

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İKİ ZAMANLI WANKEL MOTORU ÇEVİRİM  
ANALİZİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Fırat SARAÇOĞLU**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Otomotiv Programı**

**HAZİRAN 2012**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İKİ ZAMANLI WANKEL MOTORU ÇEVİRİM  
ANALİZİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Fırat SARAÇOĞLU  
(503091735)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Otomotiv Programı**

**Tez Danışmanı: Y.Doç.Dr. Osman Akın KUTLAR**

**HAZİRAN 2012**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091735 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Fırat SARAÇOĞLU**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**İKİ ZAMANLI WANKEL MOTORU ÇEVİRİM ANALİZİNİN GELİŞTİRİLMESİ**" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Y.Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi :** **4 Mayıs 2012**  
**Savunma Tarihi :** **7 Haziran 2012**



*Aileme,*





## ÖNSÖZ

Yenilikçi bir motor tipi olan Wankel motoru, orijinal tasarımı ile bile diğer motor tiplerinden farkını ortaya sermektedir. Bu motorun çalışma prensibini değiştirmek de kendi başına bir yenilikçiliktir. Bir motoru daha kavram aşamasında tasarlamak ve bununla ilgili geliştirme hesapları yapmak heyecan verici bir süreçti.

Bu çalışmayı sürdürmemde öncü rol oynayarak hiçbir desteğini esirgemeyen Sayın Yrd. Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR'a, Yük.Mak. Müh. Fatih MALKAZ'a, uzun bir süredir içinde bulunduğum OTAM A.Ş.'ye ve değerli mesai arkadaşlarıma teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca bu konuda daha önce çalışmış bilim insanlarına, bu noktaya gelmemde üstümde emeği geçmiş hocalarıma ve bana maddi ve manevi olarak her zaman destek olan aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Mayıs 2012

Fırat SARAÇOĞLU  
(Makina Mühendisi)



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER .....	ix
KISALTMALAR .....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ .....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY .....	xxi
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1 Tezin Amacı .....	1
<b>2. WANKEL MOTORU ÇALIŞMA PRENSİBİ .....</b>	<b>3</b>
2.1 Dört Zamanlı Wankel Motoru Çalışma Prensibi .....	4
2.1.1 Birinci zaman .....	4
2.1.2 İkinci zaman .....	4
2.1.3 Üçüncü zaman.....	4
2.1.4 Dördüncü zaman .....	4
2.2 İki Zamanlı Wankel Motorunun Çalışma Prensibi .....	6
2.2.1 Birinci zaman .....	7
2.2.2 İkinci zaman .....	8
<b>3. MOTORUN GEOMETRİSİ .....</b>	<b>11</b>
3.1 Gövdenin Geometrisi .....	11
3.2 Genişletilmiş Gövde Geometrisi .....	12
3.3 Rotorun Geometrisi .....	14
3.4 Çemberin Geometrisi .....	15
3.5 Rotorun ve Büyük Çemberin Gövde Geometrisine Oturtulması .....	16
3.6 Limon Geometrisi .....	17
3.7 Pencere Geometrisi .....	19
3.8 Yanma Odası Hacim Değişimi Hesabı .....	21
3.9 Pencere Alanları Hesabı .....	23
<b>4. TERMODİNAMİK ÇEVİRİM HESAPLARI .....</b>	<b>25</b>
4.1 Kolchin Hesabı.....	25
4.2 Çevrimin Analizi.....	26
4.2.1 Yanma odasındaki özgül ısılar oranının hesabı .....	26
4.2.2 Isı girişi .....	27
4.2.3 Isı çıkışı .....	27
4.2.4 Dolgu değişimi .....	29
4.2.5 Kütleli debi hesabı .....	34
4.2.6 Hesap adım aralığının seçimi .....	39
4.3 İndike Parametrelerin Hesabı .....	41
4.3.1 Ortalama indike basınç.....	41
4.3.2 İndike güç.....	42

4.3.3 İndike özgül yakıt tüketimi .....	42
4.4 Sürtünme Basıncının Hesaplanması .....	42
4.5 Efektif Parametrelerin Hesabı .....	45
4.5.1 Ortalama efektif basınç .....	45
4.5.2 Efektif güç .....	45
4.5.3 Efektif özgül yakıt tüketimi.....	45
<b>5. SONUÇLAR .....</b>	<b>47</b>
5.1 Geometrik Hesap Sonuçları .....	47
5.2 Pencere Alan Hesabı Sonuçları .....	48
5.3 Yanma Odası İçi Kütle Değişimi .....	49
5.4 Yanma Odasına Isı Girişi .....	51
5.5 Yanma Odasından Isı Çıkışı.....	52
5.6 Yanma Odası Basınç Değişimi .....	53
5.7 İndike Parametrelerin Hesabının Sonuçları.....	55
5.7.1 Ortalama indike basınç.....	55
5.7.2 İndike güç.....	57
5.7.3 Özgül yakıt tüketimi.....	57
5.8 Sürtünme Kaybı Basıncı.....	58
5.9 Efektif Parametrelerin Hesabının Sonuçları.....	58
5.9.1 Ortalama efektif basınç .....	59
5.9.2 Efektif güç .....	59
5.9.3 Özgül yakıt tüketimi.....	59
5.10 İki Zamanlı Motor Dolgu Değişimi Parametreleri .....	61
5.10.1 Süpürme oranı .....	62
5.10.2 Süpürme verimi .....	62
<b>6. YORUMLAR VE ÖNERİLER.....</b>	<b>65</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>67</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>69</b>

## **KISALTMALAR**

<b>AÖN</b>	: Alt Ölü Nokta
<b>ÜÖN</b>	: Üst Ölü Nokta
<b>KMA</b>	: Krank Mili Açısı
<b>EMA</b>	: Eksantrik Mili Açısı
<b>RA</b>	: Rotor Açısı
<b>ÜÖNS</b>	: Üst Ölü Noktadan Sonra
<b>HYO</b>	: Hava Yakıt Oranı



## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1: İki zamanlı motorlarda egzoz ve emme açılma avansları.....	19
Çizelge 2: İki Zamanlı Wankel motoru pencere avansları.....	20
Çizelge 3: Geometrik Hesap Sonuçları. ....	47
Çizelge 4: Farklı motorlara göre pencere alanları. ....	48
Çizelge 5: Farklı motor hızlarında kütle değişimi (Blair 2, $p_{dol}=2,5$ atm).....	49
Çizelge 6: Farklı doldurucu basınçlarında pmi.....	55
Çizelge 7: Farklı hızlarda pmi. ....	56





## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1: Wankel Motorunun Çevrim Şeması. ....	3
Şekil 2.2: Wankel ve klasik pistonlu motor çevrimlerinin karşılaştırması. ....	5
Şekil 2.3: İki zamanlı Wankel Motoru ve iki zamanlı klasik pistonlu motor çevrimlerinin karşılaştırması. ....	7
Şekil 2.4: AB yüzeyi egzoz açılma anı. ....	8
Şekil 2.5: AB yüzeyi 180° RA sonrası egzoz açılma anı. ....	8
Şekil 3.1: Wankel motoru gövde geometrisi. ....	11
Şekil 3.2: $\varphi$ dönme açısı ve a uzaklığının gösterimi. ....	13
Şekil 3.3: Genişletilmiş gövde geometrisi. ....	14
Şekil 3.4: Rotorun geometrisi. ....	15
Şekil 3.5: Rotorun ve büyük çemberin konumu. ....	17
Şekil 3.6: Limon Geometrisi. ....	18
Şekil 3.7: Blair 1'e göre pencere geometrileri. ....	20
Şekil 3.8: Rotor ile gövde arasında kalan alanlar. ....	21
Şekil 3.9: Yanma odasının hacim değişimi. ....	22
Şekil 3.10: Oyuk hacmi. ....	23
Şekil 3.11: Pencere kesit alanları. ....	24
Şekil 4.1: Isı taşınım katsayısı. ....	28
Şekil 4.2: Isı taşınım katsayısının motor hızına bağlı değişimi. ....	28
Şekil 4.3: Kontrol hacmi, ısı-kütle geçişi. ....	30
Şekil 4.4: Heun yöntemi. ....	35
Şekil 4.5: Süpürme penceresi kısılma katsayıları. ....	38
Şekil 4.6: Egzoz penceresi kısılma katsayıları. ....	39
Şekil 4.7: Kütle debisinin hesap adım aralığı ile değişimi. ....	40
Şekil 4.8: Egzoz kütlelerinin hesap adım aralığı ile değişimi. ....	41
Şekil 4.9: Sürtünme basıncının motor hızına bağlı değişimi. ....	43
Şekil 4.10: Sabit hızlarda ortalama efektif basıncın değişimine göre sürtünme basıncının değişimi. ....	44
Şekil 5.1: Farklı egzoz pencereleri alanları. ....	48
Şekil 5.2: Farklı süpürme pencereleri alanları. ....	49
Şekil 5.3: Blair 1.pencere geometrisine göre yanma odası kütle değişimi. ....	50
Şekil 5.4: Blair 2.pencere geometrisine göre yanma odası kütle değişimi. ....	50
Şekil 5.5: Blair 3.pencere geometrisine göre yanma odası kütle değişimi. ....	51
Şekil 5.6: Yanmış yakıt yüzdesi-rotor açısı. ....	52
Şekil 5.7: Yanma odasına ısı girişi. ....	52
Şekil 5.8: Yanma odasından çıkan ısı miktarı. ....	53
Şekil 5.9: Yanma odasından çıkan ısı akısı. ....	53
Şekil 5.10: Farklı motor hızlarında P-V diyagramı. ....	54
Şekil 5.11: Farklı pencere geometrilerinde P-V diyagramı. ....	54
Şekil 5.12: Farklı doldurucu basınçlarında P-V diyagramı. ....	55
Şekil 5.13: Ortalama indike basıncın değişimi. ....	56
Şekil 5.14: İndike gücün değişimi. ....	57
Şekil 5.15: Özgül yakıt tüketiminin değişimi (indike). ....	58

<b>Şekil 5.16:</b> $p_{mf}$ 'nin değişimi.....	59
<b>Şekil 5.17:</b> $p_{me}$ 'nin değişimi.....	60
<b>Şekil 5.18:</b> Ortalama efektif gücün değişimi.....	60
<b>Şekil 5.19:</b> Efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi.....	61
<b>Şekil 5.20:</b> SV'nin değişimi.....	63
<b>Şekil 5.21:</b> Karışımli hal-karışimsız hal karşılaştırması.....	64
<b>Şekil 5.22:</b> Karışımli-karışimsız hal efektif güç karşılaştırması.....	64

## SEMBOL LİSTESİ

$H_u$	: Yakıtın alt ısıl değeri (kJ/kg)
$\varphi$	: Dönme Açısı (°)
$\mu$	: Kısılma katsayısı
$\mu_{em}$	: Süpürme penceresi kısılma katsayısı
$\mu_{eg}$	: Egzoz penceresi kısılma katsayısı
$p_0$	: Atmosfer basıncı (MPa)
$T_0$	: Atmosfer sıcaklığı (K)
$\nu$	: Rotor açısı (°)
$T_{em}$	: Emme manifoldu gaz sıcaklığı (K)
$n$	: Eksantril mil hızı (devir/dak)
$\varepsilon$	: Sıkıştırma oranı
$k$	: Rotor çemberi-eksantrik mil çevre oranı
$c_p$	: Sabit basınçtaki havanın molar özgül ısısı (kJ/kmolC)
$c_v$	: Sabit hacimdeki havanın molar özgül ısısı (kJ/kmolC)
$p^{mi}$	: Ortalama indike basınç (bar)
$N_i$	: İndike güç (kW)
$V_H$	: Strok hacmi (cm <sup>3</sup> )
$V_{min}$	: Üst ölü noktadaki hacim (cm <sup>3</sup> )
$V_{maks}$	: Alt ölü noktadaki hacim (cm <sup>3</sup> )
$\tau$	: Çevrim zaman sayısı
$P_{me}$	: Ortalama efektif basınç (bar)
$P_{mf}$	: Sürtünme kaybı basıncı (bar)
$N_e$	: Ortalama efektif güç (kW)
$dm_s$	: Yanma odasında birim zamanda değişen kütle miktarı (kg)
$dm_{em}$	: Süpürme penceresinden birim zamanda giren kütle miktarı (kg)
$dm_{eg}$	: Egzoz penceresinden birim zamanda çıkan kütle miktarı (kg)
$dm_{emtepme}$	: Süpürme penceresinden birim zamanda çıkan kütle miktarı (kg)
$dm_{egtepme}$	: Egzoz penceresinden birim zamanda giren 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 <sup>3</sup> )
$dQ_{net}$	: Yanma odası birim zamandaki ısı geçişi miktarı (J)

