

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İKİ ZAMANLI WANKEL TİPİ
DÖNER PİSTONLU MOTORUN ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Fatih MALKAZ**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Katı Cisimlerin Mekanik

HAZİRAN 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İKİ ZAMANLI WANKEL TİPİ
DÖNER PİSTONLU MOTORUN ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Fatih MALKAZ
(503091521)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 02 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 09 Haziran 2011

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. O. Akın KUTLAR (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Metin ERGENEMAN (İTÜ)
Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOĞLU (YTÜ)**

HAZİRAN 2011

Aileme ve Dr. Osman Akın KUTLAR'a,

ÖNSÖZ

Wankel motoru, döner pistonlu mekanizmalar içerisinde başarıya ulaşan en iyi uygulamadır. Wankel motorunun geometrisi, klasik pistonlu motorlarda mevcut olan krank biyel mekanizmasına alternatif olarak eksantrik milini sunmaktadır. Dolgu değişiminin pencerelerden yapılması, supap ihtiyacını ortadan kaldırır. Klasik pistonlu motorların gelişim süreci göz önüne alındığında Wankel motorunun yeni bir teknoloji olduğu söylenebilir. Günümüzde iki zamanlı çalışması konusunda ortaya fikir atılmış olan mevcut dört zamanlı Wankel motoruna yeni bir tasarım getirerek gerekli hesapların yapılması döner pistonlu motorları bir adım daha ileriye götürecektir.

Wankel motorunun iki zamanlı çalışması fikrine danışman hocam Osman Akın Kutlar'ın önerdiği pencere geometrisinin çalışabilirliğini incelemek heyecan uyandıran bir konudur.

Yaptığım çalışmalarda bana maddi ve manevi destek vererek emeği geçen başta ailem ve Dr. Osman Akın Kutlar'a sonsuz saygı ve şükranlarımı sunuyorum. Türkiye Mazda firmasına, hibe ettiği iki adet Mazda Rx8 motoru için, Dr. Özgür Taşkıran'a katkılarından dolayı ve bana her konuda yardımcı olan üniversitemizin hocalarından Rafiğ Mehdiyev, Metin Ergeneman, Cemal Baykara, Özgen Akalın, Hikmet Arslan, İTÜ Motorlar ve Taşıtlar Laboratuvarı çalışanlarına, araştırma görevlisi Barış Doğru ve Özgür Günel'su'ya, Doktor Tarık Kutlar'a, Yervant Ustaya, Suat Demirkıran Kaptan'a, Kemal Ökten ve Serdar Yetkin abilerime, ev arkadaşım Oğuz Deniz'e, bitirme projelerini Wankel motoru üzerine yapan Cengizhan Gökçeli ve diğer meslektaşlarıma teşekkür ediyorum.

Haziran 2011

Fatih Malkaz

(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Wankel Motorunun Temel Geometrisi.....	2
1.2.1 Dört zamanlı Wankel motoru.....	4
1.2.2 İki zamanlı Wankel motoru.....	6
1.3 Tasarım.....	11
2. TEMEL HESAPLAMA ADIMLARI.....	13
2.1 Yanma Odası Hesabı	13
2.2 Pencere Hesabı	19
2.3 Motor Hesabı.....	21
2.3.1 Kolchin hesap yöntemi.....	22
2.3.1.1 Yakıt.....	23
2.3.1.2 İş gazı	23
2.3.1.3 Çevre ve artık gaz parametreleri	25
2.3.1.4 Doldurma süreci	26
2.3.1.5 Sıkıştırma süreci.....	26
2.3.1.6 Yanma süreci.....	27
2.3.1.7 Genişleme süreci	30
2.3.1.8 Egzoz süreci	31
2.3.1.9 İndike parametreler	31
2.3.1.10 Efektif parametreler	32
2.3.2 Sınır şartı hesap yöntemi.....	33
2.3.2.1 Politropik süreç	33
2.3.2.2 Vibe fonksiyonu	34
2.3.2.3 Isı geçişi	35
2.3.3 Genel çevrim hesap yöntemi.....	36

2.3.3.1 Dolgu değişimi	38
2.3.3.2 Debi fonksiyonu	43
2.3.3.3 Debi denklemi	48
2.3.3.4 Cidardan ısı geçişi	50
2.3.3.5 Genel denklem.....	50
2.4 Segman Hesabı	51
2.4.1 İvme ve hız	52
2.4.2 Atalet kuvveti	55
2.4.3 Gaz kuvveti	56
2.4.4 Yay kuvveti	57
2.4.5 Sürtünme kuvveti	57
2.5 Moment Karakteristiği Hesabı	57
2.6 İvme Merkezi Hesabı	58
2.7 Yapısal Analiz Hesabı	60
3. HESAPLAMALAR.....	61
3.1 Yanma Odası Hesapları	62
3.2 Pencere Hesapları	64
3.3 Motor Hesapları.....	65
3.3.1 Kolchin hesapları.....	65
3.3.2 Sınır şartı hesapları.....	68
3.3.3 Genel çevrim hesapları.....	70
3.4 Segman Hesapları	73
3.5 Moment Karakteristiği Hesapları	77
3.6 İvme Merkezi Hesapları	79
3.7 Yapısal Analiz Hesapları	80
4. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	83
4.1 Yorumlar.....	83
4.2 Sonuçlar	90
4.3 Öneriler.....	91
KAYNAKLAR.....	93
EKLER.....	95

KISALTMALAR

AÖN	: Alt Ölü Nokta
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
KMA	: Krank Mili Açısı
EMA	: Eksantrik Mili Açısı
RA	: Rotor Açısı

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Mazda 13B motoru geometriksel boyutları.....	61
Çizelge 3.2 : Pencere avansları.....	64
Çizelge 3.3 : Yakıtın özellikleri.....	65
Çizelge 3.4 : İş gazı hesabı	65
Çizelge 3.5 : Moleküllerin değişim katsayısı	66
Çizelge 3.6 : Çevre ve artık gaz parametreleri	66
Çizelge 3.7 : Süreç hesapları	66
Çizelge 3.8 : Kolchin hesabı indike ve efektif parametreler	67
Çizelge 3.9 : Yanma karakteristiği	71

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Wankel motoru gövde geometrisi	2
Şekil 1.2 : Rotor geometrisi koordinat sistemi	3
Şekil 1.3 : Rotorun geometrisi	4
Şekil 1.4 : Dört zamanlı Wankel motoru çevrimi (Pischinger, 2005)	5
Şekil 1.5 : Çevresel ve yanıl pencere (Kutlar, 2006)	5
Şekil 1.6 : Mazda 13B motoru (Kutlar, 2006)	6
Şekil 1.7 : İki zamanlı motorlarda çevresel süpürme (Blair, 1996).	7
Şekil 1.8 : Alman patenti önden görünüş (Mai, 1969).	8
Şekil 1.9 : Alman patenti yandan görünüş (Mai, 1969).	8
Şekil 1.10 : Amerikan patenti önden görünüş (Westland, 1993).	9
Şekil 1.11 : Amerikan patenti pencereler (Westland, 1993).	9
Şekil 1.12 : Japon patenti motor ve doldurucu (Takashi, 1997).	10
Şekil 1.13 : Japon patenti önden görünüş (Takashi, 1997).	10
Şekil 1.14 : İki zamanlı Wankel motoru	11
Şekil 2.1 : Strok hacmi hesabı	14
Şekil 2.2 : Rotor kenarı için yaklaşık eğrilik yarıçapı (Ansdale, 1968)	15
Şekil 2.3 : Yanma odası gövde yüzeyi (Ansdale, 1968).	17
Şekil 2.4 : İki noktası bilinen doğruların kesişimi	19
Şekil 2.5 : Pencere alan hesabı	21
Şekil 2.6 : Kolchin hesabı diyagram notasyonu	22
Şekil 2.7 : Vibe parametresi ve yanma karakteristiği	34
Şekil 2.8 : Çeşitli yanma odası geometrileri (Kutlar, 2006)	36
Şekil 2.9 : Reed valf (Blair, 1990).	37
Şekil 2.10 : İki zamanlı Wankel motorunda dolgu değişimi	39
Şekil 2.11 : Kütle debisinin basınç oranı grafiği (Liepmann, 1947).	47
Şekil 2.12 : Debi fonksiyonu garfiği (Merker, 2006)	48
Şekil 2.13 : Egzoz penceresi için eşdeğer debi katsayısı (Fleck, 1996).	49
Şekil 2.14 : Reed valf eşdeğer debi katsayısı (Fleck, 1996).	49
Şekil 2.15 : Segmana etkiyen kuvvetler (Yamamoto, 1971).	51
Şekil 2.16 : Ani dönme merkezini (Ansdale, 1968).	52
Şekil 2.17 : İvmenin yönü (Ansdale, 1968).	54
Şekil 2.18 : Dayanma açısı değeri (Gökçeli, 2010)	56
Şekil 2.19 : Basıncın, eksantrik miline göre momenti (Yamamoto, 1971)	58
Şekil 2.20 : Kutupsal ani dönme merkezi	59
Şekil 3.1 : Stork hacmi değişimi	62
Şekil 3.2 : Yanma odası hacim değişimi	62
Şekil 3.3 : Yanma odası alan değişimi	63

Şekil 3.4 : Yanma odası alan/hacim oranı	63
Şekil 3.5 : Rotorun konumuna göre pencere alanları.....	64
Şekil 3.6 : 3000 d/dak Kolchin indike basınç-hacim diyagramı	67
Şekil 3.7 : 2000 d/dak Vibe Parametresi (Froede, 1965).....	68
Şekil 3.8 : 4000 d/dak Vibe Parametresi (Froede, 1965).....	68
Şekil 3.9 : 3000 d/dak indike basınç-hacim değişimi	69
Şekil 3.10 : 3000 d/dak indike basınç- hacim değişimi	70
Şekil 3.11 : 3000 d/dak açık indike basınç-RA değişimi.....	70
Şekil 3.12 : 3000 d/dak yanma karakteristiği	71
Şekil 3.13 : 3000 d/dak ısı taşınım katsayısı.....	72
Şekil 3.14 : 3000 d/dak net ısı girişi	72
Şekil 3.15 : Segmanın gövde ile temas açısı.....	73
Şekil 3.16 : Segmanın radyal atalet kuvveti	73
Şekil 3.17 : Segmanın teğetsel atalet kuvveti	74
Şekil 3.18 : Segmanın toplam atalet kuvveti	74
Şekil 3.19 : 3000 d/dak yanma odası basınçları.....	75
Şekil 3.20 : Radyal basınç kuvveti.....	75
Şekil 3.21 : Radyal bileşke kuvvet.....	76
Şekil 3.22 : Teğetsel bileşke kuvvet	76
Şekil 3.23 : Sürtünme kuvveti.....	77
Şekil 3.24 : Tek rotorun moment değerleri.....	77
Şekil 3.25 : Tek rotor bileşke moment.....	78
Şekil 3.26 : İkinci rotorun bileşke moment değişimi	78
Şekil 3.27 : Her iki rotorun moment çalkalanması	79
Şekil 3.28 : Çift rotorlu motorda moment çalkalanması.....	79
Şekil 3.29 : İvme merkezi odak noktası (Froede, 1968).....	80
Şekil 3.30 : Gövde üzerindeki gerilim dağılımı.....	81
Şekil 3.31 : Gövde üzerindeki gerilim dağılımı.....	81
Şekil 3.32 : Her iki yüzeye etkiyen basınç kuvvetleri	82
Şekil 4.1 : İki zamanlı Wankel ve klasik pistonlu motor (Blair, 1990).....	83
Şekil 4.2 : Strok hacmi değişimi.....	84
Şekil 4.3 : KKM 502 Açısal hız çalkalanması (Ansdale, 1968).....	85
Şekil 4.4 : Motorlarda açısal hız çalkalanması (Yamamoto, 1971).....	86
Şekil 4.5 : Mazda 13B mili ve rotoru.....	87
Şekil 4.6 : Gövde üzerindeki gerilim dağılımı.....	88
Şekil 4.7 : Ara parçaların ön ve arka görüşleri	89
Şekil 4.8 : Tek rotorlu iki zamanlı Wankel motoru mili ve montaj resmi.....	89
Şekil 4.9 : Klasik ve Wankel motor pencere alanları (Pischinger, 2006).....	90
Şekil A.1 : Egzoz penceresi geometrisi.....	96
Şekil A.2 : Süpürme penceresi geometrisi.....	96
Şekil A.3 : Egzoz ve süpürme penceresi geometrileri	97
Şekil A.4 : 6000 d/dak indike basınç-hacim diyagramı	97
Şekil A.5 : 6000 d/dak açık indike diyagramı	98
Şekil A.6 : 6000 d/dak ısı taşınım katsayısı.....	98
Şekil A.7 : 6000 d/dak ısı girişi	99
Şekil A.8 : 6000 d/dak yanma karakteristiği.....	99
Şekil A.9 : 9000 d/dak indike basınç-hacim diyagramı.....	100
Şekil A.10 : 6000 d/dak açık indike diyagramı	100
Şekil A.11 : 6000 d/dak ısı taşınım katsayısı.....	101

Şekil A.12 : 9000 d/dak ısı girişi	101
Şekil A.13 : 9000 d/dak yanma karakteristiği	102
Şekil A.14 : 6000 d/dak yanma odası basınçları.....	102
Şekil A.15 : 9000 d/dak yanma odası basınçları.....	102
Şekil A.16 : Akış diyagramı	103

SEMBOL LİSTESİ

C	: Karbon
H	: Hidrojen
O	: Oksijen
W	: Su
H_u	: Yakıtın alt ısı değeri [kJ/kg]
ΔH_u	: Yakıtın kullanılmayan ısı değeri [kJ/kg]
l_0	: 1 kg yakıt için gerekli hava miktarı [kg hava / kg yakıt]
L_0	: 1 kmol yakıt için gerekli hava miktarı [kmol hava / kmol yakıt]
λ	: Hava fazlalık katsayısı
m_1	: 1 kg yakıt için gerekli taze dolgu kütlesi [kg dolgu / 1 kg yakıt]
M_1	: 1 kg yakıt için gerekli hacimsel taze dolgu [kmol / 1 kg yakıt]
m_y	: Yakıtın moleküler kütlesi [1 kg yakıt / kmol]
M_a	: İş karışımı [kmol dolgu / 1 kg yakıt]
M_2	: Yanma ürünleri miktarı [kmol / 1 kg yakıt]
M_r	: Artık gaz miktarı [kmol dolgu / 1 kg yakıt]
γ_r	: Artık gazlar katsayısı
K	: Benzin için katsayı
M_{CO_2}	: Karbondioksit miktarı [kmol / 1 kg yakıt]
M_{H_2O}	: Su buharı miktarı [kmol / 1 kg yakıt]
M_{O_2}	: Oksijen miktarı [kmol / 1 kg yakıt]
M_{N_2}	: Azot miktarı [kmol / 1 kg yakıt]
M_{CO}	: Karbonmonoksit miktarı [kmol / 1 kg yakıt]
M_{H_2}	: Hidrojen miktarı [kmol / 1 kg yakıt]
μ_0	: Hava-yakıt karışımının kimyasal moleküler değişim katsayısı
μ	: İş karışımının gerçek moleküler değişim katsayısı
P_{atm}	: Atmosfer basıncı [MPa]

T_{atm}	: Atmosfer sıcaklığı [K]
T_k	: Doldurucu çıkış sıcaklığı [K]
p_k	: Doldurucu çıkış basıncı [MPa]
ρ_k	: Dolgunun yoğunluğu [kg/m ³]
p_r	: Egzoz gazı çıkış basıncı [MPa]
T_r	: Egzoz gazı çıkış sıcaklığı [K]
n	: Devir sayısı [devir/dak]
ε	: Sıkıştırma oranı
ΔT_{isi}	: Dolgunun, sıcak çeperden kaynaklanan sıcaklık artışı [K]
η_v	: Volumetrik verim
p_a	: Sıkıştırma başlangıç basıncı [MPa]
T_a	: Sıkıştırma başlangıç sıcaklığı [K]
p_c	: Sıkıştırma sonu basıncı [MPa]
T_c	: Sıkıştırma sonu sıcaklığı [K]
n_1	: Sıkıştırma süreci politropik üs
k_1	: Adyabatik üs
c_p	: Sabit basınçtaki havanın molar özgül ısısı [kJ/kmol·deg]
c_v	: Sabit hacimdeki havanın molar özgül ısısı [kJ/kmol·deg]
ξ_z	: Isı kullanım katsayısı
u_c	: Sıkıştırma sonu gazların iç enerjisi [kJ]
u_z	: Yanma sonu gazların iç enerjisi [kJ]
L_{cz}	: Yanma sürecinde yapılan iş [kJ]
T_z	: Yanma sonu sıcaklığı [K]
t_z	: Yanma sonu sıcaklığı [°C]
p_z	: Yanma sonu basıncı [MPa]
T_b	: Genişleme sonu sıcaklığı [K]
t_b	: Genişleme sonu sıcaklığı [K]
p_b	: Genişleme sonu basıncı [MPa]
n_2	: Genişleme süreci için politropik üs
k_2	: Genişleme süreci için adyabatik üs
T_r'	: Çevrim sonu egzoz gazı sıcaklığı [K]
p_i'	: Teorik indike basınç [MPa]
Δp_i	: Pompalama kayıpları [MPa]
α	: Basınçlar oranı

P_i	: Ortalama indike basınç [MPa]
v_{yuv}	: Yuvarlatma katsayısı
N_i	: İndike güç [kW]
V_h	: Strok hacmi [lt]
V_c	: Üst ölü noktadaki hacim [lt]
V_a	: Alt ölü noktadaki hacim [lt]
i	: Rotor sayısı
n	: Eksantrik mili devir sayısı [devir/dak]
τ	: Çevrim zaman sayısı
P_e	: Efektif ortalama basınç [MPa]
P_m	: Mekanik kayıp [MPa]
N_e	: Ortalama efektif güç [MPa]
M_e	: Döndürme momenti [Nm]
η_e	: Efektif verim
dm_s	: Yanma odasında birim zamanda değişen kütle miktarı [kg]
dm_{em}	: Emme penceresinden birim zamanda giren kütle miktarı [kg]
dm_{eg}	: Egzoz penceresinden birim zamanda çıkan kütle miktarı [kg]
e_s	: Yanma odası gazlarının birim kütle başına iç enerjisi [J/kg]
i_{em}	: Emme gazlarının birim kütle başına entalpisi [J/kg]
i_{eg}	: Egzoz gazlarının birim kütle başına entalpisi [J/kg]
P_s	: Yanma odası basıncı [Pa]
dV_s	: Yanma odası hacminin eksantrik mili açısına göre değişimi [m ³]
dQ_w	: Yanma odası birim zamandaki ısı geçişi miktarı [J]
C_p	: Sabit basınçtaki havanın özgül ısısı [J/kg·K]
C_v	: Sabit hacimdeki havanın özgül ısısı [J/kg·K]
c_v	: Sabit hacimdeki havanın molar özgül ısısı [J/mol·°C]
T	: Sıcaklığın Kelvin cinsinden değeri [K]
t	: Sıcaklığın derece cinsinden değeri [°C]
M_{air}	: Havanın molar kütlesi [kg/mol]
R	: İdeal gaz sabiti [J/kg·K]
k	: Özgül ısıların oranı
ρ	: Yoğunluk
ψ	: Debi fonksiyonu
μ	: Eşdeğer debi katsayısı
a	: Eşdeğer kesit alanı [m ²]
ω	: Açısal hız [m/s ²]
n	: Eksantrik mili devri [devir/dak]

ϕ	: Eksantrik mili açısı [derece]
ψ	: Debi Katsayısı
p	: Statik Basınç [N/m ²]
ρ	: Akışkanın Yoğunluğu [kg/m ³]
v	: Akış Hızı [m/s]
g	: Yerçekimi İvmesi [m/s ²]
h	: Akışkanının Yüksekliği [m]
w_{shaft}	: Birim Kütle Başına Net Pompa Enerjisi [Nm/kg]
w_{loss}	: Birim Kütle Başına Sürtünme Kayıpları [Nm/kg]
m	: Akışkanın Kütlesi [kg]
V	: Hacim [m ³]
k	: Adyabatik üs
F_R	: Radyal yöndeki bileşke kuvvet
F_r	: Atalet kuvveti radyal bileşeni
F_{gr}	: Gaz kuvveti radyal bileşeni
F_s	: Yay kuvveti
F_T	: Teğetsel yönde bileşke kuvvet
F_t	: Atalet kuvveti teğetsel bileşeni
F_{gt}	: Gaz kuvveti teğetsel bileşeni
F_f	: Sürtünme kuvveti
U	: Hızın radyal bileşeni
A_r	: İvmenin radyal bileşeni
A_t	: İvmenin teğetsel bileşeni
m_{segman}	: Segmanın kütlesi
S_r	: İvmenin radyal bileşeni
S_t	: İvmenin teğetsel bileşeni
φ	: Dayanma açısı
F_N	: Kuvvetin dik bileşeni

İKİ ZAMANLI WANKEL TİPİ DÖNER PİSTONLU MOTORUN ANALİZİ

ÖZET

Günümüzde Wankel tipi döner pistonlu motorlar hafif ve düşük titreşime sahip olduğu için insansız hava araçlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu motorun dönme hızı, ağırlığı ve titreşimi daha da düşürülerek insansız hava araçların için kullanım avantajları arttırılabilir. Dr. Osman Akın Kutlar'ın tanımladığı yeni bir pencere geometrisi ile Wankel motorunu iki zamanlı hale dönüştürerek bu probleme çözüm önerilmiştir.

Bu tez çalışmasında iki zamanlı Wankel tipi döner pistonlu motorun uygulanabilirliği incelenmiştir. İki zamanlı Wankel motoru konusunda yapılmış akademik bir çalışma bulunmadığı için dört zamanlı Wankel motoru verileri kullanılmıştır. İki zamanlı Wankel motorunda yanma karakteristiği dört zamanlı Wankel motorundakiyle aynı kabul edilmiştir. Üst ölü noktadaki gazların hızının üst ölü noktada ısı taşınımı katsayısına etkisi ihmal edilmiştir. İki zamanlı Wankel motorunda dolgu değişimi hesaplanarak indike basınç diyagramı çıkarılmıştır. Dolgu değişimi sırasında akış hızının ses hızının üstüne çıkması hallerinde dolgunun ses hızıyla hareket ettiği kabul edilmiştir. Manifoldlar çok kısa kabul edilerek manifoldlardaki basınç dalgalanması ihmal edilmiştir. Süpürme manifoldunda reed valf bulunduğu veya egzoz gazlarının geri tepmediği varsayılmıştır. Elde edilen basınç verileriyle segmanlara etkiyen bileşke kuvvet bulunmuştur. Segmanın bileşke kuvvetler etkisinde gövde yüzeyinden ayrılıp ayrılmadığı kontrol edilmiştir. Moment çalkalanması hesaplanarak motorun çalışma karakteristiği çıkarılmıştır. Moment karakteristiği incelendiğinde motorun volan kütleline ihtiyaç duymadan çevrimini devam ettirdiği görülmüştür. Moment grafiğinden çıkarılan bir diğer sonuç ise motorun açısal hız çalkalanmasının azalması olmuştur. Mazda 13B motorunun gövdesinin iki zamanlı Wankel motoru için uygunluğunun yapısal analizi yapılmıştır.

ANALYSIS OF WANKEL TYPE TWO STROKE ROTARY ENGINE

SUMMARY

Nowadays, Wankel type rotary engines are used in unmanned air vehicles because of their lightweight and low vibration. Reducing rotation speed, weight and vibration much more of this engine makes it more favorable for unmanned air vehicles. Solution is suggested for this problem with defining a new port geometry by Dr. Osman Akin Kutlar for developing the Wankel engine into two-stroke defined.

In this thesis, applicability of two-stroke Wankel type rotary engine is studied. According to the absence of academic studies on two-stroke Wankel engine, data from four strokes Wankel engine is used. Combustion model is supposed the same as four strokes Wankel engine for the two-stroke Wankel engine. Effect of the gas velocity on the heat transfer coefficient at the top dead center is ignored. In two-stroke Wankel engine, mass exchange is calculated for indicated diagram. It's accepted that the gas has the sound velocity if its velocity becomes supersonic during the mass exchange process. With acceptation the length of manifolds so short, pressure fluctuation is ignored. It's supposed that there is a reed valve in the intake manifold i.e. exhaust gas could not able to push back into the intake manifold. Using the pressure data, resultant force is found effecting on apex seals. Apex seal is inspected that if its contact is lost or not from housing surface due to the resultant force. Momentum fluctuation is calculated for the engine working characteristic. When the momentum characteristic is studied, it's seen that the engine does not need a flywheel to continue its cycle. Another result from momentum chart is reduction of the engine's momentum fluctuation. Structural analysis is done for Mazda 13B engine housing to use in the two-stroke Wankel engine.

1. GİRİŞ

1954 yılında Felix Wankel'in geliştirdiği Wankel motoru, halen günümüzde döner pistonlu makinalar içerisinde uygulanabilirliği olan tek döner pistonlu motordur. Wankel motoru dört zamanlı olup eksantrik milinin bir tam dönüşünde bir yanma odasındaki çevrimi tamamlamaktadır. Bu motorun iki zamanlı çalışması konusunda üç adet patent alınarak fikir ortaya atılmış olmasına karşın literatürde bu konu hakkında yapılmış başkaca herhangi bir çalışmaya rastlanmamaktadır (Mai, 1967), (Westland, 1993), (Takashi, 1997). Wankel motorunun Dr. Osman Akın Kutlar'ın tanımladığı yeni pencere geometrisi ile iki zamanlı çalışıp çalışmayacağının ön hesapları bu tezde işlenecektir. Tezde kullanılan “iki zamanlı Wankel motoru” tabiri, Dr. Osman Akın Kutlar'ın tanımladığı pencere geometrilerine sahip Wankel motorunu ifade etmektedir.

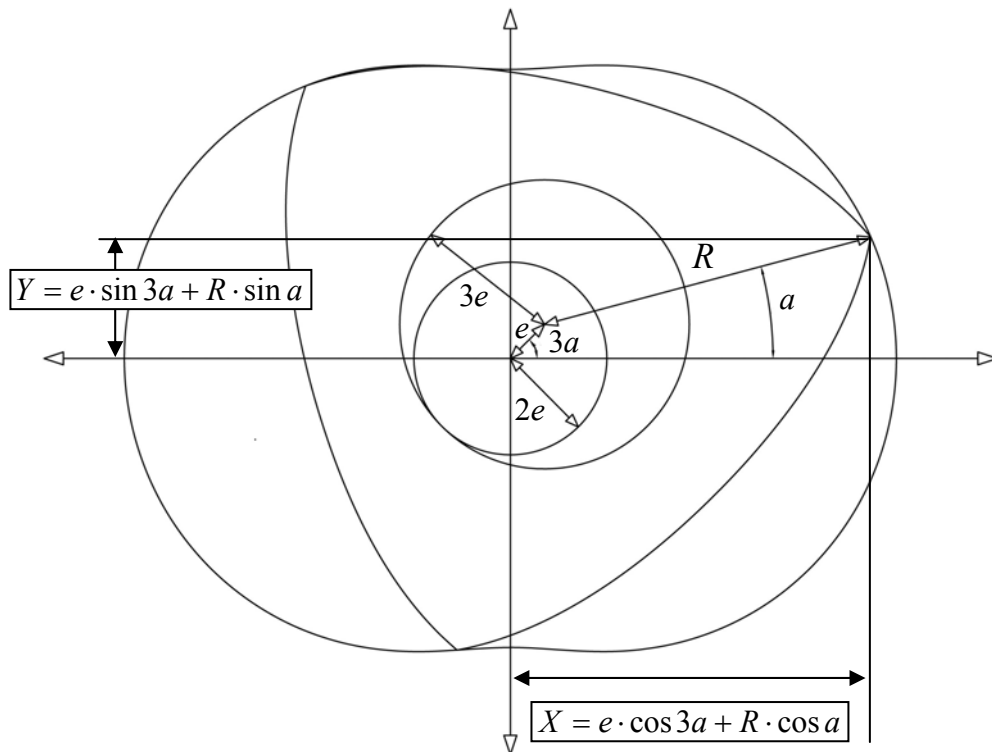
1.1 Tezin Amacı

Wankel motoru bilindiği üzere dört zamanlı döner pistonlu bir motordur. İki zamanlı çalışabilmesi için öncelikle pencere geometrileri ve pencere avansları tanımlanmalıdır. Bu tanımlamanın yapılabilmesi için dolgu değişiminin hesaplanması gerekir. Dolgu değişimi hesabını içeren indike basınç diyagramı elde edilerek yanma odası gazlarının rotorun konumuna göre basınç ve sıcaklığı bulunmalıdır. Bu değerler kullanılarak yanma odaları arasında sızdırmazlığı sağlayan segmanın sızdırmazlık için gerekli şartı sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmelidir.

Şayet motorun çalışacağı kanısına varılırsa, açısal hız çalkalanması hesaplanarak moment karakterinin çalışma için uygunluğu incelenmelidir. İki zamanlı Wankel motorunda yanma olayı gövdenin her iki üst ölü noktasında gerçekleştiği için şu anda mevcut olan dört zamanlı Mazda 13B motor gövdesi üzerindeki etkisi incelenerek deney motoru için uygun olup olmadığı belirlenmelidir. Bu tez, Wankel motorunun iki zamanlı çalışabilirliğinin yukarıda anlatılan gerekli hesaplar yardımıyla analizini amaçlamaktadır.

1.2 Wankel Motorunun Temel Geometrisi

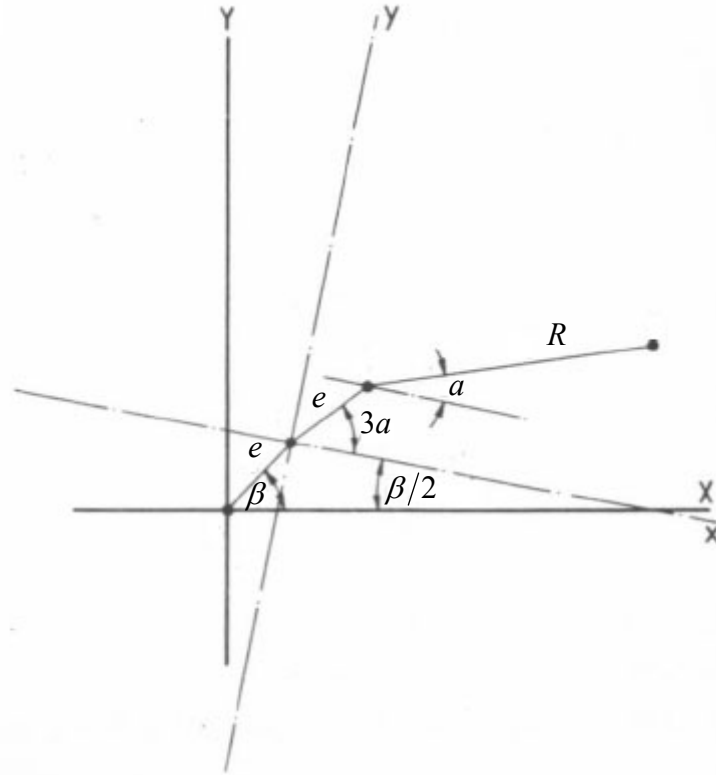
Wankel motorunun gövde geometrisi, birbirine içine geçmiş çapları oranı iki birime üç birim olan iki çemberden dıştaki çemberin içteki çember üzerinde kaymadan yuvarlanması sonucu dıştaki çembere bağlı olan istenilen uzunluktaki bir doğru parçasının bitim noktasının çizdiği eğridir. Gövde geometrisi, uç sızdırmazlık segmanlarının yerleştirilebilmesi için belirli bir mesafe kadar genişletilir. Şekil 1.1’de gövde geometrisi gösterilmiştir.



Şekil 1.1 : Wankel motoru gövde geometrisi

Rotor dönme hareketini eksantrikliğe sahip bir milin etrafında ve kendi eksenini etrafında yaparak çevrimi tamamlar. Çemberlerin yarıçapları oranından dolayı rotor bir tam tur yaptığında eksantrik mili üç tam tur gerçekleştirmektedir. Rotor üzerinde yanmanın bütünlüğünü sağlamak için oyuk hacmi bulunur. Bu hacim aynı zamanda sıkıştırma oranının belirlenmesinde kullanılır. Gövde, üzerinde kanallar açılarak veya su ceketı oluşturularak motor soğutulur. Rotor ise eksantrik milinden yağ püskürtülerek veya hava ile soğutulur.

Dıştaki çemberin sabit tutulup içteki çemberin kaymadan yuvarlanması incelenirse elde edilen eğrilerin kesişim noktalarında sonlanan şekil rotor geometrisini vermektedir.

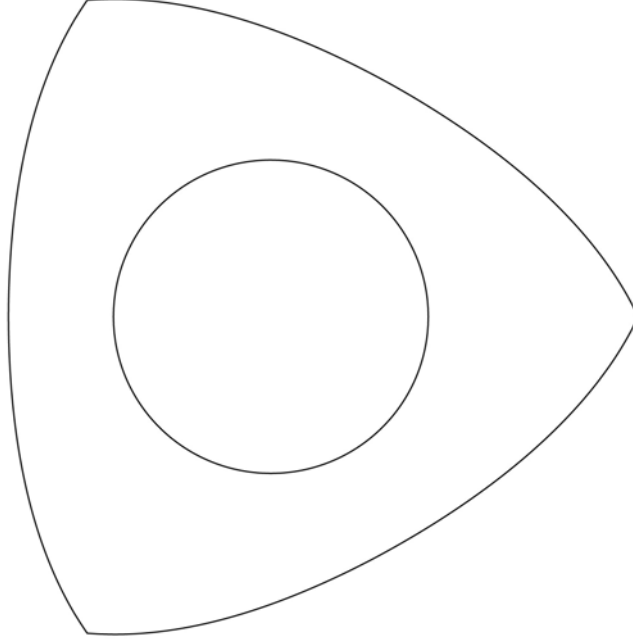


Şekil 1.2 : Rotor geometrisi koordinat sistemi (Ansdale, 1968).

Rotor geometrisi, gövde geometrisini oluşturan denklemin çizdiği yukarıdaki Şekil 1.2'de ifade edilen iç zarf eğrisidir. Bu eğri analitik düzlemde aşağıda konumları belirtilen noktaların birleştirilmesiyle bulunur (Ansdale, 1968).

$$X = R \cdot \cos 2a - \frac{3e^2}{R} \sin 6a \cdot \sin 2a \pm 2e \left[1 - \frac{9e^2}{R^2} \sin^2 3a \right]^{\frac{1}{2}} \cos 3a \cdot \cos 2a \quad (1.1)$$

$$Y = R \cdot \cos 2a - \frac{3e^2}{R} \sin 6a \cdot \cos 2a \pm 2e \left[1 - \frac{9e^2}{R^2} \sin^2 3a \right]^{\frac{1}{2}} \cos 3a \cdot \sin 2a \quad (1.2)$$



Şekil 1.3 : Rotorun geometrisi

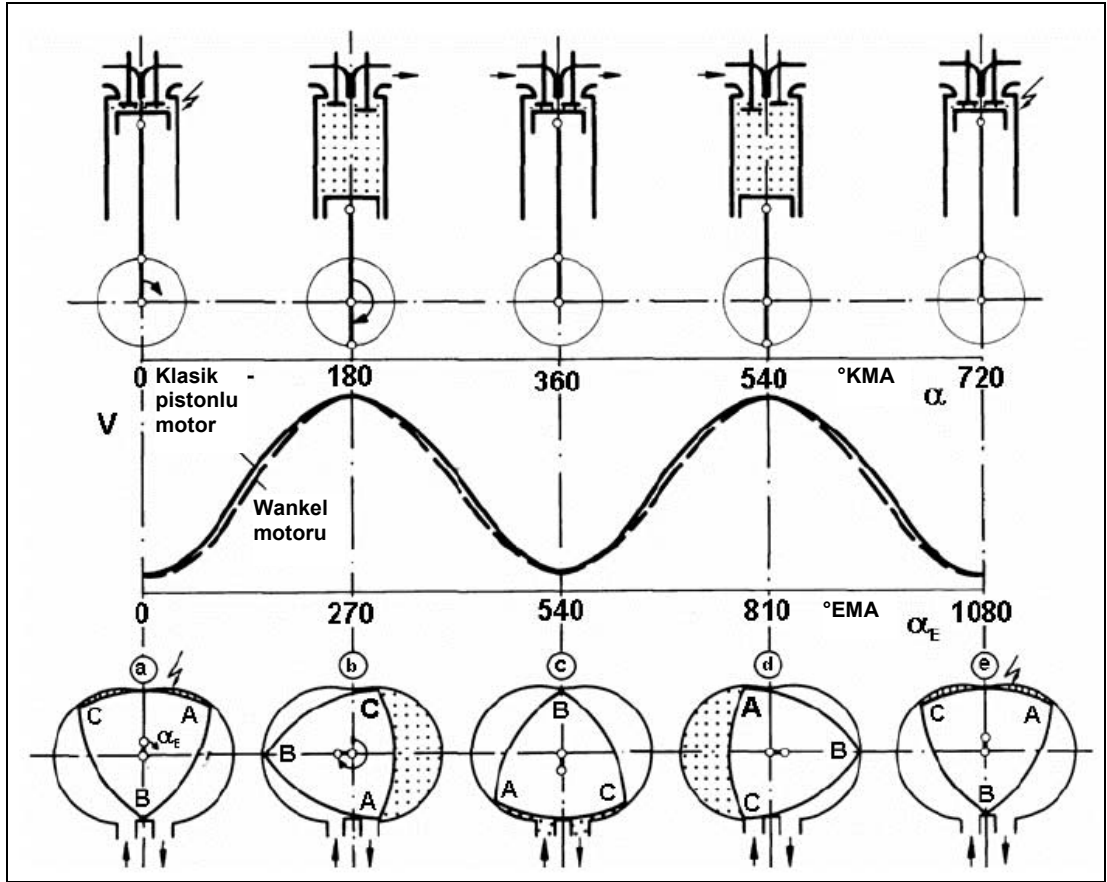
Rotorun geometrisi Şekil 1.3’de gösterilmiştir.

1.2.1 Dört zamanlı Wankel motoru

Wankel motorunda, klasik pistonlu motorlarda bulunan krank-biyel mekanizması yoktur. Bunun yerine eksantrik mili güç aktarımını gerçekleştirir. Klasik pistonlu motorlardan bir diğer önemli farkı ise supap mekanizmasının bulunmayışıdır. Dolgu değişimi pencerelerden sağlanır ve pencerenin geometrisi avansı belirler. Gerek krank-biyel gerekse supap mekanizmasının bulunmayışı Wankel motorunun klasik pistonlu motorlara göre daha yüksek dönme sayılarında çalışmasına olanak sağlar. Wankel motoru klasik pistonlu motorlara karşı en önemli avantajı güç yoğunluğunun yüksek ve motorun titreşiminin düşük olmasıdır. Klasik pistonlu motorlarda krank milinin iki tam devri sonucu bir çevrim tamamlanırken (720° KMA), Wankel motoru eksantrik milin her bir turunda bir çevrim tamamlamaktadır (360° EMA). Bu nedenle Wankel motorunda güç yoğunluğu iki zamanlı klasik pistonlu motora eşdeğerdir.

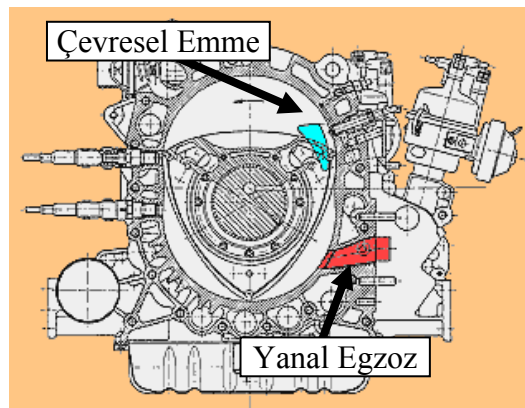
$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{60} \quad (1.3)$$

Dört zamanlı Wankel motoru, klasik pistonlu motorlardaki emme, sıkıştırma, yanma-genişleme ve egzoz zamanlarını aşağıdaki Şekil 1.5’deki gibi gerçekleştirir.



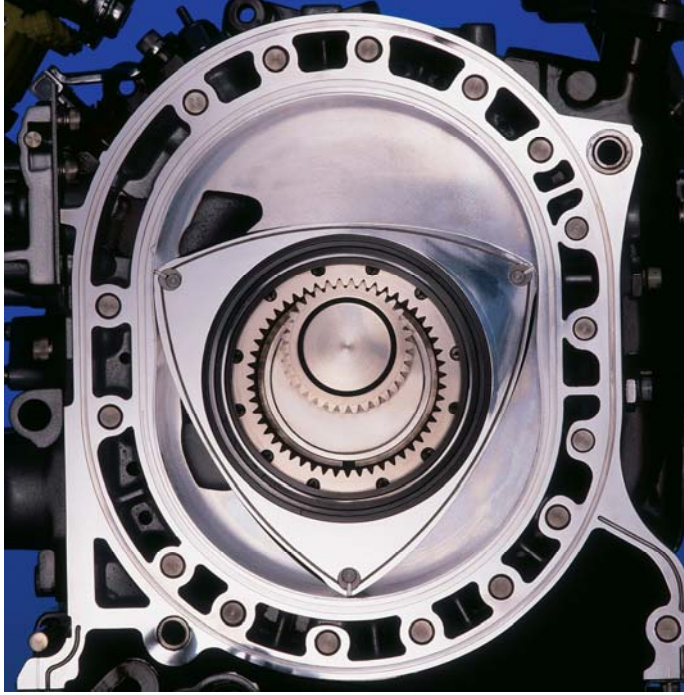
Şekil 1.4 : Dört zamanlı Wankel motoru çevrimi (Pischinger, 2005)

Dört zamanlı Wankel motorunda pencereler gövde üzerinde olabileceği gibi yan kapak üzerinde de bulunabilmektedir. Şekil 1.6’da pencereler gösterilmiştir.



