olarak 2.2 kW'lık bir güç veriyor, kW saat başına yaklaşık 4 m³ hava gazı tüketiyordu. Çok sert ve gürültülü çalışmasına rağmen, buhar makinasına göre çok kolay monte edilebildiğinden ve kolay kullanılabildiğinden kısa sürede aranan bir güç makinası oldu. Daha sonraları bu yeni makinadan Nicolaus August Otto (1832-1891)'da haberdar oldu. Piyasada buhar makinasının yerini yeni bir güç ünitesinin alması gerektiğine inanan Otto da, Lenoir gibi teknikle ilgili değildi. Almanyanın Köln kentinde ticaretle uğraşmakta idi. Ancak Otto'da teknik problemlerin çözümüne çok yatkın bir kişiliğe sahip olup, boş zamanlarını yeni bir motor geliştirme uğruna harcıyordu. Buhar makinalarının küçük işletmelere uygun güç üniteleri olmadığını gören Otto, piyasadaki bu şiddetli gereksinimi karşılayacak içten yanmalı bir motor imal etme hayali içinde idi. Lenoir'ın motoru da esas itibari ile hava gazı şebekesine bağlı bir stasyonere (sabit) motor olduğu için Otto'yu tatmin etmiyordu. Onun hayal ettiği motor küçük taşıtlarda bile kullanılacak biçimde, hava gazı şebekesine bağımlı olmayan, hava gazı yerine sıvı yakıtın bir karbüratörde hava ile karıştırılarak silindire alındığı bir motor tipi olmalıydı. Ancak bu düşünce ile hazırladığı patent reddedilince, Otto bu defa araştırma ve inceleme amacı ile Lenoir'ın motorundan bir model imal etti.

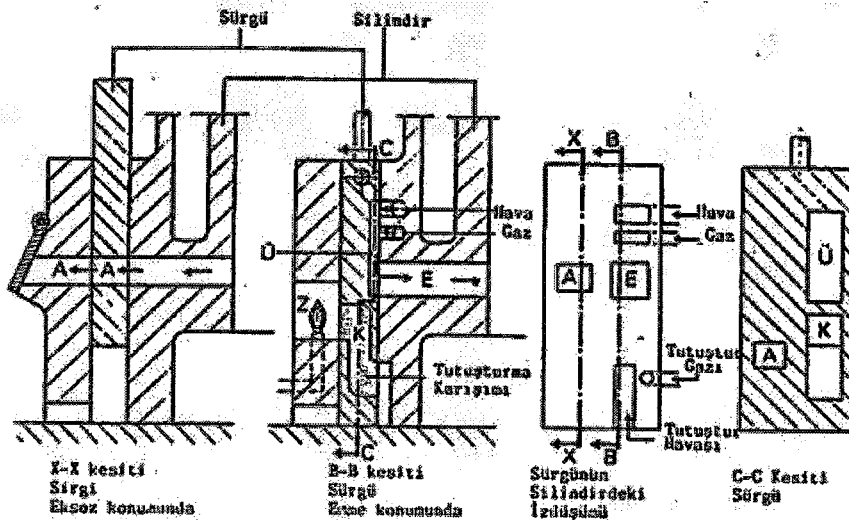
Otto araştırmaları sonucunda bu motorun çok gürültülü ve sert çalıştığını ve güç iletim

elemanlarının aşırı derecede yüklendiğini tespit etti. Bu mahsurları gidermeye koyulan Otto, motorun emme sistemini değiştirdi. Bu çalışma esnasında motorun emme strokunun dörtte bir kısmından sonra silindir içerisinde negatif basıncın (vakum) oluştuğunu ve pistonun ters yönde emildiğini farkedene Otto, uçan pistonlu motor (Atmosphörische Gas maschine) olarak adlandırdığı yeni bir motor imal etme fikrine kapıldı.

Bu uçan pistonlu motor Şekil 2.2’de şematik olarak gösterilmiştir. Bu motorda Lenoir’ın motoru gibi hava gazı ile çalışıyordu. Motor pistonu, yukarıya yönelik strokunun onda bir süresince gaz hava karışımını emmekte ve silindire alınan bu karışım daha sonra bir gaz alevi yardımı ile tutuşturulmakta idi. Böylece yanma sonucu oluşan basınç pistonu yukarıya doğru fırlatırdı. Bu fırlatma esnasında iş mili üzerindeki avara dişli, pistonu iş milinden ayırdığından iş miline darbe iletilmiyordu. Strok sonuna doğru avara dişli, pistonu iş miline tekrar bağlarken, piston üstünde yüksek basınç, silindirde ise vakum oluşurdu. Bundan sonra piston kendi ağırlığı ile aşağı düşerken, basınçlı havanın etkisiyle de kuvvetlenerek mekanik işi mile aktarırdı. Dolgunun ateşlenmesinde Lenoir’ın prensibi, aşırı elektrik akımına gereksinme duyduğundan, kullanılmamış, bunun yerine, Otto’nun kendisi tarafından tasarlanan bir tür alev tutuşturucu kullanılmıştır. Şekil 2.3’de bu alev tutuşturucusuna ait prensip şeması verilmiştir. Emme eksoz ve ateşleme mekanizmaları bir kam üzerine yerleştirilmiş bilezik tarafından yönetilirdi.

Otto’nun uçan pistonlu motoru da oldukça gürültülü çalışıyordu. Ama burada iş miline aşırı darbeler iletilmiyordu. Hava gazı tüketimi Lenoir’ın motoruna oranla son derece düşüktü. Çünkü bu motorda, uzun genleşme stroku nedeniyle enerjinin daha ekonomik kullanımı olanaklı idi. Bu makinanın imalatına, Mühendis EUGER LANGEN (1833-1895)’ninde katılmasından sonra Otto ticari faaliyetlerini terk ederek kendisini tamamen motor konusundaki araştırmalarına verdi. Bu amaçla 1864’de Langen ile beraber Otto und Cie. firmasını kurdu. Bu firma daha sonra “Die Gas Motoren Fabrik Deutz” adını aldı ve son olarak bu firma günümüzde “Klöcner Humboldt Deutz AG” şekline dönüştü. Otto ve Langen imal ettikleri atmosferik gaz makinasını Paristeki Dünya fuarında teşhir ettiler. Özellikle düşük yakıt sarfiyatı nedeniyle tüm dikkatleri üzerine çeken bu makina fuarda en büyük ödülü aldı.

İmal edilen ilk uçan pistonlu motor yaklaşık 0.7 KW güç vermekte olup, bu motorun yüksekliği ise 2 metre civarında idi. İlerleyen yıllarda motorun gücü 2.2 KW sınırına erişti. Daha büyük güçlü motorların imalatına ise, atelyelere uygun olamayacak yüksekliklerden ötürü geçilmemiştir.



A=Eksos kanal, Z=Tutuşurma alevi, K=Tutuşurma kanalı, E=Emme (giriş) kanalı, O=Tasma kanalı

* Sürgeünün giriş pozisyonunda piston, tutuşma kanalında hava -gaz karışımından oluşan dolguyu silindir içine emer. Aynı zamanda tutuşturma kanalında tutuşturma karışımı oluşur. Bu karışım devamlı yanan bir alev tarafından tutuşturulur ve hareket halindeki sürge aracılığı ile ezme kanalı önüne getirilir burada da bu alev silindir içindeki karışımı tutuşturur.

Şekil 2.3 Alev tutuşturucu (Kuşhan, 1999)

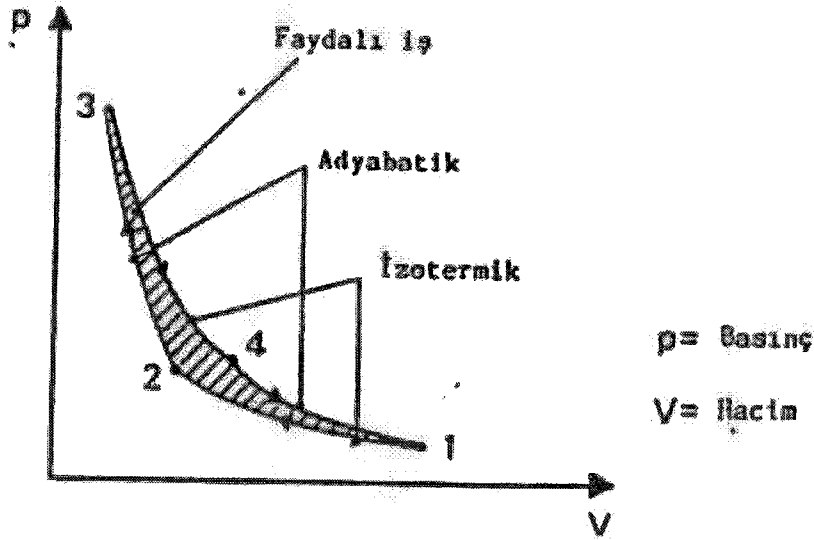
Otto o günlerde esas büyük buluşun, karışımın tabakalar halinde silindire alınışı olduğuna inanıyordu. Gerçekte onun dahiyane buluşu dört strok çevrimli (4 zamanlı) çalışma yöntemi idi. Yapılan ilk motorda silindire alınan dolgu ateşlenmeden önce sıkıştırıldı. İlk dört strok çevrimli motor 1876'da yapılmış olup, bu motor dakikada 180 devir yaparak 2.2 kW'lık bir güç veriyordu. Bugünkü tüm dört strok çevrimli motorların atası ilki, bu motordur.

Kısa bir süre sonra yeni bir makina, Dizel motoru, keşfedildi. Bu motorun bulucusu Rudolf Diesel (1858-1913), Muinschen Politeknikumundan üstün başarı ile mezun olmuş bir mühendisti. Mezuniyetinden sonra, Fa.Lindes Eismachinen firmasına girerek, soğutma makinaları imal ediyordu. Kendisini soğutma ve ısıtma tekniğine ait çevrim proseslerinin incelenmesinde başarılı gören Diesel, bir amonyak buhar makinası geliştirdi. Kızgın buhar üzerindeki çalışmaları onda, içinde yüksek sıcaklıkta ve çok iyi yalıtılmış havanın iş yapacağı bir makina imali fikrini uyandırdı. Bu termik makina ekonomik olarak, o güne kadar mevcut makinaların hepsinden çok daha mükemmel olmalı idi. Diesel, Munchen’de hocası Profesör Karl Von Linde’den Carnot çevrimini öğrenmiş ve tecrübeleriyle de, iyi bir verim elde edebilmek için yüksek iş sıcaklıklarının gerektiğini anlamıştı. Dizel yüksek sıcaklıkları, iş gazlarının 250 bar’lık basınca kadar sıkıştırmak suretiyle elde etmek istiyordu. Bu esnada her hangi bir erken tutuşmayı önlemek için, yakıtın sıkıştırma strokunun sonunda kızgın havaya püskürtülmesi gerekiyordu. İş çevrimi seçiminde esasen Diesel başlangıçta Carnot çevrimini

seçmekle yanlış bir seçim yapmıştır (Şekil 2.4). İki izotermik ve iki adyabatik dönüşümden oluşan bu çevrim, tüm çevrimler içinde en yüksek termik verime sahiptir. Ancak Carnot çevrimi, bir termik motor için iş çevrimi olarak uygun değildir. Gerçekten motorda izotermik bir yanma mümkün değildi. Ayrıca Carnot çevrimi ile elde edilebilecek faydalı iş okadar küçüktür ki, bu iş ancak motorun hareketli parçalarındaki sürtünme kayıplarını yenebilecek kadardır. Bu iş, Şekil 2.4 'de çevrime ait dar alanda belirtilmiştir.

Dizel bulduğu yeni iş çevrimi yöntemine ait patenti aldıktan sonra, yeni motorunun imalatını üstlenecek bir firma aramaya koyuldu. Uzun tartışmalardan sonra Ausburg'da MAN firması Diesel'in planlarına göre bir motor imalini kabul etti. 1893'de ilk motor dört strok çevrimli ve başlangıçta soğutmasız olarak imal edildi ve bir transmisyon sistemine bağlandı. Diesel başlangıçta yanma denemesini benzin püskürterek yapmıştı. Bu denemelerle motorun kendi kendine çalışır hale sokulması mümkün olamadı. Soğutma sistemi de olmadığından motorun uzun süre çalıştırılmasında olası değildi. Motor silindrine yakıtın doğrudan püskürtülmesi de son derece büyük sorunlar yaratıyordu. Çünkü o dönemlerde mazot pompası ve enjektör üretebilecek düzeyde teknoloji mevcut değildi. Bu nedenle Diesel, püskürtme sistemini değiştirdi. Yeni yöntemde gaz yağı, basınçlı hava yardımı ile silindir içerisine üfleniyordu. Makinanın aşınmasını önlemek için su soğutmalı sistem ilavesi gerekiyordu. Bu değişikliklerle imal edilen makina, 1894'de ilk defa kendi kendine çalışmaya başladı. Ancak makinanın piyasaya sunulabilecek şekilde geliştirilebilmesi için daha birdizi araştırmaya ve geliştirmeye gereksinme vardı. 1897'de nihayet çalışmalar noktalanmış, Diesel kendi motorunu geniş bir ilgi topluluğuna sunma durumuna gelmişti. München'li profesör Schröter motoru deneme atelyesinde denemeye almış ve dakikada 154 devirle 13.1 KW'lık güç elde etmiştir. kW saat başına yakıt tüketimi 324 grama erişiyordu. Bu düşük yakıt tüketimi ile Diesel motoru, o güne kadar imal edilmiş tüm termik motorları sollamıştı. Böylece gerçekten en ekonomik makinaı imal etmek Diesele nasip olmuştur. Diesel motorlarının yakıt tüketimindeki bu üstünlük günümüze kadar devam etmiştir.

Günümüzde buji ile ateşlenen bir motor Otto motoru ve basınç artışı sonucu kendi kendine ateşlenen bir motor ise Diesel motoru olarak adlandırılır. Böylece motor imalatının iki büyük araştırmacısı; Nicolaus August Otto ve Rudolf Diesel adlarının bu motorlara verilmesi ile ödüllendirilmişlerdir (Kuşhan, 1999).



Şekil 2.4 Carnot çevrimi (Kuşhan, 1999)

2.2 Çalışma Yöntemleri

Yakıtın içerdiği enerjinin mekanik enerjiye dönüştürülmesi süresince motorda oluşan olaylar zincirine çalışma yöntemi denir. İki farklı yöntem vardır: İki stroklu yöntem ve dört stroklu yöntem.

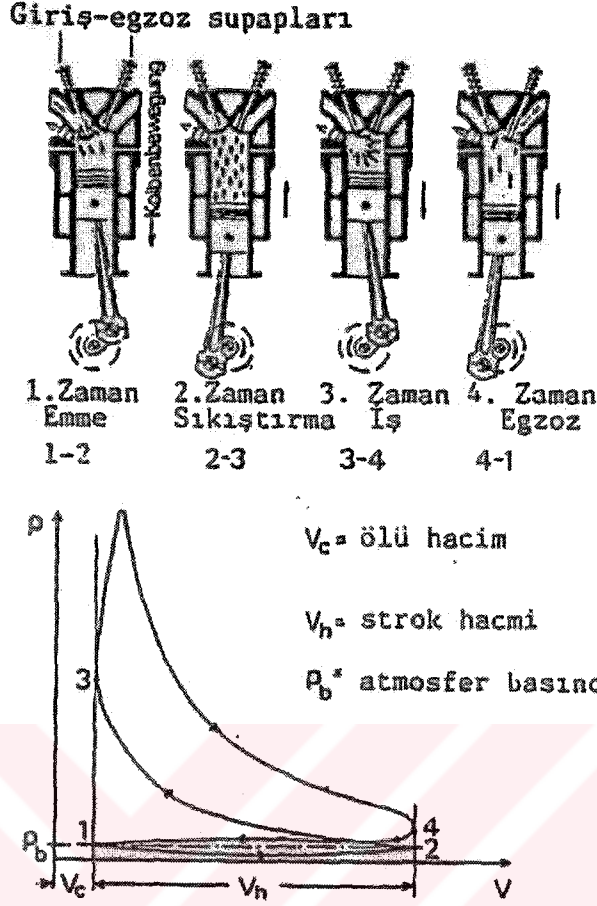
Dizel ve benzin motorlarının her ikisi de bu yöntemlerle çalışırlar. Günümüzde tüm motorlar tek etkili imal edilmektedirler. Yani motor pistonlarının sadece bir yüzü yanma olayları ile temas halindedir (Kuşhan, 1999).

2.2.1 Dört Stroklu Yöntem

Motorlarda zaman kavramı ile strok kastedilir. Dolayısıyla dört stroklu yöntemde bir iş çevrimi dört strokta yani motor krank milinin iki devrinde tamamlanır. Bu nedenle bu motorlara daha anlamlı olarak dört strok çevrimli motorlar da denebilir. Bu strokların her birinde meydana gelen olaylar aşağıda belirtilmiştir.

2.2.1.1 Emme Stroku

Emme supabı açık ve egzoz supabı kapalı iken piston üst ölü noktadan (ÜÖN) alt ölü noktaya (AÖN) hareket ederek, taze karışımı (taze dolgu) silindir içine emer. Böylece emme stroku sonunda silindir içindeki dolgunun basıncı bir barın biraz altında olur.



Şekil 2.5 Dört stroklu yöntem (Kuşhan, 1999)

2.2.1.2 Sıkıştırma Stroku

Supaplar kapalı olarak, piston AÖN'dan ÜÖN'ya hareket ederken silindir içindeki dolguyu sıkıştırır. Sıkıştırma esnasında dolgunun basıncı ve sıcaklığı sürekli artarak, zaman sonunda aşağıda belirtilen değerlere erişir: Diesel motorlarında yaklaşık 30-50 bar ve 550-700°C. Otto motorlarında yaklaşık 10-16 bar ve 350-450°C.

2.2.1.3 Genişleme Stroku

Supaplar kapalı durumdadır. Piston ÜÖN civarında iken dolgu ateşlenir ve silindir içindeki gazların sıcaklığı ve basıncı aniden yükselerek aşağıdaki son değerlere erişir: Diesel motorlarında yaklaşık 2000°C ve 60-100 bar. Otto motorlarında yaklaşık 2500°C ve 40-70 bar.

Yanmadan sonra iş gazları genişleyerek pistonu iterler. Sadece bu zaman süresince iş üretimi vardır. Diğer üç zaman boyunca piston gazlara iş uygular.

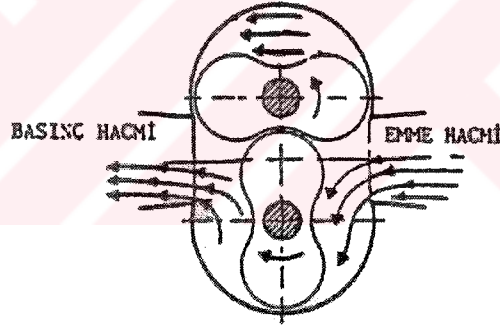
2.2.1.4 Egzoz Stroku

Egzoz supabı açık emme supabı kapalı durumda piston AÖN'dan ÜÖN'ya hareket ederken, yanma ürünü gazlar açık egzoz supabı yoluyla dışarı atılır. Strok sonunda silindir iç basıncı 1 bar'ın biraz üzerindedir.

Şekil 2.5'de dört stroklu yöntem ve ilgili p-v diyagramı gösterilmiştir.

2.2.2 İki Stroklu Yöntem

İki stroklu motorlarda bir iş çevrimi pistonun iki strok unda ya da krank milinin bir tam dönmesinde tamamlanır. Emme ve sıkıştırma iç içe girmiş olarak bir strokta yapılır. İş ve egzoz olayları ise diğer ikinci strokta tamamlanır. Bu yöntemde emme ve egzoz olayları için hava pompası kullanılır. Otto motorlarında pistonun alt yüzü hava pompası olarak kullanılmaktadır. Dizel motorlarında ise hava gereksinmesinin daha fazla olması nedeniyle piston alt yüzünün pompalayacağı hava yeterli olamamaktadır; bu motorlarda ayrı bir hava pompası kullanımı zorunlu olmaktadır (Şekil 2.6). İki zamanlı motor aşağıda açıklandığı şekilde çalışmaktadır.



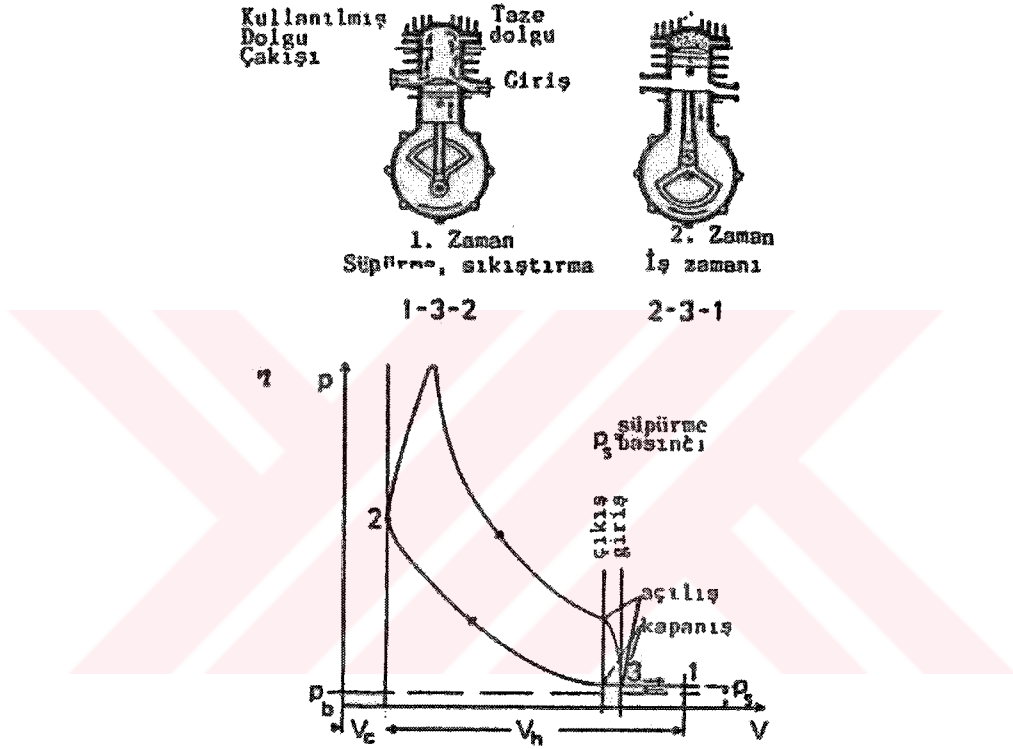
Şekil 2.6 Hava pompası (Kuşhan, 1999)

2.2.2.1 Süpürme ve Sıkıştırma Stroku

Piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru harekete başlarken, henüz egzoz ve emme kanalları açıktır ve emme kanalına basılan temiz karışım, silindir içerisindeki yanma ürünü gazları Süpürerek, egzoz yoluyla dışarı atarken silindirin içi taze dolgu ile dolar. Süpürme olarak ta adlandırılan bu olay için bazen hava pompası da kullanılır. Daha sonra emme ve egzoz kanalları kapanır ve silindir içerisindeki taze dolgu sıkıştırılır. Sıkıştırma sonunda silindir içindeki basınç ve sıcaklık değerleri dört zamanlı motorlardaki değerlere erişirler.

2.2.2.2 Genişleme Stroku

Yanma dört stroklu motorlardaki gibi piston ÜÖN'da iken başlar. Sıcaklık ve basınç yaklaşık olarak, dört zamanlı motorlardaki değerlere erişir. Daha sonra iş gazları genişler pistonu AÖN'ya doğru iterler. Piston AÖN'ya yaklaşırken egzoz yolu açılarak yanmış gazlar bu yolla dışarı üflenirler. Daha sonra giriş yolu da açılır ve içeriye basınçla giren taze dolgu yanmış gazların tümünü süpürerek egzoz yoluyla dışarı atar. Şekil 2.7'de her iki strok ve p-v diyagramı görülmektedir.



Şekil 2.7 İki stroklu yöntem (Kuşhan, 1999)

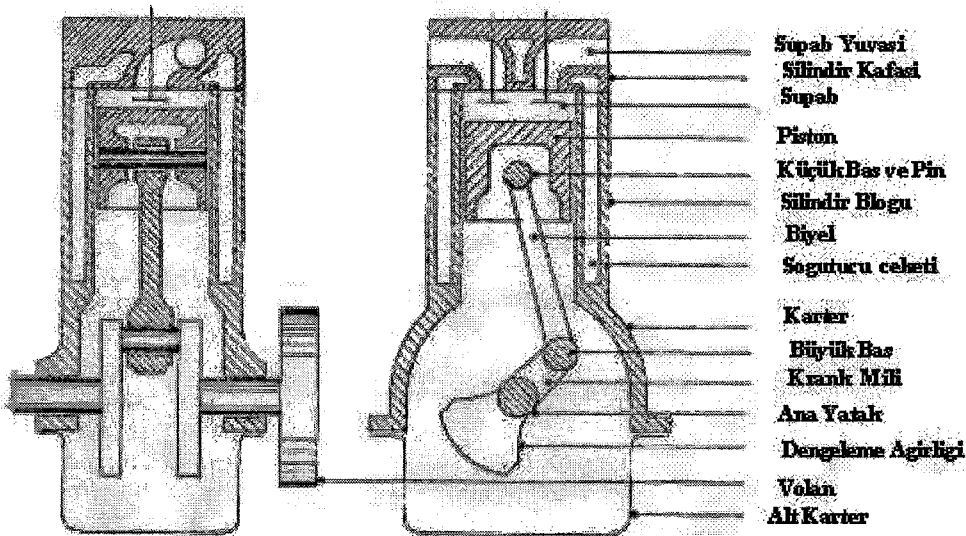
2.2.3 İki ve Dört Stroklu Motorların Karşılaştırılması

- İki stroklu motorlar bir iş çevrimini krank milinin bir devrinde gerçekleştirirken dört stroklu motorlar iki krank mili devrinde tamamlarlar.
- Teorik olarak eşit silindir hacmine sahip motorlarda iki stroklu motorun gücü dört stroklu motorun gücünün iki katıdır.
- Pratikte iki stroklu motorlarda taze dolgunun silindirlere alınması ve yanmış gazların silindirden uzaklaştırılması için portlar kullanılır ve bu uygulama daha az verime sahiptir dolayısıyla iki stroklu motorlarda ortalama efektif basınç dört stroklulara kıyasla oldukça düşük olmaktadır.

- Eşit büyüklükteki volanların kullanılması durumunda iki stroklu motorlar daha yumuşak çalışmaktadır.
- İki stroklu motorlar ayrı emme ve egzoz stroklarına sahip olmadıklarından silindir ve piston beraberce genişleme strokunda soğutulmaktadır. Ağır çalışma şartları altında piston ve biyel küçük başında aşırı ısınma gözlenebilir.
- İki stroklu motorlarda yetersiz taze dolgu alımı, bir önceki yanmadan kalan fazla miktarda gaz ve taze dolgunun büyük bir kısmının egzoz portundan atmosfere kaçması gibi durumlar söz konusu olduğundan kötü bir karışım prosesi bulunmaktadır. Tüm bu faktörlerden dolayı iki stroklu motorların yakıt harcamı daha fazladır.
- İki stroklu motorlar dört stroklulara nazaran daha az bakım gerektirirler ancak yanmadan kaynaklanan karbür oluşumu emme ve egzoz portu ile transfer elemanlarını kötü etkileyebilir.
- İki stroklu motorlarda yağlama yakıt-yag karışımı ile karşılandığından yağın yanma prosesine karışması söz konusudur ve emisyonlar açısından dezavantaj yaratmaktadır.
- İki stroklu motorlarda hareketli parça sayısının daha az olması nedeniyle maliyette daha düşüktür (Heisler, 1995).

2.3 Motor Bileşenleri ve Fonksiyonları

Büyük yada küçük olsun doğrusal hareketli pistonlu motorların yapısı benzerdir. Bir motoru meydana getiren ana elemanlar aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.8 Motor bileşenleri (Heisler, 1995)

Silindir Bloğu

Yanma sırasında meydana gelen gaz basıncı kuvvetlerinin karşılanması ve diğer motor elemanlarını yaltaklanmasını sağlayan döküm ile üretilen elemandır. Motorun soğutulması için soğutma ceketlerine yada soğutma kanatlarına sahiptir.

Silindir Kafası

Taze dolgunun silindire alınabilmesini ve yanma ürünlerinin motordan uzaklaştırılmasını sağlamak üzere supaplara yataklık eder.

Karter

Dökümden yapılan rijit yapısı ile krank miline ve diğer elemanlara yataklık eder. Genellikle silindir bloğu ile beraber dökülür.

Yağ Karteri

Yağlama yağına depoluk yapar.

Piston

Yanmadan kaynaklanan gaz basıncı kuvvetinin krank miline iletilmesini sağlayan silindir içinde öteleme hareketi yapan. Elemandır.

Segmanlar

Silindir içindeki basınçlı gazın kartere gitmesini önleyen segmanlar kompresyon ve silindirin pistonla eş çalışan kısmının yağlanması sağlayan segmanlara da yağ segmanları adı verilir.

Piston Pimi

Biyelin pistonla irtibatını sağlayan içi boş silindirik elemandır.

Biyel

Pistonun öteleme hareketini krank miline aktaran elemandır.

Krank Mili

Pistondan alınan öteleme hareketinin dönme hareketine dönüştürüldüğü elemandır.

2.4 Motorların Sınıflandırılması

Motorlar gücüne, hacmine, operasyon strokuna, krank mili yönüne, yakıt tipine ve silindir tasarımına göre sınıflandırılabilirler.

En çok tercih edilen metot güce göre sınıflandırmadır. Zirai amaçlı motorların güçleri 0,1 hp ile 60 hp arasında olabilmektedir.

Hacme göre sınıflama başka bir yöntemdir. Silindir hacmi pistonun ÜÖN'dan AÖN'ya giderken süpürdüğü hacim olarak tanımlanır. Sınıflandırma için kübik inch(CID), cc, L yada dm^3 olan hacim birimleri kullanılır.

Bir motor güç üretirken dört ana olguyu gerçekleştirmek zorundadır. Bunlar; emme, sıkıştırma, genişleme ve egzozdur. Motor bunları iki yada dört stroklu olarak gerçekleştirebilir. İki stroklu motorlar pistonun iki strokunu kullanır ve krank milinin bir devrinde bir stroku tamamlamış olur. Sıkıştırma ve süpürme ile genişleme olarak adlandırılır. İlk strokta yakıt silindirde yanar ve ısı açığa çıkar, basınç oluşur ve pistonu AÖN'ya doğru iter. Güç üretilmiş ve volanda depolanmıştır. Genişleme strokunun sonunda egzoz penceresi açılır ve yanma ürünleri motordan uzaklaştırılır. Aynı sırada emme penceresi açılır ve taze dolgunun silindire alınması sağlanır. Volandaki depolanmış enerji sayesinde sıkıştırma sağlanır ve ateşleme yapılarak proses sürdürülür. Dört stroklu motorlarda ise bu prosesler pistonun dört strokunda gerçekleştirilir. Dört stroklu motorlarda prosesin gerçekleştirilebilmesi için bazı ek bileşenlerin bulunması gerekir. Bunlar kam mili, valf itecekleri, valflar ve valf yaylarıdır. Piston ÜÖN'dan AÖN'ya doğru ilerlerken vakum oluşur. Aynı zamanda kam mili emme valfini açar. Bu valfin açılmasıyla hava yada taze dolgu silindirin içerisine dolar. Bir sonraki strok sıkıştırmadır. Piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket ederken her iki valfta kapalıdır. Piston ÜÖN'ya doğru ilerlerken sıkıştırılmış karışım ateşlenir ve yanma sağlanır. Yanmadan kaynaklanan basınç pistonu AÖN'ya doru iter ve bu sırada güç elde edilir. Genişleme strokundan sonra piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru ilerlerken egzoz valfi açılır ve yanma ürünü gazlar dış ortama bırakılır.

Krank milinin yönü başka bir sınıflama yöntemidir. Motor krank mili dikey, yatay yada gelişigüzel şekilde yapılabilir. Yatay dizaynda krank mili yatay eksene paralel olacak şekilde dizayn edilir. Dikey dizaynda ise yatay eksene dik şekilde krank mili konumlandırılmıştır. Dört stroklu motorlarda yağlayıcı için bir rezervuar gerekir ve bu da bir kaç dereceden fazla eğik olamaz. Yani dört stroklu motorlar yatay krank mili ile dizayn edilirler. İki stroklu motorların yağlanması yakıtla karıştırılan yakıtla yapıldığından dört stroklu motorlarda olduğu gibi krank milinin düzenlenmesinde herhangi bir engel yoktur.

Yakıt tipine göre de sınıflandırma yapmak mümkündür, Diesel, benzin, LPG,doğal gaz gibi. Küçük güçlü motorlar genellikle benzinlidir. Dizel motorlar daha yüksek güç gereksinimleri için kullanılırlar. Diesel motorlar daha verimli ve daha uzun ömürlüdür. Benzinli motorlar daha hafif daha ucuz ve kolay kullanışlıdır.

Silindir tasarımına göre de sınıflandırma yapmak mümkündür. Silindir tasarımına etki eden iki önemli etken vardır; silindirlerin dizilişi ve malzemesi. Çok silindirli motorlar için silindirler sıralı,v yada W şeklinde düzenlenebilir. Malzeme olarak ise Alüminyum yada dökme demir kullanılır. Dökme demir daha dayanıklı bir malzemedir ve uzun ömürlüdür, Alüminyum ise daha ucuzdur ve ekonomik modellerde kullanılır.



3. KÜÇÜK HACİMLİ MOTORLARIN İLK HAREKETE GEÇİRİLMESİ ve DURDURULMASI

Motorun devreye alınması için manuel, mekanik veya elektronik ilk hareket işlemleri uygulanabilir (Miller ve Miller, 1993).

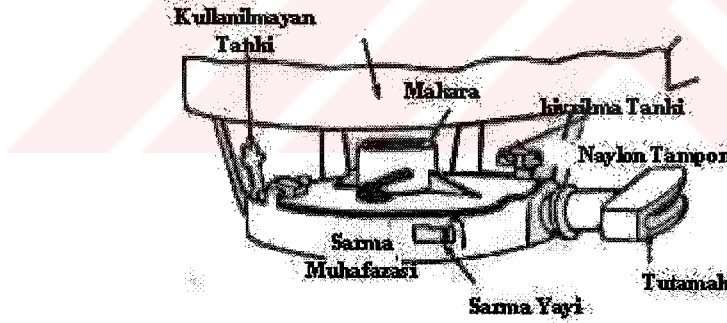
3.1 Sistemin İlk Harekete Geçirilmesi

3.1.1 Manuel İlk Hareket

Küçük benzinli motorlarda iki tip manuel ilk harekete geçirme söz konusudur. Bunlar ipli yada kollu ve ayak ile ilk harekettir.

Bir motoru çalıştırabilmek için büyük bir güç gerekebilir. Bu güç kullanılarak yaylar sıkıştırılır, yağ yer değiştirilir, piston silindir içinde ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareket eder ve bunların yanı sıra yataklardaki sürtünme kuvvetleri de yenilmek zorundadır.

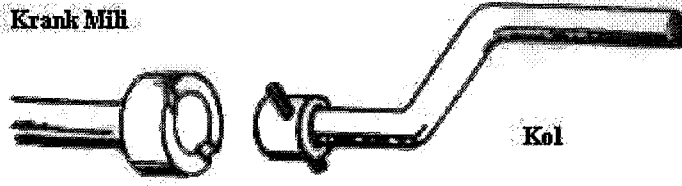
Motorun çalıştırılabilmesi için öncelikle gerekli hava-yakıt karışımı hazırlanmalıdır. İlk hareket şartları için zengince bir karışıma ihtiyaç vardır. İlk harekette zengin karışımın sağlanması için karbüratör ilk hareket düzenleri kullanılır.



Şekil 3.1 Geri sarmalı ilk hareket düzeni (Miller & Miller, 1993)

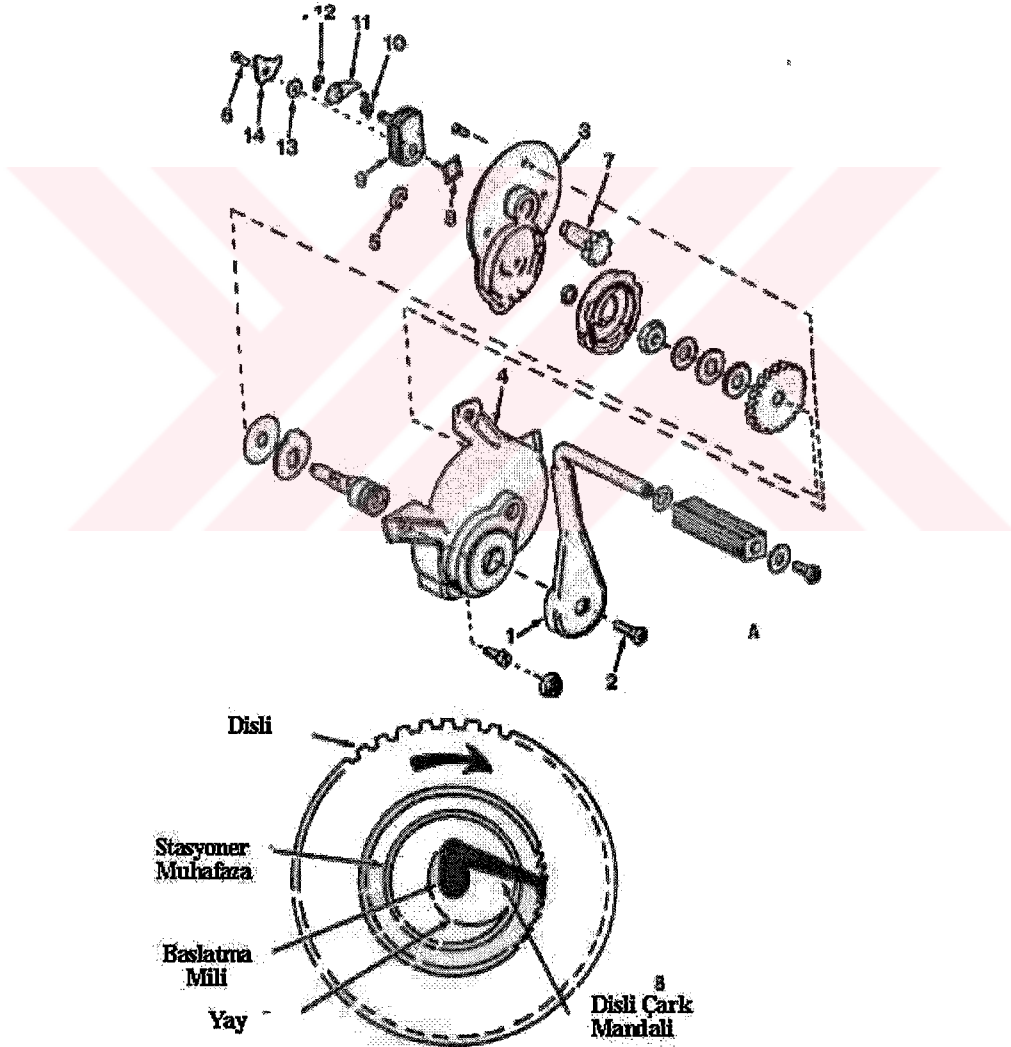
Geri sarmalı ilk hareket düzenlerine örnek olarak Şekil 3.1 verilebilir. İpli ilk hareket düzenekli motorlar çim biçme makinaları ve kıçtan takmalı tekne motorlarında çok fazla kullanılmaktadır. En ilkel şekli volana iliştirilmiş olan bir kasnağa ip sarılarak yapılmaktadır. İpin çekilmesiyle beraber volan dönmeye başlar.

Bir başka ilk hareket şekli ise krank kollu başlatıcılardır. Bunlar genellikle çok silindirli motorların ilk harekete geçirilmesinde kullanılır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 Krank kolu ile ilk hareket (Miller & Miller, 1993)

Diğer bir çeşit ilk hareket düzeni ise ayak kuvvetinin kullanıldığı ve bu kuvvetin bir dizi dişli ile motora aktarıldığı sistemlerdir. Bu tip sistemler motosikletlerde ve bazı çim biçme makinalarında kullanılmaktadır (Şekil 3.3).



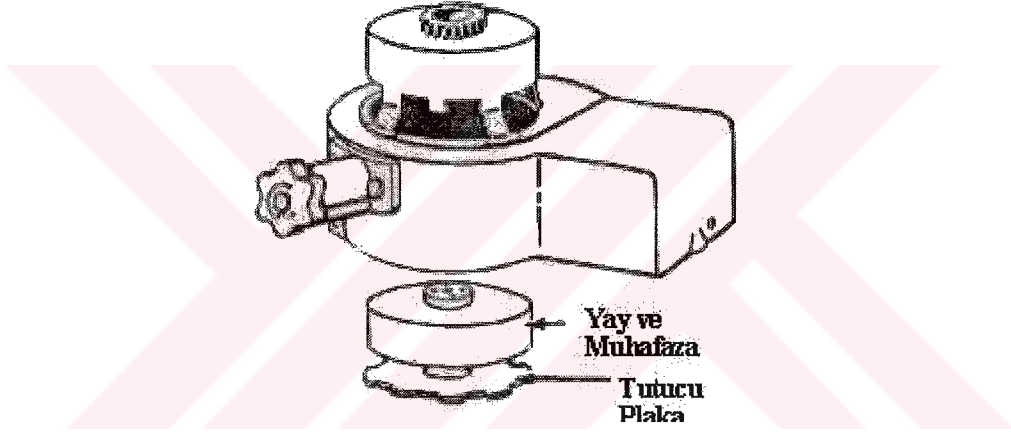
Şekil 3.3 Ayak ile ilk hareket düzeneği (Miller & Miller, 1993)

3.1.2 Mekanik İlk Hareket

Bir çok sarmalı tip mekanik ilk hareket düzeni küçük motorların çalıştırılmasında kullanılmaktadır. Volanın döndürmek için gereken krank basıncının oluşturulabilmesi için sert bir yay kullanılır. Yay bir cırcır yardımı ile gerilmiş durumda tutulur operatör kolu çevirince yayın kuvveti krank miline aktarılır (Şekil 3.4).

3.1.3 Elektrikli İlk Hareket

Elektrikli ilk hareket sistemi motorun ilk hareketinin bir elektrik motoruyla karşılanmasından başka bir şey değildir. Bu tip sistemler 12 V DC yada 120 V AC kullanırlar (Şekil 3.5). 12 V'luk sistemler küçük bir batarya ile çalıştırılmak üzere tasarlanmışlardır. 120 V'luk sistemler ise ev elektriği kullanırlar. Kar yiyiciler ve büyük çim biçme makinaları için bu sistemler kullanılmaktadır.



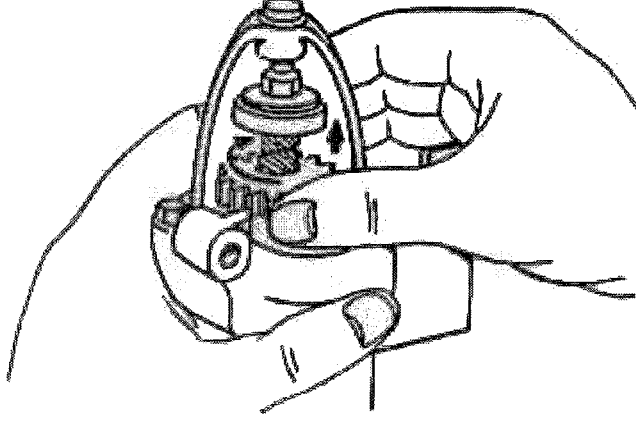
Şekil 3.4 Mekanik ilk hareket (Miller & Miller, 1993)

Otomobillere benzer şekilde dişli düzenekler bu motorlarda da kullanılır. İlk hareket motoru çalıştırıldığında arka dişli şaftındaki helis bir pinyonu birbirine geçmek üzere bir halka dişli ile birleştirir ve volana temas ettirir. Bu da motorun dönmesini sağlar. Motor çalıştırdıktan sonra ilk hareket dişlisi geriye çekilir.

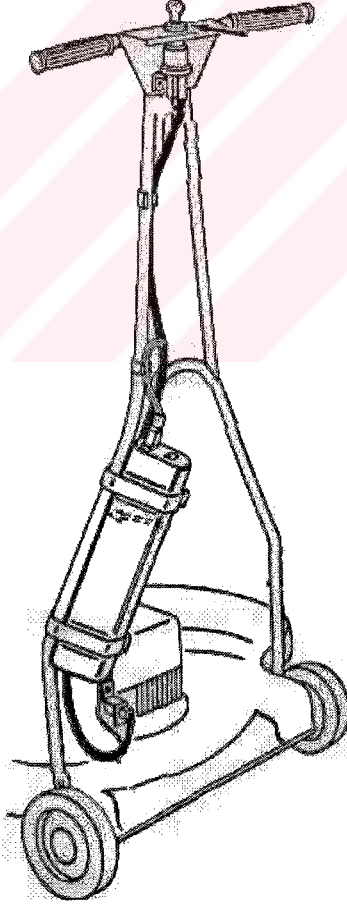
3.1.3.1 12 Voltluk Elektrikli İlk Hareket Motorları

12 V'luk ilk hareket düzenekleri doğru akım kullanan bir elektrik motorudur. Motorun çalışır duruma getirilebilmesi için bir bataryaya gereksinme duyarlar. Bu batarya genellikle Ni-Cd'dur. Şekil 3.6'da bu tip bataryası ile birlikte bir çim biçme makinası gösterilmektedir. Bu bataryalar 120 V'luk ev elektriği ile şarj edilebilmektedir.

Bazı motorlar ise otomobillerde olduğu gibi standart tip asitli batarya kullanırlar. Bu tip motorlar bataryalarını şarj etmek üzere birer jeneratör ihtiva ederler.



Şekil 3.5 Elektrikli ilk hareket motoru (Miller & Miller, 1993)

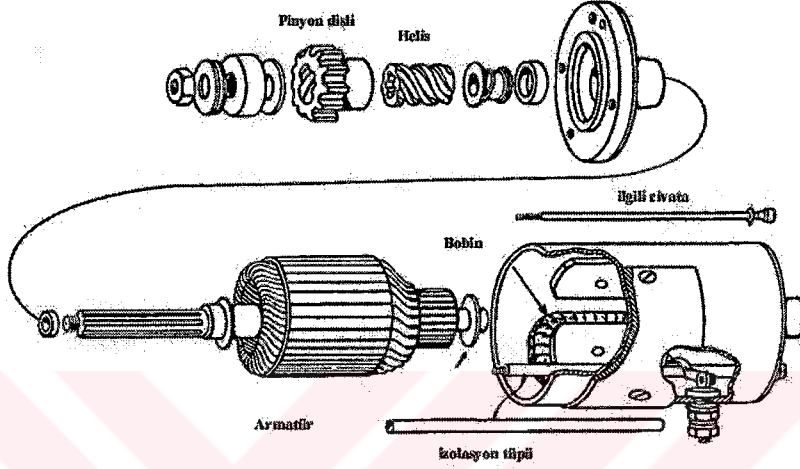


Şekil 3.6 Elektrikli ilk hareket düzeneği (Miller & Miller, 1993)

3.1.3.2 120 Voltluk Elektrikli İlk Hareket Motorları

12 V'luk başlatıcılarla neredeyse aynı yapıya sahiptirler ancak 120 V'luk ev elektriği kullanırlar. Arka kısımlarında 120 V AC akımını 12 V DC akıma çeviren bir doğrultmaç konmuştur. Bir elektrikli başlatma motorunun bölümleri Şekil 3.7'deki gibidir.

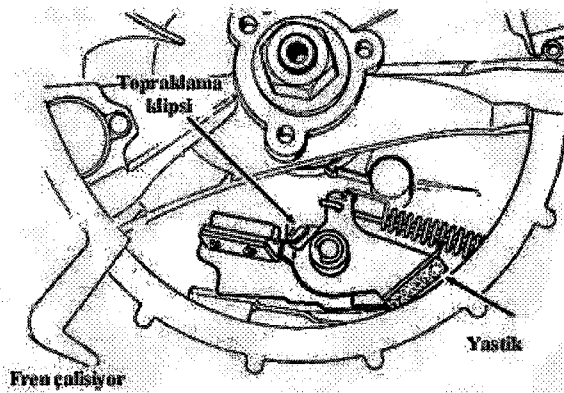
Bazı sistemlerde başlatma motorunun hareketinin motora aktarılması için dişliler yerine kayışların kullanılması da mümkündür.



Şekil 3.7 Elektrikli ilk hareket motoru detayı (Miller & Miller, 1993)

3.2 Sistemin Durdurulması

Motor durdurulduktan sonra yani bujiye giden akım kesildikten hemen sonra volan çok hızlı bir şekilde duramaz ve volanın hareketini tamamlayabilmesi için kısa bir süreye ihtiyaç vardır. Çim biçme makinaları gibi kesici bıçaklara sahip aletlerin istenilen zamanda tamamen durdurulabilmesi güvenlik açısından önemlidir.



Şekil 3.8 Durdurma Düzenegi (Miller & Miller, 1992)

Ateşleme devresinin topraklanması ile birlikte volanı da frenleyecek yastıklar kullanılarak güvenli bir durdurma işlemi gerçekleştirilir (Şekil 3.8).



4. KÜÇÜK HACİMLİ MOTORLARDA YAKIT SİSTEMİ ve KARIŞIM TEŞKİLİ

İçten yanmalı motorlar çalışmaları sırasında birkaç değişik türde yakıt sistemi kullanılır. Yakıt sisteminden beklenen en önemli özellik yakıtın doğru zamanda doğru yerde olmasını sağlamasıdır. Motorun işlevini yerine getirebilmesi içi karbürasyon önemli rol oynamaktadır. Karbürasyon yakıtın buharlaşması, hava ile gerekli oranda karışması ve düzgün olarak yanmanın sağlanması için önem teşkil eder (Miller ve Miller, 1999).

4.1 Yanmanın Prensipleri

Yanma hadisesi çok kısa zaman içinde gaz fazında gerçekleşen fiziko-kimyasal bir prosestir. Bu kısa süre içinde yanmanın oluşması ve gelişmesi için homojen karışım oluşması gerekir. Karışımında her yakıt molekülünün etrafında yakıtın tam oksitlenmesi için gerekli sayıda oksijen molekülünün bulunması durumunda homojen karışım elde edilmiş olur. Böyle bir durumun meydana gelebilmesi için gaz yakıtlarda küçük hacimsel oranların sağlanması yeterli olabilmektedir. Örneğin jeneratör gazında bu yakıt-hava karışım oranı 1'e çok yakınken doğal gaz için bu değer 1/9 civarındadır (Deniz, 1999).

1 kg benzinin hava fazlalık katsayısı 1 iken homojen olarak yakılabilmesi için 15 kg havaya ihtiyaç vardır. Bu oran hacimsel olarak 1/50 değerine yakındır.

Yanmanın ilk evresi uygun bir karışım oluşturulmasıdır. Yakıtın oksitlenmesi birbirini takip eden reaksiyonlardan oluşmaktadır. Bu arada birçok reaksiyon ve ara ürün oluşmaktadır.

Benzin kolayca buharlaşabilen bir maddedir. Benzin hava ortamında bırakıldığında yakıt buharı oluşur. Eğer ateşleme yapılırsa bu buhar kolayca yanar ve hızlı bir yanma olayı meydana gelir. Bunun anlamı sıvı fazdan buhar fazına geçen benzinin kolay yanabildiğidir.

4.1.1 Benzinin Buharlaşması

Benzin petrolden elde edilebildiği gibi kömürden, doğalgazdan ve sebzelerden de elde edilebilir. Benzin belli sıcaklıkta ve basınçta buharlaşabilecek yapıda olarak farklı şartlar için üretilir. Üreticiler benzini hangi şartlar da kullanılacaksa o duruma göre üretir.

Ticari benzin iki tür likit hidrokarbon ihtiva eder. Bunlar heptan ve iso-oktan'dır. Çok fazla heptan bulunan bir benzin tam olarak yanamaz. Bu da vurutuya neden olabilir. Daha yüksek sıkıştırma oranlarında daha fazlası iso-oktanlı benzin kullanılması motorun düzenli çalıştırılabilmesi için zorunludur. Iso-oktan yakıtın buharlaşma prosesine yardım eder. Yanma odasında yakıtın düzgün şekilde dağılmasını sağlar. Benzin oktan sayısına göre

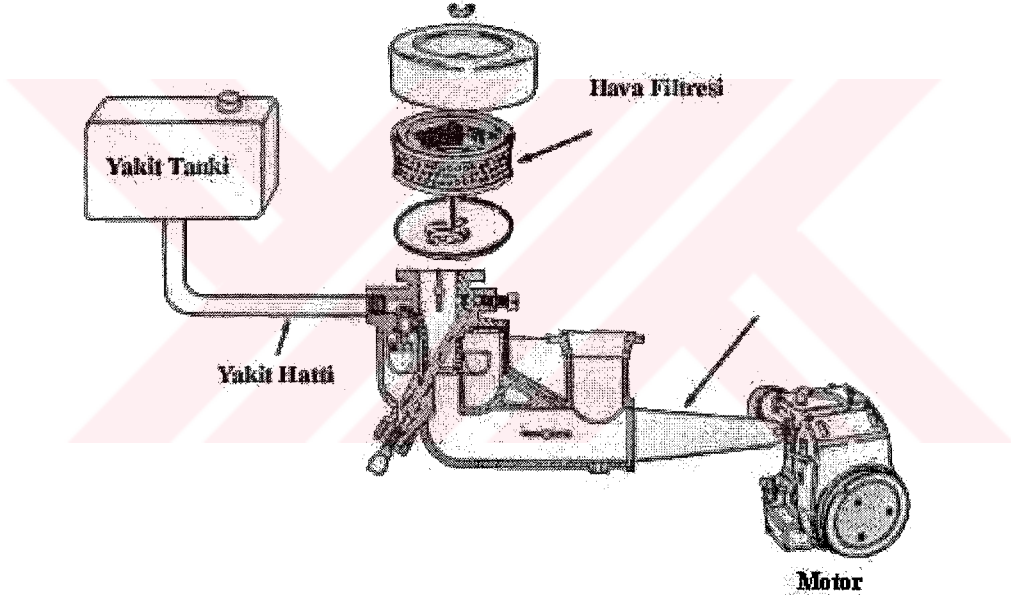
değerlendirilir.

Yüksek oktan sayılı benzinler daha pahalıdır. Çünkü iso-oktan heptana göre daha pahalı bir hidrokarbondur.

Bazı benzinler tetra-etilen ve etilen ihtiva eder. Düşük oktan sayılı benzinlerde vuruntunun önlenmesi için bu maddeler katkı olarak kullanılır. Eğer benzin bunları ihtiva etmezse küçük motorlarda egzoz supaplarını çok çabuk ısınır.

4.2 Yakıt Sistemi

Yakıt sistemi, bir tank, bir hava filtreli karbüratör ve emme manifoldundan oluşur (Şekil 4.1). Buna ilave diğer bölümler daha iyi bir operasyon için gereklidir.

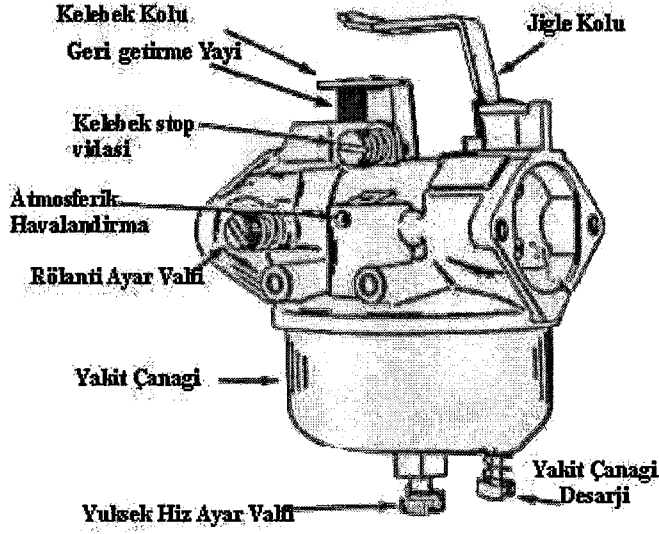


Şekil 4.1 Yakıt sistemi (Miller & Miller, 1993)

4.3 Yakıt Besleme Sistemleri

4.3.1 Gravite Sistemi

Bu sistemde tank karbüratörden yüksek bir konumdadır. Yakıt kendi ağırlığı ile sevk edilir. Karbüratör çanağında yakıtın motora sevk edilebilmesi için hava deliği bulunmaktadır (Şekil 4.2). Eğer bu delikler kapanırsa yakıt akımı ve motorun çalışması durur.