$T$	: Sıcaklık (K)
$t$	: Sıcaklık ( $^{\circ}\text{C}$ )
$R$	: İdeal gaz sabiti(J/kgK)
$k$	: Özgül ısıların oranı
$\rho$	: Yoğunluk ( $\text{kg/m}^3$ )
$\psi$	: Debi fonksiyonu
$a$	: Pencere kesit alanı ( $\text{m}^2$ )
$V_s$	: Yanma odası hacmi ( $\text{m}^3$ )
$b_i$	: İndike özgül yakıt tüketimi (g/kWsaat)
$b_e$	: Efektif özgül yakıt tüketimi (g/kWsaat)
$p_{em}$	: Emme manifoldu basıncı (Pa)
$p_{eg}$	: Egzoz manifoldu basıncı (Pa)
$h$	: Isı taşınım katsayısı ( $\text{J/m}^2\text{Ks}$ )

## İKİ ZAMANLI WANKEL MOTORU ÇEVİRİM ANALİZİNİN GELİŞTİRİLMESİ

### ÖZET

Wankel motorları, ismini yaratıcısı olan Felix Wankel'den almıştır. Döner pistonlu bir motor çeşidi olan Wankel motorları, günümüzde dört zamanlı çalışma prensibine dayalı olarak üretilmekte ve çeşitli alanlarda kullanılmaktadır. Yapısı itibarıyla küçük motor hacminden yüksek güç üretimine olanak sağlayan bir motor tipidir. Sızdırmazlık ve yağlama problemleri nedeniyle kullanımı fazla yaygınlaşmamasına rağmen, motoru kullanmaya devam eden alanlar mevcuttur. Havacılık sektöründe, özellikle insansız hava araçlarında, güç/ağırlık oranı yüksek tahrik sistemleri gerekmektedir. Ağırlığın düşük olması, uzun süre havada kalacak araç için, yakıt tüketimi açısından avantaj sağlamaktadır. Aynı zamanda gücün yüksek olması arzulan bir durumdur. Otomotiv sektöründe de geçmiş yıllarda ve günümüzde bazı firmalar Wankel motoru bulunan taşıtlar üretmişlerdir. Günümüzde karayolu araçlarının hibrit araç teknolojilerinin içinde de Wankel motoruna yer verilmektedir. Elektrikli araçlarda, akü şarjı aşamasında kullanılan Wankel motorunun en önemli avantajı, aküler nedeniyle ortaya çıkan ağırlığın, ufak kütleli Wankel motorları tarafından tolere edilmesidir. Böylece elektrikli aracın aküye dayalı menzili, ağırlık artışına rağmen yüksek seviyede tutulmaktadır.

Bu tezde, dört zamanlı Wankel motorunu, motorda en az değişiklik yaparak iki zamanlı çalışır hale getirme durumu üzerine durulmuştur. Böylece dört zamanlı Wankel motoruna göre aynı hacimde iki kat güç elde etmek mümkün olacaktır. İki zamanlı motorunun avantajı, havacılık, ulaşım ve elektrik üretimi sektöründe, şu anda da kullanılan dört zamanlı Wankel motoruna göre daha fazla verim elde etmek olacaktır.

Bu tezde, üretilmekte olan bir Wankel motoru olan Mazda'nın 13 B Renesis moturu geometrik olarak temel alınarak, iki zamanlı hale getirilecek şekilde tasarlanmıştır. Tez kapsamında yapılan çalışmaların ilk aşamasında, iki ve dört zamanlı çevrime dayalı olarak çalışan klasik pistonlu motorlar genel anlamda incelenmiş ve bu motorların çalışma prensipleri hakkında bilgi toplanarak çalışmanın sonraki kısımları için temel oluşturulmuştur. Ardından, çeşitli kaynaklarda yer alan Wankel motorları hakkında gerekli bilgiler bir araya getirilmiş ve ayrıntılı olarak incelenmiştir. Ek olarak, iki zamanlı Wankel motoru ile ilgili mevcut patentler araştırılmış, süpürme ve egzoz pencerelerinin konumlandırılması konusu incelenmiştir.

Elde edilen bilgiler doğrultusunda Wankel motorunun ana tasarım parametreleri oluşturulmaya başlanmıştır. İlk olarak Mazda RX-8 modellerinde kullanılan Wankel motoru Microsoft Excel programıyla geometrik olarak bire bir uygun olarak tasarlanmış ve boyutlar ile ilgili gerekli sayısal bilgiler geometrik şekil irdelenerek elde edilmiştir. Daha sonra, motoru iki zamanlı çalıştırmak için, dolgu değişiminin sağlandığı süpürme ve egzoz pencerelerinin konumları ve şekilleri değiştirilmiştir. Süpürme ve egzoz pencerelerinin avansları ve açık kalma süreleri, klasik pistonlu iki

zamanlı motorlarda, motor büyüklüğüne ve çalışma şartlarına göre değişmektedir. Bu doğrultuda, 3 adet farklı pencere konfigürasyonu, Wankel motorunun gövdesine bağlı kapaklarda olacak şekilde, Wankel motoru geometrisine uygun olarak tasarlanmıştır. Pencere zamanları iki zamanlı pistonlu motorlardan örnek alınarak elde edilmiştir.