Şekil 1.5 : Çevresel ve yanal pencere (Kutlar, 2006)

Dört zamanlı Wankel motorunda yanma gövdenin sadece bir yüzeyinde gerçekleşir. Bu nedenle motor üzerinde asimetrik basınç ve sıcaklık dağılımları meydana gelir. Su soğutmalı Wankel motorlarında gövde üzerine üst ölü noktadaki kanallardan geçerek ısınan su sıcaklık farkını kapatmak için soğuk bölgeye gönderilir. Gövde üzerindeki saplamaların sayısı yanmanın olduğu bölgede daha fazladır. Mazda 13B motorunda bu durum Şekil 1.7’de net bir şekilde görülmektedir.



Şekil 1.6 : Mazda 13B motoru (Kutlar, 2006)

Wankel motoru ile ilgili temel bilgiler Yamamoto, Ansdale, Bensinger, Norbye, Kutlar, Jungbluth tarafından yazılan kaynaklardan alınmıştır.

1.2.2 İki zamanlı Wankel motoru

İki zamanlı Wankel motorunda kullanılan klasik pistonlu motorlar için tanımlanan bazı terimler aşağıda açıklanmıştır.

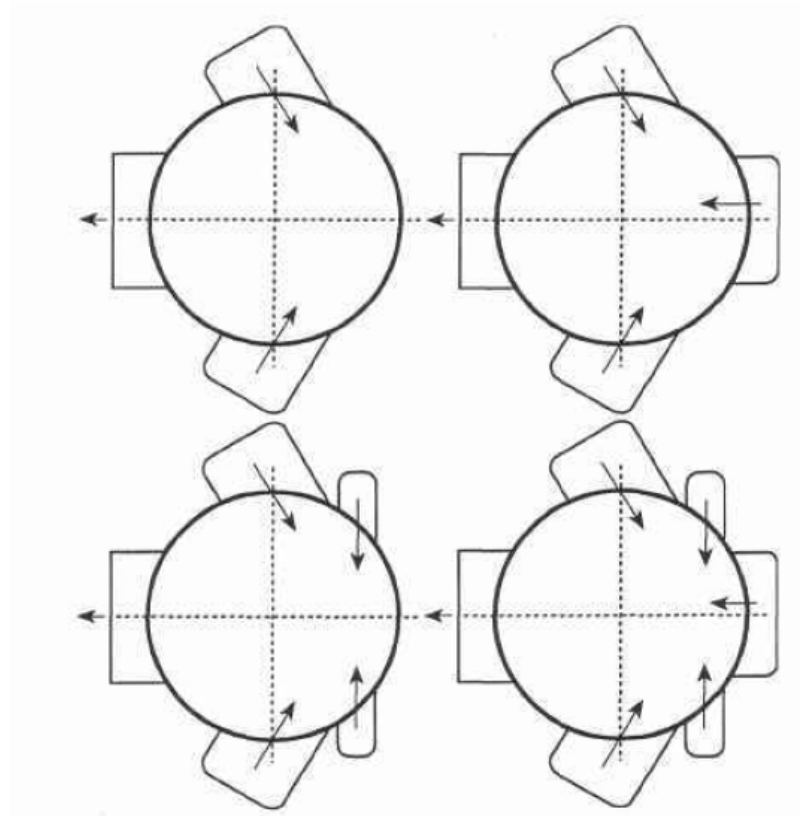
Sürekli süpürme (Continuous scavenging); giren dolgu hacmi kadar yanma odası gazının tahliye edildiği kabul edilen süpürme yöntemidir (Horlock, 1986).

Karışmama hali (unmixed), giren taze dolgunun yanma odası içerisinde, bir önceki çevrimden kalan gazlar ile karışmadığı kabul edilen durumdur (Horlock, 1996).

Doldur boşalt modeli (filling-and-emptying), taze dolgunun yanma odası gazlarını her KMA göre süpürdüğü dolgu değişim modelidir (Horlock, 1996).

Geometrik sıkıştırma oranı (Geometric compression ratio), iki zamanlı motorda egzoz penceresinin kapanması anındaki yanma odası hacminin toplam yanma odası hacmine oranı olarak tanımlanır (Blair, 1996).

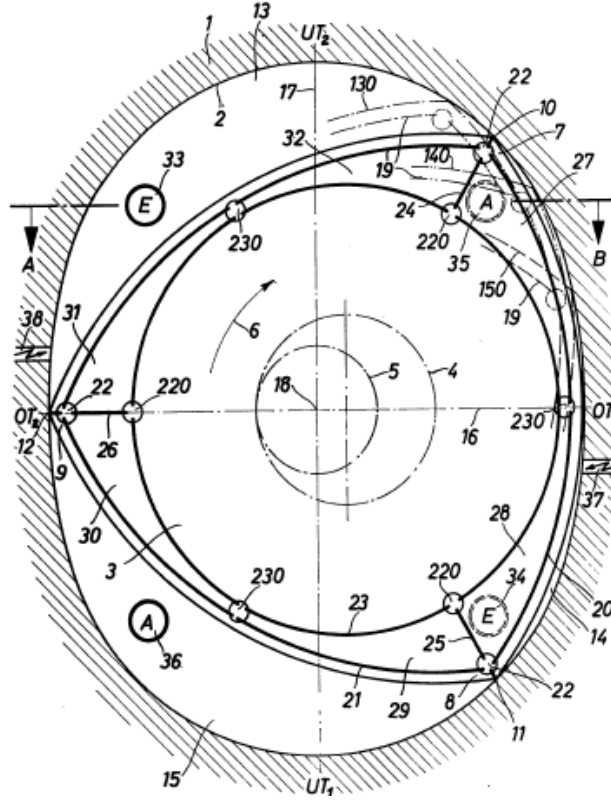
Çevresel süpürme (Loop scevanging), iki zamanlı motorlarda, dolgu değişiminin karşılıklı pencerelerden süpürülerek sağlandığı, pencere avanslarının pencere konumuna göre belirlendiği dolgu değişimi yöntemi olarak tanımlanır (Blair, 1996). Aşağıdaki Şekil 1.4’de çevresel süpürme için çeşitli yöntemler örnek olarak gösterilmiştir.



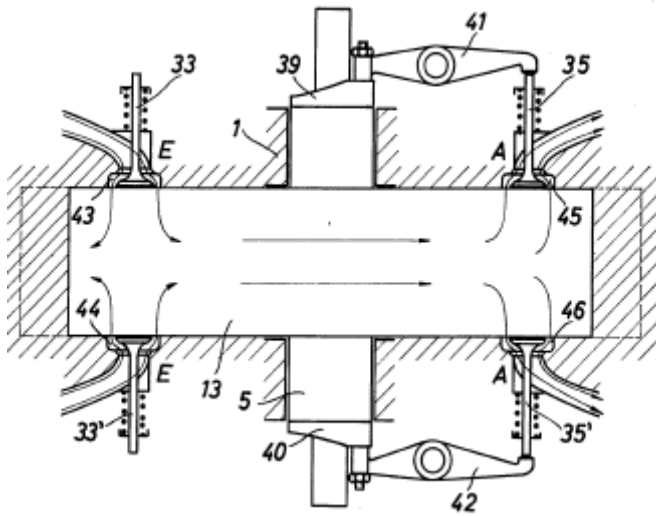
Şekil 1.7 : İki zamanlı motorlarda çevresel süpürme (Blair, 1996).

Literatür araştırması mevcut olan Wankel motoru ve tasarlanacak olan iki zamanlı Wankel motoru hakkında yapılmıştır. İki zamanlı Wankel motoru hakkında literatürde herhangi bir kaynak bulunmamaktadır. Bu konu hakkında sadece üç adet patent alınmış olup patentte bahsedilen motorlar üzerinde bir çalışma yapılmamıştır. İki zamanlı Wankel motorunu tanımlayan ilk patent, 1969 yılında DE1300123B numarasıyla Alman patent ofisinden alınmıştır (Mai, 1969). US5251596A1 numaralı ikinci patent Amerika patent ofisinden 1993 yılında alınmıştır (Westland, 1993).

Son olarak Japon patent ofisinden JP9170444A patent numrasıyla 1997 yılında iki zamanlı Wankel motoru patenti alınmıştır (Takashi, 1997). Patentlerde tanımlanan motorların, sadece taslakları çizilmiştir. Alman patentinde, dolgu değişimi supaplardan yapılmaktadır (Şekil 1.8). Karşılıklı konumlandırılan supaplara eksantrik mili kumanda etmektedir (Şekil 1.9).

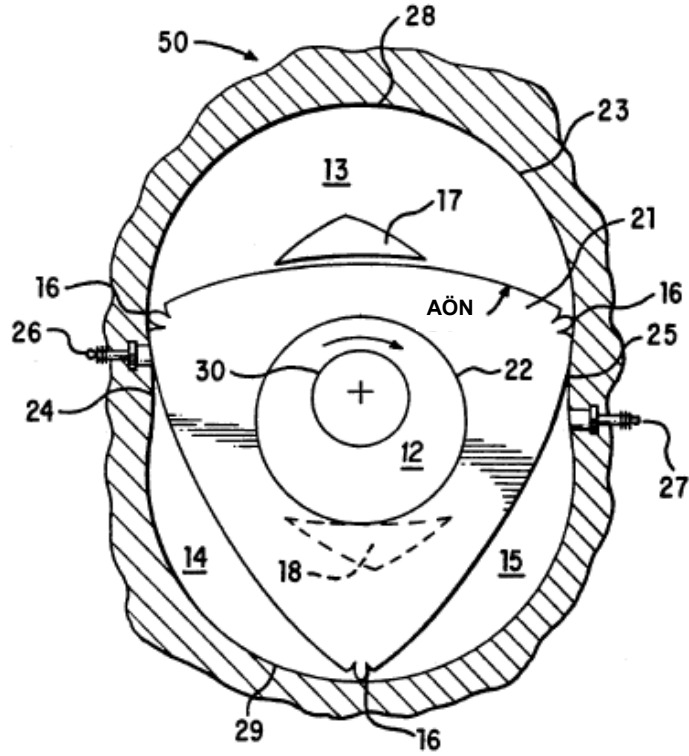


Şekil 1.8 : Alman patenti önden görünüş (Mai, 1969).

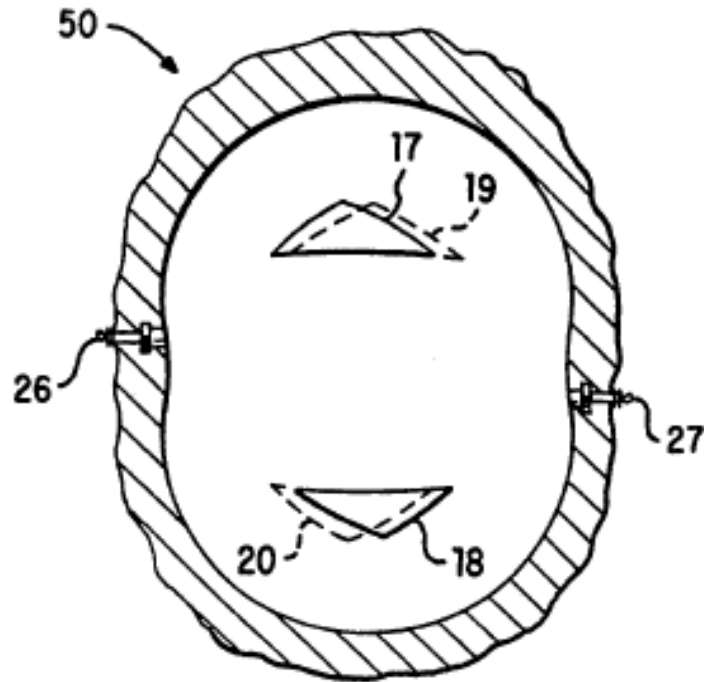


Şekil 1.9 : Alman patenti yandan görünüş (Mai, 1969)

Şekil 1.11’de görüleceği üzere pencereleri rotor kenarları sınırlandırmaktadır.

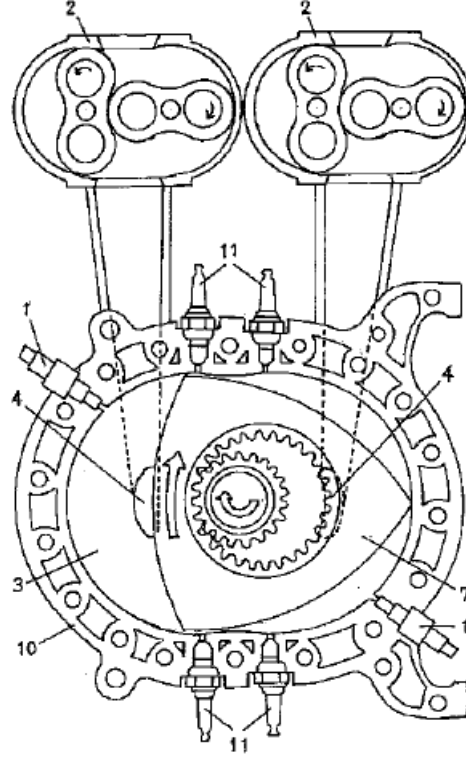


Şekil 1.10 : Amerikan patenti önden görünüş (Westland, 1993)

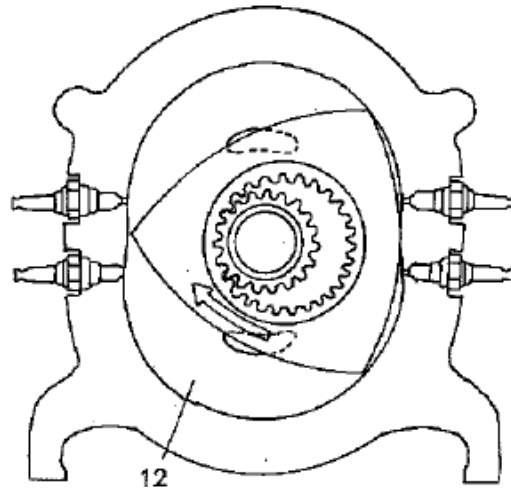


Şekil 1.11 : Amerikan patenti pencereler (Westland, 1993).

Japon patentinde, iki zamanlı Wankel motorunda doldurucu kullanılması gerektiği Şekil 1.12’de belirtilmiştir. Çalışma prensibi Şekil 1.13’deki gibi diğer patentlerle aynıdır.



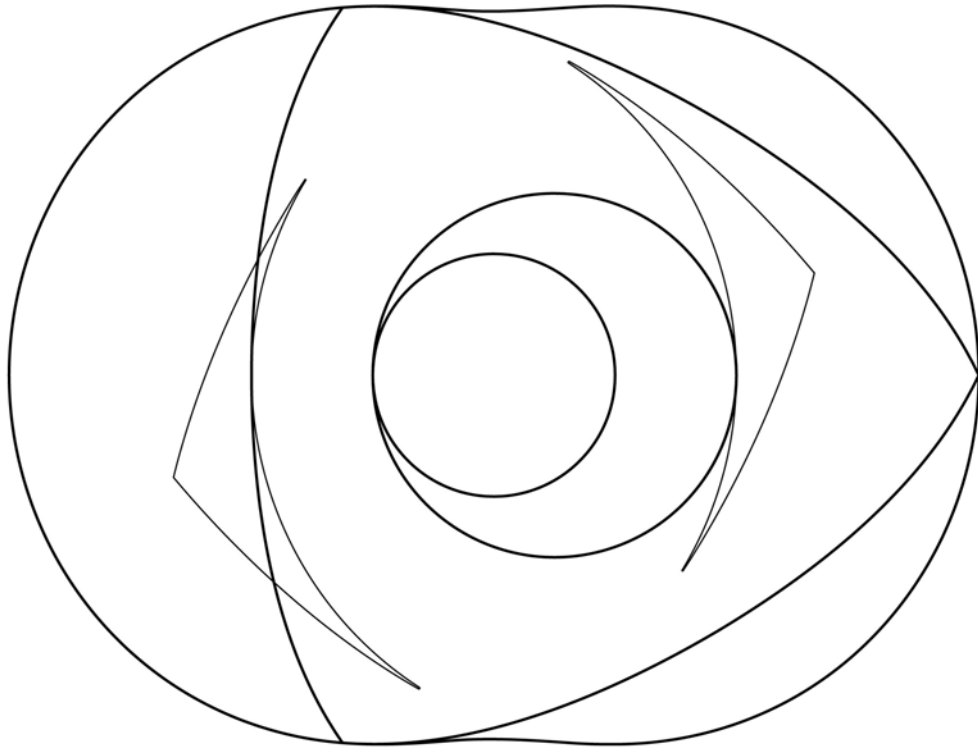
Şekil 1.12 : Japon patenti motor ve doldurucu (Takashi, 1997).



Şekil 1.13 : Japon patenti önden görünüş (Takashi, 1997).

1.3 Tasarım

Bu yüksek lisans tezinde anlatılan motorun çalışma prensibi daha önce söz edilen patentlerdeki sistemle aynı olmasına karşın pencere geometrileri Dr Osman Akın Kutlar tarafından önerilmiştir. Pencereleler, rotorun kenarlarının gövde üzerinde hiçbir zaman taramadığı ve limon geometrisi olarak adlandırılan bölgeyi sınır kabul etmekte, rotorun kenarlarının süpürme ve egzoz avansını geometriksel olarak belirleyecek şekilde konumlandırılarak tanımlanmaktadır. Bu şekilde yapılan bir tanım, iki zamanlı Wankel motorunda supap mekanizmasına ihtiyaç duymadan aşırı doldurma imkanı vermektedir. Motor pencereleri Şekil 1.14’de görülmektedir.



Şekil 1.14 : İki zamanlı Wankel motoru

İki zamanlı Wankel motorunda güç hesaplanırken, eksantrik milinin bir tam turunda iki çevrim tamamlanmaktadır. Bu nedenle güç yoğunluğu teorik olarak iki zamanlı klasik pistonlu motorlardakinin iki katına eşittir.

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30} \quad (1.4)$$

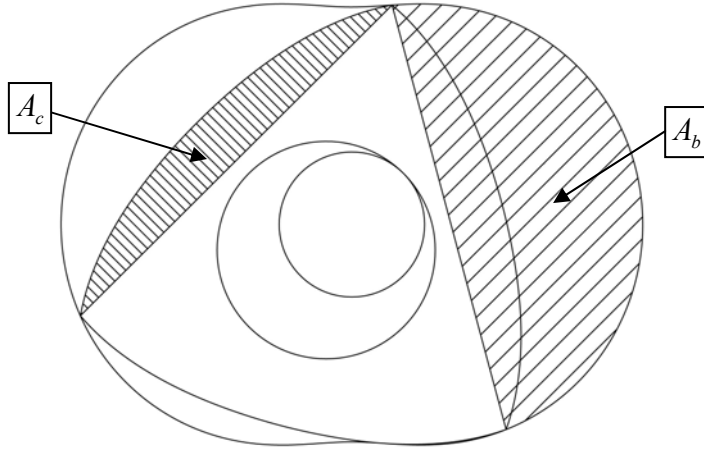
2. TEMEL HESAPLAMA ADIMLARI

İki zamanlı Wankel motorunun yapısal analizinin yapılabilmesi için motorun zamana bağlı basınç ve sıcaklık değerlerine ihtiyaç vardır. Zaman faktörü, Wankel tipi döner pistonlu motorlarda eksantrik milinin veya rotorun açısal değişimine bağlı olarak tarif edilir. Teorik hesaplamada basınç ve sıcaklık değerleri, yapısal analizde kullanılırken, eksantrik milinin veya rotorun belirli bir konumu başlangıç anı olarak kabul edilir. İçten yanmalı motorlarda bu an genellikle, yanma odası hacminin en küçük olduğu üst ölü nokta (ÜÖN) veya yanma odası hacminin en büyük olduğu alt ölü noktadır (AÖN).

İki zamanlı Wankel motorunda, gövdeyi tarayan uç segmanlara gelen kuvvetler ve sıcaklığın pencerelerin bulunduğu gövde üzerindeki etkisi yapısal analiz konusu altında incelenmektedir. İki zamanlı Wankel motorunun uç segmanları incelenirken, dört zamanlı Wankel motorunda kullanılan denklemler kullanılmakta olup segmana etkileyen basınç değerleri değişiklik göstermektedir. Hesaplar ile ilgili akış diyagramı ekteki Şekil A.16'da verilmiştir.

2.1 Yanma Odası Hesabı

Motorun boyutları, yanma odasının çeşitli geometriksel bağıntılarını karakterize etmektedir. Strok hacmi Şekil 2.1'de gösterilen alanların farkı alınarak bulunur.



Şekil 2.1 : Strok hacmi hesabı

Eksantrik miline göre strok hacmini veren denkelmler aşağıdaki gibidir (Kutlar, 1986).

$$A(a)_c = \left(R^2 + 2 \cdot e^2\right) \frac{\pi}{3} - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos(\varphi_{\max}) - \left(\frac{2R^2}{9} + 4e^2\right) \varphi_{\max} - \frac{\sqrt{3}}{4} R^2 \quad (2.1)$$

$$A(a)_b = \left(3e^2 + R^2\right) \frac{\pi}{3} - \left(\frac{R^2}{2} \times \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right)\right) + 3eR \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) \cdot \cos\left(2\left(a + \frac{\pi}{3}\right)\right) \quad (2.2)$$

$$V(a)_{strok} = (A(a)_b - A(a)_c) \cdot b \quad (2.3)$$

Yanma odası hacim değişimi, strok hacmine oyuk hacmi eklenerek bulunur.

$$V(a)_{hacim} = V(a)_{strok} + V(a)_{oyuk} \quad (2.4)$$

Oyuk hacmi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$V(a)_{oyuk} = \frac{V_{\max} - \varepsilon_{istenen} \cdot V_{\min}}{(\varepsilon_{istenen} - 1)} \quad (2.5)$$

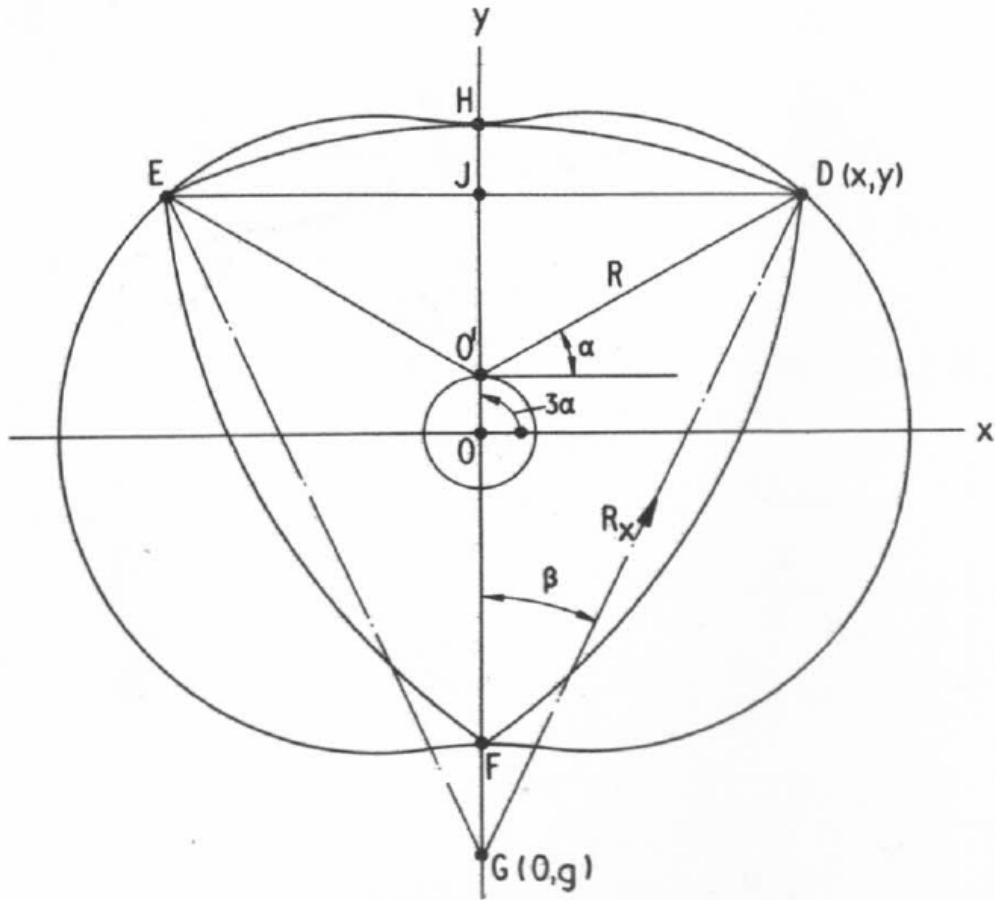
Yanma odası alan değişimi, yan duvar alanları toplamına rotor yüzey alanı ve gövde yüzey alanı eklenerek bulunur.

$$A(a) = 2A(a)_{du\ var} + A_{rotor} + A(a)_{gövde} \quad (2.6)$$

Yan kapak alanları aşağıdaki şekilde bulunur.

$$A(a)_{du\ var} = A_c(a) - A_b(a) \quad (2.7)$$

Rotor yüzey alanını bulabilmek için rotor kenarının uzunluğunu hesaplamak gerekir. Parametrik tanımlanan rotor geometrisi için eğrilik yarı çapı kullanılarak rotor kenar uzunluğu bulunur (Ansdale, 1968).



Şekil 2.2 : Rotor kenarı için yaklaşık eğrilik yarıçapı (Ansdale, 1968)

Yukarıdaki Şekil 2.2 göz önüne alınarak eğrilik yarıçapı hesabı yapılır ve a 'nın değeri $\pi/6$ olarak bulunur.

JGD üçgeninden aşağıdaki pisagor teoremi yazılır.

$$(R - e + g)^2 = \left(e + R \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) + g \right)^2 + \left(R \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) \right)^2 \quad (2.8)$$

$$g = \frac{eR \left(1 + \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \right)}{R \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \right) - 2e} \quad (2.9)$$

Eşdeğer eğrilik yarıçapı aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$R_x = R - e + g \quad (2.10)$$

$$R_x = R - e + \frac{eR \left(1 + \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \right)}{R \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \right) - 2e} \quad (2.11)$$

$$R_x = R - e + \frac{3eR}{R - 4e} \quad (2.12)$$

Yarım açı olarak tanımlanan β aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\beta = \arctan \left[\frac{R \sin\left(\frac{\pi}{3}\right)}{\left[\frac{eR \left(1 + \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \right)}{R \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) \right) - 2e} \right] + R \cos\left(\frac{\pi}{3}\right) + e} \right] \quad (2.13)$$

$$\beta = \arctan \left[\frac{\sqrt{3}R}{\left[\frac{6eR}{R - 4e} \right] + R + 2e} \right] \quad (2.14)$$

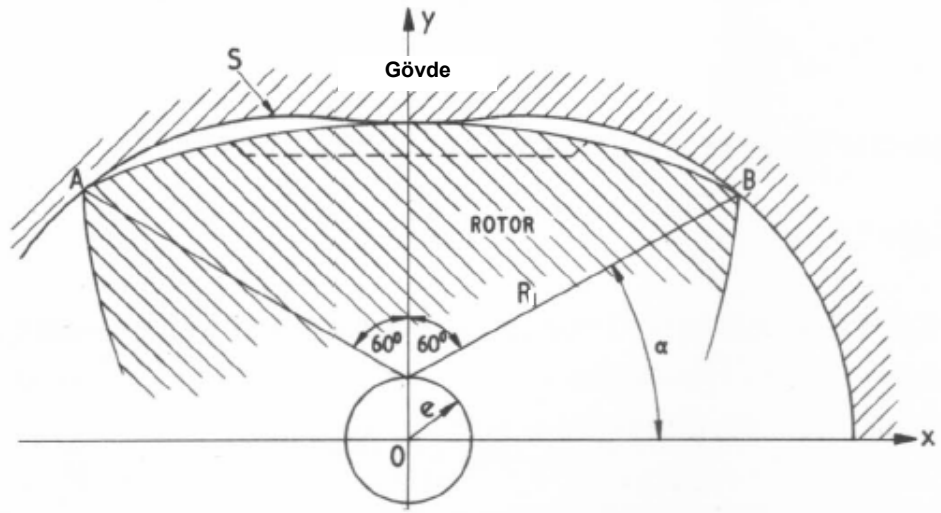
Rotor kenar uzunluğu aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır.

$$L_{kenar} = 2 \cdot \beta \cdot R_x \quad (2.15)$$

Rotor alanı hesaplanan kenar uzunluğu ile gövde genişliğinin çarpımına eşittir.

$$A_{rotor} = b \cdot L_{kenar} \quad (2.16)$$

Gövde alanı, rotorun uç noktalarının sınırladığı parametrik denklemden kullanılarak hesaplanır (Ansdale, 1968). Bu sınır Şekil 2.3’de görülmektedir.



Şekil 2.3 : Yanma odası gövde yüzeyi (Ansdale, 1968)

Gövde geometrisini veren denklemlerin türevi alınarak en küçük parça için incelenir. Daha sonra bu en küçük parçalar istenilen aralıkta integre edilerek gövde parçasının uzunluğu bulunur.

$$x = e \cos 3a + R \cos a \quad (2.17)$$

$$y = e \sin 3a + R \sin a \quad (2.18)$$

Her iki denklemin türevi alınır.

$$dx = (-3e \sin 3a - R \sin a) da \quad (2.19)$$

$$dy = (3e \cos 3a + R \cos a) da \quad (2.20)$$

Gövde parçasının uzunluğu pisagor teoremi kullanılarak aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$dx^2 = (9e^2 \sin^2 3a + R^2 \sin^2 a + 6eR \sin a \sin 3a) da^2 \quad (2.21)$$

$$dy^2 = (9e \cos^2 3a + R^2 \cos^2 a + 6eR \cos a \cos 3a) da^2 \quad (2.22)$$

$$dx^2 + dy^2 = 9e^2 + R^2 + 6eR(\sin a \sin 3a + \cos a \cos 3a) da^2 \quad (2.23)$$

$$dx^2 + dy^2 = (9e^2 + R^2 + 6eR \cos 2a) da^2 \quad (2.24)$$

Gövde parçasının uzunluğu yukarıdaki denklemin karekökünün integrali alınarak bulunur.

$$L(a)_{gövde} = \int_a^b (\sqrt{9e^2 + R^2 + 6eR \cos 2a}) da \quad (2.25)$$

Yukarıdaki denklem Simpson 3/8 yöntemi kullanılarak nümerik olarak integre edilir.

$$h = \frac{(b-a)}{3} \quad (2.26)$$

$$\int_a^b L(a)_{gövde} dx \approx \frac{3}{8} h \left[f(a) + 3f\left(\frac{2a+b}{3}\right) + 3f\left(\frac{a+2b}{3}\right) + f(b) \right] \quad (2.27)$$

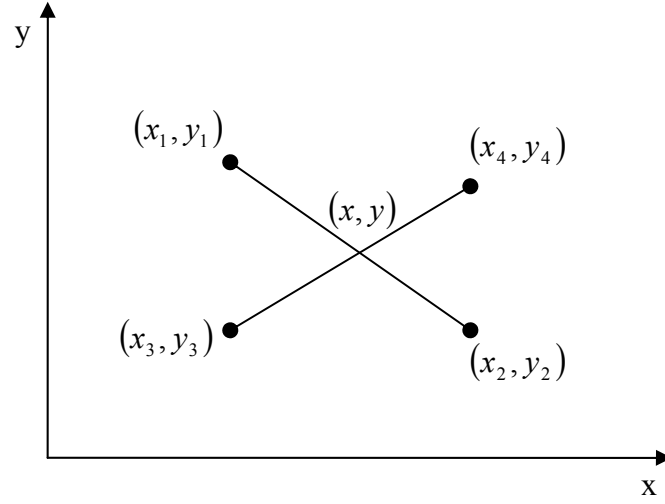
$$\int_a^b L(a)_{gövde} dx \approx \frac{(b-a)}{8} \left[f(a) + 3f\left(\frac{2a+b}{3}\right) + 3f\left(\frac{a+2b}{3}\right) + f(b) \right] \quad (2.28)$$

Gövde parçası uzunluğu gövde genişliği ile çarpılarak gövde alanı hesaplanır.

$$A(a)_{gövde} = L(a)_{gövde} \cdot b \quad (2.29)$$

2.2 Pencere Hesabı

İki zamanlı Wankel motoru pencerelerinin alan hesabında pencereyi sınırlandıran rotor kenarları, kesişim noktası civarında, iki noktası bilinen doğru denklemi şeklinde tanımlanır. İki noktası bilinen iki doğrunun kesişimi hesaplanırken, doğrular arasındaki eğim birbirine çok yaklaştığında çözüm kötü koşullandırılmış probleme dönüşerek hata verebilmektedir. İki noktası bilinen doğru denklemi Şekil 2.4'deki tanım göz önüne alınarak bulunur.



Şekil 2.4 : İki noktası bilinen doğruların kesişimi

$$\frac{x - x_1}{x_1 - x_2} = \frac{y - y_1}{y_1 - y_2} \quad (2.30)$$

$$y = \left(\frac{x - x_1}{x_1 - x_2} \right) (y_1 - y_2) + y_1 \quad (2.31)$$

$$y = (x - x_1) \left(\frac{y_1 - y_2}{x_1 - x_2} \right) + y_1 \quad (2.32)$$

$$m_1 = \left(\frac{y_1 - y_2}{x_1 - x_2} \right) \quad (2.33)$$

$$y = (x - x_1) \cdot m_1 + y_1 \quad (2.34)$$

$$\frac{x - x_3}{x_3 - x_4} = \frac{y - y_3}{y_3 - y_4} \quad (2.35)$$

$$y = \left(\frac{x - x_3}{x_3 - x_4} \right) (y_3 - y_4) + y_3 \quad (2.36)$$

$$y = (x - x_3) \left(\frac{y_3 - y_4}{x_3 - x_4} \right) + y_3 \quad (2.37)$$

$$m_2 = \left(\frac{y_3 - y_4}{x_3 - x_4} \right) \quad (2.38)$$

$$y = (x - x_3) \cdot m_2 + y_3 \quad (2.39)$$

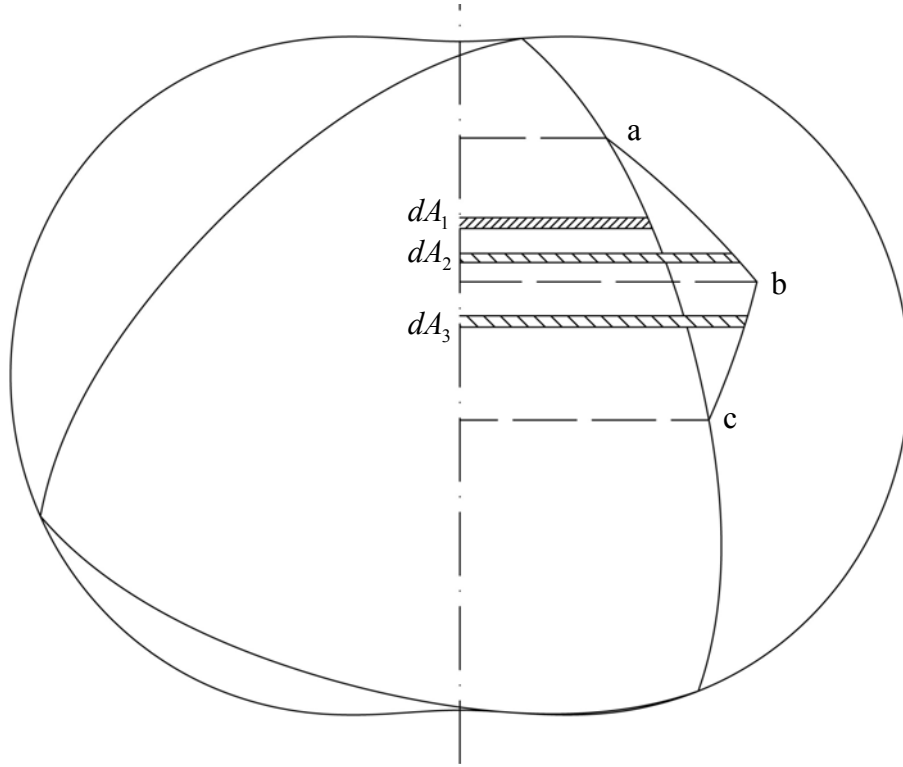
$$(x - x_1) \cdot m_1 + y_1 = (x - x_3) \cdot m_2 + y_3 \quad (2.40)$$

$$x = \left(\frac{x_1 m_1 - x_3 m_2 + y_3 - y_1}{m_1 - m_2} \right) \quad (2.41)$$

Yukarıdaki ifade (2.47) incelendiğinde eğimler birbirine çok yaklaştığında eşitliğin paydası sıfıra doğru gider ve kötü koşullandırılmış denklem halini alır. Bulunan noktanın koordinat sistemindeki x-ekseni değeri aşağıdaki (2.42) denkleminde yerine koyularak y-ekseni değeri bulunur.

$$y = (x - x_1) \cdot m_1 + y_1 \quad (2.42)$$

Pencerenin zamana bağlı açık kalan alan değişimi, pencereler ile rotor kenarının kesiştiği noktalar arasında, pencerenin üst kenarı ile alt kenarının eksantrik mili merkezinden geçen dikeydeki eksene göre integralinden rotorun kenarının integrali çıkarılarak bulunur.



Şekil 2.5 : Pencere alan hesabı

Pencerenin açık kalan alanı Şekil 2.5 gösterildiği üzere aşağıdaki ifadeler kullanılarak bulunur.

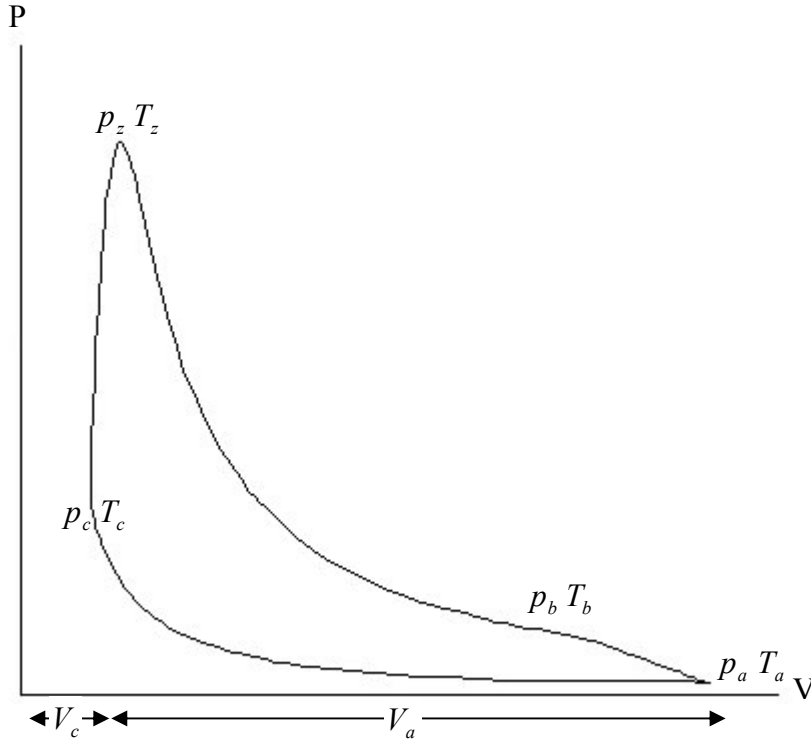
$$A_{pencere} = \int_b^a dA_2 + \int_c^b dA_3 - \int_c^a dA_1 \quad (2.43)$$

2.3 Motor Hesabı

Genel çevrim hesabına başlamak için öncelikle, yanma odası içerisindeki gazların sıkıştırma sonu sıcaklıkları ve bir çevrim için gerekli yakıt miktarı Kolchin hesap yöntemiyle hesaplanır (Kolchin, 1984). Genel çevrimde, egzoz penceresinin açıldığı andaki basınç ve sıcaklık değerlerine ulaşmak için sınır şartı hesabı yapılır. Sınır şartı hesabından elde edilen basınç ve sıcaklık değerleriyle, Kolchin hesap yönteminden elde edilen çevrim başına gerekli yakıt miktarı değeri kullanılarak Zinner hesap yöntemiyle genel çevrim hesabı yapılır (Zinner, 1978). Genel çevrim hesabı, Prof. Dr. Metin Ergeneman'ın ders notlarında anlattığı metod kullanılarak, rotor açısının değişimine bağlı olarak çözülür (Ergeneman, 2010).