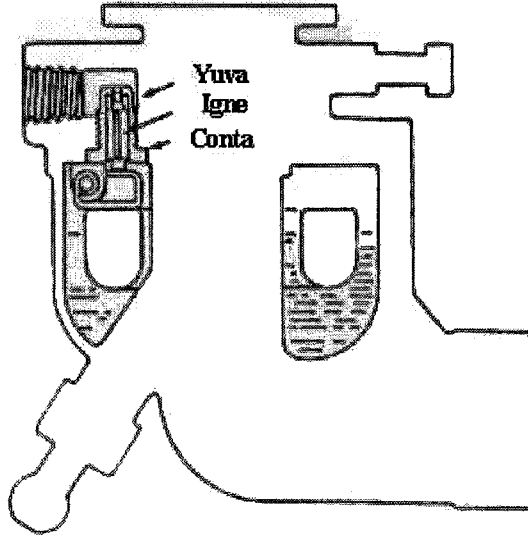
Şekil 4.2 Gravite sistem karbüratörü (Miller & Miller, 1992)

Yakıt karbüratör çanağına girer ve karbüratörün şamandırası yükselir (Şekil 4.3). Şamandıranın yükselmesi ile şamandıra valfindaki iğnede yükselir. İğne yuvaya oturduğu zaman yakıt akışını keser. Şamandıranın pozisyonu yakıt seviyesini belirler. Şamandıra seviyesi tam yüklemdeki ihtiyacı karşılayacak büyüklükte, taşmalarının önleyecek küçüklikte olmalıdır.

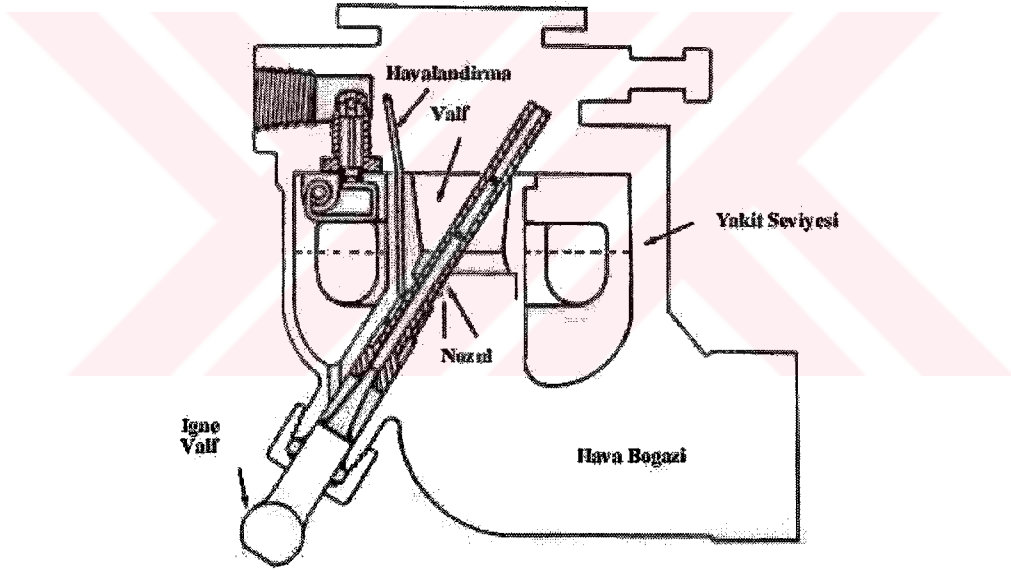
Yakıt karbüratöre ulaştıktan sonra deşarj deliğine yönlendirilir. Deşarj deliği ventüri bölgesinde bulunmaktadır. Bu kısımda büyük bir hava hızı mevcuttur. Piston silindir içinde ilerlerken emme manifoldu açıldığında düşük basınç ventüriye yansıtılır. Bu bölgedeki basınç sayesinde çanaktaki benzin nozüle doğru çekilir ve deşarj deliğine gelir. Aynı anda hava karbüratördeki hava konisinden ventüriye gelir, bu bölgede hız daha da artırılmıştır (Şekil 4.4). Nozül bu hava akımını daha da yayar ve üst kısımlarda da hala alçak basıncın olmasının sağlar. Bu sayede bu bölgede yakıt buharlaşır ve yanma için gerekli yakıt-hava karışımı sağlanır.

Küçük bir hava miktarı hava deliğinin içine girer. Buradaki hava farklı motor hızlarını düzenleyerek çok zengin karışımın yüksek hızlarda motora yollanmasını engeller.

Eğer bir motor aynı hızlarla çalıştırılıyorsa bu motor için bir karbüratör dizaynı zor olmazdı. Ancak bir çok motor farklı hız aralıklarında çalışır ve karbüratör çok düşük ve çok yüksek hızda gerekli karışımı sağlayabilecek şekilde dizayn edilmektedir. Ekonomik çalışma, değişken hızda çalışma, tam yükte çalışma ve başlatma konumları için karbüratöre bir takım düzenekler eklenmelidir.



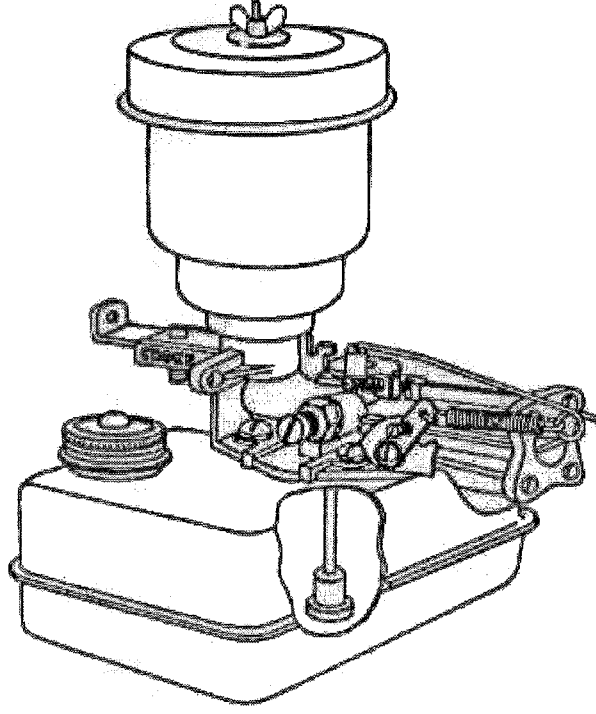
Şekil 4.3 Şamandıra yakıt kontrolü (Miller & Miller, 1993)



Şekil 4.4 Karbüratörün çalışması (Miller & Miller, 1993)

4.3.2 Emiş Besleme Sistemi

Bu sistemde benzin deposu karbüratörün altındadır. Yani yakıt yerçekiminin aksi yönde yukarı doğru hareket eder. Bu nedenle yakıtın tanktan karbüratöre iletilmesi için atmosferik basınç kullanılır (Şekil 4.5).



Şekil 4.5 Emiş besleme sistemi (Miller & Miller, 1993)

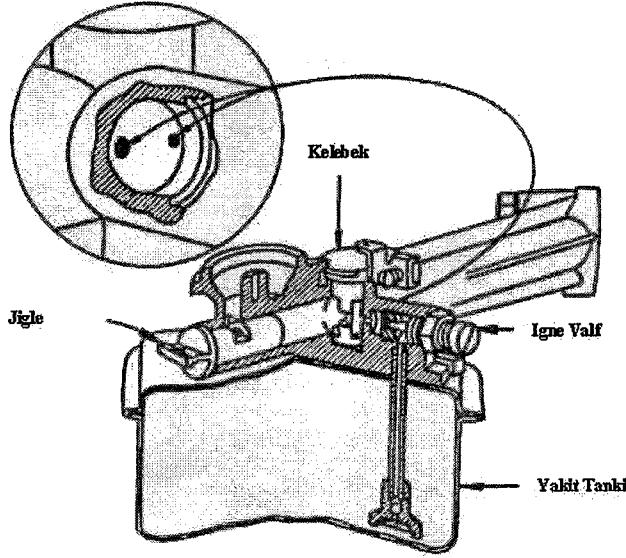
Yakıt tankı kapağında bir hava deliğine sahiptir. Bu delik sayesinde tanktaki basıncın sabit kalması sağlanır. Piston silindir içinde aşağıya doğru giderken emme valfi ve kelebek açıkken karbüratör boğazında düşük basınçlı bir alan yaratılmış olur. Hava konisi ile karbüratör boğazı arasındaki bölgede zayıf bir daralma oluşturulmuştur. Buda düşük basıncın korumasını sağlar.

Tank ve karbüratör boğazı arasındaki basınç farkından dolayı yakıt, yakıt borusunda yükselir ve iğne valfinden geçerek iki deşarj deliğine gelir. Kelebeğin bulunduğu bölgede ventüri etkisi vardır. Bu sayede de buharlaşma sağlanır. Bir spiral, boğazda ivmelenmeye yardım etmek için konumlandırılmıştır ve aynı zamanda kelebek ansızın açıldığında motorun durmasını da önler.

Operasyon hızındaki gerekli yakıt miktarı iğneli supap, yuva ve hava ile ayarlanır. İğneli supabın dönmesi ile gerekli yakıt miktarı ayarlanır. Bu ayarlama motor operasyon hızında çalışırken yapılmalıdır, rölantide değil. İğneli supap pozisyonuna göre bir rölanti valfi olarak düşünülebilir, ancak bu valf yüksek hızlarda karışım ayarlama valfidir (Şekil 4.6).

Hızlandırıcı pompa bu karbüratörlerde bulunmadığından ve bu motorlar çim biçme makinelerinde kullanıldığından hızlandırma şart olup karışım zenginleştirilmelidir. İğneli supap motor hız kaybedinceye kadar iç tarafa doğru çevirirsek fakir karışım oluşur. İğneli

supabı dışa doğru çevirirsek yumuşak çalışma noktasına gelene kadar motor düzgün olmayan çalışmaya devam eder. Bu ayarlamalar yüksüz durumda yapılmalıdır.



Şekil 4.6 Emiş besleme sistemi karbüratör detayı (Miller & Miller, 1993)

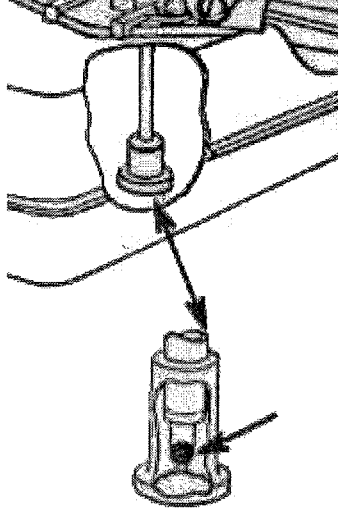
Bu karbüratörler bir rölanti valfine sahip olmadıkları halde rölanti karışımı farklı bir yöntemle kontrol edilir. Kelebek rölantiye kadar kapatılır. Hücum kanadı iki şarj deliğini arası pozisyon alır. Deşarj deliklerinden büyük olanı yüksek basınç alanındadır ve buradan yakıt akışı duracaktır. Küçük delik yakıt deşarjına devam edecektir, ancak karışım miktarı delik boyutu ile engellenen hava akımı ile kontrol edilecektir. Bu koşulda küçük deşarj deliğinin doğru boyutlandırılmış olması önem kazanmaktadır. İğneli supap daha fazla yakıtın küçük deşarj deliğine gitmesine izin verecektir.

Rölanti devri 1750 rpm gibi bir değere ayarlanmalıdır. Bu devir otomobil motorlarına kıyaslanınca yüksek sayılabilir ancak bu ayarlama hızlı ivmelenme için zorunludur. Ayrıca soğutma ve yağlamaya da yardım eder. Küçük bir düzgünsüzlük rölanti devrinin ayarlanmasında söz konusu olabilir. Ancak bu durumda iğneli supabın yeniden ayarlanması gerekli değildir.

Hava kelebeği kayıcı bir plaka olup hava deliği ile karbüratör boğazı arasında yer alır. Motor çalışmaya başlarken hava kelebeğine basılı tutulup hava girişi engellenir ve zengin karışımın oluşması sağlanır. Ancak motor çalıştırıldıktan sonra hava kelebeği bırakılır.

Son zamanlarda kullanılan emiş beslemeli karbüratörlü sistemler yakıt borusu içindeki bilyeli mekanizmayla birleştirilmiştir. Bu mekanizma iğneli supaba ve deşarj deliğine kararlı yakıt

sevkini sağlamak için kullanılır (Şekil 4.7). Bilye her vakum sonunda yer çekimi aşağıya düşer. Böylece karbüratördeki yakıtın depoya geri gitmesi engellenir.



Şekil 4.7 Emiş besleme sistemi yakıt kontrolü (Miller & Miller, 1993)

4.3.3 Standart Tip Vakum Sistemi

Bu tip sistemde yardımcı bir tank karbüratörün üstünde konumlandırılmıştır. Manifold vakumu yardımcı tankın dışından hava emer ve vakum oluşturur. Bu vakumla yardımcı tanka doğru yakıt sevk edilir. Bunun anlamı yakıtın vakum tankına doğru yukarı yönde iletilmesidir. Bunu da pistonun silindir içinde ki hareketinden kaynaklanan vakum sağlar. Yeterli basıncın yaratılması ile tankın dolu tutulması sağlanır. Tankın üstünde bir hava deliği vardır ve tank da ki dolmaya yardımcı olur bu sistem küçük benzinli motorlarda pek kullanılmaz.

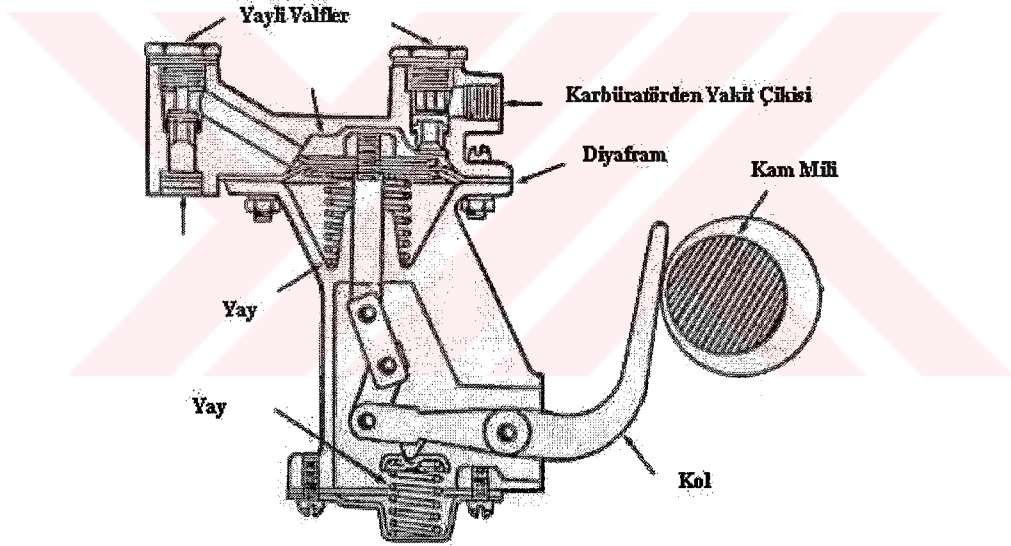
4.3.4 Zorlamalı Besleme Sistemi

Bu tip sistemler bir yakıt pompası ihtiva ederler bu pompa yakıtı benzin tankından karbüratöre sevk etmek için kullanılır. Bazı iki stroklu motorlarda yakıt pompası ile karbüratör tümleşik olarak dizayn edilirler.

Dört stroklu motorlarda genellikle ağırlık yakıt besleme sisteme kullanılır. Zorlamalı besleme sistemleri iki stroklu motorlarda daha çok kullanılır.

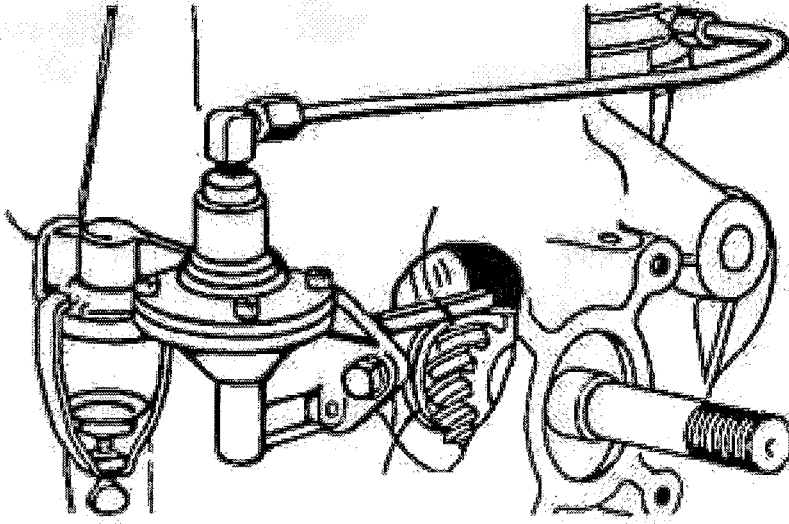
4.3.4.1 Ekzantirik Yakıt Pompası

Bu tip pompalar hareketine bir kamdan alan bir kol ile çalıştırılırlar (Şekil 4.8). Manivelanın gidip gelme hareketi diyaframı yayın aksi istikametine doğru çeker, yay da diyaframın eski konumuna gelmesini sağlar. Diyaframın aşağıya doğru olan hareketi pompa içinde alçak basınç oluşturur (Şekil 4.8). Yayla yüklenmiş bir valf yakıtın pompa içinde akmasını sağlar. Diyafram yukarıya hareket ettiğinde bu valf yakıtı diğer yayla yüklenmiş valfa ve karbüratöre yollar. Soldaki valf kapandıktan sonra yakıt sağdaki açılan valf den geçerek karbüratöre sevk edilir. Bu dizayn koşullarında yakıtın ancak bir yönlü akışına izin verilir. Karbüratör ve pompanın içi bir kez yakıtla doldurulmalıdır. Karbüratördeki valf de yaratılan karşı basınç karbüratörden yakıt pompasına olan yakıt yolunu kapatır. Bunun anlamı diyaframın altında diyaframın yukarı gitmesini önleyen bir yayın monte edilmiş olmasıdır. Manivela kolu ve pompanın geri kalanı hareketine kam profilinde herhangi bir sınırlama olmaksızın devam eder (Şekil 4.8, Şekil 4.9).



Şekil 4.8 Kam tahrikli yakıt pompası (Miller & Miller, 1993)

Diyafram esnek malzemeden yapılmış olup benzinden etkilenmemektedir. Diyafram yerinde kapak plakası ile onun giriş çemberindeki basıncı kullanmak için tutulur. Şekil 4.39'daki pompada pompa kafasının diyaframın üstünde tutmak için dört adet cıvata kullanılmıştır.



Şekil 4.9 Pompa tahriki (Miller & Miller, 1992)

Dört stroklu motorlu motorlarda gravite sistemi kullanılmasına rağmen yakıt pompası da bulanabilir.

4.4 Hava Temizleyiciler

Karbüratörün içi oldukça küçük bir alandır. Benzin bu bölgeye gelene kadar yakıt hattı üzerinde yakıt tankı çıkışında ve yakıt tankında temizlenmektedir. Aynı şekilde hava da küçük partiküller içerdiğinden temizlenmesi gerekmektedir.

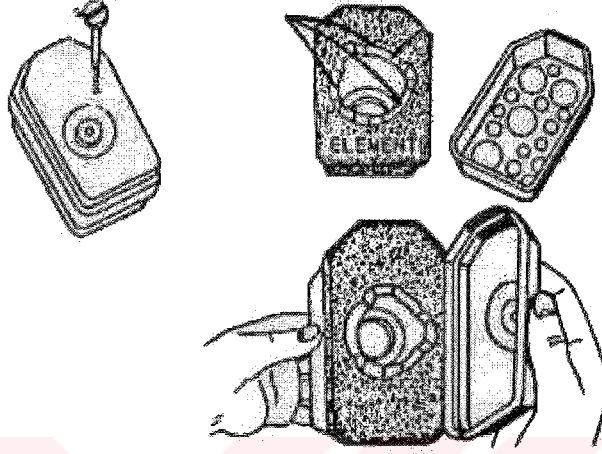
4.4.1 Islak Filtreler

Küçük motorların kullanıldığı çim biçme makinaları ve zirai makinalar genellikle kirli ve tozlu ortamlarda kullanılmaktadır. Islak filtre kullanımında filtredeki yağ miktarı yetersiz ise ya da çok fazla kirli ise fazla miktarda havayı filtreleyemez ve partiküller motorun içine girer.

Kirler silindir içine girip yağa yapışırlar ve silindir yataklarında abrasif aşındırıcı etki gösterirler.

Islak ya da kuru olsun çoğu filtre yağa doyurulmuş köpük ihtiva etmektedir. Filtredeki yağ miktarı yanma odasına alınan havanın kalitesini etkiler. Eğer yağ miktarı yetersiz ise hava iyi filtre edilemeyecektir, eğer yağ miktarı çok fazla ise bu yağ havayla birlikte yanma odasına girecek ve yanarak yanmayı etkileyecektir.

Uzun zamanlar yağ banyolu filtreler en iyi filtreler olarak kabul edilmekte idi ancak daha sonraları yağ köpüklü ‘dökülmeyen’ tip hava filtreleri kullanılmaya başlamıştır (Şekil 4.10). Bu filtreler poliüretan içeren elemanlar içermektedir ve en önemli özelliği sızdırmazlığıdır. Kullanımı daha yeni olan ‘dökülmeyen’ tip filtrelerin bir başka özelliği de filtre elmanın çıkartılıp temizlenebilmesidir.



Şekil 4.10 Yağ köpüklü filtre (Miller & Miller, 1993)

4.4.2 Kuru Filtreler

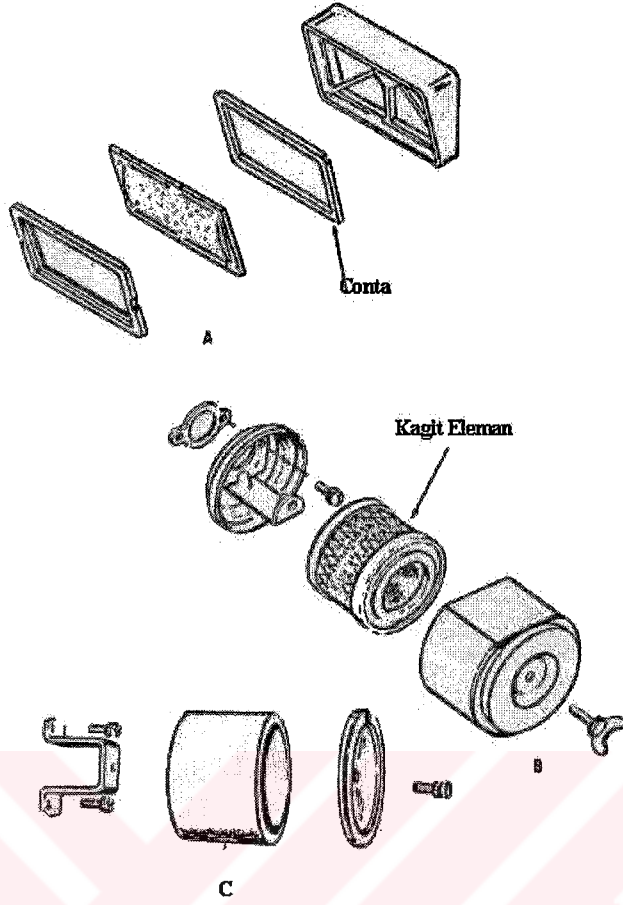
Kuru filtreler yağa doyurulmamış mikro kanallar ihtiva eden kağıt ve türevi elemanlar içermektedir. Bu filtreler tozları ve kiri tutmak için kullanılırlar. Bu filtrelerin 100-120 saatlik operasyondan sonra değiştirilmeleri gerekir. Şekil 4.11’de küçük motorlarda kullanılan kuru filtreler görülmektedir.

4.5 Karbürasyon

Karbürasyon yakıtla havanın uygun oranda karıştırılarak yanmaya hazırlanmasıdır. Karbürasyon işini yapan cihaz karbüratör olarak adlandırılır. Karbüratör değişken motor hızlarında ve yüklerinde çalışabilecek şekilde dizayn edilmelidir.

4.5.1 Gravite Sistemi Karbüratörü

İdeal hava-yakıt karışımı oranı 15/1 olup stokiometrik oran olarak adlandırılır. Ancak bu koşul tek başına yeterli değildir. Motor ağır yüklerde çalıştırıldığında zengin karışım, hafif yüklerde çalıştırıldığında ise fakir karışım gerekli olmaktadır. Karışımın düzenlenmesi için vidalı iğne valf kullanılmalıdır.



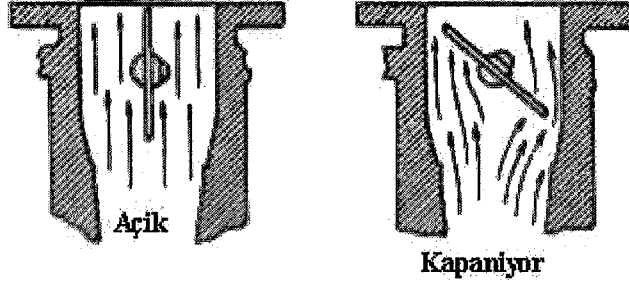
Şekil 4.11 Kuru filtreler (Miller & Miller, 1993)

4.5.1.1 Karbüratörün Ayarlanması

Karbüratörün maksimum güce ayarlanması için motor istenen hızda çalıştırılır. Ardından iğneli supap motor yavaşlayana kadar çevrilir. Böylece fakir karışım sağlanır. İğne içe doğru çevrilerek iğne ucuna giden yakıt miktarı sınırlandırılır. Daha az yakıtın anlamı daha fakir bir karışımdır. Ayarlamanın sonunda iğnenin pozisyonu not edilir. Daha sonra iğneli supap tam ters yönde yani dışa doğru çevrilir. Böylelikle iğneli supap ile yuvası arasında daha büyük bir boşluk kalır ve motora giden yakıt miktarı arttırılmış olur ve motor hızlanır. Eğer çok fazla devam edilirse motor boğulur ve yavaşlamaya başlar. Bunun için motorun en yüksek devirde bulunduğu konuma geri gelinir ve bu konumda not alınır. Not alınan en yüksek ve en düşük hız seviyeleri baz alınarak bu iki konumun arasına ayarlama yapılır. Bu tip motorlarda ivmelendirici bir düzen olmadığından gaz keleşbeği aniden açıldığında motorun durmaması için karışımın zengin tutulması gerekir.

4.5.1.2 Gaz Kelebeği

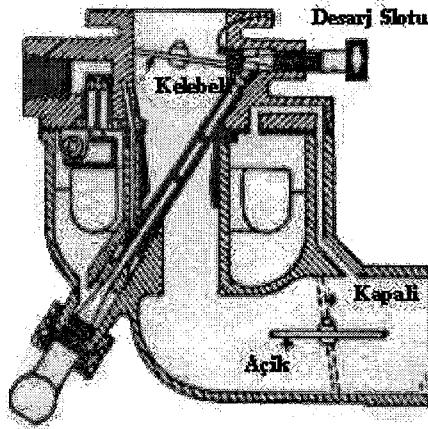
Gaz kelebeği yassı bir plaka olup karbüratör boğazında ventürinin üzerinde konumlandırılmıştır (Şekil 4.12).



Şekil 4.12 Kelebek etkisi (Miller & Miller, 1993)

Gaz kelebeği tamamen açık iken karbüratöre giden havayı çok etkilemez. Gaz kelebeği kapandığında karbüratörün içinden geçen hava miktarını azaltır. Bu kapanmayla birlikte motor hız ve güç kaybeder. Aynı zamanda kelebeğin altındaki kısımda basınç artışına neden olur. Yani karbüratör çanağı ile ventüri bölgesindeki hava basıncı arasındaki fark düşmektedir. Nozülün içindeki yakıtın akış hızı yavaşlamıştır. Bu durum devam ettirilirse yakıt-hava karışımı aynı seviyelerde kalır. Motor hızı rölanti hızına düştüğünde bu durum değişir (Şekil 4.13).

Rölanti hızında gaz kelebeği pratik olarak kapalıdır. Yani ventüriden çok az bir miktarda hava geçmektedir. Bunu sonucu olarak ventürideki ve karbüratör çanağındaki basınç yaklaşık olarak aynı olur. Yakıt deşarj deliğinden boşalmakta zorlanır ve karışım çok fakirdir.



Şekil 4.13 Kelebek ve hava kelebeğinin konumu (Miller & Miller, 1993)

Rölantideki yakıt tedariki nozulün rölanti odacığının içine kadar uzanması ile sağlanır. Rölanti valfi odacığı karbüratör boğazının içinde gaz kelebeğinin üzerine kadar uzanır. Bu kısımda basınç düşük seviyededir. Bu düşük basınç yakıtın deşarj slotuna akmasını sağlar. Rölanti yakıt miktarı rölanti valfi içe yada dış doğru çevrilerek istenen seviyeye ayarlanabilir. Bu valfin ayarı iğneli supabın benzeri şekildedir. Ancak rölanti ayarı ineli supap ayarı yapıldıktan sonra yapılmalıdır. Rölanti devri hızı motorun durmasını engelliyecek kadar büyük yakıt ekonomisini sağlayacak kadar küçük yapılmalıdır. Küçük motorlar için rölanti ayar hızı 1750 rpm civarında olmaktadır.

4.5.2 Emiş Besleme Sistemi Karbüratörü

Piston silindir içinde ÜÖN'dan AÖN'ya doğru ilerlerken(emme supabı ve gaz kelebeği açık) karbüratör boğazında düşük basınç alanı oluşturur. Tank ile karbüratör boğazı arasındaki basınç farkının etkisi ile yakıt yukarıya doru hareket eder. Yakıt, yakıt borusuna oradan da iğneli supaba oradandı iki deşarj deliğine doğru sevk edilir.

Gaz kelebeğinin bulunduğu yer rölatif olarak daha dardır ve bunun yardımıyla ventüri etkisi yaratarak yakıtın buharlaşmasına yardımcı olur. Bir spiral boğazda motorun ivmelendirilmesine yardımcı olur. Bu spiral gaz kelebeği aniden açıldığında motorun durmasını engeller.

Çalışma sırasındaki yakıt miktarı iğneli supap ve yuvası yardımı ile yapılır.

4.5.3 Membranlı Karbüratörler

Bu karbüratörlerde yakıt bir iğne supap yoluyla yakıt hücresine akar. Yakıt kullanılmadığı sürece kaldıraç koluna takılmış yay iğne supabı bastırarak kaplı tutar. Motor çalışırken emme monifoldun da akan hava yakıt hücresinden yakıtı emer ve hücrede basınç düşer.

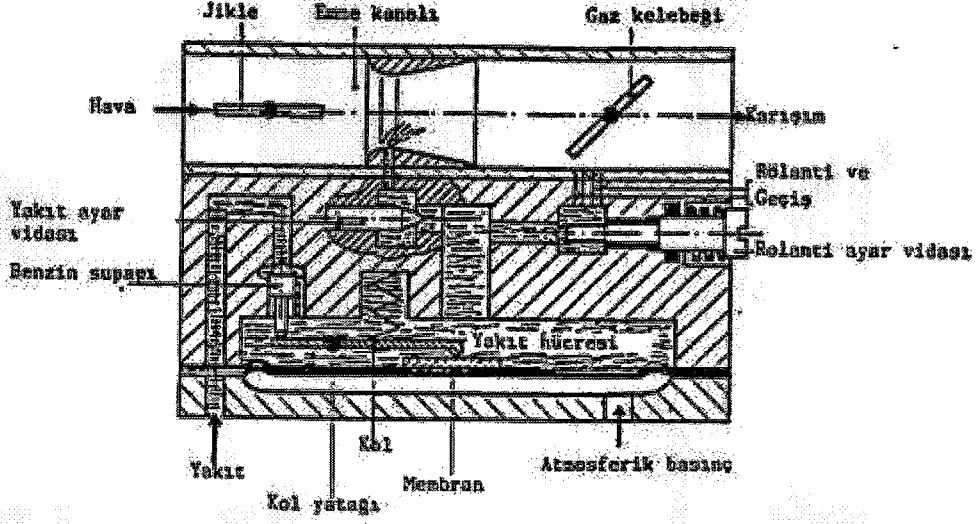
Atmosfer basıncının etkisindeki membran yukarı doğru bombe yaparak yay kuvvetini yenmek sureti ile iğne supabın açılmasını ve hücreye yeniden yakıt akışını sağlar. Motor çalışırken yakıt hücresine akan ve kullanılan yakıt miktarı aynı kalır (Şekil 4.14).

Bu karbüratörler motorlu testere gibi her pozisyonda çalıştırılan araçlarda kullanılırlar.

4.6 Regülatörler

Regülatörün görevi çeşitli koşullar altında hızı düzenlemektir. Sabit gaz kelebeği pozisyonunda eğer motorun yükü azalırsa motor hızı artar, eğer motorun yükü artarsa motor hızı azalır.

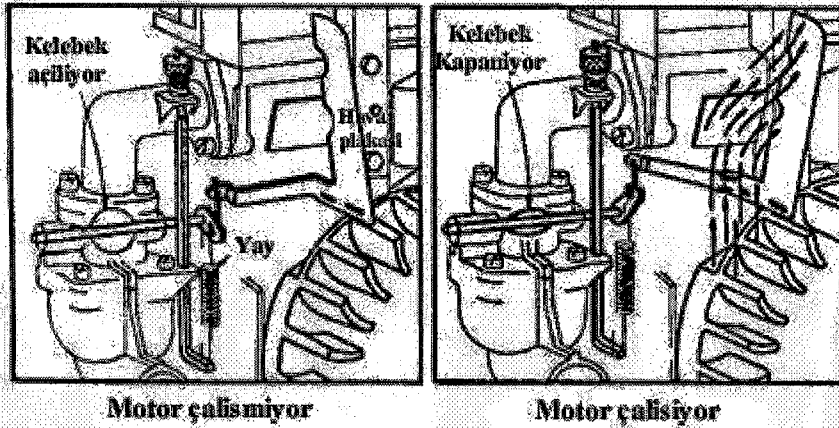
Bu gibi durumlarda regülatörler eğer yük hafiflerse gaz kelebeğini kısar ve eğer yük artarsa gaz kelebeğini açar ve motor hızını düzenler.



Şekil 4.14 Membranlı Karbüratör (Kuşhan, 1999)

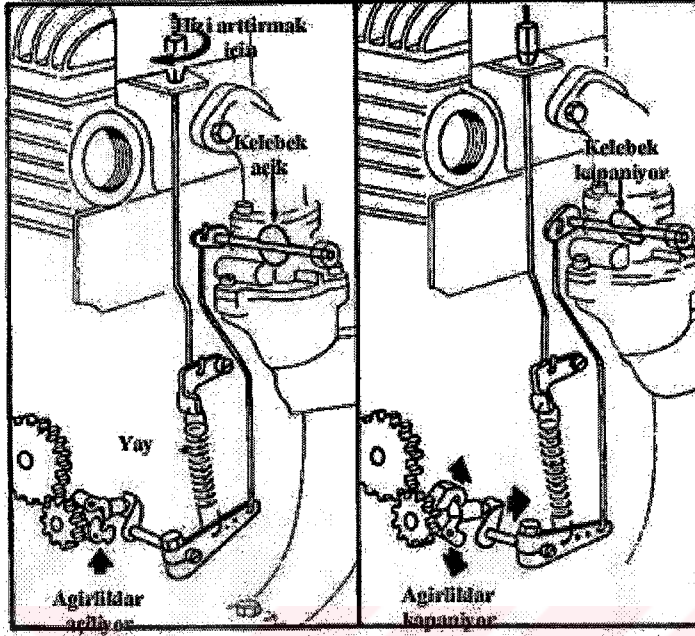
4.6.1 Pnömatik Regülatörler

Pnömatik regülatörler volan kanatlarından gelen hava ile işletilirler. Motor çalıştığında volan kanatlarından gelen hava regülatör üzerindeki hava plakasına baskı uygular. Hava plakası bir çubuk yardımıyla gaz kelebeği ile ilişkilendirilmiştir (Şekil 4.15).



Şekil 4.15 Hava kanatlı regülatör (Miller & Miller, 1993)

Motor hızı arttıkça hava plakasına gelen hava ile itilir ve gaz kelebeği kapanmaya zorlanacaktır.



Şekil 4.16 Mekanik regülatör (Miller & Miller, 1993)

4.6.2 Mekanik Regülatörler

Pnömatik regülatörlere benzer şekilde çalışırlar. Kanat üzerine çarpan hava akımının yerini dönenen kütlelerin santrifüj kuvveti alınmıştır. Sistemde yine bir yay kullanılmıştır (Şekil 4.16).

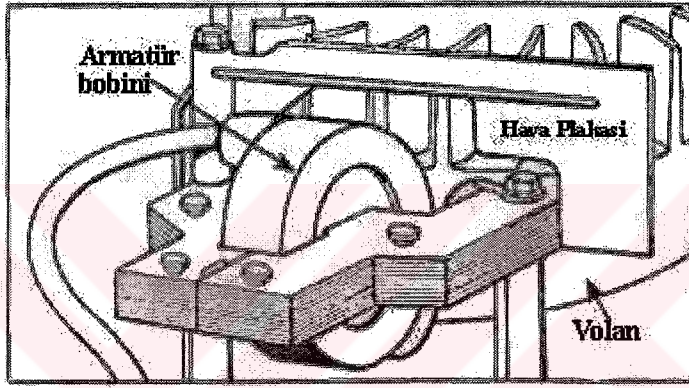
Motor yüklendiği zaman motor yavaşlar ve bununla beraber santrifüj kuvvetlerde azalır. Bu da regülatör yayının gaz kelebeğini açmasına neden olur.

Motor ki güç azalınca motor devir sayısı ve dolayısıyla santrifüj kuvvetleri de artar ve yay gerilir böylece gaz kelebeği kapanır.

5. KÜÇÜK HACİMLİ MOTORLARDA ELEKTRİK SİSTEMİ

5.1 Manyetolu Ateşleme Sistemi

Manyeto bujilerin gereksinimi olan yüksek voltajdaki elektriğin üretilmesini sağlayan bir cihazdır. Bu yüksek voltaj manyetizma kullanılarak elde edilir. Manyetik kuvvet çizgileri bobinin sarımlarını kestiği sırada bobinde bir elektromotor kuvveti ya da gerilim oluşmasına neden olur. Birçok küçük benzinli motor ihtiyacı olan elektrik enerjisini elde etmek için volanın içine gömülmüş sürekli magnetler kullanır. Volanlar genellikle bir ip, yay ya da mekanik olarak ilk harekete geçirilirler. Bu hareketlenme ile birlikte manyetik alan stasyonær bobinin sarımlarını keser ve elektrik üretilir (Miller ve Miller, 1999).



Şekil 5.1 Armatür konumu (Miller & Miller, 1993)

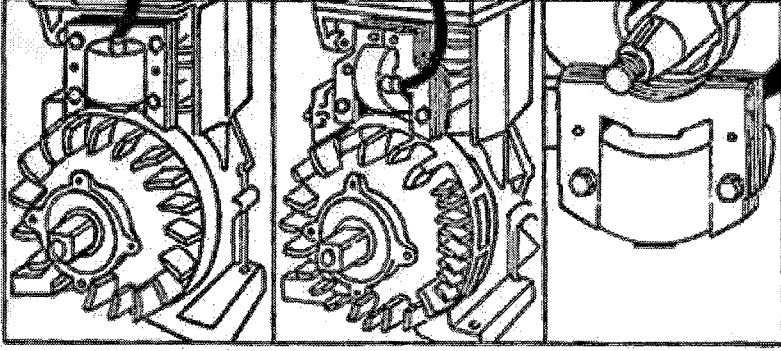
Ateşleme bobini ya da manyeto aslında primer ve sekonder sargılara sahip bir dönüştürücüdür.

Şekil 5.1’de armatür gerekli boşluğun bırakılabilmesi ve kolay hareket için regülatör kanadıyla beraber monte edilmiştir. Şekil 5.2’de çeşitli tipteki armatürler görülmektedir. Şekil 5.3’de ise çeşitli manyeto bobinleri görülmektedir.

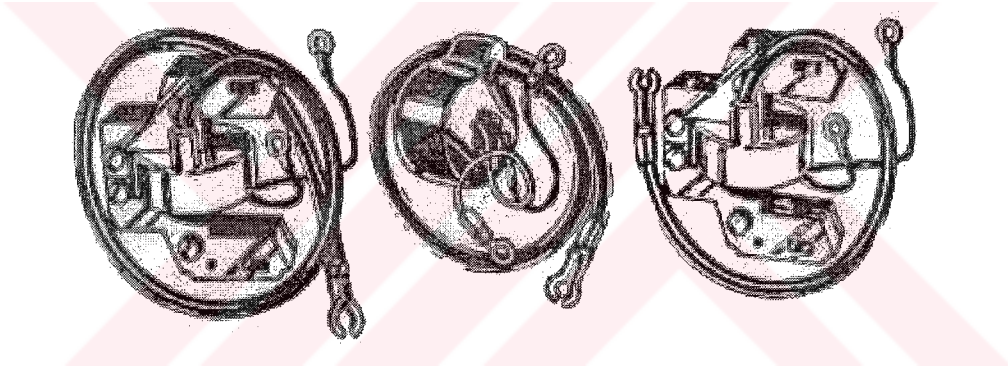
Sürekli magnet olarak volanın içine yerleştirilmiş seramik ve alnico magnetlerin kullanımı oldukça yaygındır (Şekil 5.4). Her iki magnette kuvvetli magnetleyicilerdir. Magnetlerin de bir ömrü vardır çok fazla kullanıldıkları takdirde magnetleyici özelliklerini kaybedebilirler.

Şekil 5.5’de magnetizmanın bobbinin metal göbeğine akışı volanın armatüre yaklaşması sırasında görülmektedir. Oklar magnetizmanın akışını temsil etmektedir. Bu anda göbeğin üst kısmında küçük bir magnetlenme vardır. Göbeğin üst kısmındaki hava deliği manyetik direnç oluşmaktadır. Manyetik direnç elektrik akımının geçişine de direnç teşkil eder. Yani manyetik

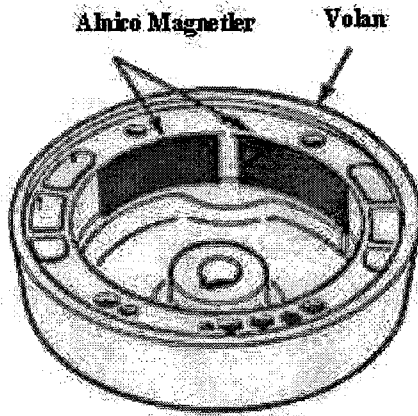
alan bobinin primer kısmını kesmektedir. Ateşleme bobini bir bobin ya da indüktör değildir. Aslında primer ve sekonder sarımlara sahip olan bir dönüştürücüdür. Tabi bu sırada kesicinin kapalı konumda olduğu akıldan çıkarılmamalıdır. Kesici devresini tamamlar.



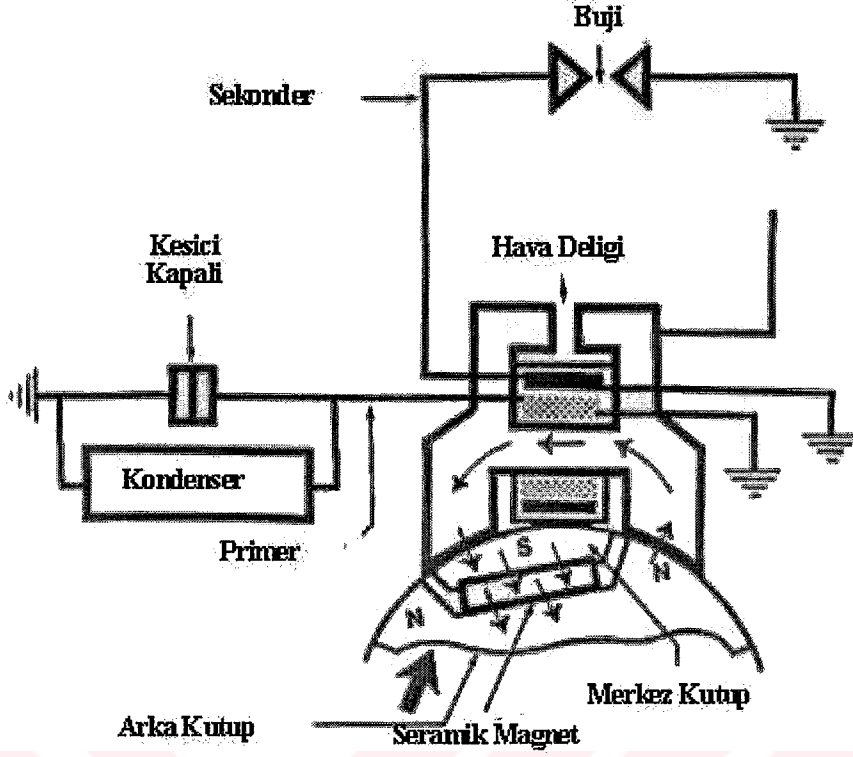
Şekil 5.2 Armatür çeşitleri (Miller & Miller, 1993)



Şekil 5.3 Magneto bobinleri (Miller & Miller, 1993)



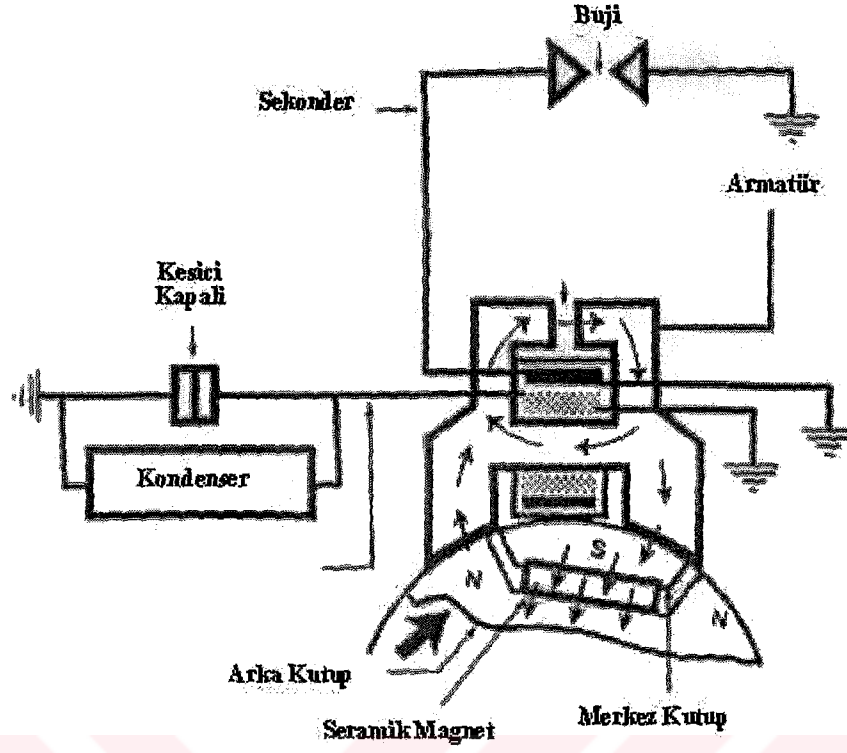
Şekil 5.4 Sürekli magnetli volan (Miller & Miller, 1993)



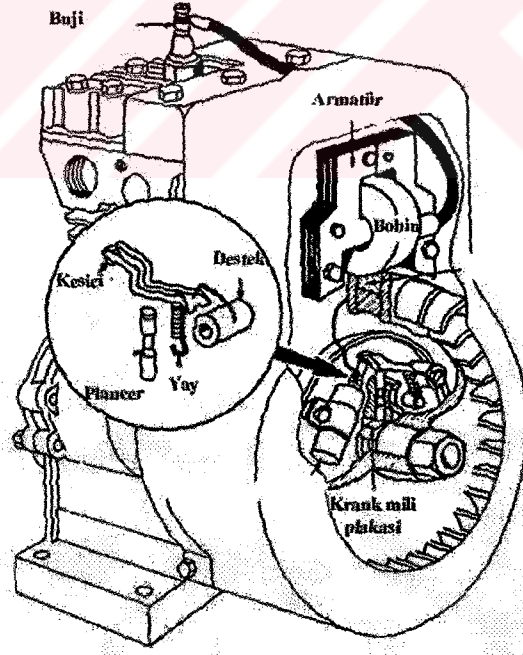
Şekil 5.5 Kıvılcım oluşturmak için seramik magnet kullanımı (Miller & Miller, 1993)

Volan magnetle birlikte dönmektedir (Şekil 5.6), bununla beraber magnetizma aynı yönde akmaya devam eder. Bu akımın yönü göbeğin merkezinden göbeğin üzerindeki hava deliğine doğrudur. Aynı anda magnetizmanın akışı göbeğin dış kısmından hava deliğine doğru ters yöndedir. Bu durum volanın konumunun değişmesinden ve magnetin rölatif pozisyonundan kaynaklanmaktadır. Hava deliğinin paralellliği önemlidir, hava deliği magnetik akının armatür ayaklarından göbeğe akmasını sağlar. Yani elektrik primer devrede düşük değerde akmaktadır. Bu da kesicinin çok fazla arkta korunmasını ve zarar görmemesini sağlar. Kesici bir km düzeneği ile işletilir (Şekil 5.7). Kam profiline bir plancer etki eder.

Kesici açıldığı zaman primer devreye giden akım kesilir. Bu noktada elektromanyetik devre söz konusu değildir. Magnetizma durumu Şekil 5.6'dan Şekil 5.8'deki duruma dönüşür. Oklar tamamlanmış ters magnetizmayı göstermektedir. Ters magnetlenme çok çabuk gelişir, volan magnetinde her hangibir değişiklik olmaz.



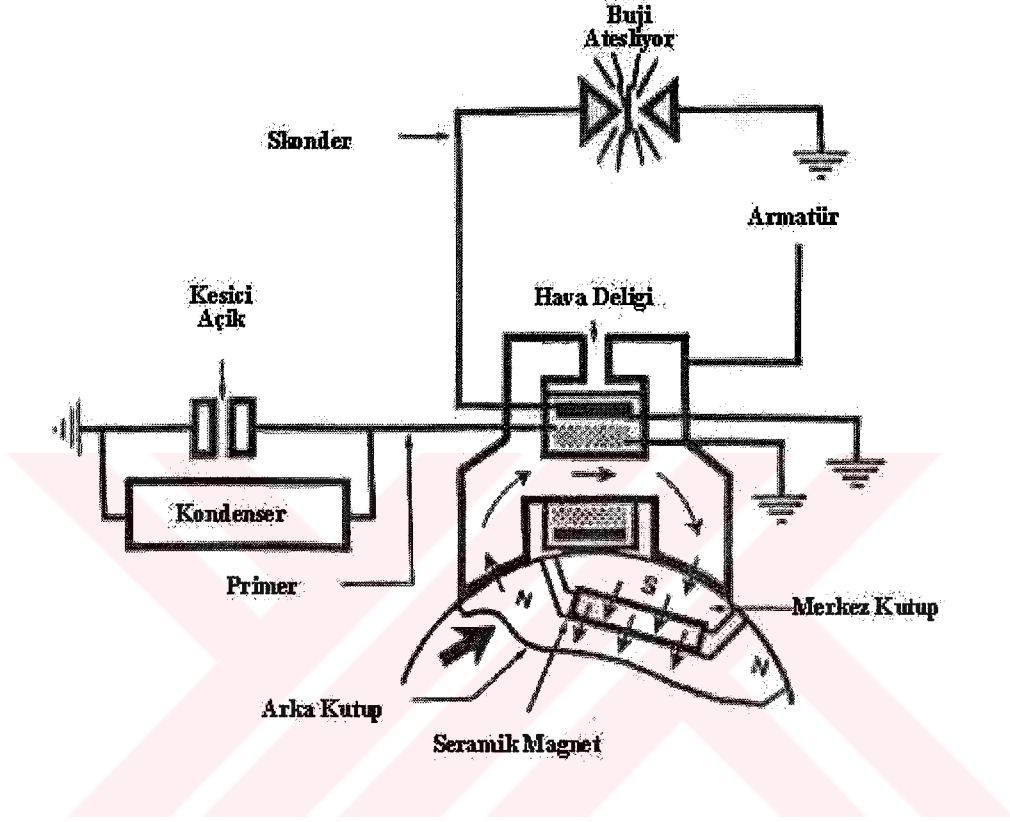
Şekil 5.6 Magnet geçişi sırasında manyetik alan çizgileri (Miller & Miller, 1993)



Şekil 5.7 Plancer kontrollü kesici (Miller & Miller, 1993)

Magnetizmanın ateşleme bobinindeki hareketi sırasında bir emf ya da voltaj oluşur. Bu sırada primer devrede 170 V akım vardır. Sekonder devre ise primerin altmış katı daha fazla sarıma

sahip olup burada akımın değeri 10200 V civarındadır. 10200 V'luk akım bujiye gelir ve 0,7112 ile 0,7620 mm'lik tırnak boşluğunda bir ark oluşturur. Magnetik alandan kaynaklanan ark çok kısa bir süre için devam etmektedir. Yani ateşlemenin doğru zamanda yapılabilmesi ve yanmanın sağlıklı sağlanabilmesi için hava-yakıt karışımının bu zaman dilimi içinde hazırlanmış olması gerekmektedir.



Şekil 5.8 Bujinin ateşlenmesi (Miller & Miller, 1993)

Primer devrede kesicinin karşısında kondansatör (kondenser) bulunmaktadır. Bu kondenser 0,16 ile 0,24 mikrofaraad kapasiteli olmalıdır. Kesici açıldığı zaman oluşan akım dalgalanmasından kaynaklanan arkı kesiciyi korumak için kondenserler kullanılmaktadır. Ark oluşumu ile 2000 F'lık bir sıcaklığın oluşmasına neden olmaktadır. Bu sıcaklık seviyesi metallerin temas yüzeylerinin zarar görmesine ve erimesine neden olabilir. Oyuklu temas noktaları kontrol edilemeyen ark oluşumlarına neden olabilir. Tüm arklar kondenser tarafından sindirilemez, bunun için kesici ve kondenserin zaman zaman kontrol edilmesi gerekir.

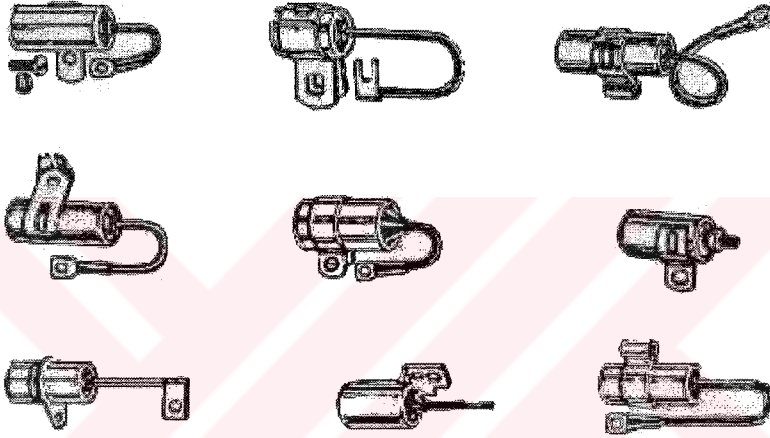
5.1.1 Kondansatörler

Kapasitör olarak da isimlendirilir. Metal yapraklarından oluşan iki adet plakaya sahiptir. Bu plakalar elektronları depolar devre değişinceye ya da elektron ihtiyacı oluncaya kadar

muhafaza eder. Kondansatörlerin görevleri aşağıdaki gibidir

- Kondansatörün iç direnci düşük olduğundan, kesicinin tam açıldığı anda primer devre akımını depolar. Böylece kesici kontak yüzeylerinde ark oluşmasını önler.
- Kesicinin tam açıldığı anda primer devre akımının hızla sıfıra düşmesini sağlar. Böylece zamana göre akım değişimi ve manyetik alan değişimi artarak, sekonder sargılarda indüklenen gerilimin artmasına neden olur.