Geometrik tasarım aşamasından sonra, konu üzerindeki daha önce yapılmış tez çalışması model alınarak, motorun termodinamik çevrim analizine geçilmiştir. Bu kapsamda öncelikle termodinamik analiz kısmında kullanılacak hesap yöntemleri belirlenmiştir. Pencerelerden dolgu değişimi, yanma odası içi kütle değişimi, yanma odasına ısı girişi ve yanma odasından ısı çıkışının hesabı anlatılmıştır. Bu yöntemler, motorun yanma odası içindeki sıcaklık, basınç, hacim, kütle değerlerini, rotorun dönme açısına bağlı olarak ve her rotor açısı bir adım olarak kabul edilerek, hesaplanmasında kullanılmıştır. Süpürme ve egzoz pençelerinden sağlanan dolgu değişimi, tek boyutlu gaz dinamiği denklemlerine bağlı olarak kütle olarak hesaplanmıştır. Analiz sırasında, bu tezde, daha önceki çalışmaya ek olarak, yanma odasından emme ve egzoz manifoldlarına doğru gerçekleşen gaz tepmeleri de hesaba dahil edilmiştir. Daha sonra, hesap adım aralığının çevrim sonuçlarına etkisini incelemek için, hesap adım aralığı bir derece rotor açısından onda bir derece rotor açısına ve daha sonra yüzde bir derece rotor açısına düşürülmüştür. Özellikle dolgu değişimi sırasında yanma odasından manifoldlara olan tepmelerde, hesap adım aralığının küçülmesi sonuçlara etki etmiştir. Bu yüzden, hesaplamayı hem hızlı hem de daha hassas yapabilmek için onda bir derece rotor açısı hesap adım aralığı uygun bir değer olarak seçilmiştir.

Daha sonra, termodinamik analiz sonucunda, yanma odası içindeki basınç, sıcaklık, kütle, hacim değerleri, bir çevrim boyunca, her adım aralığı için, dolgu değişimi, hacim değişimi ve ısı girişi-çıkışı da göz önüne alınarak saptanmıştır. Bu değerlere göre çevrim boyunca yanma odasına giren gaz kütlesi, yakıt miktarı, yanma odasından çıkan gaz kütlesi, ortalama indike basınç gibi parametreler hesaplanmıştır. Bu parametreler, farklı pencere geometrilerine, farklı motor hızlarına ve farklı doldurucu basınçlarına göre elde edilmiştir. Her durum için indikatör diyagramı çıkartılmış, ortalama indike basınç, indike güç ve indike özgül yakıt tüketimi değerleri hesap edilmiştir. Efektif parametreleri elde etmek için, deney yapmaksızın, literatürde Wankel motoru üzerinde yapılmış deneyler temel alınarak, hıza ve yüke bağlı sürtünme kaybı basıncı değerleri çıkartılmıştır. Bu sürtünme basınçları, ortalama indike basınçtan çıkartılarak, ortalama efektif basınç değerleri bulunmuştur. Ortalama efektif basınç değeri kullanarak, efektif güç ve efektif özgül yakıt tüketimi değerleri elde edilmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre düşük ve orta hızlarda pencere açık kalma süresi en düşük olan pencere konfigürasyonu daha yüksek güç ve daha düşük yakıt tüketimi değerleri vermektedir. Ancak daha yüksek hızlara çıkıldıkça, küçük pencerelerden dolgu değişimi sağlamak zorlaşmaktadır. Bunun için daha yüksek motor hızlarına çıkıldığında daha büyük pencere geometrisi kullanılması gerekmektedir. Doldurucu basıncının artması, her çalışma koşulu için daha yüksek güç sağlamaktadır.

# **IMPROVEMENT OF THE CYCLE ANALYSIS OF TWO STROKE WANKEL ENGINE**

## **SUMMARY**

Wankel engine has derived its name from its inventor, Felix Wankel. A type of rotary piston engine, Wankel engines are produced and utilized in various areas according to four stroke cycle principal. Thanks to its structure, it is a type of engine which allows high power output from small engine volume. Although it isn't very popular because of its leakage and lubrication problems, there are plenty of fields which Wankel engine is used. In aviation sector, especially in unmanned aircrafts, high power/weight ratio is needed. With lower weight, the aircraft can fly longer since the fuel consumption would be decreased. At the same time, higher power output is a desired quantity.

Some companies in automotive sector have produced vehicles which have Wankel engine since 60's. Nowadays, in automotive field, Wankel engine is taking a part in hybrid vehicle technologies. Wankel engine which is used to charge batteries in electric vehicles has a big advantage over conventional internal combustion engines. Because of its compact structure and low weight, it can compensate for the increased mass of electric vehicle batteries. By using Wankel engine as an electric charger for batteries, the range of electric vehicles can be extended. There are some applications in the sector which utilize Wankel engines as range extenders in electric vehicles.

In this thesis, changing the cycle type of four stroke Wankel engine to two stroke cycle has been investigated. With this application, twice the power of Wankel engine could be achieved from the same engine volume. The two stroke cycle Wankel engine would bring more efficient solutions than four stroke cycle to aviation, transportation and power generation fields.

In this study, the geometry of Mazda 13-B Renesis engine, which is still produced, is taken as a base model for two stroke Wankel engine design. As a first stage for this study, the conventional four and two stroke piston engines and their cycle principals have been investigated and a base for the next stage has been constructed from the basis information.

Next, information about Wankel engines from various sources have been gathered and investigated in detail. Also, some patents about the concept of two stroke Wankel engine have been examined and the location of scavenging and exhaust ports are determined.

In the light of gathered information, the main design parameters of two stroke Wankel engine have started to be formed. Firstly, 13-B Renesis Wankel engine's exact geometry was built up using Microsoft Excel. The necessary informations about dimensions, volume and other geometrical parameters have been calculated and derived by further investigation. Later, in order to provide gas exchange in the cylinder, scavenging and exhaust ports' locations and shapes have been altered.