2.3.1 Kolchin hesap yöntemi

Genel çevrim hesabında kullanılacak olan başlangıç sınır şartlarının hesabına başlamak için gerekli sıkıştırma başlangıcı basınç ve sıcaklık değeri bu kısımda anlatılan Kolchin hesap yöntemiyle hesaplanır (Kolchin, 1984). Yanma odası içerisindeki dolgu, homojen yanma modeli ile termodinamik çevrime katılır. Kullanılan indike diyagramının sembolleri Şekil 2.6’da gösterilmiştir.



Şekil 2.6 : Kolchin hesabı diyagram notasyonu

Bu hesap yönteminde anlatılan termodinamik modelde, çevrime giren gazların yani hava yakıt karışımı ile artık yanma ürünlerinin özgül ısılarının sıcaklığa bağlı olarak değişen ama kendi içlerinde reaksiyona girmeyen gazlar olduğu, yanma olayının sabit hacimde gerçekleştiği ve süresinin göz ardı edildiği, sıkıştırma ve genişleme süreçlerindeki ısı geçişinin seçilen politropik üsler ile modellendiği ve yanma süresince ısı iletimi, disosyasyon gibi kayıpların ısı kullanım katsayısı ile hesaba katılmış olduğu kabul edilir (Mehdiyev, 2003).

2.3.1.1 Yakıt

İki zamanlı Wankel motoru, benzin yakıtı ile çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Benzin yakıtının bileşiminin karbon ve hidrojenden oluştuğu ayrıca içinde katkı maddesi bulunmadığı kabul edilmiştir.

$$\text{Benzin} = C + H \quad (2.44)$$

Bir kilogram benzin içerisindeki karbon miktarı 0,855 kg ve hidrojen miktarı 0,145 kg olarak alınmıştır. Benzinin alt ısı değeri veren denklem aşağıdaki gibidir.

$$H_u = [33,91 \cdot C + 125,6 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W)] \times 10^3 \quad (2.45)$$

$$H_u = 43929,5 \quad (2.46)$$

2.3.1.2 İş gazı

Bir kg yakıtın yanması için gerekli hava miktarı yakıtın bileşimi dikkate alınarak hesaplanır.

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \quad (2.47)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (2.48)$$

$$L_0 = 0,516827 \quad (2.49)$$

Bulunan değerler hava fazlalık katsayısıyla çarpılarak gerekli hava miktarına aşağıdaki denklemler ile ulaşılır.

$$l = l_0 \times \lambda \quad (2.50)$$

$$L = L_0 \times \lambda \quad (2.51)$$

Bir kg yakıt yanması için gerekli kütleli taze dolgu miktarı için aşağıdaki denklem kullanılır.

$$m_1 = 1 + l = 1 + \lambda \cdot l_0 \quad (2.52)$$

Aynı taze dolgu miktarının hacimsel değeri hesaplanır.

$$M_1 = \frac{1}{m_y} + L = \frac{1}{m_y} + \lambda \cdot L_0 \quad (2.53)$$

Benzinin moleküler kütlesi yaklaşık olarak 115 kg/kmol alınmıştır. Yanma odasında çevrime katılan iş karışımı miktarı, taze dolgu ve artık gazların toplamına eşittir.

$$M_a = M_1 + M_r = M_1 + \gamma_r M_1 = M_1(1 + \gamma_r) \quad (2.54)$$

Yanma ürünleri bileşim miktarı hesaplanır. Hesap yapılırken motorun hava fazlalık katsayısı göz önüne alınarak $\lambda \geq 1$ olduğu yani stokiyometrik ve fakir karışımlarda aşağıdaki denklem ile hesap yapılır.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \quad (2.55)$$

Zengin karışımlarda yani $\lambda < 1$ olduğu durumda ise aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{CO} + M_{H_2} + M_{N_2} \quad (2.56)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \times \frac{1 - \lambda}{1 + K} \times 0,208 \times L_0 \quad (2.57)$$

$$M_{CO} = 2 \times \frac{1 - \lambda}{1 + K} \times 0,208 \times L_0 \quad (2.58)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \times \frac{1 - \lambda}{1 + K} \times 0,208 \times L_0 \quad (2.59)$$

$$M_{H_2} = 2 \times \frac{1 - \lambda}{1 + K} \times 0,208 \times L_0 \quad (2.60)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \times \lambda \times L_0 \quad (2.61)$$

Burada bahsi geçen K katsayısı benzin için tanımlanmış olup yanma ürünlerindeki hidrojen miktarının karbonmonoksit miktarını oranına eşittir. Yanma esnasında hava moleküllerinin yakıt molekülleriyle kimyasal reaksiyona girebilme oranını tanımlayan kimyasal moleküler değişim katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad (2.62)$$

Hava fazlalık katsayısının birden küçük olduğu yani zengin karışım için denklem (2.63) kullanılır.

$$\mu_0 = 1 + \frac{H/4 + O/32 + 0,208 \cdot (1 - \lambda) \cdot L_0 - 1/m_y}{\lambda \cdot L_0 + 1/m_y} \quad (2.63)$$

Hava fazlalık katsayısının birden büyük olduğu yani fakir karışım için denklem (2.64) kullanılır.

$$\mu_0 = 1 + \frac{H/4 + O/32 - 1/m_y}{\lambda \cdot L_0 + 1/m_y} \quad (2.64)$$

İş karışımının gerçek moleküler değişim katsayısı ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\mu = \frac{(M_2 + M_r)}{(M_1 + M_r)} = \frac{(\mu_0 + \gamma_r)}{(1 + \gamma_r)} \quad (2.65)$$

2.3.1.3 Çevre ve artık gaz parametreleri

Çevre şartları, havanın doldurucu çıkış sıcaklık ve basıncını belirler. Doldurucu karakteristiğine bağlı olarak atmosfer basıncı istenilen doldurucu çıkış basıncına yükseltirken havayı politropik sıkıştırdığı ve havanın sıcaklığını arttırdığı kabul edilir. Deniz seviyesinde atmosfer sıcaklığı 293 Kelvin ve basıncı 0,1 Mega paskal kabul edilir. İstenilen doldurucu çıkış basıncı için doldurucu çıkış sıcaklığı politropik hal değişimi kullanılarak (2.74) denklemi kullanılır.

$$T_k = T_{atm} (p_k / p_{atm})^{(n_k - 1)/n_k} \quad (2.66)$$

Taze dogu yoğunluğu aşağıdaki denklemle bulunur.

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (287 \cdot T_k) \quad (2.67)$$

Artık gaz parametreleri hesaplanır ve çevrimin sonunda bulunan artık gaz sıcaklığı ile karşılaştırılır. Eğer aradaki fark istenen hassasiyet değerinden büyük ise iterasyon yapılarak çevrim tekrarlanır. Böylelikle, çevrimin başlangıcında ve sonunda bulunan değerlerin birbirine eşit olması sağlanarak, bir sonraki hesap adımı için sıkıştırma başlangıç sıcaklığı ve devir başına tüketilen yakıt miktarı tayin edilir. Egzoz gazı çıkış basıncı (2.76) denklemi ile hesaplanır.

$$p_r = p_k (1 + 0,55 \times 10^{-4} \times n) \quad (2.68)$$

Egzoz gazı çıkış sıcaklığı (2.77) denklemi ile hesaplanır.

$$T_r = 1302 - 403,5\lambda + 0,037n - 7,38\varepsilon \quad (2.69)$$

2.3.1.4 Doldurma süreci

Doldurma sonu iş gazının basıncı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$p_a = [(T_k + \Delta T_{isi}) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_k \cdot \eta_v + p_r \cdot T_k] / (\varepsilon \cdot T_k) \quad (2.70)$$

Sıcak cepheden ısı geçişi sonucu dolgudaki sıcaklık artışı hesaplanır.

$$\Delta T_{isi} = 30 - 0,006 \cdot \frac{n}{2} \quad (2.71)$$

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T_{isi}} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r) \quad (2.72)$$

$$T_a = (T_k + \Delta T_{isi} + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r) \quad (2.73)$$

Artık gazlar katsayısının hesabı yapılır.

$$\gamma_r = p_r (T_k + \Delta T_{isi}) / [T_r (\varepsilon \cdot p_k - p_r)] \quad (2.74)$$

2.3.1.5 Sıkıştırma süreci

Sıkıştırma süreci politropik kabul edilir. Sıkıştırma sonu basıncı hesaplanır.

$$p_c V_c^{n_1} = p_a V_a^{n_1} = p_x V_x^{n_1} \quad (2.75)$$

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1} = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (2.76)$$

Sıkıştırma sonu sıcaklığı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$T_c V_c^{n_1-1} = T_a V_a^{n_1-1} = T_x V_x^{n_1-1} \quad (2.77)$$

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad (2.78)$$

Burada kullanılan politropik üs, sabit sıcaklıktaki adyabatik üs kullanılarak hesaplanır.

$$k_1 > n_1 > (k_1 - 0,04) \quad (2.79)$$

$$k_1 = c_p / c_v = 1 + 8,315 / (c_v)_{t_o}^{t_c} \quad (2.80)$$

$$(c_v)_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 0,002638 \times (T_c - 273) \quad (2.81)$$

2.3.1.6 Yanma süreci

İki zamanlı Wankel motorunda yanma sürecinin homojen yanma olarak gerçekleştiği kabul edilmiş olup, yanma olayı klasik pistonlu motorlarda kabul edilen hesap yöntemiyle çözülmektedir. Yanma olayının sabit hacimde gerçekleştiği, süpürme manifolduna püskürtmeli veya karbüratörlü benzinli motorlarda, benzin buharının hava içinde tam karıştığı ve homojen karışım oluşturduğu kabul edilmektedir. Yanma için termodinamik denklem aşağıdaki şekilde yazılır.

$$Q = (u_z - u_c) + L_{cz} \quad (2.82)$$

Yanmanın sabit hacimde gerçekleştiği kabul edildiği yanma süresince yapılan iş sıfır değerini alır. Benzinli motorlarda yanma denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$Q = u_z - u_c \quad (2.83)$$

Homojen yanma, zengin ve fakir karışımlarda iki farklı şekilde incelenir. Öncelikle zengin karışımlarda yetersiz oksijenden dolayı yakıtın yanmayan kısmının ısı değeri hesaplanır.

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \lambda) \cdot L_o \quad (2.84)$$

Yanma sürecinde disosyasyon, ısı iletimi ve soğuk cidarlarda alevin sönmesinden kaynaklanan ısı kayıplarını hesaba katan ısı kullanım katsayısı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\xi_z = \frac{Q}{(H_u - \Delta H_u)} \quad (2.85)$$

$$Q = (H_u - \Delta H_u) \times \xi_z \quad (2.86)$$

Yukarıdaki denklemler düzenlenerek homojen yanma için yanma denklemi aşağıdaki şekilde bulunur.

$$(H_u - \Delta H_u) \times \xi_z = u_z - u_c \quad (2.87)$$

Çevrime katılan gazların iç enerjileri hesaplanır.

$$u_c = (M_1 + M_r) \times (c_v)_{t_0}^c \times T_c \quad (2.88)$$

$$u_z = (M_2 + M_r) \times (c_v)_{t_0}^z \times T_z \quad (2.89)$$

Denklemler (2.96) denkleminde yerine koyulur.

$$(H_u - \Delta H_u) \times \xi_z = (M_2 + M_r) \times (c_v)_{t_0}^z \times T - (M_1 + M_r) \times (c_v)_{t_0}^c \times T_c \quad (2.90)$$

Denklemin her iki tarafı $(M_1 + M_r)$ 'ye bölünür.

$$\frac{(H_u - \Delta H_u)}{(M_1 + M_r)} \times \xi_z = \frac{(M_2 + M_r)}{(M_1 + M_r)} \times (c_v)_{t_0}^z \times T - (c_v)_{t_0}^c \times T_c \quad (2.91)$$

Burada değişkenler aşağıdaki şekilde de tarif edilebilir.

$$M_1 + M_r = \left(\frac{1}{m_y} + L_o \right) (1 + \gamma_r) \quad (2.92)$$

$$\mu = \frac{(M_1 + M_r)}{(M_2 + M_r)} \quad (2.93)$$

Denklem (2.91)'de yerine koyulur.

$$\frac{(H_u - \Delta H_u)}{\left(\frac{1}{m_y} + L_o \right) \cdot (1 + \gamma_r)} \xi_z + (c_v)_{t_0}^c T_c = \mu (c_v)_{t_0}^z T_z \quad (2.94)$$

Denklem (2.94)'teki molar özgül ısılar sıcaklığa bağlı olarak aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$(c_v)_{t_0}^c = A_1 + B_1 \cdot t_c \quad (2.95)$$

$$(c_v)_{t_0}^{t_z} = A_2 + B_2 \cdot t_z \quad (2.96)$$

$$(c_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (c_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{CO} (c_{vCO})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2} (c_{vH_2})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (c_{vH_2O})_{t_0}^{t_z} \right. \\ \left. + M_{O_2} (c_{vO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (c_{vN_2})_{t_0}^{t_z} \right] \quad (2.97)$$

$$T_c = t_c + 273 \quad (2.98)$$

$$T_z = t_z + 273 \quad (2.99)$$

Yukarıdaki ifadeler denklem (2.94)'de yerine koyulur.

$$\frac{(H_u - \Delta H_u)}{\left(\frac{1}{m_y} + L_o \right) (1 + \gamma_r)} \xi_z + (c_v)_{t_0}^c T_c - \mu A_2 273 = \mu B_2 t_z^2 + (\mu 273 B_2 + \mu A_2) t_z \quad (2.100)$$

Denklem (2.100)'ün yanma sonu sıcaklığına bağlı olmayan kısımları sabit olarak tanımlanır.

$$C = A t_z^2 + B t_z \quad (2.101)$$

$$0 = A t_z^2 + B t_z - C \quad (2.102)$$

Yanma sonu sıcaklığı yukarıda tanımlanan ikinci dereceden denklemin pozitif köküne eşittir.

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{4AC}}{2A} \quad (2.103)$$

$$T_z = t_z + 273 \quad (2.104)$$

Yanma olayına katılan gazların yanma olayından sonraki fiziksel özellikleri yanma olayından önceki fiziksel özelliklerine ideal gaz denklemi ile oranlanır.

$$p_c V_c = 8315 \times (M_1 + M_r) \times T_c \quad (2.105)$$

$$p_z V_z = 8315 \times (M_2 + M_r) \times T_z \quad (2.106)$$

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (2.107)$$

Yanma sabit hacimde gerçekleştiği için $V_z = V_c$ olur.

$$\frac{p_z}{p_c} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (2.108)$$

Denklem (2.108) aşağıdaki dönüşüm kullanılarak yeniden düzenlenir.

$$\mu = \frac{(M_1 + M_r)}{(M_2 + M_r)} \quad (2.109)$$

$$\frac{p_z}{p_c} = \mu \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (2.110)$$

Yanma sonu basıncı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (2.111)$$

2.3.1.7 Genişleme süreci

Genişlemenin politropik olduğu kabul edilerek genişleme sonu basıncı hesaplanır.

$$p_z V_z^{n_2} = p_x V_x^{n_2} = p_b V_b^{n_2} \quad (2.112)$$

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} \quad (2.113)$$

$$p_b = p_z \cdot \frac{1}{\epsilon^{n_2}} \quad (2.114)$$

Genişleme sonu sıcaklığı hesaplanır.

$$T_b V_b^{n_2-1} = T_x V_x^{n_2-1} = T_z V_z^{n_2-1} \quad (2.115)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1} \quad (2.116)$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}} \quad (2.117)$$

Burada kullanılan politropik üs aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$(k_2 - 0,01) < n_2 < (k_2 - 0,02) \quad (2.118)$$

$$k_2 = 1 + \frac{8,315}{(c_v)_{t_o}^b} \quad (2.119)$$

2.3.1.8 Egzoz süreci

Egzoz süreci sonundaki gazların sıcaklıkları aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$T_r' = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b/p_r}} \quad (2.120)$$

Hesaplanan değer, çevrim başlangıcında hesaplanan egzoz gazı sıcaklığı ile kıyaslanarak aradaki hata oranının %5'in altına düşmesi sağlanacak şekilde iterasyon yapılır.

2.3.1.9 İndike parametreler

İndike basıncın teorik değeri aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\alpha}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (2.121)$$

$$\alpha = \frac{p_z}{p_c} \quad (2.122)$$

Dolgu değişimi sürecindeki pompalama kayıpları hesaplanır.

$$\Delta p_i = p_r - p_a \quad (2.123)$$

Gerçek çevrimin ortalama indike basıncı, teorik indike basıncın yuvarlatma katsayısıyla çarpılması ve pompalama kayıplarının çıkarılması ile hesaplanır.

$$p_i = v_{yuv} \cdot p_i' - \Delta p_i \quad (2.124)$$

Benzin motorlarında yuvarlatma katsayısı aşağıdaki değerler arasında değişir.

$$0,94 < v_{yuv} < 0,97 \quad (2.125)$$

İndike güç aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (2.126)$$

İndike verim aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \ell_k \cdot \lambda}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_V} \quad (2.127)$$

İndike yakıt tüketimi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad (2.128)$$

2.3.1.10 Efektif parametreler

Efektif basınç aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$p_e = p_i - p_m \quad (2.129)$$

Burada mekanik ve pompalama kayıpları deneysel veriden elde edilir. Efektif güç aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (2.130)$$

Döndürme momenti aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$M_e = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \times \frac{N_e}{n} = 9554,14 \times \frac{N_e}{n} \quad (2.131)$$

Mekanik verim aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} \quad (2.132)$$

Efektif verim aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (2.133)$$

Efektif özgül yakıt tüketimi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$b_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \quad (2.134)$$

Özgül yakıt tüketimi hesaplanır.

$$G_y = N_e \cdot b_e \cdot 10^{-3} \quad (2.135)$$

2.3.2 Sınır şartı hesap yöntemi

Genel çevrim denkleminde, egzoz penceresinin açıldığı andaki basınç ve sıcaklık değerlerine ulaşmak için sınır şartı hesabı yapılır. Kolchin hesap yönteminden elde edilen sıkıştırma sonu sıcaklığını ve sıkıştırma politropik üssünü kullanarak, sınır şartı hesabı için sıkıştırma başlangıç değeri elde edilir. Sıkıştırma ve genişleme politropik üs kullanılarak yapılır. Bütün süreç boyunca, Wilmers ısı taşınım katsayısı kullanılarak termodinamik sistem ile motor duvarları arasındaki ısı geçişi modellenir (Wilmers, 1971). Yanma olayı Vibe modeli ile gerçekleştirilerek termodinamik sisteme yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı eklenir (Vibe, 1970).

2.3.2.1 Politropik süreç

Kolchin hesap yönteminden elde edilen sıkıştırma sonu sıcaklığı, politropik üs kullanılarak sıkıştırma başlangıç şartına indirgenir ve politropik süreç aşağıdaki şekilde hesaplanır.

Daha önce de belirtildiği üzere, dolgu sadece havanın özelliklerini taşımakta ve havanın sabit hacimdeki özgül ısısı 0°C ile 1500°C arasında aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$C_v = \frac{20,600 + 0,002638 \times (T - 273)}{28,97} \times 1000 \quad (2.136)$$

1501°C ile 2800°C arasında ise aşağıdaki denklem kullanılır.

$$C_v = \frac{22,387 + 0,001449 \times (T - 273)}{28,97} \times 1000 \quad (2.137)$$

Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı ise aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$C_p = C_v + R \quad (2.138)$$

İdeal gaz sabiti 287 Joule/Kilogram Kelvin kabul edilmiştir. Politropik üs tanımı gereği havanın sabit basınçtaki özgül ısısının sabit hacimdeki özgül ısısına oranıdır. Sıkıştırma ve genişlemenin politropik süreci aşağıdaki denklem ile tanımlanır.

$$T_x V_x^{k-1} = T_c V_c^{k-1} \quad (2.139)$$

$$T_x = T_c \left(\frac{V_c}{V_x} \right)^{k-1} \quad (2.140)$$

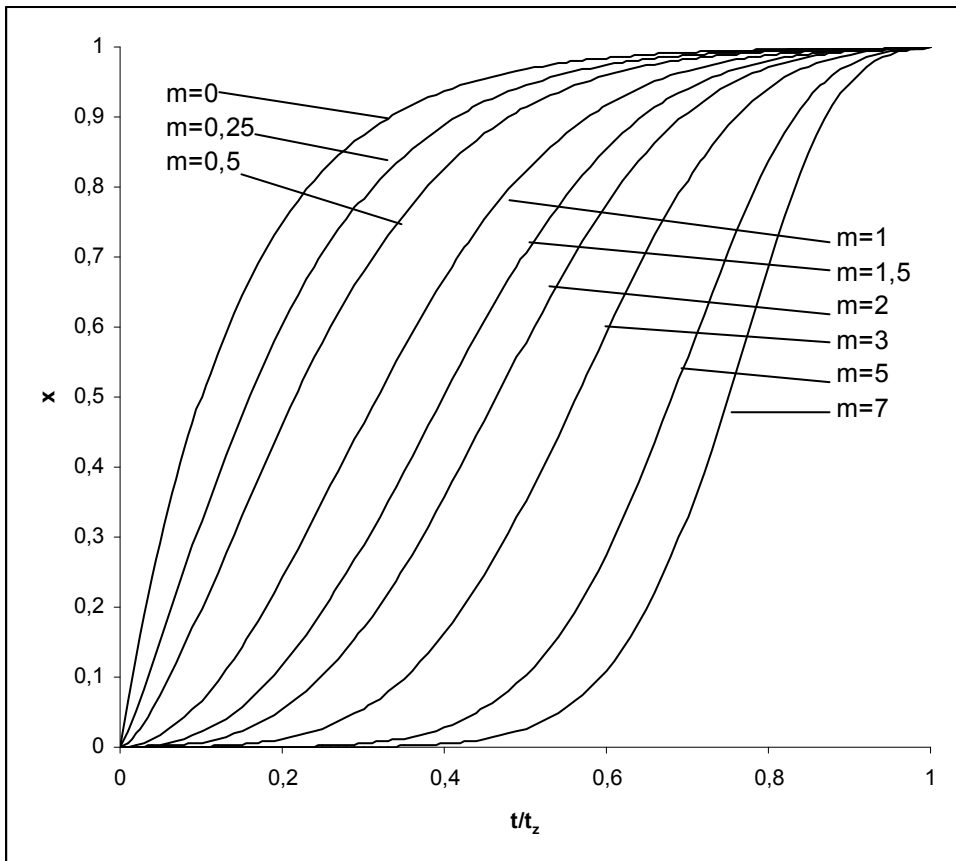
2.3.2.2 Vibe fonksiyonu

Başlangıç sınır şartlarını hesaplamak için kullandığımız politropik sürece, Vibe'nin tanımladığı yanma süreci ilave edilerek termodinamik çevrime yakıtın yanmasından kaynaklanan ısı üretimi eklenir (Vibe, 1970). Deneysel verilerden elde edilen yanma karakteristiği Vibe fonksiyonu kullanılarak nümerik olarak modellenir. Vibe fonksiyonundaki parametreler ile yanma süresi ve yanma hızı ayarlanır. Yanan yakıt miktarını tanımlayan denklemden elde edilen değer, yakıtın alt ısı değeri ile çarpılarak o ana kadar ortaya çıkan ısı miktarı hesaplanır.

Vibe fonksiyonu aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$x = 1 - e^{-6,908(t/t_z)^{m+1}} \quad (2.141)$$

Bu fonksiyonda Vibe parametresi değiştirilerek yanma Şekil 2.7'de gösterildiği gibi uygun olan karakteristik için belirlenir.



Şekil 2.7 : Vibe parametresi ve yanma karakteristiği

Hesap algoritmasının da belirtildiği üzere, bu hesap yönteminde birer derecelik rotor açılara göre adım adım hesap yöntemi kullanılmasından dolayı, her bir adımda yanan yakıt miktarı farkı o adımda termodinamik çevrime giren ısı miktarını vermektedir. Rotor açısına göre yanan yakıt verdiği ısı miktarını veren denklem aşağıdaki şekildedir.

$$x_i = 1 - e^{-6,908(t_i/t_z)^{m+1}} \quad (2.142)$$

$$x_{i+1} = 1 - e^{-6,908(t_{i+1}/t_z)^{m+1}} \quad (2.143)$$

$$\Delta x = x_{i+1} - x_i \quad (2.144)$$

$$\Delta Q = m_{yakıt} \cdot \Delta x \quad (2.145)$$

2.3.2.3 Isı geçişi

Motorda o an mevcut olan basınç ve sıcaklığı tayin edebilmek için, politropik süreç ve yanma olayına ek olarak yanma odası cidarlarındaki ısı geçişini de incelemek gerekmektedir. Wankel motorunda yanma odası cidarlarındaki ısı alış veriş, Wilmers'in doktora tezinde tanımladığı ısı geçişi katsayısı kullanılarak denkleme ilave edilmiştir (Wilmers, 1971). Wilmers'in yaptığı çalışma incelenirse, klasik pistonlu motorlarda kullanılan ve Woschni'nin tanımladığı ısı geçişi denklemlerini Wankel motoruna uyarladığı görülür (Woschni, 1967).

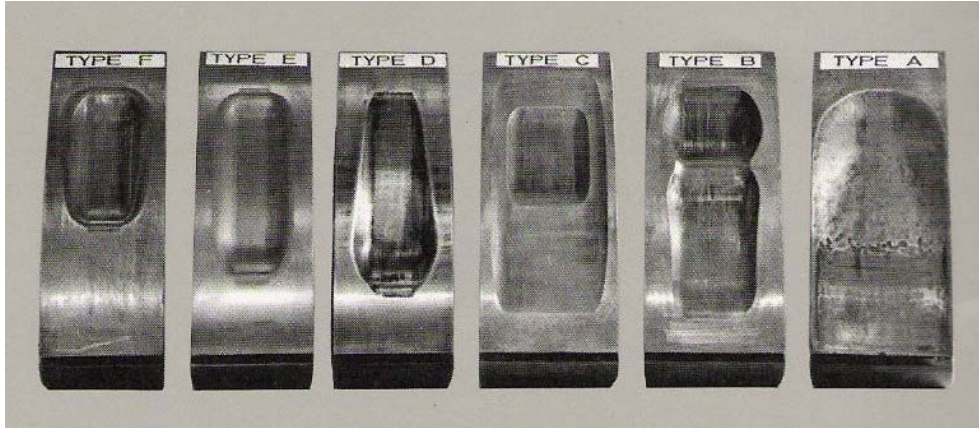
Wilmers, Woschni'nin klasik pistonlu motorlarda tanımladığı ısı geçişini, borularda trüblanslı akış modeliyle benzerlik kurarak ısı geçişi denklemlerini Wankel motoru için tanımlamıştır (Woschni, 1967). Wilmers çalışmasında belirttiği üzere, yanma odasının en küçük olduğu üst ölü noktadaki akış hızının ısı geçişine etkisini ihmal ettiğini belirtmiş ancak üst ölü nokta dışında kalan bölgelerde, tanımladığı ısı geçişi denkleminin çok iyi sonuç verdiğini vurgulamıştır (Wilmers, 1971). Wilmers'in Wankel motorunda ısı geçişi için tanımladığı denklem aşağıdadır.

$$h = 0,685 \times \left(\frac{n}{1000} \right)^{0,786} \times \left(\frac{p_s}{10^5} \right)^{0,786} \times (T_s)^{-0,525} \times 10^3 \text{ [J/m}^2\text{Ks]} \quad (2.146)$$

Sierens yaptığı çalışmada, Wilmers'in tezinde ihmal ettiğini belirttiği, Wankel motorunda akışın üst ölü noktadaki hızını incelediği ve Wilmers'in tezinde tanımladığı denkleme aşağıdaki şekilde eklediği görülmektedir (Sierens, 1983).

$$h = 0,685 \times \left(\frac{n}{1000} + 0,0178 \cdot v_g \right)^{0,786} \times \left(\frac{P_s}{10^5} \right)^{0,786} \times (T_s)^{-0,525} \times 10^3 [\text{J/m}^2\text{Ks}] \quad (2.147)$$

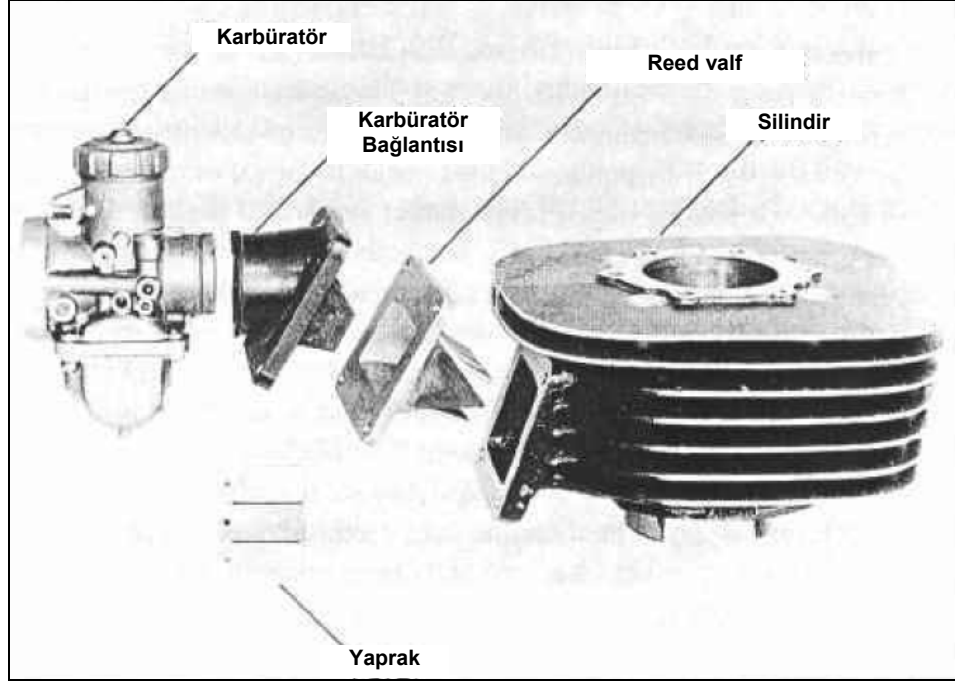
Wankel motorunda üst ölü noktadaki akış hızı yanma odası geometrisin bağlı olarak değişmektedir. Geometrinin değişmesi, akışın üst ölü noktadaki hızını etkilemektedir. Şekil 2.8'de görüleceği üzere yanma odası geometrisi farklılıklar gösterebilmektedir. Değişken parametre sayısının azaltılması bakımından, üst ölü noktadaki akış hızı incelenmemiştir. Hesaplarda Wilmers'in tanımladığı ısı geçişi katsayısı kullanılmıştır (Wilmers, 1971).



Şekil 2.8 : Çeşitli yanma odası geometrileri (Kutlar, 2006)

2.3.3 Genel çevrim hesap yöntemi

İki zamanlı Wankel motor genel çevrim hesabında, süpürme manifoldundaki geri tepmenin önüne geçmek için süpürme manifoldunda “reed valve” kullanıldığı kabul edilmiştir. Reed valf, yüksek basınç farkından dolayı yanma odasından süpürme manifolduna dolgu akışını tek yönlü engelleyen bir ara parçadır. Reed valf kullanarak dolgu değişimi sürecindeki değişken parametrelerin sayısı azalmakla birlikte süpürme manifold uzunluğunun dolgu değişimi üzerindeki etkisi kalmamıştır. Reed valf Şekil 2.9'da gösterilmiştir.



Şekil 2.9 : Reed valf (Blair, 1990).

Genel çevrim hesabı, sürekli süpürme metodunu gazların birbirine karışmadığı hal için doldur boşalt modeli kullanılarak yapılır. Manifold uzunluklarının çok kısa kabulyle, manifoldlarda oluşacak basınç dalgalanmaları ihmal edilir (Horlock, 1986).

Genel çevrim denklemindeki toplam ısı değişimi ifadesine, Wilmers'in tanımladığı ısı geçişi ve Vibe'nin tanımladığı yanma ile açığa çıkan ısı miktarı eklenerek basınç ve sıcaklık değerleri elde edilir (Wilmers, 1971),(Vibe, 1970).

Genel çevrim denklemi zamana bağlı diferansiyel formda olup eksantrik mili açısı cinsinden ve her adımda bir düzeltme iterasyonu ile hesap yapılır.

$$\omega = \frac{360}{60}n = 6n \quad (2.148)$$

$$d\phi = 6ndt \quad (2.149)$$

Eğer, eksantrik mili derecesi cinsinden hesap yapılacak ise aşağıdaki dönüşümler yapılmalıdır.

$$\frac{dp_s}{d\phi} = \frac{1}{6n} \frac{dp_s}{dt} \quad (2.150)$$

$$\frac{dT_s}{d\phi} = \frac{1}{6n} \frac{dT_s}{dt} \quad (2.151)$$

$$\frac{dm_{em}}{d\phi} = \frac{1}{6n} \frac{dm_{em}}{dt} \quad (2.152)$$

$$\frac{dm_{eg}}{d\phi} = \frac{1}{6n} \frac{dm_{eg}}{dt} \quad (2.153)$$

$$\frac{dV_s}{d\phi} = \frac{1}{6n} \frac{dV_s}{dt} \quad (2.154)$$

2.3.3.1 Dolgu değişimi

İki zamanlı Wankel motorunda rotorun kenarları, egzoz ve süpürme pencerelerini geometrik olarak açıp kapatır. Dolgu değişimi hesabı rotor açısının konumuna bağlı olarak yapılır. Dolgu değişimi hesabında, Zinner'in tanımladığı yöntem kullanılır (Zinner, 1978). Bu denklemler Ergeneman'ın ders notlarında anlattığı şekilde uyarlanarak sonlu küçük zaman aralıkları için rotor açısına göre hesap yapılır (Ergeneman, 2010). Klasik pistonlu motorlarda dolgu değişimi hesabında kullanılan termodinamik model iki zamanlı Wankel motorunda da uygulanır. Bu modelde, hesabın kolaylaştırılması ve değişken parametrelerin azaltılması için yakıt hava karışımından meydana gelen dolgu, sanki sadece havanın özelliklerini taşımakta olduğu, motor sıcaklık dağılımlarının parçalar üzerinde sabit ve homojen olduğu, akışın ses hızının üstüne çıkması halinde sabit ve ses hızında olduğu, dolgu değişiminin izantropik olduğu kabul edilmektedir. Bu çalışmaya konu olan iki zamanlı Wankel motorunda kontrol hacmi ve dolgu değişiminin şematik gösterimi Şekil 2.10'daki gibidir. Şekil 2.10'daki şemaya göre kütle alışverişi olan kontrol hacmi için enerjinin korunumu ilkesi kullanılarak aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$d(m_s e_s) = dm_{em} i_{em} - dm_{eg} i_{eg} \pm p_s dV_s - dQ_w \quad (2.155)$$

$$dm_s e_s + m_s de_s = dm_{em} i_{em} - dm_{eg} i_{eg} \pm p_s dV_s - dQ_w \quad (2.156)$$

Denklemden kullanılan iç enerjiler, sabit basınç ve sabit hacimdeki havanın özgül ısisına bağlı olacak şekilde yazılır.

$$i = C_p T \quad (2.157)$$

$$e = C_v T \quad (2.158)$$

$$c_v = 22,387 + 0,001449 \times t \quad (2.163)$$

$$C_v = \frac{22,387 + 0,001449 \times (T - 273)}{28,97} \times 1000 \quad (2.164)$$

Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı, sabit hacimdeki özgül ısısına hava için ideal gaz sabiti eklenerek bulunur.

$$C_p = C_v + R \quad (2.165)$$

Hesaplanan C_v ve C_p değerleri denklemde yerine koyulur.

$$dm_s C_{v_s} T_s + m_s C_{v_s} dT_s = dm_{em} C_{p_{em}} T_{em} - dm_{eg} C_{p_{eg}} T_{eg} \pm p_s dV_s - dQ_W \quad (2.166)$$

Hesabın kolaylaştırılması için yanma odası, emme ve egzoz gazlarının özgül ısılarının eşit olduğu kabul edilir.

$$C_{v_s} = C_{v_{em}} = C_{v_{eg}} = C_v \quad (2.167)$$

$$C_{p_{eg}} = C_{p_s} \quad (2.168)$$

$$T_{eg} = T_s \quad (2.169)$$

Denklemin her iki tarafı C_v 'ye bölünür.

$$dm_s T_s + m_s dT_s = dm_{em} \frac{C_{p_{em}}}{C_v} T_{em} - dm_{eg} \frac{C_{p_s}}{C_v} T_s \pm \frac{1}{C_v} p_s dV_s - \frac{1}{C_v} dQ_W \quad (2.170)$$

Özgül ısılar oranı yani izantropik üs aşağıdaki şekli alır.

$$k_{em} = \frac{C_{p_{em}}}{C_v} \quad (2.171)$$

$$k_s = \frac{C_{p_s}}{C_v} \quad (2.172)$$

Yukarıdaki ifade denklemde yerine koyulur.

$$dm_s = \frac{1}{T_s} \left(dm_{em} k_{em} T_{em} - dm_{eg} k_s T_s \pm \frac{1}{C_v} p_s dV_s - \frac{1}{C_v} dQ_W - m_s dT_s \right) \quad (2.173)$$

Yanma odası içindeki gazların kütlelerinin zamana göre değişimini bulmak için denklem (2.174)'in zamana göre türevi alınır.

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{1}{T_s} \left(\frac{dm_{em}}{dt} k_{em} T_{em} - \frac{dm_{eg}}{dt} k_s T_s \pm \frac{1}{C_v} p_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{1}{C_v} \frac{dQ_w}{dt} - m_s \frac{dT_s}{dt} \right) \quad (2.174)$$

Denklem aşağıdaki şekilde tekrar düzenlenir.

$$\frac{dm_{em}}{dt} = \dot{m}_{em} \quad (2.175)$$

$$\frac{dm_{eg}}{dt} = \dot{m}_{eg} \quad (2.176)$$

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{1}{T_s} \left(\dot{m}_{em} k_{em} T_{em} - \dot{m}_{eg} k_s T_s \pm \frac{1}{C_v} p_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{1}{C_v} \frac{dQ_w}{dt} - m_s \frac{dT_s}{dt} \right) \quad (2.177)$$

Yanma odası gazları için $m_s = \rho_s V_s$ ifadesinin zamana göre türevi alınır.

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{d(\rho_s V_s)}{dt} = V_s \frac{d\rho_s}{dt} + \rho_s \frac{dV_s}{dt} \quad (2.178)$$

Yanma odası basıncı için $p_s = \rho_s R T_s$ ifadesinin zamana göre türevi alınır.

$$\frac{dp_s}{dt} = \rho_s R \frac{dT_s}{dt} + T_s R \frac{d\rho_s}{dt} \quad (2.179)$$

Denklem (2.179) düzenlenir.

$$\frac{d\rho_s}{dt} = \frac{1}{T_s R} \left(\frac{dp_s}{dt} - \rho_s R \frac{dT_s}{dt} \right) \quad (2.180)$$

Yanma odasındaki kütlelerin zamana göre değişimi denklemin (2.196)da yerine konur.

$$\frac{dm_s}{dt} = \rho_s \frac{dV_s}{dt} + V_s \left(\frac{1}{T_s R} \frac{dp_s}{dt} - \frac{\rho_s}{T_s} \frac{dT_s}{dt} \right) \quad (2.181)$$

Elde edilen sonuç, denklem (2.177) ile birbirine eşitlenir.

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{R}{V_s} \dot{m}_{em} k_{em} T_{em} - \frac{R}{V_s} \dot{m}_{eg} k_s T_s + \frac{R}{V_s} \left((V_s \rho_s - m_s) \frac{dT_s}{dt} + \left(\pm \frac{1}{C_v} p_s \pm \rho_s T_s \right) \frac{dV_s}{dt} \right) - \frac{R}{V_s} \frac{1}{C_v} \frac{dQ_w}{dt} \quad (2.182)$$

$m_s = \rho_s V_s$ ifadesinden $\frac{m_s}{V_s} = \rho_s$ bulunur ve denklemde yerine koyulur.

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{R}{V_s} \dot{m}_{em} k_{em} T_{em} - \frac{R}{V_s} \dot{m}_{eg} k_s T_s \pm \frac{R}{V_s} \left(\frac{1}{C_v} p_s + \rho_s T_s \right) \frac{dV_s}{dt} - \frac{R}{V_s} \frac{1}{C_v} \frac{dQ_w}{dt} \quad (2.183)$$

Yanma odası gazları için ideal gaz denklemi $m_s = \rho_s V_s$ ve $R = C_{p_s} - C_v$ ifadeleri ile düzenlenir

$$p_s \frac{1}{C_v} + \rho_s T_s = \rho_s T_s k_s \quad (2.184)$$

İdeal gaz denkleminde aşağıdaki ifade bulunur.

$$\frac{p_s}{R} = \rho_s T_s \quad (2.185)$$

Bulunan ifade (2.219) denkleminde yerine koyulur.

$$p_s \frac{1}{C_v} + \rho_s T_s = \frac{1}{R} k_s p_s \quad (2.186)$$

Bulunan ifade (2.213) denkleminde yerine koyulur.

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{R}{V_s} \dot{m}_{em} k_{em} T_{em} - \frac{R}{V_s} \dot{m}_{eg} k_s T_s \pm \frac{1}{V_s} k_s p_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{R}{V_s} \frac{1}{C_v} \frac{dQ_w}{dt} \quad (2.187)$$

İdeal gaz denklemi zamana göre türetilir.