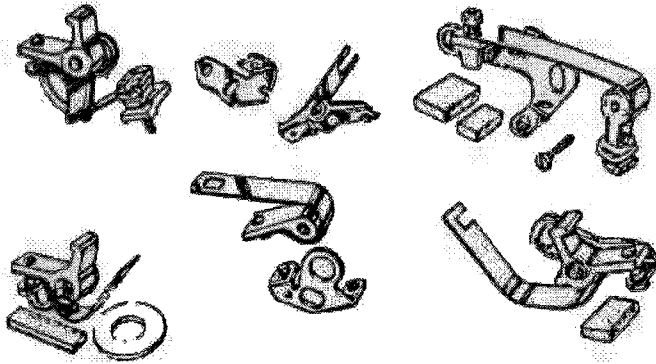
Şekil 5.9’da farklı tip kondansatörler görülmektedir. Bu kondansatörler Alüminyum yapraklardan yapılmış olup bu plakalar kağıt ile izole edilmiştir. Bu yapı bir muhafazanın içinde bulunmaktadır.



Şekil 5.9 Çeşitli kondansatörler (Miller & Miller, 1993)

5.1.2 Kesiciler

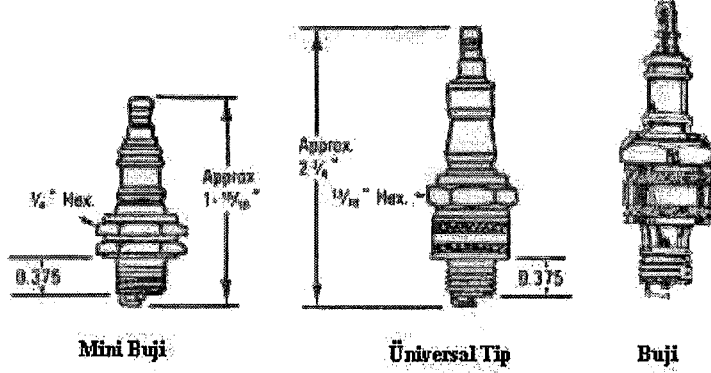
Şekil 5.10’da farklı şekil ve büyüklüklerde kesiciler görülmektedir. Primer devreyi kapayan hareketli bir bölümle topraklanmış sabit bir parçadan oluşur.



Şekil 5.10 Çeşitli kesiciler (Miller & Miller, 1993)

5.1.3 Bujiler

Şekil 11'de küçük motorlarda kullanılan çeşitli bujiler görülmektedir. Buji tırnakları arası mesafe arkın oluşumu açısından çok önemlidir. Yağlanma, karbon birikimi gibi nedenlerle bujinin ark oluşturma özelliği zarar görebilir.



Şekil 5.11 Bujiler (Miller & Miller, 1993)

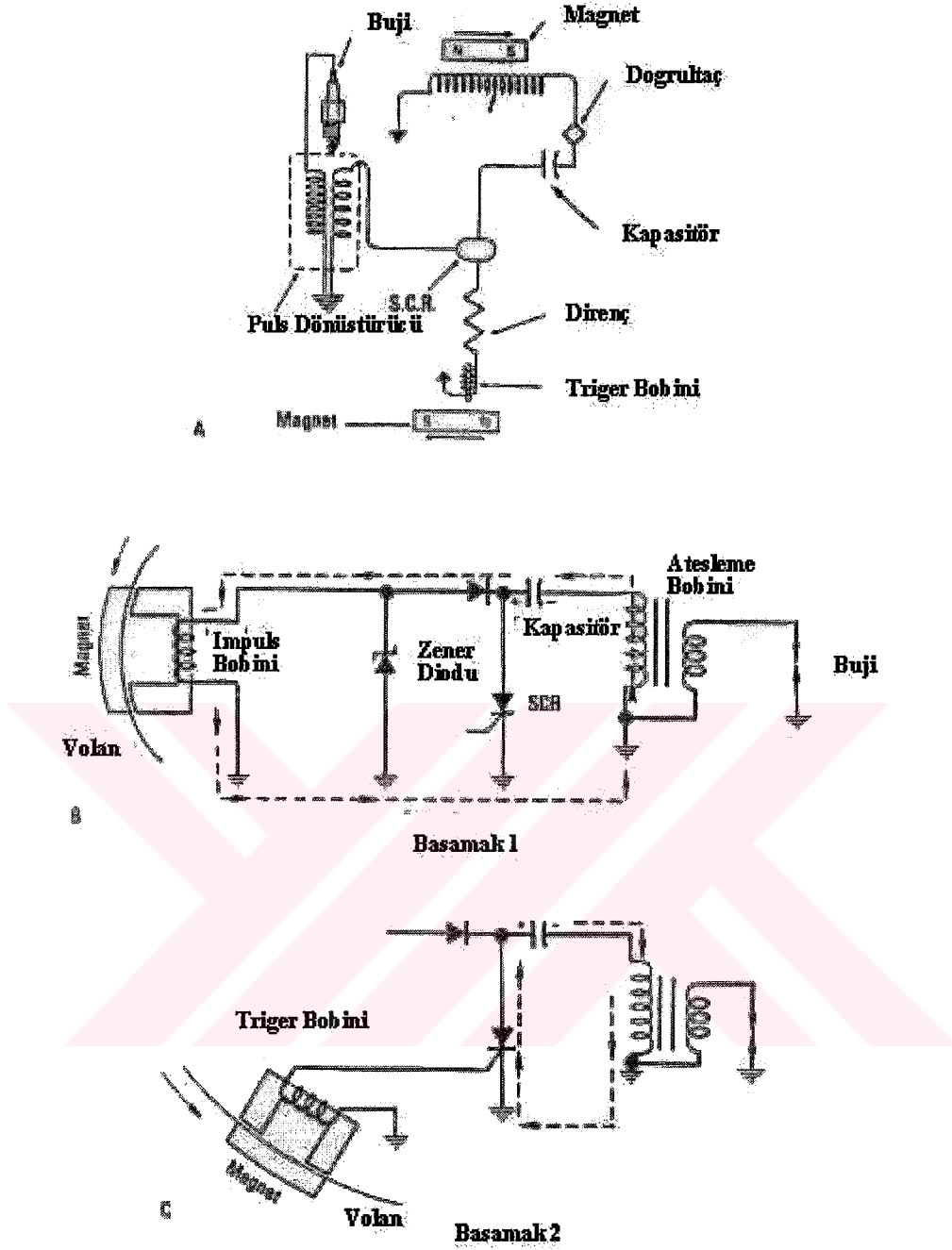
5.2 Elektronik Ateşleme

5.2.1 Kapasitör Deşarj Sistemi

Deşarj sisteminde bir impuls bobini, bir zener diyotu, bir diyot, bir kapasitör ve bir SCR(silicon controlled rectifier,silikon kontrollü doğrultuş) bulunmaktadır. Volan dönerken impuls bobinin kenarından geçtiğinde bir AC üretilmiş olur. AC'nin izlediği yolun ilk kısmı Şekil 5.12 basamak 1'de gösterilmiştir. Burada elektronlar kapasitörün pozitif plakasından koparak negatif plakaya geçerler. Dolayısıyla akım öncelikle primer sargıdan geçer. Diyot ise akımın yalnızca tek yönlü akmasını sağlar.

Kapasitör öncelikle impuls bobinin voltajı ile şarj olur ve bu durumunu deşarj gerektiren bir durum oluşuncaya kadar muhafaza eder. Deşarj ise SCR tarafından gerçekleştirilecektir (Şekil 5.12,basamak 2). Sistemin tetikleme bobini volandaki magnetin hareketi ile uyarılır. SCR'nin anot katot bölümünde bir voltaj oluşur. Tetikleyici bobin tarafından SCR'ye uygulanan uyarı gerilimi SCR'nin anot ve katodu arasındaki direnci oluşturur.

Bu direnç oluşumu kapasitör için; ateşleme bobini, primer sarım, SCR'yi kapsayan düşük direnç yolu oluşturur. Hızla gerçekleşen deşarj ile kapasitör tüm enerjisini bobine aktarır. Bu durumda buji için gerekli yüksek voltajlı akımın sekonder sargıda meydana gelmesine neden olur.



Şekil 5.12 Elektronik ateşleme (Miller & Miller, 1993)

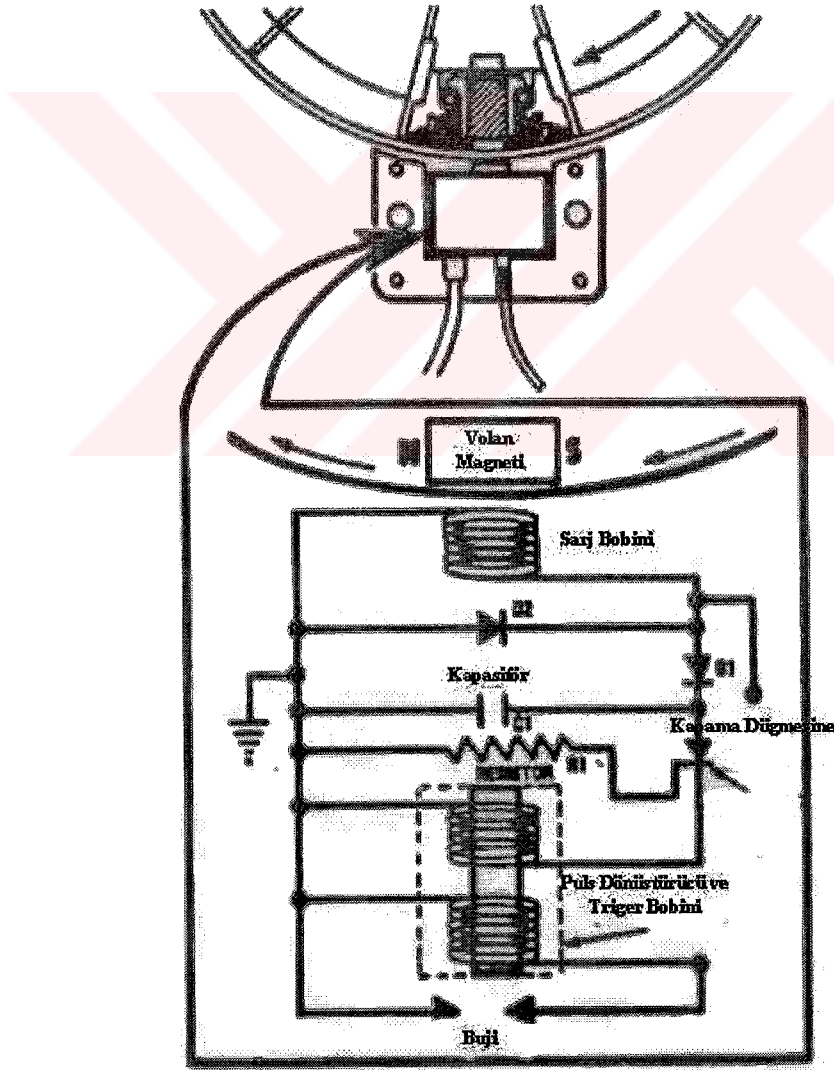
İmpuls bobini tarafından oluşturulmuş AC akımının ikinci yarısında şarjlı kapasitör hattı üzerinde yüksek dirençli bölgede bir diyot konumlandırılmıştır. Zener diyotu akımın herhangi bir zamanda iki yönden birinde yeterli voltaj oluşma durumuna göre diğerini keser. Yani bir voltaj düzenleyicisi gibi görev yapar. Voltaj çok yükseldiğinde impuls bobinin karşısındaki zener diyotu kısa devreye sebebiyet verecek şekilde çalışır.

Bu tip sistemler kısa bir periyotta büyük akımların ateşleme bobinin primer bölgesine akmasına izin verirler. Volandaki magnetleri ihmal edersek sistemde hareketli bir eleman yoktur. Devreye zarar verebilecek önemli bir ark oluşumu yada konaklama yoktur. Burada kontaklama SCR tarafından gerçekleştirilir. Sistemin avantajı ark oluşacak noktaların bulunmamasıdır.

5.2.2 Yekpare Ateşleme Sistemi

Günümüzde küçük motorlarda hava-yakıt karışımının yakılabilmesi için kullanılan bir başka sistemde elektronik devrelerden oluşan yekpare ateşleme sistemleridir.

Tecumseh'in geliştirmiş olduğu CDİ(kapasitör deşarjlı ateşleme) tam elektronik bir ateşleme sistemi olup epoksi ile kaplanarak çevre şartlarından korunmaktadır.



Şekil 5.13 Yekpare sistemi (Miller & Miller, 1993)

5.2.2.1 Operasyon

Volandaki magnet dönerken şarj bobinin yanından geçtiği sırada kapasitörün şarjı için yeterli bir emf oluşturur. Kapasitör şarjını SCR tetiklenip kapasitörden direkt olarak puls dönüştürücüsüne düşük dirençli bir yol oluşturana kadar muhafaza eder. Ardından kapasitör şarjını dönüştürücünün primer devresine gerekli yüksek voltajı oluşturmak için aktarır. Primer akım sekondere gelerek ki bu direkt olarak bujiye bağlıdır yüksek voltaj oluşturur. R1 direnci tetikleyici bobinin karşısındadır ve tetikleyici bobin magnetlerin geçişinden dolayı indüklenmiş ve yüksek voltaja sahiptir. Voltaj dirençten geçtikten sonra SCR anodundan katoduna doğru düşük dirençli bir yol oluşur. Direnç SCR'nin girişine monte edilmiştir.

Bujilerde 25000 V'luk bir gerilim oluşturulur. 200 v'luk akım dönüştürücünden geçerken 25000 V'a çıkarılmış olur.

5.2.2.2 Konum

CDI sistemini tüm elemanları bir modül içinde konumlandırılmış olup volanın dışında bir bölgeye yerleştirilir. Kesicili magneto sisteminde olduğu gibi volanın altında magnetler dışında herhangi bir eleman yoktur.

6. KÜÇÜK HACİMLİ MOTORLARDA EGZOZ ve SOĞUTMA SİSTEMİ

Yanmadan kaynaklanan fazla ısıнын motordan uzaklaştırılması için çoğu küçük hacimli motorda hava soğutmalı sistem kullanılmaktadır. Hava iyi bir ısı taşıyıcısı olmadığından soğutma yüzeylerinin geniş tutulması gerekir.

Bazı motorlarda ise su soğutmalı sistemler kullanılır. Su soğutmalı sistemler radyatör, fan antifriz gibi elemanlar içermektedir.

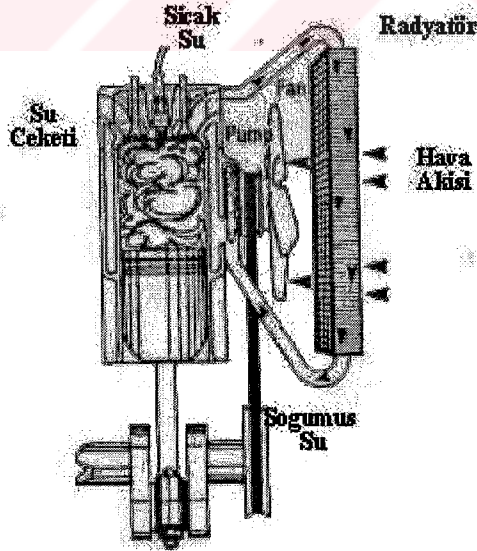
Küçük motorların egzoz sistemleri oldukça basit yapıdadır. Bir egzoz borusu ve bir susturucudan oluşmaktadır (Miller ve Miller, 1999).

6.1 Soğutma Sistemi

6.1.1 Su Soğutmalı (Dolaylı soğutma) Sistem

Çoğu otomobil soğutma sistemi olarak su soğutmalı sistemleri kullanılmaktadır (Şekli 6.1). Su soğutmalı sistemin küçük motorlarda kullanımı genellikle kıçtan takmalı tekne motorlarındadır (Şekil 6.2).

Suyun konveksiyon kabiliyeti havanınkinden daha fazladır. Ancak bu sistemin bazı dezavantajları vardır. Bu sistemde fazladan radyatör, su pompası gibi elemanlar içermekte ve paslanma, donma, tıkanma gibi sorunlar oluşabilmektedir.

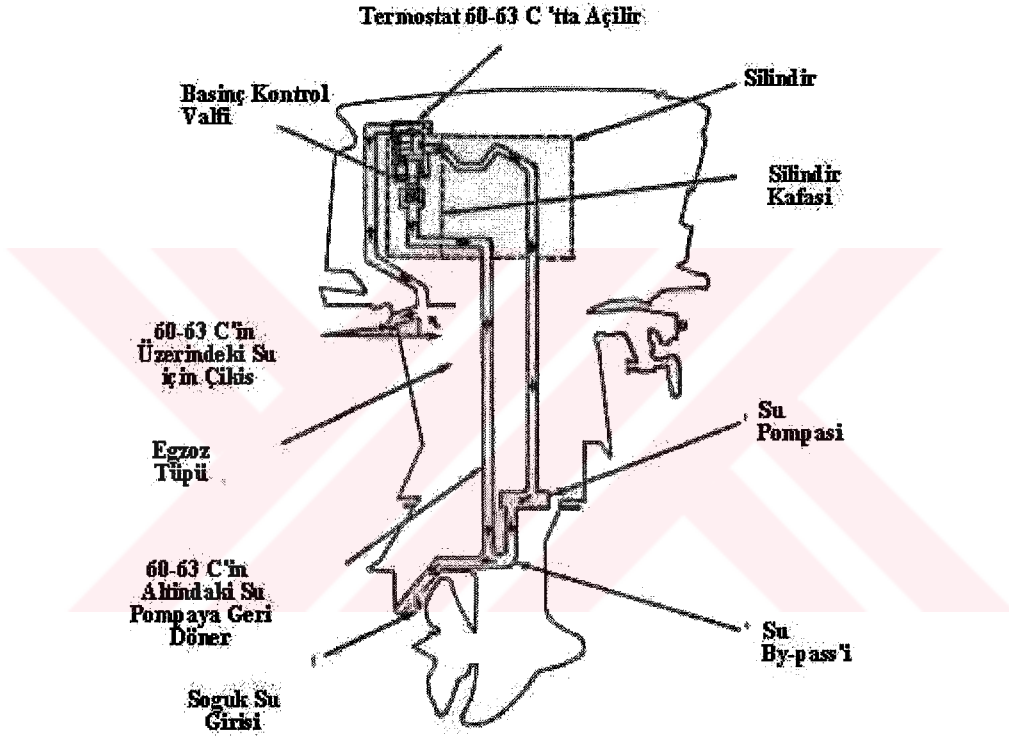


Şekil 6.1 Su soğutma sistemi (Miller & Miller, 1993)

Kıçtan takmalı tekne motorlarının en büyük avantajı bir radyatöre ihtiyaç duymamasıdır. Bu motorlarda su bol olan ortamdan alınarak tekrar aynı ortama bırakılır (Şekil 6.2). Bu sistemlerin en önemli elemanı su pompasıdır.

Termostatik olarak kontrol edilen sistemin motorun daha verimli çalışmasını sağlar. Böylece motor en ideal şartlarda çalıştırılabilir. Bu sıcaklık değeri 60-63 °C civarındadır.

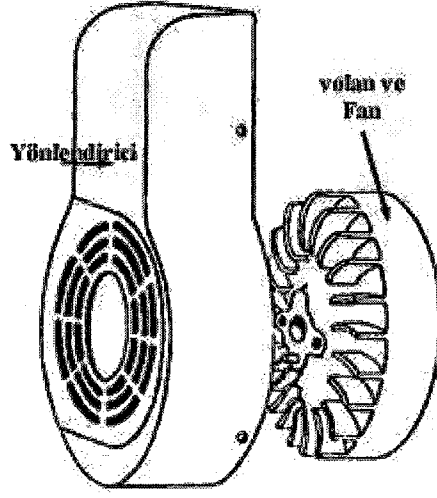
Motor ilk çalışmaya başladığında termostat kapalıdır. Basınç kontrol valfi suyu by-pass ederek su pompasına geri yollar. Bu durum motor istenen sıcaklık seviyesine ulaşınca kadar devam eder. Termostat açıldıktan sonra sıcak su ortama bırakılır.



Şekil 6.2 Tekne dışı motorlarda su soğutma sistemi (Miller & Miller, 1993)

6.1.2 Hava Soğutmalı(Doğrudan Soğutma) Sistem

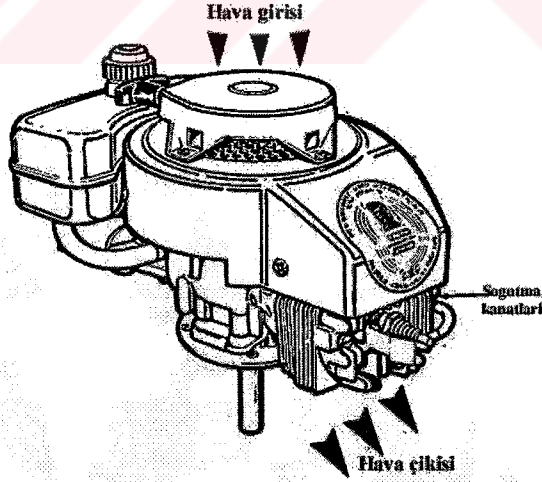
Birçok küçük hacimli motorun soğutulması için hava soğutmalı sistemler kullanılır. Havanın motor üzerindeki ısıyı alabilmesi için ısı transfer yüzeyi artırılmıştır. İki tip hava soğutmalı sistem vardır. Bunlardan ilki açık hava akımlı sistemdir ve bu sistemde krank milinin sonuna yerleştirilen bir fan soğutmayı sağlar. Fan motorun açık olan kısımlarının üzerinden havayı geçirir. Alüminyum iyi bir iletken olduğundan çoğunlukla alüminyum alaşımlı soğutma kanatları kullanılır.



Şekil 6.3 Yönlendirici ve volan fanı (Miller & Miller, 1993)

Bir diğer hava soğutmalı sistem ise volan tipi fan kullanılarak yapılan yönlendirilmiş tip soğutmadır (Şekil 6.3). Diğer sistemden farkı yönlendirici kullanılmış olmasıdır. Bu tip soğutma sisteminde soğutma nerede gerekli ise hava motorun o bölümüne yerleştirilir. Fan soğutma için gereken hava akımını yaratır.

Şekil 6.4’de dik krank milli bir düzenlemede zorlanmış ya da yönlendirilmiş hava soğutmalı tip görülmektedir.



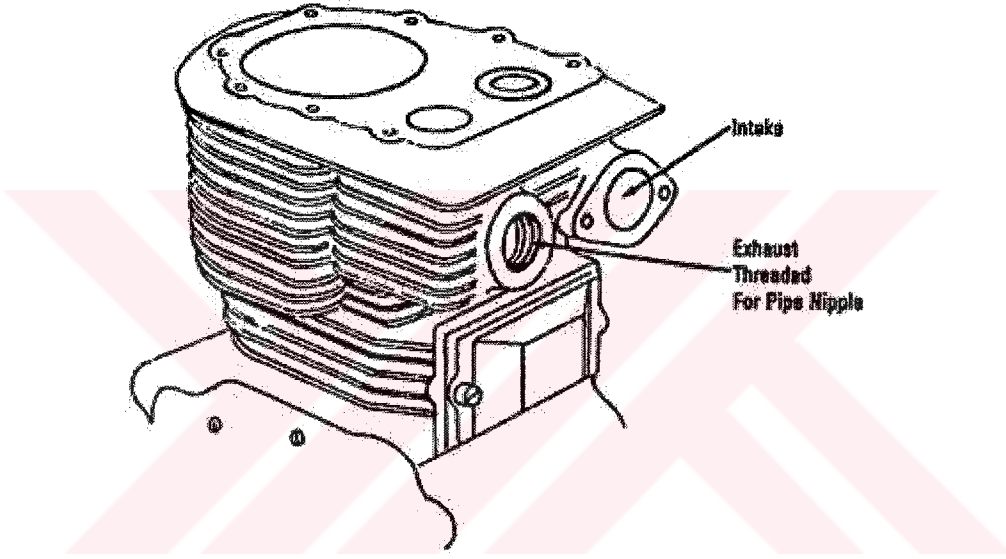
Şekil 6.4 Hava giriş çıkışı (Miller & Miller, 1993)

6.2 Egzoz Sistemi

6.2.1 Egzoz Manifoldu

Egzoz manifoldunun ana görevi egzoz gazlarını toplamaktır. Ancak bir çok küçük motorda egzoz gazı başka bir yerde kullanılmadığından ve çevreye atıldığından gerekli değildir. Şekil 6.5'den görüldüğü gibi küçük motorlarda bir egzoz manifoldu yoktur. Egzoz kısmına susturucunun monte edilebilmesi için diş açılmıştır.

Egzoz manifoldu genellikle çok silindirli motorlarda yaygın olarak kullanılırlar. Otomobil motorlarında egzoz manifoldunun ısısı emme karışımının ısısının arttırılarak yakıtın daha iyi buharlaştırılabilmesi ve yanmanın daha iyi gerçekleştirilebilmesi için kullanılır.



Şekil 6.5 Egzoz sistemi (Miller & Miller, 1993)

6.2.2 Susturucular

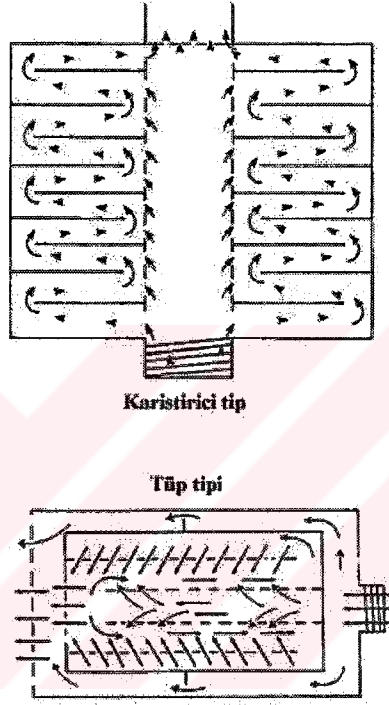
Benzinli motorlar çalışmaları sırasında yüksek gürültüye neden olurlar. Gürültü sıcak gazların genişlemesi sırasında meydana gelmektedir. İşte bu gürültü seviyesinin belli bir değerin altında tutulabilmesi için susturucular kullanılır.

Susturucu sesi boğmak için kullanılan bir araçtır. Bunu sağlamak için birkaç yöntem vardır. Susturucular minimum geri basınç oluşturacak şekilde tasarlanmalıdır, geri basınç motor verimini etkileyen bir faktördür.

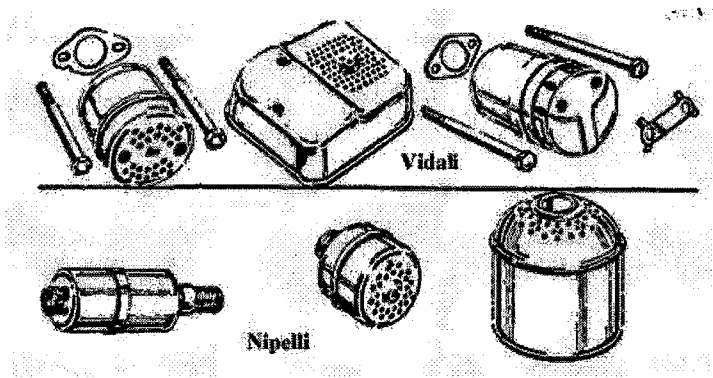
Ses seviyesi motorun nerede kullanılacağına göre önem kazanır. Örneğin kıçtan takmalı tekne motorlarında operasyon denizde gerçekleştirildiğinden ses seviyesinin çok fazla önemi

yoktur, ancak söz konusu bir çim biçme motoru ise gürültünün azaltılması daha önemli olacaktır.

Şekil 6.6’da iki tip susturucu görülmektedir. Karıştırıcı tipindeki susturucu gazların atmosfere verilmeden önce genişlemesini ve soğutulmasını sağlar. Tüp tipinde ise yine genişleme bir tüp içinde sağlanmaktadır. İki stroklu bir motor çalışması sırasında dört strokluya nazaran daha fazla gürültü çıkarmaktadır. Şekil 6.7’de küçük motorlarda kullanılan bazı susturucular görülmektedir.



Şekil 6.6 Susturucular (Miller & Miller, 1992)



Şekil 6.7 Çeşitli susturucu örnekleri (Miller & Miller, 1992)

7. KÜÇÜK HACİMLİ MOTORLARDA YAĞLAMA SİSTEMİ

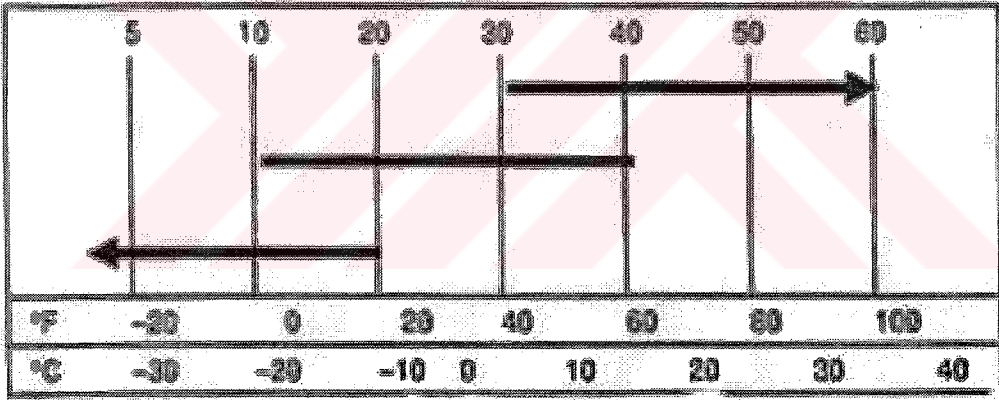
7.1 Yağlayıcıların Sınıflandırılması

İki yüzey birbiri üzerinde hareket ederken sürtünme ve ısı oluşur dolayısıyla makinenin verimi düşer. Yağlayıcılar sürtünmelerin azaltılması ve oluşan ısıнын uzaklaştırılması için kullanılırlar (Miller ve Miller, 1999).

Sürtünmeyi azaltan her maddeyi yağlayıcı olarak tanımlayabiliriz. Geçmişte bu amaçla dondurulmuş mum, hayvan yağları gibi maddeler dahi yağlayıcı olarak kullanılmıştır. Günümüzde ise yüksek teknoloji ürünü olan yağlayıcılar kullanılmaktadır ve bunların sınıflandırılması için belli standartlar kullanılır.

Motorun yağlanması önemli faktörlerden birisi sıcaklıktır. Bir yağlayıcının kullanıldığı ortam şartlarındaki sıcaklık etkisi ile bozunmaması gerekmektedir.

Çizelge 7.1 SAE viskozite değerleri (Miller & Miller, 1993)



Yağlar moleküler iç sürtünmelerden oluşan viskozite kavramı ile sınıflandırılırlar. Belirli viskozite değerine sahip yağlar belli sıcaklık değerleri arasında kullanılabilirler. Bunun için SAE(Society of Automotive Engineers)'nin yapmış olduğu sınıflama baz alınır. SAE'nin geliştirdiği sistem Çizelge 7.1'de görülmektedir. Tüm yağlar yüksek sıcaklıklarda akışkandırılar ancak düşük sıcaklıklarda sorun yaşanabilir. Bu tabloya göre düşük numaralı yağlar daha ince olup daha akıcıdır. Yağların sınıflanmasında viskozite değerinden başka parlama ve yanma noktası, artık karbon miktarı, sülfür miktarı, nötralizasyon numarası, rengi ve sabunlaşma numarası gibi faktörlerde etkili olmaktadır. Sabunlaşma numarası yağın köpürme eğilimini göstermektedir. Yağın köpürmesi akışkanlığını dolayısıyla yağlama kalitesini etkilemektedir.

Yağlar 10W-30 gibi sembollerle anılırlar. Bunun anlamı yağın düşük sıcaklıktaki viskozitesinin 10 iken yüksek sıcaklıktaki değerinin 30 olduğudur.

7.2 Yağ Seçimi

Yağ seçimi için üretici firmanın önerdiği yağlar kullanılmalıdır ve yağ her 25 saatlik operasyondan sonra değiştirilmelidir. Motorun çalışması sırasında yapın içerisinde metal parçacıkları, toz ve pislikler birikmektedir. Yağ zamanında değiştirilmediğinde yağın içinde bulunan bu maddeler motoru aşındırıcı etki göstermektedir. Yağ seçimi ile ilgili olarak B&S firmasının önerdiği değerler aşağıdaki gibidir.

Yaz şartlarında, 4,4 °C'ın üzerinde SAE30 kullanılmalı mümkün değilse 10W-30 yada 10W-40 da kullanılabilir. Kış şartlarında, 4,4 °C'ın altında SAE5W-20 yada 5W-30 kullanılmalı eğer mümkün değilse 10W veya 10W-30 da kullanılabilir. -17,8 °C'ın altında ise bunlar %10 kerozenle inceltilmelidir.

7.3 Yağlama Sistemi Bileşenleri

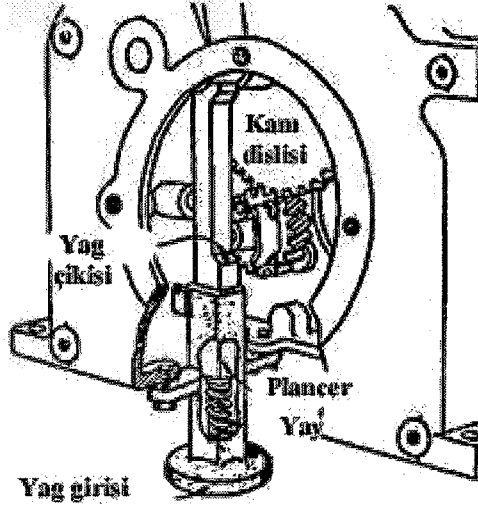
İki stroklu motorlarda yağlamanın yapılması için yağ ve yakıt karışımı kullanılmaktadır. Bunun için yağ yakıt ile 1:20, 1:25, 1:16, 1:40 yada 1:50 gibi hacimsel oranlarda karıştırılmaktadır.

Dört stroklu motorlarda ise yağlama işi biraz daha karışıktır. Yağın dört önemli görevi vardır bunlar soğutma, yağlama, temizleme ve sızdırmazlık. Küçük motorlarda genellikle iki tür yağlama kullanılır sürekli sıçratmalı yağ atıcılı sistem, ve biyel daldırıcılı sistem.

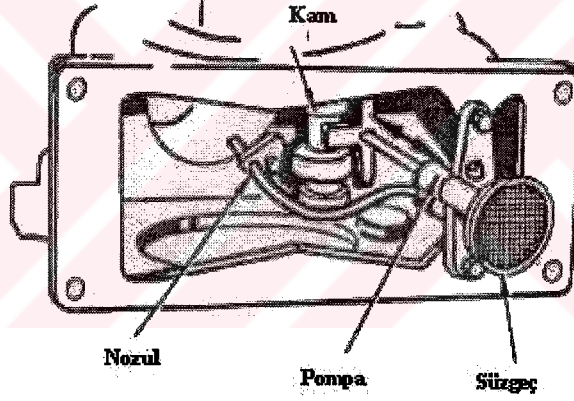
İyi bir çalışma için yağın temiz olması ön şarttır. Yağ ilk 5 saatlik çalışmadan sonra değiştirilmeli ve ardından her 25 saate bir değiştirilmelidir.

Silindir duvarı ve motorun iç bileşenlerinin yağlanması için yağ pompası yöntemi de kullanılır. Burada yağ bileşenlerin üzerine fişkırtılır. Sıçratmalı metotta ise biyel büyük başına yerleştirilmiş olan bir sıçratıcı ile yağ saçılarak yağlama sağlanmış olur. Şekil 7.1'de yatay krank milli bir motorda kullanılan yağ pompası ve çalışma şekli görülmektedir. Pompa planceri hareketini krank mili üzerinde bulunan bir kamdan almaktadır. Şekil 7.2'de pistonlu tipteki bir pompanın direkt olarak silindiri yağlaması görülebilir. Şekil 7.3'de ise kullanılan farklı bir pompa düzenlemesi görülmektedir. Enjektör pompa sistemi ile motor içindeki hareketli parçalara yağ püskürten sistemlerde mevcuttur. Bir çok tasarımda biyel ile krank milinin birleştiği noktaya yağ spreyi uygulanır. Bu tip pompalar bir yağ bulutu oluşturarak

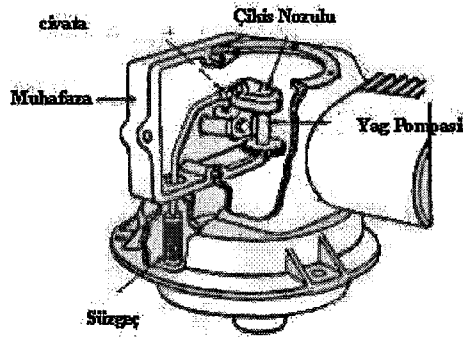
yağlamayı sağlarlar.



Şekil 7.1 Yağ pompası örneği (Miller & Miller, 1993)

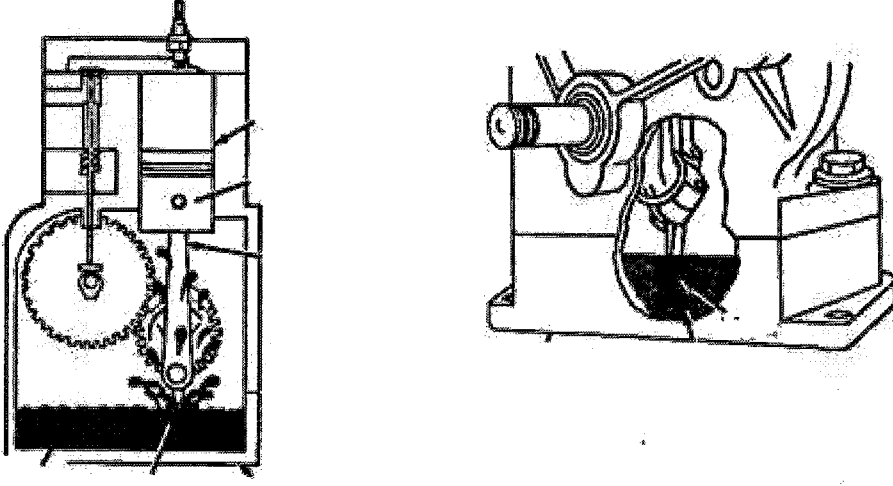


Şekil 7.2 Pistonlu yağ pompası (Miller & Miller, 1993)

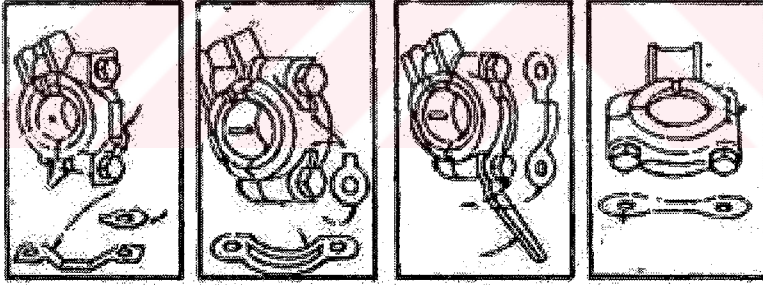


Şekil 7.3 Yağ pompası montaj örneği (Miller & Miller, 1993)

Yağ atıcılı sistemlerde ise alt kartelde depolanan yağ bir sıçratıcı ile motorun içine sıçratılır. Şekil 7.4 ve Şekil 7.5’de sıçratıcı sistemi ve çeşitli sıçratma elemanları görülebilir. Kam dişlisi tarafından tahrik edilen yağ atıcılarda mevcuttur (Şekil 7.6).

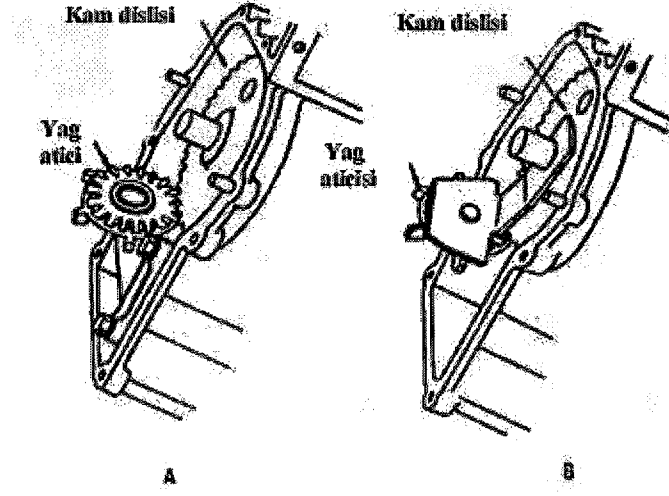


Şekil 7.4 Sıçratma ile yağlama (Miller & Miller, 1993)

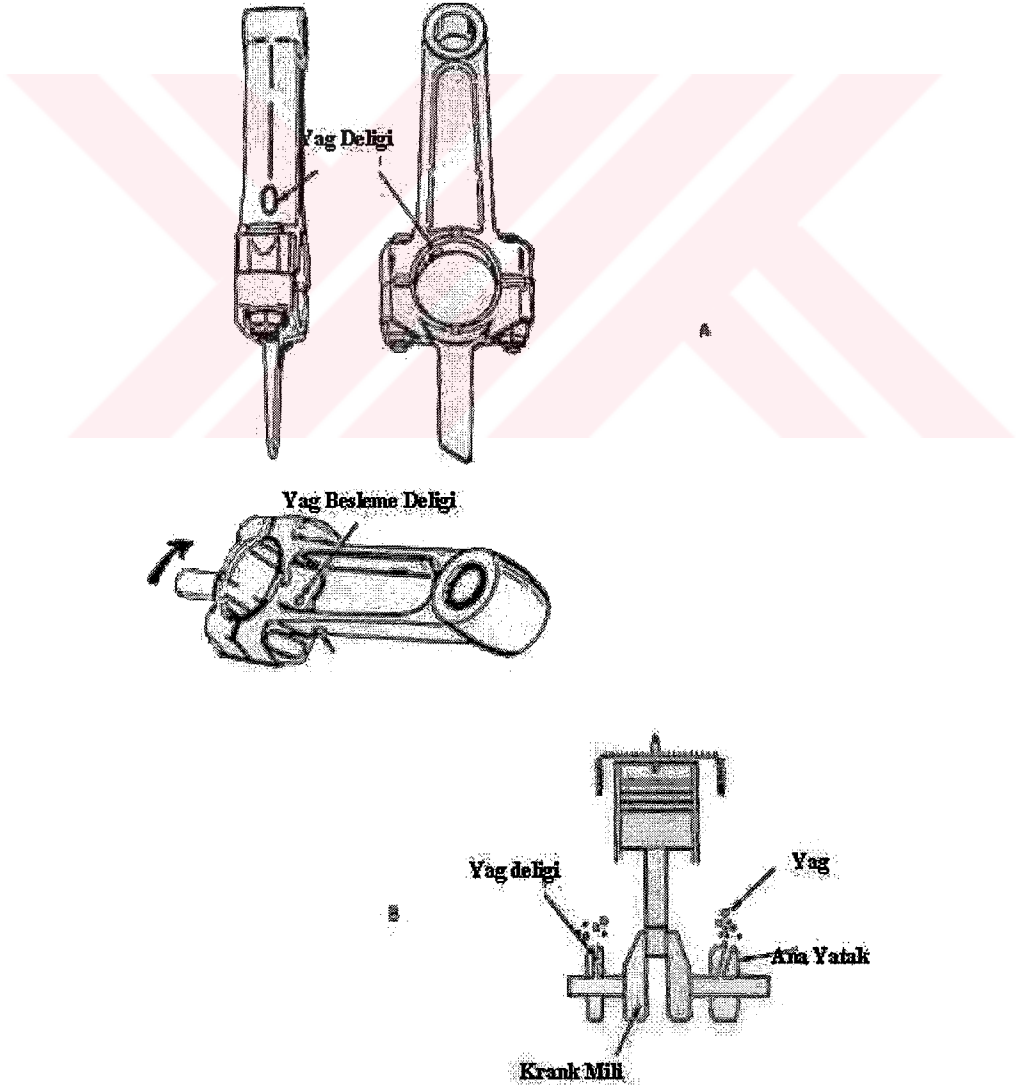


Şekil 7.5 Biyel uygulaması (Miller & Miller, 1993)

Yağ delikleri yağlamanın gerekli olduğu bazı motor bölümlerinde konumlandırılırlar. Sıçratma sırasında ve krank mili yağın içine daldığında yağ deliklerine yağ dolmaktadır ve bu bölgelerdeki yağlama yağ delikleri aracılığı ile gerçekleştirilir (Şekil 7.7).



Şekil 7.6 Yağ atıcılı sistem (Miller & Miller, 1993)



Şekil 7.7 Biyel ve krank yağ delikleri (Miller & Miller, 1993)

8. KULLANIM ALANLARI ve UYGULAMA ÖRNEKLERİ

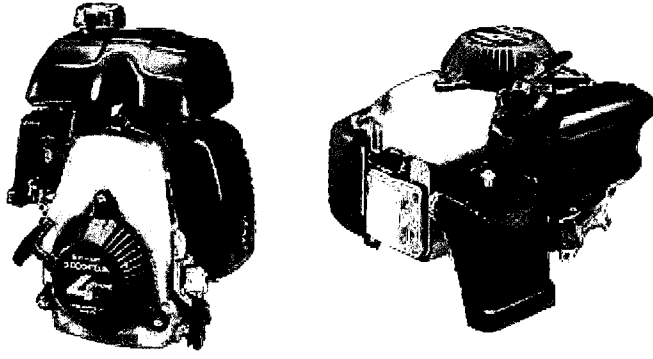
Dört stroklu küçük hacimli benzinli motorlar zirai uygulamalarda, ilaçlama makinalarında, çim biçme makinalarında, atomizörlerde, jeneratörlerde, deniz taşıtlarında(in board ve out board), motorsiklet ve mobiletlerde, kar araçlarında, küçük kar tahliye araçlarında, kompresörlerde, ATV'lerde, motorlu testerelede, go cartlarda, basınçlı yıkama aletlerinde, pompa uygulamalarında ve sayamadığımız daha bir çok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır.

Önemli firmaların ürettiği bazı küçük hacimli motorların özellikleri aşağıdaki gibidir.

8.1 Honda GXH50 ve GXV50

Çizelge 8.1 Honda GXH50 ve GXV50 özellikleri (Honda, 2004)

	GXH50	GXV50
Motor Tipi	Hava soğutmalı 4 strok OHV Tek-silindir	
Çap x Strok	41.8 x 36.0 mm	
Hacim	49.4 cc	
Kompresyon Oranı	8 : 1	
Maksimum Güç	2.5 hp (1.8 kW) 7,000 rpm'de	
Maksimum Tork	3.04Nm (0.31 kg-m) 4,500 rpm'de	
Karbüratör	Diyaframalı	Çanaklı
Ateşleme Sistemi	Transistörlü Manyeto	
Başlatma Sistemi	Geri Sarmalı	
Yakıt	Normal Benzin	
Yakıt Tankı Kapasitesi	1.2 litre	0.5 litre
Yakıt Tüketimi	340g/kWh (250g/PSh)	
Yağ Kapasitesi	0.25 litre	
Hava Filtresi	Yarı-Kuru	
Boyutlar (LxWxH)	225 x 274 x 353 mm	249 x 286 x 225 mm
Kuru Ağırlık	5.5 kg	5.2kg
Mil Dönme Yönü	Saat Yönüne Ters	

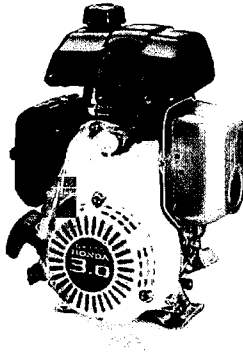


Şekil 8.1 Honda GXH50 ve GXV50 (Honda, 2004)

8.2 Honda GX100

Çizelge 8.2 Honda GX100 özellikleri (Honda, 2004)

Motor Tipi	Hava Soğutmalı 4 strok OHC Tek Silindir
Hacim	98cc
Sıkıştırma Oranı	8.5:1
Maksimum Güç	2.4HP (1.7kW)/3,600rpm
Önerilen Güç	3.0HP (2.2kW)/3,600rpm
Maksimum Tork	0.59kg-m(5.7Nm)/3,600rpm
Ateşleme Sistemi	Transistörlü Manyeto
Başlatma Sistemi	Geri Sarmalı
Yakıt Tankı Kapasitesi	1.2 litre
Hava Temizleyici	Kuru
Yağ Kapasitesi	0.4 litre
Yakıt Tüketimi	327g/PS-hr(240g/kWh)
Boyutlar (L x W x H)	286 x 304 x 402 mm
Kuru Ağırlık	10.6 kg

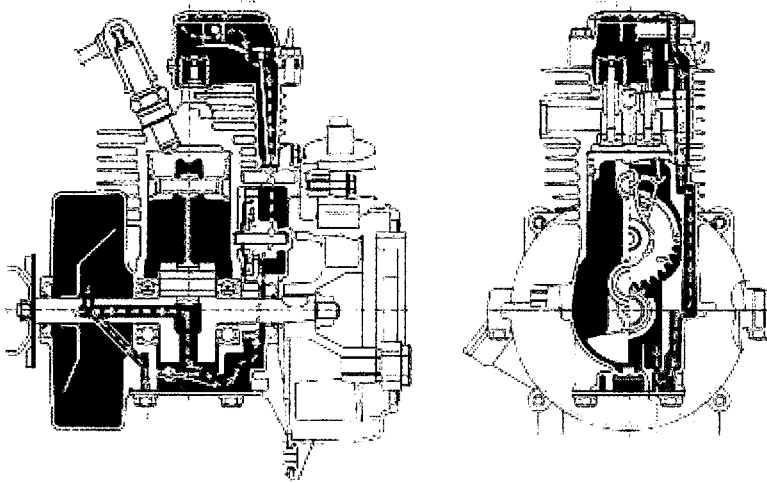


Şekil 8.2 Honda GX100 (Honda, 2004)

8.3 Honda GX22 ve GX31

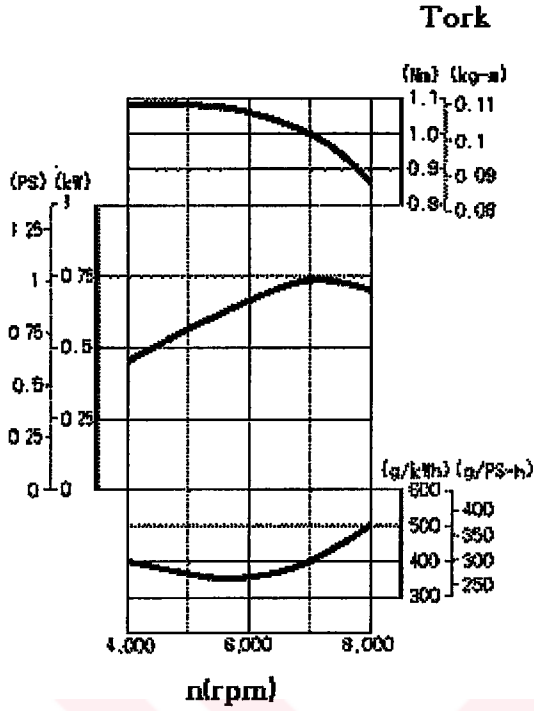
Çizelge 8.3 Honda GX22 ve GX31 özellikleri

	GX22	GX31
Motor Tipi	Hava Soğutmalı 4-strok OHV Tek-silindir	
Çap x Strok	32 x 26mm	39 x 26mm
Hacim	22.2 cc	31 cc
Sıkıştırma oranı	8 : 1	
Maksimum Güç	0.74kW(1PS)/7,000rpm	1.1kW(1.5PS)/7,000rpm
Maksimum Tork	1.09Nm(0.11kg-m)/4,500rpm	1.64Nm(0.17kg-m)/4,500rpm
Karbüratör	Diyaframlı	
Ateşleme Sistemi	Transistörlü Manyeto	
Buji	NGK C5HSB/CR5HSB, ND U16FS-UB/U16FSR-UB	
Başlatma Sistemi	Geri Sarmalı	
Yakıt Tipi	Normal Benzin	
Yakıt Tankı Kapasitesi	0.45 litre	0.65 litre
Yakıt Tüketimi	340g/kWh (250g/PSH)	
Yağlama Sistemi	Karter basınçlandırılması	
Yağ Kapasitesi	0.1 litre	
Hava Temileyici	Yarı-Kuru	
Boyutlar (LxWxH)	210 x 251 x 249mm	210 x 251 x 250mm
Kuru Ağırlık	3.3kg	3.4kg
Mil Yönü	Saat Yönünün Tersi	

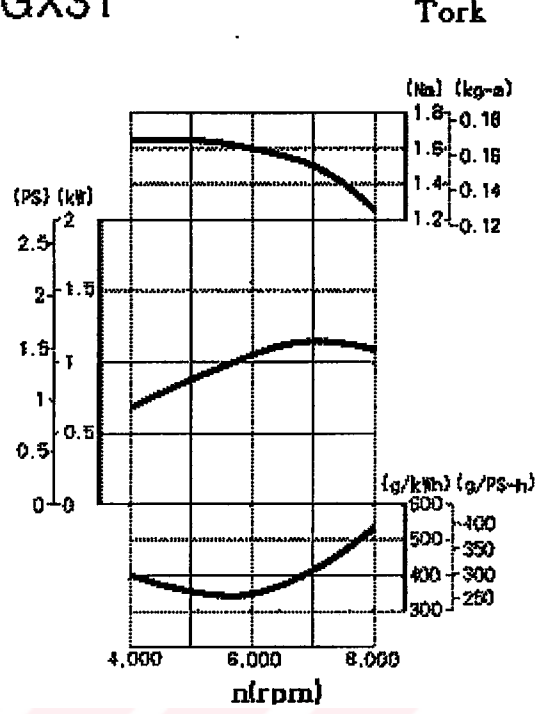


Şekil 8.3 Honda GX22 (Honda, 2004)

GX22



GX31

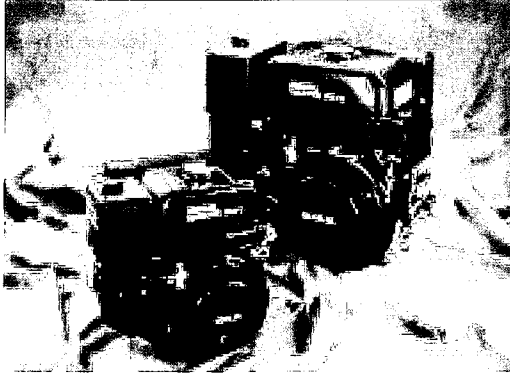


Şekil 8.4 Honda GX22 ve GX31 karakteristikleri (Honda, 2004)

8.4 Kohler Pro CS4

Çizelge 8.4 Kohler Pro CS4 özellikleri (Kohler, 2004)

Motor Tipi	Hava Soğutmalı 4 strok OHv Tek Silindir
Hacim	125cc
Sıkıştırma Oranı	8.3:1
Maksimum Güç	4HP (2,98kW)
Maksimum Tork	7,46Nm/2500 rpm
Başlatma Sistemi	Geri Sarmalı
Yakıt Tankı Kapasitesi	3,9 litre
Yağ Kapasitesi	0,6 litre
Boyutlar (L x W x H)	323 x353 x 373 mm
Kuru Ağırlık	15 kg



Şekil 8.5 Kohler CS4 (Kohler, 2004)

8.5 Robin Subaru EH025

Çizelge 8.5 Robin Subaru EH025 özellikleri

Mil	Yatay
Silindir sayısı	1
Hacim cc	33.5
Strok	4
Yakıt	Benzin
Max HP/RPM	2.7/7000
Max KW/RPM	1.18/7000
Max Nm/RPM	1.76/5000
Çap x Strok mm	39 x 28
Sıkıştırma oranı	8.6:1
İlk hareket	Geri sarmalı
Kuru ağırlık kg	3.5
Uzunluk mm	191
Genişlik mm	234
Yükseklik mm	246
Yakıt kapasitesi lt	0.65
Yağ tipi	Motor yağı SAE 10W-30 SF yada daha yüksek

8.6 Robin Subaru EH09

Çizelge 8.6 Robin Subaru EH09 özellikleri

Sınıf	OHV
Mil	Yatay
Silindir sayısı	1
Hacim cc	86
Strok	4
Yakıt	Benzin
Max HP/RPM	2.4/3600
Max KW/RPM	1.8/3600
Max Nm/RPM	4.8/3200
Çap x Strok mm	51 X 42
Sıkıştırma oranı	9.5:1
İlk hareket	Geri sarmalı
Kuru ağırlık kg	9.4
Uzunluk mm	232
Genişlik mm	295
Yükseklik mm	330

9. KÜÇÜK HACİMLİ MOTOR TASARIMI

9.1 Isı Analizi

Tasarlanması düşünülen otto motorunun $n = 7000$ rpm'de $N_e = 5$ hp(3,7285 Kw) güç üretmesi planlanmaktadır, sıkıştırma oranı $\varepsilon = 8,5$ olup hava soğutmalı dört stroklu ve tek silindirlidir. Isı analizinden önce dört spesifik hız belirlenir (Kolchin ve Demidov, 1980).