The scavenging and exhaust opening advances and port timings are changing according to engine size and operating conditions in conventional two stroke cycle piston engines. Because of this, 3 different port configuration, which the ports are located in the engine covers, have been adjusted and designed according to Wankel engine operating principals. These 3 different port timings have been derived from two stroke piston engine port timings.

After geometrical designing stage, with taking the previous study as a base for this thesis, the thermodynamic cycle analysis was been started. In this context, firstly the calculation methods which will be used in analysis were defined. The calculations of gas exchange through ports, the mass exchange in cylinder, heat input to the cylinder and heat output from the cylinder have been explained. These methods are used to determine in cylinder temperature, pressure, volume and gas mass depending on the rotors turning angle and accepting the calculation step as one degree rotor angle.

Gas masses in the gas exchange process which are provided from scavenging and exhaust ports are calculated according to one dimensional gas dynamics equations. During analysis, in this study, as an addition to previous study, the backflow from cylinder to scavenging and exhaust manifolds are calculated. Later, to investigate the effect of calculation step size to the calculation results, the calculation step size of one degree rotor angle have been reduced to 0,1 degree rotor angle and further 0,01 degree rotor angle, respectively. Specifically, the backflow from cylinder to manifolds during the gas exchange process differs when the calculation step size reduces. In order to reach more accurate results as well as to execute the calculations more quickly, a calculation step size of 0,1 degree rotor angle has been seen fit to be chosen.

In further analysis, with taking the gas exchange process, volume change and heat input-output into account; for every step in one cycle, the pressure, temperature, mass and volume inside cylinder have been calculated. According to these values, during one cycle, the fuel mass, in-cylinder gas mass, scavenging and exhaust gas masses, indicated mean effective pressure (imep) have been determined. These parameters are obtained for different port geometries, for different engine speeds and for different charging pressures. For each condition, the indicator diagram (pressure versus volume), imep, indicated power and indicated specific fuel consumption values were calculated.

To obtain effective parameters such as brake mean effective pressure (bmepp), brake power and brake specific fuel consumption; friction loss pressure was estimated. The friction loss pressure is dependant on load and engine speed. Friction pressure values are derived from the experiments which were conducted on a conventional Wankel engine. This experiment setup and results were found after a literature scanning. By substracting friction pressure from the indicated mean effective pressure, brake mean effective pressure was calculated. From brake mean effective pressure, other effective parameters (brake power and brake specific fuel consumption) have been calculated.

Two approaches have been used in these analysis. Firstly, the gases in the cylinder is accepted to be non mixing. This means that fresh charge and the exhaust gases do not mix and the fuel quantity is calculated from the gas mass found in the cylinder at the end of the cycle. By this method, it is accepted that, at the end of the cycle, all the gases in the cylinder are fresh charge. However, in reality, that is not the condition.



The second approach is called mixing calculation. In this method, it is accepted that fresh charge and the exhaust gases mix in the cylinder. The mixed gas is evacuated from the cylinder. To calculate fuel mass, it is necessary to know the quantity of fresh charge in the cylinder. In order to calculate it, some correlation is done via experiments performed on two stroke engines. So, a fraction of cylinder mixed gases is fresh charge and this fraction is changing according to engine speed and according to port timings. It is found that in higher engine speeds, the ratio of fresh charge in the mixture gas is decreasing. Also small port timing geometries yields worse fresh charge ratios than bigger port timing geometries. As a comparison; the fuel quantity is calculated higher in non-mixed case. So the indicated and brake parameters are found higher in non-mixed case. But, as a more realistic approach, the mixed case scenario has to be used and developed.

From the calculated results, it is found that at low and mid engine speeds, the port geometry which has the lowest port opening time yielded higher engine power and lower fuel consumption. However, at high engine speeds, the gas exchange through small port area geometry becomes harder.

To provide gas exchange at higher engine speeds, bigger port area geometries should be used. Also, the effect of charging pressure was investigated. It can be said that, for every port configuration and engine speed, the higher charging pressure gives higher power output.

For further studies, some suggestions can be made. In this study, the working gas was assumed as air. In order to deepen the investigation, species after combustion can be taken into account. Also the pressure variations in manifolds were neglected during this study. Wave action pressure model which is dependant on the shape and length of manifolds can be investigated. Also combustion and in-cylinder gas motion can be modelled and calculated in future. Last but not the least, a prototype engine can be manufactured and experiments can be carried out on this engine.



## 1. GİRİŞ

1954 yılında Felix Wankel tarafından tasarlanan Wankel motoru diğer pistonlu motorlar gibi emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz zamanlarından oluşan dört zamanlı çevrim prensibine göre çalışır. Ancak pistonlu motorun aksine her faz motorun farklı bir kısmında gerçekleşir. Çıkış mili, rotorun üç katı devir sayısı ile döner ve çıkış milinin her bir turu için ayrı bir ateşlemeye ihtiyaç vardır.

Wankel motorunun ana avantajları boyutu, basit yapısı ve düzgün çalışmasıdır. Tek rotorlu bir Wankel motorda iki adet hareket eden parça vardır: rotor ve eksantrik mil. Emme ve egzoz pencerelerinin gövdenin yan yüzünde yer alması sebebiyle kam miline veya supaba gerek yoktur. Piston ve biyel gibi karşılıklı hareket eden kütleler olmadığından dolayı çok az titreşim oluşur.

Bu motorun iki zamanlı çalışması konusunda çeşitli patentler alınmıştır. Bu tezde, Wankel motorunun iki zamanlı çalışmaya uygun hale getirilmesi ve termodinamik analiz sırasında hesapların geliştirilmesi incelenmiştir.