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{1}{m_s R} \frac{dp_s}{dt} V_s + \frac{1}{m_s R} p_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{1}{m_s R} \frac{dm_s}{dt} R T_s \quad (2.188)$$

Birim zamanda yanma odasında değişen dolgu miktarı aşağıdaki şekilde bulunur

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{em} - \dot{m}_{eg} \quad (2.189)$$

Bulunan ifade (2.231) denkleminde yerine koyulur.

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{1}{m_s R} \frac{dp_s}{dt} V_s + \frac{1}{m_s R} p_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{1}{m_s} (\dot{m}_{em} - \dot{m}_{eg}) T_s \quad (2.190)$$

Denklem (2.187), bulunan değerler kullanılarak yeniden düzenlenir.

$$\begin{aligned} \frac{dT_s}{dt} = \frac{1}{m_s R} & \left(\frac{R}{V_s} \dot{m}_{em} k_{em} T_{em} - \frac{R}{V_s} \dot{m}_{eg} k_s T_s \pm \frac{1}{V_s} k_s p_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{R}{V_s} \frac{1}{C_v} \frac{dQ_w}{dt} \right) V_s \\ & + \frac{1}{m_s R} p_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{1}{m_s} (\dot{m}_{em} - \dot{m}_{eg}) T_s \end{aligned} \quad (2.191)$$

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{1}{m_s} \left(\left(1 - \frac{T_s}{k_{em} T_{em}} \right) \dot{m}_{em} k_{em} T_{em} - \frac{1 - k_s}{k_s} \left(\dot{m}_{eg} k_s T_s \pm \frac{1}{R} \frac{dV_s}{dt} k_s p_s \right) - \frac{1}{C_v} \frac{dQ_w}{dt} \right) \quad (2.192)$$

Basıncın zamana göre değişimi hesaplanması halinde sıcaklığın zamana göre değişimini hesabında denklem (2.192) yerine denklem (2.193) kullanılabilir.

$$T_s = \frac{p_s V_s}{m_s R} \quad (2.193)$$

2.3.3.2 Debi fonksiyonu

Dolgu değişiminde göz önüne alınması gereken en önemli değişken debi katsayısıdır. Egzoz penceresinin açıldığı andan itibaren yanma odası basıncı ile egzoz manifoldu basınç farkının çok yüksek olması akışın ses üstü hızlara ulaşmasına neden olmaktadır. Akış geometrisinden dolayı ses üstü hıza ulaşamayacağı için akışın ses hızında ilerlediği kabul edilir. Bu nedenle dolgu değişimi sırasında akış hızının kontrol edilmesi gerekmektedir.

Akış hızı Mach sayısının “1” olduğu sonik noktadaki kritik değerinde, akışın kanal içindeki hızı ile kanalın hemen sonundaki hızları farklılık gösterir. Bunun nedeni izantropik akışlarda akışın bütün özellikleri sabit iken, adyabatik olup izantropik olmayan akışlarda basınç ve yoğunluk değişebilir (White, 1998).

Akış hızı kanal içinde aşağıdaki şekilde tarif edilir.

$$c = \sqrt{kRT} \quad (2.194)$$

Kanalın hemen çıkışında ise akış hızı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$c = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (2.195)$$

Her iki denklem incelediğinde, akışın kanalın hemen sonrasındaki hızının basınç farklarına bağımlı olduğu görülmektedir. Bu nedenle akış hızını ses hızıyla sınırlandırılmasında egzoz penceresinde yanma odası basıncının egzoz manifoldu basıncına oranı göz önüne alınır. Aynı durum dolgu girişi esnasında da geçerlidir. Süpürme penceresindeki akışın ses hızıyla sınırlandırılmasında doldurucu basıncının yanma odası basıncına oranı göz önüne alınır. Ancak burada dikkat edilmesi gereken en önemli husus akışın yönüdür. Egzoz penceresinin açılma anındaki basınç giderek düşmesine karşın, süpürme penceresinden yanma odasına girecek olan taze dolgunun basıncının, yanma odası basıncından düşük kalması halinde, yanma odası içindeki gazlar süpürme manifolduna doğru akış gerçekleştirir. Bu nedenle basınç oranı “1” değerinin üstüne çıkmakta ve debi katsayısında kullanılan fonksiyonun karekök içindeki ifadesini negatif yapmaktadır (Hiereth, 2007).

Bu çalışmada egzoz ve süpürme pencerelerinin avans ayarı yapılırken, yanma odası gazlarının süpürme manifolduna tepmesini önlemek için reed valf kullanıldığı varsayılmıştır (Blair, 1990). Manifold uzunlukları çok kısa kabul edildiği için manifoldlardaki basınç dalgalanmaları ihmal edilmiştir (Horlock, 1986).

Debi fonksiyonu Bernoulli denklemi kullanılarak hesaplanır.

$$Vp_{in} + \frac{1}{2}mv_{in}^2 + mgh_{in} + mw_{shaft} = Vp_{out} + \frac{1}{2}mv_{out}^2 + mgh_{out} + mw_{loss} \quad (2.196)$$

$$\frac{p_{in}}{\rho} + \frac{v_{in}^2}{2} + gh_{in} + w_{shaft} = \frac{p_{out}}{\rho} + \frac{v_{out}^2}{2} + gh_{out} + w_{loss} \quad (2.197)$$

Kanal içindeki akış göz önünü alındığında, akışın başlangıç anı için denklemin sağ tarafı sıfıra eşitlenir.

$$\frac{p_{in}}{\rho} + \frac{v_{in}^2}{2} + gh_{in} + w_{shaft} = 0 \quad (2.198)$$

Akış, basınç farkından gerçekleştiği ve yerçekimine karşı iş yapmadığı için

$$gh = 0 \quad (2.199)$$

$$w_{shaft} = 0 \quad (2.200)$$

olur ve denklem (2.198) aşağıdaki hali alır.

$$\frac{v^2}{2} = -\frac{p}{\rho} \quad (2.201)$$

Problemin çok küçük andaki değişimini incelemek için denklem (2.201) türevi alınır.

$$\frac{dv^2}{2} = -\frac{dp}{\rho} \quad (2.202)$$

Bu çok küçük andaki değişimin integrali alınarak genel denklem elde edilir.

$$\int \frac{dv^2}{2} = -\int \frac{dp}{\rho} \quad (2.203)$$

Sonik noktadaki kritik akışın özellikleri aşağıdaki şekildedir (Hiereth, 2007).

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{(k-1)}} \quad (2.204)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{(k-1)}} \quad (2.205)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{(k-1)}} \right)^{\frac{k}{k}} = \left(\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{(k-1)}} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.206)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.207)$$

$$\rho = \rho_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.208)$$

Denklem (2.209)'de yerine koyulur.

$$\int \frac{dv^2}{2} = -\int \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{k}} dp \quad (2.209)$$

İdeal gaz denkleminde aşağıdaki ifade bulunur.

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} \quad (2.210)$$

Denklem (2.211)'de yerine koyulur.

$$\int \frac{dv^2}{2} = -\int \frac{RT_0}{p_0} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{k}} dp \quad (2.211)$$

Akış anında akış hızının sonik noktadaki kritik değerinin değişmediği kabul edilir.

$$\frac{v^2}{2} = -\int \frac{RT_0}{p_0} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{k}} dp \quad (2.212)$$

İntegralin sınır değerleri koyulur.

$$\frac{v^2}{2} = -\int_{p_0}^p \frac{RT_0}{p_0} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{k}} dp \quad (2.213)$$

$$\frac{v^2}{2} = -RT_0 \left[\frac{1}{k-1} \cdot p_0^{(1-k)/k} \cdot p^{(k-1)/k} \right]_{p_0}^p \quad (2.214)$$

$$\frac{v^2}{2} = -RT_0 \frac{k}{k-1} \left(p_0^{(1-k)/k} p^{(k-1)/k} - p_0^{(1-k)/k} p_0^{(k-1)/k} \right) \quad (2.215)$$

$$v = \sqrt{2RT_0 \frac{k}{k-1} \left(1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right)} \quad (2.216)$$

Debi denklemi aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\dot{m} = \rho A v \quad (2.217)$$

Yukarıdaki ifadeler kullanılarak denklem (2.217) yeniden düzenlenir.

$$\dot{m} = \rho_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} A \sqrt{2RT_0 \frac{k}{k-1} \left(1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right)} \quad (2.218)$$

$$\dot{m} = \rho_0 \sqrt{2RT_0} A \sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{(k+1)}{k}} \right)} \quad (2.219)$$

$$\dot{m} = \rho_0 A \psi \sqrt{2RT_0} \quad (2.220)$$

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{(k+1)}{k}} \right)} \quad (2.221)$$

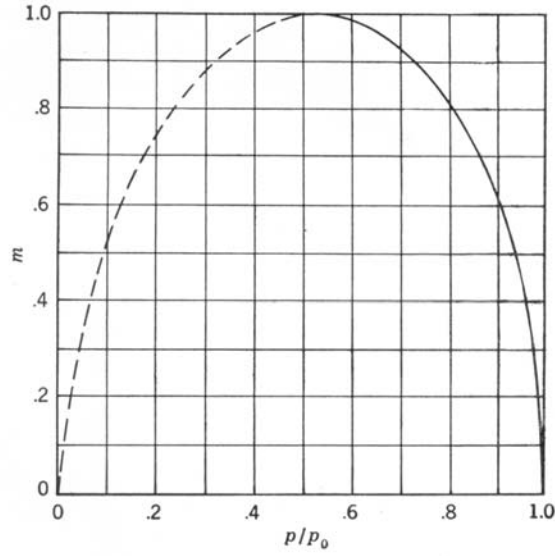
Debi fonksiyonu denklemi incelendiğinde, denklemin izantropik üs ve basınç oranına bağlı olduğu görülmektedir. Akışın ses hızına ulaştığı kritik değer, basınç oranının kritik olduğu değer ile belirlenir ve izantropik üssün fonksiyonu olarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{kritik} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.222)$$

Kütle debisi aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Liepmann, 1947).

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{2/k} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{(k-1)/k}\right]} \quad (2.223)$$

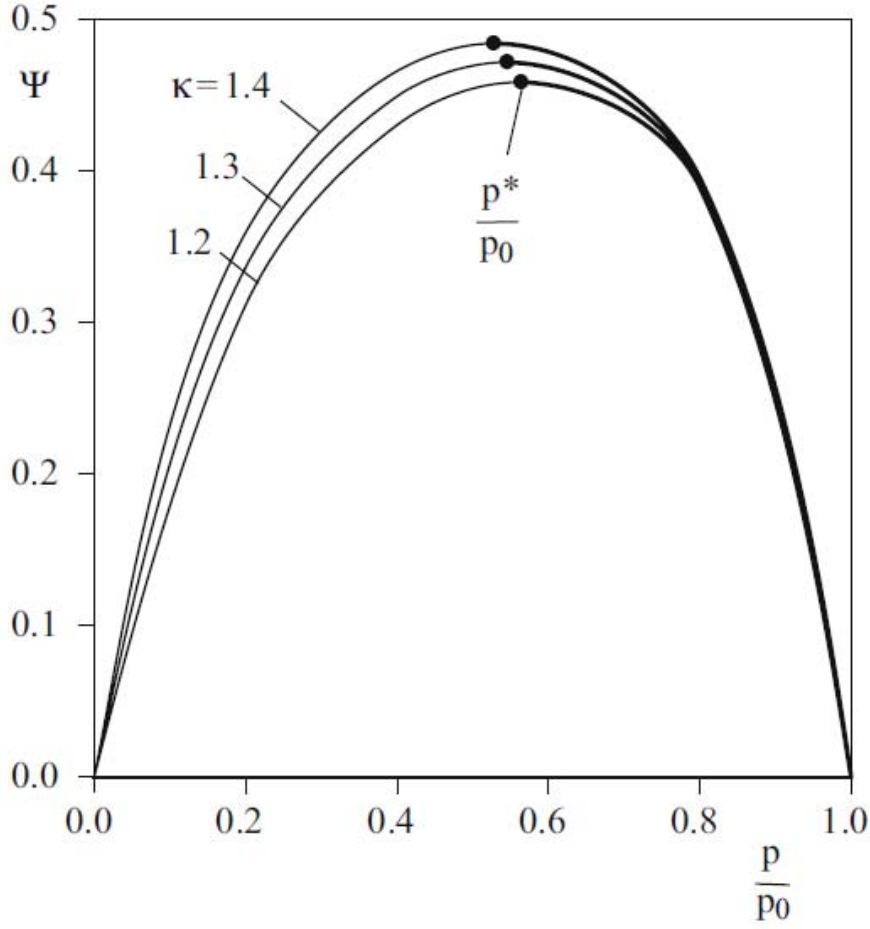
Kütle debisinin değişen basınç oranlarına göre çizilmiş grafiği Şekil 2.11’de görülmektedir.



Şekil 2.11 : Kütle debisinin basınç oranı grafiği (Liepmann, 1947).

Şekil 2.11’den, kesik çizgi ile gösterilen kritik ses hızı değerini veren basınç oranının sol tarafında kalan kesik çizgi ile gösterilen debi değerlerinin bir anlam ifade etmediği, akışın kritik noktadan sonra ses hızında devam etmesi gerektiği sonucu çıkarılır (Liepmann, 1947).

Debi fonksiyonunun basınç oranına göre değişimi çizilirse, izantropik üssün artışına bağlı olarak kritik basınç oranının da arttığı görülür. İzantropik üssün sıcaklık artışı ile azaldığı göz önüne alınırsa, kritik basınç oranı sıcaklıkla ters orantılı olmaktadır. Bu durum Şekil 2.12’de gösterilmiştir.



Şekil 2.12 : Debi fonksiyonu garfiği (Merker, 2006)

Süpürme penceresi için debi fonksiyonu aşağıdaki şekildedir.

$$\psi_{em} = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_s}{p_{em}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_s}{p_{em}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2.224)$$

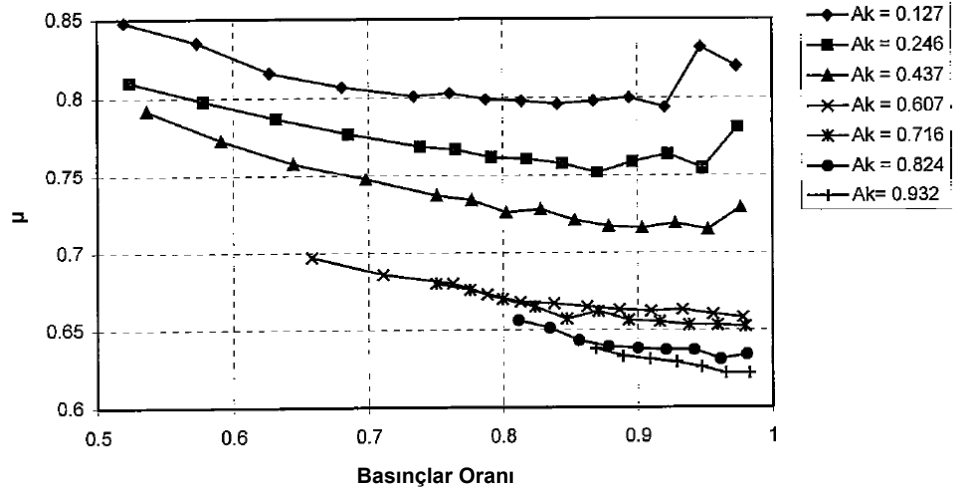
Egzoz penceresi için debi fonksiyonu aşağıdaki şeklidir.

$$\psi_{eg} = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{eg}}{p_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{eg}}{p_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2.225)$$

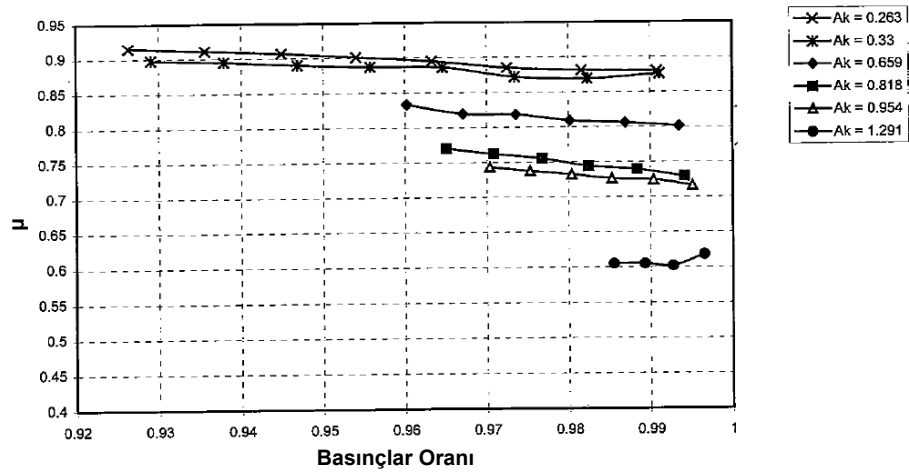
2.3.3.3 Debi denklemi

Dolgu değişiminde, pencerelerden geçen akışın debisi hesaplanırken debi fonksiyonunun etkisinin yanında dikkat edilmesi gereken bir diğer husus ise eşdeğer debi katsayısıdır. Eşdeğer debi katsayısı, akışın pencerelerdeki kısılma kayıplarını denkleme yansıtmaktadır.

İki zamanlı Wankel motorunda, pencereler karşılıklı olup, pencerelerde supap mekanizması bulunmamaktadır. Eşdeğer debi katsayısı egzoz ve süpürme penceresi için kesit alanı oranına bağlı olarak Şekil 2.13 ve Şekil 2.14’de verilmiştir.



Şekil 2.13 : Egzoz penceresi için eşdeğer debi katsayısı (Fleck, 1996).



Şekil 2.14 : Reed valf eşdeğer debi katsayısı (Fleck, 1996).

Eşdeğer debi katsayısını bulurken, iki zamanlı Wankel motorunda, motorun çalışma prensibi nedeniyle pencerelerin eşdeğer kesit alanının, toplam pencere alanına oranı yerine en büyük değeri veren kesit alanına oranı göz önüne alınmalıdır.

İki zamanlı Wankel motoru pencerelerindeki kısılma kayıpları ile ilgili bir çalışma bulunmadığı için tablodan eşdeğer debi katsayısı değerini ortalama olarak egzoz penceresi için 0,63 ve süpürme penceresi için 0,75 seçmek doğru bir yaklaşım olacaktır. Debi fonksiyonu denklemleri kullanılarak debi süpürme ve egzoz pencerelerindeki akış denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\dot{m}_{em} = \mu_{em} a_{em} \psi_{em} \rho_{em} \sqrt{2RT_{em}} \quad (2.226)$$

$$\dot{m}_{eg} = \mu_{eg} a_{eg} \psi_{eg} \rho_s \sqrt{2RT_s} \quad (2.227)$$

2.3.3.4 Cidardan ısı geçişi

Dolgu değişimi sırasında, cidarlardaki ısı geçişini hesaplamak için Wilmers ısı taşınım denklemi kullanılmıştır (Wilmers, 1971). Yanma odası hacmini sınırlayan yan duvarlardaki pencere alanları, manifoldlardaki ısı geçişi göz önüne alınarak, toplam yan duvar alanından çıkarılmamıştır.

$$h = 0,685 \times \left(\frac{n}{1000} \right)^{0,786} \times \left(\frac{p_s}{10^5} \right)^{0,786} \times (T_s)^{-0,525} \times 10^3 [\text{J/m}^2\text{Ks}] \quad (2.228)$$

2.3.3.5 Genel denklem

Dolgu değişimini de içeren genel denklemi elde etmek için (2.227) ifadesi yeniden düzenlenir.

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{R}{V_s} \dot{m}_{em} k_{em} T_{em} - \frac{R}{V_s} \dot{m}_{eg} k_s T_s \pm \frac{1}{V_s} k_s p_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{R}{V_s} \frac{1}{C_v} \frac{dQ_w}{dt} \quad (2.229)$$

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{p_s}{V_s} \left(\frac{R}{p_s} \mu_{em} a_{em} \psi_{em} \rho_{em} \sqrt{2RT_{em}} k_{em} T_{em} - \frac{R}{p_s} \mu_{eg} a_{eg} \psi_{eg} \rho_s \sqrt{2RT_s} k_s T_s \pm k_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{R}{p_s} \frac{1}{C_v} \frac{dQ_w}{dt} \right) \quad (2.230)$$

İdeal gaz denklemi tekrar düzenlenir.

$$\frac{R}{p_s} = \frac{1}{\rho_s T_s} \quad (2.231)$$

Yukarıdaki ifadeler kullanılarak genel denklem tekrar düzenlenir.

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{p_s}{V_s} \left(\mu_{em} a_{em} \psi_{em} \sqrt{2RT_{em}} \frac{T_{em}}{T_s} \frac{\rho_{em}}{\rho_s} k_{em} - \mu_{eg} a_{eg} \psi_{eg} \frac{\rho_s}{\rho_s} \sqrt{2RT_s} \frac{T_s}{T_s} k_s \pm k_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{1}{\rho_s T_s} \frac{1}{C_v} \frac{dQ_w}{dt} \right) \quad (2.232)$$

Süpürme ve yanma odası gazları için ideal gaz denklemleri yazılır.

$$p_{em} = \rho_{em} T_{em} R \quad (2.233)$$

$$p_s = \rho_s T_s R \quad (2.234)$$

Denklem (2.233) ve (2.234) taraf tarafa bölünür.

$$\frac{p_{em}}{p_s} = \frac{\rho_{em} T_{em} R}{\rho_s T_s R} \quad (2.235)$$

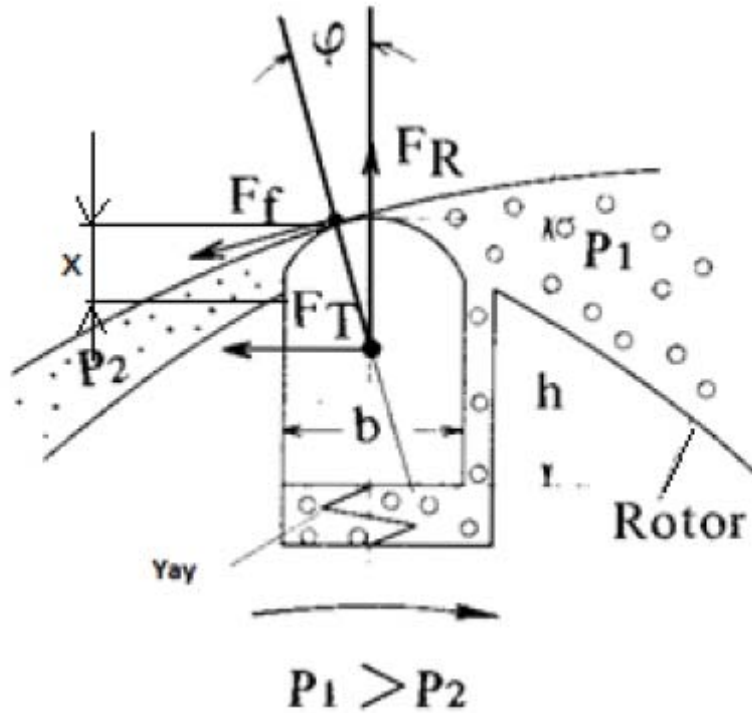
$$\frac{\rho_{em} T_{em}}{\rho_s T_s} = \frac{p_{em}}{p_s} \quad (2.236)$$

Elde edilen ifade, doldurma basıncının yanma odası basıncına oranı olarak denklem (2.237)'de kullanılır.

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{p_s}{V_s} \left(\mu_{em} a_{em} \psi_{em} \sqrt{2RT_{em}} \frac{p_{em}}{p_s} k_{em} - \mu_{eg} a_{eg} \psi_{eg} \sqrt{2RT_s} k_s \pm k_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{R}{p_s} \frac{1}{C_v} \frac{dQ_w}{dt} \right) \quad (2.237)$$

2.4 Segman Hesabı

İki zamanlı Wankel motorunda, segmana gelen kuvvetlerin analizi, yapılmıştır. Segmana etkiyen kuvvetler Şekil 2.15'de gösterilmiştir (Yamamoto, 1971).



Şekil 2.15 : Segmana etkiyen kuvvetler (Yamamoto, 1971).

Radyal yöndeki bileşke kuvvet aşağıdaki şekilde hesaplanır.

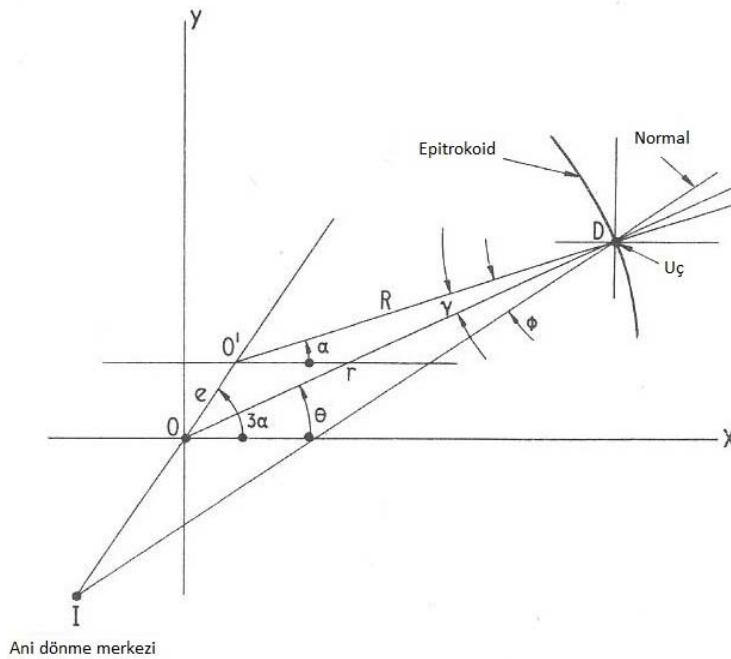
$$F_R = F_r + F_{gr} + F_s \quad (2.238)$$

Teğetsel yöndeki bileşke kuvvet aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$F_T = F_t + F_{gt} \quad (2.239)$$

2.4.1 İvme ve hız

Rotorun ve eksantrik mili hareketinin segman üzerinde yarattığı hız ve ivme, ani dönme merkezi referans noktası alınarak hem kartezyen hem de kutupsal koordinat sisteminde incelenir (Ansdale, 1968). Ani dönme merkezi ve notasyon Şekil 2.16'da gösterilmiştir.



Şekil 2.16 : Ani dönme merkezini (Ansdale, 1968).

Gövde geometrisini tanımlayan epitrokoid eğrisinin kartezyen koordinatlardaki parametrik denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$x = R \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos 3\alpha \quad (2.240)$$

$$y = R \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin 3\alpha \quad (2.241)$$

Segmanın epitrokoid gövdesine göre bileşke hızı hesaplanır.

$$v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \quad (2.242)$$

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{da} \cdot \frac{da}{dt} \quad (2.243)$$

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{da} \cdot \frac{da}{dt} \quad (2.244)$$

$$v = \omega \sqrt{9e^2 + R^2 + 6eR \cos 2a} \quad (2.245)$$

Bileşke ivme aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$A = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2} \quad (2.246)$$

$$\ddot{x} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dx}{dt} \right) = \frac{dx}{da} \cdot \frac{d^2a}{dt^2} + \left(\frac{da}{dt} \right)^2 \cdot \frac{d^2x}{da^2} \quad (2.247)$$

$$\ddot{y} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dy}{dt} \right) = \frac{dy}{da} \cdot \frac{d^2a}{dt^2} + \left(\frac{da}{dt} \right)^2 \cdot \frac{d^2y}{da^2} \quad (2.248)$$

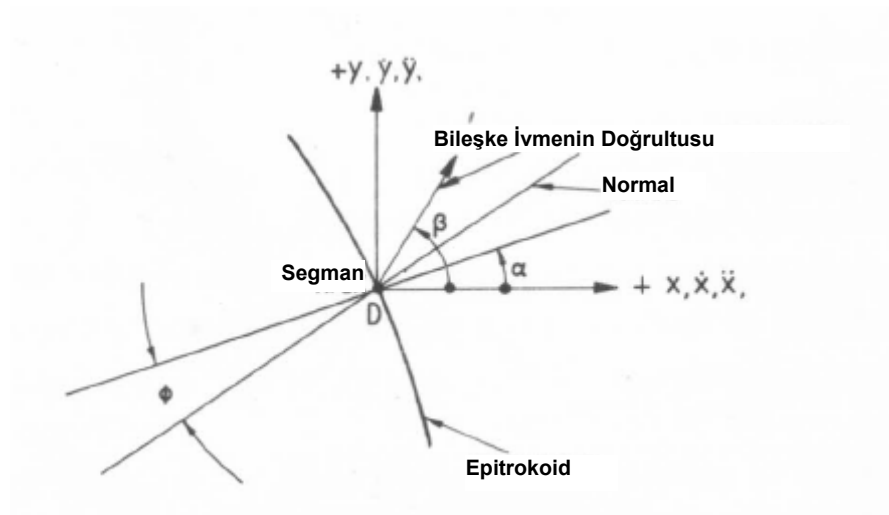
Denklemler yukarıdaki ifadeler ile tekrar düzenlenir.

$$\ddot{x} = -\omega(9e \cos 3a + R \cos a) - \dot{\omega}(3e \sin 3a + R \sin a) \quad (2.249)$$

$$\ddot{y} = -\omega(9e \cos 3a + R \cos a) + \dot{\omega}(3e \sin 3a + R \sin a) \quad (2.250)$$

$$A = \sqrt{\omega^4 [(9e)^2 + R^2 + 18eR \cos 2a] + \dot{\omega}^2 [(9e)^2 + R^2 + 6eR \cos 2a] - [12\dot{\omega}\omega^2 eR \sin 2a]} \quad (2.251)$$

İvmenin yönü, segmanın gövdeye temas etme açısına bağlı olarak değişir. Bileşke ivme Şekil 2.17’de gösterilmiştir.



Şekil 2.17 : İvmenin yönü (Ansdale, 1968).

$$\tan \beta = \frac{\ddot{y}}{\ddot{x}} \quad (2.252)$$

$$\beta = \arctan \left[\frac{\omega^2 (9e \sin 3a + R \sin a) - \dot{\omega} (3e \cos 3a + R \cos a)}{\omega^2 (9e \cos 3a + R \cos a) - \dot{\omega} (3e \sin 3a + R \sin a)} \right] \quad (2.253)$$

$$\tan \theta = \frac{(e \sin 3a + R \sin a)}{(e \cos 3a + R \cos a)} \quad (2.254)$$

Kartezyen koordinatta, eksenlerin kesişim noktasındaki radyal konumunu veren mesafeye göre segmanın aşağıdaki hareket denklemleri çıkarılır.

$$r = \sqrt{e^2 + R^2 + 2eR \cos 2a} \quad (2.255)$$

Hızın radyal bileşeni aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$U = \dot{r} = \frac{dr}{da} \quad (2.256)$$

$$U = \frac{-2eR\omega \sin 2a}{\sqrt{e^2 + R^2 + 2eR \cos 2a}} \quad (2.257)$$

Hızın teğetsel bileşeni aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$V = r\dot{\theta} = \omega r \frac{d\theta}{da} \quad (2.258)$$

$$\frac{d}{da} (\tan \theta) = \frac{x \left(\frac{dy}{da} \right) - y \left(\frac{dx}{da} \right)}{x^2} \quad (2.259)$$

$$\frac{d\theta}{da} = \frac{xy' - yx'}{r^2} \quad (2.260)$$

$$\frac{d\theta}{da} = \frac{3e^2 + R^2 + 4eR \cos 2a}{r^2} \quad (2.261)$$

$$V = \omega \cdot \frac{3e^2 + R^2 + 4eR \cos 2a}{\sqrt{e^2 + R^2 + 2eR \cos 2a}} \quad (2.262)$$

İvmenin radyal bileşeni aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$A_r = \ddot{r} - r(\dot{\theta})^2 \quad (2.263)$$

$$A_r = \omega^2 \frac{d^2 r}{da^2} + \dot{\omega} \frac{dr}{da} - r\omega^2 \left(\frac{d\theta}{da} \right)^2 \quad (2.264)$$

$$A_r = \frac{\omega^2(-r^2 4eR \cos 2a - 4e^2 R^2 \sin^2 2a)}{r^3} - \frac{\dot{\omega} 2eR \sin 2a}{r} - \frac{\omega^2 r(3e^2 + R^2 + 4eR \cos 2a)^2}{r^4} \quad (2.265)$$

$$A_r = -\omega^2 \left[\frac{4eR \cos 2a(3R^2 + 7e^2 + 5eR \cos 2a) + (9e^2 + R^2)}{(e^2 + R^2 + 2eR \cos 2a)^{3/2}} \right] - \frac{\dot{\omega} 2eR \sin 2a}{\sqrt{e^2 + R^2 + 2eR \cos 2a}} \quad (2.266)$$

İvmenin teğetsel bileşeni aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$A_t = r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta} \quad (2.267)$$

$$A_t = \omega^2 \frac{rd^2\theta}{da^2} + \dot{\omega} \frac{d\theta}{da} + 2\omega^2 \frac{d\theta}{da} \cdot \frac{dr}{da} \quad (2.268)$$

$$A_t = -\frac{\omega^2 8eR \sin 2a + \dot{\omega}(3e^2 + R^2 + 4eR \cos 2a)}{\sqrt{e^2 + R^2 + 2eR \cos 2a}} \quad (2.269)$$

$$\sin \gamma = \frac{e \sin 2a}{\sqrt{e^2 + R^2 + 2eR \cos 2a}} \quad (2.270)$$

$$\cos \gamma = \sqrt{\frac{R^2 + e \cos 2a \cdot (e \cos 2a + 2R)}{e^2 + R^2 + 2eR \cos 2a}} \quad (2.271)$$

2.4.2 Atalet kuvveti

Atalet kuvvetlerinin hesabında piston ucundaki segmanın ağırlık merkezinin genişletilmemiş epitrokoid eğrisi üzerinde olduğu kabul edilmiştir. Bileşke ivmeler aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$S_r = A_r \cos \gamma - A_t \sin \gamma \quad (2.272)$$

$$S_t = A_t \cos \gamma + A_r \sin \gamma \quad (2.273)$$

Bileşke atalet kuvveti aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$F_r = S_r \times m_{segman} \quad (2.274)$$

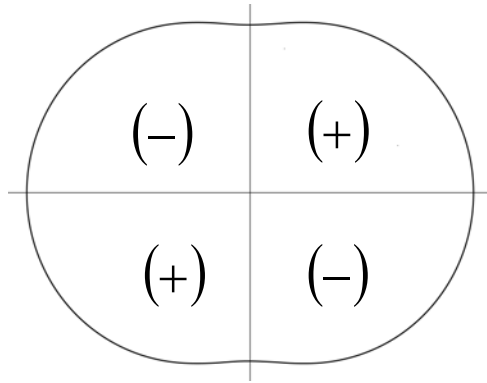
$$F_t = S_t \times m_{segman} \quad (2.275)$$

2.4.3 Gaz kuvveti

Gaz kuvvetlerinin segmana etkisi incelenirken, segman yüzeylerinin hesaplanması gerekir. Segmanın gövdeye temas eden yüzeyinin alanı dayanma açısının büyüklüğüne göre değişir. Dayanma açısı denklemden mutlak değer olarak elde edilir.

$$\varphi = \cos^{-1} \left(\frac{3e \cos(2a) + R}{\sqrt{9e^2 + R^2 + 6eR \cos(2a)}} \right) \quad (2.276)$$

Dayanma açısı aşağıdaki grafikte belirtilen bölgelerde pozitif ve negatif değer olarak gaz kuvveti hesabında segmanın yüzey alanı değişimini vermesi sağlanır (Gökçeli, 2010). Şekil 2.18’de açı notasyonu gösterilmiştir.



Şekil 2.18 : Dayanma açısı değeri (Gökçeli, 2010)

İncelenecek segmanın dönme yönündeki oda “öncü oda” ve segmanın diğer tarafındaki oda “takipçi oda” olarak adlandırılır. Öncü ve takipçi odanın, rotorun konumuna bağlı olarak basınçları değişmektedir. Öncü odanın basıncının, takipçi oda basıncından büyük olduğu kabul edilirse radyal gaz kuvveti aşağıdaki şekilde bulunur. Kuvvetler Şekil “Segmana etkiyen kuvvetler” üzerinde gösterilmektedir.

$$F_{gr} = P_1 \cdot l \cdot b - P_1 \cdot l \cdot \left(\frac{b}{2} - \alpha \cdot \sin \varphi \right) - P_2 \cdot l \cdot \left(\frac{b}{2} + \alpha \cdot \sin \varphi \right) \quad (2.277)$$

$$F_{gr} = (P_1 - P_2) \cdot l \cdot \left(\frac{b}{2} + \alpha \cdot \sin \varphi \right) \quad (2.278)$$

İki zamanlı Wankel motoru segmana gelen gaz kuvvetlerini incelerken bu durum göz önünde bulundurulur ve aşağıdaki denklemden basınçlar farkını veren kısım mutlak değer içine alınır.

$$F_{gr} = |P_1 - P_2| \cdot l \cdot \left(\frac{b}{2} + \alpha \cdot \sin \varphi \right) \quad (2.279)$$

Öncü odanın basıncının, takipçi oda basıncından büyük olduğu kabul edilirse gaz kuvvetlerinin segman üzerindeki teğetsel bileşeni aşağıdaki şekilde bulunur.

$$F_{gt} = (P_1 \cdot l \cdot h) - (P_2 \cdot l \cdot x) \quad (2.280)$$

2.4.4 Yay kuvveti

Yay kuvveti sabit ve 20 N alınmıştır (Bensinger, 1973).

2.4.5 Sürtünme kuvveti

Sürtünme kuvvetinin sadece segmanın gövdeye temas ettiği noktada olduğu kabul edilmiştir. Sürtünme kuvveti katsayısı sabit ve 0,05 seçilmiştir. Sürtünme kuvvetini hesaplamak için segmanın gövdeye temas ettiği noktadaki dik kuvvet bulunur.

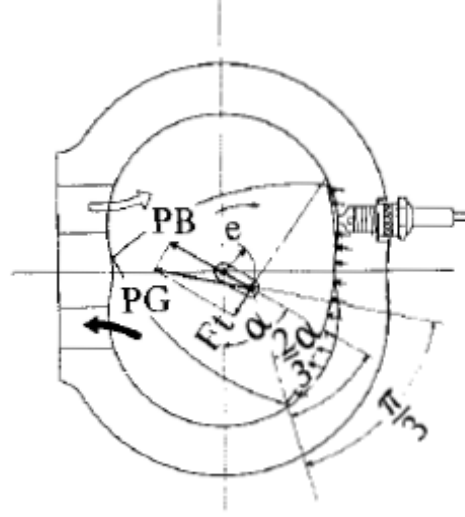
$$F_N = \frac{F_R}{\cos \varphi} \quad (2.281)$$

Sürtünme kuvveti hesaplanır.

$$F_f = F_N \cdot \mu \quad (2.282)$$

2.5 Moment Karakteristiği Hesabı

Yanma odasındaki basıncın rotor yüzey alanı ile çarpımı rotora etki eden kuvveti verir. Bu kuvvetin moment koluna göre teğet bileşeni teğetsel kuvvet olarak adlandırılır. Teğetsel kuvvet bileşeninin moment kolu uzunluğu ile çarpımı eksantrik milindeki momenti verecektir. Yanma odasındaki basınçların değişiminden dolayı moment çalkalanması meydana gelir. Moment karakteristiğinin frekansı ve dalga yüksekliğinin değişimi hem motorun titreşimini hem de motorun çalışma düzgünlüğünü etkiler. Moment noktası Şekil 2.19'da gösterilmiştir.