- Minimum hız, $n_{\min} = 1800$ rpm
- Maksimum torkun alındığı devir sayısı, $n_T = (0,4 - 0,6) * n_N = 4200$ rpm
- Maksimum gücün alındığı devir sayısı, $n_N = 7000$ rpm
- Maksimum hız, $n_N = (1,05 - 1,2) * n_N = 8400$ rpm

9.1.1 Kullanılacak Olan Yakıtın Özellikleri

$\varepsilon = 8,5$ sıkıştırma oranında kullanılacak olan yakıt kurşunsuz benzin olup kütleli Karbon miktarı $C = 0,855$, kütleli Hidrojen miktarı $H = 0,145$, yakıtın moleküler ağırlığı $m_f = 115$ Kg/Kmol'dür. Bu yakıtın alt ısı değeri:

$$H_u = 33,91C + 125,6H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) \quad (9.1)$$

$$H_u = 33,91 * 0,855 + 125,6 * 0,145 - 2,51 * 9 * 0,145 = 43930 \text{ (j/kg)}$$

9.1.2 Çalışma Parametreleri

1 kg yakıtın yakılabilmesi için gerekli teorik hava miktarı:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \text{ kmol_hava/kmol_yakıt} \quad (9.2)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} * 0,855 + 8 * 0,15 \right) = 14,957 \text{ kg_hava/kg_yakıt} \quad (9.3)$$

Ekonomik çalışma ve minimum zararlı emisyonlar göz önünde bulundurularak hava fazlalık katsayısı $\alpha = 0,95 - 0,98$ arasında seçilebilir. Esas çalışma şartları için bu değer $\alpha = 0,96$, minimum hızdaki çalışmada $\alpha = 0,94$ olarak seçilmiştir. Hava fazlalık sayısı değerleri Şekil 9.1'den değişik devir sayıları için okunabilir.

Nominal devir sayısı için bir önceki yanma periyodundan kalan gazların basıncı ise $p_{rN} = (1,05 - 1,25) \cdot p_0$ olup $p_{rN} = 1,22 \cdot p_0 = 0,122083$ alınmıştır. Değişken devirlerde de bu değeri tespit edebilmek için aşağıdaki ilişkiler kullanılır.

$$A_p = (p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) \cdot 10^8 / (n_N^2 \cdot p_0) \quad (9.12)$$

$$= (0,1220883 - 0,101325 \cdot 1,035) \cdot 10^8 / (7000^2 \cdot 0,101325)$$

$$p_r = p_0 (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2) \text{ Mpa} \quad (9.13)$$

9.1.4 Emme Prosesi

Nominal devirde emme prosesi sırasındaki havanın sıcaklığındaki artış devir sayısına, yanma odası şekline, motor soğutma şekline göre $\Delta T_N = 0 - 20$ K arasında değişmektedir. Biz bu değeri 6 K olarak kabul edelim. Buna göre değişik devir sayıları için emme prosesindeki taze dolgunun sıcaklık artışı:

$$A_t = \Delta T_N / (110 - 0,0125 \cdot n_N) = 6 / (110 - 0,0125 \cdot 7000) = 0,26666 \quad (9.14)$$

$$\Delta T = A_t (110 - 0,0125 \cdot n) \text{ K} \quad (9.15)$$

Taze dolgunun özgül ağırlığı:

$$\rho_0 = p_0 \cdot 10^6 / (R_a T_0) = 0,101325 \cdot 10^6 / (287 \cdot 293) = 1,204945 \text{ kg/m}^3 \quad (9.16)$$

burada $R_a = 287$ J/kg K havanın özgül gaz sabitesidir.

9.1.4.1 Emme Basınç Kayıpları

β dolgu hızının frenleme katsayısı, ξ_{in} emme sistemi direnci, ω_{in} ortalama dolgu hızı olmak üzere $\beta^2 + \xi_{in} = 2,5 - 4$ ve $\omega_{in} = 50 - 130$ değerleri sınırlar içinde olmalıdır ve ilk ifade için 2,5 ikinci ifade için 100 m/s değerleri alınmıştır.

Emmedeki basınç kaybı:

$$A_n = \omega_{in} / n_N = 100 / 7000 = 0,014286 \quad (9.17)$$

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{in}) \cdot A_n \cdot n^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6} / 2 \text{ Mpa} \quad (9.18)$$

Emme sonu basıncı:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a \text{ Mpa} \quad (9.19)$$

9.1.4.2 Bir Önceki Yanmadan Kalan Gaz Katsayısı

Bu değer belirlenirken süpürme katsayısı $\varphi_s=1$, doldurma katsayısı Şekil 9.1 yardımıyla interpolasyonla $\varphi_{ch} = 0,927275 + 0,0000255.n$ olarak bulunmuştur. Buna göre bir önceki yanmadan kalan gazların katsayısı:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_s \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{ch} \cdot p_a - \varphi_s \cdot p_r} \quad (9.20)$$

Emme sonu sıcaklığı:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r) \text{ K} \quad (9.21)$$

Volümetrik verim:

$$\eta_v = \frac{T_0}{\Delta T + T_0} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_0 (\varphi_{ch} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_s p_r)} \quad (9.22)$$

9.1.5 Sıkıştırma Prosesi

Şekil 9.2'den $\varepsilon = 8,5$ ve T_a değerleri kullanılarak adiabatik sıkıştırma indeksi k_1 okunur, ve bu değerlere göre $n_1 = k_1 - (0,00 - 0,04)$ eşitliği kullanılarak n_1 değerleri belirlenir.

Sıkıştırma sonundaki basınç:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \text{ Mpa} \quad (9.23)$$

Sıkıştırma sonu sıcaklığı:

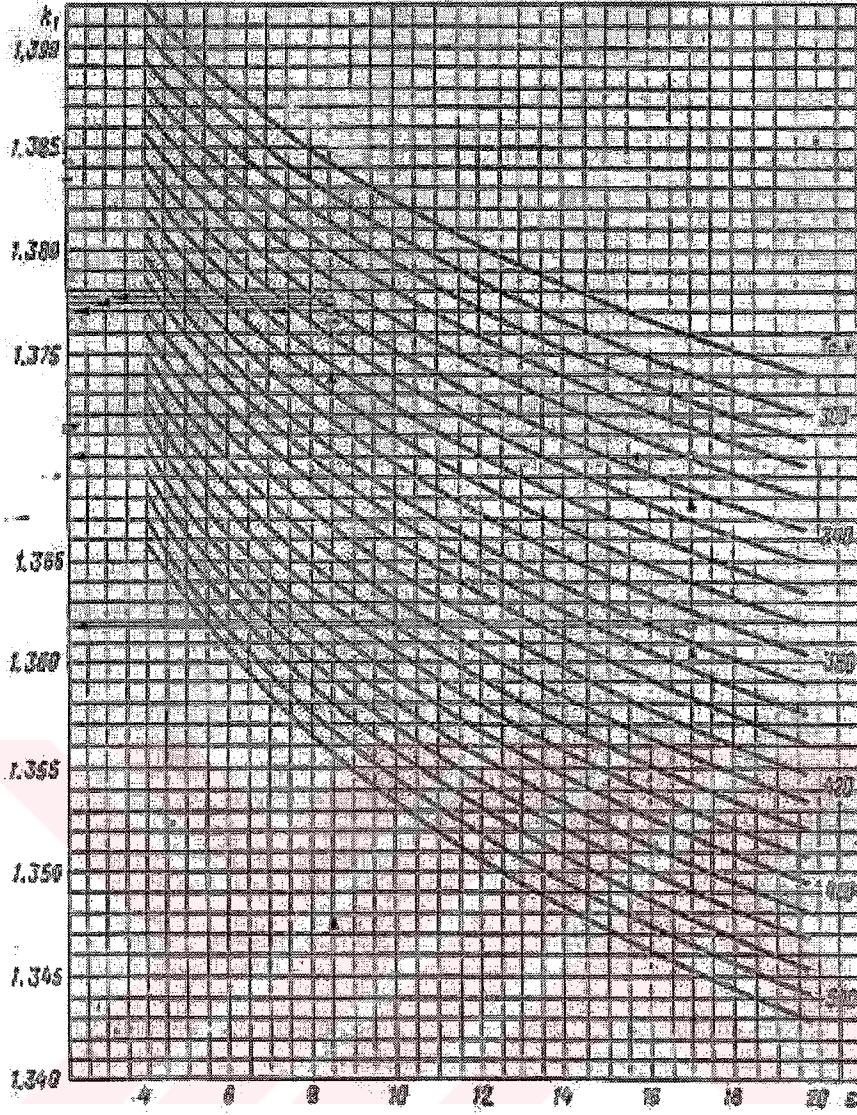
$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \text{ K} \quad (9.24)$$

Sıkıştırma sonundaki özgül molar ısılar:

- Taze dolgu(hava) için:

$$t_c = T_c - 273 \text{ °C olmak üzere}$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638.0,001.t_c \text{ kJ/kmol K} \quad (9.25)$$



Şekil 9.2 Sıkıştırma adiabatik indeksi (Kolchin & Demidov, 1980)

- Bir önceki yanmadan kalan gazlar için:

Çizelge 9.1'deki değerler kullanılır ve gerekliyse interpolasyon yapılarak $(mc_v)''$ değerleri bulunur.

- İş karışımı için:

$$(mc_v')_{i_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[(mc_v)_{i_0}^{t_c} + \gamma_r (mc_v'')_{i_0}^{t_c} \right] \text{ kJ/kmol K} \quad (9.26)$$

Çizelge 9.1 Yanma ürünlerinin özgül molar ısısı (Kolchin & Demidov, 1980)

t °C	Benzinin yanma ürünlerinin özgül molar ısısı, kJ/kmol K (α değerleri için)											
	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25
0	21.683	21.786	21.880	21.966	22.046	22.119	22.187	22.249	22.305	22.355	22.400	22.440
100	21.902	22.004	22.109	22.207	22.298	22.381	22.457	22.527	22.591	22.650	22.704	22.753
200	22.140	22.242	22.341	22.434	22.520	22.600	22.674	22.743	22.807	22.866	22.920	22.969
300	22.445	22.548	22.648	22.743	22.832	22.915	22.992	23.063	23.128	23.188	23.243	23.293
400	22.777	22.880	22.978	23.071	23.158	23.239	23.314	23.383	23.447	23.506	23.560	23.609
500	23.138	23.241	23.339	23.432	23.519	23.600	23.674	23.743	23.807	23.866	23.920	23.969
600	23.507	23.610	23.708	23.801	23.888	23.969	24.044	24.113	24.177	24.236	24.290	24.339
700	23.882	23.985	24.083	24.176	24.263	24.344	24.418	24.487	24.551	24.610	24.664	24.713
800	24.249	24.352	24.450	24.543	24.630	24.711	24.785	24.854	24.918	24.977	25.031	25.080
900	24.608	24.711	24.809	24.902	24.989	25.070	25.144	25.213	25.277	25.336	25.390	25.439
1000	24.949	25.052	25.150	25.243	25.330	25.411	25.485	25.554	25.618	25.677	25.731	25.780
1100	25.276	25.379	25.477	25.570	25.657	25.738	25.812	25.881	25.945	26.004	26.058	26.107
1200	25.590	25.693	25.791	25.884	25.971	26.052	26.126	26.195	26.259	26.318	26.372	26.421
1300	25.897	25.999	26.097	26.190	26.277	26.358	26.432	26.501	26.565	26.624	26.678	26.727
1400	26.198	26.301	26.399	26.492	26.579	26.660	26.734	26.803	26.867	26.926	26.980	27.029
1500	26.494	26.597	26.695	26.788	26.875	26.956	27.030	27.100	27.164	27.223	27.277	27.326
1600	26.785	26.888	26.986	27.079	27.166	27.247	27.321	27.390	27.454	27.513	27.567	27.616
1700	27.072	27.175	27.273	27.366	27.453	27.534	27.608	27.677	27.741	27.799	27.853	27.902
1800	27.357	27.460	27.558	27.651	27.738	27.819	27.893	27.962	28.026	28.085	28.139	28.188
1900	27.639	27.742	27.840	27.933	28.020	28.101	28.175	28.244	28.308	28.367	28.421	28.470
2000	27.918	28.021	28.119	28.212	28.300	28.381	28.455	28.524	28.588	28.647	28.701	28.750
2100	28.195	28.298	28.396	28.489	28.576	28.657	28.731	28.800	28.864	28.923	28.977	29.026
2200	28.470	28.573	28.671	28.764	28.851	28.932	29.006	29.075	29.139	29.198	29.252	29.301
2300	28.742	28.845	28.943	29.036	29.123	29.204	29.278	29.347	29.411	29.470	29.524	29.573
2400	29.012	29.115	29.213	29.306	29.393	29.474	29.548	29.617	29.681	29.740	29.794	29.843
2500	29.280	29.383	29.481	29.574	29.661	29.742	29.816	29.885	29.949	30.008	30.062	30.111
2600	29.546	29.649	29.747	29.840	29.927	30.008	30.082	30.151	30.215	30.274	30.328	30.377
2700	29.810	29.913	30.011	30.104	30.191	30.272	30.346	30.415	30.479	30.538	30.592	30.641
2800	30.072	30.175	30.273	30.366	30.453	30.534	30.608	30.677	30.741	30.799	30.853	30.902

9.1.6 Yanma Prosesi

Yakılabilir karışımın moleküler değişim katsayısı $\mu_0 = M_2 / M_1$ ve iş karışımının moleküler değişim katsayısı $\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r)$ eşitlikleri ile kolayca hesaplanabilir.

Kimyasal olarak tamamlanmamış yanmadan kaynaklanan ısı kaybı:

$$\Delta H_u = 11950(1 - \alpha)L_0 \text{ kJ/kg} \quad (9.27)$$

İş karışımının yanma ısısı:

$$H_{wm} = (H_u - \Delta H_u) / [M_1(1 + \gamma_r)] \text{ kJ/kmol}_{\text{işkar}} \quad (9.28)$$

Yanma ürünlerinin ortalama özgül molar ısısı:

$$(mc_v'')_{i_0}^{t_2} = (1 / M_2) \left[M_{CO_2} (mc_{vCO_2}'')_{i_0}^{t_2} + M_{CO} (mc_{vCO}'')_{i_0}^{t_2} + M_{H_2O} (mc_{vH_2O}'')_{i_0}^{t_2} \right. \\ \left. + M_{H_2} (mc_{vH_2}'')_{i_0}^{t_2} + M_{N_2} (mc_{vN_2}'')_{i_0}^{t_2} \right] \text{ kJ/kmol K} \quad (9.29)$$

$$mc_{vCO_2}'' = 39,123 + 0,003349 t_2 \quad (9.29)$$

$$mc_{vCO}'' = 22,49 + 0,00143 t_2 \quad (9.30)$$

$$mc_{vH_2O}'' = 26,67 + 0,004438 t_2 \quad (9.31)$$

$$mc''_{v_{H_2}} = 19,678 + 0,001758.t_z \quad (9.32)$$

$$mc''_{v_{N_2}} = 21,951 + 0,001457.t_z \quad (9.33)$$

Isı kullanım katsayısı Şekil 9.1'den interpolasyonla aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$\xi_z = 0,757425 + 0,000086.n + 0,0000000105.n^2 \quad (9.34)$$

Görünür yanma prosesinin sonundaki sıcaklık (9.34) eşitliğinden çıkan denklemin t_z 'e göre çözülmesiyle aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\xi_z.H_{wm} + (mc'_v)_{t_0}^t.t_c = \mu.(mc''_v)_{t_0}^t.t_z \quad (9.35)$$

$$At_z^2 + Bt_z + C = 0 \quad (9.36)$$

$$t_z = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4.AC}}{2.A} \quad (9.37)$$

$$T_z = t_z + 273 \text{ K} \quad (9.38)$$

Maksimum teorik yanma basıncı:

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot T_z / T_c \text{ Mpa} \quad (9.39)$$

Maksimum gerçek yanma basıncı:

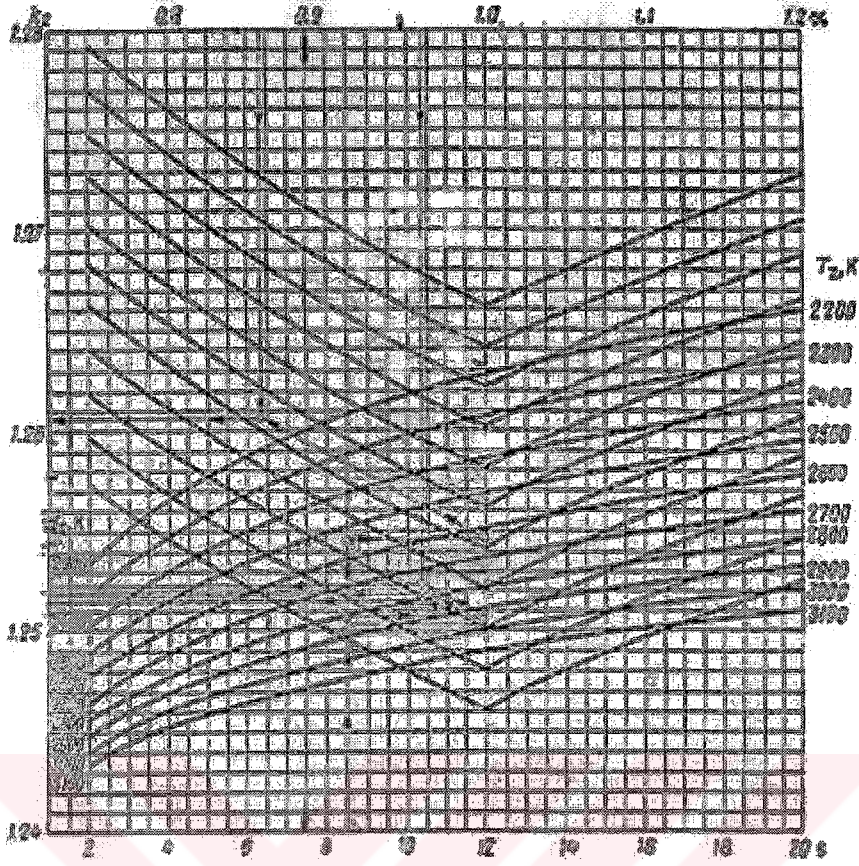
$$p_{za} = 0,85.p_z \text{ Mpa} \quad (9.40)$$

Basınç oranı:

$$\lambda = p_z / p_c \quad (9.41)$$

9.1.7 Genişleme ve Egzoz Prosesi

Sıkıştırma oranı hava, fazlalık katsayısı ve yanma sıcaklığı değerlerinin yardımıyla Şekil 3.8'den genişleme adiabatik indeksi okunur. Polilitropik genişleme indeksi adiabatik genişleme indeksinden küçük olacak şekilde seçilir.



Şekil 9.3 Genişleme adiyabatik indeksi (Kolchin & Demidov, 1980)

Genişleme sonu basıncı ve sıcaklığı:

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2} \text{ Mpa}, T_b = T_z / \varepsilon^{n_2-1} \text{ K} \quad (9.42)$$

Bir önceki çevrimden kalan gazların sıcaklığı T_r değerinin kontrolü için:

$$T'_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} \text{ K} \quad (9.43)$$

Kontrol değeri ile seçilen değer arasındaki fark %5'ten büyük ise kontrol değeri T'_r değeri T_r değerinin yerine konularak işlemler tekrarlanır.

9.1.8 İş Çevriminin İndike Parametreleri

Teorik ortalama indike basınç:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{\lambda}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \text{ Mpa} \quad (9.44)$$

Gerçek indike basıncın bulunabilmesi için kayıplarında göz önüne alınması gerekir. Bunun için teorik basınç bir φ_r katsayısıyla çarpılır, bu değer karbüratörlü motorlar için 0,94-0,97 arasında değişmektedir. $\varphi_r=0,96$ alınarak gerçek indike basınç aşağıdaki şekilde bulunur.

$$p_i = \varphi_r \cdot p'_i \text{ Mpa} \quad (9.45)$$

İndike verim ve indike özgül yakıt tüketimi:

$$\eta_i = p_i \cdot l_0 \cdot \alpha / (H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v) \quad (9.46)$$

$$g_i = 3600 / (H_u \cdot \eta_i) \text{ g/(kW h)} \quad (9.47)$$

9.1.9 Performans Değerleri

Mekanik kayıplara giden basınç:

$$p_m = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{pm} \text{ Mpa} \quad (9.48)$$

burada v_{pm} motorun ortalama piston hızı olup $v_{pm} = S \cdot n / (30000)$ (m/s) şeklinde hesaplanır.

Efektif basınç ve mekanik verim:

$$p_e = p_i - p_m \quad (9.49)$$

$$\eta_m = p_e / p_i \quad (9.50)$$

Efektif verim ve efektif yakıt tüketimi:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (9.51)$$

$$g_e = 3600 / (H_u \cdot \eta_e) \text{ g/(kW h)} \quad (9.52)$$

9.1.10 Temel Silindir Parametreleri

Motor hacmi:

$$V_l = 30 \cdot \tau \cdot N_e / (p_e \cdot n) = 72,278 \text{ cc} \quad (9.53)$$

Piston strokunu 40 mm seçelim ve buna göre silindir çapını hesaplayalım:

$$B = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{V_h / (\pi \cdot S)} = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{0,072278 / (3,14 \cdot 40)} = 48 \text{ mm} \quad (9.54)$$

Piston yüzü alanı:

$$F_p = \pi.B^2 / 4 = 3,14 * 48^2 / 4 = 1807 \text{ mm}^2 = 18,07 \text{ cm}^2 \quad (9.55)$$

$$N_e = p_e V_l n / 30 \tau \text{ kW} \quad (9.56)$$

$$M_e = \frac{30000}{\pi} \frac{N_e}{n} \text{ N m} \quad (9.57)$$

$$G_f = N_e \cdot g_e * 0,001 \text{ kg/h} \quad (9.58)$$

9.1.11 İndikatör Diyagramının Çizimi

İndiatör diyagramı nominal devir için çizilecektir. $N_e=3,7285 \text{ kW}$ ve $n_N=7000 \text{ rpm}$ için indikatör diyagramı analitik olarak aşağıdaki gibi oluşturulur.

Öncelikle diyagramın ölçeğinin belirlenmesi gerekir. Diyagramın piston strok ölçeği $M_s=0,2 \text{ mm/1 mm}$ ve basınç ölçeği $M_p=0,02 \text{ Mpa/1 mm}$ 'dir.

İndirgenmiş silindir deplasmanı ve yanma hacmi:

$$AB = S / M_s = 40 / 0,2 = 200 \text{ mm} \quad OA = AB / (\varepsilon - 1) = 200 / (8,5 - 1) = 26,66 \text{ mm}$$

Diyagramın maksimum yüksekliği:

$$p_z / M_p = 6,3 / 0,02 = 52,5 \text{ mm}$$

Özel noktaların ordinat değerleri:

$$p_a / M_p = 0,086263 / 0,02 = 4,313 \text{ mm}, \quad p_c / M_p = 1,643 / 0,02 = 82,15 \text{ mm}$$

$$p_b / M_p = 0,431322 / 0,02 = 21,566 \text{ mm}, \quad p_r / M_p = 0,122 / 0,02 = 6,1 \text{ mm}$$

$$p_o / M_p = 0,101325 / 0,02 = 5,066 \text{ mm}$$

Sıkıştırma ve genişleme polilitropik eğrileri analitik olarak aşağıdaki gibi çizilir.

- Sıkıştırma polilitropik eğrisi $p_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1}$

$$p_x / M_p = (p_a / M_p) (OB / OX)^{n_1} = 4,313 (226,26 / OX)^{1,377} \text{ mm}$$

burada $OB = OA + AB = 26,66 + 200 = 226,66 \text{ mm}$

- Genişleme polittropik eğrisi $p_x = p_b (V_b / V_x)^{n_2}$

$$p_x / M_p = (p_b / M_p)(OB / OX)^{n_2} = 21,566(226,26 / OX)^{1,253} \text{ mm Polittropik eğrilerin hesabının}$$

sonucu Çizelge 9.2’de gösterilmiştir ve Şekil 9.4 ve 9.5’teki gibi çizilmiştir.

Çizelge 9.2 İndikatör diyagramı verileri

Nokta no	OX(mm)	OB/OX	pollitropik sıkıştırma prosesi			Pollitropik genişleme prosesi		
			$\wedge 1,377$	Px/Mp	Px(Mpa)	$\wedge 1,253$	Px/Mp	Px(Mpa)
1	26,66471	8,5	19,04627	32,85984	1,642992	14,60703	126,0066	6,300331
2	28,33125	8	17,52084	30,22807	1,511404	13,53854	116,7893	5,839467
3	32,37857	7	14,57807	25,15102	1,257551	11,4527	98,79599	4,939799
4	45,33	5	9,172373	15,82476	0,791238	7,512931	64,80983	3,240491
5	56,6625	4	6,745849	11,63837	0,581919	5,680429	49,00187	2,450093
6	75,55	3	4,539374	7,831619	0,391581	3,961256	34,17153	1,708576
7	113,325	2	2,597277	4,480989	0,224049	2,383365	20,55995	1,027997
8	151,1	1,5	1,747743	3,015319	0,150766	1,662043	14,33751	0,716876
9	226,65	1	1	1,725264	0,086263	1	8,626437	0,431322

Teorik ortalama indike basınç:

$$p'_i = F_1 M_p / AB = 10646.0,02 / 200 = 1,0646 \text{ Mpa} \quad (9.59)$$

burada $F_1=10646 \text{ mm}^2$ Şekil 9.4’te ki abcza eğrisinin altında kalan alandır.

İndikatör diyagramının altındaki alan yardımıyla hesaplanam teorik indike basınç $p'_i = 1,0646 \text{ Mpa}$ ve ısı analizinden elde edilen değer $p'_i = 1,066 \text{ Mpa}$ birbirine çok yakındır.

İndikatör diyagramını tamamlayabilmek için valf zamanlaması değerlerinin belirlenmesi gerekir. $n_N=7000 \text{ rpm}$ ’lik yüksek motor devri ve sıkıştırma oranıda dikate alınarak valf zamanlaması aşağıdaki gibi seçilmiştir.

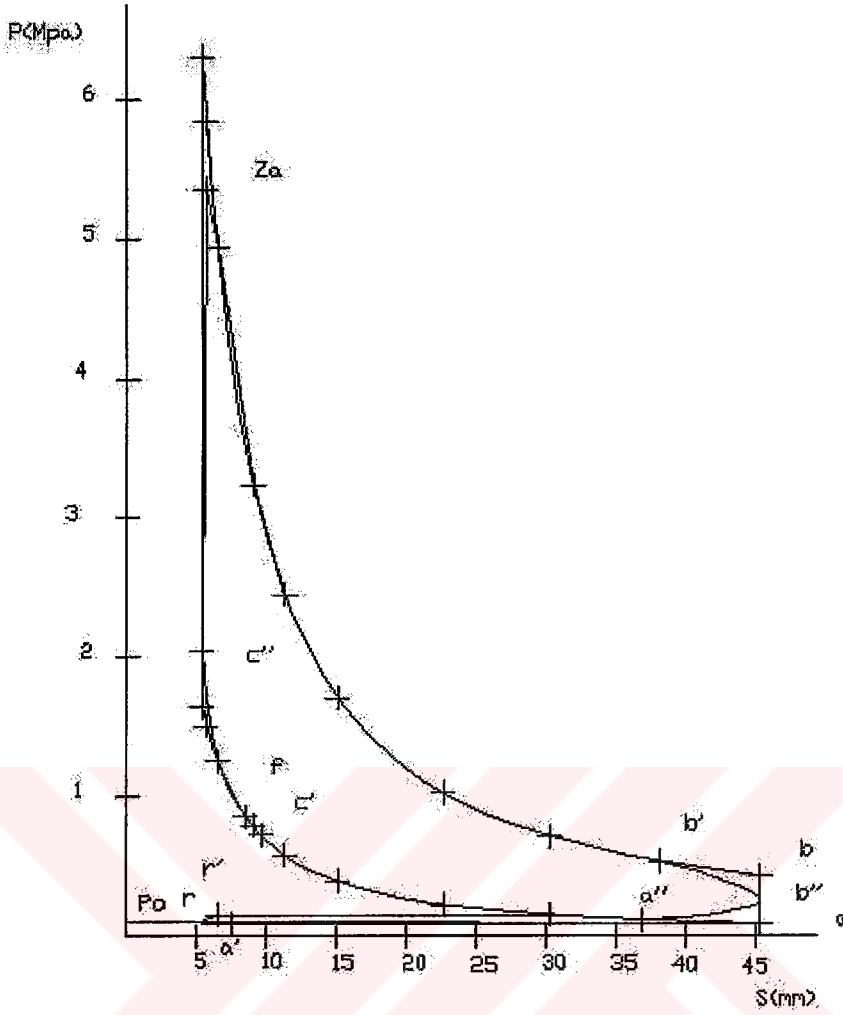
r’: Emme valfi açılmaya başlar. ÜÖN’den 30° önce

a’’:Emme valfi kapanır. AÖN’den 70° sonra

b’: Egzoz valfi açılmaya başlar. AÖN’den 70° önce

a’: Egzoz valfi kapanır. ÜÖN’den 30° sonra

Ateşleme avansı $\theta=35$ ve ateşleme gecikmesi $\Delta\theta=5$ derece alınabilir.



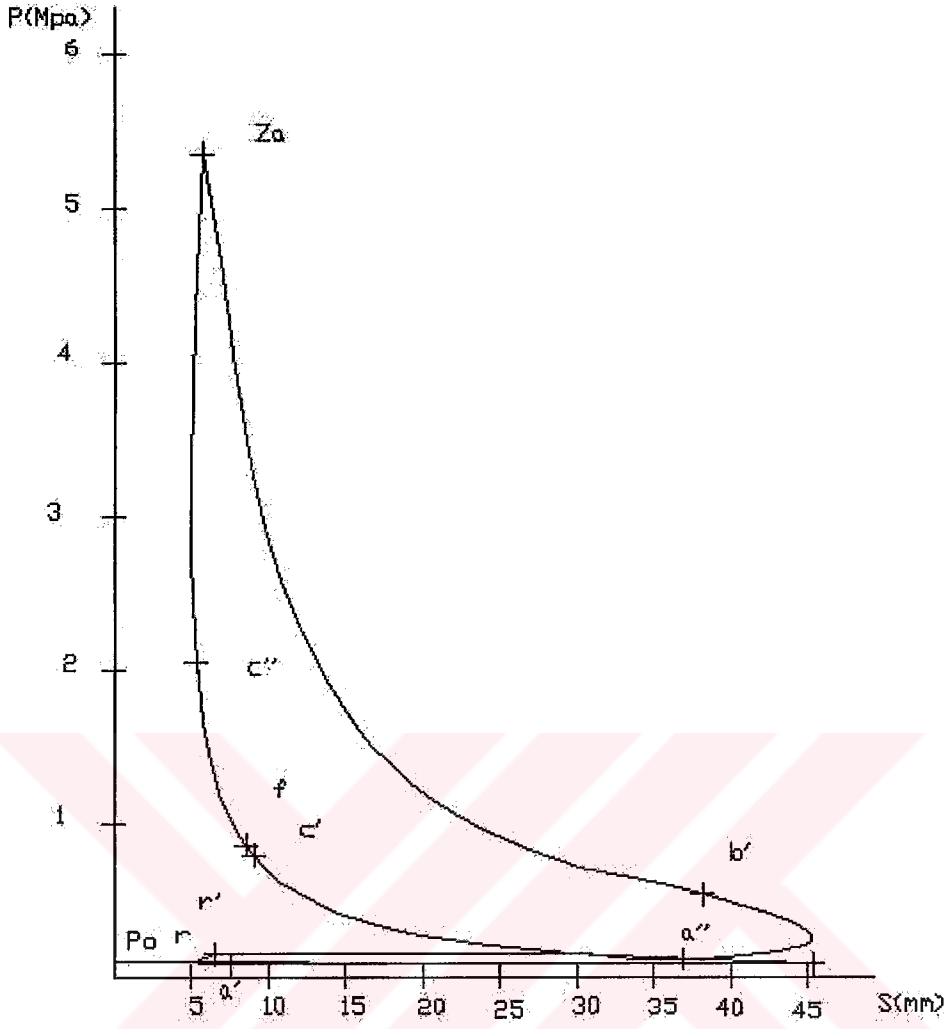
Şekil 9.4 Analitik indikatör diyagramı çizimi

Yukardaki özel noktaların diyagram üzerinden belirlenebilmesi için aşağıdaki formül kullanılabilir.

$$AX = \frac{AB}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \quad (9.60)$$

Burada λ krank yarıçapının biyel uzunluğuna oranı olup ilk hesaplama için 0,24096 alınmıştır. Hesaplanan sonuçları Çizelge 9.3'te gösterilmiştir.

İndikatör diyagramının altındaki alan yardımıyla hesaplanam teorik indike basınç $p'_i = 1,0646$ Mpa ve ısı analizinden elde edilen değer $p'_i = 1,066$ Mpa birbirine çok yakındır.



Şekil 9.5 İndikatör diyagramı

Çizelge 9.3 Genişleme ve sıkıştırma politropik eğri değerleri

Nokta no	OX(mm)	sıkıştırma Px(mm)	genişleme Px(mm)
1	26,66471	82,1496	315,0166
2	28,33125	75,57018	291,9734
3	32,37857	62,87754	246,99
4	45,33	39,56191	162,0246
5	56,6625	29,09593	122,5047
6	75,55	19,57905	85,42882
7	113,325	11,20247	51,39987
8	151,1	7,538297	35,84378
9	226,65	4,31316	21,56609

c'' naktasının yerinin belirlenmesi için aşağıdaki eşitlik kullanılır:

$$p_c'' = (1,15 \div 1,25) p_c = 1,25 \cdot 1,643 = 2,05375 \text{ Mpa} \quad (9.61)$$

$$p_c'' / M_p = 2,05375 / 0,02 = 102,6875 \text{ mm}$$

Gerçek yanma basıncı

$$p_{za} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 6,3 = 5,355 \text{ Mpa} \quad (9.62)$$

$$p_{za} / M_p = 5,355 / 0,02 = 267,75 \text{ mm}$$

Gerçek yanma basıncının Ü.Ö.N'dan 10° sonra oluştuğunu kabul edebiliriz.



Çizelge 9.4 Isı analizi verileri

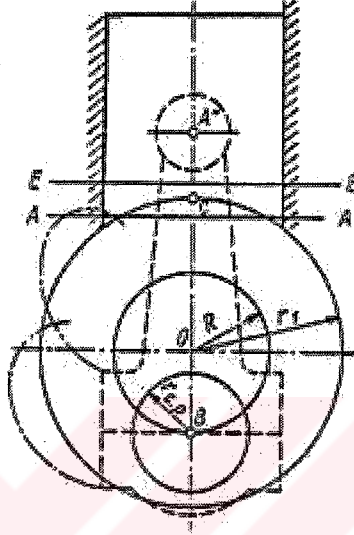
n rpm	M ₁ kmol/kg	M ₂ kmol/kg	M _{CO2} kmol/kg	M _{CO} kmol/kg	M _{H2O} kmol/kg	M _{H2} kmol/kg	M _{N2} kmol/kg
1800	0,493736	0,527902	0,062664	0,008586	0,068207	0,004293	0,384152
4200	0,504056	0,536075	0,065526	0,005724	0,069638	0,002862	0,392325
7000	0,504056	0,536075	0,065526	0,005724	0,069638	0,002862	0,392325
8400	0,504056	0,536075	0,065526	0,005724	0,069638	0,002862	0,392325
n rpm	T _r K	A _p	p _r Mpa	ΔT K	Δp _a Mpa	p _a Mpa	Φ _{ch}
1800	957,87	0,397959	0,106178	23,33333	0,000996	0,100329	0,980325
4200	1027,23	0,346667	0,111068	15,33333	0,005422	0,095903	1,051125
7000	1030	0,346667	0,122083	6	0,015062	0,086263	1,133725
8400	1015	0,346667	0,129656	1,333333	0,021689	0,079636	1,175025
n rpm	Y _r	T _a K	η _v	n ₁	p _c Mpa	T _c K	t _c °C
1800	0,048045	345,7427	0,889555	1,373	1,894606	768,1151	495,1151
4200	0,044702	339,0945	0,932569	1,375	1,818788	756,5765	483,5765
7000	0,049971	333,7902	0,914515	1,377	1,642992	747,9362	474,9362
8400	0,056477	332,8587	0,872058	1,377	1,516768	745,8488	472,8488
n rpm	M _{cv} kJ/kmolK	M _{c''v} kJ/kmolK	M _{c'v} kJ/kmolK	μ _o	μ	ΔHu	H _{wm}
1800	21,90611	23,4819	21,97835	1,069199	1,066027	3713,652	77719,21
4200	21,87567	23,56273	21,94786	1,063524	1,060806	2475,768	78722,32
7000	21,85288	23,64576	21,93821	1,063524	1,0605	2475,768	78327,29
8400	21,84738	23,73801	21,94844	1,063524	1,060128	2475,768	77844,93
n rpm	ξ _z	T _z K	p _z Mpa	p _{za} Mpa	λ	n ₂	p _b Mpa
1800	0,878205	2768,151	7,278647	6,18685	3,841772	1,252	0,499365
4200	0,933405	2904,713	7,407443	6,296326	4,072736	1,25	0,510381
7000	0,844925	2704,467	6,300331	5,355282	3,83467	1,253	0,431322
8400	0,738945	2465,713	5,315807	4,518436	3,504692	1,257	0,360819
n rpm	T _b K	T _r (kontrol) K	Δ	p _i Mpa	p _i Mpa	η _i	g _i g/kW h
1800	1614,27	963,4921	0,005869	1,232907	1,183591	0,353405	231,8828
4200	1701,173	1023,245	-0,00388	1,280067	1,228865	0,357446	229,2613
7000	1573,761	1033,293	0,003197	1,06644	1,023783	0,303672	269,8591
8400	1422,597	1011,385	-0,00356	0,869682	0,834895	0,259701	315,5495
n rpm	V _{pm} m/s	p _m Mpa	p _e Mpa	η _m	η _e	g _e g/kW h	N _e kW
1800	2,4	0,06112	1,122471	0,948361	0,335155	244,5091	1,218705
4200	5,6	0,09728	1,131585	0,920837	0,32915	248,9704	2,866734
7000	9,333333	0,139467	0,884316	0,863773	0,262303	312,419	3,733848
8400	11,2	0,16056	0,674335	0,807688	0,209758	390,6823	3,416692
n rpm	M _e N m	G _r kg/h					
1800	6,465431	0,297984					
4200	6,517928	0,713732					
7000	5,09366	1,166525					
8400	3,884167	1,334841					

9.2 Motor Kinematiği ve Dinamiği

9.2.1 Kinematik

9.2.1.1 Biyel Uzunluğunun Seçimi, Strok, Hız ve İvme

Şekil 9.6 ve gerekli ilişkiler kullanılarak minimum biyel uzunluğu $L_{cr \min}$ aşağıdaki gibi bulunur.



Şekil 9.6 Krank, biyel, piston bağlantısı (Kolchin & Demidov, 1980)

Çizelge 9.5 Krank grubu boyut ilişkileri

motor	l/B	D_{cp}/B	l_{cp}/B	d_{mj}/B	l_{mj}/B
sıralı	1,2-1,28	0,6-0,7	0,45-0,65	0,6-0,8	0,45-0,6
v-tipi	1,25-1,35	0,56-0,66	0,8-0,1	0,63-0,75	0,5-0,7

Çizelge 9.5'deki krank pini çapının değişim aralığı ifadesi kullanılarak ilk hesaplamalar için bu değer $d_{cp} = 0,5.D = 0,5.48 = 24$ mm olarak seçilmiştir.

Çizelge 9.6'daki piston yüksekliği ifadesi kullanılarak bu değer $H = (0,8 - 1,3).D = 1.48 = 48$ mm olarak seçilmiştir. Yine aynı tablo kullanılarak pistonun üst kısmının yüksekliği ifadesi de $h_1 = (0,45 - 0,75).D = 0,6.48 = 28,8$ mm olarak seçilmiştir.

Karşı ağırlıklarla birlikte krank milinin dönme hareketi sırasında çizeceği dairenin yarıçapı

$r_1 = R + (1,3 - 1,5) \cdot r_{cp} = (40/2) + 1,4 \cdot (24/2) = 36,8$ mm olarak bulunur.

Çizelge 9.6 Piston grubu boyut ilişkileri

Tanımlama	Karbürasyonlu Motor
Piston kafası kalınlığı δ	(0,5-0,1)D
Piston yüksekliği H	(0,8-1,3)D
Piston üst kısmının yüksekliği h_1	(0,45-0,75)D
Piston eteği yüksekliği h_s	(0,6-0,8)D
Yatak Çapı d_0	(0,3-0,5)D
Yatak arası boşluk b	(0,3-0,5)D
Etek kalınlığı δ_s , mm	1,5-4,5
Piston kafası duvar kalınlığı s	(0,05-0,1)D
İlk segman mesafesi e	(0,06-0,12)D
İlk segmandan sonraki mesafe h_i	(0,03-0,05)D
Segmanların radyal kalınlığı t	
Kompresyon	(0,04-0,045)D
Yağ	(0,038-0,043)D
Segman genişliği a, mm	2-4
Segmanın serbest ve sıkışmış haldeki farkı A_0	(2,5-4)t
Segmanın radyal boşluğu Δt , mm	
Kompresyon	0,7-0,9
Yağ	0,9-1,1
Piston iç çapı d_i	$D - 2(s + t + \Delta t)$
Yağ deliği adedi n'_0	6-12
Yağ deliği çapı d_0	(0,3-0,5)a
Pim dış çapı d_p	(0,22-0,28)D
Pim iç çapı d_{in}	(0,65-0,75)D
Pin uzunluğu yüzer pin l_p	(0,78-0,88)D
Biyel burcu uzunluğu l_{cr}	(0,33-0,45)D

Tüm bu değerler kullanılarak minimum biyel uzunluğu:

$$L_{cr\min} = \overline{AB} = (H - h_1) + r_1 + R + \Delta = (48 - 28,8) + 36,8 + 20 + 6 = 82 \text{ mm} \quad (9.63)$$

Biyel uzunluğu ifadesi kullanılarak maksimum biyel oranı:

$$\lambda_{\max} = R / L_{cr\min} = 20 / 82 = 0,2439 \quad (9.64)$$

$\lambda < \lambda_{\max}$ olacak şekilde biyel oranı seçimi yapılırsa buna bağlı olarak biyel oranı ifadesi de bulunabilir:

$$\lambda = 0,24096 \text{ ve } L_{cr} = R / \lambda = 20 / 0,24096 = 83 \text{ mm} \quad (9.65)$$

Biyel oranı ve biyel uzunluğu belirlendikten sonra herhangi bir krank açısı için strok, hız ve ivme değerleri aşağıdaki eşitlikler yardımı ile hesaplanabilir:

$$s_x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ mm} \quad (9.66)$$

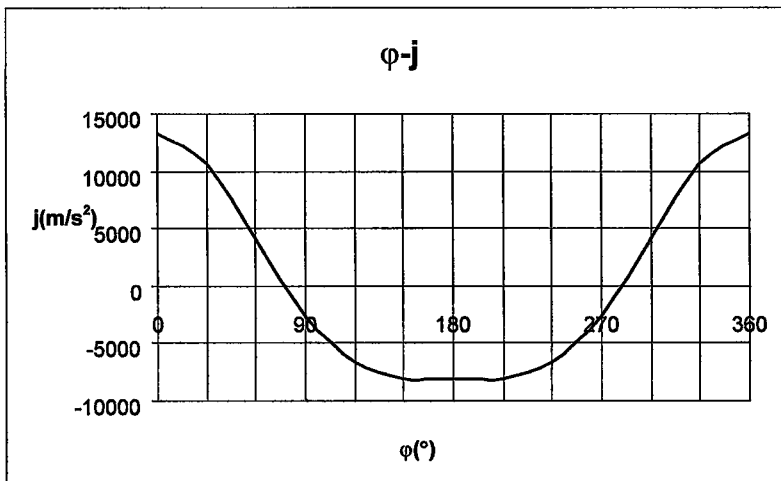
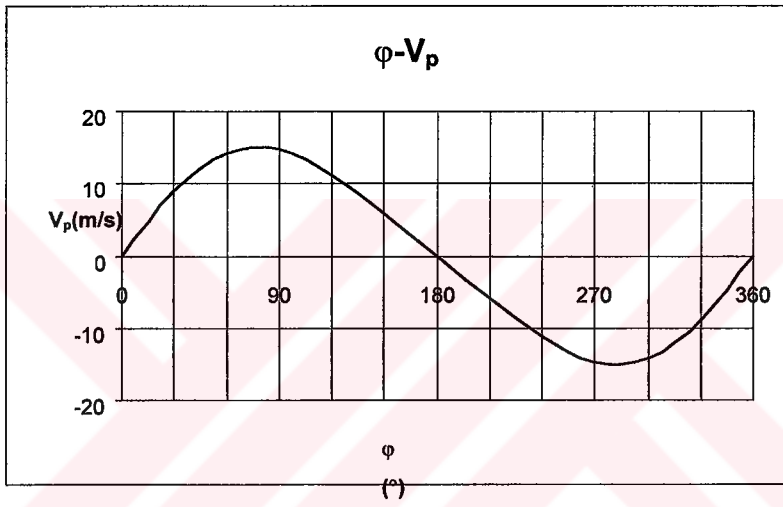
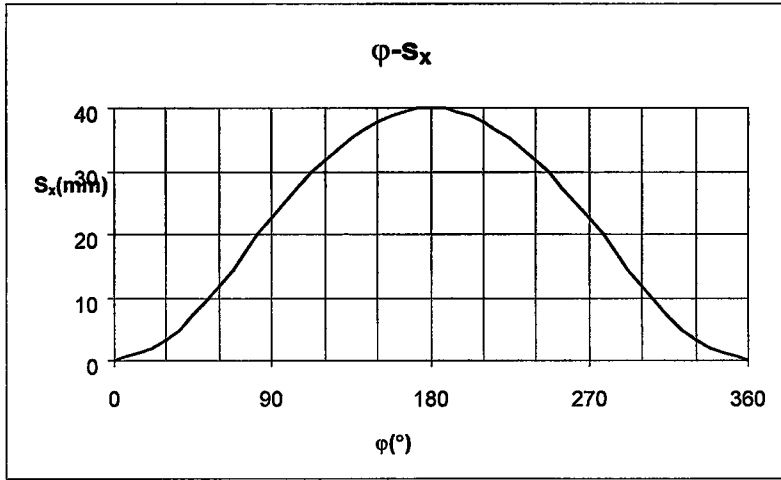
$$\omega = \pi \cdot n / 30 = \pi \cdot 7000 / 30 = 733 \text{ rad/s} \quad (9.67)$$

$$v_p = \omega \cdot R (\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi) \text{ m/s} \quad (9.68)$$

$$j = \omega^2 \cdot R (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \text{ m/s}^2 \quad (9.69)$$

Çizelge 9.7 Kinematik hesaplama sonuçları

φ °	sx mm	Vp m/s	J m/s ²
0	0	0	13336,48
30	3,281892	8,860069	10601,88
60	11,8072	14,22628	4078,664
90	22,4096	14,66077	-2589,57
120	31,8072	11,16691	-6668,24
150	37,92291	5,800697	-8012,3
180	40	1,36E-15	-8157,33
210	37,92291	-5,8007	-8012,3
240	31,8072	-11,1669	-6668,24
270	22,4096	-14,6608	-2589,57
300	11,8072	-14,2263	4078,664
330	3,281892	-8,86007	10601,88
360	0	-4,5E-15	13336,48



Şekil 9.7 Kinematik verilerin grafikleri

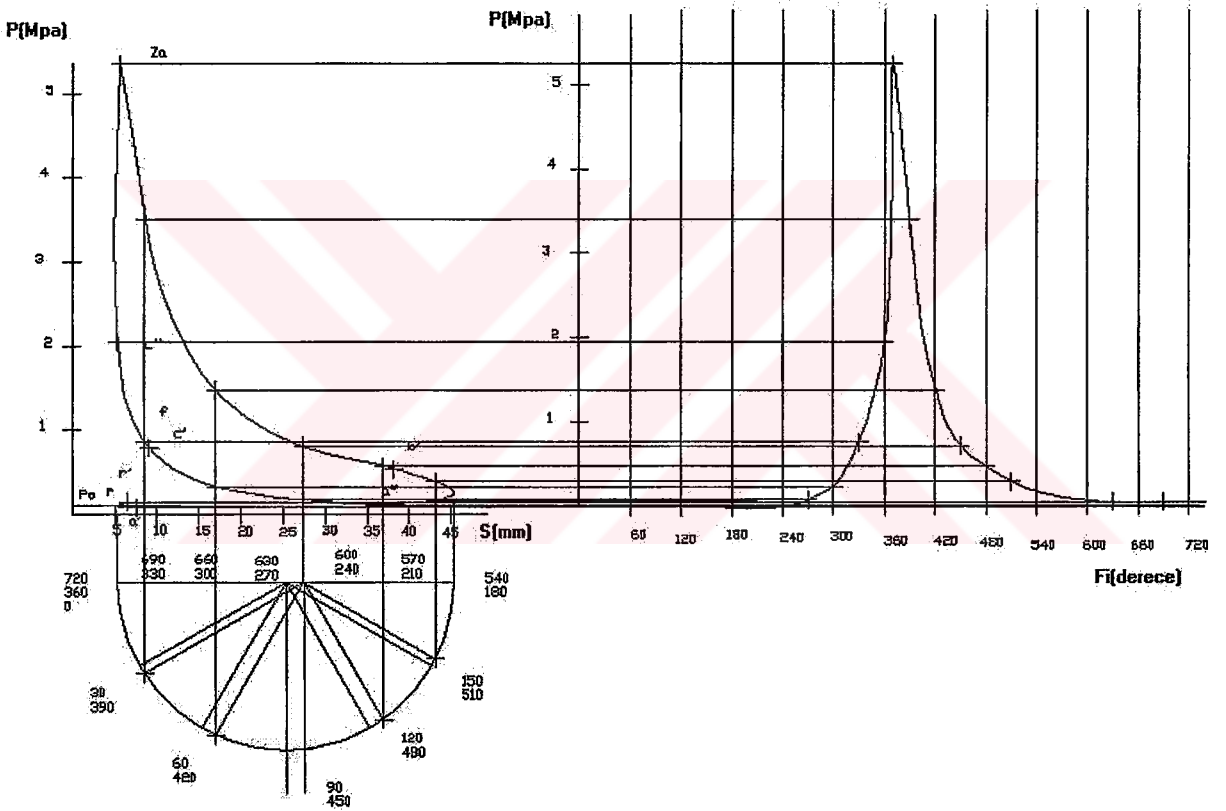
9.2.2 Dinamik

9.2.2.1 Gaz Basıncı Kuvvetleri

İndikatör diyagramı kullanılarak geliştirilmiş indikatör diyagramı Brix metodu kullanılarak çizilir. Brix metoduyla çizime başlamadan önce Brix düzeltme değeri hesaplanmalıdır. Bu değer:

$$R.\lambda / (2.M_s) = 20.0,24096 / (2.0,2) = 12,048 \text{ mm} \quad (9.70)$$

İndikatör diyagramındaki değerler her 10° için alınarak geliştirilmiş indikatör diyagramına taşınır ve Δp_g değerleri belirlenir.



Şekil 9.8 Brix metodu ile geliştirilmiş indikatör diyagramı

9.2.2.2 Krank Mekanizmasının Bileşenlerinin Kütlesi

Çizelge 9.8’de verilen ilişkiler kullanılarak ve gaz basıncı kuvvetleride göz önüne alınarak krank mekanizmasının bileşenlerinin kütleleri yaklaşık olarak belirlenebilir.

Piston grubunun kütlesi (Alüminyum alaşımlı piston için, $m'_p = 60,87 \text{ kg/m}^2$):

$$m_p = m'_p . F_p = 60,87 . 1,807 . 10^{-3} = 0,11 \text{ kg} \quad (9.71)$$

Biyel kütlesi (dövülmüş Çelik biyel için, $m'_{cr} = 80,24 \text{ kg/m}^2$):

$$m_{cr} = m'_{cr} \cdot F_p = 80,24 \cdot 1,807 \cdot 10^{-3} = 0,145 \text{ kg} \quad (9.72)$$

karşı ağırlıklar olmaksızın krank milinin dengelenmemiş kısmının kütlesi (dövülmüş Çelik krank mili için, $m'_{th} = 130,05 \text{ kg/m}^2$):

$$m_{th} = m'_{th} \cdot F_p = 130,05 \cdot 1,807 \cdot 10^{-3} = 0,235 \text{ kg} \quad (9.73)$$

piston pimine indirgenmiş biyel kütlesi:

$$m_{crp} = (0,2 - 0,3) \cdot m_{cr} = 0,275 \cdot 0,145 = 0,039875 \text{ kg} \quad (9.74)$$

krank eksenine indirgenmiş biyel kütlesi:

$$m_{crc} = (0,7 - 0,8) \cdot m_{cr} = 0,725 \cdot 0,145 = 0,105125 \text{ kg} \quad (9.75)$$

gidip gelme hareketi yapan kütlelerin toplamı:

$$m_j = m_p + m_{crp} = 0,11 + 0,039875 = 0,149875 \text{ kg} \quad (9.76)$$

dönme hareketi yapan kütlelerin toplamı:

$$m_R = m_{th} + m_{crc} = 0,235 + 0,105125 = 0,340125 \text{ kg} \quad (9.77)$$

Çizelge 9.8 Motor bileşenlerinin kütle ilişkileri

Krank mekanizmasının bileşenleri	Karbüratörlü motorlarda (B=60-100mm) (kg/m ²)
Piston grubu Alüminyum(m' _p)	80-150
Biyel(m' _{cr})	100-200
Krank mekanizmasının dengelenmemiş kısmı(m' _c)	
Dövme çelik	150-200
Dökme demir	100-200

9.2.2.3 Özgöl ve Toplam Atalet Kuvvetleri

Çizelge 9.7'deki veriler ve aşağıdaki hesaplamalarda kullanılarak Çizelge 9.9 oluşturulur.