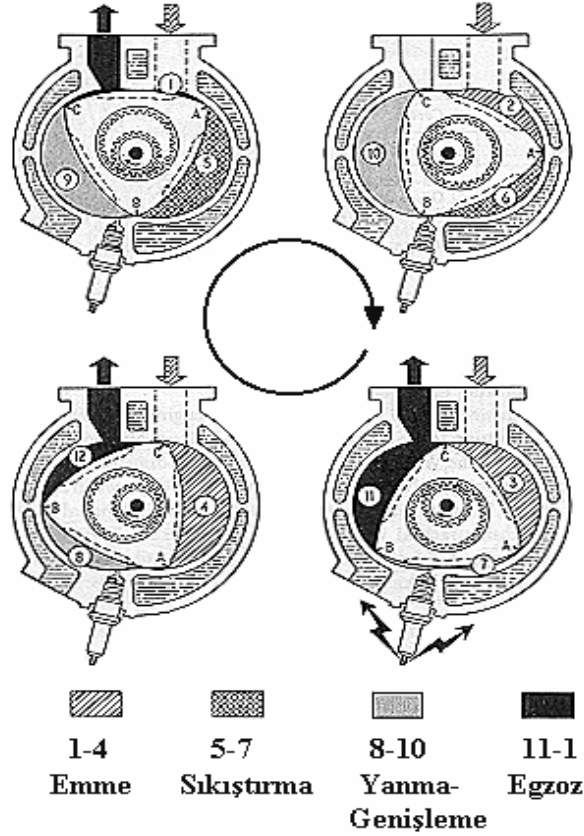
### 1.1 Tezin Amacı

Wankel motoru dört zamanlı döner pistonlu bir motordur. Motorun iki zamanlı çevrime uygun olarak çalışabilmesi için motorun emme ve egzoz süreçleri değiştirilmeli, buna bağlı olarak dolgu değişimi işlemleri tanımlanmalıdır. Dört zamanlı prensipte rotorun  $360^\circ$  dönüşü ile bir çevrim tamamlanmaktadır. İki zamanlı prensipte ise rotorun  $180^\circ$  lik dönüşünde bir çevrimin tamamlanması amaçlanmaktadır. Bu  $180^\circ$  boyunca yanma odasına giren ve çıkan dolgu, ısı miktarları incelenecektir. Sıcaklık ve basınç değerleri dolgu ve ısı değişimleri göz önüne alınarak, yanma odası hacmine ve rotorun konumuna bağlı olarak hesap edilecektir. Bu değerler sonucunda teorik olarak motorun ortalama efektif basıncı ve gücü hesap edilebilir. Bu tezde, hesaplamalar sırasında motora ve çevreye ilişkin bazı parametrelerin değişiminin ortalama efektif basınca olan etkisinin incelenmesi amaçlanmaktadır. Ayrıca farklı süpürme ve egzoz pencere geometrilerinin dolgu değişimine olan etkisi incelenecektir.



## 2. WANKEL MOTORU ÇALIŞMA PRENSİBİ

Wankel motorunda rotor döndükçe gövdeyle sürekli temas halinde olan uç noktaları sayesinde gövdenin içinde her biri farklı hacimlere sahip üç ayrı oda oluşturur. Rotorun bir devri süresince klasik pistonlu motordaki gibi emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz zamanlarından oluşan tam bir dört zamanlı çevrim sağlanır. Emme ve egzoz pencerelerinin açılıp kapanma zamanları rotorun dönmesiyle belirlenir. Gövde içinde ve sabit pinyon etrafında dönen rotor, dönüşü sırasında değişik hacimlere sahip hilal biçimli odalar oluşturur. Bu düzen her bir odada dört zamanlı çevrimin ardı ardına gerçekleştiği anlamına gelir. Bu sayede eksantrik milin bir tur dönmesiyle motor üç tam dört zamanlı çevrimi tamamlamış olur.



Şekil 2.1: Wankel Motorunun Çevrim Şeması [1].

## **2.1 Dört Zamanlı Wankel Motoru Çalışma Prensibi**

### **2.1.1 Birinci zaman**

Rotor, Şekil 2.1' de görüldüğü gibi, A köşesiyle emme penceresini açarak yakıt hava karışımının 1 numaralı odaya girmesine izin verir ve rotorun dönüşü sırasında oda hacmi genişler. Aynı esnada C köşesiyle AC kenarının oluşturduğu 4 numaralı yanma odasında son kalan yanmış gazları dışarı atarak egzoz deliğini kapatır. AB kenarıyla oluşturduğu 5 numaralı yanma odasında yakıt hava karışımını sıkıştırırken, BC kenarının oluşturduğu 9 numaralı yanma odasında ise yanma sonucu oluşan gazların genişlemesi ile döner piston hareket verir.

### **2.1.2 İkinci zaman**

Rotorun AB kenarının oluşturduğu 6 numaralı yanma odasında da sıkıştırma olurken, CA kenarının oluşturduğu yanma odasında 2 numaralı yanma odasında emme olur. Aynı anda BC kenarının oluşturduğu 10 numaralı yanma odasında gazlar ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştürmüş ve rotorun C köşesi egzoz penceresini açmıştır.