Şekil 2.19 : Basıncın, eksantrik miline göre momenti (Yamamoto, 1971)

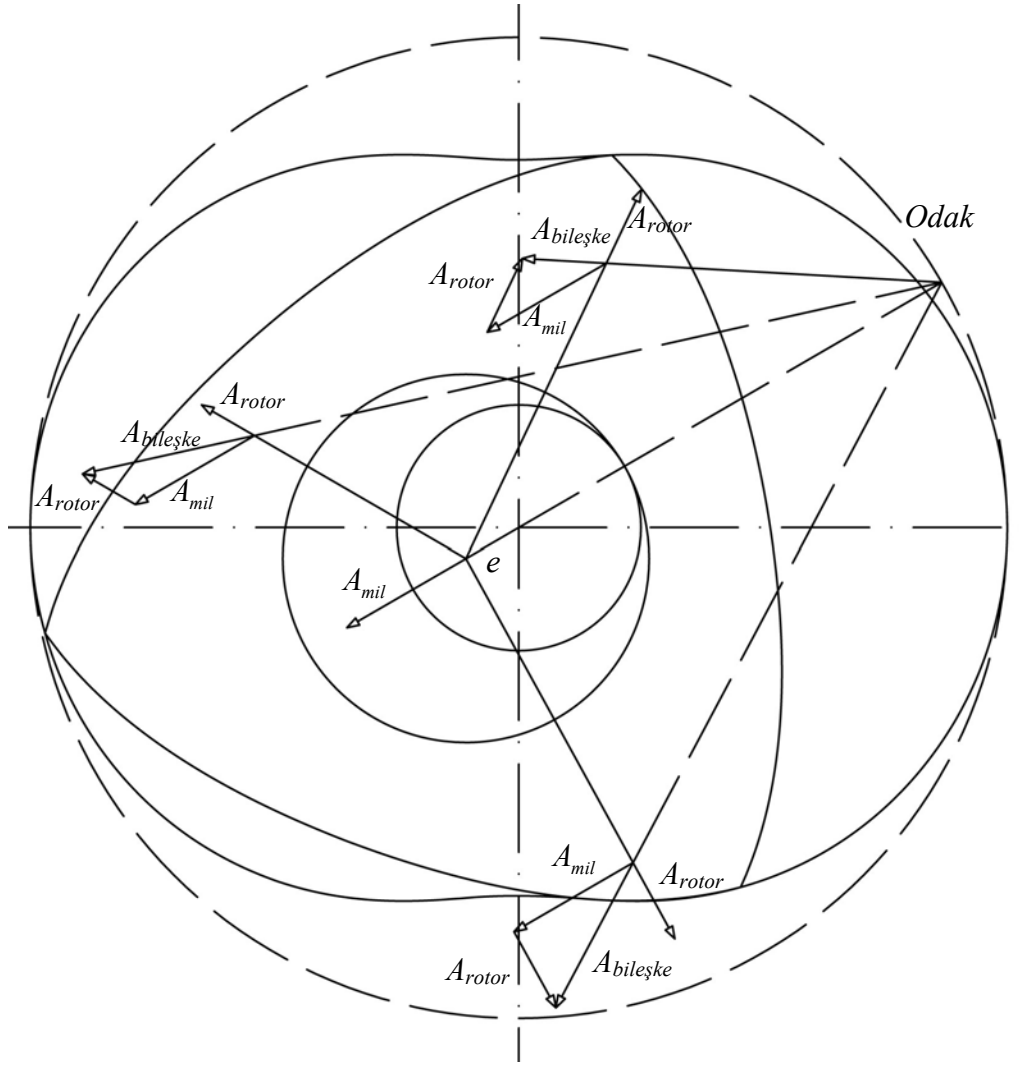
Moment karakteristiği denklem (2.283) kullanılarak hesaplanır.

$$M_d = p_g \cdot e \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{2}{3}a\right) \quad (2.283)$$

Bu işlem her üç oda için faz farkıyla tekrarlanır.

2.6 İvme Merkezi Hesabı

Kutupsal ani dönme merkezi, rotor üzerindeki herhangi bir noktaya etkiyen bileşke kuvvetin noktasal cisim bazında incelenmesi sonucu elde edilen odak noktasıdır. Wankel motorunun rotorunun hareketi iki bileşenden oluşmaktadır. Bunlardan birisi rotorun kendi eksenini etrafında dönmesi, diğeri ise rotor orta eksenin eksantriklik (e) yarıçapında bir dairesel yörünge üzerinde dönmesinden oluşmaktadır. Sözü edilen bileşke hareketten dolayı ani dönme merkezi rotor orta ekseninin dışında kalmaktadır. Bu durum Şekil 2.20’de görülmektedir.



Şekil 2.20 : Kutupsal ani dönme merkezi

İvme merkezi bileşenlerine ait kuvvetler aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanır. Eksantrik milinin hareketinden kaynaklanan ivme bulunur.

$$|\vec{A}_{mil}| = e \cdot w_e^2 \quad (2.284)$$

$$w_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (2.285)$$

Rotorun hareketinden kaynaklanan ivme bulunur.

$$|\vec{A}_{mil}| = r \cdot w_r^2 \quad (2.286)$$

$$w_r = \frac{2 \cdot \pi \cdot (n/3)}{60} \quad (2.287)$$

Bileşke ivme vektörel toplama yapılarak bulunur.

$$\vec{A}_{bileske} = \vec{A}_{mil} + \vec{A}_{rotor} \quad (2.288)$$

2.7 Yapısal Analiz Hesabı

Yanma odası basıncının gövde üzerindeki etkisini incelemek için “ABAQUS” yazılımı kullanılmıştır. Gövdeye etkiyen basınç kuvvetleri, maksimum basıncın olduğu bölgede incelenir. İki zamanlı Wankel motorunda, Mazda 13B motorunun gövdesinde tatidalat yapılarak kullanılması hali için basınç, dört zamanlı Wankel motorunda emme ve egzoz pencerelerinin bulunduğu üst ölü noktaya etki ettirilir. Bulunan değerler dört zamanlı Wankel motorundaki değerler ile karşılaştırılmıştır.

3. HESAPLAMALAR

İki zamanlı Wankel motoru hesaplarında, Mazda firmasının RX8 taşıt modelina ait dört zamanlı Wankel tipi 13B döner pistonlu motor geometrisi kullanılmıştır. Motorun boyutları Çizelge 3.1’de verilmiştir.

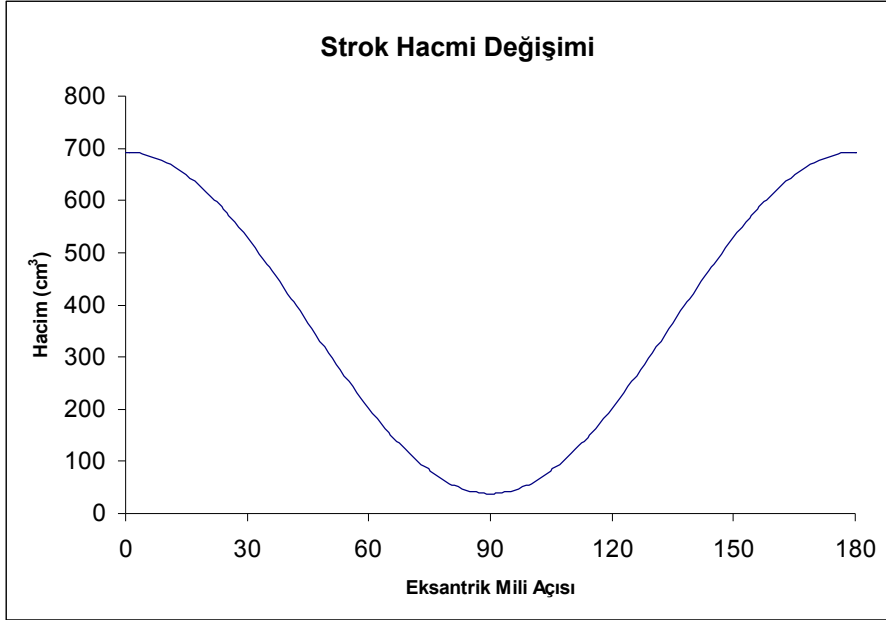
Çizelge 3.1 : Mazda 13B motoru geometriksel boyutları

13B Motor Özellikleri	
Piston köşe-merkez uzunluğu	101 mm
Eksantriklik	15 mm
Sızdırmazlık elemanının çapı	4 mm
Pistonun kalınlığı	80 mm
Teorik sıkıştırma oranı	18
Gerçek sıkıştırma oranı	10
Oyuk Hacmi	34,87 cm ³
Büyük Çemberin Çapı	90 mm
Küçük Çemberin Çapı	60 mm
Gövdenin Uzun Eksen Genişliği	240 mm
Gövdenin Kısa Eksen Genişliği	180 mm
Piston Köşesinin Gövdeye Göre Dönme Açısı	25 °
Yanma Hacminin Maksimum Değeri	727 cm ³
Yanma Hacminin Minimum Değeri	72 cm ³
Strok Hacmi	654 cm ³

Mazda 13 B motorunun özellikleri incelendiğinde sıkıştırma oranının 10 olduğu, strok hacminin 654 cm³ olduğu görülür. Yanma odası hacmi incelenirken rotor üzerinde bulunan oyuk hacmi eklenir.

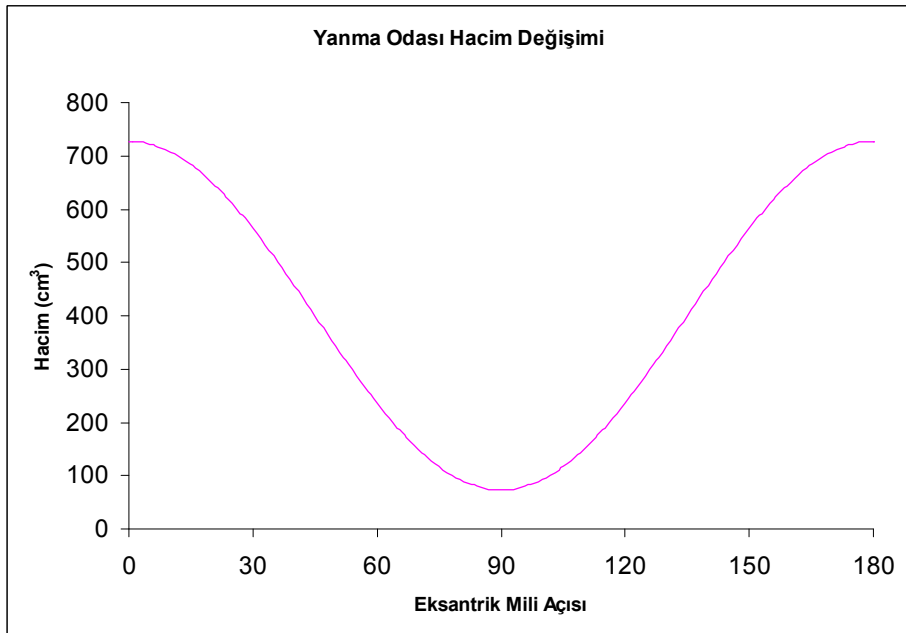
3.1 Yanma Odası Hesapları

Strok hacmini veren denklem eksantrik milinin bütün değerleri için hesaplanırsa Şekil 3.1'deki grafik elde edilir.



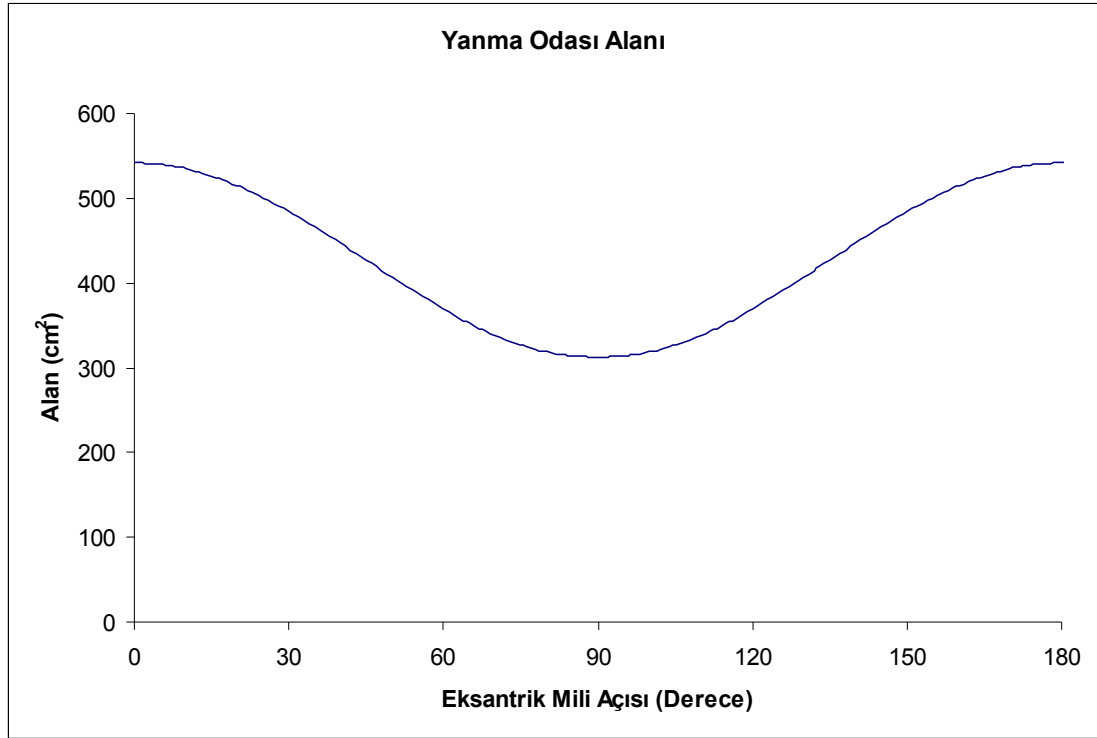
Şekil 3.1 : Stork hacmi değişimi

Strok hacmi değişimine oyuk hacmi eklenerek işlem tekrarlanırsa Şekil 3.2'deki grafik elde edilir.



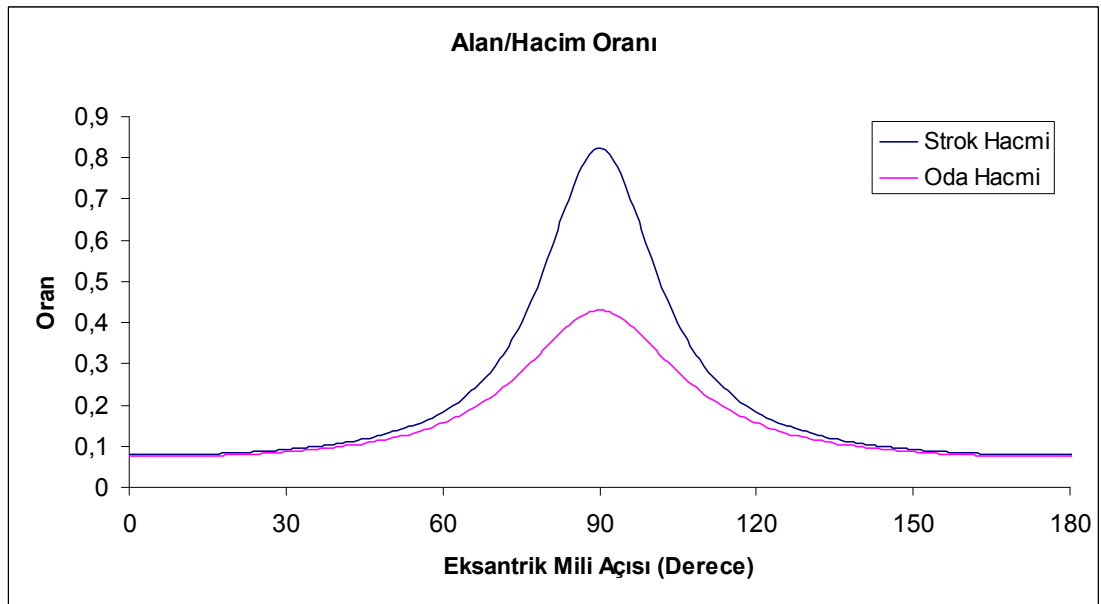
Şekil 3.2 : Yanma odası hacim değişimi

Yanma odasını sınırlayan toplam alan değişimi hesabı sonucu Şekil 3.3’de verilmiştir.



Şekil 3.3 : Yanma odası alan değişimi

Toplam yüzey alanının strok ve yanma odası hacmine oranı EMA’ya göre değişimi hesabı Şekil 3.4’de verilmiştir.



Şekil 3.4 : Yanma odası alan/hacim oranı

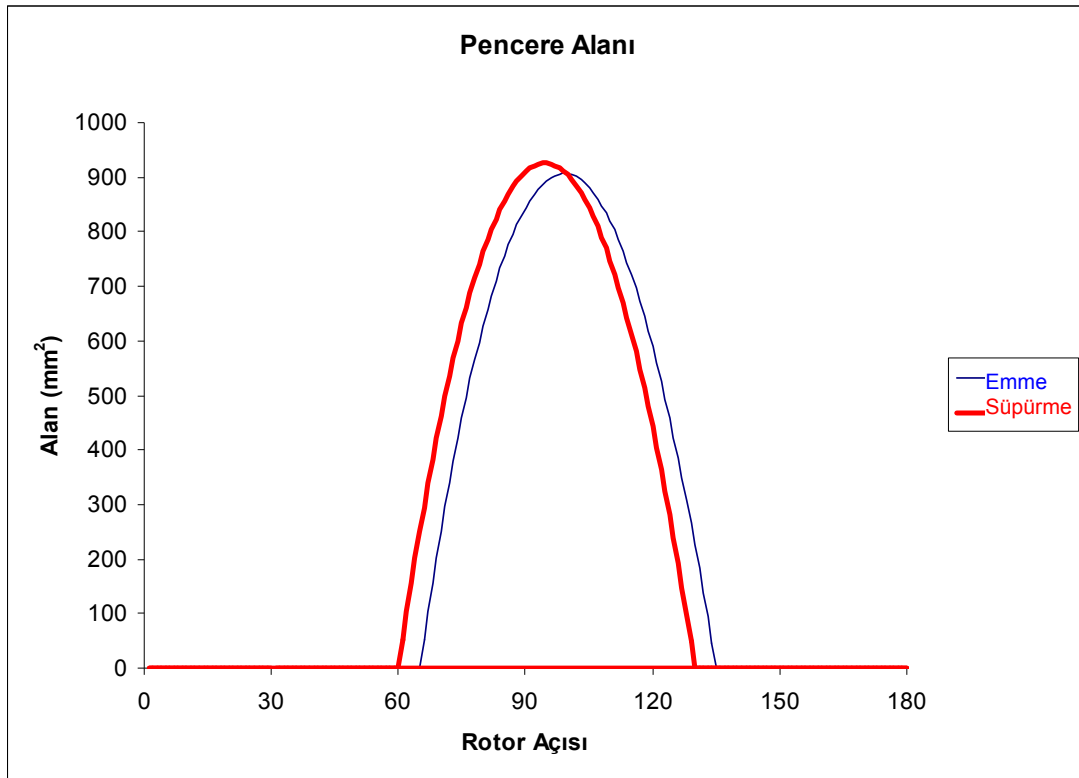
3.2 Pencere Hesapları

İki zamanlı Wankel motoru 3000, 6000 ve 9000 devir/dakika dönme hızlarında incelenmiştir. Süpürme ve egzoz pencerelerinin açılma ve kapanma avansları Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2 : Pencere avansları

AÖN’ya göre Avanslar	
Egzoz Penceresi Açılma Avansı	30 RA önce
Egzoz Penceresi Kapanma Avansı	40 RA sonra
Süpürme Penceresi Açılma Avansı	25 RA önce
Süpürme Penceresi Kapanma Avansı	45 RA sonra
Geometrik Sıkıştırma Oranı	7

Pencerelerin gövde üzerindeki konumları ekte verilmiştir. Pencerelerin rotor açısına göre açık kaldığı alanlar Şekil 3.5’de verilmiştir.



Şekil 3.5 : Rotorun konumuna göre pencere alanları

3.3 Motor Hesapları

Bu bölümde hesaplar eksantrik milinin 3000 devir/dakika dönme hızı için yapılmış olup 6000 ve 9000 devir/dakika dönme hızları için sonuçlar ekler bölümünde verilmiştir.

3.3.1 Kolchin hesapları

İki zamanlı Wankel motorunda kullanılan yakıtın özellikleri Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3 : Yakıtın özellikleri

Yakıt (Benzin)	
C	0,855 kg
H	0,145 kg
O	0 kg
S	0 kg
W	0 kg
H _u	43929,5 kJ/kg

Homojen yanma için iş gazı hesabı Çizelge 3.4’de verilmiştir.

Çizelge 3.4 : İş gazı hesabı

Yakıt hava karışımı miktarı hesabı		Yanma ürünleri bileşim miktarı	
l_0	14,957 (kg hava)/(kg yakıt)	$M_2 (\lambda \geq 1)$	0,55308 kmol/(1kg yakıt)
L_0	0,517 (kmol hava)/(kg yakıt)	M_{CO_2}	0,07125 kmol/(1kg yakıt)
λ	1	M_{H_2O}	0,07250 kmol/(1kg yakıt)
l	14,957 (kg hava)/(kg yakıt)	M_{O_2}	0,00000 kmol/(1kg yakıt)
L	0,517 (kmol hava)/(kg yakıt)	M_{N_2}	0,40933 kmol/(1kg yakıt)
Taze dolgu hava yakıt karışımı hesabı		$M_2 (\lambda < 1)$	0,55308 kmol/(1kg yakıt)
m_1	15,957 kg/(1kg yakıt)	K (Benzin)	0,48
m_y	115 (1kg yakıt)/kmol	M_{CO_2}	0,07125 kmol/(1kg yakıt)
M_1	0,526 kmol/(1kg yakıt)	M_{CO}	0,00000 kmol/(1kg yakıt)
γ_r	0,032	M_{H_2O}	0,07250 kmol/(1kg yakıt)
M_r	0,017 kmol/(1kg yakıt)	M_{H_2}	0,00000 kmol/(1kg yakıt)
M_a	0,542 kmol/(1kg yakıt)	M_{N_2}	0,40933 kmol/(1kg yakıt)

Homojen yanmada, moleküllerin değişim katsayısı yanma sonunda çıkan ısı miktarının belirlenmesindeki en önemli parametrelerden birisidir. Çizelge 3.5’de verilmiştir

Çizelge 3.5 : Moleküllerin değişim katsayısı

μ_0		
$(\lambda \geq 1)$	1,0524	1,0524
$(\lambda < 1)$	1,0524	1,0524
μ		
$(\lambda \geq 1)$	1,0508	1,0508
$(\lambda < 1)$	1,0508	1,0508

Çevre şartları, deniz seviyesinde seçilmiştir. Çevre ve artık gaz parametreleri Çizelge 3.6’da verilmiştir. Burada yapılan artık gaz hesabı, çevrim sonunda elde edilen artık gaz değeri ile karşılaştırılır ve iterasyon yapılarak aradaki farkın %5’in altına düşürülmesi sağlanır.

Çizelge 3.6 : Çevre ve artık gaz parametreleri

Çevre Şartları		Doldurucu Hesabı		Artık Gaz Parametreleri	
p_0	0,1 MPa	p_k	0,1520 MPa	n	1500 d/dak
T_0	293 K	T_k	337 K	p_r	0,10825 MPa
ρ_0	1,189 kg/m ³	ρ_k	1,57 kg/m ³	T_r	815,9 K

Kolchin hesap yönteminde, gazın sıcaklık ve basınç değerleri çevrimdeki her sürecin sonu için hesaplanmakta olup sıkıştırma ve genişleme süreçleri politropik üs ile ifade edilir. Süreç hesapları Çizelge 3.7’de verilmiştir.

Çizelge 3.7 : Süreç hesapları

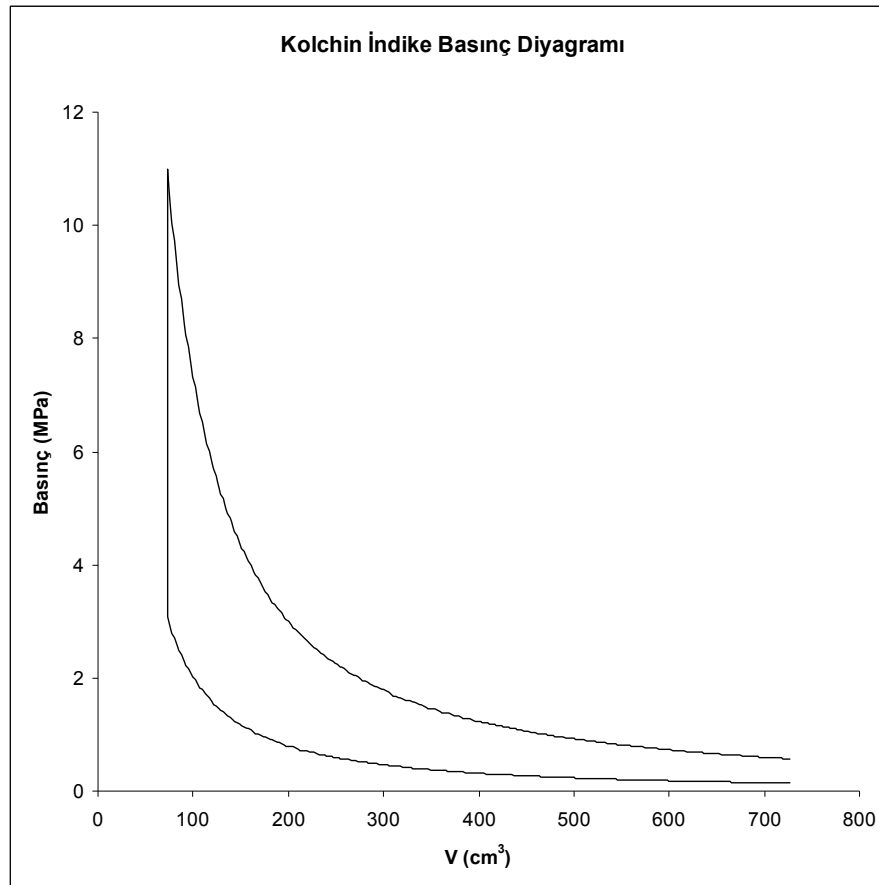
1. Emme Süreci		2. Sıkıştırma Süreci			3. Yanma Süreci		
	Sonuç		Sonuç			Sonuç	
ΔT	20 °C	p_c	3,07 MPa		ΔH_u	0 kJ/kg	
η_v	0,9	T_c	807,6 K		ξ_z	0,82	
p_a	0,1412 MPa	t_c	534,6 °C		Q	35965 kJ/kg	
Y_r	0,032	$(c_v)^{t_c}_{t_0}$	22,01 kJ/(kmol.°)		t_z	2476 °C	
T_a	371,0 K	k_1	1,38		T_z	2749 K	
t_a	98,0 °C	n_1	1,34		p_z	11 MPa	
4. Genişleme Süreci		$(\lambda < 1)$ İçin Yanma Isısı Hesabı				$M_X \cdot (c_{vX})^{t_z}_{t_0} / M_2$	
	Sonuç					A_2	B_2
p_b	0,56668 MPa	$(c_{vCO_2})^{t_z}_{t_0}$	39,123	0,003349	5,04	0,00043	
T_b	1416,7 K	$(c_{vCO})^{t_z}_{t_0}$	22,49	0,00143	0	0	
t_b	1143,668 °C	$(c_{vH_2})^{t_z}_{t_0}$	19,678	0,001758	0	0	
$(c_v)^{t_b}_{t_0}$	27,17375 kJ/(kmol.°)	$(c_{vH_2O})^{t_z}_{t_0}$	26,67	0,004438	3,49	0,00058	
k_2	1,31	$(c_{vO_2})^{t_z}_{t_0}$	23,723	0,00155	0	0	
n_2	1,29	$(c_{vN_2})^{t_z}_{t_0}$	21,951	0,001457	16,24	0,00107	

Kolchin hesap yöntemiyle elde edilen indike ve efektif parametreler Çizelge 3.8’de verilmiştir.

Çizelge 3.8 : Kolchin hesabı indike ve efektif parametreler

İndike Parametreler		Efektif Parametreler	
α	3,58	p_m	0,20860 MPa
p_i'	1,51036 MPa	p_e	1,22624 MPa
Δp_i	-0,03299 MPa	N_e	40,142 kW
ν	0,95	M_e	255,552 Nm
p_i	1,434842 MPa	η_m	0,855
N_i	46,97 kW	η_e	0,390
η_i	0,456	b_e	210 g/kW·saat
b_i	179,5 g/kW·saat	G_y	8,433 kg/saat

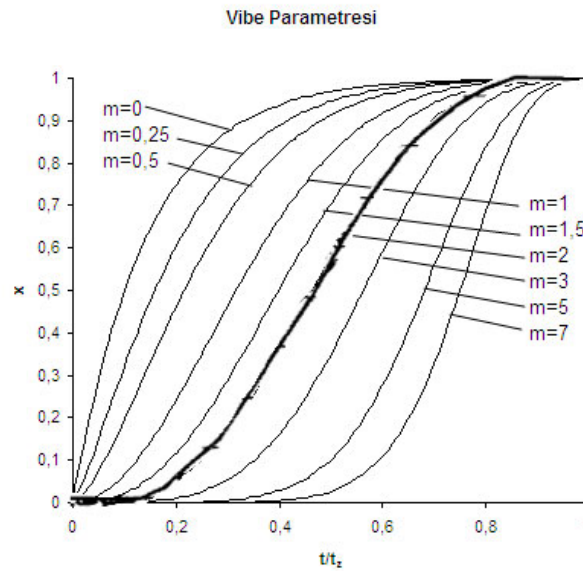
Bulunana sonuçlara ait indikde diyagramı Şekil 3.6’da verilmiştir.



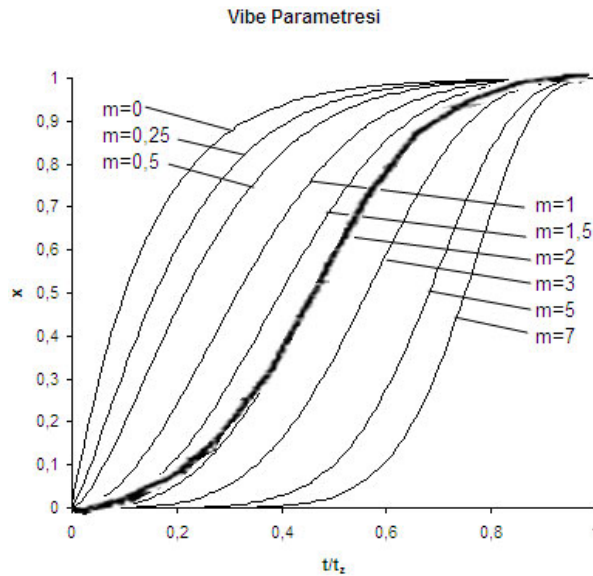
Şekil 3.6 : 3000 d/dak Kolchin indike basınç-hacim diyagramı

3.3.2 Sınır şartı hesapları

Sınır şartı hesabı yapabilmek için Vibe parametresini bilmek gerekir. Mazda 13B motor hacmine en yakın değere sahip olan NSU KKM 502 motoruna ait yanma verileri Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de gösterildiği gibi kullanılmıştır. Motora ait grafikler ekte verilmiştir. Bu grafiklerden yanma karakteristiği eğrisi, çeşitli Vibe parametrelerine bağlı eğriler ile karşılaştırılarak, eksantrik milinin 2000 ve 4000 devir/dakika dönme hızı için Vibe parametresi “m=2” olarak alınmıştır (Froede, 1965). Yanma ÜÖN’den 10 EMA önce başlamaktadır.



Şekil 3.7 : 2000 d/dak Vibe Parametresi (Froede, 1965)



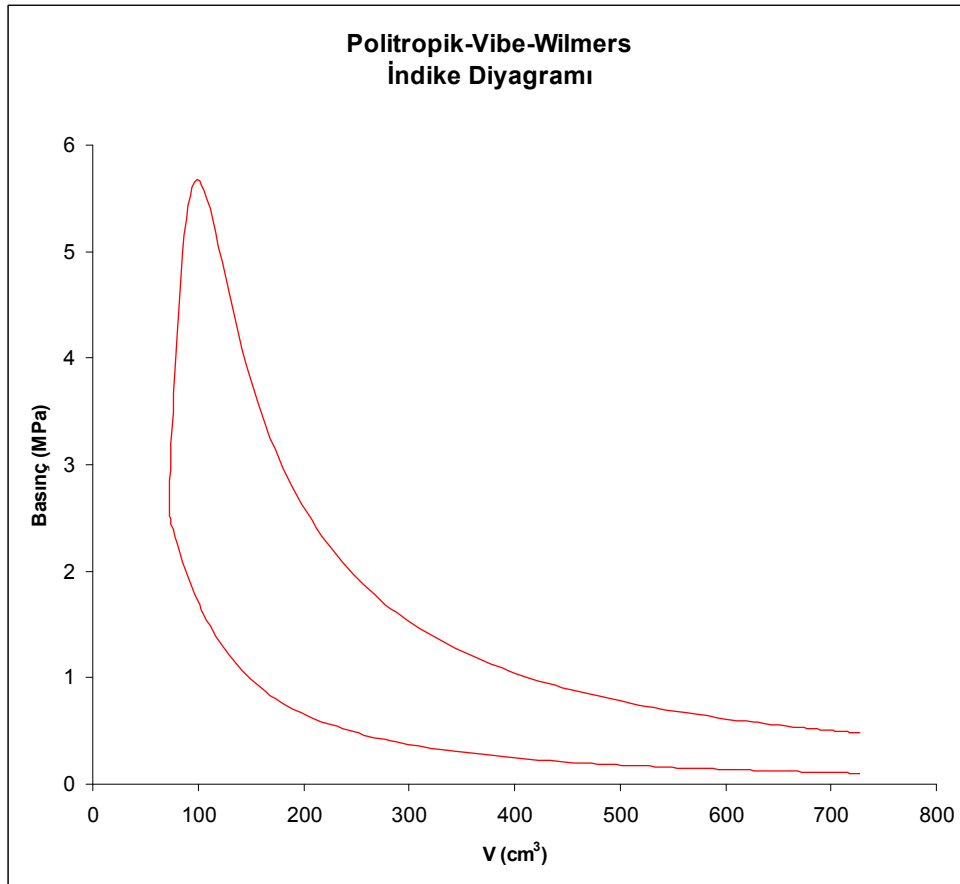
Şekil 3.8 : 4000 d/dak Vibe Parametresi (Froede, 1965)

NSU KKM 502 motorunda yanma olayı, eksantrik milinin dakikada 2000 devir/dakika dönme hızı için 7 milisaniyede gerçekleşmektedir (Schmid, 1966). Yine NSU KKM 502 motorunda eksantrik milinin 4000 devir/dakika dönme hızı için ise 2,5 milisaniyede gerçekleşmektedir (Froede, 1966). Yanma süresinin rotor açısı cinsinden elde etmek için aşağıdaki işlem yapılır.

$$\frac{2000 \text{ devir}}{3 \text{ dakika}} \times \frac{1 \text{ dakika}}{60 \text{ saniye}} \times 7 \text{ ms} \times \frac{1 \text{ s}}{1000 \text{ ms}} \times 360^\circ = 28^\circ \text{ RA} \quad (2.289)$$

$$\frac{4000 \text{ devir}}{3 \text{ dakika}} \times \frac{1 \text{ dakika}}{60 \text{ saniye}} \times 2,5 \text{ ms} \times \frac{1 \text{ s}}{1000 \text{ ms}} \times 360^\circ = 20^\circ \text{ RA} \quad (2.290)$$

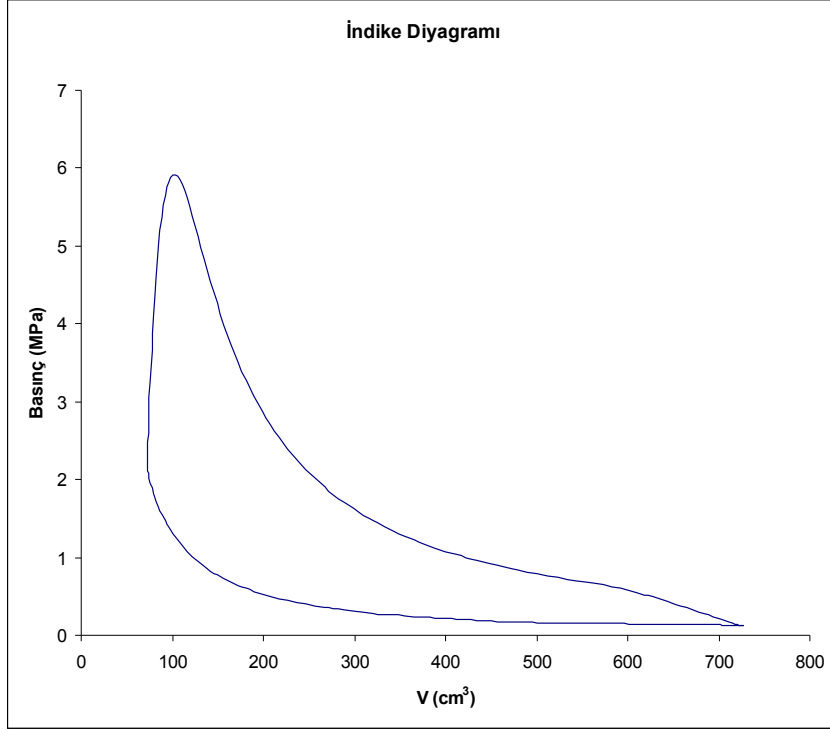
Bu veriler ışığında Vibe parametresi eksantrik milinin 3000 devir/dakika hızı için “2”, yanma süresi 25° RA seçilerek yanma olayı tanımlanır ve cidar sıcaklıkları 453 Kelvin olup ısı geçişi katsayısıyla süreç politropik üs kullanılarak gerçekleştirilir. Elde edilen indike basınç-hacim grafiği Şekil 3.9’da gösterilmiştir (Wilmers 1971), (Vibe, 1970).



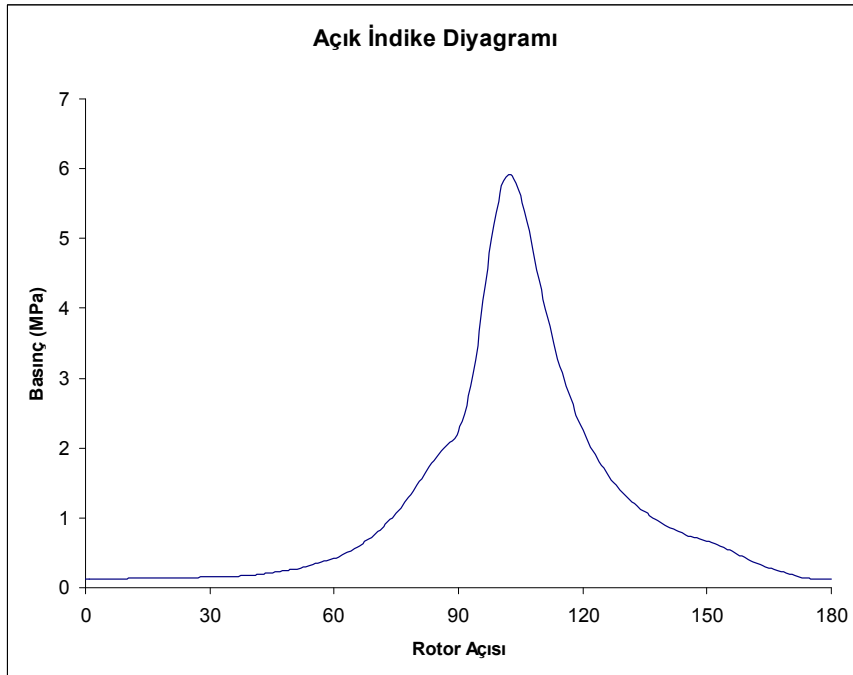
Şekil 3.9 : 3000 d/dak indike basınç-hacim değişimi

3.3.3 Genel çevrim hesapları

Eksantrik milinin 3000 devir/dakika dönme hızı için genel çevrim hesabıyla elde edilen sonuçlar Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



Şekil 3.10 : 3000 d/dak indike basınç- hacim değişimi



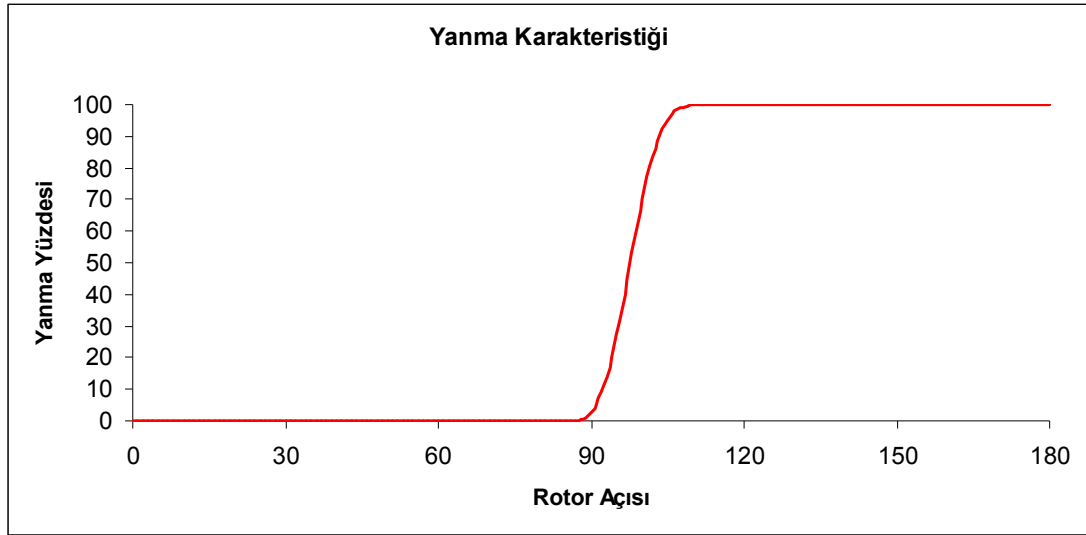
Şekil 3.11 : 3000 d/dak açık indike basınç-RA değişimi

Burada elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri bir sonraki adım olan segman hesabında kullanılacaktır. Eksantrik milin 6000 ve 9000 devir/dakika dönme hızları için aşağıdaki Vibe parametreleri kullanılmıştır. Yanma karakteristiği Çizelge 3.9'da verilmiştir.