Gidip gelme hareketi yapan kütlelerin özgöl atalet kuvvetleri:

$$p_j = -j.m_j / F_p = -j.0,149875.10^{-6} / 0,001807 = -j.0,294.10^{-5} \text{ Mpa} \quad (9.78)$$

Dönen kütlelerin santrifüj (merkez kaç) atalet kuvvetleri:

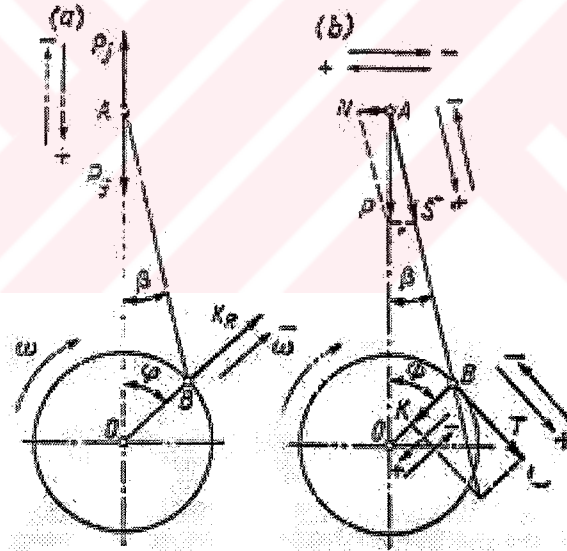
$$K_R = -m_R.R.\omega^2 = -0,340125.0,02.733^2.10^{-3} = 3,655 \text{ kN} \quad (9.79)$$

Dönen biyel kütlelerinin santrifüj atalet kuvvetleri:

$$K_{Rcr} = -m_{cr}.R.\omega^2 = 0,105125.0,02.733^2.10^{-3} = 1,12965 \text{ kN} \quad (9.80)$$

Krank milinin dönene kısmının santrifüj atalet kuvvetleri:

$$K_{Rc} = -m_{th}.R.\omega^2 = 0,235.0,02.733^2.10^{-3} = 2.52525 \text{ kN} \quad (9.81)$$



Şekil 9.9 Krank mekanizmasına etkiyen kuvvetler a. Atalet ve gaz b. Toplam kuvvetler (Kolchin & Demidov, 1980)

Çizelge 9.9 Dinamik hesaplama değerleri

Φ	$\Delta p_g(\text{Mpa})$	$j(\text{m/s}^2)$	$p_j(\text{mpa})$	$p(\text{Mpa})$	$\beta(\text{derece})$	$p_N(\text{Mpa})$
0	0,04945	13336,48	-1,10613	-1,05668	0	0
30	-0,015	10601,88	-0,87932	-0,89432	6,919806	-0,10854
60	-0,015	4078,665	-0,33828	-0,35328	12,04486	-0,07538
90	-0,015	-2589,57	0,214779	0,199779	13,94321	0,0496
120	-0,015	-6668,24	0,553064	0,538064	12,04486	0,114809
150	-0,015	-8012,3	0,664541	0,649541	6,919806	0,078831
180	-0,015	-8157,33	0,676569	0,661569	1,69E-15	1,95E-17
190	-0,015	-8150,23	0,67598	0,66098	-2,39809	-0,02768
210	-0,015	-8012,3	0,664541	0,649541	-6,91981	-0,07883
240	-0,015	-6668,24	0,553064	0,538064	-12,0449	-0,11481
270	0,070952	-2589,57	0,214779	0,285731	-13,9432	-0,07094
300	0,2318	4078,665	-0,33828	-0,10648	-12,0449	0,022721
330	0,758338	10601,88	-0,87932	-0,12098	-6,91981	0,014683
360	1,95239	13336,48	-1,10613	0,846263	-3,4E-15	-5E-17
370	5,25385	13017,04	-1,07963	4,174217	2,398085	0,174812
390	3,402	10601,88	-0,87932	2,52268	6,919806	0,306163
420	1,3804	4078,665	-0,33828	1,042116	12,04486	0,222361
450	0,713	-2589,57	0,214779	0,927779	13,94321	0,230345
480	0,47	-6668,24	0,553064	1,023064	12,04486	0,218296
510	0,2888	-8012,3	0,664541	0,953341	6,919806	0,115701
540	0,1706	-8157,33	0,676569	0,847169	5,07E-15	7,5E-17
550	0,143	-8150,23	0,67598	0,81898	-2,39809	-0,0343
570	0,101138	-8012,3	0,664541	0,765679	-6,91981	-0,09293
600	0,06464	-6668,24	0,553064	0,617704	-12,0449	-0,1318
630	0,04945	-2589,57	0,214779	0,264229	-13,9432	-0,0656
660	0,04945	4078,665	-0,33828	-0,28883	-12,0449	0,06163
690	0,04945	10601,88	-0,87932	-0,82987	-6,91981	0,100716
720	0,04945	13336,48	-1,10613	-1,05668	-6,8E-15	1,25E-16

Φ	pS(Mpa)	Pc(Mpa)	pT(Mpa)	T(kN)	Mt.c(Nm)	Mt
0	-1,05668	-1,05668	0	0	0	0
30	-0,90088	-0,72023	-0,54116	-0,97787	-19,5574	-19,5574
60	-0,36124	-0,11136	-0,34364	-0,62097	-12,4193	-12,4193
90	0,205844	-0,0496	0,199779	0,361001	7,220022	7,220022
120	0,550176	-0,36846	0,408572	0,73829	14,7658	14,7658
150	0,654307	-0,60193	0,256501	0,463497	9,269936	9,269936
180	0,661569	-0,66157	0	0	0	0
190	0,661559	-0,65575	-0,08752	-0,15814	-3,16288	-3,16288
210	0,654307	-0,60193	-0,2565	-0,4635	-9,26994	-9,26994
240	0,550176	-0,36846	-0,40857	-0,73829	-14,7658	-14,7658
270	0,294406	-0,07094	-0,28573	-0,51632	-10,3263	-10,3263
300	-0,10888	-0,03357	0,103579	0,187167	3,743338	3,743338
330	-0,12187	-0,09743	0,073207	0,132284	2,645686	2,645686
360	0,846263	0,846263	0	0	0	0
370	4,177876	4,080445	0,897001	1,620881	32,41762	32,41762
390	2,541191	2,031624	1,526485	2,758358	55,16716	55,16716
420	1,065575	0,328487	1,013679	1,831718	36,63437	36,63437
450	0,955946	-0,23034	0,927779	1,676497	33,52994	33,52994
480	1,046094	-0,70058	0,776851	1,40377	28,0754	28,0754
510	0,960336	-0,88347	0,37647	0,680281	13,60563	13,60563
540	0,847169	-0,84717	0	0	0	0
550	0,819698	-0,81249	-0,10844	-0,19595	-3,91893	-3,91893
570	0,771297	-0,70956	-0,30236	-0,54637	-10,9274	-10,9274
600	0,631609	-0,423	-0,46905	-0,84757	-16,9513	-16,9513
630	0,272251	-0,0656	-0,26423	-0,47746	-9,54924	-9,54924
660	-0,29534	-0,09104	0,280953	0,507682	10,15364	10,15364
690	-0,83596	-0,66833	0,502158	0,907399	18,14798	18,14798
720	-1,05668	-1,05668	0	0	0	0

9.2.2.4 Özgöl Toplam Kuvvetler

Piston pimine indirgenmiş özgöl kuvvetler aşağıdaki gibi hesaplanır ve Çizelge 9.9'a yazılır.

$$p = \Delta p_g + p_j \text{ Mpa} \quad (9.82)$$

Özgül normal kuvvet:

$$p_N = p \cdot \tan \beta \text{ Mpa} \quad (9.83)$$

burada β değeri Şekil 9.9'daki geometrik ilişkiler kullanılarak $\beta = \sin^{-1} \left(\frac{\sin \varphi \cdot R}{L_{cr}} \right)$ şeklinde bulunur.

Biyel boyunca etki eden özgül kuvvetler:

$$p_s = p \cdot (1 / \cos \beta) \text{ Mpa} \quad (9.84)$$

Krank yarıçapı boyunca etki eden özgül kuvvetler:

$$p_c = p \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta \text{ Mpa} \quad (9.85)$$

Özgül ve toplam teğetsel kuvvetler:

$$p_T = p \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta \text{ Mpa ve } T = p_T \cdot F_p \quad (9.86)$$

Yukarıda belirlenen kuvvetlerle değişen krank mili açısı için Çizelge 9.9 oluşturulur ve grafikler çizilir (Şekil 9.10).

Teğetsel kuvvetlerin bir çevrim için ortalama değeri

Isı analizine göre:

$$T_m = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi \cdot \tau} p_i \cdot F_p = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi \cdot 4} 1,023783 \cdot 1,807 \cdot 10^{-3} = 294,43 \text{ N} \quad (9.87)$$

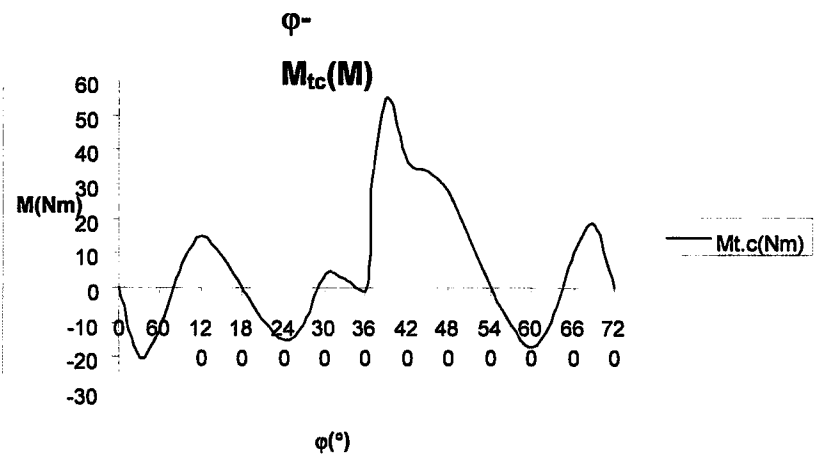
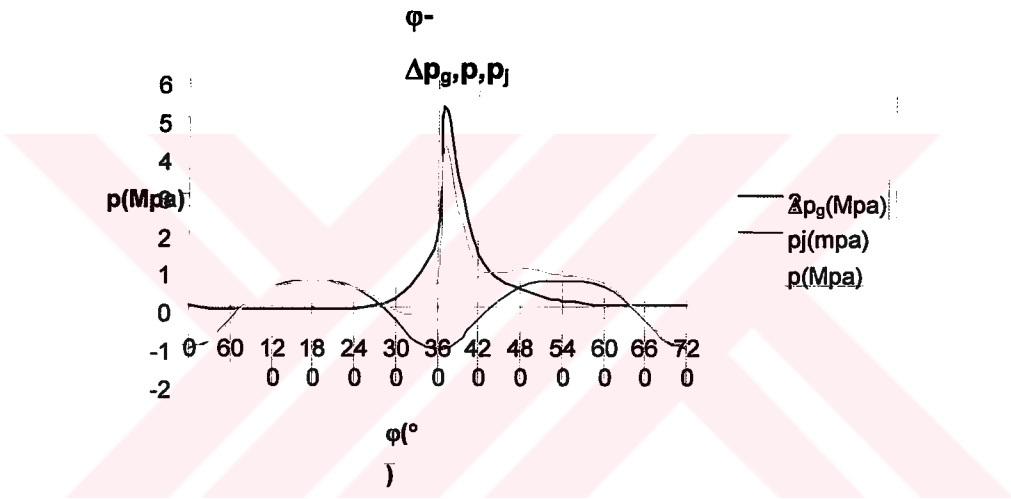
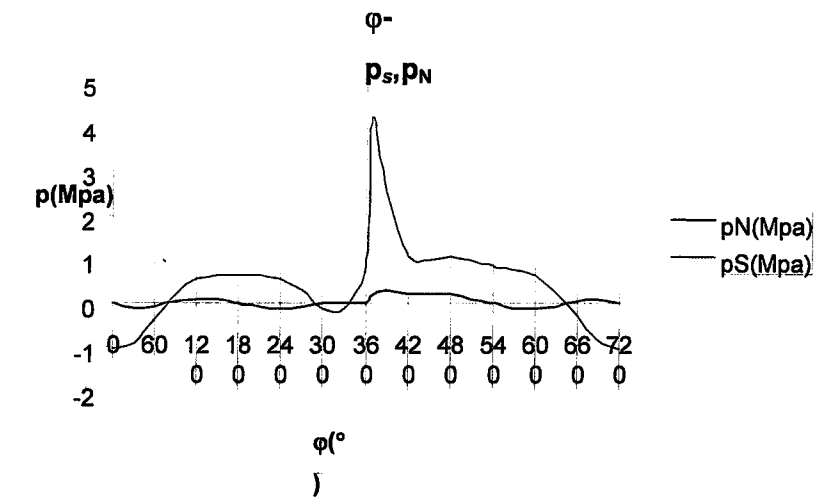
Dinamik hesaplara göre:

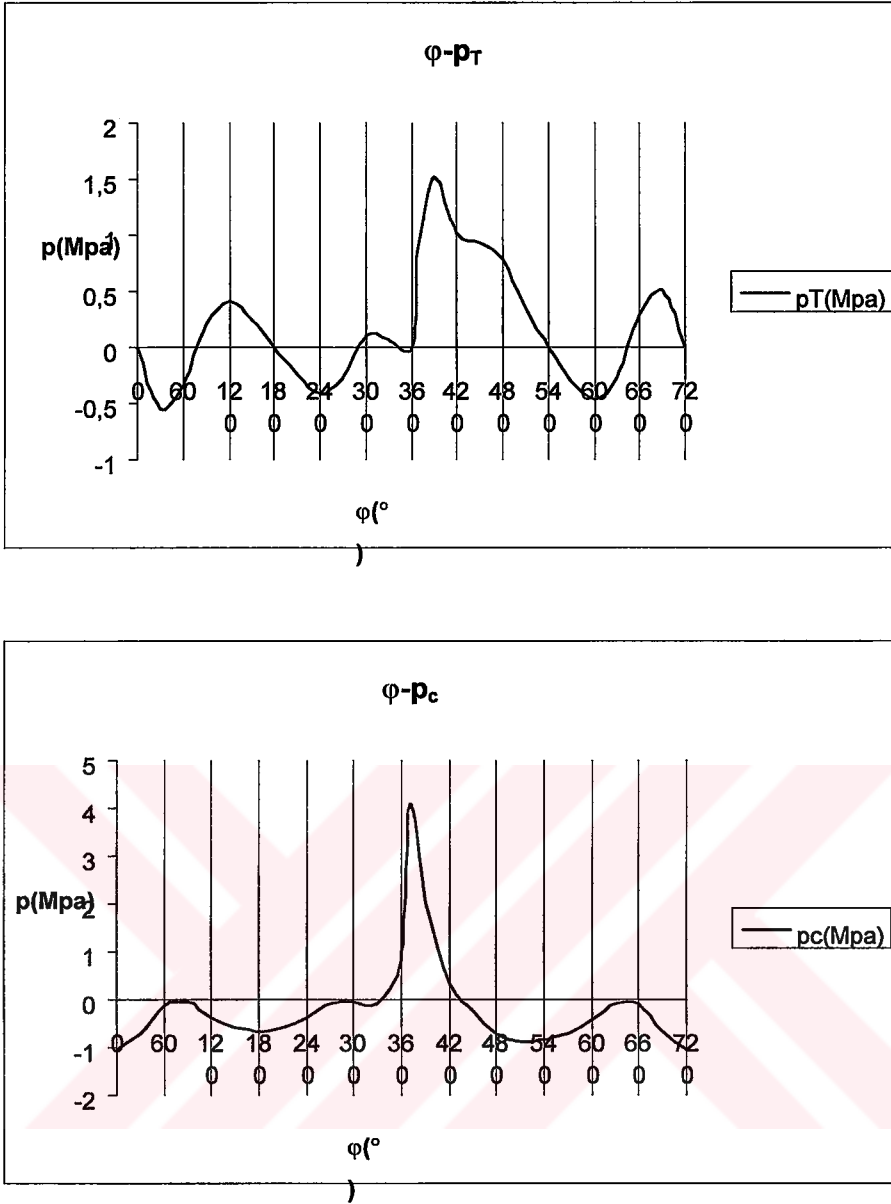
Özgül teğetsel yük değerleri kullanılarak oluşturulan p_T - φ eğrisinin altında alandan ortalama özgül teğetsel kuvvetler bulunabilir ve bu değer yardımıyla ortalama toplam teğetsel yük değeri hesaplanabilir.

$$p_{T_m} = \frac{\sum F_1 - \sum F_2}{OB} M_p = \frac{10968}{720} 0,01 = 0,15233 \text{ Mpa} \quad (9.88)$$

$$T_m = p_{T_m} \cdot F_p = 0,15233 \cdot 1,807 \cdot 10^{-3} \cdot 10^6 = 275,26 \text{ N} \quad (9.89)$$

$$\Delta = (294,43 - 275,26) / 294,43 = \%6,5$$





Şekil 9.10 Dinamik analiz verilerinin grafikleri

9.2.2.5 Torklar

Bir silindirin dolayısıyla motorun toplam torku aşağıdaki gibi bulunur ve tabloya işlenir.

$$M_{tc} = T.R = T.0,02.10^3 \text{ N} \quad (9.90)$$

Dört stroklu bir motorun tork değişim periyodu:

$$\theta = 720/i = 720/1 = 720^\circ \quad (9.91)$$

Motorun ortalama torku

Isı analizi değerlerine göre:

$$M_{tm} = M_i = M_e / \eta_m = 5,09366 / 0,863773 = 5,897 \text{ Nm} \quad (9.92)$$

Dinamik hesaplamalar yardımıyla oluşturulan tablodaki değerler kullanılarak:

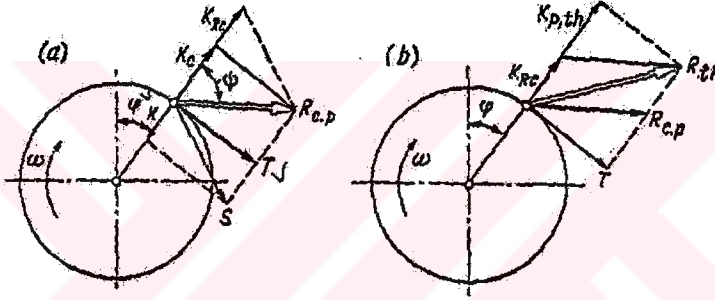
$$M_{tm} = \frac{\sum F_1 - \sum F_2}{OA} M_M = \frac{4098}{720} \cdot 1 = 5,691 \text{ Nm} \quad (9.93)$$

Maksimum ve minimum torklar Şekil 9.10'a göre:

$$M_{t_{\max}} = 55,167 \text{ Nm ve } M_{t_{\min}} = -19,557 \text{ Nm}$$

9.2.2.6 Krank Pimine Etki Eden Kuvvetler

Bu kuvvetlerin belirlenebilmesi için öncelikle Çizelge 9.10'un oluşturulması gerekmektedir.



Şekil 9.11 Krank pimine ve krank mili içine etkiyen kuvvetler (Kolchin & Demidov, 1980)

Krank yarıçapı boyunca krank pimine etki eden toplam kuvvetler (Şekil 9.11):

$$P_c = K + K_{Rc} = K - 1,12965 \text{ kN} \quad (9.94)$$

burada $K = p_c \cdot F_p = p_c \cdot 0,001807 \cdot 10^3 \text{ kN}$ 'dur.

Sonuç olarak krank pimine etki eden toplam yük T ve P_c 'nin bileşkesi olacaktır.

$$R_{cp} = \sqrt{T^2 + P_c^2} \text{ kN} \quad (9.95)$$

Krank pimine etkiyen ortalama kuvvet, $R_{cp}-\varphi$ grafiği çizildikten sonra grafiğin altında kalan alan kullanılarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$R_{cpm} = \sum F \cdot M_p / OB = 15538.0,1 / 720 = 2,158 \text{ kN} \quad (9.96)$$

Çizelge 9.10 Toplam kuvvetler

$\varphi(^{\circ})$	Toplam kuvvetler, kN					
	T	K	Pc	Rc.p	Kpth	Rth
0	0	-1,90942	-3,03907	3,039066	-5,56467	5,564666
30	-0,97787	-1,30146	-2,43111	2,620409	-4,95671	5,052251
60	-0,62097	-0,20123	-1,33088	1,468615	-3,85648	3,90615
90	0,361001	-0,08963	-1,21928	1,271597	-3,74488	3,762237
120	0,73829	-0,66581	-1,79546	1,941323	-4,32106	4,383675
150	0,463497	-1,08769	-2,21734	2,26527	-4,74294	4,765538
180	0	-1,19545	-2,3251	2,325105	-4,8507	4,850705
190	-0,15814	-1,18493	-2,31458	2,319978	-4,84018	4,842764
210	-0,4635	-1,08769	-2,21734	2,26527	-4,74294	4,765538
240	-0,73829	-0,66581	-1,79546	1,941323	-4,32106	4,383675
270	-0,51632	-0,12819	-1,25784	1,359684	-3,78344	3,818506
300	0,187167	-0,06065	-1,1903	1,204928	-3,7159	3,720613
330	0,132284	-0,17606	-1,30571	1,312393	-3,83131	3,833592
360	0	1,529197	0,399547	0,399547	-2,12605	2,126053
370	1,620881	7,373365	6,243715	6,450677	3,718115	4,056061
390	2,758358	3,671144	2,541494	3,750698	0,015894	2,758404
420	1,831718	0,593576	-0,53607	1,908551	-3,06167	3,567778
450	1,676497	-0,41623	-1,54588	2,280438	-4,07148	4,403137
480	1,40377	-1,26595	-2,3956	2,776594	-4,9212	5,117499
510	0,680281	-1,59643	-2,72608	2,809675	-5,25168	5,295553
540	0	-1,53083	-2,66048	2,660484	-5,18608	5,186084
550	-0,19595	-1,46818	-2,59783	2,605206	-5,12343	5,127172
570	-0,54637	-1,28217	-2,41182	2,472937	-4,93742	4,967563
600	-0,84757	-0,76435	-1,894	2,074999	-4,4196	4,500141
630	-0,47746	-0,11854	-1,24819	1,336396	-3,77379	3,803877
660	0,507682	-0,16452	-1,29417	1,390183	-3,81977	3,853357
690	0,907399	-1,20767	-2,33732	2,507279	-4,86292	4,946856
720	0	-1,90942	-3,03907	3,039066	-5,56467	5,564666

Krank pimine etki eden maksimum ve minimum kuvvetler:

$$R_{cp\max} = 6,45 \text{ N} \quad \text{ve} \quad R_{cp\min} = 0,399 \text{ kN}$$

9.2.2.7 Krank Milinin İçine Etkiyen Kuvvetler

Krank yarıçapı boyunca krank mili içine etkiyen toplam kuvvetler:

$$K_{P_{th}} = P_c + K_{R_c} = P_c - 2,52525 \text{ kN} \quad (9.97)$$

Analitik olarak krank milinin içine etkiyen toplam kuvvet:

$$R_{th} = \sqrt{T^2 + K_{P_{th}}^2} \text{ kN} \quad (9.98)$$

9.2.2.8 Ana Yataklara Etkiyen Kuvvet

İlk ana yatağa etkiyen kuvvet:

$$R_{mj1} = -0,5 \cdot R_{th1} \text{ kN} \quad (9.99)$$

Simetriden dolayı ikinci ana yatağa etkiyen kuvvet ilk ana yatağa etkiyen ile aynıdır.

$$R_{mj1} = R_{mj2} = -0,5 \cdot R_{th1} \text{ kN} \quad (9.100)$$

Herbir ana yatağa etkiyen ortalma yük R_{mj1} - ϕ grafiğinin altında kalan alan kullanılarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$R_{mj1(2)m} = \sum F \cdot M_R / OB = 15843.01 / 720 = 2,2 \text{ kN} \quad (9.101)$$

Ana yataklara etkiyen maksimum ve minimum kuvvet:

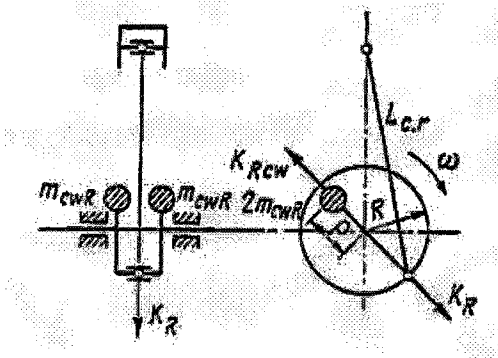
$$R_{mj \max} = 2,782 \text{ kN ve } R_{mj \min} = 1,063 \text{ kN} \quad (9.102)$$

9.2.2.9 Tek Silindirli Motorun Dengelenmesi

Tek silindirli bir motorda dengelenmemiş, gidip gelme hareketi yapan kütlelerin birincil ve ikincil atalet kuvvetleri(P_{jI} ve P_{jII}) ile dönen kütlelerin santrifüj atalet kuvvetleri(K_R) vardır. Dengelenmemiş moment yoktur($\Sigma M_{jI}=0$, $\Sigma M_{jII}=0$ ve $\Sigma M_R=0$) (Şekil 9.12).

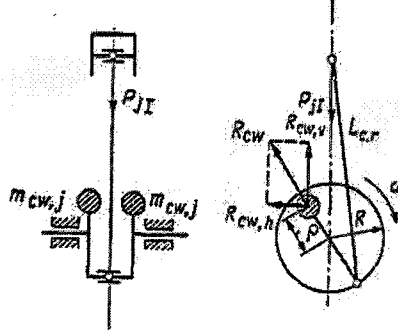
Dönen kütlelerin santrifüj atalet kuvvetleri K_R 'i dengelemek için iki adet karşı ağırlık krank miline etki ettirilir. Bu ağırlıkların krank milinin merkezinden uzaklığı ρ kadardır.

$$2 \cdot m_{cwR} \cdot \rho \cdot \omega^2 = m_R \cdot R \cdot \omega^2 \quad (9.103)$$



Şekil 9.12 Santrifüj atalet kuvvetlerinin dengelenmesi (Kolchin & Demidov, 1980)

Yapısal nedenlerden dolayı tek silindirli bir motorda ikincil atalet kuvvetleri P_{jII} dengelenmez ve birincili atalet kuvvetleri P_{jI} parçalanarak (genelde $0,5.P_{jI}$) yatay ve dikey bileşenlerine ayrılır (Şekil 9.13). Yatay bileşenin oluşturduğu kuvvet R_{cwH} dikey bileşenin oluşturduğu kuvvet R_{cwV} olarak tanımlanmıştır.



Şekil 9.13 Birincil atalet kuvvetlerinin parçalanması (Kolchin & Demidov, 1980)

Karşı ağırlıkların kütlesi:

$$2.m_{cwj} \cdot \rho = 0,5.m_j \cdot R \quad (9.104)$$

Herbir karşı ağırlığın toplam kütlesi:

$$m_{cw} = m_{cwR} + m_{cwj} = \frac{R}{2 \cdot \rho} (m_R + 0,5.m_j) = \frac{0,02}{2 \cdot 0,015} (0,340125 + 0,5 \cdot 0,149875) = 0,277 \text{ kg} \quad (9.105)$$

burada karşı ağırlıkların krank mili ekseninden olan mesafesi $\rho=0,015$ m olarak alınmıştır.

Dengeleme ağırlıkları da göz önüne alınarak ana yataklara gelen kuvvetler yeniden belirlenir.

Buna göre ortalama, maksimum ve minimum yatak yükleri aşağıdaki gibi olacaktır.

$$R_{mj1(2)}^{cw} = \sum F.M_R / OB = 3744.0,01 / 720 = 0,052 \text{ kN} \quad (9.106)$$

$$R_{mj1(2)\max}^{cw} = 0,55 \text{ kN} \text{ ve } R_{mj1(2)\min}^{cw} = -1,169 \text{ kN}$$

9.2.2.10 Motor Düzgünsüzlüğü

Tork düzgünlük değeri:

$$\mu = (M_{t\max} - M_{t\min}) / M_{t\text{m}} = (55,167 - (-19,557)) / 5,691 = 13,13 \quad (9.107)$$

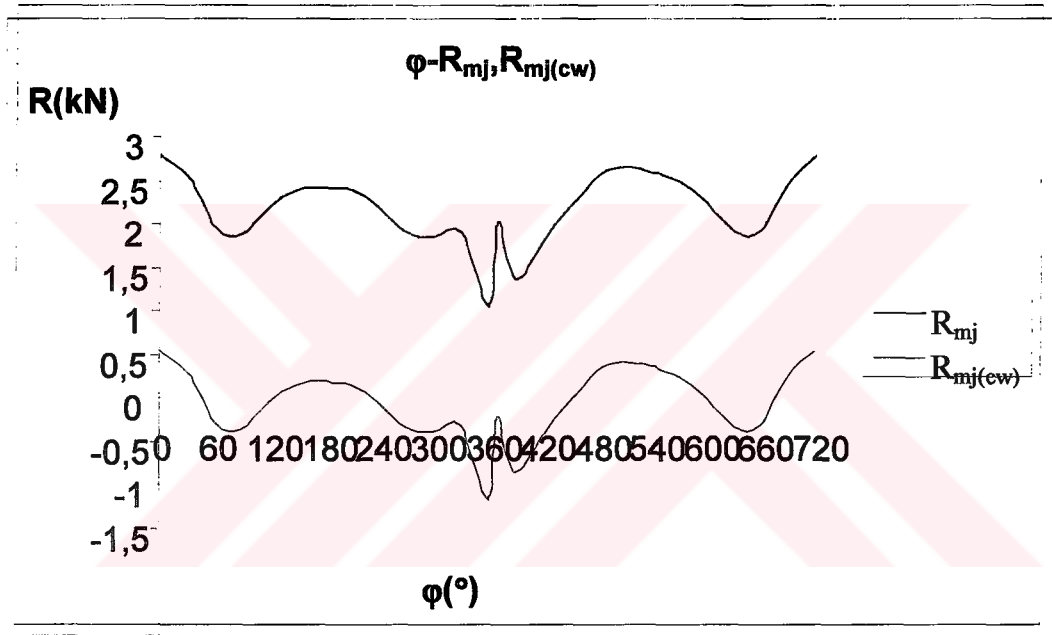
Torkun fazla işi:

$$L_s = F_{abc} \cdot M_M \cdot M'_\varphi = 4098 \cdot 1.0 \cdot 0,01745 = 71,51 \text{ J} \quad (9.108)$$

burada $F_{abc}=4098 \text{ mm}^2$ Şekil 9.10'un altında kalan alandır, $M_M=1$ diyagramdaki krank açısı ölçeği ve $M'_\varphi = 4\pi / (i.OA) = 4\pi / (1.720) = 0,01745 \text{ rad/mm}$ 'dir.

Motor düzgünlük değeri $\delta=0,01$ alınarak krank mili eksenine göre motorun hareket eden parçalarının atalet momenti bulunur:

$$j_0 = L_s / (\lambda \cdot \omega^2) = 71,51 / (0,01 \cdot 733^2) = 0,01331 \text{ kg/m}^2 \quad (9.109)$$



Şekil 9.14 Ana yataklara etkiyen kuvvetler

9.3 Değişken Yük Altında Çalışan Elemanların Tasarımı

Tüm motorlar değişken yükler altında kararlı halde çalışırlar. İşte bu çalışma şartları altında maksimum gerilme ve yorulma durumu da göz önünde bulundurularak tasarlanmaları kaçınılmazdır (Kolchin ve Demidov).

Yorulma mukavemeti değeri yüklemenin simetrik, asimetrik veya darbeli olmasından etkilenir. Yorulma limitleri σ_{-1} , σ_{-1p} ve τ_{-1} (eğilme, çekme-basma ve burulma) şeklinde gösterilirken, akma limitleri σ_y ve τ_y (çekme-basma+eğilme ve kesme+burulma) ile gösterilir.

Yorulma mukavemeti değeri parçanın şeklinden, büyüklüğünden, işlenme şeklinden, termal durumundan ve yüzeye uygulanan sertleştirme işlemlerinden etkilenir.

Yüklemeye şekli ister simetrik ister asimetrik yada darbeleri olsun tüm çevrimler bazı büyüklüklerle ifade edilirler. Maksimum gerilme $\sigma_{\max}$, minimum gerilme $\sigma_{\min}$, ortalama gerilme σ_m , gerilimin genliği σ_a ve asimetri katsayısı r .

Statik yüklemeye durumunda kopma gerilmesi σ_u yada akma gerilmesi σ_y sınır değeri olarak alınabilir. Kopma gerilmesi kırılma malzemeler için kullanılırken akma gerilmesi plastik şekil değiştiren malzemeler için sınır değeri olarak kullanılır.

Değişken yük altında çalışan elemanlar yorulma limitine σ_r ($\sigma_r = \sigma_{-1}$ simetrik çevrim için, $\sigma_r = \sigma_0$ darbeleri çalışma) yada akma limitine σ_y göre değerlendirilirler.

Eğer sözkonusu eleman normal ve teğetsel gerilmelerle yükleniyorsa

$$\bullet \sigma_a / \sigma_m > (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) \text{ yada } \tau_a / \tau_m > (\beta_\tau - \alpha_\tau) / (1 - \beta_\tau) \quad (9.110)$$

ise hesaplamalar yorulma limitine göre yapılır.

$$\bullet \sigma_a / \sigma_m < (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) \text{ yada } \tau_a / \tau_m < (\beta_\tau - \alpha_\tau) / (1 - \beta_\tau) \quad (9.111)$$

ise hesaplamalar akma limitine göre yapılır.

Burada β_σ ve β_τ yorulma limitinin akma limitine oranıdır. Ayrıca α_σ ve α_τ asimetrik bir çevrimi simetrik çevrime dönüştürmek için kullanılan katsayılarıdır.

$$\beta_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_y \text{ ve } \beta_\tau = \tau_{-1} / \tau_y$$

Farklı kırılma gerilmelerine sahip çelikler için α_σ ve α_τ değerleri Çizelge 9.11’de verilmiştir. Bu değerler dökme demir için $\alpha_\sigma = (0,3 - 0,7)$ ve $\alpha_\tau = (0,5 - 0,7)$ olarak alınabilir.

Çizelge 9.11 Çeşitli kırılma dayanımları için karakteristikler (Kochin & Demidov, 1980)

Kopma gerilmesi σ_u	Eğilme α_σ	Çekme- kırılma α_σ	Burulma α_τ
350-450	0.08-0.10	0.06-0.08	0
450-600	0.08-0.13	0.07-0.10	0
600-800	0.12-0.18	0.09-0.14	0-0.08
800-1000	0.16-0.22	0.12-0.17	0.06-0.10
1000-1200	0.20-0.24	0.16-0.20	0.08-0.16
1200-1400	0.22-0.25	0.18-0.23	0.10-0.18
1400-1600	0.25-0.30	0.23-0.25	0.18-0.20

(9.110) ve (9.111) ifadelerinden güvenlik faktörünü belirlemek için yeterli veri olmadığında bu değerler şu şekilde alınabilir:

çelik için $\sigma_{-1} = 0,40.\sigma_u$, $\sigma_{-1p} = 0,28.\sigma_u$, $\tau_{-1} = 0,40.\tau_u$, $\sigma_{-1p} = (0,7 - 0,8).\sigma_{-1}$,
 $\tau_{-1} = (0,4 - 0,7).\sigma_{-1}$

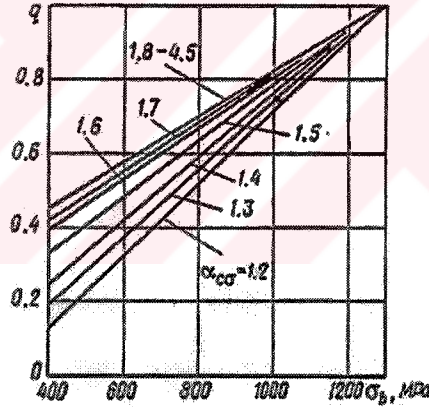
dökme demir için $\sigma_{-1} = (0,3 - 0,5)\sigma_u$, $\sigma_{-1p} = (0,6 - 0,7).\sigma_{-1}$, $\tau_{-1} = (0,7 - 0,9)\sigma_{-1}$,
 $\tau_y = (0,2 - 0,6)\sigma_u$

demir olmayan metaller için $\sigma_{-1} = (0,24 - 0,50).\sigma_u$

Şekil, büyüklük ve yüzey kalitesi ihmal edilecek olursa güvenlik faktörü aşağıdaki eşitliklerle bulunur.

Yorulma limitine göre:

$$n_\sigma = \sigma_{-1} / (\sigma_a + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m) \text{ ve } n_\tau = \tau_{-1} / (\tau_a + \alpha_\tau \cdot \tau_m) \quad (9.112)$$



Şekil 9.15 Çeliğin gerilim yığılma faktörü (Kolchin & Demidov, 1980)

Akma limitine göre:

$$n_{y\sigma} = \sigma_y / (\sigma_a + \sigma_m) \text{ ve } n_{y\tau} = \tau_y / (\tau_a + \tau_m) \quad (9.113)$$

Parçanın şeklini, büyüklüğünü ve yüzey kalitesini de yorulma limitindeki hesaplamalara katabilmek için bazı katsayıların dahil edilmesi gerekir.

- Gerilme yığılma faktörü, teorik gerilme yığılma faktörü $\alpha_{\sigma\sigma}$ ve efektif gerilme yığılma faktörü $k_\sigma(k_\tau)$

- Büyüklük faktörü ε_s
- Yüzey hassasiyet faktörü ε_{ss}

Teorik ve efektif gerilme yığılma faktörü arasında aşağıdaki gibi bir ilişki vardır.

$$k_\sigma = 1 + q(\alpha_{\sigma\sigma} - 1) \quad (9.114)$$

burada q malzemenin gerilim yığılmasına hassasiyeti olup 0-1 arası değişmektedir. Gerilim hassasiyet faktörü ağırlıklı olarak malzeme özelliğine bağlıdır. Bazı malzemelerin q değeri aşağıdaki gibidir:

Gri dökme demir.....0

Yüksek kalite ve dövülebilir dökme demir.....0,2-0,4

Yapı çelikleri.....0,6-0,8

Yüksek kalite alaşımlı çelikler.....yaklaşık 1

Çelikler için q değerinin değişimi Şekil 9.15’de verilmiştir.

Çizelge 9.12 Çeşitli yapılar için teorik gerilme faktörü değerleri

Stres yığılma çeşidi	$\alpha_{\sigma\sigma}$
Yuvarlatma aşağıdaki çaplarda	
0,0625	1,75
0,125	1,5
0,25	1,2
0,55	1,1
V şekilli diş	3-4,5
Yüzeydeki işleme izleri	1,2-1,4

Bir malzemedede herhangi bir ani ölçüsel değişiklik yoksa gerilim yığılma faktörü yalnızca o malzemenin iç yapısıyla alakalıdır.

$$k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_b - 400) \quad (9.115)$$

burada σ_b kopma gerilmesidir. Ayrıca k_σ ve k_τ arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir:

$$k_\tau = (0,4 - 0,6)k_\sigma \quad (9.116)$$

Büyüklik faktörü herhangi bir çaptaki bir parçanın kırılma gerilmesinin 10 mm çapındaki standart parçanın kırılma gerilmesine oranı olarak tanımlanmaktadır. Büyüklik faktörü ϵ_s değerleri Çizelge 9.13’de çelik ve dökme demir için verilmiştir.

Çizelge 9.13 Parça büyüklik faktörü (Kolchin & Demidov, 1980)

Büyüklik faktörü	Parça boyutu, mm							
	10*	10-15	15-20	20-30	30-40	40-50	50-100	100-200
$\epsilon_{s\sigma}$	1	1-0,95	0,95-0,90	0,90-0,85	0,85-0,80	0,80-0,75	0,75-0,65	0,65-0,55
$\epsilon_{s\tau}$	1	1-0,94	0,94-0,88	0,88-0,83	0,83-0,78	0,78-0,72	0,72-0,60	0,60-0,50

Çizelge 9.14 Yüzey hassasiyet faktörü

Yüzey işleme yada sertleştirme	ϵ_{ss}	Yüzey işleme yada sertleştirme	ϵ_{ss}
Sertleştirmeden parlatma	1	Yumru aşındırıcı püskürtme	1,1-2
Sertleştirmeden taşlama	0,97-0,85	Haddeleme	1,1-2,2
Sertleştirmeden son tornalama	0,94-0,8	Karbürleme	1,2-2,5
Sertleştirmeden kaba tornalama	0,88-0,6	Sertleştirme	1,2-2,8
Tornlamadan sertleştirme	0,76-0,50	nitratlama	1,2-3

Yüzey kalitesi de parçaların dayanımları üzerine etki eder. Bu etkinin belirlenmesi için yüzey kalitesi faktörü belirlenmiştir. Yüzey kalitesi faktörü $\epsilon_{ss\sigma} = \epsilon_{ss\tau}$ olmak kaydıyla değerleri Çizelge 9.14’de verilmiştir.

Yorulma dayanımının artırılabilmesi için kusursuz bir yüzey gereklidir bunun için büyük yükler altında çalışacak olan parçaların yüzey işlemlerinin kaliteli yapılması gerekmektedir.

Tüm bu faktörler göz önüne alınarak çevrimin maksimum gerilme değeri:

$$\sigma_{\max} = \sigma_a k_{\sigma} / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss}) + \sigma_m \quad (9.117)$$

$$\tau_{\max} = \tau_a k_{\tau} / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss}) + \tau_m \quad (9.118)$$

güvenlik faktörü

yorulma limitine göre:

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_{ac} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m) \quad (9.119)$$

$$n_{\tau} = \tau_{-1} / (\tau_{ac} + \alpha_{\tau} \cdot \tau_m) \quad (9.120)$$

akma limitine göre:

$$n_{\sigma y} = \sigma_y / (\sigma_{ac} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m) \quad (9.121)$$

$$n_{\tau y} = \tau_y / (\tau_{ac} + \alpha_{\tau} \cdot \tau_m) \quad (9.122)$$

burada $\sigma_{ac} = \sigma_a \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss})$ ve $\tau_{ac} = \tau_a \cdot k_{\tau} / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss})$ 'dır.

Teğetsel ve normal gerilmelerin beraber uygulandığı durumlar için toplam güvenlik faktörü:

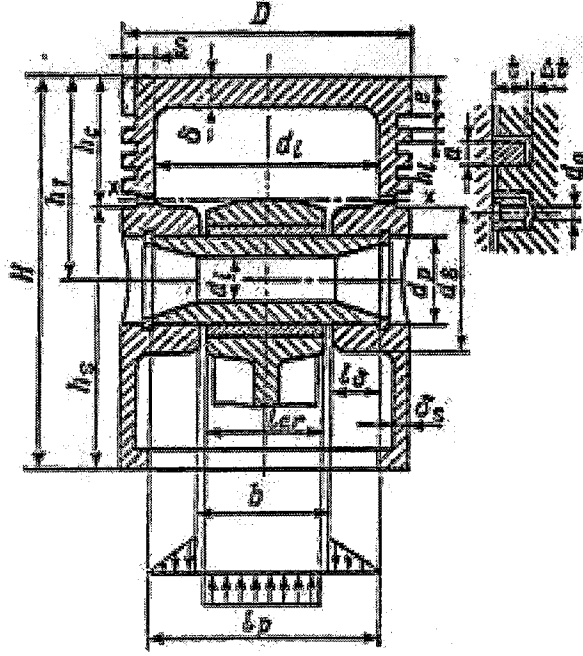
$$n = n_{\sigma} \cdot n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2} \quad (9.123)$$

9.4 Piston Grubunun Boyutlandırılması

Piston yüksek gaz, atalet ve ısı yükleri altında çalışmaktadır ve motorun en fazla zorlanan elemanlarından biridir (Şekil 9.16). Bunun için malzemesinin yüksek dayanımlı olması gereklidir. Pistonlar genellikle Alüminyum alaşımlarının dökülmesi veya dövülmesi ile yada dökme demirden elde edilirler.

Piston dizaynı değişken yük ihmal edilerek belli bölgelerdeki kabul edilebilir gerilmelere göre yapılmaktadır. Bu hesaplamalar piston kafası, piston üst kısmının et kalınlığı, üst segman yüksekliği, yatak yüzeyleri ve piston eteği için yapılır.

Piston kafası tasarımı maksimum gaz kuvvetleri $p_{\max}$ 'a göre yapılır. Otto motorlarında maksimum gaz kuvveti maksimum torkun alındığı devirde oluşmaktadır.



Şekil 9.16 Piston (Kolchin & Demidov, 1980)

9.4.1 Piston

Isı analizi ve dinamik hesaplarından: silindir çapı $D=48$ mm, piston stroku $S=40$ mm, maksimum gerçek yanma basıncı $n_N=4200$ rpm'de $p_{za}=6,296$ Mpa, piston alanı $F_p=18,07$ cm², maksimum nominal kuvvet $\varphi=370^\circ$ de $N_{\max} = p_{N\max} \cdot F_p = 0,3062 \cdot 1807 \cdot 10^{-6} = 0,000533$ MN, piston grubunun kütlesi $m_p=0,11$ kg, maksimum hız $n_{\max}=8400$ rpm ve $\lambda=0,24096$.

Çizelge 9.6'daki ilişkiler kullanılarak piston boyutlandırılabilir. Piston kafası kalınlığı $\delta=4,8$ mm, piston yüksekliği $H=51$ mm, piston etek yüksekliği $h_s=31$ mm, segman radyal kalınlığı $t=2$ mm, segman radyal boşluğu $\Delta t=0,9$ mm, piston üst kısmı cidar kalınlığı $s=3$ mm, üst segman yüksekliği $h_1=2$ mm, yağ deliklerini adedi ve çapı $n'_0=12$ ve $d_0=1,5$ mm. Pistonun alüminyum alaşımı olan IS-2285 malzemesinden yapılması düşünülmektedir $\alpha_p=22 \cdot 10^{-6}$ 1/K. Kovan nitrülenmiş çelik olup $\alpha_{cyI}=13 \cdot 10^{-6}$ 1/K'dir.

Piston kafasındaki eğilme gerilmesi:

$$\sigma_b = p_{za} (r'_i / \delta)^2 = 6,276 (11 / 4,8)^2 = 33,07 \text{ Mpa} \quad (9.124)$$

burada $r'_i=11$ mm seçilmiştir. Piston kafasındaki eğilme gerilmesi için Alüminyum alaşımlı pistonlarda müsaade edilen değerler 20-45 Mpa arasındadır ve hesaplanan değer bu sınırlar içindedir.

x-x bölgesindeki basma(kompresyon) gerilmesi:

$$\sigma_{com} = P_{za} / F_{x-x} = 0,011377 / 0,000315 = 36,065 \text{ Mpa} \quad (9.125)$$

burada $P_{za} = p_{za} \cdot F_p = 6,296.18,07.10^{-4} = 0,011377 \text{ MN}$,

$$F_{x-x} = (\pi / 4)(d_g^2 - d_i^2) - n'_0 \cdot F' = [(\pi / 4)(42,2^2 - 36,2^2) - 12.1,5]10^{-6} = 0,000315 \text{ m}^2,$$

$$d_g = D - 2(t + \Delta t) = 48 - 2(2 + 0,9) = 42,2 \text{ mm},$$

$$F' = (d_g - d_i) d_0 / 2 = (42,2 - 36,2)1,2 / 2 = 4,5 \text{ mm},$$

$$d_i = 2(D / 2 - (s + t + \Delta t)) = 2(24 - (3 + 2 + 0,9)) = 36,2 \text{ mm}$$

x-x bölgesindeki kırılma gerilmesi

maksimum açısal hız:

$$\omega_{id \max} = \pi \cdot n_{id \max} / 30 = \pi \cdot 8400 / 30 = 879,65 \text{ rad/s} \quad (9.126)$$

piston üst kısmının kütlesi:

$$m_{x-x} = 0,6 \cdot m_p = 0,6 \cdot 0,11 = 0,066 \text{ kg} \quad (9.127)$$

maksimum kırılma gerilimi:

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{id \max}^2 \cdot (1 + \lambda) = 0,66 \cdot 0,02 \cdot 879,65^2 \cdot (1 + 0,24096) \cdot 10^{-6} = 0,0012675 \text{ MN} \quad (9.128)$$

kırılma gerilimi:

$$\sigma_r = P_j / F_{x-x} = 0,0012675 / 0,000315 = 4,018 \text{ Mpa} \quad (9.129)$$

Alüminyum alaşımlı pistonlar için kırılma gerilmesi değerinin 8-10 Mpa'ı geçmemesi gerekmektedir.

Üst segman bölgesindeki gerilimler

Kesme gerilmesi:

$$\tau = 0,314 \cdot p_{za} \cdot D / h_l = 0,314 \cdot 6,296.48 / 2 = 4,745 \text{ Mpa} \quad (9.130)$$

eğilme gerilimi:

$$\sigma_b = 0,0045 \cdot p_{za} \cdot (D / h_l)^2 = 0,0045 \cdot 6,296 \cdot (48 / 2)^2 = 16,319 \text{ Mpa} \quad (9.131)$$

bileşke gerilim:

$$\sum \sigma = \sqrt{\sigma_b^2 + 4.\tau^2} = \sqrt{16,319^2 + 4.4,745^2} = 18,877 \text{ Mpa} \quad (9.132)$$

Bileşke gerilimin üst segman bölgesindeki değerinin Alüminyum alaşımlı pistonlar için 60-80 Mpa'ı geçmemesi gerekmektedir.

Piston eteği bölgesinde h_s ve H kadar mesafedeki maksimum özgül basınçlar:

$$q_1 = N_{\max} / (h_s . D) = 0,000553 / (0,031.0,048) = 0,3718 \text{ Mpa} \quad (9.133)$$

$$q_2 = N_{\max} / (H . D) = 0,000553 / (0,051.0,048) = 0,226 \text{ Mpa} \quad (9.134)$$

maksimum özgül basınç değerleri Alüminyum alaşımlı pistonlar için $q_1=0,3-1,0$ Mpa ve $q_2=0,2-0,7$ Mpa arasında olmalıdır.

Piston kafası ve eteğinin çapları:

$$D_c = D - \Delta_c = 48 - 0,348 = 47,616 \text{ mm} \quad (9.135)$$

$$D_s = D - \Delta_s = 48 - 0,144 = 47,856 \text{ mm} \quad (9.136)$$

burada Δ_c ve Δ_s soğuk halde piston kafası ve eteğinin silindirle arasındaki boşluktur.

$$\Delta_c = (0,006 - 0,008).D = 0,008.48 = 0,348 \text{ mm} \quad (9.137)$$

$$\Delta_s = (0,001 - 0,002).D = 0,003.48 = 0,003.48 = 0,144 \text{ mm} \quad (9.138)$$

Sıcak haldeki piston kafası ve etek ile silindir arasındaki boşluklar:

$$\Delta'_c = D.[1 + \alpha_{cyl} . (T_{cyl} - T_0)] - D_c [1 + \alpha_p . (T_c - T_0)] = 48[1 + 13.10^{-6} (463 - 293)] - 47,616[1 + 22.10^{-6} (650 - 293)] = 0,116104 \quad (9.139)$$

$$\Delta'_s = D.[1 + \alpha_{cyl} . (T_{cyl} - T_0)] - D_s [1 + \alpha_p . (T_s - T_0)] = 48[1 + 13.10^{-6} (463 - 293)] - 47,856[1 + 22.10^{-6} (483 - 293)] = 0,05 \quad (9.140)$$

burada silindir cidar T_{cyl} silindir cidar sıcaklığı, T_c piston kafası sıcaklığı ve T_s piston eteği sıcaklığıdır. Hava soğutmalı bir motor için bu değerler $T_{cyl}=443-463$ K, $T_c=573-873$ K ve $T_s=483-613$ K arasında olmaktadır. Sıcak haldeki silindir boşlukları $\Delta'_c = (0,002 - 0,0025).D$ ve $\Delta'_s = (0,0005 - 0,0015).D$ değerleri arasında kalmalıdır.

9.4.2 Segmanlar

Segmanlar yüksek sıcaklık ve yüksek değişken yükler altında çalışmaktadırlar. Segmanlar dökme demirden yada alaşımlı dökme demirden imal edilirler. Gerek duyulursa alaşımlı çelikten de yapılabilir.

Temel yapısal parametreleri silindir çapının radyal segman kalınlığına oranı D/t , serbest ve sıkıştırılmış haldeki farkın segman kalınlığına oranı A_0/t ve segman genişliğidir.

Seçilen segman malzemesi alaşımlı dökme demir olup elastisite modülü $E=1,2.10^5$ 'tir.

Segmanın ortalama cidar basıncı:

$$p_{av} = 0,152.E \frac{A_0/t}{(D/t-1)^3(D/t)} = 0,152.1,2.10^5 \frac{6/2}{(48/2-1)^3(48/2)} = 0,187392 \text{ Mpa} \quad (9.141)$$

burada $A_0=(2,5-4).t=3.2=6 \text{ mm}$ 'dir. Ortalama segman basıncı değeri kompresyon segmanları için 0,11-0,37 Mpa arasında değişirken bu değer yağ segmanları için 0,2-0,4 değerleri arasındadır.

Segmanın silindir cidarına doğru çevresel basıncı aşağıdaki ifade ile verilir.

$$p = p_{av} \cdot \mu_r \text{ Mpa} \quad (9.142)$$

μ_r değeri segman açısı ψ ile değişmektedir ve buna bağlı olarak segmanın silindir cidarına uyguladığı basınçta değişir.

$\Psi(\text{derece})$0.....30.....60.....90.....120.....150.....180

μ_r1,05.....1,05.....1,14.....0,9.....0,45.....0,67.....2,85

$p(\text{Mpa})$0,19672.....0,19672...0,21363...0,16865....0,084.....0,12555..0,5341

Yukarıdaki veriler kullanılarak segman cidar basıncı diyagramı çizilir (Şekil 9.17).

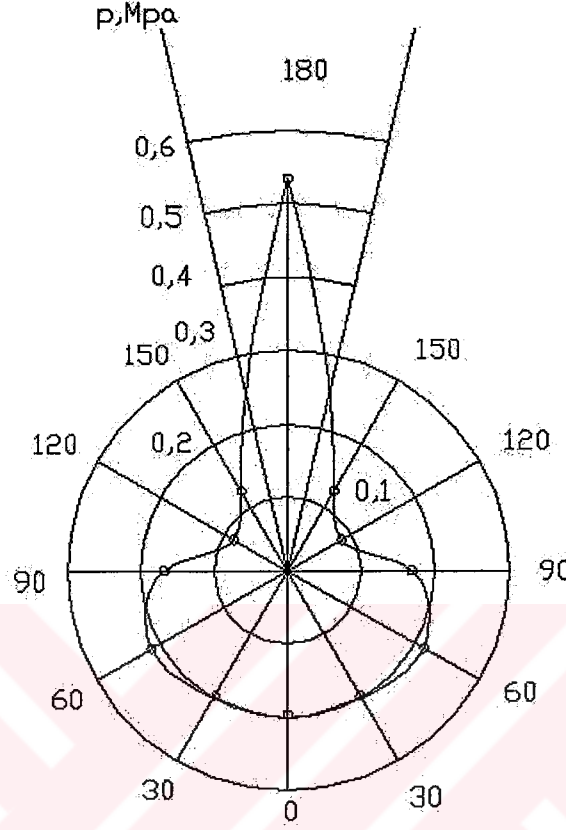
Operasyon koşullarında segmanın eğilme gerilmesi:

$$\sigma_{b1} = 2,61 \cdot p_{av} \cdot (D/t-1)^2 = 2,61 \cdot 0,187392 \cdot (48/2-1)^3 = 258,73 \text{ Mpa}$$

pistonun üzerinde kayarken eğilme gerilmesi:

$$\sigma_{b2} = \frac{4.E.(1-0,114.A_0/t)}{m(D/t-1,4)(D/t)} = \frac{4.1,2.10^5(1-0,114.6/2)}{1,57.(48/2-1,4)(48/2)} = 370,89 \text{ Mpa}$$

Eğilme gerilmesi değeri 220 ile 450 Mpa arasında olmalıdır.



Şekil 9.17 Segman yükü diyagramı

Soğuk halde segman boşluğu:

$$\Delta_r = \Delta'_r + \pi \cdot D \cdot [\alpha_r \cdot (T_r - T_0) - \alpha_{cyl} \cdot (T_{cyl} - T_0)] \quad (9.143)$$

$$= 0,08 + \pi \cdot 48 \cdot [11 \cdot 10^{-6} \cdot (543 - 293) - 13 \cdot 10^{-6} \cdot (463 - 293)] = 0,2368 \text{ mm}$$

burada Δ'_r minimum müsaade edilen boşluk olup 0,06-0,10 mm arasında alınabilir, segman sıcaklığı T_r ise hava soğutmalı bir motor için 523-723 K değer leri arasında olmaktadır.

9.4.3 Piston Piminin Tasarımı

Motorun çalışması sırasında piston pimi değişken yük altında çalışırken eğilmeye, kesmeye ve ovalleşmeye zorlanır. Bu zorlu çalışma şartlarından dolayı piston piminin yüksek kaliteli malzemeden yapılması gereklidir. Piston pimi malzemesi olarak düşük karbonlu yüzey sertleştirilmiş çelik ve alaşımlı çelikler kullanılır.

Piston piminin ana ölçüleri Çizelge 9.6'da verilmiştir. Hesaplamalar için başlangıçta bu değerler alınabilir.

Piston piminde maksimum gerilim otto motorları için motorda maksimum tork aralığında oluşmaktadır.

Önceki bölümlerde elde edilen değerler ve Çizelge 9.6 kullanılarak:

Maksimum gerçek yanma basıncı $n=4200$ rpm'de $p_{za}=6,296$ Mpa, pim dış çapı $d_p=14$ mm, pim iç çapı $d_{in}=9$ mm, pim uzunluğu $l_p=38$ mm, biyel küçük başı burç uzunluğu $l_b=14$ mm, pim yatakları arası boşluk $b=20$ mm. Piston yüzeyi sertleştirilmiş çelik SI-16Mn5Cr4 malzemesi olup elastisite modülü $E=2,1.10^5$ Mpa alınabilir.

Piston pimini yükleyen dizayn kuvveti:

Gaz kuvvetleri:

$$P_{z_{\max}} = p_{z_{\max}} \cdot F_p = 6,296.18,07.10^{-4} = 0,011377 \text{ MN} \quad (9.144)$$

atalet kuvvetleri:

$$P_j = -m_p \cdot \omega_i^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} \quad (9.145)$$

$$= -0,11 \cdot (4200 \pi / 30)^2 \cdot 0,02 \cdot (1 + 0,24096) \cdot 10^{-6} = -0,00053 \text{ MN}$$

dizayn kuvveti:

$$P = P_{z_{\max}} + k \cdot P_j = 0,011377 - 0,82 \cdot 0,00053 = 0,010944 \text{ MN} \quad (9.146)$$

burada k piston pimi kütlelerini hesaplamaya katmak için kullanılan bir katsayı olup 0,76-0,86 arasında değişmektedir.