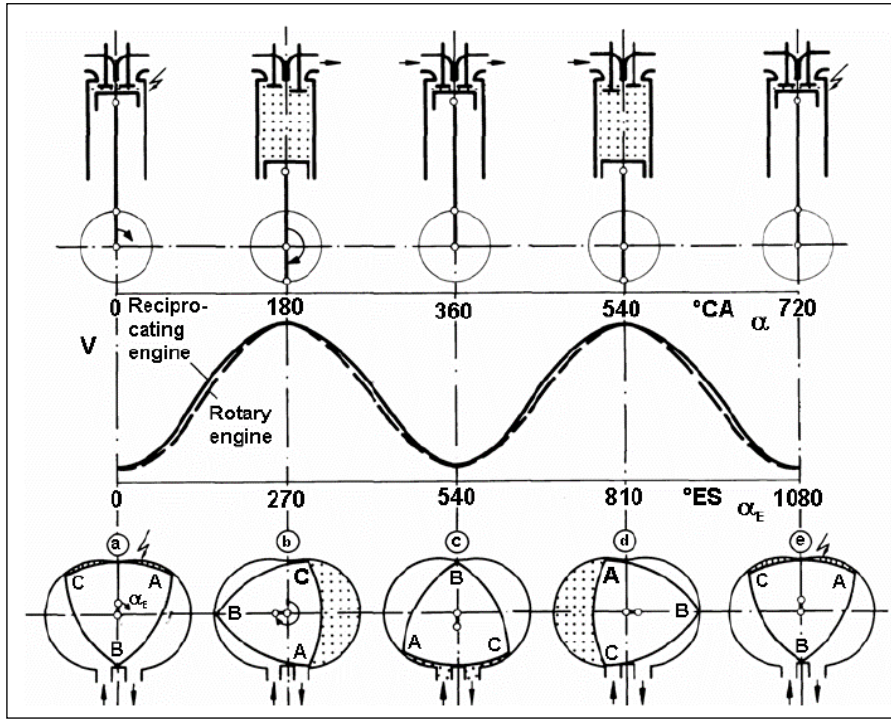
### **2.1.3 Üçüncü zaman**

Rotorun CA kenarının oluşturduğu 3 numaralı yanma odasında emme devam ederken AB kenarının oluşturduğu 7 numaralı yanma odasında ise sıkıştırma olayı tamamlanmıştır. Buji yardımıyla sıkıştırılmış hava yakıt karışımı ateşlenir. Rotorun BC kenarının oluşturduğu 11 numaralı yanma odasında ise yanma sonucu ortaya çıkan egzoz gazları dışarı atılır.

### **2.1.4 Dördüncü zaman**

Rotorun CA kenarının oluşturduğu 4 numaralı yanma odası yakıt hava karışımı ile tamamen dolmuş ve C köşesi emme penceresini hemen hemen kapamıştır. Oysa AB kenarının oluşturduğu hacimde yanma olayı meydana gelmiş ve rotora etki ederek onu döndürmeye başlamıştır. Rotor vasıtasıyla da eksantrik miline etki ederek motordan iş alınır. Rotorun BC kenarının oluşturduğu 12 numaralı yanma odasında ise egzoz gazları dışarı atılmaya devam eder [2].

Olay yukarıda açıklandığı gibi ve Şekil 2.1’de gösterildiği gibi emme, sıkıştırma, yanma ve genişleme ve egzoz zamanları periyodik olarak gerçekleşmektedir. Bütün bu zamanların oluşması iki hareketli parça tarafından sağlanır. Çeşitli sızdırmazlık elemanları sayılmazsa olayların gerçekleşmesini sağlayan parçalar, eksantrik mili ve dişlisi ile bu dişli üzerinde hareket eden üçgen profilli rotor ve bu rotorun sınırlarını oluşturan epitrokoid yüzeyli gövdeden oluşmaktadır. Üçgen profilli rotorun köşeleri, epitrokoid yüzey üzerinde birbirini takip eden 1/3 dönmelerde yani  $120^\circ$  lik dönme açılarında, dört zamanlı motorlardaki olaylar gerçekleşmektedir. Dört zamanlı motorlarda oluşan bu olaylar bu motorun rotorunun  $360^\circ$  lik dönmesinin 1/3 ünde olur, yani her  $120^\circ$  de bir tekrarlanır. Wankel motorunda eksantrik milinin her dönüşü bir iş zamanıdır.



Şekil 2.2: Wankel ve klasik pistonlu motor çevrimlerinin karşılaştırması [3].

Şekil 2.2’de Wankel motorunda ve klasik pistonlu motorda çalışma sırasında çalışma odasının hacim değişiklikleri karşılaştırılmıştır. Görüldüğü gibi klasik pistonlu motor iki turda ( $720^\circ$  KMA) bir çevrim tamamlarken, Wankel motorunda eksantrik milin üç turunda ( $1080^\circ$  EMA) 3 adet çevrim tamamlanır. Bunun nedeni rotorun  $360^\circ$ ’lik dönüşü sırasında 3 adet rotor yüzeyinin birer yanma odası olarak kabul edilmesi ve böylece birbirini takip eden yüzeylerin aynı anda farklı iş zamanlarını

gerçekleştirmeleridir. Böylece aynı süre göz önüne alınırsa ve tek bir odada yanma olduğu kabul edilirse iki kat daha fazla güç elde edilir.