Çizelge 3.9 : Yanma karakteristiği

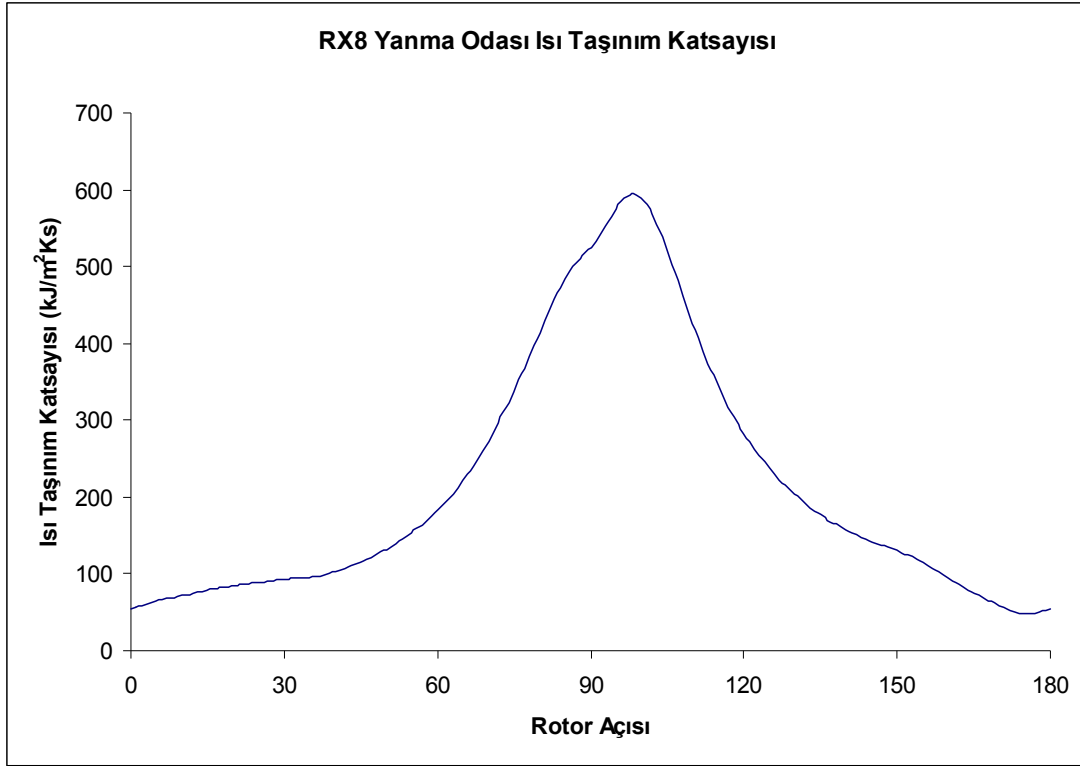
Yanma Karakteristiği		
Dönme Hızı	Vibe Sayısı	Yanma Süresi
6000 d/dak	2	25 RA
9000 d/dak	2	25 RA

Yanma karakteristiği, ısı taşınım katsayısı ve termodinamik sisteme net ısı girişi Şekil 3.12 , Şekil 3.13 ve Şekil 3.14'de gösterilmiştir.

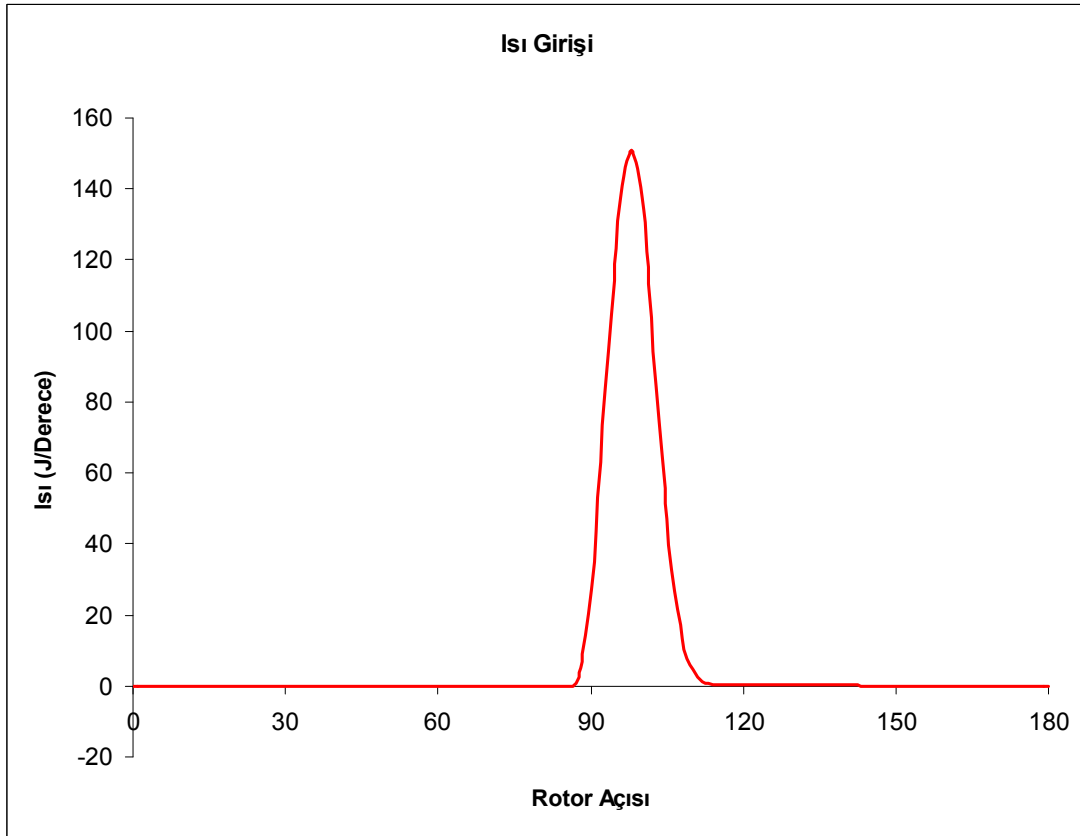


Şekil 3.12 : 3000 d/dak yanma karakteristiği

Yanmanın karakteristiği incelendiğinde, yanmanın üst ölü noktadan eksantrik mili açısı cinsinden 10 derece önce başladığı ve 25 rotor açısı süresi içerisinde tamamlandığı görülür. İncelenen 6000 ve 9000 devir dönme hızlarında da aynı değerler kullanılmıştır. Bunun durum yanma karakteristiğinin motor hızından bağımsız olduğu ve motor hızının yanma kalitesine etkisinin olmadığı anlamına gelmektedir.



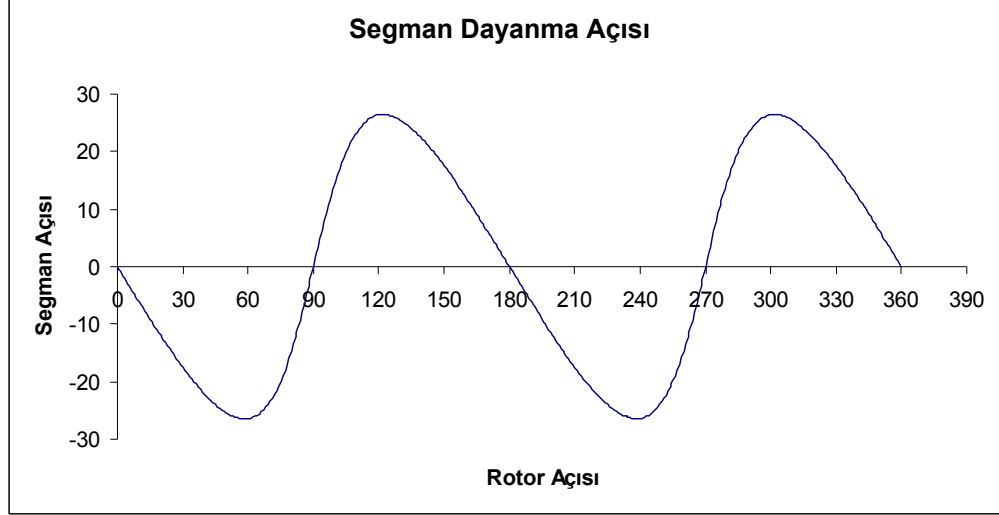
Şekil 3.13 : 3000 d/dak ısı taşınım katsayısı



Şekil 3.14 : 3000 d/dak net ısı girişi

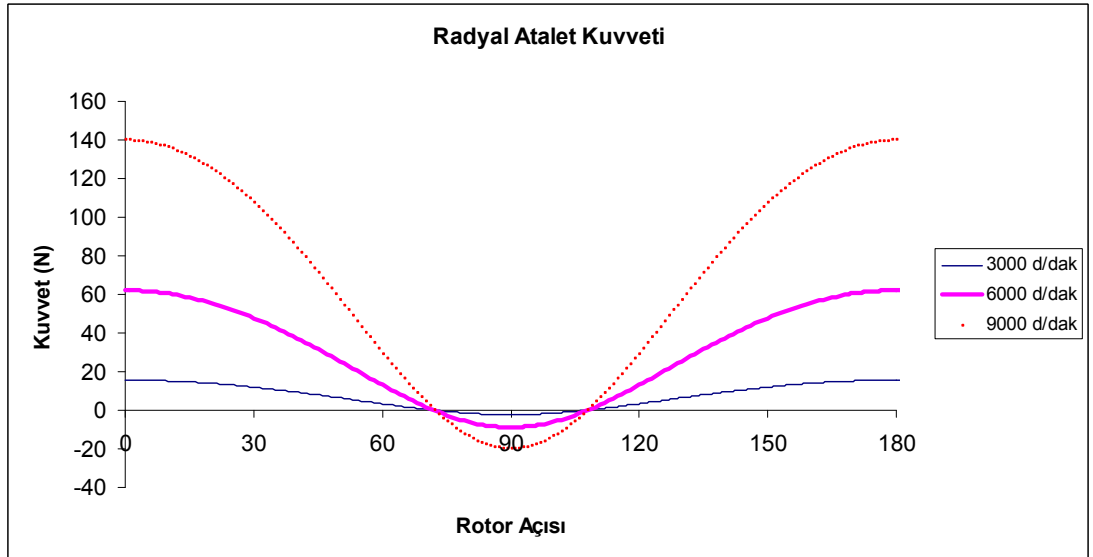
3.4 Segman Hesapları

Rotor uç segmanının motor gövdesine temas ettiği açı aşağıdaki şekilde görülmektedir. Burada açının eksi değere ulaşması, gaz kuvvetleri hesabında doğru notasyon elde etmek için gerekli bir dönüşümdür. Bu durum Şekil 3.15’de görülür.



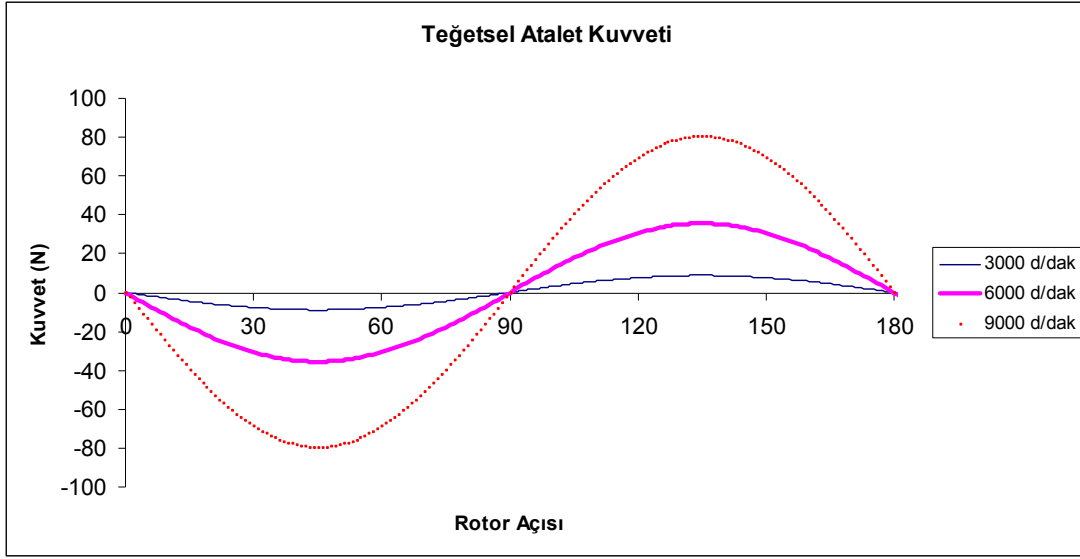
Şekil 3.15 : Segmanın gövde ile temas açısı

İncelenen Mazda 13B motoruna ait segman ağırlığı, segmanın arkasındaki yay kütleleri de dahil edilerek, 6 gram alınmıştır. Segmanın radyal atalet kuvveti Şekil 3.16’da gösterilmiştir.



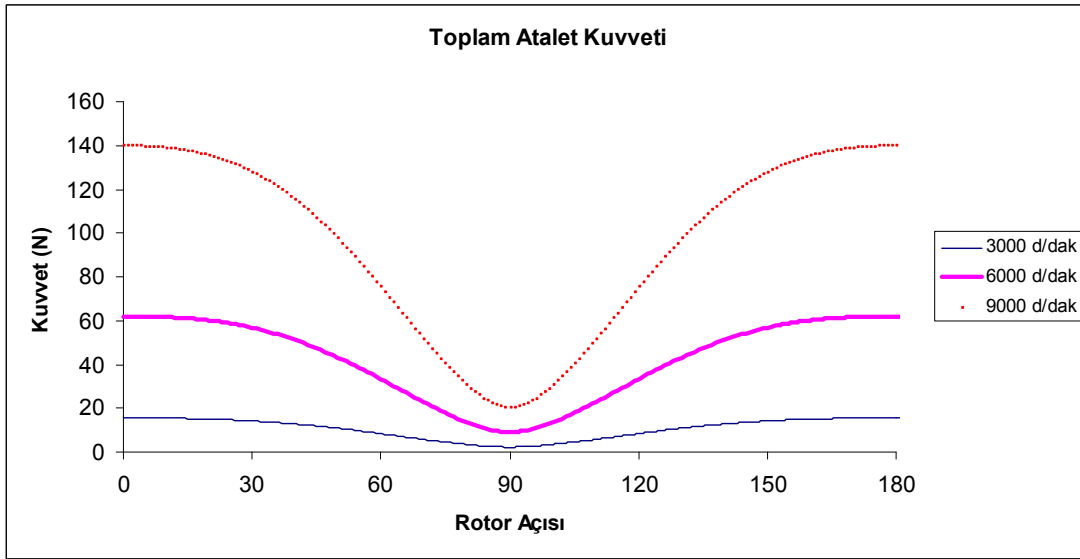
Şekil 3.16 : Segmanın radyal atalet kuvveti

Segmana etki eden teğetsel atalet kuvveti rotor açısına göre Şekil 3.17’deki grafikte verilmiştir.



Şekil 3.17 : Segmanın teğetsel atalet kuvveti

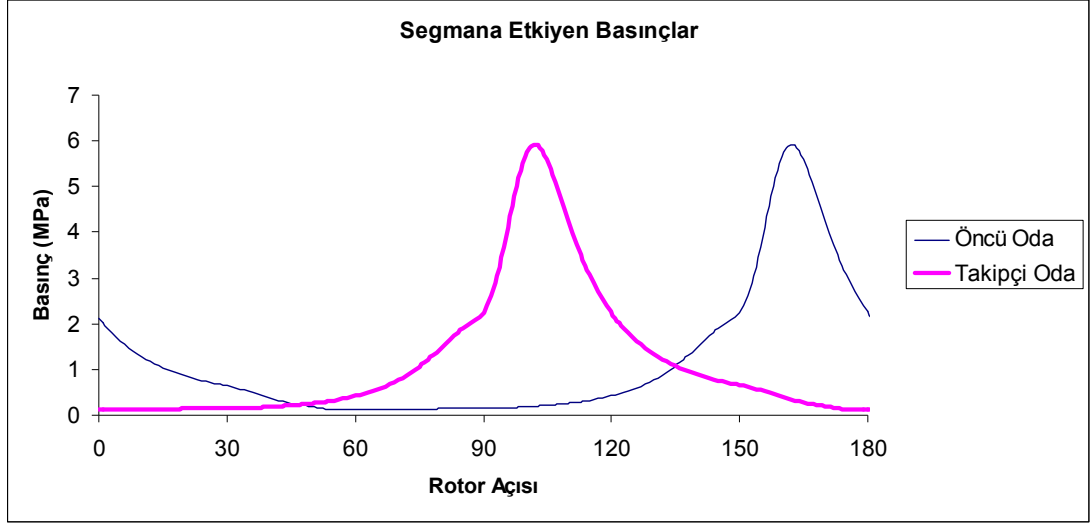
Segmana etki eden teğetsel ve radyal atalet kuvvetlerinin bileşkesi Şekil 3.18'deki grafikte verilmiştir.



Şekil 3.18 : Segmanın toplam atalet kuvveti

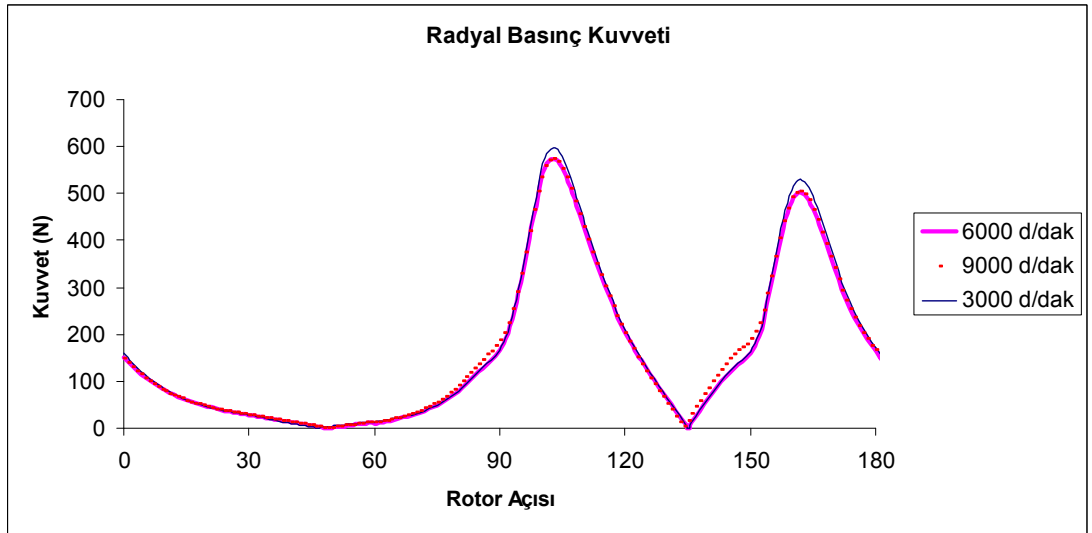
Yukarıdaki grafikten görüldüğü üzere segmana etki eden en büyük bileşke atalet kuvveti, segmanın karşısındaki odanın alt ölü noktada olduğu pozisyonundadır. Bu durumun tersi ise, segmanın karşısındaki odanın üst ölü noktada bulunduğu anda yaşanmaktadır.

İki zamanlı Wankel motorunun eksantrik milinin 3000, 6000 ve 9000 devir/dakika dönme hızı için hesaplanan gaz kuvveti değerler aşağıdaki grafiklerde verilmiştir. Segmanın ayırdığı yanma odalarındaki basıncın rotor açısına göre değişimi Şekil 3.19'daki grafikte verilmiştir.



Şekil 3.19 : 3000 d/dak yanma odası basınçları

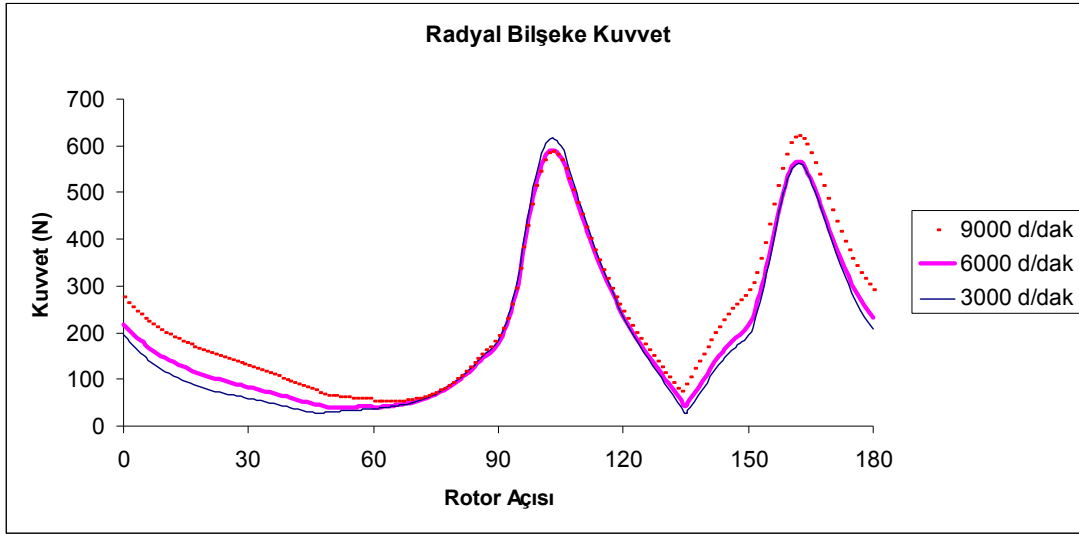
Yanma odalarındaki basınçtan dolayı segmana etkiyen radyal basınç kuvveti Şekil 3.20'deki grafikte verilmiştir.



Şekil 3.20 : Radyal basınç kuvveti

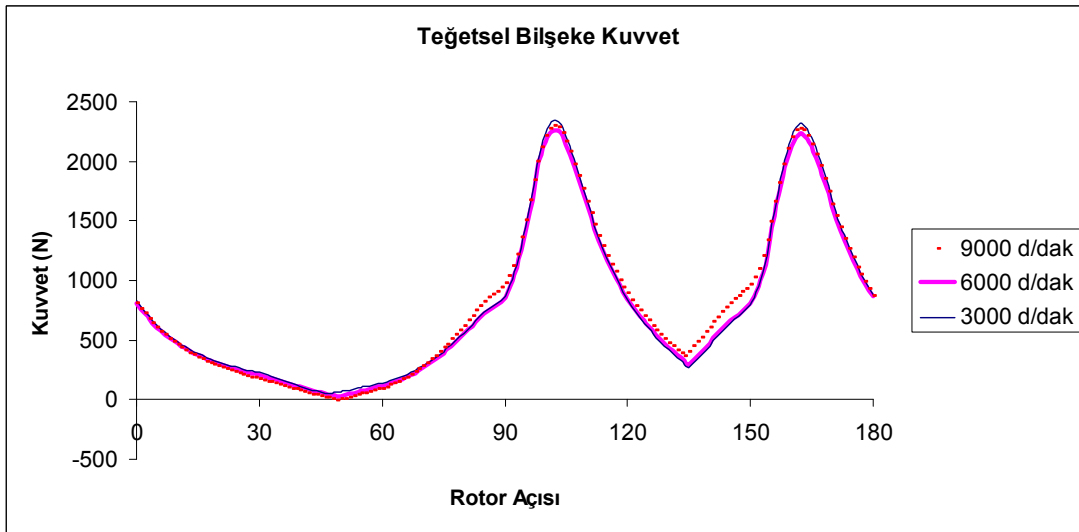
Grafikten de görüldüğü üzere, gaz kuvvetlerinin segman üzerindeki etkisinin en az olduğu bölge, dolgu değişiminin de olduğu, segmanın karşı odanın alt ölü noktası civarındadır.

Radyal bileşke kuvvet Şekil 3.21'deki grafikte verilmiştir.



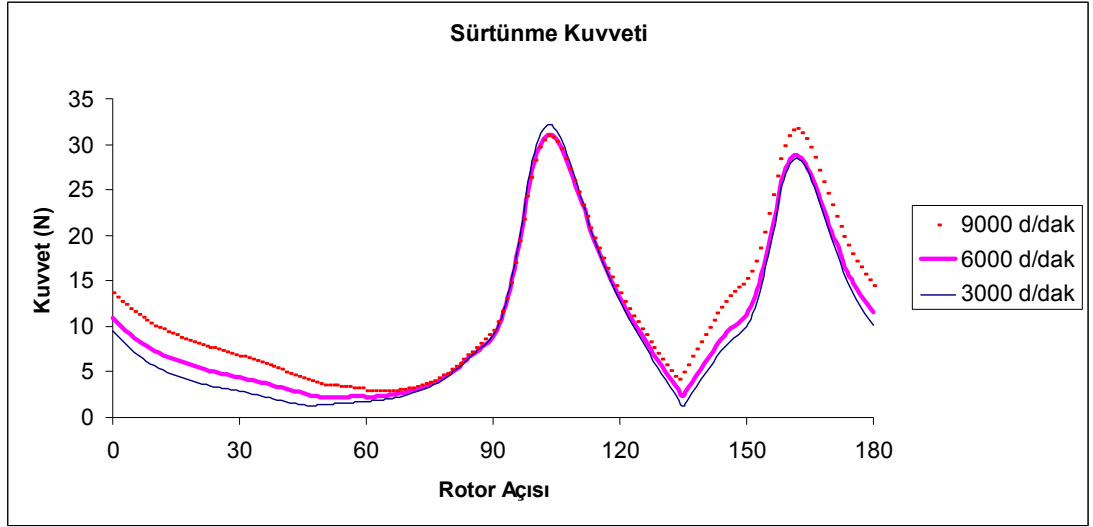
Şekil 3.21 : Radyal bileşke kuvvet

Teğetsel bileşke kuvveti Şekil 3.22'de gösterilmiştir.



Şekil 3.22 : Teğetsel bileşke kuvvet

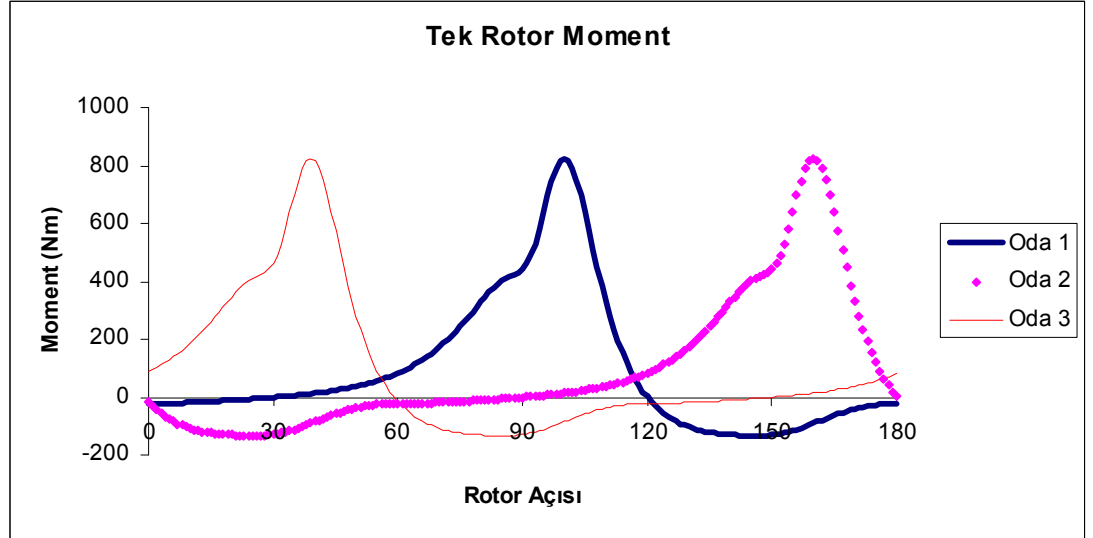
Gaz kuvvetlerinin segman üzerindeki etkisinin en az olduğu karşı odanın alt ölü noktasında atalet kuvveti en büyük değerini aldığı için, gerek odalar arasındaki basınç farkının en az olması gerekse yay kuvveti nedeniyle, sızdırmazlık için yeterli kuvvet sağlanır. Segmanın gövde ile temas ettiği noktadaki sürtünme katsayısı 0,05 kabul edilmiştir. Segman ile gövde arasındaki sürtünme kuvveti Şekil 3.23'deki grafikte verilmiştir.



Şekil 3.23 : Sürtünme kuvveti

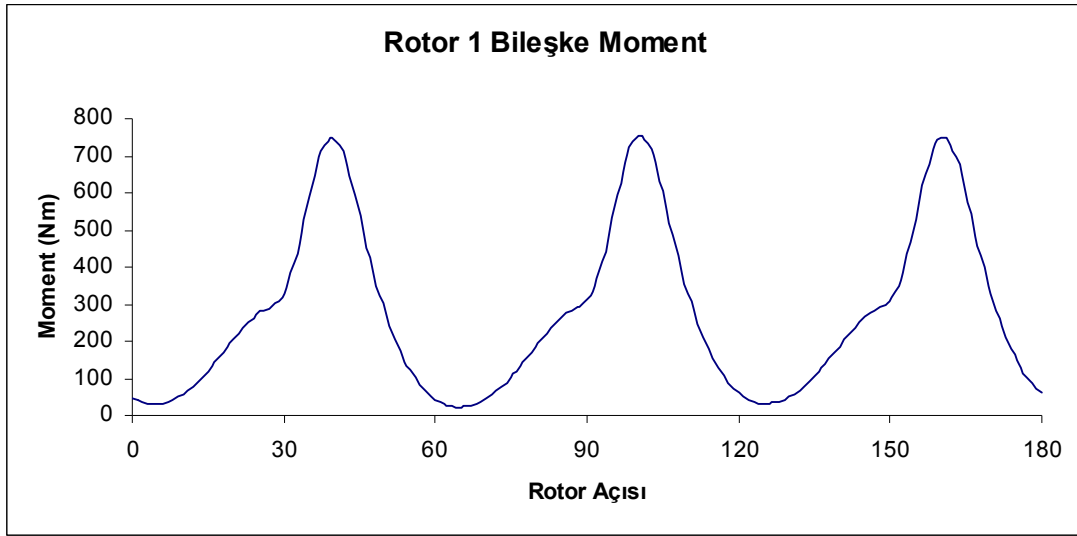
3.5 Moment Karakteristiği Hesapları

Moment karakteristiği, eksantrik milinin devir sayısına bağlı olmadığı için sadece eksantrik milinin 3000 devir/dakika dönme sayısı için incelenmiştir.



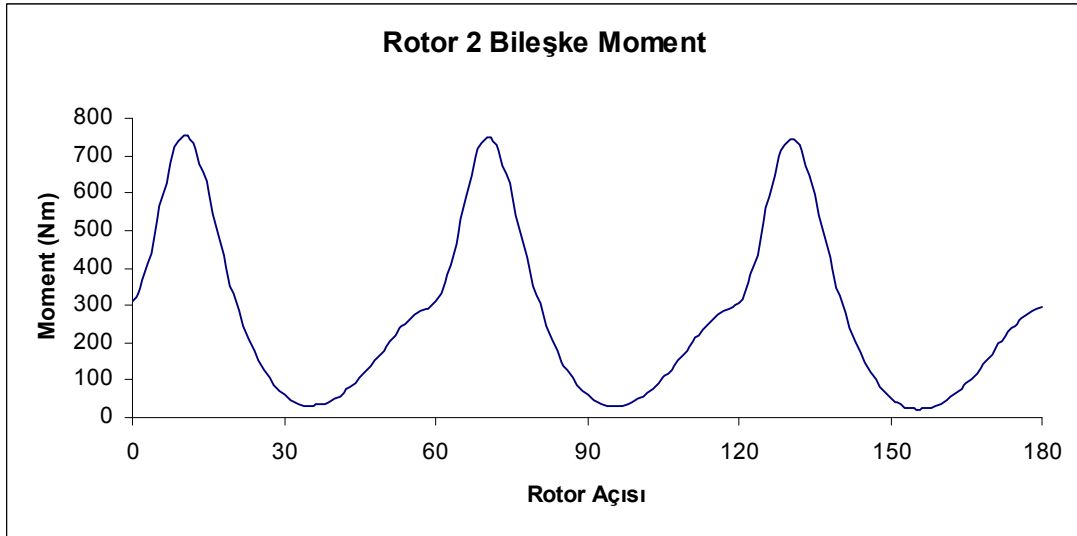
Şekil 3.24 : Tek rotorun moment değerleri

Tek motora ait moment değişimi Şekil 3.24’de verilmiştir. Şekil 3.25’de tek rotor için bileşke moment gösterilmiştir.



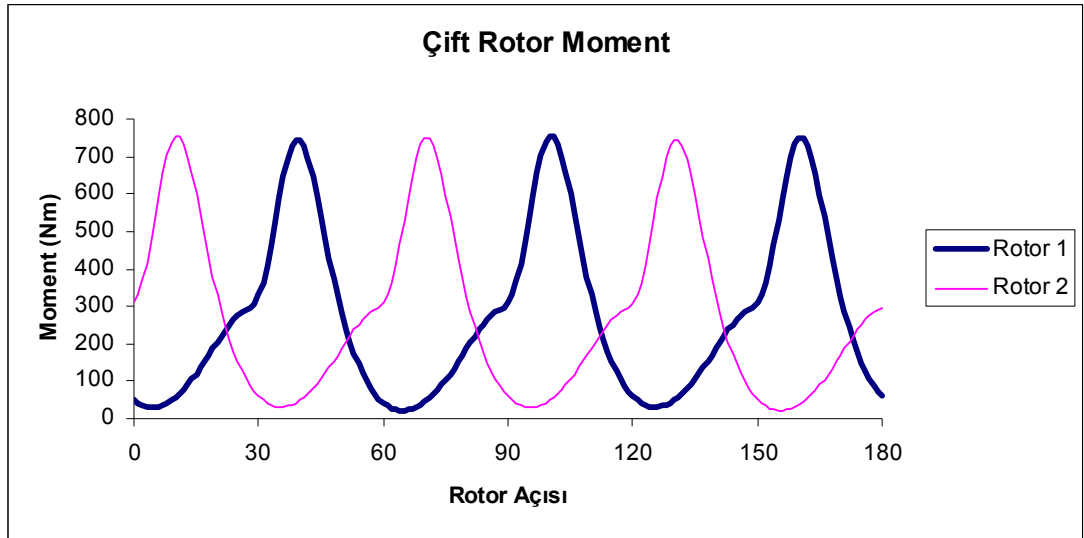
Şekil 3.25 : Tek rotor bileşke moment

Motorun çift rotorlu olması halinde yanma odaları birbirlerini eksantrik mili açısına göre 90° RA ötelenerek Şekil 3.26'daki gibi takip edecektir.



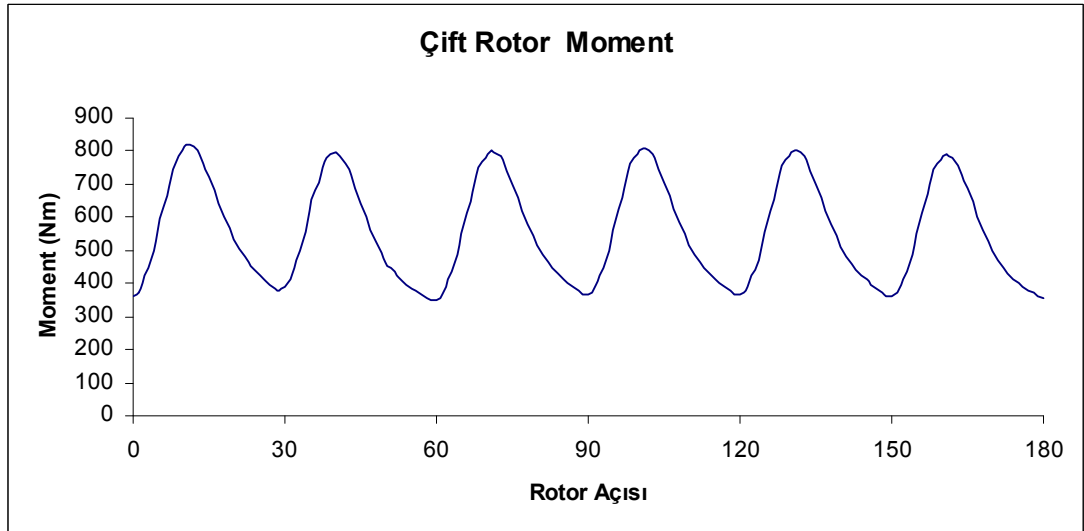
Şekil 3.26 : İkinci rotorun bileşke moment değişimi

Her iki rotorda meydana gelen moment çalkalanmaları aynı grafikte incelenirse Şekil 3.27'deki sonuçlar elde edilir.



Şekil 3.27 : Her iki rotorun moment çalkalanması

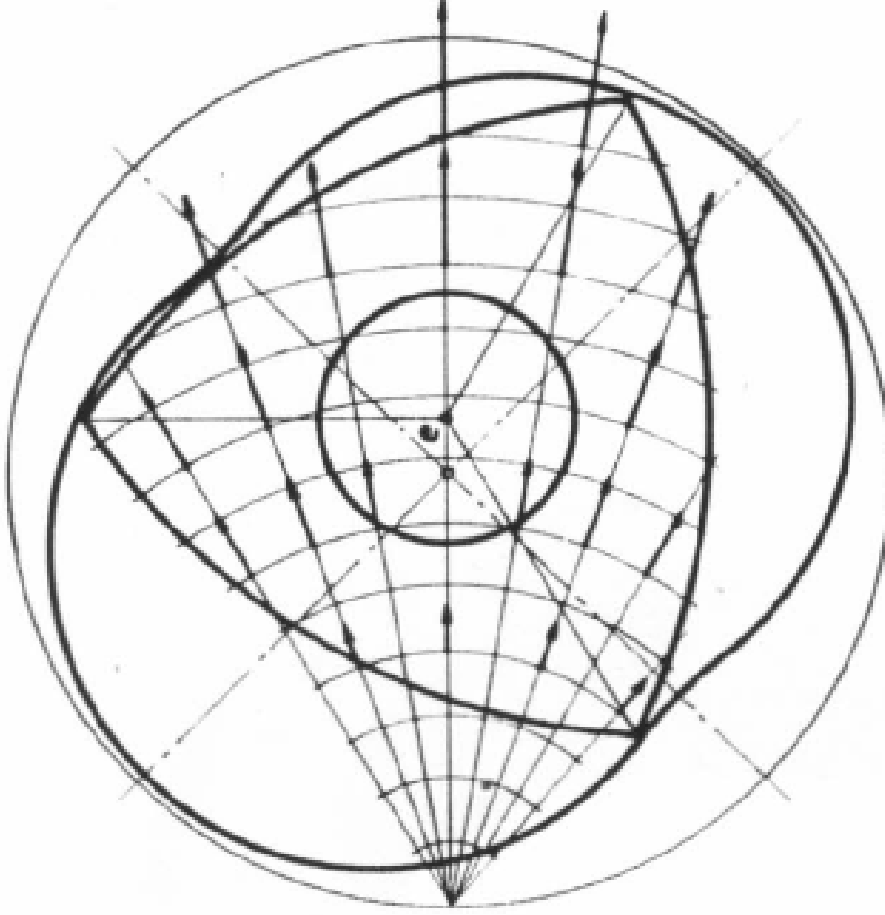
Çift rotorun bileşke momentini Şekil 3.28’de verilmiştir.



Şekil 3.28 : Çift rotorlu motorda moment çalkalanması

3.6 İvme Merkezi Hesapları

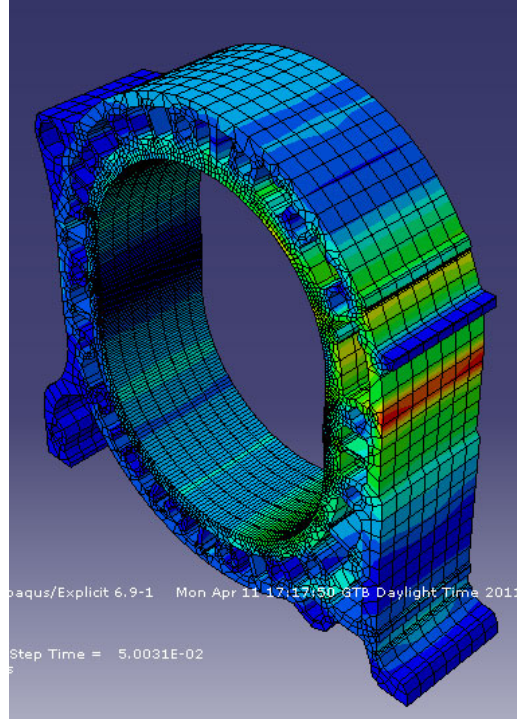
İvme merkezi odak noktası, rotorun konumuna bağlı olarak bir çember üzerinde hareket eder. İvme merkezi odak noktası, eksantrik mili dönme sayısından bağımsızdır. Rotor üzerindeki birçok noktaya etkiyen bileşke kuvvetlerin doğrultuları incelendiğinde kesişim noktası, rotor ekseninin mil eksenine göre konum vektörüyle aynı doğrultuda eş dönme hareketi yaptığı görülür. Şekil 3.29’da bu durum görülmektedir.



Şekil 3.29 : İvme merkezi odak noktası (Froede, 1968).