Piston pimine biyel küçük başının burcu tarafından uygulanan özgül basınç:

$$q_{cr} = \frac{P}{d_p \cdot l_b} = \frac{0,010944}{0,014 \cdot 0,014} = 55,83 \text{ Mpa} \quad (9.147)$$

yataklardan pime uygulanan özgül basınç:

$$q_b = \frac{P}{d_p \cdot (l_p - b)} = \frac{0,010944}{0,014 \cdot (0,038 - 0,02)} = 43,43 \text{ Mpa} \quad (9.148)$$

spesifik basınç değerleri $q_{cr}=20-60$ Mpa ve $q_b=15-50$ Mpa olmalıdır.

pimin orta kısmındaki eğilme gerilmesi:

$$\sigma_b = \frac{P(l_p + 2.b - 1,5J_b)}{1,2.(1 - \alpha^4)d_p^3} = \frac{0,010944(0,038 + 2.0,02 - 1,5.0,014)}{1,2.(1 - 0,642857^4).0,014^3} = 228,46 \text{ Mpa} \quad (9.149)$$

burada $\alpha=d_{in}/d_p=9/14=0,642857$ 'dir. Eğilme gerilmesi değeri 100-250 Mpa arasında olmalıdır.

Pim yatakları ve biyel küçük başı arasında kalan kısımdaki teğetsel kesme gerilmesi:

$$\tau = \frac{0,85.P.(1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4).d_p^2} = \frac{0,85.0,010944.(1 + 0,642857 + 0,642857^2)}{(1 - 0,642857^4).0,014^2} = 117,68 \text{ Mpa} \quad (9.150)$$

kesme gerilmesi değeri 60 ile 250 Mpa arasında olmalıdır.

Pimin çapındaki maksimum ovalleşme(pimin tam ortasında en fazla gerilimin olduğu bölgedir):

$$\begin{aligned} \Delta d_{p \max} &= \frac{1,35.P}{EI_p} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right] \\ &= \frac{1,35.0,010944}{2,1.10^5.0,038} \left(\frac{1 + 0,642857}{1 - 0,642857} \right)^3 \left[0,1 - (0,642857\alpha - 0,4)^3 \right] 10^3 = 0,01544 \text{ mm} \end{aligned} \quad (9.150)$$

Pimin dış yüzeyindeki ovalleşme gerilmesi:

Yatay konumda(1 noktası, $\psi=0^\circ$):

$$\begin{aligned} \sigma_{\alpha 0} &= \frac{15.P}{l_p.d_p} \left[0,19 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right] \\ &= \frac{15.0,010944}{0,038.0,014} \left[0,19 \frac{(2 + 0,642857)(1 + 0,642857)}{(1 - 0,642857)^2} - \frac{1}{1 - 0,642857} \right] \left[0,1 - (0,642857 - 0,4)^3 \right] \\ &= 96,96 \text{ Mpa} \end{aligned} \quad (9.151)$$

düşey konumda (3 noktası, $\psi=90^\circ$):

$$\sigma_{\alpha 90} = -\frac{15.P}{l_p.d_p} \left[0,174 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right] \quad (9.152)$$

$$= -\frac{15.0,010944}{0,038.0,014} \left[0,174 \frac{(2 + 0,642857)(1 + 0,642857)}{(1 - 0,642857)^2} - \frac{0,636}{1 - 0,642857} \right] [0,1 - (0,642857 - 0,4)^3]$$

$$= -203,63 \text{ Mpa}$$

Pinin iç yüzeyindeki maksimum ovalleşme gerilmesi:

Yatay konum için (2 noktası, $\psi=0^\circ$):

$$\sigma_{i0} = -\frac{15.P}{l_p.d_p} \left[0,19 \frac{(1 + 2.\alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2.\alpha} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (9.153)$$

$$= \frac{15.0,010944}{0,038.0,014} \left[0,19 \frac{(1 + 2.0,642857)(1 + 0,642857)}{(1 - 0,642857)^2.0,642857} + \frac{1}{1 - 0,642857} \right] [0,1 - (0,642857 - 0,4)^3]$$

$$= -182,95 \text{ Mpa}$$

düşey konum için (4 noktası, $\psi=90^\circ$):

$$\sigma_{i90} = -\frac{15.P}{l_p.d_p} \left[0,174 \frac{(1 + 2.\alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2.\alpha} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (9.154)$$

$$= \frac{15.0,010944}{0,038.0,014} \left[0,174 \frac{(1 + 2.0,642857)(1 + 0,642857)}{(1 - 0,642857)^2.0,642857} + \frac{1}{1 - 0,642857} \right] [0,1 - (0,642857 - 0,4)^3]$$

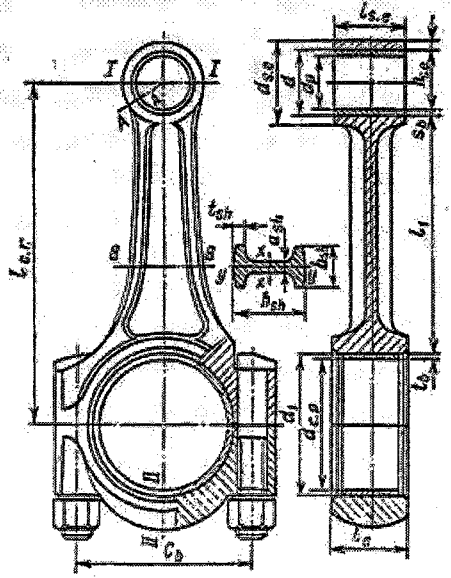
$$= 163,58 \text{ Mpa}$$

ovalleşme gerilmesi değerleri 300-350 Mpa'ı aşmayacak değerlerde olmalıdır.

9.5 Biyel Grubunun Boyutlandırılması

Biyel grubu; biyel büyük başı, biyel küçük başı, biyel sapı ve civatalardan oluşmaktadır (Şekil 9.18).

Motorun çalışması sırasında biyel değişken gaz ve atalet kuvvetlerinin etkisinde çalışmaktadır bu yükler zaman zaman darbeli yük haline de gelebilmektedir. Bu özelliklerinden dolayı biyeler yüksek yorulma dayanımına sahip karbonlu yada alaşımlı çeliklerden yapılırlar. Dayanımın arttırılabilmesi için preslenen yada dövülerek üretilen biyele hassas yüzey işleme, sertleştirme, temperleme, normalleştirme tavlama gibi birtakım işlemler uygulanır.



Şekil 9.18 Biyel (Kolchin & Demidov, 1980)

9.5.1 Biyel Küçük Başı

Isı analizi ve dinamik hesaplamalara göre: nominal devirdeki gerçek yanma basıncı $n_N=7000$ rpm ve $\varphi=370^\circ$ de $p_{za}=5,355$ Mpa, piston grubunun kütlesi $m_p=0,11$ kg, biyel grubunun kütlesi $m_{cr}=0,145$ kg, maksimum motor hızı $n_{idmax}=8400$ rpm, strok $S=40$ mm, piston yüzey alanı $F_p=18,07$ cm² ve $\lambda=0,24096$. Piston grubu tasarımından: piston pini çapı $d_p=14$ mm, biyel küçük başının uzunluğu $l_{se}=14$ mm. Çizelge 9.15'deki ilişkiler kullanılarak: küçük başın dış çapı $d_e=26$ mm, küçük başın iç çapı $d=17$ mm, küçük başın radyal kalınlığı $h_e=(d_e-d)/2=4,5$ mm, küçük baş burç kalınlığı $s_b=(d-d_p)/2=1,5$ mm.

Çizelge 9.15 Biyel boyut ilişkileri

Tanımlama	Karbürasyonlu motor
Küçük başın iç çapı	
Burçsuz	$Dd=d_p$
Burçlu	$(1,1-1,25) \cdot d_p$
Küçük başın dış çapı	$(1,25-1,65) \cdot d_p$
Küçük başın uzunluğu	$(0,33-0,45) d_p$
Minimum radyal kalınlık	$(0,16-0,27) d_p$
Burç cidarının radyal kalınlığı	$(0,055-0,085) d_p$

Biyel malzemesi olarak dövülmüş martenzitik çelik SI-X30Cr13 seçilmiştir. Bu malzeme için elastisite modülü $E=2,2.10^5$ Mpa, lineer genleşme katsayısı $\alpha_e=1.10^{-5}$ 1/K'dir. Burç malzemesi olarak bronz seçilmiştir ve bu malzemeye ait değerler ise $E_b=1,15.10^5$ ve $\alpha_b=1,8.10^{-5}$ 1/K'dir.

Çizelge 9.11 ve bölüm 9.3'teki ilişkiler kullanılarak biyel malzemesi için: kopma gerilmesi $\sigma_u=880$ Mpa, eğilmedeki yorulama limiti $\sigma_{-1}=352$, çekme-basmadaki yorulama limiti $\sigma_{-1p}=247$ Mpa, akma limiti $\sigma_y=590$ Mpa, redüksiyon faktörleri eğilme için $\alpha_\sigma=0,184$ ve çekme-basma için $\alpha_\tau=0,14$ 'tür.

Eşitlik (9.110), (9.111) ve (9.113) kullanılarak aşağıdaki değerler bulunur:

Eğilme için:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_y} = \frac{352}{590} = 0,596 \text{ ve } \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,596 - 0,184}{1 - 0,596} = 1,0228$$

Çekme basma için:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_y} = \frac{247}{590} = 0,4186 \text{ ve } \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,4186 - 0,14}{1 - 0,4186} = 0,4793$$

I-I bölgesinin tasarımı (Şekil 9.18):

Çevrimin maksimum gerilimi:

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_p + m_{se}).\omega_{id\max}^2.R.(1 + \lambda)}{2.h_e J_{se}} \quad (9.155)$$

$$\frac{(0,11 + 0,010875).(\pi.8400/30)^2.0,02.(1 + 0,24096)}{2.0,0045.0,014} = 18,43 \text{ Mpa}$$

burada küçük baş kütlesi $m_{se}=(0,06-0,09).m_{cr}=0,75.0,145=0,010875$ kg'dır.

Ortalama gerilim ve gerilimin genliği:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \sigma_{\max} / 2 = 18,43 / 2 = 9,21 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{ac0} = \sigma_{a0}.k_\sigma / (\varepsilon_s.\varepsilon_{ss}) = 9,21.1,2864 / (0,92.0,9) = 14,31 \text{ Mpa}$$

burada efektif gerilim yığılım faktörü $k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_b - 400)$
 $= 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (880 - 400) = 1,2864$ ’dır, Çizelge 9.13 ve 9.14’den elde edilen büyüklük faktörü $\epsilon_s = 0,92$ ve yüzey hassasiyeti faktörü $\epsilon_{ss} = 0,9$ (küçük baş iç yüzeyine bitirme işlemi olarak tormalama uygulanmıştır).

Yukardaki verilere göre $\sigma_{ac0} / \sigma_{m0} = 1,5536 > (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) = 0,4793$ olduğundan hesaplamalar yorulma limitine göre yapılacaktır buna göre I-I bölgesi için yorulma limitine göre güvenlik faktörü:

$$n_\sigma = \sigma_{-1} / (\sigma_{ac0} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{m0}) = 247 / (14,31 + 0,14 \cdot 9,21) = 15,8$$

burçtaki basınçtan meydana gelen gerilim:

toplam boşluk:

$$\Delta_\Sigma = \Delta + \Delta_t = 0,04 + 0,01496 = 0,05496 \text{ mm} \quad (9.157)$$

burada $\Delta = 0,04$ mm bronz burç için uygun boşluk değeri ve $\Delta_t = d \cdot (\alpha_b - \alpha_e) \cdot \Delta T$
 $= 17 \cdot (1,8 - 1) \cdot 10^{-5} \cdot 110 = 0,01496$ mm’dir $\Delta T = 110$ K olup küçük baş ve burcun ortalama sıcaklık değeridir.

Burç ve küçük başın temas yüzeyinde oluşan özgül basınç:

$$p = \frac{\Delta_\Sigma}{d \cdot \left[\frac{(d_e^2 + d^2) / (d_e^2 - d^2) + \mu}{E_{cr}} + \frac{(d^2 + d_p^2) / (d^2 - d_p^2) - \mu}{E_b} \right]} \quad (9.158)$$

$$= \frac{0,05496}{17 \cdot \left[\frac{(26^2 + 17^2) / (26^2 - 17^2) + 0,3}{2,2 \cdot 10^5} + \frac{(17^2 + 14^2) / (17^2 - 14^2) - 0,3}{1,15 \cdot 10^5} \right]} = 58,317 \text{ Mpa}$$

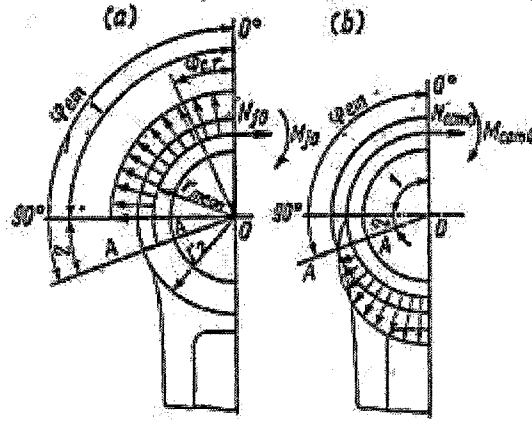
burada poisson oranı $\mu = 0,3$ ’tür.

Toplam boşluktan kaynaklanan küçük başın iç yüzeyindeki gerilme:

$$\sigma'_i = p \cdot (d_e^2 + d^2) / (d_e^2 - d^2) = 58,317 \cdot (26^2 + 17^2) / (26^2 - 17^2) = 145,41 \text{ Mpa} \quad (9.159)$$

Toplam boşluktan kaynaklanan küçük başın dış yüzeyindeki gerilim:

$$\sigma'_a = p \cdot 2 \cdot d^2 / (d_e^2 - d^2) = 58,317 \cdot 2 \cdot 17^2 / (26^2 - 17^2) = 87,098 \text{ Mpa} \quad (9.160)$$



Şekil 9.19 Biyel küçük başı yük dağılımı (Kolchin & Demidov, 1980)

A-A bölgesinin eğilmeye göre tasarımı (Şekil 9.18 ve 9.19):

Küçük başa etki eden maksimum kuvvet ($n=7000 \text{ rpm}$):

$$P_{jp} = -m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = -0,11 \cdot 0,02 \cdot 733^2 \cdot (1 + 0,24096) = -1467 \text{ N} \quad (9.161)$$

0-0 bölgesindeki normal kuvvet ve eğilme momenti:

$$N_{j0} = -P_{jp} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{em}) = -(-1467) \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 105) = 715,9 \text{ N} \quad (9.162)$$

$$M_{j0} = -P_{jp} \cdot r_m \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{em} - 0,0297) \quad (9.163)$$

$$= -(-1467) \cdot (0,00033 \cdot 105 - 0,0297) = 0,07806 \text{ Nm}$$

burada yerleştirme açısı $\varphi_{em}=105$, ve küçük başın ortalama yarı çapı $r_m=(d_e+d)/4=(26+17)/4=10,75 \text{ mm}$ 'dir.

Normal gerilme ve eğilme momentinin tasarım bölgesinde meydana getirdiği gerilim:

$$N_{j\varphi_{em}} = N_{j0} \cdot \cos \varphi_{em} - 0,5 \cdot P_{jp} \cdot (\sin \varphi_{em} - \cos \varphi_{em}) \quad (9.164)$$

$$= 715,9 \cdot \cos 105 - 0,5 \cdot 1467 \cdot (\sin 105 - \cos 105) = 713,07 \text{ N}$$

$$M_{j\varphi_{em}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_m (1 - \cos \varphi_{em}) + 0,5 \cdot P_{jp} \cdot r_m \cdot (\sin \varphi_{em} - \cos \varphi_{em}) \quad (9.165)$$

$$= 0,07806 + 715,9.0,01075.(1 - \cos 105) + 0,5.1467.0,01075.(\sin 105 - \cos 105) = 0,10852 \text{ Nm}$$

dış liflerdeki uzamadan kaynaklanan gerilme:

$$\sigma_{aj} = \left[2.M_{j\varphi em} \frac{6.r_m + h_e}{h_e.(2.r_m + h_e)} + K.N_{j\varphi em} \right] \frac{10^{-6}}{l_{se}.h_e} \quad (9.166)$$

$$= \left[2.0,10852 \frac{6.0,01075 + 0,0045}{0,0045.(2.0,01075 + 0,0045)} + 0,8516.713,07 \right] \frac{10^{-6}}{0,014.0,0045} = 11,67 \text{ Mpa}$$

burada $K = E_{cr}.F_e / (E_{cr}.F_e + E_b.F_b) = 2,2.10^5.126 / ((2,2.126 + 1,15.42).10^5) = 0,8516$ ve

$$F_e = (d_e - d).l_{se} = (26 - 17).14 = 126 \text{ mm}^2, \quad F_b = (d - d_p).l_{se} = (17 - 14).14 = 42 \text{ mm}^2, \text{ dir.}$$

Küçük başa etki eden toplam sıkıştırma(basma-kompresyon) kuvveti:

$$P_{com} = (p_{za} - p_0).F_p - m_p.R.\omega^2.(\cos \varphi + \lambda.\cos 2\varphi) \quad (9.167)$$

$$= (5,355 - 0,101325).0,001807.10^6 - 0,11.0,02.733^2.(\cos 370 + \lambda.\cos 740) = 8063,91 \text{ N}$$

tasarım bölgesinde sıkıştırma kuvvetlerinden meydana gelen normal kuvvet ve eğilme momenti:

$$N_{com\varphi em} = P_{com} \left[\frac{N_{com0}}{P_{com}} + \left(\frac{\sin \varphi_{em}}{2} - \frac{\varphi_{em}}{\pi} \sin \varphi_{em} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{em} \right) \right] \quad (9.168)$$

$$= 8063,91.(0,0005 + 0,002) = 20,16 \text{ N}$$

$$M_{com\varphi em} = P_{com}.r_m \left[\frac{M_{com0}}{P_{com}.r_m} + \frac{N_{com0}}{P_{com}} (1 - \cos \varphi_{em}) - \left(\frac{\sin \varphi_{em}}{2} - \frac{\varphi_{em}}{\pi} \sin \varphi_{em} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{em} \right) \right] \quad (9.169)$$

$$= 8063,91.0,01075.(0,0001 + 0,0005.1,2588 - 0,002) = -0,11014 \text{ Nm}$$

burada $N_{com0}/P_{com} = 0,0005$ ve $M_{com0}/(P_{com}.r_m) = 0,0001$ 'dir ayrıca Çizelge 9.16 kullanılarak

$$f(\varphi_{em}) = \frac{\sin \varphi_{em}}{2} - \frac{\varphi_{em}}{\pi} \sin \varphi_{em} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{em} = 0,002 \text{ ve } f(\varphi_{em}) = 1 - \cos \varphi_{em} = 1,2588$$

Sıkıştırmadan(basma-kompresyon) kaynaklanan dış lifteki kuvvet:

$$\sigma_{acom} = \left[2.M_{com\varphi em} \frac{6.r_m + h_e}{h_e.(2.r_m + h_e)} + K.N_{com\varphi em} \right] \frac{10^{-6}}{l_{se}.h_e} \quad (9.170)$$

$$= \left[2.(-0,11014) \frac{6,0,01075 + 0,0045}{0,0045.(2,0,01075 + 0,0045)} + 0,8516.20,16 \right] \frac{10^{-6}}{0,014.0,0045} = 0,2632 \text{ Mpa}$$

Çizelge 9.16 Gömme açısı etkisi

Parametreler	Gömme açısı,derece						
	100	105	110	115	120	125	130
Ncomo/Pcom	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,003	0,006	0,0085
Mcom0/(Pcomrm)	0	0,0001	0,00025	0,0006	0,0011	0,0018	0,003

Asimetrik çevrimin maksimum ve minimum gerilimi:

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} = 87,098 + 11,67 = 98,76 \text{ Mpa} \quad (9.171)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{acomj} = 87,098 + 0,2632 = 87,36 \text{ Mpa} \quad (9.172)$$

ortalama gerilim ve gerilimin genliği:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (98,76 + 87,36) / 2 = 93,065 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (98,76 - 87,36) / 2 = 5,7 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{ac} = \sigma_a \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss}) = 5,7 \cdot 1,2864 / (0,92 \cdot 0,9) = 8,86 \text{ Mpa}$$

$\sigma_{ac} / \sigma_m = 0,095 < (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) = 3,98$ olduğu için güvenlik faktörü akma limitine göre aşağıdaki gibi bulunur:

$$n_{y\sigma} = \sigma_y / (\sigma_{ac} + \sigma_m) = 590 / (8,86 + 93,065) = 5,78$$

9.5.2 Biyel Büyük Başı

Isı analizi ve dinamik hesaplamalara göre: piston grubunun kütlesi $m_p=0,11$ kg, biyel grubunun kütlesi $m_{cr}=m_{crp}+m_{crc}=0,039875+0,105125=0,145$ kg, maksimum motor hızı $w_{idmax}=879,65$ rad/s, krank yarıçapı $R=20$ mm ve $\lambda=0,24096$. Çizelge 9.5'deki ilişkiler kullanılarak: krank pimi çapı $d_{cp}=18$ mm, kabuk et kalınlığı $t_s=1,25$ mm, biyel civtaları arasındaki mesafe $c_b=30$ mm, büyük baş genişliği $l_c=14$ mm.

Çizelge 9.17 Biyel büyük başının boyutsal ilişkileri

Büyük başın ölçüleri	Değişim aralığı
Krank pimi çapı d_{cp}	$(0,56-0,75).B$
Kabuk et kalınlığı t_{sh}	
İnce	$(0,03-0,05). d_{cp}$
Kalın	$0,1. d_{cp}$
Civatalar arası boşluk c_b	$(1,3-1,75). d_{cp}$
Büyük baş uzunluğu l_{be}	$(0,45-0,95). d_{cp}$

Maksimum atalet kuvvetleri:

$$P_{jr} = -\omega_{id\max}^2 . R . [(m_p + m_{crp}). (1 + \lambda) + (m_{crc} - m_c)] 10^{-6} \quad (9.173)$$

$$= -879,65^2_{x.} . 0,02 . [(0,11 + 0,039875). (1 + 0,24096) + (0,105125 - 0,03625)] 10^{-6}$$

$$= -0,003944 \text{ MN}$$

burada $m_c = 0,25 . m_{cr} = 0,25 . 0,145 = 0,03625 \text{ kg}$ 'dır.

Tasarım bölgesinin direnç momenti(II-II):

$$W_b = l_c . (0,5 . c_b - r_1)^2 / 6 = 0,014 . (0,5 . 0,03 - 0,01025)^2 / 6 = 5,264 . 10^{-8} \text{ m}^3 \quad (9.174)$$

burada $r_1 = 0,5 . (d_{cp} + 2 . t_s) = 0,5 . (18 + 2 . 1,25) = 0,1025 \text{ mm}$ olup büyük baş yarıçapıdır.

Kabuk ve kapak atalet momentleri:

$$j_s = l_c . t_s^3 = 14 . 1,25^3 . 10^{-12} = 2,734 . 10^{-11} \text{ m}^4 \quad (9.175)$$

$$j_b = l_c . (0,5 . c_b - r_1)^3 = 14 . (0,5 . 30 - 10,25)^3 . 10^{-12} = 1,5 . 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (9.176)$$

kabuk ve kapaktaki eğilme gerilmesi:

$$\sigma_b = P_{jr} \left[\frac{0,023 . c_b}{(1 + J_s / J) . W_b} + \frac{0,4}{F_t} \right] \quad (9.177)$$

$$= 0,003944 . \left[\frac{0,023 . 0,03}{(1 + 2,734 . 10^{-11} / 2,734 . 10^{-9}) . 5,264 . 10^{-8}} + \frac{0,4}{0,000084} \right] = 69,55 \text{ Mpa}$$

burada $F_t = l_c \cdot 0,5 \cdot (c_b - d_{cp}) = 0,014 \cdot 0,5 \cdot (0,03 - 0,018) = 0,000084 \text{ m}^2$ dir. Eğilme gerilmesi değerinin 100-300 Mpa arasında olması gerekmektedir.

9.5.3 Biyel Sapı

Dinamik analiz hesaplamalarından: $P_{com} = P_g + P_j = p \cdot F_p = 7,174.1807.10^{-6} = 0,007542 \text{ MN}$ $\varphi = 370^\circ$, $P_t = P_g + P_j = p \cdot F_p = -1,056.1807.10^{-6} = -0,00191 \text{ MN}$ $\varphi = 0^\circ$, biyel uzunluğu $L_{cr} = 83 \text{ mm}$. Çizelge 9.18'deki ilişkiler kullanılarak: $h_{sh} = 15 \text{ mm}$, $b_{sh} = 7 \text{ mm}$, $a_{sh} = 4 \text{ mm}$, $t_{sh} = 2 \text{ mm}$. Küçük ve büyük baş tasarımından: $d = 17 \text{ mm}$, $d_1 = 20,5 \text{ mm}$ dir.

Çizelge 9.18 Biyel sapının boyutsal ilişkileri

Boyutlar	Karbürasyonlu motrolar
h_{shmin}	(0,5-0,55). d_e
h_{sh}	(1,2-1,4). h_{shmin}
b_{sh}	(0,5-0,6). h_{sh}
$a_{sh} = t_{sh}$	2,5-4 mm

Tasarım bölgesi B-B'nin alanı ve atalet momentleri:

$$F_{mid} = h_{sh} \cdot b_{sh} - (b_{sh} - a_{sh})(h_{sh} - 2 \cdot t_{sh}) \quad (9.178)$$

$$= 0,015 \cdot 0,007 - (0,007 - 0,004)(0,015 - 2 \cdot 0,002) = 0,000072 \text{ m}^2$$

$$J_x = [b_{sh} \cdot h_{sh}^3 - (b_{sh} - a_{sh})(h_{sh} - 2 \cdot t_{sh})^3] / 12 \quad (9.179)$$

$$= [0,007 \cdot 0,015^3 - (0,007 - 0,004)(0,015 - 2 \cdot 0,002)^3] = 1,636 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$J_y = [h_{sh} \cdot b_{sh}^3 - (h_{sh} - 2 \cdot t_{sh})(b_{sh} - a_{sh})^3] / 12 \quad (9.180)$$

$$= [0,015 \cdot 0,007^3 - (0,015 - 2 \cdot 0,002)(0,007 - 0,004)^3] = 4,04 \cdot 10^{-10} \text{ m}^4$$

Sıkıştırma kuvvetinden kaynaklanan maksimum gerilimi:

$$\sigma_{max x} = K_x \cdot P_{com} / F_{mid} = 1,122 \cdot 0,007542 / 0,000072 = 117,62 \text{ Mpa} \quad (9.181)$$

burada $K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{cr}} \frac{L_{cr}^2}{J_x} = 1 + \frac{880}{\pi^2 \cdot 220000} \frac{0,083^2}{1,636 \cdot 10^{-9}} = 1,122$ olup boylamsal eğilme

faktörünün de hesaplamaya katılabilmesini sağlar.

$$\sigma_{\max y} = K_y \cdot P_{\text{com}} / F_{\text{mid}} = 1,074 \cdot 0,007542 / 0,000072 = 112,56 \text{ Mpa} \quad (9.182)$$

burada $K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{cr}} \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} = 1 + \frac{880}{\pi^2 \cdot 220000} \frac{0,06425^2}{4 \cdot 4,04 \cdot 10^{-10}} = 1,074$ olup boylamsal eğilme faktörünün de hesaplamaya katılabilmesini sağlar, $L_1 = L_{cr} - (d + d_1) / 2 = 83 - (17 + 20,5) / 2 = 64,25$ 'dir.

Germe kuvvetinden meydana gelen gerilim:

$$\sigma_{\min} = P_t / F_{\text{mid}} = -0,00191 / 0,000072 = -26,5 \text{ Mpa} \quad (9.183)$$

Ortalama gerilmeler ve gerilimin genliği:

$$\sigma_{mx} = (\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}) / 2 = (117,62 - 26,5) / 2 = 45,56 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{my} = (\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}) / 2 = (112,56 - 26,5) / 2 = 43,03 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{ax} = (\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}) / 2 = (117,62 + 26,5) / 2 = 72,065 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{ay} = (\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}) / 2 = (112,53 + 26,5) / 2 = 69,53 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{acx} = \sigma_{ax} / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss}) = 72,065 / (0,95 \cdot 1,3) = 75,06 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{acy} = \sigma_{ay} / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss}) = 69,53 / (0,95 \cdot 1,3) = 72,73 \text{ Mpa}$$

burada $k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_b - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (880 - 400) = 1,2864$, $\varepsilon_s = 0,95$ Çizelge 9.13'den 15 mm için alınmıştır, yumru aşındırıcılı püskürtme işlemi uygulanmış yüzey için $\varepsilon_{ss} = 1,3$ olarak Çizelge 9.14'den okunmuştur.

$$\sigma_{acx} / \sigma_{mx} = 1,65 > (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) = 0,479 \text{ ve}$$

$\sigma_{acy} / \sigma_{my} = 1,68 > (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) = 0,479$ olduğundan güvenlik faktörü yorulma limitine göre değerlendirilir:

$$n_{\alpha x} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{acx} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{mx}) = 247 / (75,06 + 0,14 \cdot 45,56) = 3,032$$

$$n_{\alpha y} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{acy} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{my}) = 247 / (72,73 + 0,14 \cdot 43,03) = 3,148$$

9.5.4 Biyel Civataları

Biyel civataları atalet kuvvetlerinin etkisi altında uzamaya ve kopmaya zorlanırlar. Atalet kuvvetleri civataları kopmaya zorlarken civatalara birde öngerilim kuvvetleri etki etmektedir.

Büyük baş tasarımından: civataları kopmaya zorlayan maksimum atalet kuvvetleri $P_{jr}=0,003944$ MN. Civataların nominal çapı $d=6$ mm, diş hatvesi $t=0,6$ mm, civata sayısı $i_b=2$ ve civata malzemesi olarak alaşımlı çelik seçilmiştir. Kopma gerilmesi değeri $\sigma_b=980$ Mpa, akma limiti $\sigma_y=800$ Mpa ve çekme-basma için yorulma limiti $\sigma_{-1p}=300$ Mpa, çevrim redüksiyon faktrü $\alpha_\sigma=0,17$ olarak Çizelge 9.11'den okunmuştur.

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_y} = \frac{300}{800} = 0,375 \text{ ve } \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,375 - 0,17}{1 - 0,375} = 0,328$$

Civataları yüklemek için kullanılan sıkma kuvveti:

$$P_{tl} = (2 - 3) \cdot P_{jr} / i_b = 2,5 \cdot 0,003944 / 2 = 0,00493 \text{ MN} \quad (9.184)$$

Civataları uzamaya zorlayan toplam kuvvet:

$$P_b = P_{tl} + X \cdot P_{jr} / i_b = 0,00493 + 0,15 \cdot 0,003944 / 2 = 0,05226 \text{ MN} \quad (9.185)$$

burada $X=0,15-0,25$ arasında bir katsayı olup civata çapı büyüdükçe büyür.

Civatalarda meydana gelen maksimum ve minimum gerilim:

$$\sigma_{\max} = 4 \cdot P_b / (\pi \cdot d_b^2) = 4 \cdot 0,05226 / (\pi \cdot 0,00516^2) = 249,91 \text{ Mpa} \quad (9.186)$$

$$\sigma_{\min} = 4 \cdot P_{tl} / (\pi \cdot d_b^2) = 4 \cdot 0,00493 / (\pi \cdot 0,00516^2) = 235,76 \text{ Mpa} \quad (9.187)$$

burada $d_b=d-1,4 \cdot t=6-1,4 \cdot 0,6=5,16$ mm

Ortalama gerilim ve gerilimin genliği:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (249,91 + 235,76) / 2 = 242,835 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (249,91 - 235,76) / 2 = 7,073 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{ac} = \sigma_a / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss}) = 7,073 / (1,082) = 29,58 \text{ Mpa}$$

burada $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{\sigma\sigma} - 1) = 1 + 0,81 \cdot (4 - 1) = 3,43$ 'tür, $\alpha_{\sigma\sigma}=4$ Çizelge 9.12'den, $q=0,81$ Çizelge 9.11'den, $\varepsilon_s=1$ tablo 10.7'den, $\varepsilon_{ss}=0,82$ Çizelge 9.14'den(kaba tornalama) olarak

alınmıştır.

$\sigma_{ac} / \sigma_x = 29,58 / 242,835 = 0,128 < (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) = 0,328$ olduğundan güvenlik faktörü akma limitine göre belirlenir.

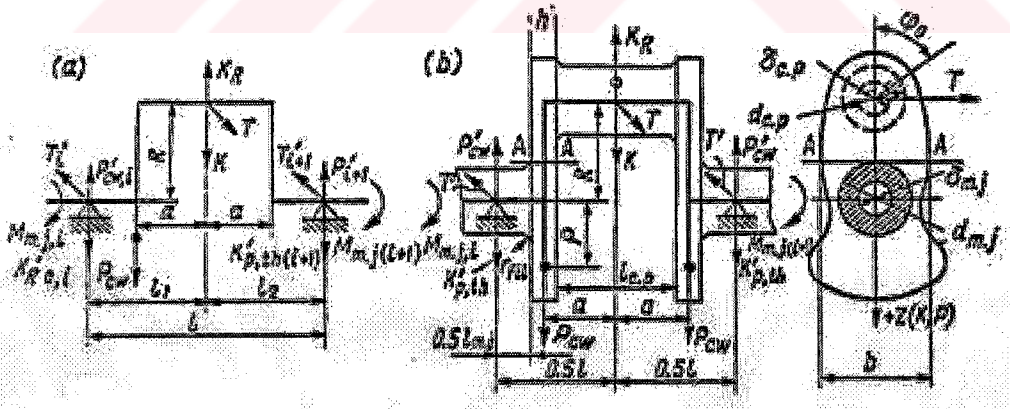
$$n_{y\sigma} = \sigma_y / (\sigma_{ac} + \sigma_m) = 800 / (29,58 + 242,835) = 2,936$$

9.6 Krank Milinin Boyutlandırılması

Krank mili en karışık ve en fazla gerilme altında çalışan motor parçalarından birisidir. Krank mili gaz kuvvetleri, atalet kuvvetleri ve bu ikisinin bileşkesi olan yükler tarafından zorlanmaktadır. Bu kuvvetlerin ve oluşturdukları mometlerin etkisi altında burulma, çekme-basma gibi zorlamalarla yüklenirler. Tüm bunlara ilave olarak periyodik olarak değişen momentin oluşturduğu titreşimi de önemli etkilerin içinde sayabiliriz.

Tüm bu zorlamalar altında çalışacak olan krank milinin yüksek dayanımlı ve yüksek toklukta olması gerekir. Bunun için krank mili malzemesi olarak karbonlu çelikler, alaşımlı çelikler ve yüksek kalite dökme demir kullanılır.

Karmaşık yapısı ve bir çok yüklemenin beraberce etkimesinden dolayı krank mili tasarımının kesin bir doğruluk içinde yapılabilmesi oldukça zordur. Krank mili üzerine gelen yüklerin Şekil 9.20'deki gibi olduğunu kabul edebiliriz.



Şekil 9.20 Krank miline etki eden kuvvetler (Kolchin & Demidov, 1980)

Bir krank mili genellikle nominal koşul için tasarlanır. Krank miline etkiyen kuvvetler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- $K_{pth} = K + K_R = K + K_{Rcr} + K_{Rc}$ krank koluna krank mili tarafından etkiyen kuvvet olup karşı

ağırlıklar ihmal edilmiştir. Burada $K = P \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$ krank yarıçapı boyunca etkiyen kuvvet, $K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2$ dönen kütlelerin santrifüj atalet kuvvetleri, $K_{Rcr} = -m_R \cdot R \cdot \omega^2$ biyel dönel kütlelerinin santrifüj atalet kuvvetleri, $K_{Rc} = -m_c \cdot R \cdot \omega^2$ krank dönel kütlelerinin atalet kuvvetleri.

- $Z_\Sigma = K_{pth} + 2 \cdot P_{cw}$ krank düzlemine etkiyen toplam kuvvet. Burada $P_{cw} = m_{cw} \cdot \rho \cdot \omega^2$ karşı ağırlıkların santrifüj atalet kubbetleridir.
- T krank düzlemine etki eden teğetsel kuvvettir ve dik olarak etki eder.
- $Z'_\Sigma = K'_{pth} + P'_{cw}$ krank düzlemine etki eden toplam kuvvetin yataktaki tepki kuvvetidir. Burada $K'_{pth} = -0,5 \cdot K_{pth}$ ve $P'_{cw} = -P_{cw}$ 'dir.
- $T' = -0,5 \cdot T$ krank düzlemine etki eden teğetsel kuvvetin yataktaki tepki kuvvetidir.
- M_{mji} çalışma esnasında oluşan akümüle moment.
- $M_{tc} = T \cdot R$ teğetsel kuvvetlerin oluşturduğu moment.
- $M_{mj(i+1)} = M_{mji} + M_{tc}$ bir sonraki krank koluna etki eden azalmış moment.

Krank milinin boyutlandırılması için Çizelge 9.5 kullanılabilir.

Dinamik analiz hesaplamalarından: karşı ağırlıkların atalet kuvvetleri $P_{cw} = 2,232$ kN, karşı ağırlıkların yataklardaki tepki kuvveti $P'_{cw} = -2,232$ kN, dönen kütlelerin atalet kuvvetleri $K_R = -3,655$ kN, krank yarı çapı $R = 20$ mm. Çizelge 9.5'deki ilişkilerde kullanılarak: 1. ana yatak için dış çap $d_{mj} = 20$ mm, uzunluğu $l_{mj} = 17$ mm. 2. krank pini için dış çap $d_{cp} = 18$ mm, uzunluğu $l_{cp} = 20$ mm. 3. Krank kolu A-A kesiti için genişlik $b = 25$ mm, kalınlık $h = 10$ mm.

Krank mili malzemesi olarak martenzitik dövme çelik SI-X30Cr13 seçilmiştir. Bu malzeme için kopma gerilimi $\sigma_b = 880$ Mpa, akma limiti $\sigma_y = 590$ Mpa ve $\tau_y = 308$ Mpa. Yorulma limitleri eğilmede $\sigma_{-1} = 352$ Mpa, çekme-basmada $\sigma_{-1p} = 247$ Mpa ve burulmada $\tau_{-1} = 252$ Mpa. Çevrim redüksiyon faktörleri eğilmede $\alpha_\sigma = 0,184$ ve burulmada $\alpha_\tau = 0,076$.

Eğilme için:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_y} = \frac{352}{590} = 0,596 \text{ ve } \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,596 - 0,184}{1 - 0,596} = 1,0228$$

Burulma için:

$$\beta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_y} = \frac{252}{308} = 0,818 \text{ ve } \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = \frac{0,818 - 0,076}{1 - 0,818} = 4,082$$

Krank pimi yüzeyindeki birim alan basıncı:

$$k_{cpm} = R_{cpm} / (d_{cp} J'_{cp}) = 2158.10^{-6} / (0,018.0,014) = 8,56 \text{ Mpa} \quad (9.188)$$

$$k_{cp \max} = R_{cp \max} / (d_{cp} J'_{cp}) = 6450.10^{-6} / (0,018.0,014) = 25,59 \text{ Mpa} \quad (9.189)$$

burada $R_{cpm}=2258 \text{ N}$ ve $R_{cp \max}=2258 \text{ N}$ olup ortalama ve maksimum krank pimi yükleridir ayrıca $l'_{cp} \approx l_{cp} - 2.r_{fil} = 0,02 - 2.0,003 = 0,0014 \text{ m}$ 'dir.

Ana yatak muylularının yüzeyindeki birim alan basıncı:

$$k_{mjm} = R_{mjm} / (d_{mj} J'_{mj}) = 2200.10^{-6} / (0,02.0,011) = 10 \text{ Mpa} \quad (9.190)$$

$$k_{mj \max} = R_{mj \max} / (d_{mj} J'_{mj}) = 2782.10^{-6} / (0,02.0,011) = 12,645 \text{ Mpa} \quad (9.191)$$

burada $R_{mjm}=2200 \text{ N}$ ve $R_{mj \max}=2782 \text{ N}$ olup ortalama ve maksimum krankpini yükleridir ayrıca $l'_{mj} \approx l_{mj} - 2.r_{fil} = 0,014 - 2.0,003 = 0,011 \text{ m}$ 'dir.

9.6.1 Ana Yatak Muyluları

Ana yatak muylularını burulmaya zorlayan toplam yük Çizelge 9.9'da görülmektedir. M_{tc1} değerleri Çizelge 9.9'dan alınmıştır. Burada $M_{mj1}=0$ ve $M_{mj2}=M_{tc1}$ 'dir.

Ana yatakları burulmaya zorlayan momentin direnci:

$$W_{mj} = \pi.d_{mj}^3 / 16 = \pi.0,02^3 / 16 = 1,57.10^{-6} \text{ m}^3 \quad (9.192)$$

Çizelge 9.9'dan maksimum ve minimum burulma gerilmesi değerleri:

$$\tau_{\max} = M_{mj \max} / W_{mj} = 55,167 / (1,57.10^{-6}) = 35,12 \text{ Mpa} \quad (9.193)$$

$$\tau_{\min} = M_{mj \min} / W_{mj} = -19,55 / (1,57.10^{-6}) = -12,44 \text{ Mpa} \quad (9.194)$$

burada $M_{mj \max}=55,167 \text{ Nm}$ ve $M_{mj \min} = -19,55 \text{ Nm}$ olarak Çizelge 9.9'dan alınmıştır.

Ortalama gerilim ve gerilimin genliği:

$$\tau_m = (\tau_{\max} + \tau_{\min}) / 2 = (35,12 - 12,44) / 2 = 11,33 \text{ Mpa}$$

$$\tau_a = (\tau_{\max} - \tau_{\min}) / 2 = (35,12 + 12,44) / 2 = 23,78 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{ac} = \tau_a.k_{\tau} / (\epsilon_s.\epsilon_{ss}) = 23,78.1,68 / (0,92.1,2) = 36,19 \text{ Mpa}$$

burada $k_\tau = 0,6.[1 + q.(\alpha_{c\sigma} - 1)] = 0,6.[1 + 0,9.(3 - 1)] = 1,68$ olup gerilim yığılma faktörüdür. $q=0,9$ gerilim yığılmasına malzemenin hassasiyetidir, $\alpha_{c\sigma} = 3$ teorik gerilim yığılma faktörü olup Çizelge 9.12'den okunmuştur, bir yağ deliğine sahip muylu için $\varepsilon_s=0,92$ büyüklük faktörü olup Çizelge 9.13'den $d_{mj}=20$ mm için okunmuştur, $\varepsilon_{ss}=1,2$ yüzey hassasiyeti faktörüdür ve 2-3 mm yüzey sertleştirme için Çizelge 9.14'den okunmuştur.

$\frac{\tau_{ac}}{\tau_m} = \frac{35,71}{11,33} = 3,192 < \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = 4,082$ olduğunda güvenlik faktörü akma limitine göre belirlenecektir:

$$n_{y\tau} = \tau_y / (\tau_{ac} + \tau_m) = 308 / (36,19 + 11,33) = 6,48$$

9.6.2 Krank Pimi

Krank pimine gelen toplam yük $T'.R=+0,5.M_{tci}$ olarak alınmıştır.

$M_{cp1}=0,5.M_{tcl}$ olmak üzere krank pinini burulmaya zorlayan kuvvetin direnç momenti:

$$W_{\tau cp} = (\pi / 16).d_{cp}^3 = (\pi / 16).0,018^3 = 1,145.10^{-6} \text{ m}^3 \quad (9.195)$$

maksimum ve minimum teğetsel gerilme:

$$\tau_{\max} = M_{cp \max} / W_{\tau mj} = 27,5835 / (1,145.10^{-6}) = 24,088 \text{ Mpa} \quad (9.196)$$

$$\tau_{\min} = M_{cp \min} / W_{\tau mj} = -9,775 / (1,145.10^{-6}) = -8,53 \text{ Mpa} \quad (9.197)$$

Ortalama gerilim ve gerilimin genliği:

$$\tau_m = (\tau_{\max} + \tau_{\min}) / 2 = (24,088 - 8,53) / 2 = 7,775 \text{ Mpa}$$

$$\tau_a = (\tau_{\max} - \tau_{\min}) / 2 = (24,088 + 8,53) / 2 = 16,31 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{ac} = \tau_a.k_\tau / (\varepsilon_s.\varepsilon_{ss}) = 16,31.1,68 / (0,92.1,2) = 24,82 \text{ Mpa}$$

burada $k_\tau = 0,6.[1 + q.(\alpha_{c\sigma} - 1)] = 0,6.[1 + 0,9.(3 - 1)] = 1,68$ olup gerilim yığılma faktörüdür. $q=0,9$ gerilim yığılmasına malzemenin hassasiyetidir, $\alpha_{c\sigma} = 3$ teorik gerilim yığılma faktörü olup Çizelge 9.12'den okunmuştur, $\varepsilon_s=0,92$ büyüklük faktörü olup Çizelge 9.13'den $d_{cp}=18$ mm için okunmuştur, $\varepsilon_{ss}=1,2$ yüzey hassasiyeti faktörüdür ve 2-3 mm yüzey sertleştirme için Çizelge 9.14'den okunmuştur.

$$\frac{\tau_{ac}}{\tau_m} = \frac{24,82}{7,775} = 3,192 < \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = 4,082 \quad \text{olduğunda} \quad \text{güvenlik faktörü akma limitine göre}$$

belirlenecektir:

$$n_{y\tau} = \tau_y / (\tau_{ac} + \tau_m) = 308 / (24,82 + 7,775) = 9,44$$

Krank pimine gelen eğilme gerilmesi değerleri Çizelge 9.19'da $K'_{pth} = -0,5 \cdot K_{pth}$ ve $T'_1 = -0,5 \cdot T_1$ değerleri Çizelge 9.10'dan alınarak hesaplanmıştır.

Krank düzlemine dik olup krank pimine etkiyen eğilme momenti:

$$M_T = T'_1 l / 2 = T'_1 \cdot 0,099 / 2 = T'_1 \cdot 0,0495 \text{ Nm} \quad (9.198)$$

$$\varphi_0 = 75^\circ; \quad Z'_\Sigma = K'_{pth} + P'_{cw} = K'_{pth} - 2232 \text{ N} \quad (9.199)$$

Krank düzleminde krank pimine etkiyen eğilme momenti:

$$M_Z = Z'_\Sigma l / 2 + P'_{cw} \cdot a = 0,0495 \cdot Z'_\Sigma + 2232 \cdot 0,015 = 0,0495 \cdot Z'_\Sigma + 33,48 \text{ Nm} \quad (9.200)$$

Yağ deliği düzlemine etkiyen eğilme momenti

$$M_{\varphi_0} = M_T \cdot \sin \varphi_0 - M_Z \cdot \cos \varphi_0 \text{ Nm} \quad (9.201)$$

burada $a = 0,5(l_{cp} + h) = 0,5 \cdot (0,02 + 0,01) = 0,015 \text{ m}$ 'dir.

Asimetrik çevrimin maksimum ve minimum gerilimi:

$$\sigma_{\max} = M_{\varphi_0 \max} / W_{\sigma cp} = 11,88 \cdot 10^{-6} / (5,725 \cdot 10^{-7}) = 20,75 \text{ Mpa} \quad (9.202)$$

$$\sigma_{\min} = M_{\varphi_0 \min} / W_{\sigma cp} = -46,23 \cdot 10^{-6} / (5,725 \cdot 10^{-7}) = -80,74 \text{ Mpa} \quad (9.203)$$

burada $M_{\varphi_0 \max} = 11,88 \text{ N}$, $M_{\varphi_0 \min} = -46,23 \text{ N}$ ve $W_{\sigma cp} = 0,5 W_{\tau cp} = 0,5 \cdot 1,145 \cdot 10^{-6} = 5,725 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$ 'tür.

Ortalama gerilim ve gerilimin genliği:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (20,75 - 80,74) / 2 = -29,99 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (20,75 + 80,74) / 2 = 50,75 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{ac} = \sigma_a / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss}) = 50,75 / (0,92 \cdot 1,2) = 82,75 \text{ Mpa}$$

burada $k_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{c\sigma} - 1) = 1 + 0,4.(3 - 1) = 1,8$ 'tür, $\alpha_{c\sigma}=3$ Çizelge 9.12'den, $q=0,4$, $\varepsilon_s=0,92$ Çizelge 9.13'den, $\varepsilon_{ss}=1,2$ Çizelge 9.14'den olarak alınmıştır.

$\sigma_m < 0$ olduğundan güvenlik faktörü yorulma limitine göre belirlenir:

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_{ac} + \alpha_{\sigma} \sigma_m) = 352 / (82,75 + 0,184 \cdot -29,99) = 4,56$$

Toplam güvenlik faktörü:

$$n_{cp} = n_{\sigma} \cdot n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2} = 4,56 \cdot 9,44 / \sqrt{4,56^2 + 9,44^2} = 4,1$$

9.6.3 Krank Kolu

Krank koluna etki eden maksimum ve minimum burulma momenti:

$$M_{tw \max} = T'_{\max} \cdot 0,5 \cdot (l_{mj} + h) = 488,935 \cdot 0,5 \cdot (0,017 + 0,01) = 6,6 \text{ Nm} \quad (9.204)$$

$$M_{tw \min} = T'_{\min} \cdot 0,5 \cdot (l_{mj} + h) = -1379,18 \cdot 0,5 \cdot (0,017 + 0,01) = -18,62 \text{ Nm}$$

burada $T'_{\max}=488,935 \text{ N}$ ve $T'_{\min}=-1379,18 \text{ N}$ olarak Çizege 9.19'dan okunmuştur.

Maksimum ve minimum teğetsel gerilmeler:

$$\tau_{\max} = M_{tw \max} / W_{tw} = 6,6 / (6,45 \cdot 10^{-7}) = 10,23 \text{ Mpa} \quad (9.205)$$

$$\tau_{\min} = M_{tw \min} / W_{tw} = -18,62 / (6,45 \cdot 10^{-7}) = -28,86 \text{ Mpa} \quad (9.206)$$

burada $W_{tw} = \mu \cdot b \cdot h^2 = 0,258 \cdot 0,025 \cdot 0,01^2 = 6,45 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$ olup A-A kesitinin direnç momentidir. ($\mu=0,2745$ olarak aşağıdaki ilişki kullanılarak $b/h=0,025/0,01=2,5$ için bulunmuştur.)

b/h.....1.....1,5.....1,75.....2,0.....2,5.....3,0.....4,0.....5,0.....10,0.....∞

μ0,208...0,231...0,239.....0,246....0,258....0,267....0,282.....0,292.....0,312.....0,333

Ortalama gerilim ve gerilimin genliği:

$$\tau_m = (\tau_{\max} + \tau_{\min}) / 2 = (10,23 - 28,86) / 2 = -9,31 \text{ Mpa}$$

$$\tau_a = (\tau_{\max} - \tau_{\min}) / 2 = (10,23 + 28,86) / 2 = 19,55 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{ac} = \tau_a \cdot k_{\tau} / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss}) = 19,55 \cdot 0,708 / (0,805 \cdot 0,75) = 22,92 \text{ Mpa}$$

burada $k_\tau = 0,6[1 + q.(\alpha_{c\sigma} - 1)] = 0,6[1 + 0,9.(1,2 - 1)] = 0,708$ olup gerilim yığılım faktörüdür. $q=0,9$ gerilim yığılmasına malzemenin hassasiyetidir, $\alpha_{c\sigma} = 1,2$ teorik gerilim yığılım faktörü olup Çizelge 9.12'den okunmuştur, $\varepsilon_s=0,805$ büyüklük faktörü olup çizelge 9.13'den $b=25$ mm için okunmuştur, $\varepsilon_{ss}=75$ yüzey hassasiyeti fatörüdür ve işlenmemiş krank kolu için Çizelge 9.14'den okunmuştur.

$\tau_m < 0$ olduğunda güvenlik faktörü yorulma limitine göre belirlenecektir:

$$n_\tau = \tau_{-1} / (\tau_{ac} + \alpha_\tau \tau_m) = 252 / (22,92 + 0,076 \cdot -9,31) = 11,34$$

Krank kolundaki toplam maksimum ve minimum normal gerilmeler:

$$\sigma_{\Sigma \max} = M_{bw \max} / W_{ow} + P_{w \max} / F_w \quad (9.207)$$

$$= 34,77 / (4,166 \cdot 10^{-7}) + 1859 / 0,00025 = 90,9 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\Sigma \min} = M_{bw \min} / W_{ow} + P_{w \min} / F_w \quad (9.208)$$

$$= -4,675 / (4,166 \cdot 10^{-7}) - 2782 / 0,00025 = -22,348 \text{ Mpa}$$

burada $M_{bw \max} = 0,25.[K_{\max} + K_R + 2.(-P'_{cw})]l_{mj} = 0,25.[7373 - 3655 + 2.(2232)]0,017 = 34,77$ Nm, $M_{bw \min} = 0,25.[K_{\min} + K_R + 2.(-P'_{cw})]l_{mj} = 0,25.[-1909 - 3655 + 2.(2232)]0,017 = -4,675$ m, $P_{w \max} = 0,5.(K_{\max} + K_R) = 0,5.(7373 - 3655) = 1859$ N, $P_{w \min} = 0,5.(K_{\min} + K_R) = 0,5.(-1909 - 3655) = -2782$ N, $K_{\max} = 7373$ N ve $K_{\min} = -1909$ N olup Çizelge 9.10'dan alınmıştır. $W_{ow} = b.h^2/6 = 0,025.0,1^2/6 = 4,166 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$, $F_w = b.h = 0,025.0,01 = 0,0025 \text{ m}^2$.

Ortalama gerilim ve gerilimin genliği:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (90,9 - 22,348) / 2 = 34,27 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (90,9 + 22,348) / 2 = 56,62 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{ac} = \sigma_a k_\sigma / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss}) = 56,62 \cdot 1,18 / (0,825 \cdot 0,75) = 101,8 \text{ Mpa}$$

burada $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{c\sigma} - 1) = 1 + 0,9.(1,2 - 1) = 1,18$ 'tür, $\alpha_{c\sigma} = 1,2$ tablo 10.6'dan, $q=0,9$, $\varepsilon_s=0,875$ Çizelge 9.13'den ($b=25$ mm), $\varepsilon_{ss}=0,75$ Çizelge 9.14'den (işlenmemiş krank kolu) olarak alınmıştır.

$\sigma_{ac} / \sigma_m = 101,8 / 34,27 = 2,97 > (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma) = 1,022$ olduğundan güvenlik faktörü yorulma limitine göre belirlenecektir:

$$n_\sigma = \sigma_{-1} / (\sigma_{ac} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m) = 352 / (101,8 + 0,184 \cdot 34,27) = 3,25$$

Bu duruma toplam güvenlik faktörü değeri:

$$n_w = n_\sigma \cdot n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2} = 3,25 \cdot 11,34 / \sqrt{3,25^2 + 11,34^2} = 3,13$$

Çizelge 9.19 Krank mili hesap değerleri

$\varphi(^{\circ})$	T_1 (kN)	M_T (Nm)	K'_{ptk1} (N)	Z'_Σ (N)	M_Z (Nm)	$M_{\varphi 0}$ (Nm)
0	0	0	2782,335	550,335	60,72158	-15,7159
30	-0,97787	24,20228	2478,355	246,355	45,67457	11,55616
60	-0,62097	15,36901	1928,24	-303,76	18,44388	10,07169
90	0,361001	-8,93477	1872,41	-359,59	15,6803	-12,6887
120	0,73829	-18,2727	2160,53	-71,47	29,94224	-25,3997
150	0,463497	-11,4716	2371,47	139,47	40,38377	-21,5328
180	0	0	2425,35	193,35	43,05083	-11,1424
210	-0,4635	11,47163	2371,47	139,47	40,38377	0,628651
240	-0,73829	18,27268	2160,53	-71,47	29,94224	9,90043
270	-0,51632	12,77892	1891,72	-340,28	16,63614	8,037739
300	0,187167	-4,63238	1857,95	-374,05	14,96453	-8,34764
330	0,132284	-3,27403	1915,655	-316,345	17,82092	-7,77486
360	0	0	1063,025	-1168,98	-24,3843	6,311112
390	2,758358	-68,2694	-7,947	-2239,95	-77,3974	-45,9112
420	1,831718	-45,335	1530,835	-701,165	-1,22767	-43,4725
450	1,676497	-41,4933	2035,74	-196,26	23,76513	-46,2303
480	1,40377	-34,7433	2460,6	228,6	44,7957	-45,1534
510	0,680281	-16,837	2625,84	393,84	52,97508	-29,9742
540	0	0	2593,04	361,04	51,35148	-13,2907
570	-0,54637	13,52266	2487,1	255,1	46,10745	1,128398
600	-0,84757	20,97736	2209,8	-22,2	32,3811	11,88173
630	-0,47746	11,81714	1886,895	-345,105	16,3973	7,170542
660	0,507682	-12,5651	1909,885	-322,115	17,53531	-16,6755
690	0,957399	-23,6956	2431,46	199,46	43,35327	-34,1089
720	0	0	2782,335	550,335	60,72158	-15,7159

9.7 Motor Yapısının Boyutlandırılması

9.7.1 Silindir Bloğu ve Üst Karter

Bir çok motorda silindir bloğu ile karter birleşik olarak yapılır ve bu tek üniteye monoblok adı verilir. Monoblok motorun temel yapısını oluşturur ve diğer parçalar buna birleştirilerek motor bina edilir. Monoblok tasarımı ile dinamik ve ısı yüklerine mücadele edilen oranlarda karşı konulabilir. Gaz basıncının iletilmesi çeşidine göre silindir bloğu elemanları tanımlanır. En yaygın kullanılanları: yük taşıyan silindir bloğu, yük taşıyan su ceket ve yük taşıyan silindir kafası saplamalarıdır.