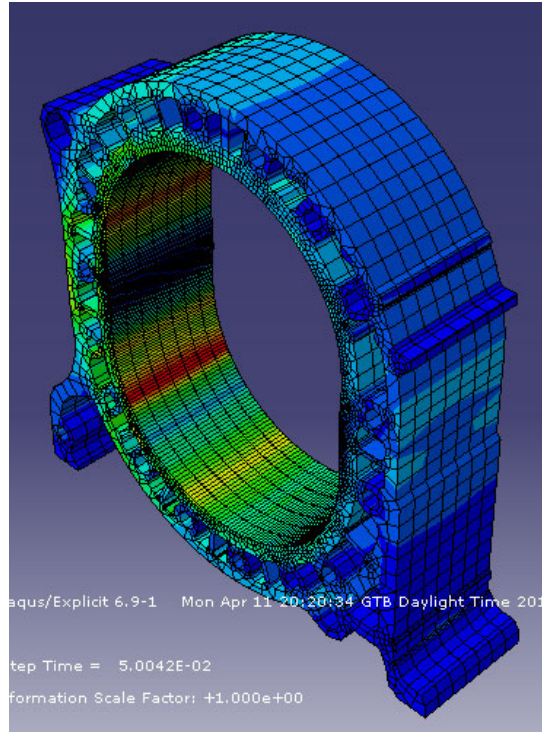
3.7 Yapısal Analiz Hesapları

Abaqus programı kullanılarak, yanma odası basıncının en yüksek olduğu değer için gövdeye etkiyen kuvvetler analiz edilmiştir. Gövde malzemesi alüminyum olup, young's modülü 69 GPa, poison oranı 0,33 ve malzeme yoğunluğu $2,8 \text{ g/cm}^3$ olarak seçilmiştir. Mazda 13B motorunun gövdesinde tadilat yapılarak iki zamanlı Wankel motoruna dönüştürülmesi için egzoz ve emme pencerelerinin olduğu bölgede yanma gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Gövdenin mevcut yapısının basınç kuvvetleri etkisindeki gerilim dağılımı Şekil 3.30'daki gibidir.



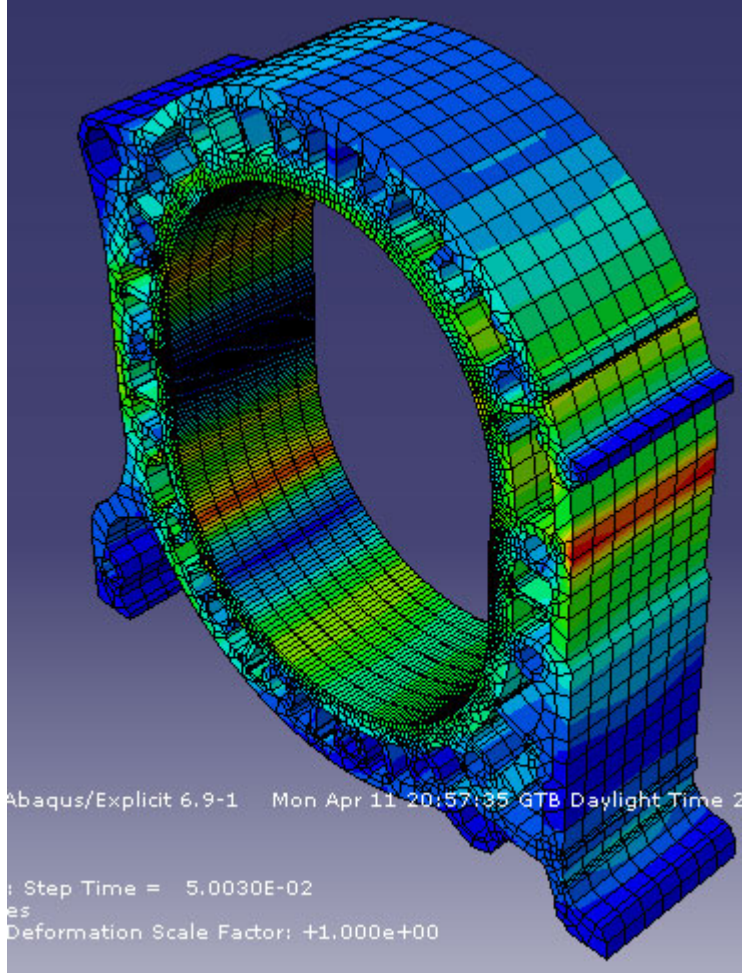
Şekil 3.30 : Gövde zerindeki gerilim dağılımlı

Aynı analiz, diğer yanmanın gerçekleştiği kısım için tekrarlanırsa Şekil 3.31’deki sonuç elde edilir.



Şekil 3.31 : Gövde zerindeki gerilim dağılımlı

Her iki yüzdede aynı anda yanma gerçekleştiği varsayılarak analiz iki yanma odası için tekrarlanır. Sonuçlar Şekil 3.32’de görülmektedir.



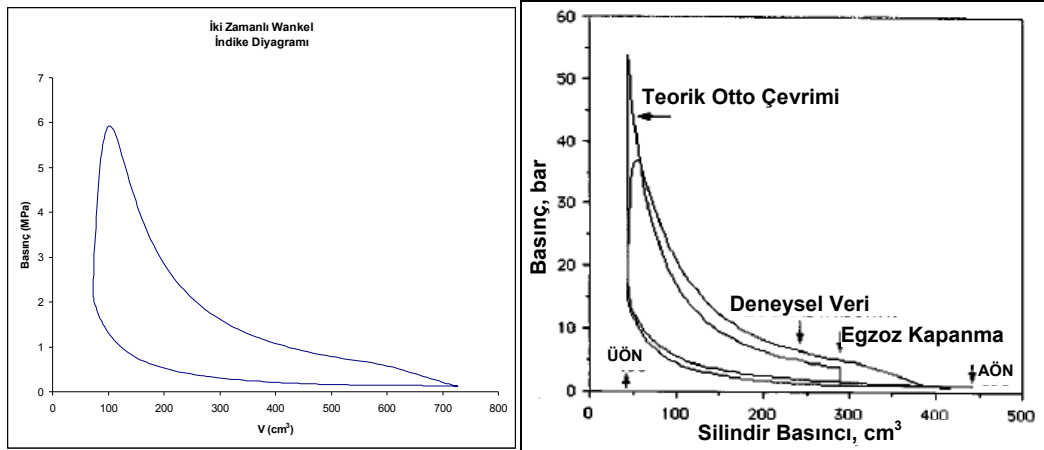
Şekil 3.32 : Her iki yüzeye etkiyen basınç kuvvetleri

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Hesaplardan elde edilen sonuçlar, günümüzde iki zamanlı Wankel motoru konusunda yayınlanmış bir kaynak olmadığı için, iki zamanlı klasik pistonlu motor, dört zamanlı klasik pistonlu ve Wankel motor deney sonuçlarıyla karşılaştırılarak yorumlanabilir. Elde edilen sonuçlar ve mevcut literatürdeki araştırmalar incelenerek, konunun geliştirilmesi için ileri uygulamalar önerilebilir.

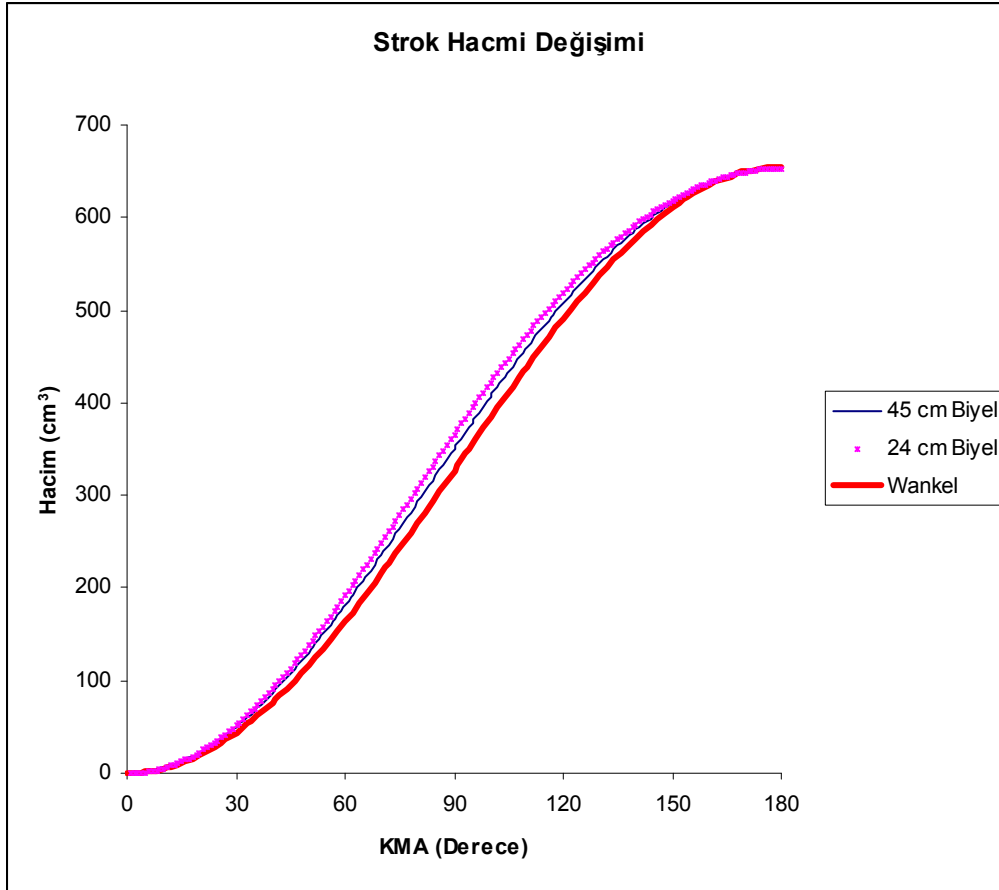
4.1 Yorumlar

İki zamanlı Wankel motoru için yapılan motor hesaplarından elde edilen basınç hacim değişimi iki zamanlı klasik pistonlu motor ile karşılaştırıldığında uyum gösterdiği Şekil 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4.1 : İki zamanlı Wankel ve klasik pistonlu motor (Blair, 1990).

İki zamanlı Wankel motoru ile klasik pistonlu motorda oluşan yanma odası basınçların farklılık göstermesinin sebeplerinden bir tanesi de Wankel motorunda hacim değişiminin klasik pistonlu motordaki hacim değişiminden farklı olmasıdır. Wankel motorundaki hacim değişimi fonksiyonu klasik pistonlu motorda elde edilmek istenirse, klasik pistonlu motorda biyel kol uzunluğunun çok büyük seçilmesi gerekmektedir.

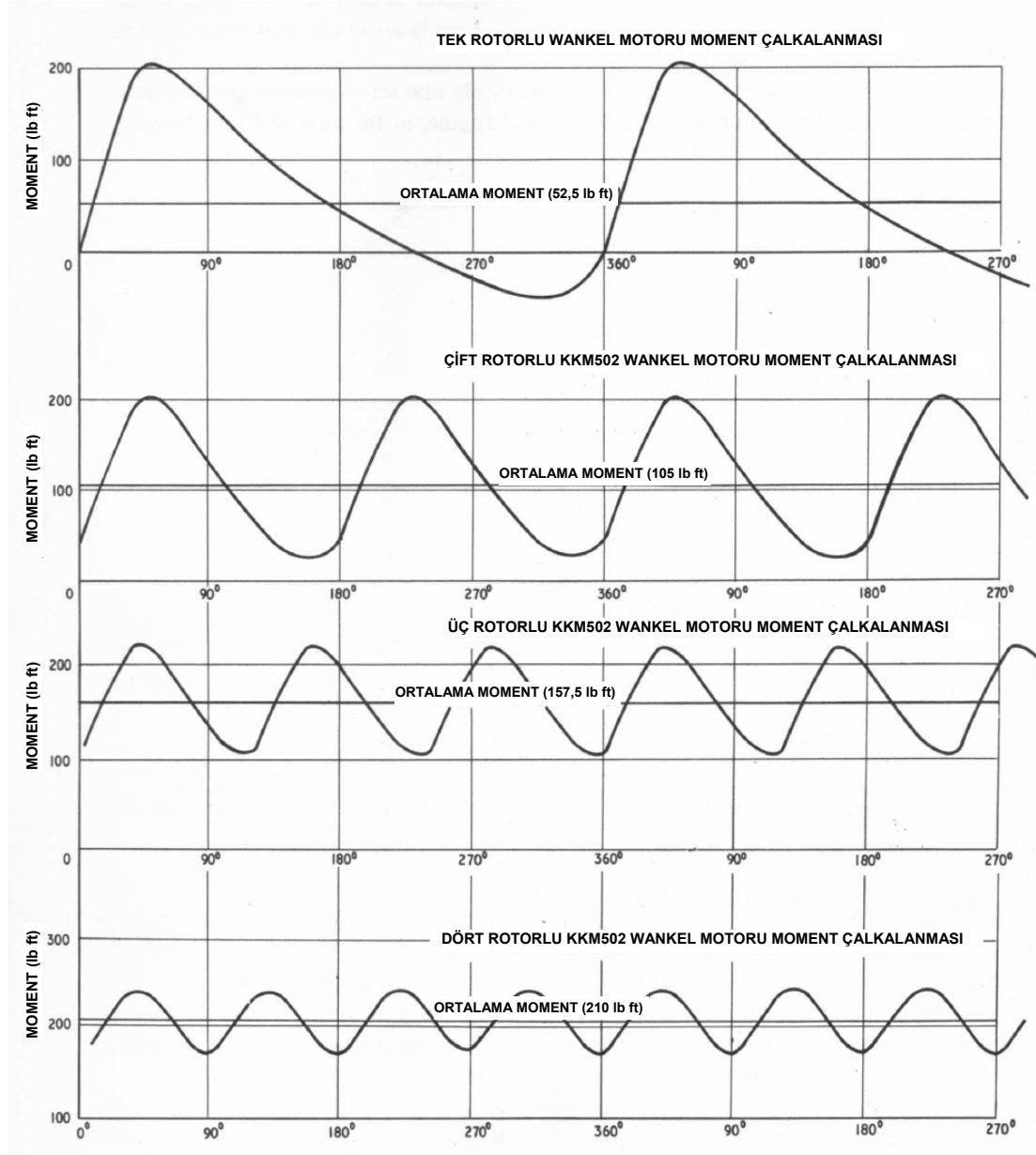


Şekil 4.2 : Strok hacmi değişimi

Yukarıdaki Şekil 4.2’de krank yarıçapı 6,5 cm olan krank-biyel mekanizmasının Mazda 13B rotor genişliğine eşit çapa sahip klasik pistonlu motor ile Mazda 13B motoruna ait strok değişimi verilmiştir. Görüldüğü üzere krank-biyel oranı küçüldükçe strok hacmi değişimi karakteristiği Wankel motoru strok hacmi grafiğine benzemektedir.

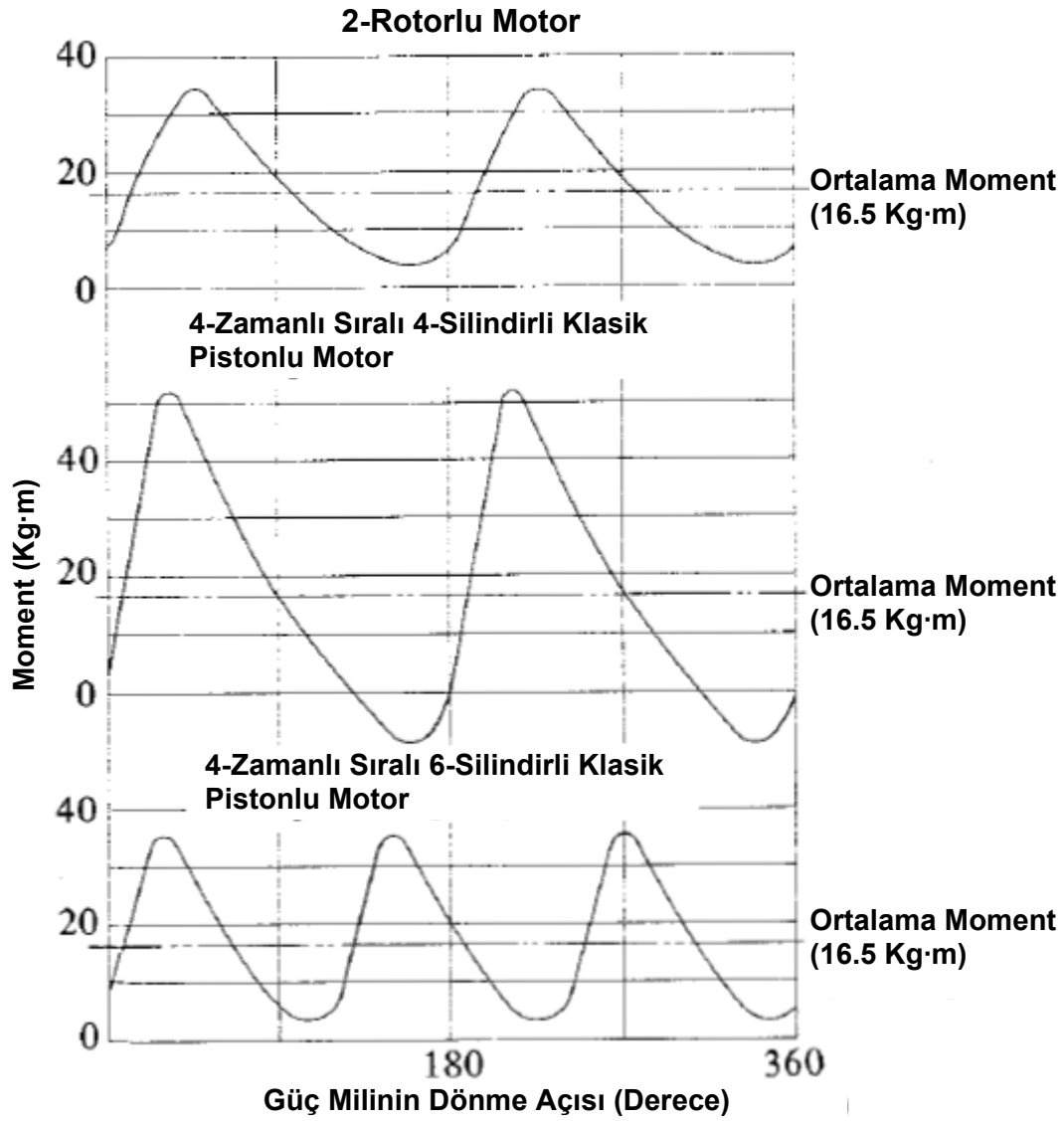
Dört zamanlı Wankel motorunda segmanlar toplam çevrimde (360 RA) bir kez yön değiştirirken, iki zamanlı Wankel motorunda toplam çevrimde (180 RA) iki kez yön değiştirmektedir. Bu durumun gövde üzerinde sızdırmazlık problemi yaratacağı düşünülebilir.

Moment hesabı yapılarak elde edilen açısal hız çalkalanması verileri farklı tip motorlar ile karşılaştırılmıştır. KKM 502 dört zamanlı Wankel motorunda moment çalkalanması Şekil 4.3'deki grafikte verilmiştir.



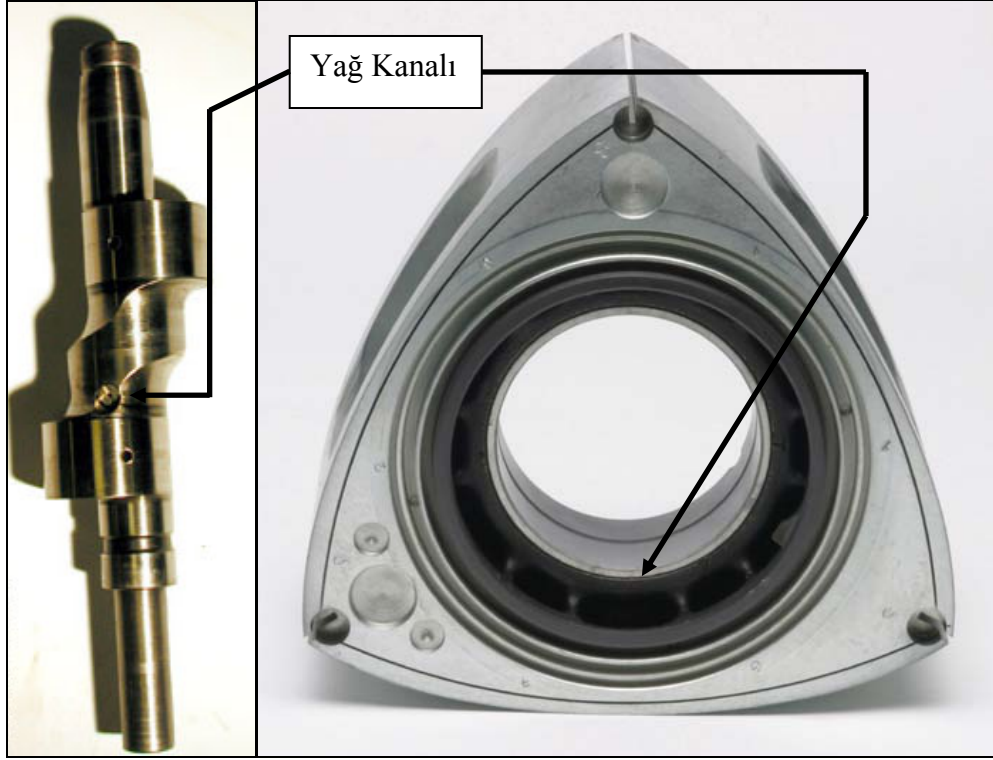
Şekil 4.3 : KKM 502 Açısal hız çalkalanması (Ansdale, 1968)

Aynı ortalama momente sahip, iki rotorlu dört zamanlı Wankel motoruyla, dört ve altı silindirli klasik pistonlu motorlarda moment çalkalanması Şekil 4.4'deki grafikte verilmiştir.



Şekil 4.4 : Motorlarda açısal hız çalkalanması (Yamamoto, 1971)

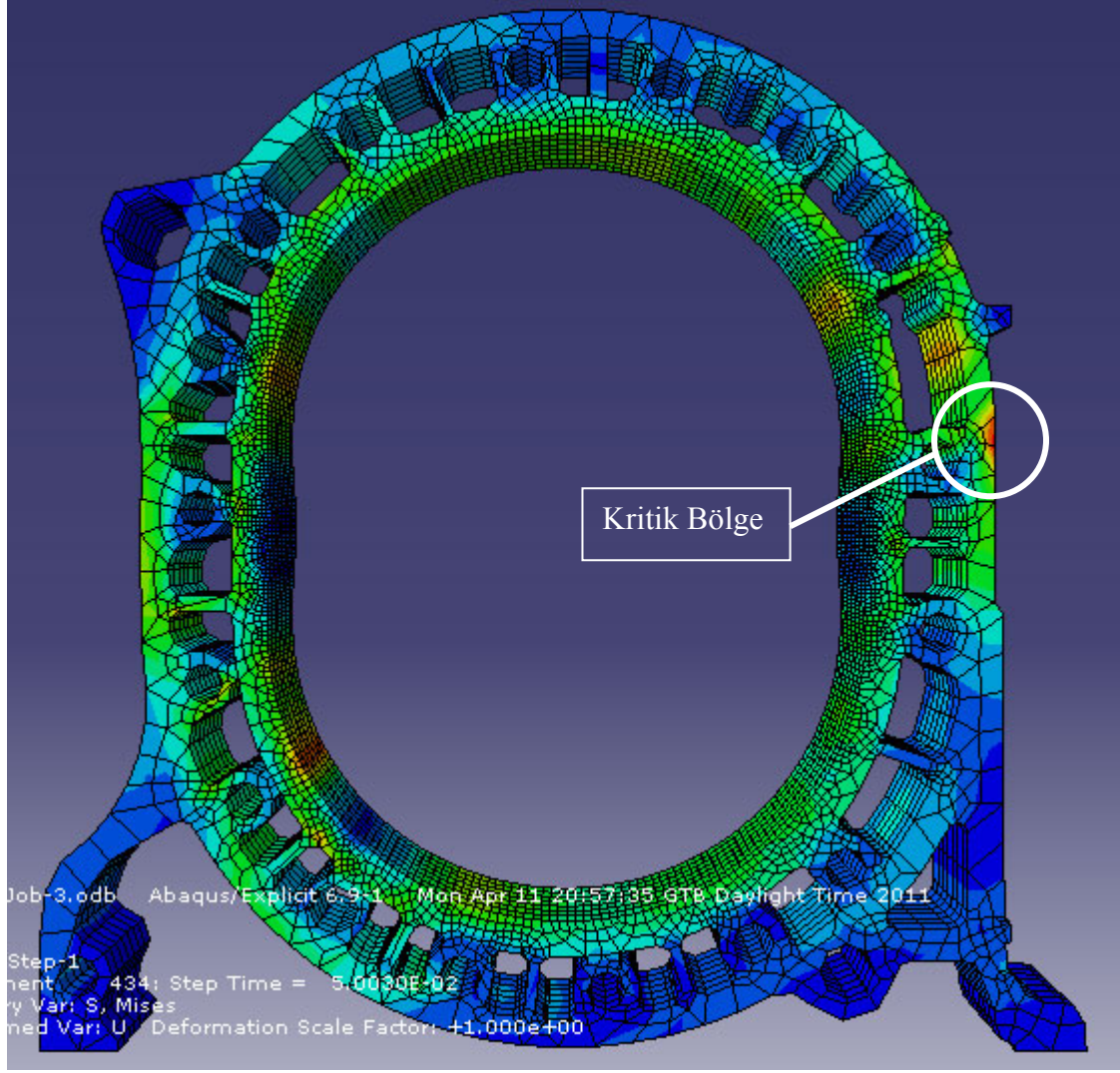
İki zamanlı Wankel motorunda moment çalkalanması hesapları incelendiğinde, moment eğrisinin tepe ve taban noktaları arasında toplam çevrime kıyasla, diğer motorlara göre daha az mesafe olduğu görülür. Buna ilaveten, iki zamanlı tek rotorlu Wankel motoru moment eğrisinin frekansı tek rotorlu dört zamanlı Wankel motorunun moment eğrisi frekansının iki katına eşit olduğu görülür.



Şekil 4.5 : Mazda 13B mili ve rotoru

Dönme merkezinin, dönme sayısından bağımsız olarak çembersel bir hareket çizmesi, rotorun yağ ile soğutulmasına olanak verir. Eksantrik milinden rotor gövdesinin iç kısmına püskürtülen yağ, ivme merkezi etkisinde çembersel hareket yaparak bütün rotor yüzeyinde dolaşır ve yan kapak yüzeyinden tahliye edilir. Mazda 13B motoru rotor ve eksantrik mili yağ kanalları Şekil 4.5’de gösterilmiştir.

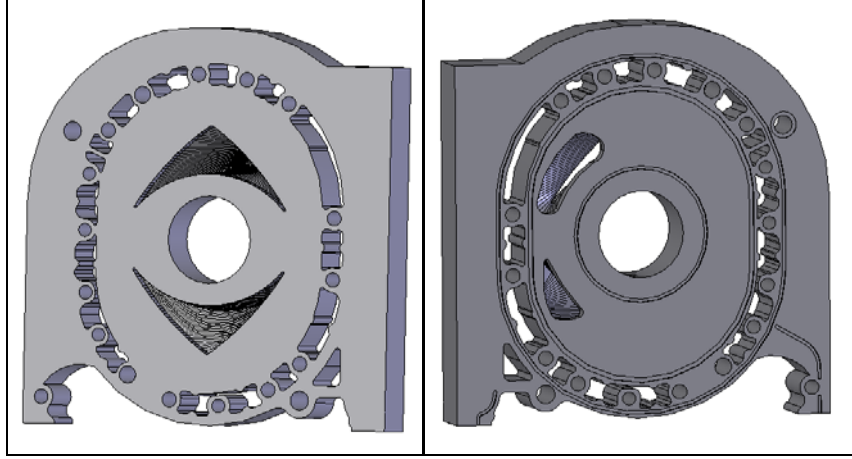
İki zamanlı Wankel motoru Mazda 13B motor gövdesi kullanılarak imal edilmesi konusunda basıncın gövdeye etkisi incelenirken, gövdeye her iki ÜÖN’na maksimum basınç aynı anda etki ettirilir.



Şekil 4.6 : Gövde üzerindeki gerilim dağılımı

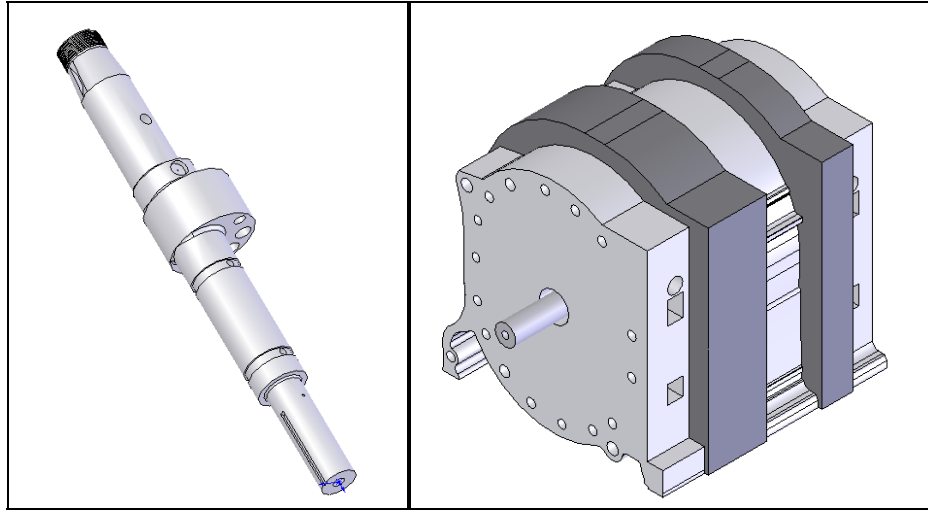
Şekil 4.6’da görüleceği üzere, dört zamanlı Wankel motoru için tasarlanan gövde iki zamanlı Wankel motoru için kullanılması durumunda en sağdaki saplama kanalı civarında gerilim yığılması olduğu görülür.

Mazda 13B motoru kullanılarak iki zamanlı tek rotorlu Wankel motoru deneysel amaçlı hazırlanmak istenirse gövde ve yan kapaklar arasına pencere geometrilerini içeren ara parçalar imal edilebilir. Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de parçalar gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Ara parçaların ön ve arka görünüşleri

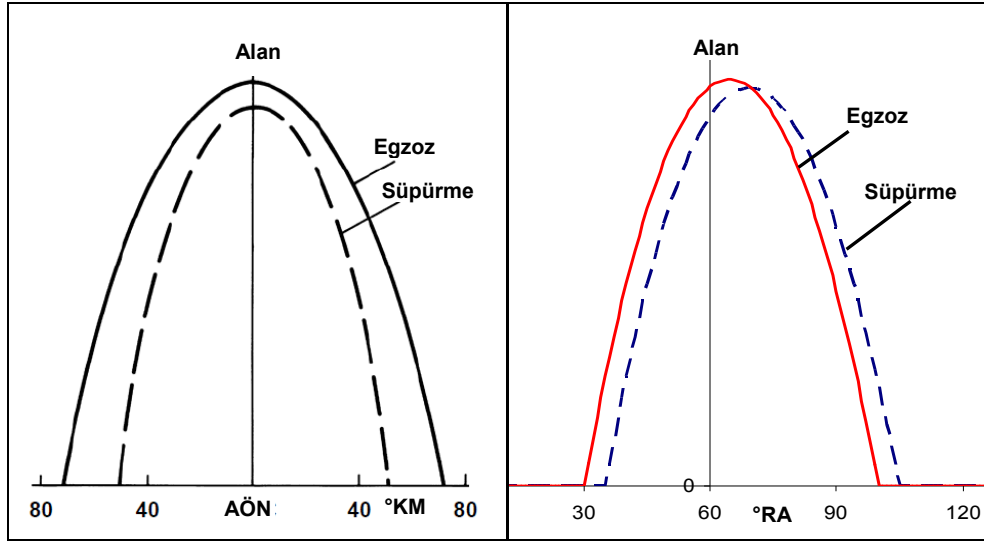
Tek rotorlu iki zamanlı Wankel motoru için Mazda 13B motor gövdesi kullanılması halinde gövde üzerinde tadilat yapılarak yanmanın gerçekleşmediği tarafa buji yuvaları açılması gerekecektir.



Şekil 4.8 : Tek rotorlu iki zamanlı Wankel motoru mili ve montaj resmi

İki zamanlı klasik pistonlu supap mekanizmasına sahip olmayan motorlarda egzoz penceresi her zaman süpürme penceresinden daha sonra kapandığı için aşırı doldurma yapılamamaktadır. İki zamanlı Wankel motorunda ise pencere geometrileri istenilen konuma kaydırılarak egzoz penceresinin süpürme penceresinden önce kapanması sağlanabilir.

Süpürme penceresi egzoz penceresinin kapanmasından sonra bir müddet daha açık kalabildiği için aşırı doldurma imkanı vardır. Klasik pistonlu iki zamanlı motorlarda ise egzoz kanalında supap mekanizması kullanılarak aşırı doldurma yapılabilmektedir. Şekil 4.9’da supap mekanizması bulunmayan iki zamanlı klasik pistonlu motor ile iki zamanlı Wankel motorunun pencere alanlarının değişimi gösterilmiştir (Pischinger, 2006).



Şekil 4.9 : Klasik ve Wankel motor pencere alanları (Pischinger, 2006).

4.2 Sonuçlar

İki zamanlı Wankel motor hesabından elde edilen indike basınç ve sıcaklık değerleri incelendiğinde, eksantrik milinin bir turunda iki yanma olayı gerçekleştiği görülmektedir. Dört zamanlı Wankel motorunda ise eksantrik milinin bir turunda bir yanma olayı gerçekleşir. Bu nedenle Wankel motorunun iki zamanlı çalıştırılması güç yoğunluğunun artmasını sağlar. Güç yoğunluğunun artması, aynı gücün daha düşük dönme sayılarında elde edilebileceği sonucunu da getirir.

Gövdeyi tarayan uç segman analizi incelendiğinde segmanlara etkiyen bileşke kuvvetin hiçbir zaman rotorun merkezine doğru dönmediği görülmektedir. Böylelikle iki zamanlı Wankel motorunda, segman bir yanma olayı için iki kez yön değiştiriyor olsa dahi, sızdırmazlık sorunu yaşanmamaktadır.

Açısal hız çalkalanması hesapları incelendiğinde, moment eğrisinin tepe ve taban noktaları arasındaki mesafenin ortalama moment değerine oranının daha küçük olması yani genliğinin azalması, motorun çalışma karakteristiğinin daha düzgün olacağı anlamını gelmektedir. Açısal hız çalkalanmasından elde edilen bir diğer sonuç ise moment eğrisinin frekansının artmasıdır.

Açısal hız çalkalanmasından elde edilen bir diğer sonuç ise tek rotorlu iki zamanlı Wankel motorunda momentin hiçbir zaman negatif değere düşmemesidir. Bunun anlamı, çevrimin sürekliliğinin sağlanması için gerekli atalet kuvvetini rezerv eden volan kütlesi azaltılabilir. Böylelikle motorun toplam ağırlığı dört zamanlı Wankel motoruna göre daha düşük olacaktır.

Yapısal analiz incelendiğinde motor gövdesinin her iki bölgesinde de yanma olayının gerçekleşmesi, motor üzerinde simetrik ısı ve gerilim dağılımı elde edildiği görülür. Dört zamanlı motordaki simetrik olmayan sıcaklık ve gerilim dağılımı yapının karmaşık olmasına neden olmaktadır. İki zamanlı Wankel motorunda ise simetrik yapı, gerek gövde üzerindeki soğutma sisteminin gerekse yapısal dayanım sağlayan cidarların daha basit olmasını sağlar.

Egzoz penceresinin süpürme penceresinden önce kapanabilmesi, supap mekanizmasına ihtiyaç duymadan aşırı doldurma yapılabilmesini sağlamaktadır. İki zamanlı klasik pistonlu motorlarda ise ancak egzoz kanalına supap mekanizması yerleştirilerek aşırı doldurma yapılabilirdi için iki zamanlı Wankel motor daha basit bir yapıyla bu soruna çözüm getirmektedir.

İnsansız hava aracı motorlarında titreşimsiz, güç yoğunluğu yüksek, düşük dönme sayılarında gerekli gücü verebilen, hafif, basit bir yapı istenir. Bu nedenle iki zamanlı Wankel motoru, insansız hava araçlarında kullanılmaya çok uygun olur.

4.3 Öneriler

İki zamanlı Wankel motoru konusunda yapılan bu çalışma ileride motor hesaplarına manifoldlardaki basınç çalkalanması, motor-doldurucu çifti hesabı, kademeli dolgu, egzoz gazı resürkirasyonu, yanma odası geometrisinin değiştirilmesi, soğutma hesabı, pencere geometrilerinin geliştirilmesi, segmanlardaki yağ filmi oluşumu, dizel yakıt ile çalışma, aşırı doldurma hesabı eklenerek hesaplar geliştirilebilir.

Özellikle insansız hava araçlarında kullanılmak için tasarlanan bu motordan deney verileri elde etmek için, Mazda 13B motoruna ait gövde, rotor, su ve yağ pompaları kullanılarak hızlı bir prototiplemeye gidilebilir. Yan kapak malzemesi ve imal yöntemleri konusunda yapılan lisans bitirme ödevindeki veriler kullanılabilir (Bilgier, 2010).

Deney motorundan indike basınç diyagramı çıkartmak için gövde üzerine iki adet basınç sensörü yerleştirmek yeterli olacaktır.

KAYNAKLAR

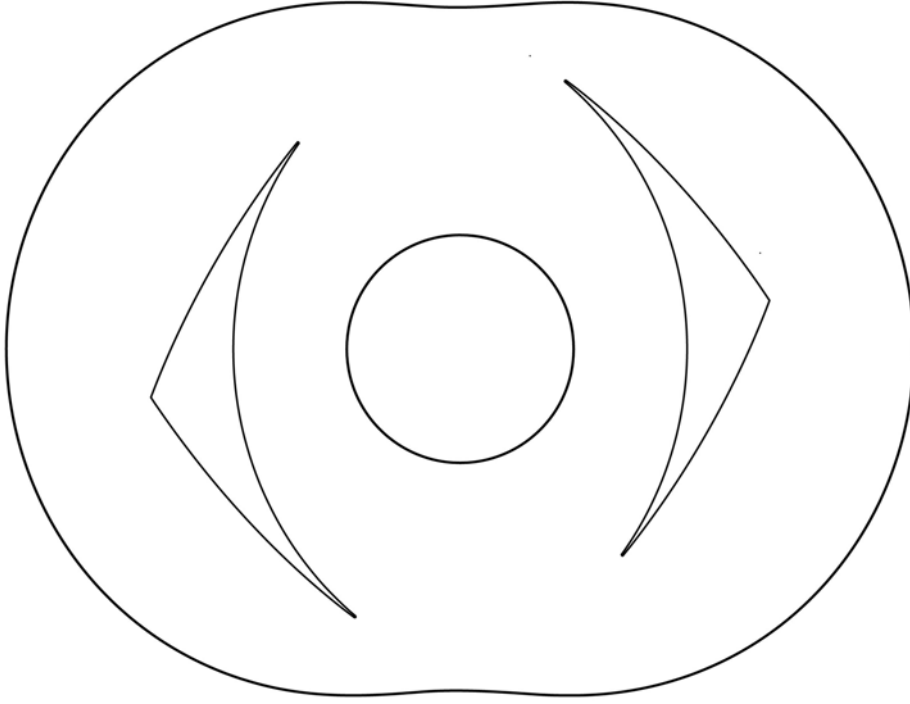
- Ansdale, R. F.**, 1968: The Wankel RC Engine Design and Performance. London Iliffe Boks LTD. , London.
- Bensinger, W. D.**, 1973: Rotationskolben-Verbrennungsmotoren. Springer-Verlag, New York.
- Bilgier, N., ve Yağmur, F. S.**, 2010: Dört Zamanlı Wankel Motorun İki Zamanlı Hale Dönüşümü Ve Değişen Parçaların İmalatı, *lisans bitirme ödevi*, İTÜ, Makina Fakültesi, İstanbul, Türkiye
- Blair, G. P.**, 1990: The Basic Design of Two Stroke Engines. SAE International, Warrendale, PA.
- Blair, G. P.**, 1996: Design and Simulation of Two Stroke Engines. SAE International, Warrendale, PA.
- Ergeneman. M.**, 2010: İçten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma, *Ders Notları*. İTÜ, Makina Fakültesi, İstanbul, Türkiye.
- Fleck, R., and Cartwright, A.**, 1996. Coefficients of Discharge in High Performance Two-Stroke Engines. *SAE Paper*, 962534.
- Froede, W.**, 1965. NSU Motorenwerke, *MTZ Paper*, Neckarsulm, West Germany.
- Froede, W., and Jungbluth, G.**, 1968. Der Kreiskolbenmotor des NSU -Spider *ATZ Paper*, **Teil 1**, 68/5, Germany.
- Froede, W., and Jungbluth, G.**, 1968. Der Kreiskolbenmotor des NSU -Spider *ATZ Paper*, **Teil 2**, 68/8, Germany.
- Gökçeli, C., ve Yanalak, B.**, 2010: Wankel Motorunda Uç Sızdırmazlık Elemanlarının Dinamik Analizi, *lisans bitirme ödevi*, İTÜ, Makina Fakültesi, İstanbul, Türkiye
- Hiereth, H., Prenninger, P.**, 2007: Charging the Internal Combustion Engine. Springer-Wien, New York.
- Horlock, J. H., Winterbone, D. E.**, 1986: The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines, **Vol 2**. Oxford University Press, New York.
- Jungbluth, G.**, 1992. Skriptum Kolbenmaschinen II Rotationskolbenmaschinen, *Ders Notları*, Universitat Karlsruhe, Institut für Kolbenmaschinen, Almanya.