Yük taşıyan silindir blokları ile gaz basıncı kuvvetleri silindir kafası yoluyla silindirlere ve su ceketine aktarılır. Bu üniteler birleşik olarak dökümle üretilir. Silindir kafası daha sonra saplamalarla birleştirilir.

Yük taşıyan su ceketlerinde ise gaz basıncı aksel olarak yalnızca su ceketlerine etki eder, silindir kovanı ise gaz basıncı kuvvetlerinin radyal yönde olan bileşenini karşılar. Silindir kafası yine bloğa saplamalarla birleştirilmiştir.

Yük taşıyan saplamaların kullanıldığı silindir bloğu uygulamalarında ise silindir kafası ve silindir birlikte sıkılarak gaz basıncı kuvvetlerini taşırlar. Genellikle uzun saplamalar silindir kafası içinden geçerek silindir bloğuna kadar uzanır.

Hava soğutmalı motorlarda ise motorun yapısını silindir kafası, silindir ve karter oluşturmaktadır. Burada yük taşıyan elemanlar saplamalar ve silindirlerdir.

İlk uygulamalarda silindir kafasına ve silindir bloğuna dış açılarak birleştirme yapılırken daha sonraları yük taşıyan kısa civatalar ve saplamalar kullanılmaya başlamıştır.

Monoblok yapı yüksek sağlamlıkta ve rijitlikte olmalıdır. Monoblok genellikle dökme demir ya da alüminyum alaşımlarından imal edilir.

Dökme demir kullanılan uygulamalarda et kalınlıkları üst karter bölgesinde 5-8 mm arasında değişmekte iken Alüminyum alaşımlarının kullanıldığı uygulamalarda ise bu değer 1-3 mm daha fazla olmaktadır.

Monoblok yapısının tanımlanması oldukça karışık olduğundan burada değinilmemiştir.

9.7.2 Silindir Kovanı

Silindir kovanları bir motorda en fazla yüklenen elemanlarındandır. Silindir kovanı gaz basınçları, pistonun cidarlarına uyguladığı basınç ve termal gerilimleri karşılamak zorundadır. Bu çetin şartlar altında çalışmak zorunda olan silindir kovanları yüksek kaliteli alaşımlı dökme demirlerden ya da nitrojen ile sertleştirilmiş çeliklerden imal edilirler.

Isı anlızi hesaplamalarından: silindir çapı $B=48$ mm, maksimum yanma basıncı $n=n_t=4200$ rpm'de $p_{zmax}=p_{za}=6,296$ Mpa. Silindir kovanı Nitrojenli çelikten olup: $\alpha_e=1.10^{-5}$ 1/K, $E=2,1.10^5$ Mpa ve $\mu=0,29$.

Silindir kovanının kalınlığı öncelikle:

$$\delta_{ld} = 0,5.B \cdot \left[\sqrt{(\sigma_z + 0,4.p_z)/(\sigma_z - 1,3.p_z)} - 1 \right] \quad (9.209)$$

$$= 0,5.48 \cdot \left[\sqrt{(100 + 0,4.6,296)/(100 - 1,3.6,296)} - 1 \right] = 1,36 \text{ mm}$$

burda $\sigma_z=100$ Mpa olup müsaade edilen maksimum uzama gerilimi değeridir.

Kovan kalınlığı yukarıda bulunan değerden büyük olacak şekilde seçilmelidir, $\delta_l > \delta_{ld}$. Buna göre kovan cidar kalınlığı değeri $\delta_l=3$ mm olarak seçilmiştir.

Maksimum gaz basıncından kaynaklanan uzama gerilmesi değeri:

$$\sigma'_{ex} = p_{zmax} \cdot B / (2.\delta_l) = 6,296.48 / (2.3) = 50,368 \text{ Mpa} \quad (9.210)$$

Maksimum normal kuvvetin neden olduğu eğilme momenti:

$$M_b = N_{max} \cdot a.b / (a + b) \quad (9.211)$$

$$= 0,000553.10^6.0,034282.0,005718 / (0,034282 + 0,005718) = 2,7 \text{ Nm}$$

burada $N_{max} = p_{Nmax} \cdot F_p = 0,306.0,001807 = 0,000553$ MN, $\varphi=390^\circ$ de $p_{Nmax}=0,306$ Mpa,

$$S_x = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2.\varphi) \right] = 0,02 \cdot \left[(1 - \cos 390) + \frac{0,24096}{4} (1 - \cos 780) \right] = 0,003282$$

m, $a = S_x + h_1 = 0,003282 + 0,031 = 0,034282$ m ve $b = S - a = 0,04 - 0,034282 = 0,005718$ m.

Eğilme direnç momenti:

$$W = 0,1.(D_1^4 - D^4) / D_1 = 0,1.(0,054^4 - 0,048^4) / 0,054 = 5,916.10^{-6} \text{ m}^3 \quad (9.212)$$

Eğilme gerilmesi değeri:

$$\sigma_b = M_b / W = [2,7 / (5,296 \cdot 10^{-6})] 10^{-6} = 0,458 \text{ Mpa} \quad (9.213)$$

Eğilme ve uzamadan kaynaklanan toplam gerilme:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma'_{ex} + \sigma_b = 50,368 + 0,458 = 50,826 \text{ Mpa} \quad (9.214)$$

Sıcaklıktan kaynaklanan gerilme:

$$\sigma_t = E \cdot \alpha_e \cdot \Delta T / [2 \cdot (1 - \mu)] = 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1 \cdot 10^{-5} \cdot 110 / [2 \cdot (1 - 0,29)] = 162,67 \text{ Mpa} \quad (9.215)$$

Gaz basıncı ve sıcaklık farkından kaynaklanan toplam gerilme:

Dış yüzeyde:

$$\sigma'_{\Sigma} = \sigma_{\Sigma} + \sigma_t = 50,826 + 162,67 = 213,5 \text{ Mpa} \quad (9.216)$$

İç yüzeyde:

$$\sigma''_{\Sigma} = \sigma_{\Sigma} - \sigma_t = 50,826 - 162,67 = -111,85 \text{ Mpa} \quad (9.217)$$

bu değer çelik kovanlar için 180-200 Mpa civarında olmalıdır.

9.7.3 Silindir Kafası

Silindir kafasının yapısı emme ve egzoz valflerine, bujiye, silindir ve yanma odası şekli ile ilişkili olarak karışık bir yapıya sahiptir.

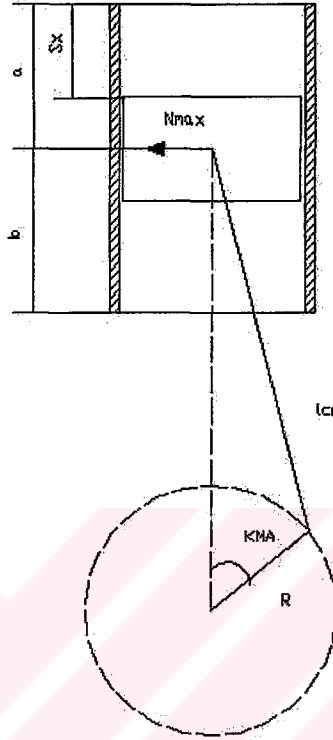
Silindir kafası değişken yük ve yüksek sıcaklık etkisi altında çalışmakta olup önemli zorlanmalara maruz kalır. Silindir kafasına etkiyen yükler çok çeşitli olduğundan bunların kesin olarak hesaplanabilmesi pratikte oldukça zordur. Silindir kafasının tasarlanmasında deneysel yöntemler ağırlık kazanmaktadır.

Hava soğutmalı motorlarda yüksek kaliteli Alüminyum alaşımları silindir kafası olarak kullanılmaktadır.

9.7.4 Silindir Kafası Saplamları

Monoblok yapı ile silindir kafasının birleştirilmesi için kullanılan saplamalar ön yükleme kuvvetlerine, gaz kuvvetlerine ve sıcaklık farkından kaynaklanan kuvvetlere direnmektedir. Saplamların yapımında karbonlu çelikler ve yüksek kalite alşımli çelikler kullanılır.

Isı anlızi hesaplamalarından: silindir çapı $B=48$ mm, piston alanı $F_p=0,001807$ m², maksimum yanma basıncı $n=4200$ rpm’de $p_{zmx}=p_{za}=6,296$ Mpa. Silindir başına düşen saplama adedi $i_s=4$, saplama nma çapı $d=7$ mm, diş hatvesi $t=0,5$ mm, saplama hatve dibi çapı $d_b=d-1,4.t=7-1,4.0,5=6,3$ mm. Saplama malzemesi olarak alaşımlı çelik kullanılacaktır.



Şekil 9.21 Geometrik ilişkiler

Çizelge 9.11 kullanılarak bu çelik için: kopma gerilmesi $\sigma_b = 980$ Mpa, akma gerilmesi $\sigma_y = 800$ Mpa çekme-basma için yorulma limiti $\sigma_{-1p} = 300$ Mpa’dır. Çekme-basma için çevrim redüksiyon faktörü $\alpha_\sigma = 0,17$ ’dir.

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_y} = \frac{300}{800} = 0,375 \text{ ve } \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,375 - 0,17}{1 - 0,375} = 0,328$$

Yanma odası yüzeyinin silindir eksenine dik yüzey üzerindeki iz düşüm alanı üstten valfli tasarım için:

$$F_c = (1,1-1,3).F_p = 1,2.0,001807 = 0,002168 \text{ m}^2 \quad (9.218)$$

Saplama başına gelen gaz basıncı kuvveti:

$$P'_{z \max} = p_{z \max} . F_c / i_s = 6,296.0,002168 / 4 = 0,003413 \text{ MN} \quad (9.219)$$

Ön yükleme kuvveti:

$$P_{pl} = m.(1 - X).P'_{z \max} = 3.(1 - 0,2).0,003413 = 0,008191 \text{ MN} \quad (9.220)$$

burada $m=3$ saplama sıklık katsayıdır, $X=0,15-0,25$ arasında değişmekte olan vidalı bağlantılar için ortalama yük katsayısıdır.

Sıcaklık farkından kaynaklanan gerilmeyi ihmal ettiğimizde toplam uzama kuvveti:

$$P_{ex \max} = P_{pl} + X.P'_{z \max} = 0,008191 + 0,2.0,003413 = 0,008874 \text{ MN} \quad (9.221)$$

$$P_{ex \min} = P_{pl} = 0,008191 \text{ MN} \quad (9.222)$$

saplama meydana gelen maksimum ve minimum gerilmeler:

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{ex \max}}{F_{0b}} = \frac{P_{ex \max}}{\pi.d_b^2 / 4} = \frac{0,008874}{\pi.0,0063^2 / 4} = 284,67 \text{ Mpa} \quad (9.223)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{ex \min}}{F_{0b}} = \frac{P_{ex \min}}{\pi.d_b^2 / 4} = \frac{0,008191}{\pi.0,0063^2 / 4} = 262,77 \text{ Mpa} \quad (9.224)$$

Ortalama gerilim ve gerilimin genliği:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (284,67 + 262,77) / 2 = 273,72 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (284,67 - 262,77) / 2 = 10,95 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{ac} = \sigma_a . k_{\sigma} / (\varepsilon_s . \varepsilon_{ss}) = 10,95.3,22 / (1,0,82) = 43 \text{ Mpa}$$

burada $k_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{cs} - 1) = 1 + 0,74.(4 - 1) = 3,22$ 'tür, $\alpha_{cs}=4$ Çizelge 9.12'den, $q=0,74$, $\varepsilon_s=1$ Çizelge 9.13'den($d=7 \text{ mm}$), $\varepsilon_{ss}=0,82$ Çizelge 9.14'den(kaba tornalama) olarak alınmıştır.

$\sigma_{ac} / \sigma_m = 43 / 273,72 = 0,157 < (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma}) = 0,328$ olduğundan güvenlik faktörü akma limitine göre belirlenecektir:

$$n_{y\sigma} = \sigma_y / (\sigma_{ac} + \sigma_m) = 800 / (43 + 273,72) = 2,526$$

9.8 Valf Grubunun Boyutlandırılması

Dört stroklu motorlarda taze dolgunun silindire alınması ve yanma ürünü gazların silindirin dışına atılabilmesi için emme ve egzoz valfları kullanılır, üstten ya da alttan olmak üzere iki türlü valf kullanılır.

Valf tasarımında dikkat edilmesi gereken iki önemli nokta vardır bunlardan ilki silindirin iyi doldurulup boşaltılmasını sağlayacak boşluğun oluşturulabilmesi ve ikincisi de valf grubunun kütlelerinin oluşabilecek atalet kuvvetlerini mümkün olduğunca düşük tutabilmek için küçük değerlerde olması gerekir.

Isı analizi hesaplamalarından: silindir çapı $B=48$ mm, piston alanı $F_p=18,07$ cm², nominal devir sayısı ve açısal hız $n_N=7000$ rpm $w=733$ rd/s, ortalama piston hızı $v_{pm}=9,333$ m/s, emme valfi yuvasındaki maksimum hız $w_{in}=100$ m/s, emme valfinin açılma avansı $\phi_{ad}=30^\circ$, emme valfi kapanma gecikmesi $\phi_{re}=70^\circ$ ve valfler üstten tip ve kam mili alttan tiptir.

9.8.1 Boğaz ve Valf Bölgesinin Çapları

Maksimum valf açıklığı için valf bölgesinin alanı:

$$F_v = V_{pm} \cdot F_p / w_{in} = 9,333 \cdot 18,07 / 100 = 1,6865 \text{ cm}^2 \quad (9.225)$$

Valf boğaz çapı:

$$d_{thr} = \sqrt{4 \cdot F_{thr} / \pi} = \sqrt{4 \cdot 1,9394 / \pi} = 1,57 \text{ cm} \quad (9.226)$$

burada $F_{thr}=(1,1-1,2) \cdot F_v=1,15 \cdot 1,6865=1,9394$ cm² dir.

İstatiksel verilere göre silindirik tip yanma odası alttan kam milli ve üstten valfli bir uygulama için boğaz çapı $d_{thr}=(0,42-0,46) \cdot B=0,42 \cdot 48=20,16$ mm olarak bulunur. Son değer olarak boğaz çapını $d_{thr}=18,2$ mm olarak kabul edelim.

Koni açısı 45° için maksimum valf açıklığı ilk hesaplamalar için:

$$h_{vmax} = \sqrt{4,93 \cdot d_{thr}^2 + 4,44 \cdot F_v / 2,22} - d_{thr} \quad (9.227)$$

$$= \sqrt{4,93 \cdot 18,2^2 + 4,44 \cdot 1,6865 / 2,22} - 18,2 = 3,78 \text{ mm}$$

ancak bu değer $h_{vmax}=4,8$ mm olarak seçilmiştir.

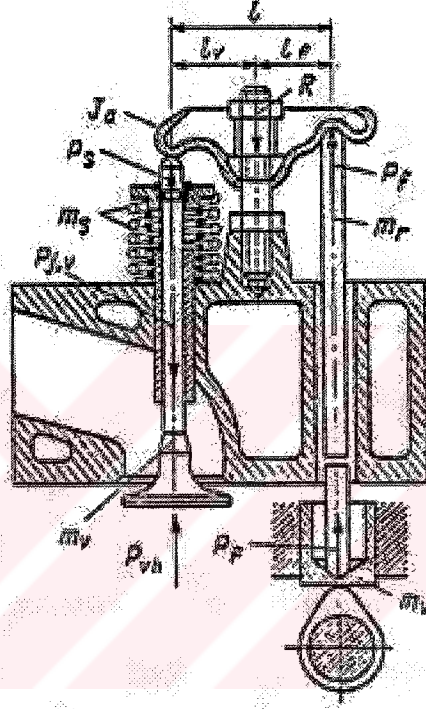
9.8.2 Emme Valfinin Çapı

Kam çapı $r_0 = (1,3 \div 2,0) \cdot h_{v\max} = (1,3 \div 2,0) \cdot 4,8 = 6,24 \div 9,6$ mm değerleri arasında olmalıdır. $r_0=7,5$ mm olarak alınmıştır.

Maksimum itici yüksekliği:

$$h_{f\max} = h_{v\max} \cdot l_f / l_v = 4,8 \cdot 21 / 20 = 5,04 \text{ mm} \quad (9.228)$$

burada $l_f=21$ mm, $l_v=20$ mm olarak alınmıştır (Şekil 9.22).



Şekil 9.22 Valf grubu (Kolchin & Demidov, 1980)

9.8.3 Kamın Şekillendirilmesi

Kam profilleri valf zamanlamasını en iyi şekilde yerine getirebilmelidir. Aynı zamanda valf kütlesinden kaynaklanan atalet kuvvetleride mümkün mertebe az tutulmalıdır. Kam profili olarak konveks, teğetsel, konkav ve harmonik kamlar kullanılmaktadır. Yüksek hızlı motorlar için en uygun kam profili harmonik kam profilidir.

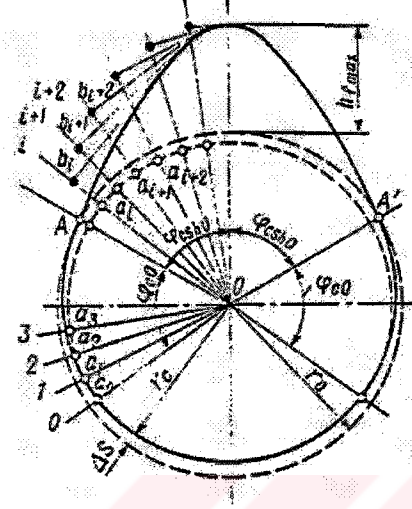
Harmonik kamla birlikte plaka itici kullanılacaktır. Kam ile itici arasında $\Delta s=0,25$ mm bir boşluk olduğunu kabul edelim. Bu durumda kam yarıçapı (Şekil 9.23):

$$r_c = r_0 - \Delta s = 7,5 - 0,25 = 7,25 \text{ mm} \quad (9.229)$$

Koniklik değeri:

$$\Phi_0 = \frac{\pi^2 \cdot \Delta s}{2.180 \cdot w'_{f0e}} = \frac{\pi^2 \cdot 0,25}{2.180 \cdot 0,02} = 0,34269 \text{ rad} \approx 19,635^\circ \quad (9.230)$$

burada $w'_{f0e} = 0,008-0,02 \text{ mm/}^\circ$ olarak limitler içinden itici hızı olarak alınmıştır (Şekil 9.22).



Şekil 9.23 Harmonik kam profili (Kolchin & Demidov, 1980)

İticiin ivmelenmesi için dört bölüm olduğunu düşünürsek bu bölümlerin açısai büyüklüğü Kurtz kamları için aşağıdaki denklemlerin çözülmesi ile bulunabilir:

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = (\pi/180) \cdot \varphi_{ch0} \quad (9.231)$$

$$\Phi_2 = (0,10 - 0,25) \cdot \Phi_3 \quad (9.232)$$

$$\Phi_2 + \Phi_3 = (1,5 - 3,0) \cdot \Phi_1 \quad (9.233)$$

burada $\Phi_2 = 0,15 \cdot \Phi_3$ ve $1,15 \cdot \Phi_3 = 3 \cdot \Phi_1$ olarak alınmıştır. Ayrıca $\varphi_{ch0} = (\varphi_{ad} + 180 + \varphi_{re}) / 4 =$

$70^\circ = 1,22173 \text{ rad}$ 'dır. Değerler yerine konulduğunda $\Phi_1 = 0,3055 \text{ rad} = 17,5^\circ$, $\Phi_2 = 0,11955 \text{ rad} = 6,85^\circ$ ve $\Phi_3 = 0,797 \text{ rad} = 45,665^\circ$ bulunur.

Kurtz kamları için yardımcı değerler ve katsayılar :

$$k_1 = 8 \cdot Z \left(\frac{\Phi_2}{\pi} \right)^2 = 8 \cdot \frac{5}{8} \cdot \left(\frac{0,11955}{\pi} \right)^2 = 0,007241 \quad (9.234)$$

$$k_2 = \frac{5+Z}{6} \cdot \Phi_3^2 = \frac{5+5/8}{6} \cdot 0,797^2 = 0,595508 \quad (9.235)$$

$$k_3 = \frac{4+2.Z}{3} \cdot \Phi_3 = \frac{4+2.5/8}{3} \cdot 0,797 = 1,39475 \quad (9.236)$$

$$K_1 = k_1 + k_2 + k_3 \cdot \Phi_2 = 0,007241 + 0,595508 + 1,39475 \cdot 0,11955 = 0,769495 \quad (9.237)$$

$$K_2 = k_3 + 4.Z \frac{\Phi_2}{\pi} = 0,769495 + 4 * \frac{5}{6} * \frac{0,11955}{\pi} = 1,489885 \quad (9.238)$$

burada $Z=5/8$ Kurtz kamı için seçilen bir katsayıdır.

$$c_{11} = \frac{K_1 \cdot w''_{f_{0e}} + K_2 \cdot h_{f_{\max}}}{2 \cdot K_1 + K_2 \cdot \Phi_1} = \frac{0,769495 \cdot 1,1459 + 1,489885 \cdot 5,04}{2 \cdot 0,769495 + 1,489885 \cdot 0,3055} = 4,207719 \quad (9.239)$$

burada $w''_{f_{0e}} = w'_{f_{0e}} \cdot 180 / \pi = 0,02 \cdot 180 / \pi = 1,1459$

$$c_{12} = (c_{11} - w''_{f_{0e}}) \cdot \Phi_1 / \pi = (4,207719 - 1,1459) \cdot 0,3055 / \pi = 0,297741 \quad (9.240)$$

$$c_{32} = (2 \cdot c_{11} - w''_{f_{0e}}) / K_2 = (2 \cdot 4,207719 - 1,1459) / 1,489885 = 4,879252 \quad (9.241)$$

$$c_{21} = c_{32} \cdot k_3 = 4,879252 \cdot 1,39475 = 6,805336 \quad (9.242)$$

$$c_{22} = c_{32} \cdot k_1 = 4,879252 \cdot 0,007241 = 0,035328 \quad (9.243)$$

$$c_{31} = c_{32} \frac{1-Z}{6 \cdot \Phi_3^2} = 4,879252 \frac{1-5/8}{6 \cdot 0,797^2} = 0,480083 \quad (9.244)$$

$$c_{33} = c_{32} \cdot k_2 = 4,879252 \cdot 0,595508 = 2,905635 \quad (9.245)$$

yukarıdaki hesaplamaların kontrolü için aşağıdaki eşitliklerin değerleri kontrol edilir buna göre bu değerler sıfır ya da sıfıra yakın değerler ise işlemler doğrudur:

$$c_{11} \cdot \Phi_1 + c_{21} \cdot \Phi_2 + c_{22} + c_{33} - h_{f_{\max}} = 0 \quad (9.246)$$

$$c_{31} \cdot \Phi_3^4 - c_{32} \cdot \Phi_3^2 + c_{33} = 0 \quad (9.247)$$

$$c_{11} - c_{12} / \Phi_1 - w''_{f_{0e}} = 0 \quad (9.248)$$

$$c_{11} + c_{12} \cdot \pi / \Phi_1 - c_{21} - c_{22} \cdot \pi / (2 \cdot \Phi_1) = 7,77 \cdot 10^{-16} \quad (9.249)$$

$$c_{21} + 4.c_{31}.\Phi_3^2 - 2.c_{32}.\Phi_3 = 0 \quad (9.250)$$

$$c_{32} \left(\frac{\pi}{2.\Phi_2} \right)^2 + 12.c_{31}.\Phi_3^2 - 2.c_{32} = 0 \quad (9.251)$$

İtici yüksekliği değerleri kam açısı φ_c 'nin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$h_0 = \Delta s \left(1 - \cos \frac{\pi}{2.\Phi_0} \varphi_{c0} \right) ; \varphi_{c0} = 0^\circ - 19,635^\circ \quad (9.252)$$

$$h_1 = \Delta s + c_{11}.\varphi_{c1} - c_{12}.\sin \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_{c1} ; \varphi_{c1} = 0^\circ - 17,5^\circ \quad (9.253)$$

$\varphi_{c1} = 17,5^\circ$ için $h_{1e} = 1,534968$ mm

$$h_2 = h_{1e} + c_{21}.\varphi_{c2} + c_{22}.\sin \frac{\pi}{2.\Phi_2} \varphi_{c2} ; \varphi_{c2} = 0^\circ - 6,85^\circ \quad (9.254)$$

$\varphi_{c2} = 6,85^\circ$ için $h_{2e} = 2,383909$ mm

$$h_3 = h_{2e} + c_{31}.\left(\Phi_3 - \varphi_{c3}\right)^4 - c_{32}.\left(\Phi_3 - \varphi_{c3}\right)^2 + c_{33} ; \varphi_{c3} = 0^\circ - 45,66^\circ \quad (9.255)$$

$\varphi_{c3} = 45,66^\circ$ için $h_{3e} = 5,2895$ mm

İtici hızı değerleri kam açısı φ_c 'nin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\omega_{f0} = \omega_c.0,001.\Delta s \frac{\pi}{2.\Phi_0} \sin \frac{\pi}{2.\Phi_0} \varphi_{c0} ; \varphi_{c0} = 0^\circ - 19,635^\circ \quad (9.256)$$

$$\omega_{f1} = \omega_c.0,001 \left(c_{11} - c_{12} \frac{\pi}{\Phi_1} \cos \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_{c1} \right) ; \varphi_{c1} = 0^\circ - 17,5^\circ \quad (9.257)$$

$$\omega_{f2} = \omega_c.0,001 \left(c_{21} + c_{22} \frac{\pi}{2.\Phi_2} \cos \frac{\pi}{2.\Phi_2} \varphi_{c2} \right) ; \varphi_{c2} = 0^\circ - 6,85^\circ \quad (9.258)$$

$$\omega_{f3} = \omega_c.0,001 \left[2.c_{32}(\Phi_3 - \varphi_{c3}) - 4.c_{31}(\Phi_3 - \varphi_{c3})^3 \right] ; \varphi_{c3} = 0^\circ - 45,66^\circ \quad (9.259)$$

İtici ivme değerleri kam açısı φ_c 'nin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$j_{f0} = \omega_c^2.0,001.\Delta s \left(\frac{\pi}{2.\Phi_0} \right)^2 \cos \frac{\pi}{2.\Phi_0} \varphi_{c0} ; \varphi_{c0} = 0^\circ - 19,635^\circ \quad (9.260)$$

$$j_{f1} = \omega_c^2 \cdot 0,001 \cdot c_{12} \left(\frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \cos \frac{\pi}{\Phi_1} \varphi_{c1} ; \varphi_{c1} = 0^\circ - 17,5^\circ \quad (9.261)$$

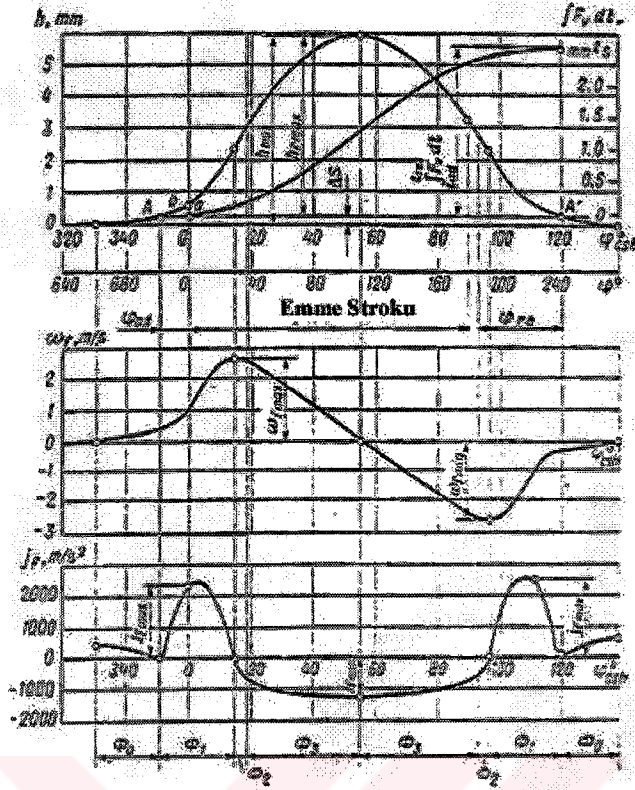
$$j_{f2} = -\omega_c^2 \cdot 0,001 \cdot c_{22} \left(\frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \right)^2 \cos \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \varphi_{c2} ; \varphi_{c2} = 0^\circ - 6,85^\circ \quad (9.262)$$

$$j_{f3} = \omega_c^2 \cdot 0,001 \cdot [12 \cdot c_{31} (\Phi_3 - \varphi_{c3})^2 - 2 \cdot c_{32}] ; \varphi_{c3} = 0^\circ - 45,66^\circ \quad (9.263)$$

burada $\omega_c = 366,5$ rad/s olup kam milinin açısal hızıdır. Yukardaki hesaplamalardan elde edilen değerler Çizelge 9.20'ye işlenir.

Çizelge 9.20 Kam ve kam iteceği değerleri

KMA(°)	KA (°)	φ_1 (°)	h (mm)	h_f (mm)	w_f (mm)	J_{J_f} (m/s ²)
662,73	331,365	$\Phi_0 = 19,635$	0	0	0	705,5263
672,73	336,365		0,019735	0	0,163547	649,8328
682,73	341,365		0,075823	0	0,301274	491,5449
692,73	346,365		0,159411	0	0,391436	255,6529
702	351		0,250001	0	0,419978	-0,00259
702	351	$\Phi_1 = 17,5$	0,25	0	0,419978	0
712	356		0,384446	0,134446	0,842306	3306,043
720	360		0,613501	0,363501	1,592075	4225,065
0	0		0,613501	0,363501	1,592075	4225,065
17	8,5		1,534968	1,284968	2,66428	2,930484
17	8,5	$\Phi_2 = 6,85$	1,534968	1,284968	2,66428	0
19	9,5		1,788161	1,538161	2,646698	-362,706
21	10,5		2,03812	1,78812	2,597587	-650,442
26,7	13,35		2,383909	2,133909	2,494144	-819,24
26,7	13,35		2,383909	2,133909	2,494156	-819,24
36,7	18,35	$\Phi_3 = 45,66$	2,953574	2,703574	2,286741	-920,989
46,7	23,35		3,471079	3,221079	2,056502	-1010,95
56,7	28,35		3,931323	3,681323	1,806246	-1089,13
66,7	33,35		4,329875	4,079875	1,538778	-1155,52
76,7	38,35		4,662969	4,412969	1,256905	-1210,12
86,7	43,35		4,927512	4,677512	0,963434	-1252,94
118,02	59,01		5,289545	5,039545	0,000296	-1310,78



Şekil 9.24 Harmonik kam grafikleri (Kolchin & Demidov, 1980)

9.8.4 Valf Zamanlaması

İtici yükseklik diyagramı kam mili açısı ölçeği $M_{qc}=1^\circ/\text{mm}$ ve itici yüksekliği ölçeği $M_{hf}=0,1 \text{ mm/mm}$ olacak şekilde çizelim, ordinat değeri değiştirilirse

$$M_{hv} = h_{v\max} \cdot M_{hf} / h_{f\max} = 4,8.0,1 / 5,04 = 0,095238095 \text{ mm/mm olarak bulunur.}$$

Valf zamanlaması:

$$\int_{t1}^{t2} F_v dt = M_t \cdot M_F \cdot F_{abcd} = 4,7619 \cdot 10^{-5} \cdot 3,848 \cdot 4018 = 0,736251 \text{ mm}^2 \text{s} \quad (9.264)$$

burada $M_t = M_{qc} / (6 \cdot n_c) = 1 / (6 \cdot 3500) = 4,7619 \cdot 10^{-5} \text{ s/mm}$, $F_{abcd} = 4018 \text{ mm}^2$ olup itici yükseklik diyagramının altında kalan alandır, $M_F = M_{hv} \cdot 2,22 \cdot d_{thr} = 0,095238095 \cdot 2,22 \cdot 18,2 = 3,848 \text{ mm}^2/\text{mm}$ 'dir.

Valf bölgesinin kesit alanı:

$$F_{vm} = \int_{t_1}^{t_2} F_v dt / (t_2 - t_1) = M_F \cdot F_{abcd} / l_{ad} = 3,848.4018 / 90 = 171,8 \text{ mm}^2 = 1,718 \text{ cm}^2 \quad (9.265)$$

burada $l_{ad}=90$ mm emme strokunun diyagramdaki uzunluğudur.

Valf yuvasındaki karışımın akış hızı:

$$\omega'_{in} = v_{pm} \cdot F_p / F_{vm} = 9,333.18,07 / 1,718 = 98,17 \text{ m/s} \quad (9.266)$$

Isı analizi sırasında kabul ettiğimiz hız ile valf grubu hesaplamalarından elde ettiğimiz değerler birbirine çok yakın değerlerdir bu nedenle ikinci bir hesaplama gerektirmez.

9.8.5 Valf Yayları

Valf yayları iki önemli görevi üstlenmelidirler; bunlardan ilki emme periyodu gelene kadar valfleri kapalı tutabilmek ve sürekli olarak valflerin kam profili ile temasını sağlayabilmeleridir.

Valf yaylarının tasarımı şunları içerir:

- Yay elastisite kuvvetinin belirlenmesi
- Güvenlik değeri K'nın belirlenmesi
- Yay minimum kuvvetinin kontrolü
- Yay ölçülerinin belirlenmesi
- Güvenlik faktörü ve frekansın belirlenmesi

İtici negatif ivmelenmeye geçtiği sırada valf eksenine indirgenmiş maksimum atalet kuvvetleri:

$$P_{jv2\max} = -M_v \cdot j_{v2\max} = -M_v \cdot j_{f2\max} J_v / l_f = -70.0,001 \cdot (-1310,78) \cdot 20 / 21 = 87,385 \text{ N} \quad (9.267)$$

burada $M_v = M'_v \cdot F_{thr} = (230-300) \cdot (\pi \cdot d_{thr}^2 / 4) = (230-300) \cdot (\pi \cdot 0,0182^2 / 4) = 0,06-0,078 \text{ kg}$ arasındadır sonuç olarak valf grubunun kütlesi üstten valfli alttan kam milli uygulamaya için 70 gr olarak alınmıştır.

Yayın maksimum elastisite kuvveti güvenlik değeri K'nın yardımıyla ($K=1,33-1,66$):

$$P_{s\max} = K \cdot P_{jv2\max} = 1,5 \cdot 87,385 = 131,078 \text{ N} \quad (9.268)$$

Minimum yay elastisite kuvveti ise 30 N olarak seçilmiştir. Bu değer egzoz ve emme

valflerine göre kontrol edilmelidir.

Egzoz valfına göre:

$$P_{s\min} = 30 > F_{thr}(p'_r - p_a) = (\pi \cdot 18,2^2 / 4) \cdot 0,07 = 18,21 \quad (9.269)$$

Emme valfına göre:

$$P_{s\min} = 30 > F_{thr}(p_a - p_r) = (\pi \cdot 18,2^2 / 4) \cdot (0,101325 - 0,106) = -1,216 \text{ N} \quad (9.270)$$

Minimum yay çökmesi:

$$\frac{P_{s\min}}{P_{s\max}} = \frac{f_{\min}}{f_{\min} + h_{v\max}} \Rightarrow f_{\min} \cdot P_{s\max} = P_{s\min} \cdot f_{\min} + P_{s\min} \cdot h_{v\max} \Rightarrow f_{\min} = \frac{P_{s\min} \cdot h_{v\max}}{P_{s\max} - P_{s\min}} \Rightarrow \quad (9.271)$$

$$f_{\min} = \frac{30 \cdot 4,8}{131,078 - 30} = 1,425 \text{ mm}$$

maksimum yay çökmesi:

$$f_{\max} = f_{\min} + h_{v\max} = 1,425 + 4,8 = 6,225 \text{ mm} \quad (9.272)$$

Yay rijitliği:

$$c = P_{s\max} / f_{\max} = 131,078 / 6,225 = 21,056 \text{ kN/m} \quad (9.273)$$

Yayın sarım çapı $\delta=2$ mm ve yayın ortalama çapı $D=10$ mm olarak alınmıştır. Buna göre aktif sarım sayısı:

$$i_a = \frac{G \cdot \delta^4 \cdot f_{\max}}{8 \cdot P_{s\max} \cdot D^3} = \frac{83000 \cdot 2^4 \cdot 6,225}{8 \cdot 131,078 \cdot 10^3} = 7,88 \quad (9.274)$$

burada $G=83000$ Mpa yay malzemesinin kayma modülüdür.

Toplam sarım sayısı:

$$i_{com} = i_a + 2 = 7,88 + 2 = 9,88 \quad (9.275)$$

Valf tam olarak açıldığında yay uzunluğu:

$$L_{\min} = i_{com} \cdot \delta + i_a \cdot \Delta_{\min} = 9,88 \cdot 2 + 7,88 \cdot 0,3 = 22,132 \text{ mm} \quad (9.276)$$

Valf kapalıyken yay uzunluğu:

$$L = L_{\min} + h_{v\max} = 22,132 + 4,8 = 26,932 \text{ mm} \quad (9.277)$$

Serbest yay uzunluğu:

$$L_{\text{free}} = L_{\min} + f_{\max} = 22,132 + 6,225 = 28,357 \text{ mm} \quad (9.278)$$

Maksimum ve minimum gerilmeler:

$$\tau_{\max} = k' \frac{8.P_{s\max}.D}{\pi.\delta^3} = 1,3 \frac{8.131,078.10}{\pi.2^3} = 542,4 \text{ Mpa} \quad (9.279)$$

$$\tau_{\min} = k' \frac{8.P_{s\min}.D}{\pi.\delta^3} = 1,3 \frac{8.30.10}{\pi.2^3} = 124,14 \text{ Mpa} \quad (9.280)$$

burada k' değeri aşağıdan alınmıştır.

D/ δ3.....4.....5.....6.....7.....8.....9.....10.....11.....12

k'1,5.....1,38.....1,3.....1,23...1,2.....1,17...1,15....1,13....1,11.....1,1

Ortalama gerilim ve gerilimin genliği:

$$\tau_m = (\tau_{\max} + \tau_{\min}) / 2 = (542,4 + 124,14) / 2 = 333,27 \text{ Mpa}$$

$$\tau_a = (\tau_{\max} - \tau_{\min}) / 2 = (542,4 - 124,14) / 2 = 209,14 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{acm} = \tau_a \cdot k_{\tau} / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss}) = 209,14 \cdot 1 = 209,14 \text{ Mpa}$$

burada $k_{\tau} / (\varepsilon_s \cdot \varepsilon_{ss})$ değeri 1'e çok yakın bir değerdir.

Çizelge 9.11'e göre $\alpha=0,2$ olmak koşulu ile güvenlik faktörü değeri:

$$n_{\tau} = \tau_{-1} / (\tau_{ac} + \alpha_{\tau} \cdot \tau_m) = 350 / (209,14 + 0,2 \cdot 333,27) = 1,269$$

Rezonans analizi:

$$n_n = 2,17 \cdot 10^7 \cdot \delta / (i_a \cdot D^2) = 2,17 \cdot 10^7 \cdot 2 / (7,88 \cdot 10^2) = 55052 \quad (9.281)$$

$n_n / n_c = 55052 / 3500 = 15,73$ değer 1'e yakın bir değer olmadığından rezonans tehlikesi yoktur.

9.8.6 Kam Mili

Kam millerinin yapımında karbonlu yada alaşımlı çelikler kullanılır. Motorun çalışması sırasında kam mili yay elastisite kuvvetleri P_{sf} , valf grubu kütlelerinden kaynaklanan atalet kuvvetleri P_{jf} ve gaz kuvvetleri P_{gf} ile zorlanmaktadır. Buna göre krank miline etki eden toplam kuvvetler aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$P_f = P_{sf} + P_{jf} + P_{gf} = (P_s + P_g)J_v / l_f + M_t \cdot j_f \quad (9.282)$$

Valf yayı ve valf grubu hesaplamalarından: valf kütlesi $m_v=44,7$ gr, itici kütlesi $m_f=15$ gr, yay kütlesi $m_s=29,2$ gr, itici çubuğu kütlesi $m_{pr}=20$ gr, külbütör kütlesi $m_r=46,7$ gr'dır. İtici maksimum yüksekliği $h_{fmax}=5,04$ mm, külbütör ölçüleri $l_v=20$ mm, $l_f=21$ mm, kam milinin açısal hızı $\omega=366,5$ rad/s, maksimum yay elastisite kuvveti $P_{smax}=131,078$ N ve emme valfi boğaz çapı $d_{thr}=18,2$ mm.

Egzoz valfinden kama uygulanan maksimum kuvvet:

$$P_{fmax} = \left[P_{smx} + \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} (p_g - p'_r) \right] J_v / l_f + M_t \cdot j_{fmx} \quad (9.283)$$

$$= \left[131,078 + \frac{\pi \cdot 18,47^2}{4} (0,54 - 0,101325) \right] \cdot 20 / 21 + 99,21 \cdot 1310,78 = 366,87 \text{ N}$$

burada $d_e = \left(\frac{1}{1,0 - 1,2} \right) \cdot d_{in} = \frac{19,58}{1,06} = 18,47$ mm olup egzoz valf kafası çapıdır,

$d_{in} = (1,06 - 1,12) \cdot d_{thr} = 1,076 \cdot 18,2 = 19,58$ mm olup emme valfi kafası çapıdır, $p_g=0,54$

Mpa Şekil 9.5'den b' noktası için okunmuştur, $p'_r \approx p_0 = 0,101325$ p Mpa'dır. Ayrıca

$$M_t = (m_v + m_s / 3) \cdot (l_v / l_f)^2 + m_f + m_{pr} + m_r'' \quad (9.284)$$

$$= (44,7 + 29,2 / 3) \cdot (20 / 21)^2 + 15 + 20 + 14,83 \text{ gr}$$

$$m_r'' = m_r \cdot (l_v + l_f)^2 / (12 J_f^2) = 44,7 \cdot (20 + 21)^2 / (12 \cdot 21^2) = 14,83 \text{ gr} \quad (9.285)$$

Kam milindeki seğim:

$$y = 0,8 \frac{P_{fmax} \cdot a^2 \cdot b^2}{E I \cdot (d_c^4 - \delta_c^4)} = 0,8 \frac{131,078 \cdot 42,51^2 \cdot 53,98^2}{220000 \cdot 96,49 \cdot (13^4 - 0^4)} = 0,0025 \text{ mm} \quad (9.286)$$

burada $E=220000$ Mpa çeliğin elastisite modülüdür, $l=a+b=42,51+53,98=96,49$ mm, $d_c=13$ mm krank mili dış çapıdır, $\delta=0$ mm kam milinin iç çapıdır. Seğim geğeri 0,02 ile 0,05 mm değerlerini aşmamalıdır.

Kam mili ile kam iteceği arasında bir taşıma gerilmesi oluşur bu gerilme aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\sigma_{be} = 0,418 \cdot \sqrt{P_{fmx} \cdot E / (b_c \cdot r_1)} = 0,418 \cdot \sqrt{366,87 \cdot 220000 / (10,7,5)} = 441 \text{ Mpa} \quad (9.287)$$

bu değer 400 ile 1200 Mpa'ı aşmayacak aralıkta olmalıdır. Buradab $b_c=10$ mm kamın genişliğidir.

9.9 Soğutma Sisteminin Boyutlandırılması

9.9.1 Soğutma Yüzeyi

Havalı soğutma sisteminde motorun soğutulması soğutma havası ile sağlanır. Soğutma havasının yoğunluğu, sıcaklığı, hızı, soğutma yüzeyinin alanı soğutma kanatçıklarının geometrisi soğutma verimliliğini etkiler (Kolchin ve Demidov, 1980).

Bir otto motoru için motordan soğutucu akışkana geçen ısı miktarının bulunması için aşağıdaki eşitlik kullanılabilir.

$$Q_c = c.i.B^{1+2.m}.n^m.(H_u - \Delta H_u)/(\alpha.H_u) \quad (9.288)$$

bu eşitlikte $c=0,45-0,53$ arasında değişen orantı faktörü, i silindir sayısı, B silindir çapı(cm), n motor hızı(rpm), $m=0,6-0,7$ arasında değişen dört stroklu motorlar için güç endeksidir. $n_N=7000$ rpm nominal devir için motordan soğutucu akışkan tarafından uzaklaştırılan ısı:

$$Q_c = 0,5.1.4,8^{1+2.0,68}.7000^{0,68} \cdot (43930 - 2475,768)/(0,96.43930) = 8202 \text{ J/s}$$

Bu ısının %25-40'lık kısmı silindir duvarlarından geri kalan kısmı ise silindir kafasından geçmektedir.

Soğutucu akışkana geçen toplam ısı miktrından gerekli akışkan debisi:

$$G_c = \frac{Q_c}{c_a \cdot (T_{outc} - T_{inc}) \cdot \rho_c} = \frac{8202}{1000 \cdot (363 - 293) \cdot 1,0764} = 0,109 \text{ kg/s} \quad (9.289)$$

burada $c_a=1000$ J/(kg K) havanın ortalama spesifik ısısı, $T_{outc}=353-373$ K arasında değişen havanın kanatlardan çıkış sıcaklığı, $T_{ina}=293$ K havanın kanatlara giriş sıcaklığı,

$\rho_a = p_0 \cdot 10^6 / (R_a \cdot T_{cm}) = 0,101325 \cdot 10^6 / (287.328) = 1,0764 \text{ kg/m}^3$ havanın ortalama sıcaklıktaki yoğunluğudur.

Silindir kanatlarının alanı:

$$F_{cyl} = \frac{Q_{cyl}}{K_a \cdot (T_{cylr} - T_{inc})} = \frac{2734}{170,35 \cdot (413 - 293)} = 0,133744 \text{ m}^2 \quad (9.290)$$

burada $Q_{cyl}=0,33.8202=2734 \text{ J/s}$ silindirlerden havaya geçen ısı miktarıdır, $K_a = 1,37 \cdot (1 + 0,0075 \cdot T_m) \cdot (w_a / 0,278)^{0,73} = 1,37 \cdot (1 + 0,0075 \cdot 353) \cdot (35 / 0,278)^{0,73} = 170,5 \text{ W/m}^2$ K olup ısı transfer katsayısıdır, $T_{cylr}=403-423 \text{ K}$ olup silindir kanatlarının ortalama sıcaklığıdır, $T_m=(T_{cylr}+T_c)/2=(413+293)/2=353 \text{ K}$ olup silindir kanatları ile havanın sıcaklığının ortalamasıdır ve $w_a=35 \text{ m/s}$ hava akış hızıdır.

Silindir kafası kanatlarının alanı:

$$F_{head} = \frac{Q_{head}}{K_a \cdot (T_{fr} - T_{inc})} = \frac{5468}{176,12 \cdot (445 - 293)} = 0,20425 \text{ m}^2 \quad (9.291)$$

burada $Q_{head}=8202-2734=5468 \text{ J/s}$ silindir kafasından havaya geçen ısı miktarıdır, $K_a = 1,37 \cdot (1 + 0,0075 \cdot T_m) \cdot (w_a / 0,278)^{0,73} = 1,37 \cdot (1 + 0,0075 \cdot 369) \cdot (35 / 0,278)^{0,73} = 176,12 \text{ W/m}^2$ K olup ısı transfer katsayısıdır, $T_{fr}=423-473 \text{ K}$ olup silindir kafası kanatlarının ortalama sıcaklığıdır, $T_m=(T_{fr}+T_c)/2=(445+293)/2=369 \text{ K}$ olup silindir kafası kanatları ile havanın sıcaklığının ortalamasıdır ve $w_a=35 \text{ m/s}$ hava akış hızıdır.

9.9.2 Fan

Tasarlanan motorun soğutulması için yönlendirilmiş hava ile soğutma uygulanacaktır. Soğutma işi radyal bir fan tarafından gerçekleştirilecektir. Bu fana ait hesaplamalar aşağıdaki gibidir.

Öncelikle soğutma için gereken hacimsel hava debisi değeri bulunmalıdır:

$$Q_v = Q \cdot \rho_0 = 0,109 \cdot 1,0764 = 0,1173 \text{ m}^3/\text{s} \quad (9.292)$$

Fanın basma yüksekliği:

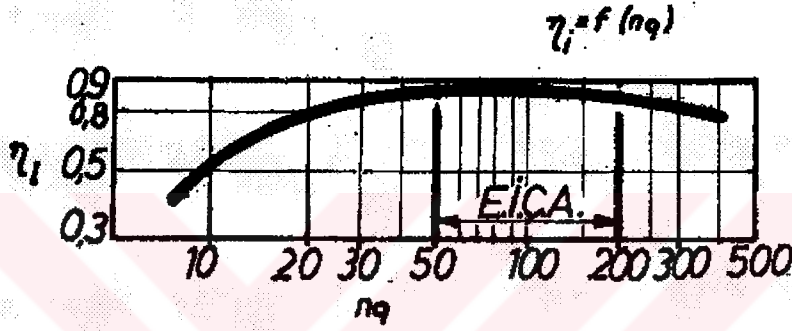
$$H = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{1000}{10,56} = 94,7 \text{ m} \quad (9.293)$$

burada $\Delta P = 600 \div 1000$ pa arasında değişen fanın ön ve arka yüzü arasındaki basınç farkıdır,
 $\gamma = \rho_0 \cdot g = 1,0764 \cdot 9,81 = 10,56 \text{ N/m}^3$ olup havanın özgül ağırlığıdır.

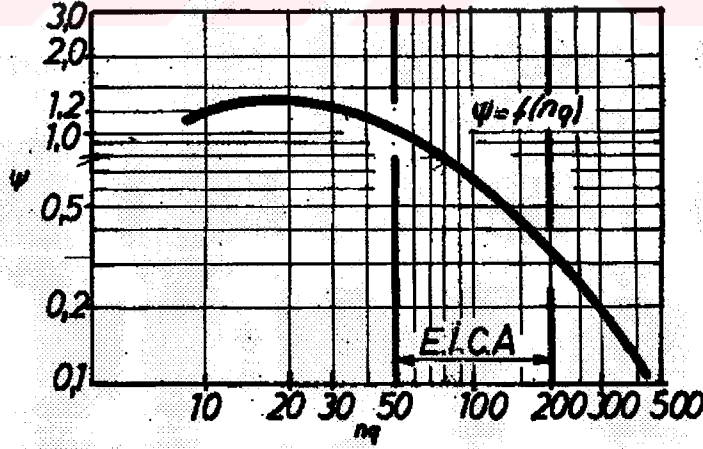
Fanın özgül devir sayısı:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q_v}}{H^{3/4}} = 7000 \cdot \frac{\sqrt{0,1173}}{94,7^{3/4}} = 78,98 \quad (9.294)$$

özgül devir sayısına sahiptir ve kısa kanatlara sahiptir. Bulunan özgül devir sayısı değeri kullanılarak basınç sayısı $\Psi = 0,8$ ve iç verim değeri $\eta_i = 0,84$ olarak okunur (Şekil 9.25) (Şekil 9.26).



Şekil 9.25 İndike verim (Gökelim, 1977)



Şekil 9.26 Basınç sayısı (Gökelim, 1977)

Çevre hızı:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{\Psi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 94,7}{0,8}} = 48,19 \text{ m/s} \quad (9.295)$$

Takribi Çap:

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 48,19}{\pi \cdot 7000} = 0,1315 \text{ m} \quad (9.296)$$

Akış sayısı:

$$\xi = 0,55 \cdot \left(\frac{n_q}{100} \right)^{1/3} = 0,55 \cdot \left(\frac{78,98}{100} \right)^{1/3} = 0,5084 \quad (9.297)$$

Emme hızı:

$$C_s = \xi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 0,5084 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 94,7} = 21,915 \quad (9.298)$$

Emme Çapı:

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'_v}{\pi \cdot C_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,122}{\pi \cdot 21,915}} = 0,08426 \text{ m} \quad (9.299)$$

burada $Q'_v = Q_v / n_v = 0,1173 / 0,96 = 0,122 \text{ m}^3/\text{s}$ olup gerçek fan debisi değeridir. Giriş çapı değeri $D_1 = 0,09 \text{ m}$ olarak kabul edebiliriz.

Giriş çevre hızı değeri:

$$U_1 = \frac{U_2 \cdot D_1}{D_2} = \frac{48,19 \cdot 0,09}{0,1315} = 33 \text{ m/s} \quad (9.300)$$

$$m = \frac{C_{0m}}{C_s} = 0,5 \cdot \left(\frac{100}{n_q} \right)^{1/6} = 0,5 \cdot \left(\frac{100}{78,98} \right)^{1/6} = 0,52 \quad (9.301)$$

$$C_{0m} = C_s \cdot m = 0,52 \cdot 21,915 = 11,4 \text{ m/s} \quad (9.302)$$

Giriş kanat eni:

$$B_1 = \frac{Q'_v}{\pi \cdot D_1 \cdot C_{0m}} = \frac{0,122}{\pi \cdot 0,09 \cdot 11,4} = 0,0379 \text{ m} \quad (9.303)$$

Kanat giriş açısı:

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{0m}}{\xi_1 \cdot U_1} = \frac{11,4}{0,74.33} = 0,46668 \Rightarrow \beta_1 = 25^\circ \quad (9.304)$$

Kanat çıkış açısı:

$$\beta_2 = \beta_1 + 10 = 25 + 10 = 35^\circ \quad (9.305)$$

Kanat sayısı:

$$z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) = 3 \cdot \frac{0,1315 + 0,09}{0,1315 - 0,09} \cdot \sin\left(\frac{25 + 35}{2}\right) = 8 \quad (9.306)$$

buradada $k=3-8$ arasında değişen bir katsayıdır ve yüksek özgül devir sayılı fanlar için düşük değerlerin seçilmesi uygun olacaktır. Kanat kalınlığı değeri $S_1=4$ mm olarak seçilmiştir.

Girişteki kanat taksimatı:

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z} = \frac{\pi \cdot 0,09}{8} = 0,035 \text{ m} \quad (9.307)$$

Girişteki kanat körlenmesi:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \beta_1} = \frac{0,004}{\sin 25} = 0,0094 \text{ m} \quad (9.308)$$

Daralma faktörü:

$$\xi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1} = \frac{0,035 - 0,0094}{0,035} = 0,732 \quad (9.309)$$

bulunan daralma katsayısı faktörü ile yukarıda kabul eden değer yakındır.

Hidrolik verim:

$$\eta_h = 1,06 \cdot \eta_i = 1,06 \cdot 0,84 = 0,89 \quad (9.310)$$

Pfleiderer düzeltme katsayısı:

$$\Psi' = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right) = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{35}{60}\right) = 1,1875 \quad (9.311)$$

$$\mu = \frac{C_{3u}}{C_{2u}} = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \Psi'}{z \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot 1,1875}{8 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,1315}{0,09} \right)^2 \right]}} = 0,6416 \quad (9.312)$$

Teorik sonsuz basma yüksekliği:

$$H_{th\infty} = \frac{H}{\eta_h \cdot \mu} = \frac{94,7}{0,89 \cdot 0,6416} = 165,8 \text{ m} \quad (9.313)$$

$$C_{2m} = (0,6 \div 0,8) \cdot C_{1m} = 0,8 \cdot C_m \quad (9.314)$$

$$C_{2m} = 0,8 \cdot \frac{C_{0m}}{\xi_1} = 0,8 \cdot \frac{11,4}{0,732} = 12,45 \text{ m/s} \quad (9.316)$$

Çevre hızı değeri:

$$U_2 = \frac{C_{2m}}{2 \cdot \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{2m}}{2 \cdot \tan \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{th\infty}} \quad (9.317)$$

$$= \frac{12,45}{2 \cdot \tan 35} + \sqrt{\left(\frac{12,45}{2 \cdot \tan 35} \right)^2 + 9,81 \cdot 165,8} = 50,19 \text{ m/s}$$

bulunan çevre hızı değeri daha önce hesaplanan değer ile yakın olduğu için tekrar hesap yapmaya gerek yoktur.

Çıkış değerleri:

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z} = \frac{\pi \cdot 0,09}{8} = 0,0516 \text{ m} \quad (9.318)$$

$$\sigma_2 = \frac{S_1}{\sin \beta_2} = \frac{0,004}{\sin 35} = 0,00698 \quad (9.319)$$

$$\xi_2 = \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} = \frac{0,0516 - 0,00698}{0,0516} = 0,865 \quad (9.320)$$

Çıkıştaki kanat eni:

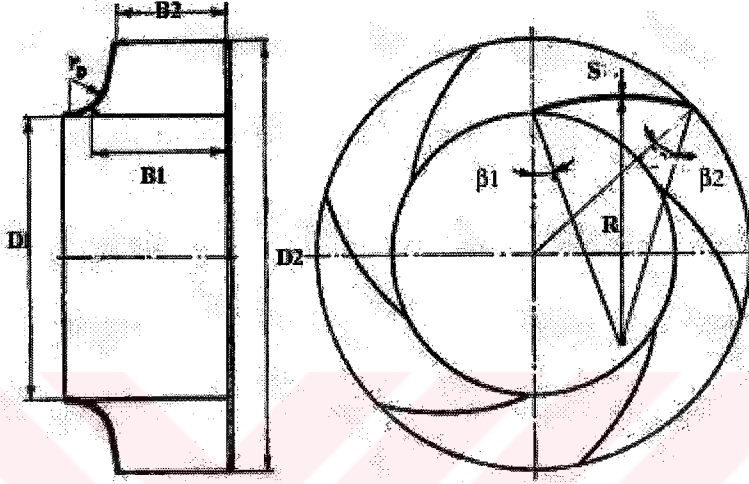
$$B_2 = \frac{Q'_v}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{2m} \cdot \xi_2} = \frac{0,122}{\pi \cdot 0,1315 \cdot 12,45 \cdot 0,865} = 0,0275 \text{ m} \quad (9.321)$$

Yuvarlatma yarıçapı:

$$r_D = 0,14.D_1 = 0,14.90 = 12,6 \text{ mm} \quad (9.322)$$

Kanat eğrilik yarıçapı:

$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2.(r_2 \cdot \cos \beta_2 - r_1 \cdot \cos \beta_1)} = \frac{65,75^2 - 45^2}{2.(65,75 \cdot \cos 35 - 45 \cdot \cos 25)} = 87,88 \text{ mm} \quad (9.323)$$



Şekil 9.27 Fan boyutları (Gökelim, 1977)

9.10 Volanın Boyutlandırılması

Daha önceki hesaplamalardan volanın atalet momenti $J_0=0,013172 \text{ kgm}^2$ olarak bulunmuştur. Volan malzemesi olarak özgül ağırlığı 7800 kg/m^3 olan çelik döküm kullanılacaktır. Volan anma çapı olarak $D_r=0,12 \text{ m}$ alınacak olursa volanın kütlesi aşağıdaki gibi bulunur:

$$m_{fw} = \frac{J_0}{D_r^2} = \frac{0,013172}{0,12^2} = 0,915 \text{ kg} \quad (9.324)$$

Kenar Kütlesi:

$$m_r = 0,65.m_v = 0,65.0,915 \cong 0,595 \text{ kg} \quad (9.325)$$

Kenar boyutları:

$$h_r.w_r = \frac{m_r}{\pi.D_r.\rho} = \frac{0,595.10^6}{\pi.0,12.7200} \cong 220 \text{ mm}^2 \Rightarrow h_r = 12 \text{ mm ve } w_r = 18 \text{ mm} \quad (9.326)$$

Göbek genişliği:

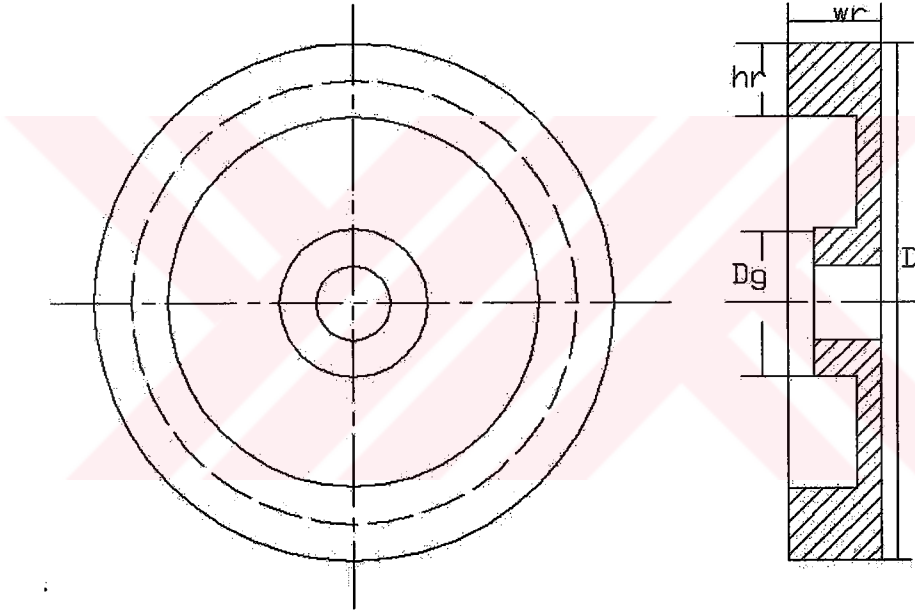
$$w_h = \frac{4.m_h}{\pi.D_h^2.\rho} = \frac{4.0,32.10^3}{\pi.0,108^2.7800} \cong 4,5 \text{ mm} \quad (9.327)$$

burada göbek çapı $D_h = D_r - h_r = 0,12 - 0,012 = 0,108 \text{ m}$ 'dir.

Çevresel kenar gerilmesi:

$$\sigma_r = \frac{\rho.v^2}{g} = \frac{7800.44^2.9,81}{9,81} = 1,51.10^7 \text{ N/m}^2 \quad (9.328)$$

burada kenar hızı $v = (\pi.D_r.n/60) = (\pi.0,12.7000/60) = 44 \text{ m/s}$ 'dir. Kenar gerilmesi değeri çelik döküm volanlar için $1,71.10^8 \text{ N/m}^2$ değerini aşmamalıdır.

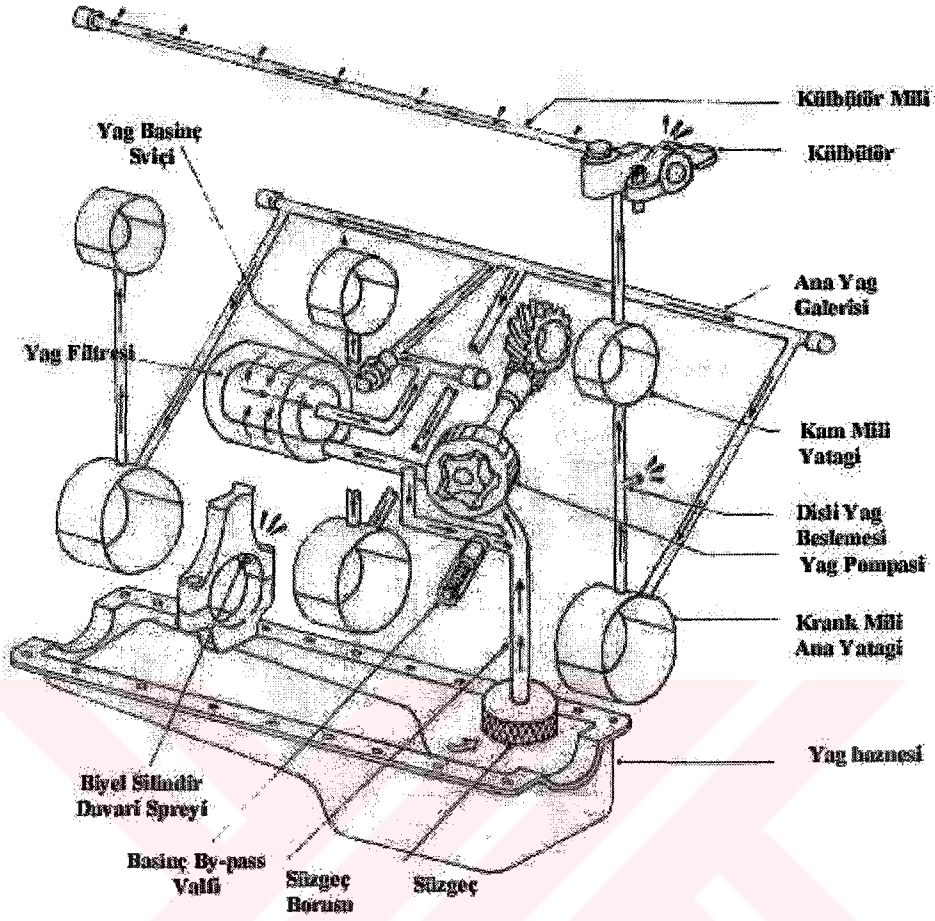


Şekil 9.28 Volan

9.11 Yağlama Sistemi

Yağlama sisteminin sürtünmeleri düşürmek, paslanmayı önlemek, aşınmadan kaynaklanan partikülleri uzaklaştırmak ve motor elemanlarını kısmi soğutak gibi görevleri vardır. Motor yapısına göre yağlama sıçratma, basınçlı ya da her ikisinin birleşimi olarak yapılabilir. Küçük motorlarda çoğunlukla sıçratmalı yağ sistemleri kullanılmaktadır. Ancak üstten kamlı uygulamalarda yağın motorun üst kısmında çalışan elemanlara götürülebilmesi için basınçlandırılması şarttır. Yağın basınçlandırılması pistonlu yada dişli yağ pompaları ile yapılmaktadır. Yağın istenenen bölgelere taşınabilmesi için ise yağ kanalları yapılmalıdır.

Böyle bir uygulama Şekil 9.29’da görülmektedir.



Şekil 9.29 Basınçlı yağlama sistemi (Heisler, 1995)

9.11.1 Yağ Pompası

Dişli tip yağ pompaları basit yapılı, kompakt olduklarından ve operasyon güvenilirlikleri yüksek olduğundan tercih edilmektedirler.

Yağ pompasının tasarlanabilmesi için öncelikle yağ sirkülasyon oranının bilinmesi gerekir. Yağ sirkülasyon oranı belirlendikten sonra dişlilerin boyutlandırılması daha kolaydır.

Yağ sirkülasyon oranı motordan yağa geçen ısı miktarına bağlıdır. İstatistiki verilere göre yakıtın enerjisinin % 1,5 ile 3’ü yağa geçmektedir.

Yakıtın toplam enerjisi:

$$Q_0 = H_u \cdot G_f / 3600 = 43930.1,166 / 3600 = 14,228 \text{ kg/h} \quad (9.329)$$

yağa geçen ısı:

$$Q'_0 = 0,22.Q_0 = 0,22.14,228 = 0,313 \text{ kJ/s} \quad (9.330)$$

Yağ sirkülasyon oranı:

$$V_c = Q'_0 / (\rho_0 . c_0 . \Delta T_0) = 0,313 / (900 . 2,094 . 10) = 1,66 . 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \quad (9.331)$$

burada $c_0=2,094 \text{ kJ/(kgK)}$ yağın ısıl kapasitesi, $\rho_0=900 \text{ kg/m}^3$ yağın özgül kütlesi, $\Delta T_0=10 \text{ K}$ yağın sıcaklık artışıdır.

Sistemdeki olası yağ tıkanmalar da hesaba katılacak olursa yeni yağ sirkülasyon oranı:

$$V' = 2.V_c = 2.1,66.10^{-5} = 3,32.10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \quad (9.332)$$

volümetrik verim $\eta_v=0,7$ kabul edilerek pompanın tasarım kapasitesi:

$$V_d = V' / \eta_p = 3,32.10^{-5} / 0,7 = 4,74.10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \quad (9.333)$$

Dişli çark diş modülü $m=1,5 \text{ mm}=0,0015 \text{ m}$, diş yüksekliği $h=2.m=3 \text{ mm}=0,003 \text{ m}$, diş sayısı $z=8$ olarak kabul edelim.

Diş açıklığı dairesinin çapı:

$$D_0 = z.m = 8.1,5 = 12 \text{ mm}=0,012 \text{ m} \quad (9.334)$$

diş dış çapı:

$$D = m.(z + 2) = 1,5.(8 + 2) = 15 \text{ mm}=0,015 \text{ m} \quad (9.335)$$

diş dış çapındaki çizgisel hız değeri $u_p=5,5 \text{ m/s}$ kabul edilirse pompa dişli devir sayısı:

$$n_p = u_p . 60 / (\pi . D) = 5,5.60 / (\pi . 0,015) = 7002 \text{ rpm} \quad (9.336)$$

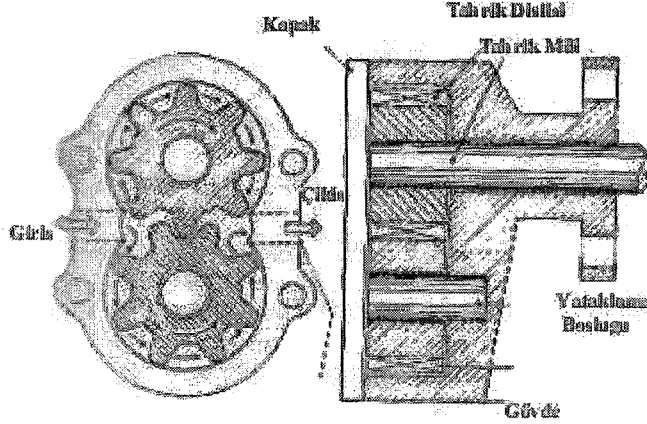
dişli yüzü genişliği:

$$b = \frac{60.V_d}{2.\pi.m^2.z.n_p} = \frac{60.4,74.10^{-5}}{2.\pi.0,015^2.8.3000} = 0,0036 \text{ m}=3,6 \text{ mm} \quad (9.337)$$

Yağ pompasının harcıyacağı güç:

$$N_p = V_d . p / (\eta_{mp} . 10^3) = 4,74.10^{-5} . 40.10^4 / (0,87.10^3) = 0,0218 \text{ kW} \quad (9.338)$$

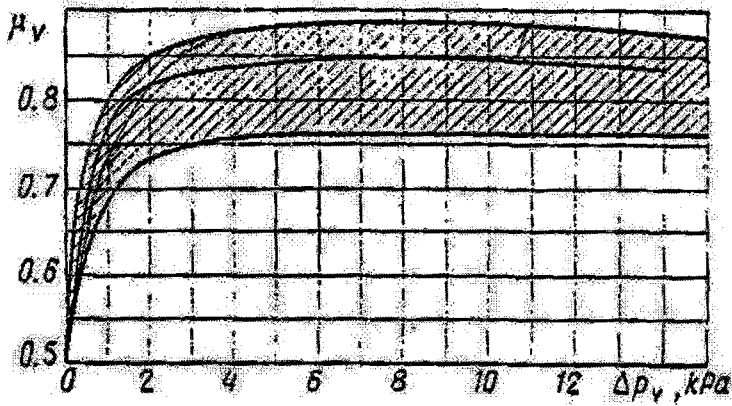
burada $p=0,3-0,5$ arasında değişen pompa basıncıdır, $\eta_{mp}=0,85-0,9$ arası değişen yağ pompası mekanik verimidir.



Şekil 9.30 Dişli yağ pompası (Heisler, 1995)

9.12 Karbüratör

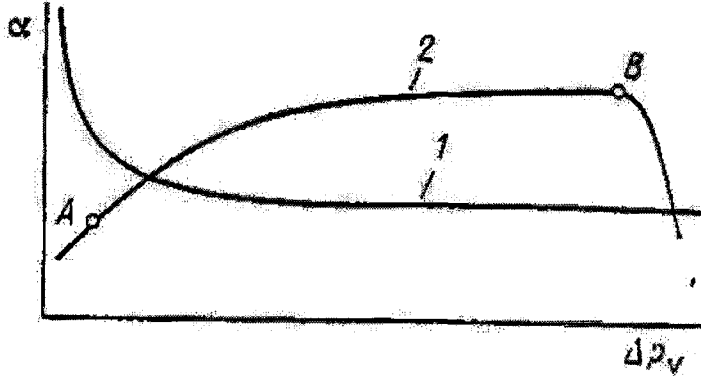
Basit karbüratör artan motor hızı ile birlikte gerekli olan hava yakıt karışımını karşılayamamaktadır. Motor için gerekli karışım karakteristiği Şekil 9.32’de 2 numaralı eğrideki gibidir. Gerekli karışımın sağlanabilmesi için kompenzasyon uygulanır. Kompenzasyon havanın yada yakıtın kontrolü ile gerçekleştirilebilir. Yakıt kontrolü ile yapılan kompezasyon Şekil 9.33’de şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 9.31 Hava kullanım katsayısı (Kolchin & Demidov, 1980)

Isı analizine göre: silindir çapı $B=48$ mm, strok $S=40$ mm, silindir sayısı $i=1$, havanın özgül kütlesi $\rho_0=1,189$ kg/m³, 1 kg yakıtın yakılabilmesi için gereken teorik hava miktarı $l_0=14,957$ kg_hava/kg_ykt. $n_N=7000$ rpm’de; $N_{emax}=3,734$ kw, $\eta_v=0,9145$, $G_f=1,166$ kg/h ve $n_N=8400$

rpm'de; $N=3,4167$ kw, $\eta_v=0,872$, $G_f=1,335$ kg/h.



Şekil 9.32 Basit ve ideal karbüratörün karakteristikleri (Kolchin & Demidov, 1980)

9.12.1 Ventüri

$N_N=7000$ rpm'deki teorik hava hızı $w_a=145$ m/s olarak kabul edelim.

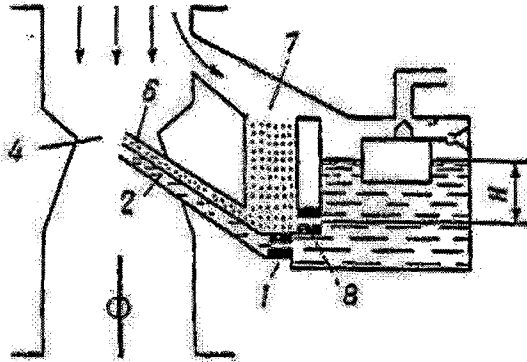
Ventüri bölgesindeki basınç düşüştü:

$$\Delta p_v = w_a^2 \cdot \rho_0 / 2 = 145^2 \cdot 1,189 / 2 = 12499 \text{ Pa} \quad (9.339)$$

ventüride ki gerçek hava hızı:

$$w_{ac} = \mu_v \cdot w_a = 0,84 \cdot 145 = 121,8 \text{ m/s} \quad (9.340)$$

burada $\mu_v=0,84$ olarak şekil 17.2'den okunmuştur. Gerçek hız değeri 120-130 m/s değerlerini aşmayacak şekilde seçilmelidir.



Şekil 9.33 Karışım kompenzasyonu (Kolchin & Demidov, 1980)

Ventüriden geçen ikincil hava miktarı:

$$G_a = \eta_v \frac{\pi D^2}{4} S \frac{n.i}{120} \rho_0 = 0,9145 \frac{\pi \cdot 0,048^2}{4} \cdot 0,04 \cdot \frac{7000 \cdot 1}{120} \cdot 1,189 = 0,004591 \text{ kg/s} \quad (9.341)$$

ventüri çapı.

$$d_v = D \sqrt{\frac{\eta_v \cdot S \cdot n.i}{120 \cdot \mu_v \cdot w_a}} = 0,048 \cdot \sqrt{\frac{0,9145 \cdot 0,048 \cdot 7000 \cdot 1}{120 \cdot 0,84 \cdot 145}} = 0,00635 \text{ m} = 6,35 \text{ mm yada} \quad (9.342)$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot G_a}{\pi \cdot \mu_v \cdot w_a \cdot \rho_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,004591}{\pi \cdot 0,84 \cdot 145 \cdot 1,189}} = 0,00635 \text{ m} = 6,35 \text{ mm} \quad (9.343)$$

9.12.2 Ana Meme

Ana memeden sevk edilen yakıtın teorik hızı:

$$w_{fm} = \sqrt{2 \cdot (\Delta p_v / \rho_f - g \cdot \Delta h)} = \sqrt{2 \cdot (12499 / 740 - 9,81 \cdot 0,003)} = 5,807 \text{ m/s} \quad (9.344)$$

burada $\rho_f = 740 \text{ kg/m}^3$ yakıtın özgül kütleisidir.

Ana memeden sevk edilen yakıtın gerçek hızı:

$$w_{mj} = \mu_{mj} \cdot w_{fm} = 0,798 \cdot 5,807 = 4,634 \text{ m/s} \quad (9.345)$$

burada $\mu_{mj} = 0,798$ $l_j/d_j = 2$ değeri için şekil 17.5'ten okunmuştur.

Ana memeden geçen yakıt miktarı $G_{fm} = 0,000308 \text{ kg/s}$ ve kompensasyon memesinde geçen yakıt miktarı $G_{fc} = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s}$ olarak kabul edilirse, ana meme çapı:

$$d_{mj} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{fm}}{\pi \cdot \mu_m \cdot w_{fm} \cdot \rho_f}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000308}{\pi \cdot 0,798 \cdot 5,807 \cdot 740}} = 0,000338 \text{ m} = 0,338 \text{ mm} \quad (9.346)$$

9.12.3 Kompensasyon Memesi

Kompensasyon memesinden sevk edilen yakıtın teorik hızı:

$$w_{fc} = \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,03} = 0,767 \text{ m/s} \quad (9.347)$$

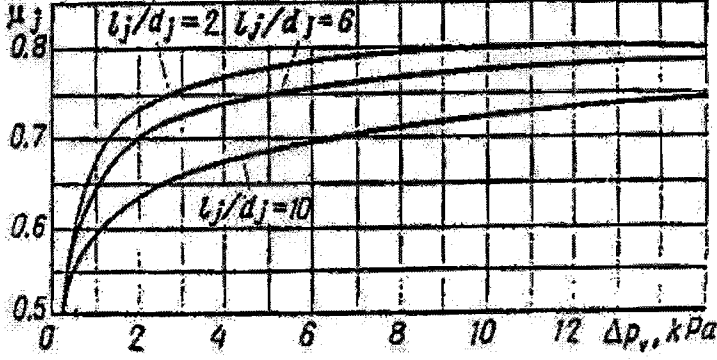
burada $H = 0,03 \text{ m}$ yakıt seviyesi ile kompensasyon memesi arasındaki yükseklik farkıdır.

Yakıt hızı $w_{fc} = 0,767 \text{ m/s}$ için basınç farkı:

$$\Delta p = w_{fc}^2 \cdot \rho_f / 2 = 0,767^2 \cdot 740 / 2 = 435 \text{ Pa} \quad (9.348)$$

$\Delta p = 0,435 \text{ kPa}$ ve $l_j/d_j = 6$ değerleri için şekil 17.5'ten $\mu_{cj} = 0,62$ değeri okunur. Buna göre kompenzasyon memesinin çapı:

$$d_{cj} = \sqrt{\frac{4G_{fc}}{\pi \cdot \mu_{cj} \cdot w_{fc} \cdot \rho_f}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,6 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot 0,62 \cdot 0,767 \cdot 740}} = 0,000241 \text{ m} = 0,241 \text{ mm} \quad (9.349)$$



Şekil 9.34 Yakıt tüketim katsayısı (Kolchin & Demidov, 1980)

Eldeki veriler kullanılarak gravite sistemi ile beslenecek motor için Walbro firmasının 3-6 hp güç için üretmekte olduğu LMS yada LMJ serisi şamandıra kontrollü karbüratörlerinden birisi seçilebilir.

10. PERFORMANS TESTİ

Yapılmış olan makinaların bazı karakteristik değerlerinin bulunması için uygulanan testlerdir. Bu testler yapılmış olan motorun maksimum gücünü, maksimum momentini, yakıt tüketimini ve termik verimini bulmak için yapılır.

Motorun efektif yada faydalı gücü motorun frenlenmesi ile bulunur. Bu frenleme döndürme kavramasındaki döndürme momenti ve dönüş sayısından hesaplanabilir (Işık, 1948).

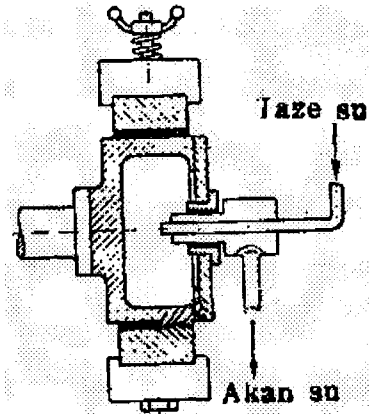
10.1 Frenler

Enerji gotürülüş şekline göre, en çok kullanılan frenler aşağıdaki gibi ayrılırlar: prony veya sürtünme freni, su türbülans freni ve elektrik freni.

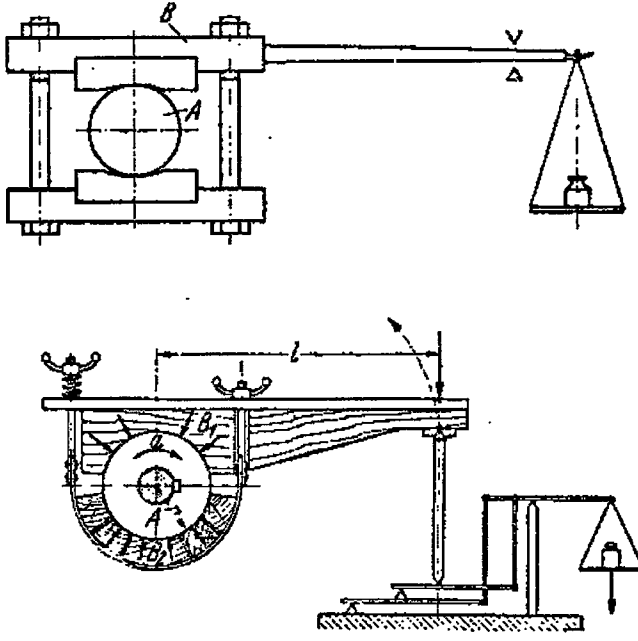
Muayene edilen makine ile fren arasındaki kavramaya verilen döndürme momentini ölçmek için ya muayene edilecek makina veya frenin sarkaç şeklinde asılması gerekir; burada, ilave momentler dolayısıyla ölçünün yanlış olmaması için, sarkaç eksenini, döndürme mili eksenini ile üst üste düşmelidir. Bu şekilde daha hassas elde edilebildiğinden, frenin özeliği imkan verirse, genel olarak fren sarkaç şeklinde yataklanır.

10.1.1 Prony Freni

Prony freni, mekanik sürtünme freni olarak çalışır. A volanı veya bir kasnak üzerine, şerit veya yanak şeklinde fren yüzeyleri germe civataları yardımıyla volan düzeneğine bastırılan, bir B fren bloku konmuştur; manivela kolu ve bir egel yardımıyla fren dönmekten alıkondduğu müddetçe, gereken fren sürtünmesi doğurularak test motoru yüklenir(Şekil 10.2). Engelden doğan kuvvet bir terazi ile ölçülebilir. Fren momentini; germe civatları çeşitli kuvvetlere gerilerek değiştirilebilir.



Şekil 10.1 Prony freni (Işık, 1948)

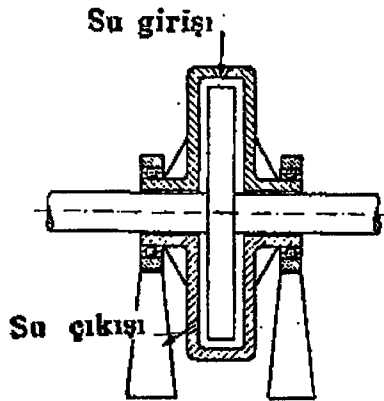


Şekil 10.2 Prony freni çalışması (Işık, 1948)

Fren yanaklarını sıkarken darbeleri çalışmayı önlemek için gergi civatalarının yaylanması amaca uygundur. Doğru sürtünme ısısı Şekil 10.1 de olduğu gibi su ile uzaklaştırılır.

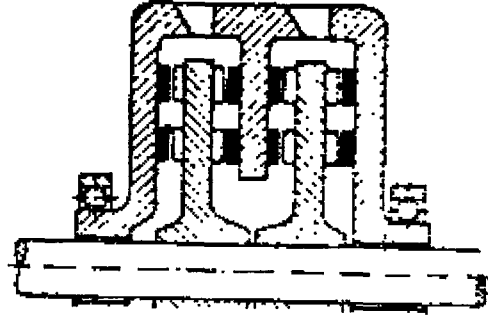
10.1.2 Su Tübürlans Frenleri

Su tübürlansı frenlerinde bir gövde içerisinde dönen bir çark vasıtası ile, frene doldurulan su döndürülür ve çeperlere doğru fırlatılır. Fren gövdesi, fren momenti şiddeti ile dönme yönünde çevrilmeye uğraşır. Su giriş ve çıkış gövde üzerine tepki yapmamalıdır



Şekil 10.3 Su tübürlans freni (Işık, 1948)

Test motorunun verdiği enerjinin hidrolik yoldan yok edilmesi, fren maddesinin az aşınması bakımından gücün sürtünme ile alınmasına nazaran faydalıdır. Doğurulan ısı dışarı kapalı olarak tartılan gövde içerisinde tamamen ısıya çevrildiğinden, yanlış tartı neticesi doğabilecek tesirler yoktur. Yatak ve salmastralardaki sürtünmeler tartıda beraber ölçülür.



Şekil 10.4 Su türbülans freni (kuvvetlendirilmiş) (Işık, 1948)

Basit diskli su frenlerinde bir mil üzerine kama ile oturtulmuş olan bir veya bir kaç disk kısmen su ile dolu bir gövde içerisinde dönerler. Su gövdeye huni şeklindeki deliklerden girer. Suyun gövdeden çıkışı musluklarla ayarlanır ve suyu belirli bir seviyede tutarak fren momentini ayarlamak mümkündür. Fren momentinin kendi kendine değişmemesi için giren ve çıkan suyun aynı miktarda olması gerekir. Kaba giren su miktarı, yüzücü ile ayarlanan bir yüksek kap araya konarak sabit tutulur.

Liebel freninde alınan momentin arttırılması için diskin ve gövdenin üzerine kanatlar yerleştirilmiştir ve döndürme momenti diskli su frenlerindeki gibi ayarlanır.

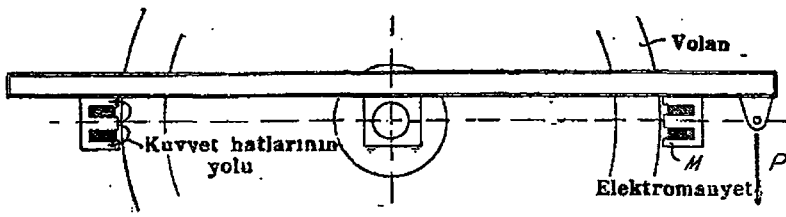
10.1.3 Elektrik Frenleri

Elektrik frenleri arasında en basit olanı Şekil 10.5 daki gibi iki elektrik mıknatısı arasında dönen bir bakır levhadan ibaret olan Fuko akımı frenleridir. Levha içinde dönüşün tersine erki eden, yani bir güç sarfını gerektiren Fuko akımları doğar. Elektrik mıknatısı sarkaç şeklinde ytaklandığından veya muayene motoru bir sarkaç şasiye oturtulduğu taktirde döndürme momenti ölçülebilir.

Yük, mıknatıs bobinlerinden geçen akımı veya mıknatısla bakır levha arasındaki hava aralığını değiştirerek değiştirilir. Levhada doğan ısı uzun işletmede, hava veya su ile soğutulularak alınmalıdır.

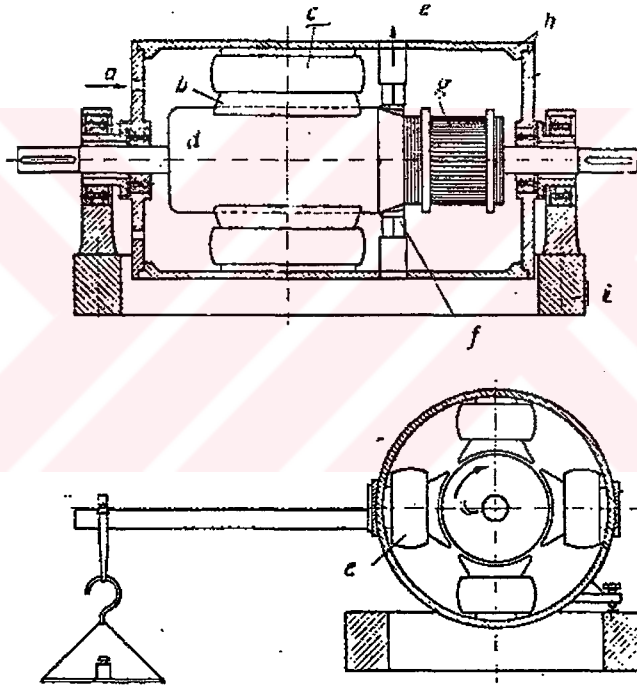
Test esnasında bakır levhadanda vazgeçerek “elektro manyetik fren” test edilecek motorun

elik veya dökme demirden olan volanı üzerine konabilir. Bu halde elektro magnetleri taşıyan kol mıknatısların çeşitli volan çaplarına uydurulmasına imkan vermelidir.



şekil 10.5 Fuko akımı freni (Işık, 1948)

En çok kullanılan elektrik freni, mili motora bağlı ve sarkaa şeklinde yataklanmış bir dinamodan ibaret olan dinamo frenidir (şekil 10.6). Akım bir yük direncinde yok edilir.



şekil 10.6 Dinamo freni (Işık, 1948)

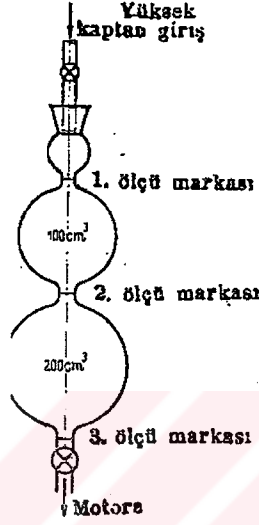
Makinanın aldığı g esası ile doğan akımın şiddet ve gerilimine bağlıdır. Akım şiddeti, yük direncinin ve kutuplardaki gerilimin değerine bağlıdır. Gerilim makinanın devri ve elektromanyetik akımı, yani ikaz akımı ile değişir.

Küçük hacimli motorların hassas olarak yüklenebilmesi için genellikle yüksek devirlere çıkabilen elektriki frenler kullanılır.

10.2 Yakıt Ölçüm Yöntemleri

10.2.1 Hacim Yöntemi

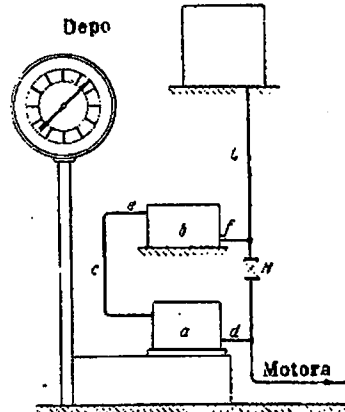
Birim zamanda harcanılan yakıtın hacmi yada ağırlığı ölçülebilir. Hacim ölçümünde, bir ölçü kabında alçalan yakıt yüzeyinin ölçü kabındaki iki ölçü arasından geçmesi için kullanıldığı zaman bir kronometre ile ölçülür. Böylece birim zamandaki hacimsel yakıt kullanımı belirlenebilir. Hacim ölçümünde kullanılan bir ölçme aleti Şekil 10.7'deki gibidir.



Şekil 10.7 Hacim ölçme balonu (Işık, 1948)

10.2.2 Ağırlık Yöntemi

Ölçü kabı bir terazi üzerinde bulunmaktadır. Bunun içinde bulunan yakıtın ağırlığı tartıldıktan sonra depodan gelen borunun musluğu kapatılır. Kullanılan yakıt miktarı terazi yardımı ile kolayca belirlenebilir (Şekil 10.8).



Şekil 10.8 Ağırlık ölçme sistemi (Işık, 1948)

11. SONUÇLAR

Gelişimlerine ve kullanımlarının yaygınlaşmasına bakılarak küçük hacimli dört stroklu motorların ilerleyen yıllarda daha yaygın kullanılacağını söyleyebiliriz. Ancak günden güne kullanımlarının artmasına rağmen bu motorların üretimi sınırlı sayıda firma tarafından gerçekleştirilmektedir. Bu firmaların en çok bilinenleri: Robin Subaru Engines, Fuji Engines, Honda Engines, Kohler Engines, Briggs & Stratton Engines, Kawasaki Engines, Onan Engines, Tecumseh Engines.

Üretimlerinin sınırlı olması; kullanılan imalat yöntemlerinin yaygın olmaması, bilgi ve tecrübe birikiminin yeterli seviyede olmaması, ilk yatırım ve araştırma masraflarının fazlalığı dolayısı ile ekonomik nedenlere dayanmaktadır.

Üreticiler arasındaki asıl rekabet unsurları maliyeti azaltmak, performansı ve verimi arttırmak, malzeme ve üretim teknolojilerinin kalitesini arttırmak olarak sıralanabilir.

Bu motorların ülkemizde üretilebilmeleri için üretim teknolojisinde büyük yatırımlara gereksinim vardır. Yukardaki gerekçeler ile ülkemizdeki üretimleri pek yaygın değildir. Üretimlerinin yaygınlaştırılabilmesi; gerekli alt yapının oluşturulması ve üretimin makul fiyatlarla gerçekleştirilebilmesine bağlıdır. Üretimleri makul fiyatlarla gerçekleştirilebilse bile tüketici eğilimlerinin daha köklü firmaların lehine olması kaçınılmazdır.

Bu motorların üretiminde mukavemet / ağırlık oranı ön plana çıkmaktadır. Yüksek mukavemetli ve düşük ağırlıklı malzemelerin kullanımı ile birlikte aynı güç için motor boyutları ve ağırlıkları da azaltılabilir. Yeni nesil motorlarda daha sert yüzeyli, daha yüksek dayanımlı malzemeler ve kaliteli sızdırmazlık elemanlarının kullanılması gerekecektir.

Küçük hacimli dört stroklu benzinli motorların üretimlerinin, kullanımları paralelinde ülkemizde de yaygınlaştırılabilmesi için 50-60 cc'lik dört stroklu otto motorlarının dizayn ve test koşullarının araştırılması çalışmasında bu motorlarda kullanılan sistemler, bu sistemlerin özellikleri, motorların kullanım alanları, test koşulları hakkında genel bilgiler değerlendirilmiş ve bu birikimin sonucunda örnek olarak 7000 rpm'de yaklaşık 5 hp'lik güç üretebilecek olan 72 cc'lik dört stroklu bir otto motoru tasarlanmıştır.

KAYNAKLAR

- Bozacı, A., (2000), “Makina Elemanları”, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul
- Dikmen, F., “Makina Elemanları Ders Notları”, Y.T.Ü , İstanbul
- Gökeli, F., “Vantilatörler”, IDMM Yayınları sayı:141, İstanbul
- Heisler, H., (1995), “Advanced Engine Technology”, SAE publishers, Warrendale
- Honda Engines GX50 Owner’s Manuel
- Işık, O., (1948), “Taşıtlarda ve Taşıt Motorlarında Deney ve Ölçü Tekniği”, İstanbul
- Kohler CS4/ CH6 Owner’s Manuel
- Kolchin, A., Demidov, V., (1980), “Design of Automotive Engines”, Mir publishers, Moskova
- Kuşhan, B., (Nisan 1999), “Otto ve Dizel Motorları”, Bilim Teknik Yayınevi, İstanbul
- Miller, R., Miller, M. R., (1993), “Small Gasoline Engines”, Macmillan publishing Company, Newyork
- Nakamura, Y., “Small High Speed High Performance Gasoline Engines”, SAE Paper 640664
- Robin Subaru EH65/64/63 Owner’s Manuel
- Taylor, C. F., (1985), “The Internal Combustion Engines in Theory and Practice”, Mit Press
- Yagi, S., İshuza, A., Fujii İ., “Research and Development of High Speed High Performance Small Displacement Honda Engine”, Honda R & D Co. Ltd.
- Yavaşlıoğlu, İ. (1988), “İçten Yanmalı Motorlar”, Eğitim Yayınları, İstanbul

INTERNET KAYNAKLARI

- [1]www.tecumseh.com
- [2]www.honda-engine.com
- [3]www.briggsandstratton.com
- [4]www.kawasaki.com
- [5]www.kohlerengines.com
- [6]www.smallenginewarehouse.com
- [7]www.walbro.com
- [8]www.aerocorsair.com
- [9]www.repairfaq.org
- [10]www.robinamerica.com
- [11]www.e10unleaded.com

[12]www.goa-northcoastoil.com

[13]www.ilcom.org

[14]www.crommelins.com

[15]www.planopower.com

[16]www.smallengines.cc

[17]www.jackssmallengines.com

[18]www.honda.co.jp

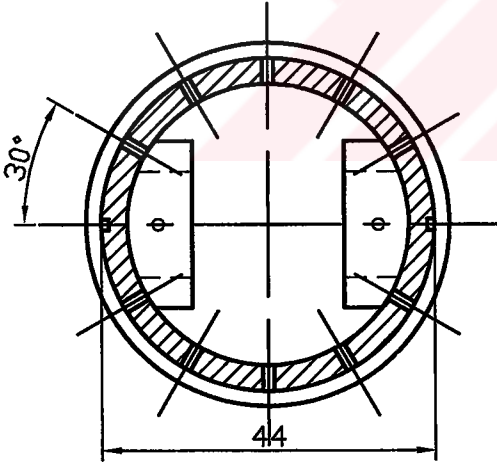
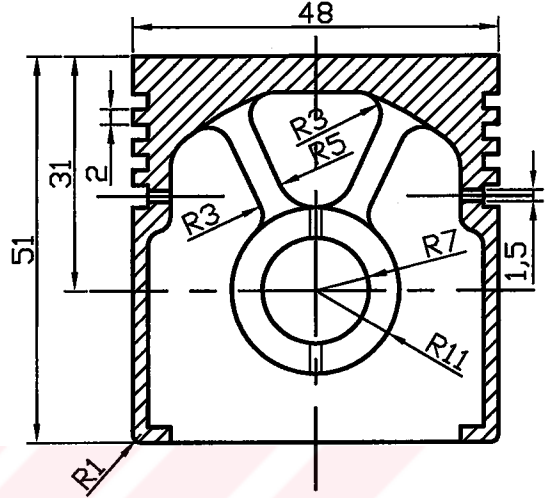
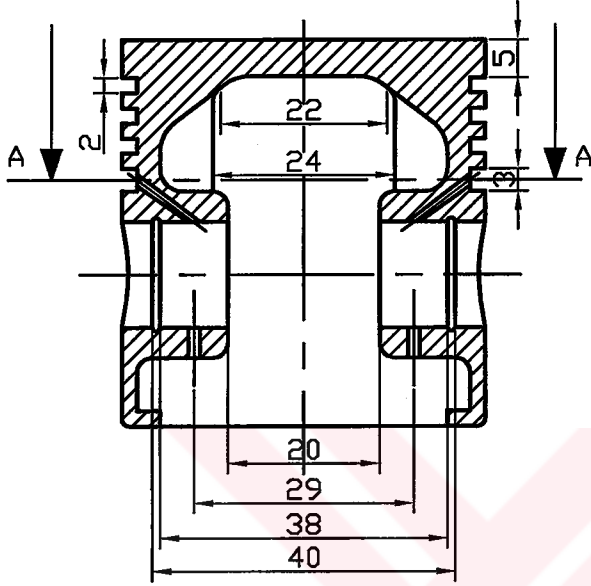
[19]www.ors.com.tr



EKLER

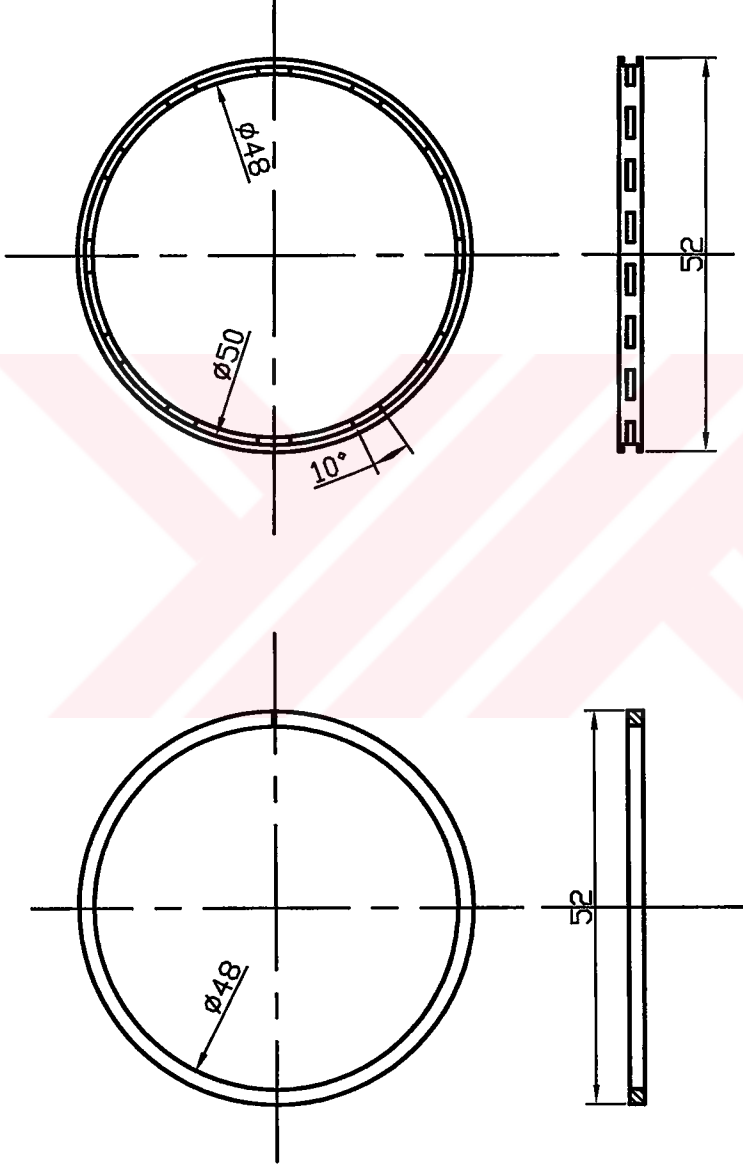
Ek 1	Piston teknik resmi
Ek 2	Segmanların Teknik Resmi
Ek 3	Biyel teknik resmi
Ek 4	Krank mili teknik resmi
Ek 5	Silindir kovanı teknik resmi
Ek 6	Silindir bloğu teknik resmi
Ek 7	Silindir bloğu kapağı
Ek 8	Silindir blok kafası teknik resmi
Ek 9	Külbütör
Ek 10	Dişliler
Ek 11	Yardımcı elemanların teknik resmi
Ek 12	Kam mili teknik resmi
Ek 13	Rulmanların teknik resmi
Ek 14	Volan teknik resmi
Ek 15	Montaj teknik resmi
Ek 16	Silindir bloğu izometrik resmi



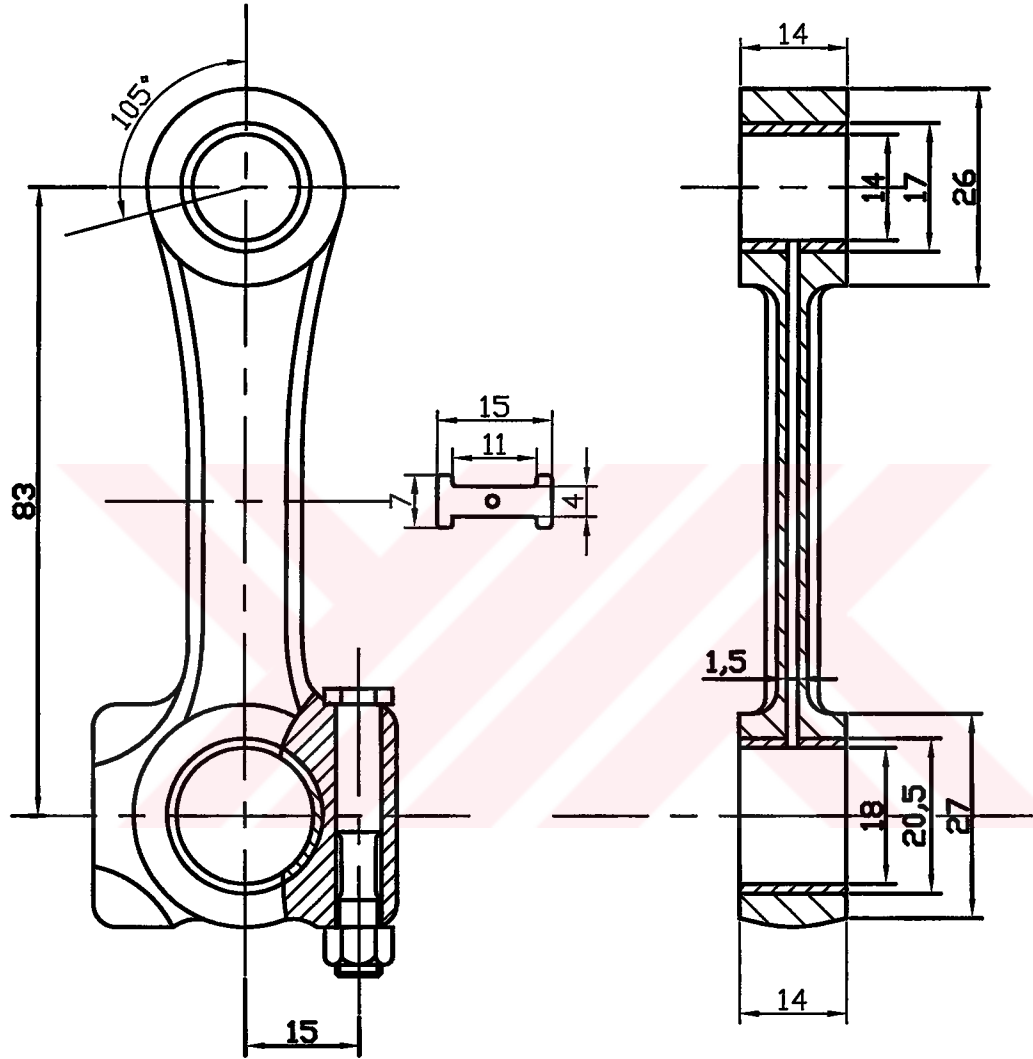


A-A KESİTİ

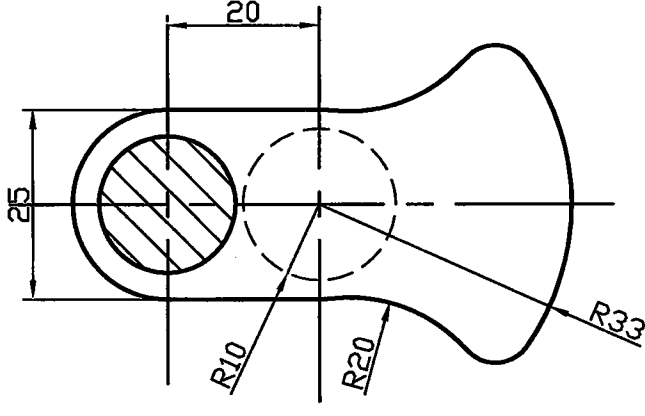
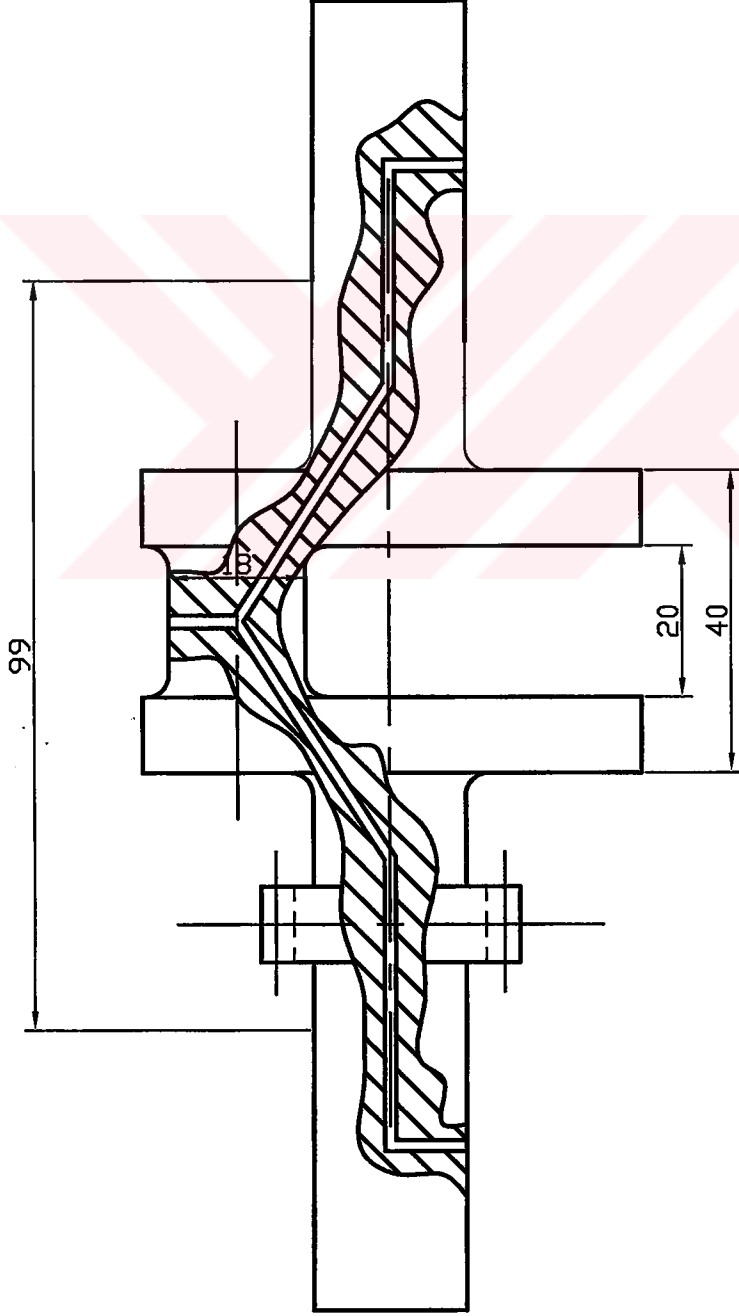
Tarih	Adı Soyadı	F.B.E No	YTÜ	
11/05/2004	Tarık IBİS	02521007	Kontrol	Res. No
Piston				1



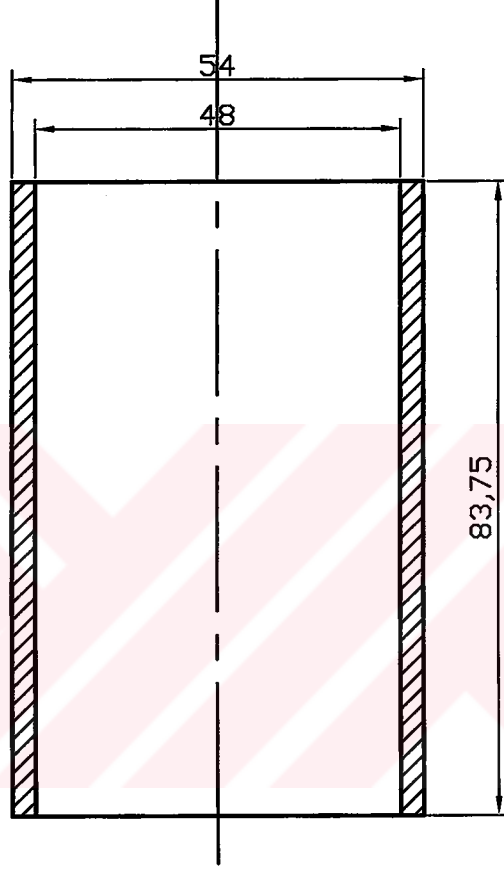
ölçek	Tarılıh	Adlı Soyadı	F.B.E No		YTÜ	
	11/05/2004	Tarılık IBİS	02521007			
1:1	Segmanlar				Kontrol	Res. No
						2



İmza	Tarih	Adı Soyadı	F.B.E No	YTÜ	
	11/05/2004	Tarık IBİS	02521007	Kontrol	Res. No
Biyel Grubu					3



İlçek	Tarih	Adl Soyadı	F.B.E No	YTU	
1:1	11/05/2004	Tarık IBİS	02521007	Kontrol	Res. No
	Krank Milı				4



K	Tarih	Adl Soyadl	F.B.E No	YTÜ	
	11/05/2004	Tarlk IBIS	02521007	Kontrol	Res. No
	Kovan				5