- Kolchin, A., Demidov, V.,** 1984: Design of Automotive Engines. Mir Publishers, Moscow. (Kolchin 1984)
- Kutlar, O. A.,** 1986. Wankel Motoru, *lisans bitirme ödevi*, İTÜ, Makina Fakültesi, İstanbul, Türkiye.
- Kutlar, O. A.,** 2006. Wankel Motoru, *Seminer Notları*, İTÜ, Makina Fakültesi, İstanbul, Türkiye.
- Liepmann, H. W., Puckett, A. E.,** 1947: Introduction to Aerodynamics of a Compressible Fluid. J. Wiley & Sons Inc, London.
- Mai, H.,** 1969. Stirnflächendichtung für innenachsige Rotationskolbenbrennkraftmaschinen, *Germany Patent*, No: 1300123 dated 31.7.1969.
- Mehdiyev, R., Arslan, H.,** 2003: İçten Yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi, *Ders Notları*, 1. İTÜ, Makina Fakültesi, İstanbul, Türkiye.
- Merker, G. P., and Schwarz, C.,** 2006: Simulating Combustion. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg.
- Norbye, J. P.,** 1972: Wankel Engine: Design, Development, Application. Bailey Bros.& Swinfen Ltd, Folkstone, England.
- Pischinger, S.,** 2005: Internal Combustion Engines, *Lecture Notes*, **Vol 1**, Rheinisch – Westfälische Technische Hochschule, Aachen.
- Pischinger, S.,** 2006: Internal Combustion Engines, *Lecture Notes*, **Vol 2**, Rheinisch – Westfälische Technische Hochschule, Aachen.
- Schmid, C.,** 1966: Der Rotationskolbenmotor als Neuzeitlicher Antrieb. Battelle Institut, V. Frankfurt.
- Sierens, R., and Baert, R.,** 1983. A comprehensive study of Wankel engine performance, *SAE Paper*, 830332.
- Takashi, H.,** 1997. Two-Cycle Rotary Engine, *Japan Patent*, No: 1300123 dated 30.6.1997.
- Vibe, V.,** 1970. Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. Veb Verlag Technik, Berlin, Almanya.
- Westland, M. W.,** 1993. Two-Stroke Rotary Internal Combustion Engine, *American Patent*, No: 1300123 dated 12.10.1993.
- White, F. M.,** 1998: Fluid Mechanics. Mcgraw-Hill, New York.
- Wilmers, G.,** 1971. Berechnung der gaseitigen Vorgänge im Kreiskolbenmotor System NSU-Wankel, *Doktora Tezi*, Stuttgart Üniversitesi, Almanya.
- Woschni, G.,** 1967. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, *SAE Paper*, 670931, SAE Trans, **Vol. 76**.
- Yamamoto, K.,** 1971: Rotary Engine. Toyo Kogyo Co., Ltd., Japan.
- Zinner, K.,** 1978: Supercharging of Internal Combustion Engines: Fundamentals, Calculations, Examples. Springer-Verlag, New York, LLC.

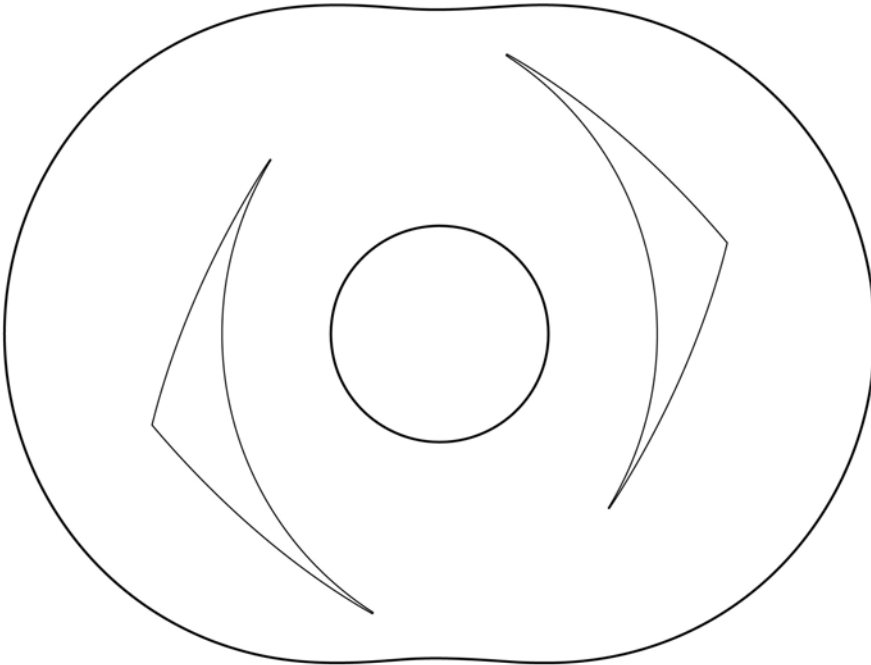
EKLER

EK A.1 :Hesapları

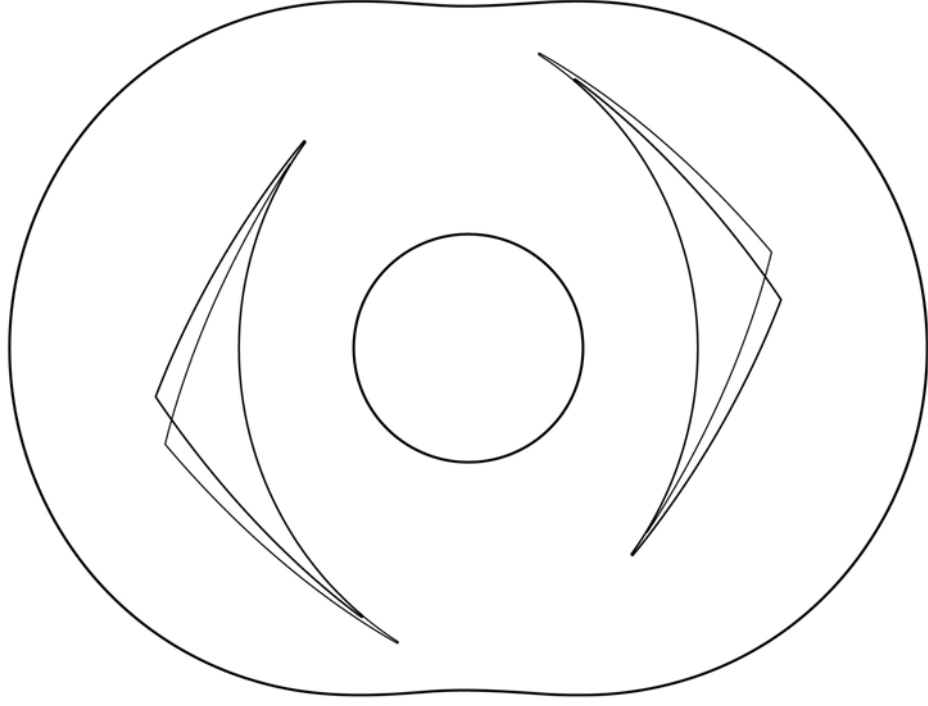
EK A.1



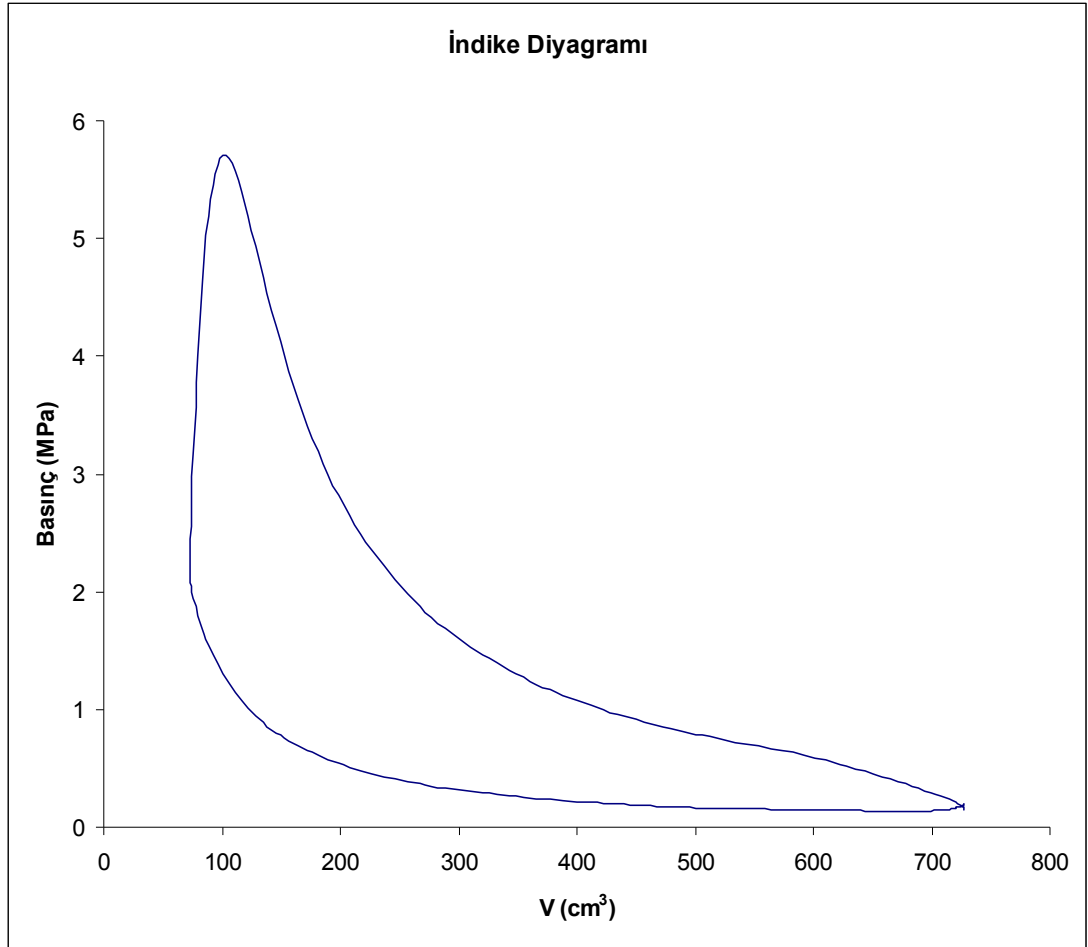
Şekil A.1 : Egzoz penceresi geometrisi



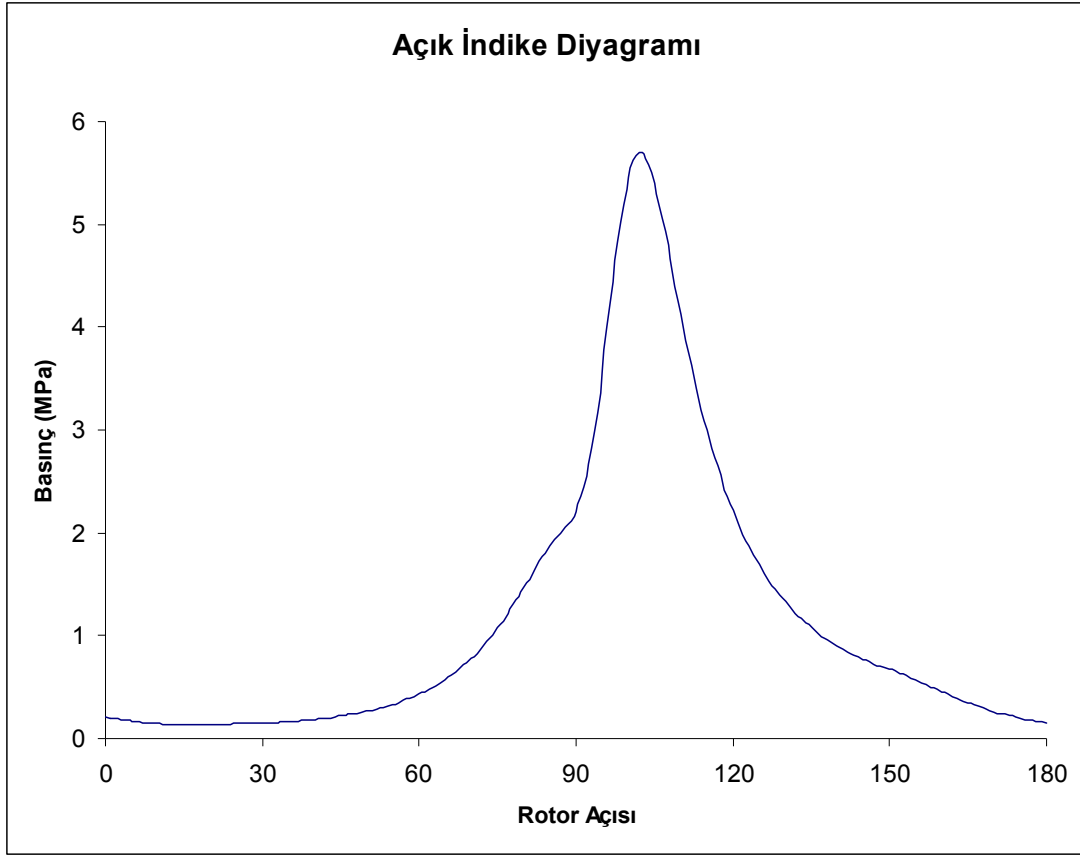
Şekil A.2 : Süpürme penceresi geometrisi



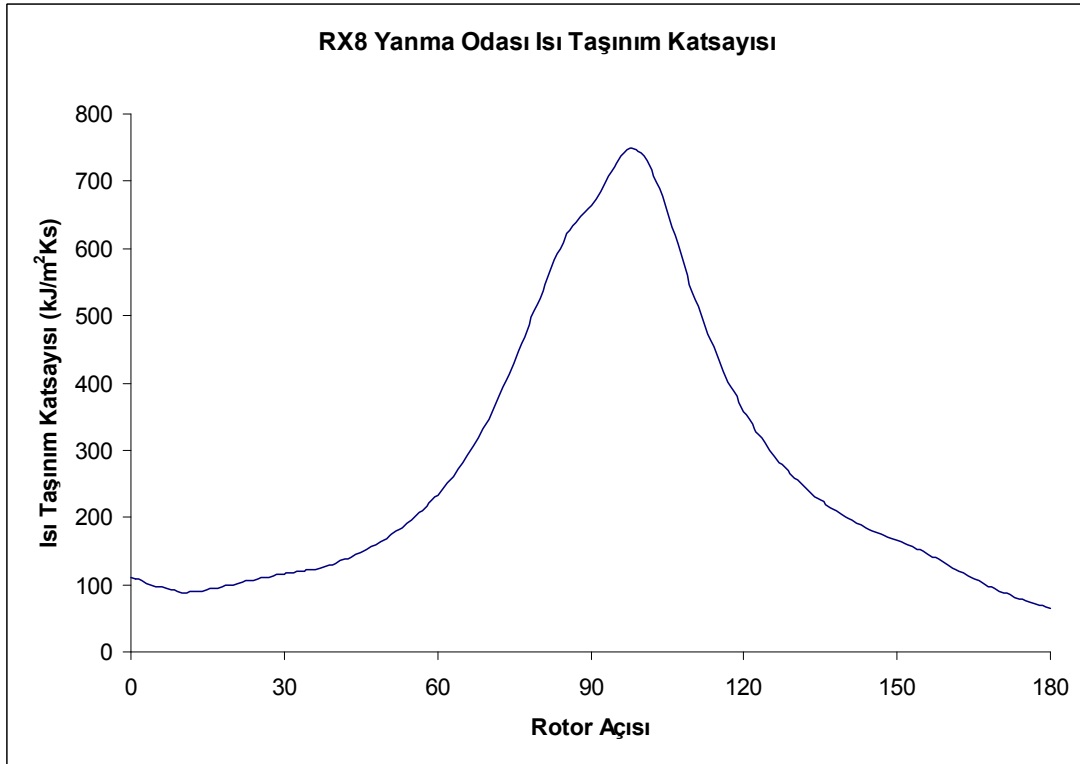
Şekil A.3 : Egzoz ve süpürme penceresi geometrileri



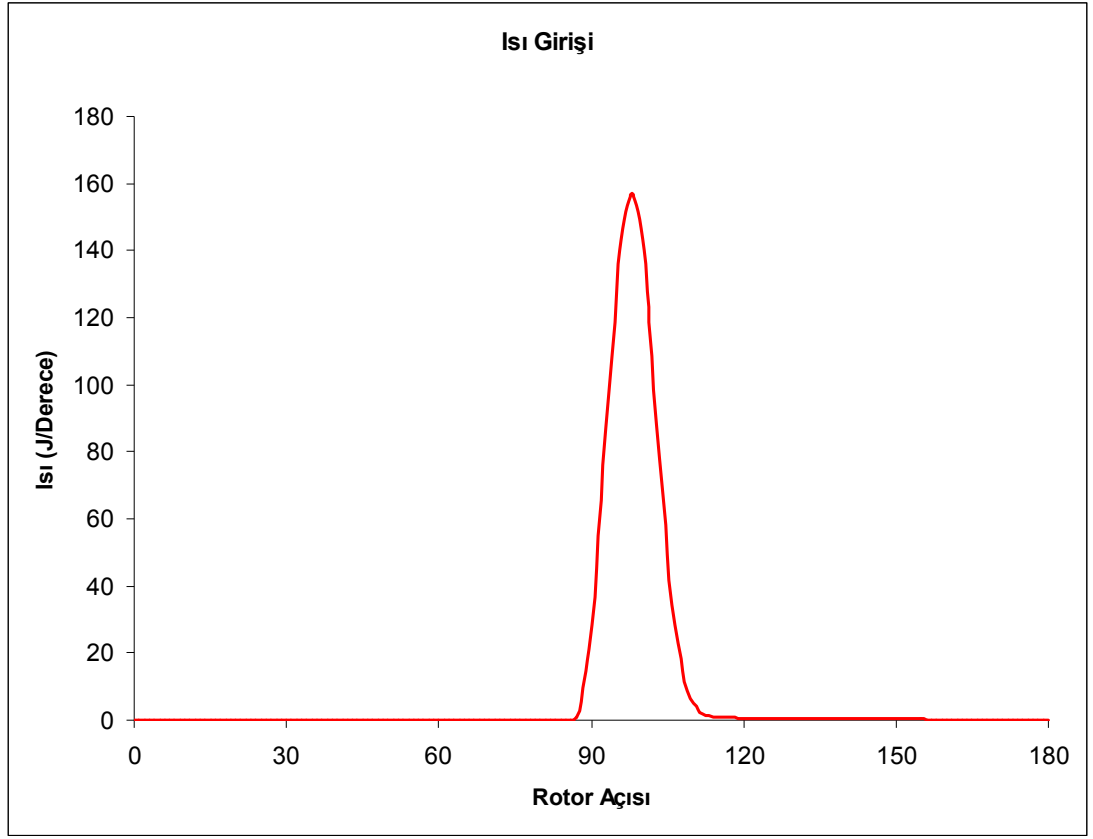
Şekil A.4 : 6000 d/dak indike basınç-hacim diyagramı



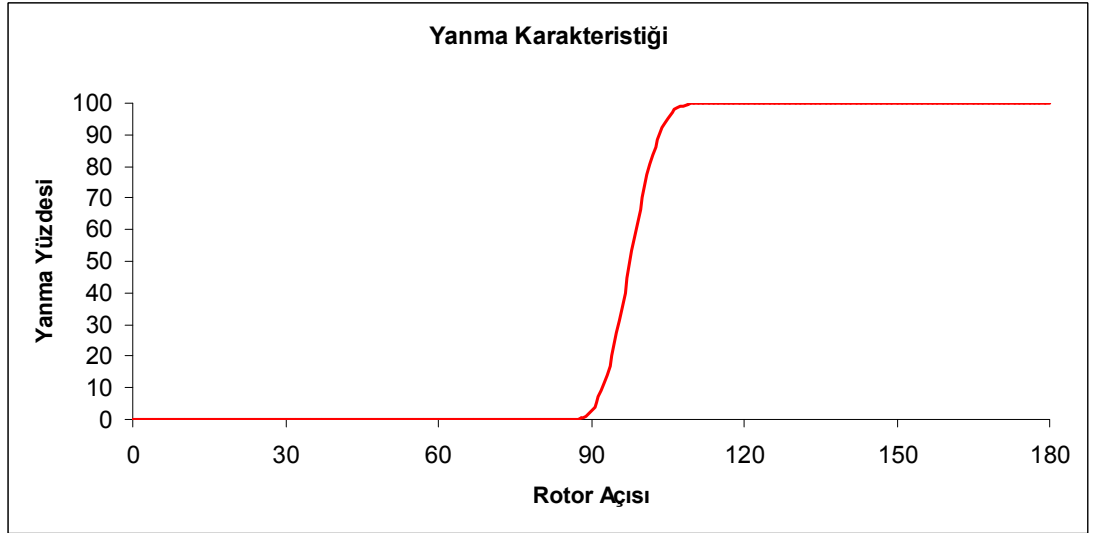
Şekil A.5 : 6000 d/dak açık indike diyagramı



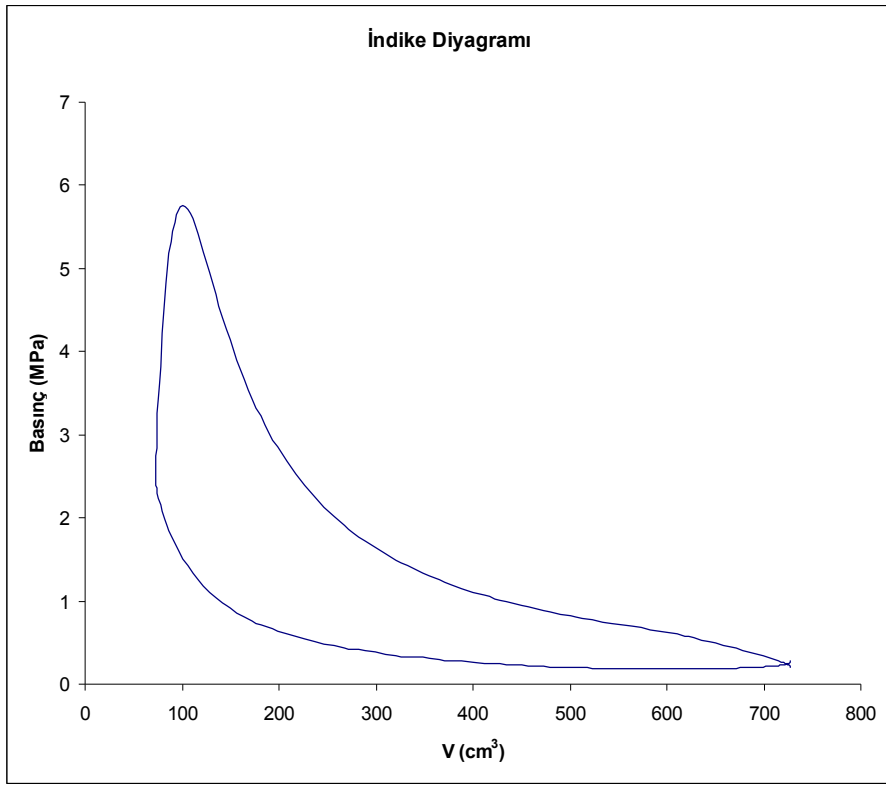
Şekil A.6 : 6000 d/dak ısı taşınım katsayısı



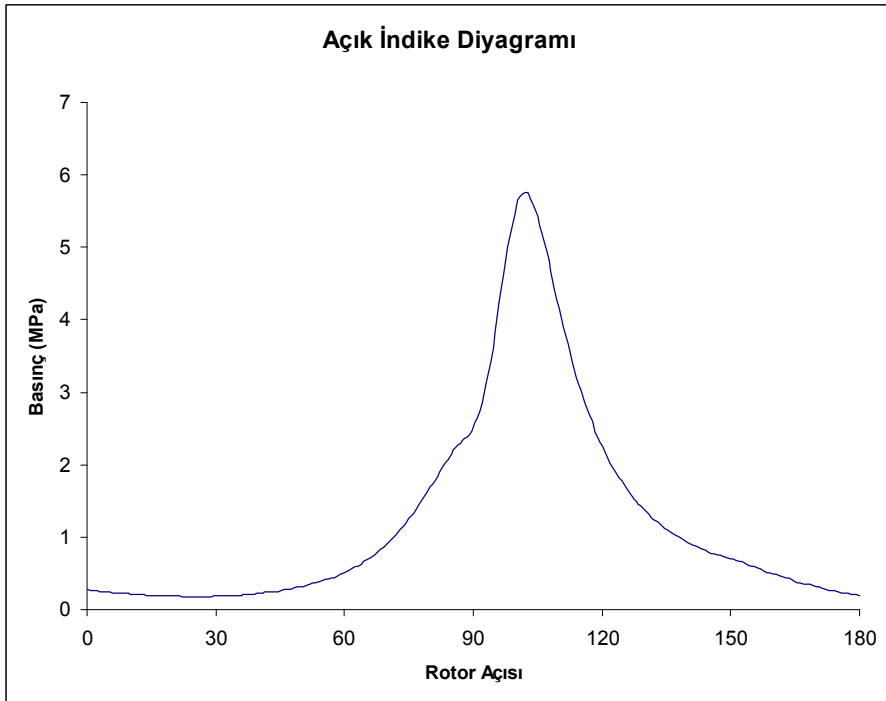
Şekil A.7 : 6000 d/dak ısı girişi



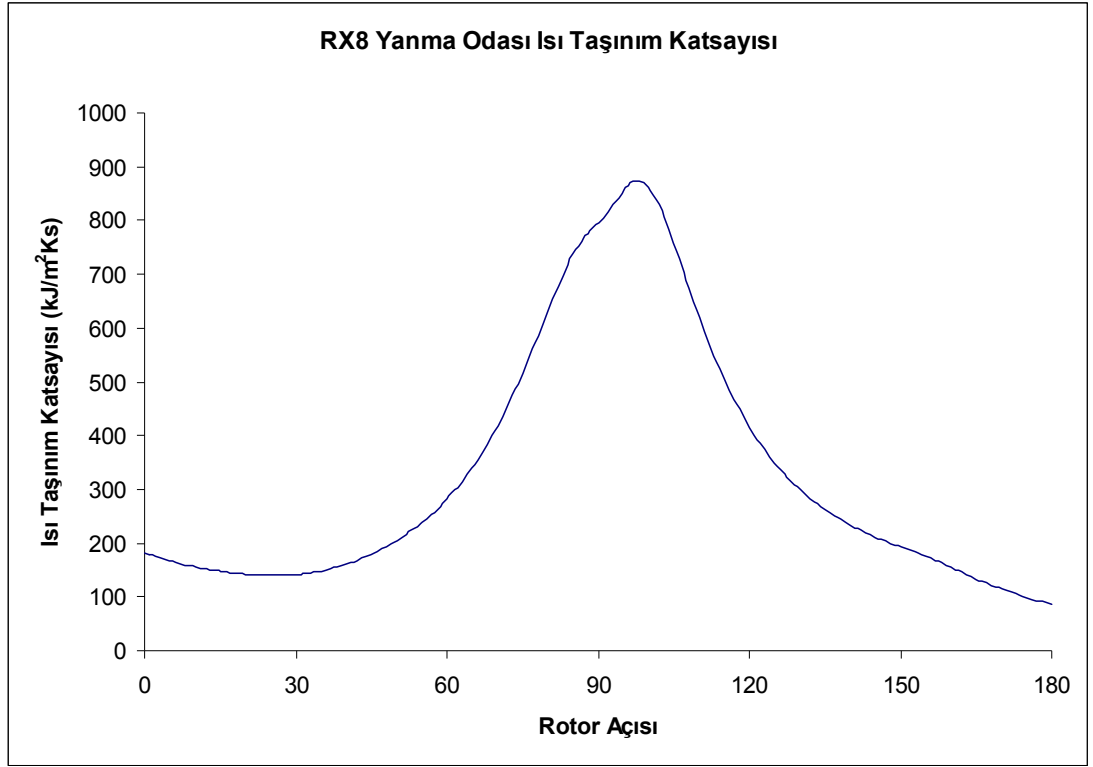
Şekil A.8 : 6000 d/dak yanma karakteristiği



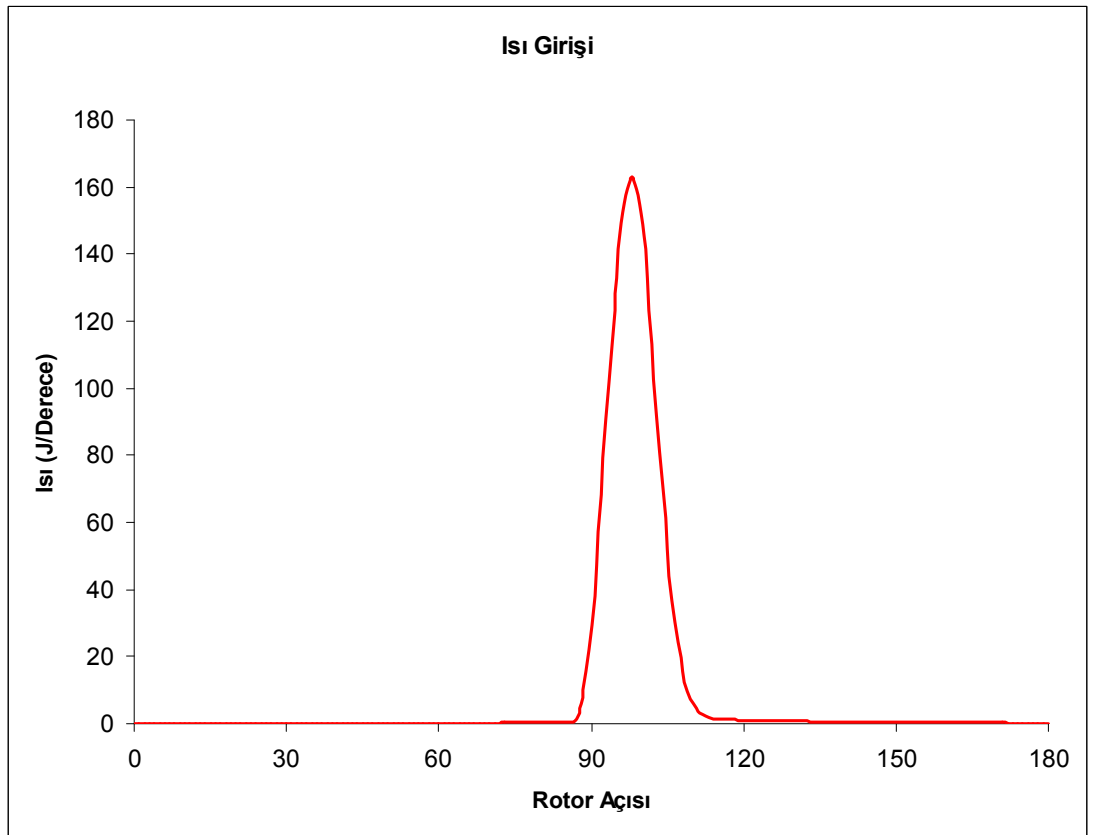
Şekil A.9 : 9000 d/dak indike basınç-hacim diyagramı



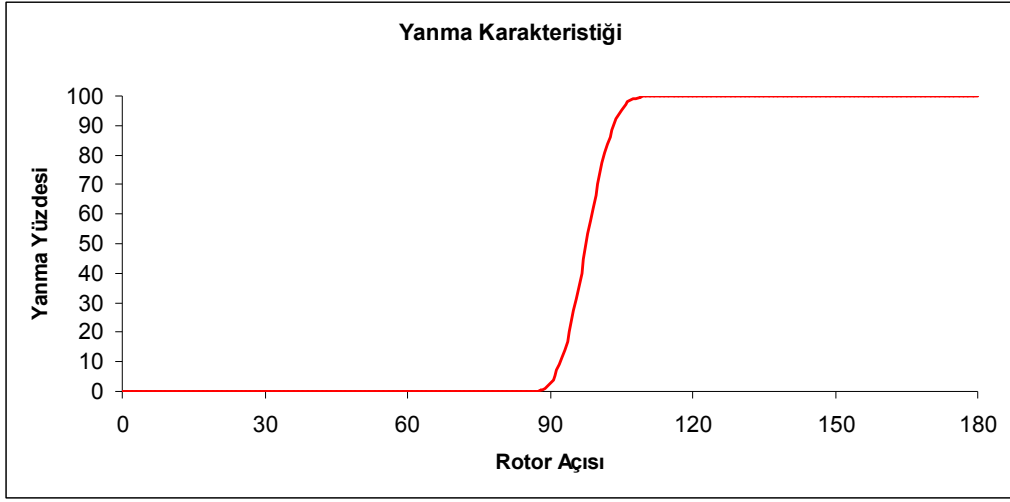
Şekil A.10 : 6000 d/dak açık indike diyagramı



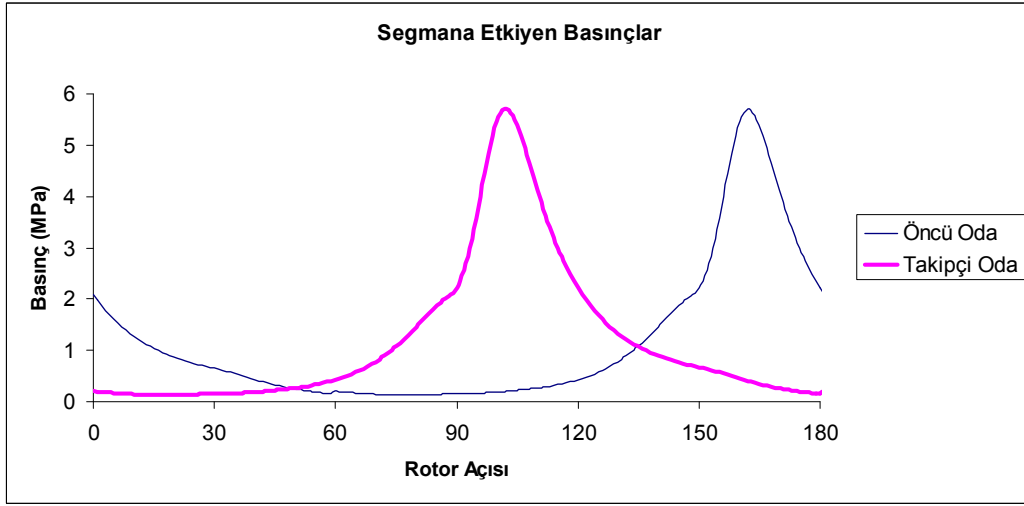
Şekil A.11 : 6000 d/dak ısı taşınım katsayısı



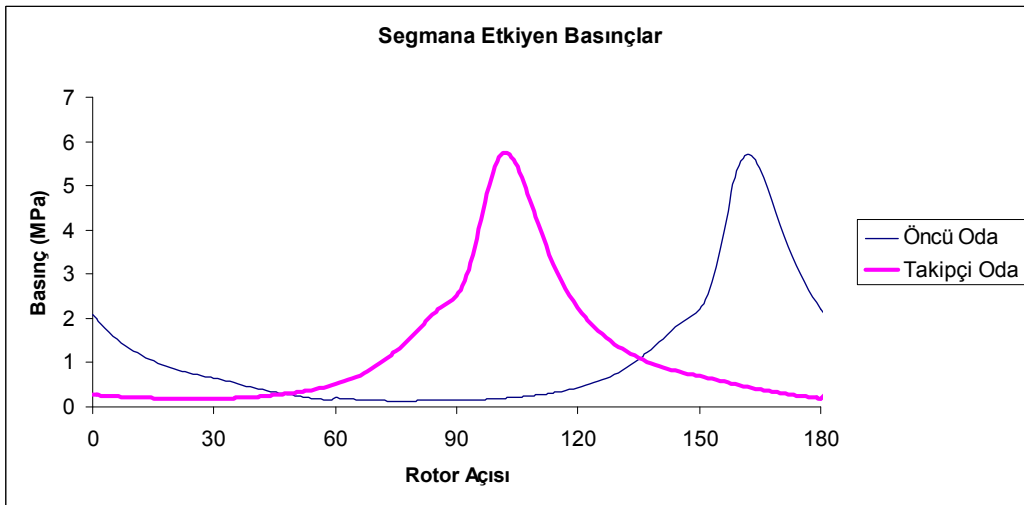
Şekil A.12 : 9000 d/dak ısı girişi



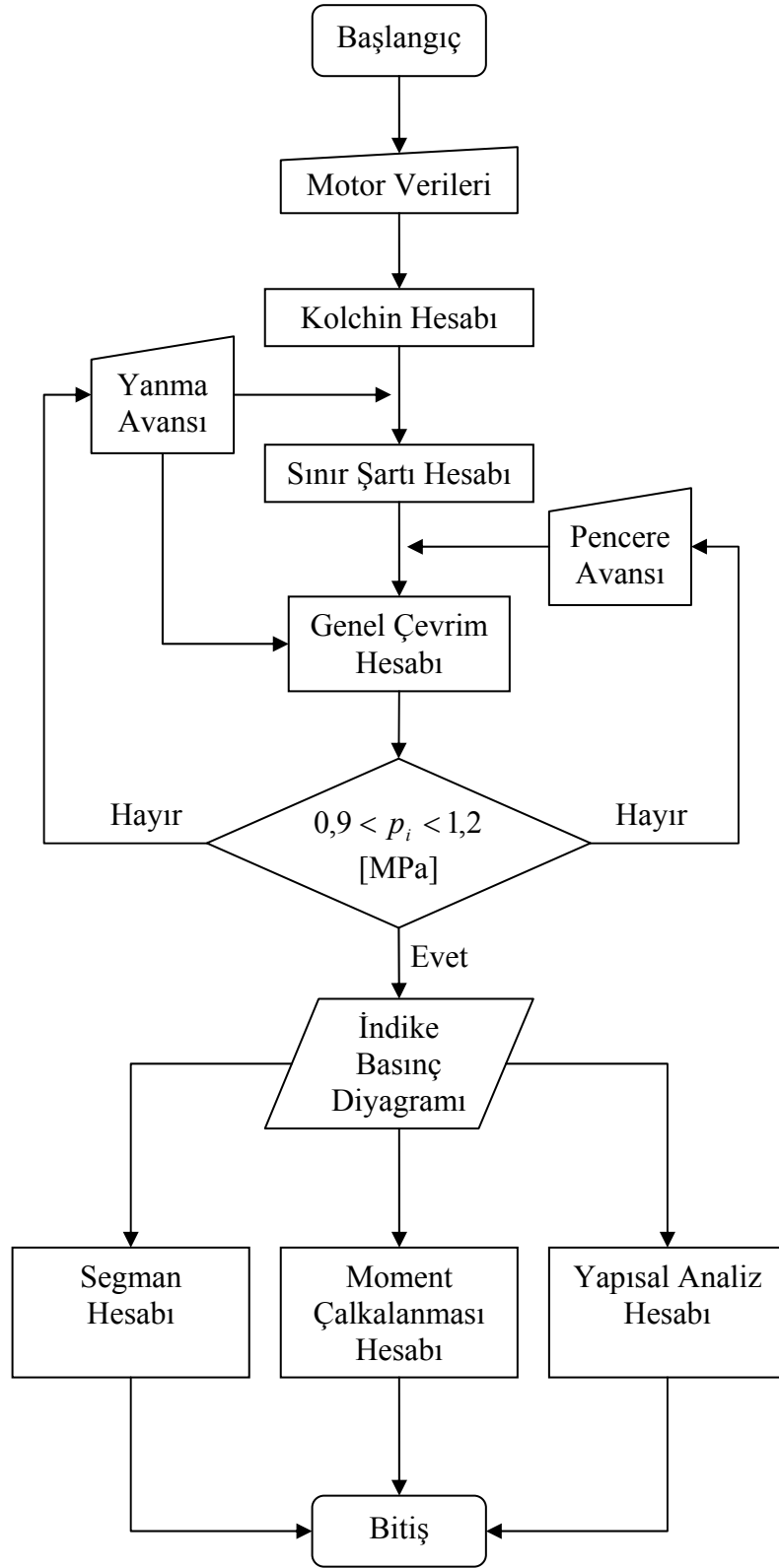
Şekil A.13 : 9000 d/dak yanma karakteristiği



Şekil A.14 : 6000 d/dak yanma odası basınçları



Şekil A.15 : 9000 d/dak yanma odası basınçları



Şekil A.16 : Akış diyagramı

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Fatih MALKAZ
Doğum Yeri ve Tarihi: Ankara - 1984
Adres: İTÜ Motorlar ve Taşıtlar Laboratuvarı
Mail: fatih_malkaz@hotmail.com
Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi
Makina Mühendisliği