## 2.2 İki Zamanlı Wankel Motorunun Çalışma Prensibi

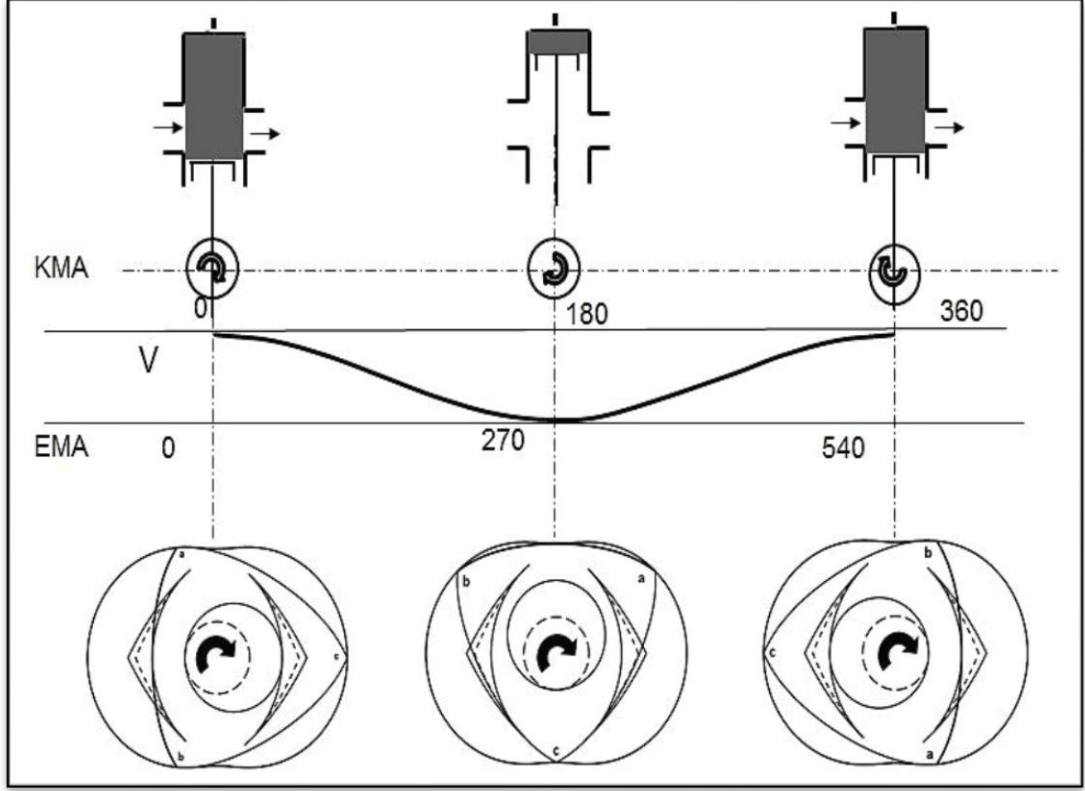
Bu tezin temel konusu iki zamanlı çevrimin Wankel motoruna uyarlanmasıdır. İki zamanlı Wankel motorları, dört zamanlı Wankel motorlarına göre pencere ve buji konumları ve sayıları konusunda değişiklik göstermelidir. Bunların sonucunda Wankel motorunu dört zamanlı çevrimden iki zamanlı çevrime dönüştürmenin pek çok avantajı olacağı tahmin edilmektedir. Dört zamanlı motorda buji yakınındaki alanla diğer bölgeler arasındaki sıcaklık farkı yüksek olur ve bundan dolayı ısıl dengesizlik oluşur. İki zamanlı motor için tasarlanan çift bujili yapı ısıl dağılımın daha düzgün olmasını sağlar. Ayrıca iki zamanlı Wankel motoru için gerekli olan emilen hava hem gövdenin soğutulmasında hem de artık gazların süpürülmesinde kullanılır. İki zamanlı Wankel motoru konusundaki çalışmalar [4] ve alınan patentlerden [5] yola çıkarak yapılan tasarımın çalışma prensipleri şunlardır:

İki zamanlı olma durumunda Wankel motorunda karşılıklı yüzeylerde iki alt ölü nokta ve iki üst ölü nokta oluşur. Motor içinde akış epitrokoid gövdenin bir kenarındaki süpürme penceresinden yakıt hava karışımı alınırken, karşı kenardaki egzoz penceresinden yanmış gazlar dışarı atılır. Sıkıştırılmış olarak motora giren hava yakıt karışımı, ilk önce artık gazları egzoz penceresinden süpürür. Sonra bu karışım sıkıştırılır ve minimum hacmin olduğu bölgede, her iki tarafta bulunan bujilerden sıkıştırmanın yapıldığı taraftaki ile ateşlenir. Buraya kadar olan kısım çevrimin ilk zamanını oluşturur. Bunun ardından yanma ile genişleme ve ardından rotorun dönme yönündeki pencereden egzoz olayı gerçekleşir. Bu işlemler de çevrimin ikinci zamanını oluşturur. Tüm bu işlemler sonucunda, iki zamanlı Wankel motorunda dört zamanlı Wankel motoruna göre çok daha yüksek bir güç elde edilmesi mümkündür [5].

Şekil 2.3'te görüldüğü üzere, iki zamanlı klasik pistonlu motorda sıkıştırma-egzoz ve emme süreçleri pistonun  $180^\circ$  KMA'lık hareketiyle, yanma-genişleme-emme-egzoz süreçleri ise pistonun bir  $180^\circ$  KMA'lık daha hareketiyle tamamlanır. Böylece  $360^\circ$  KMA'da bir çevrim tamamlanmış olur.

(2.1) ifadesinde indike gücün hesabı gösterilmiştir. Burada önemli olan parametre çevrim zaman sayısıdır ( $\tau$ ). Dört zamanlı klasik pistonlu motorlarda bu sayı dörttür.





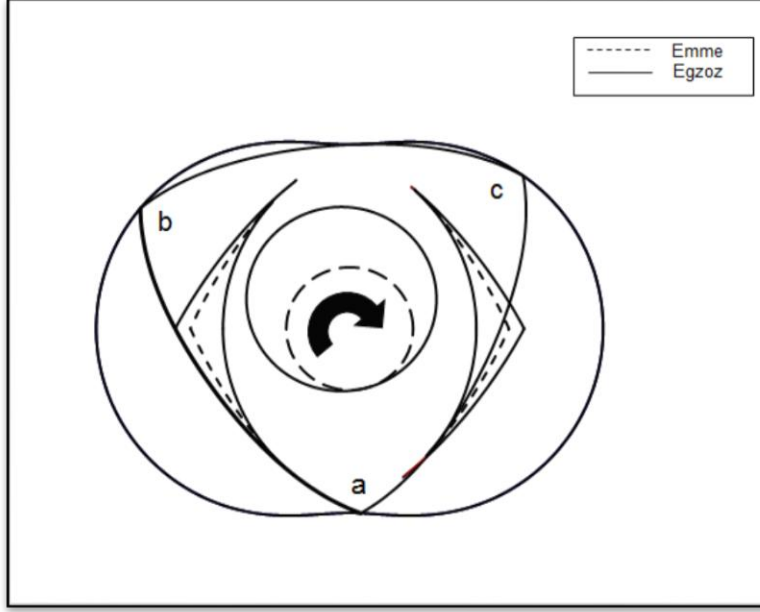
**Şekil 2.3:** İki zamanlı Wankel Motoru ve iki zamanlı klasik pistonlu motor çevrimlerinin karşılaştırması.

$$N_i = \frac{P_{mi} V_H n}{30\tau} \quad (2.1)$$

İki zamanlı klasik pistonlu motorlarda ise sayı ikiye düşer. Dört zamanlı Wankel motorunda çevrim zaman sayısı iki zamanlı klasik pistonlu motor ile aynıdır. Ancak Wankel motoru iki zamanlı çevrime dayalı çalışır hale getirildiğinde çevrim zaman sayısı bire düşer (bkz. Bölüm 4.3.2).

### 2.2.1 Birinci zaman

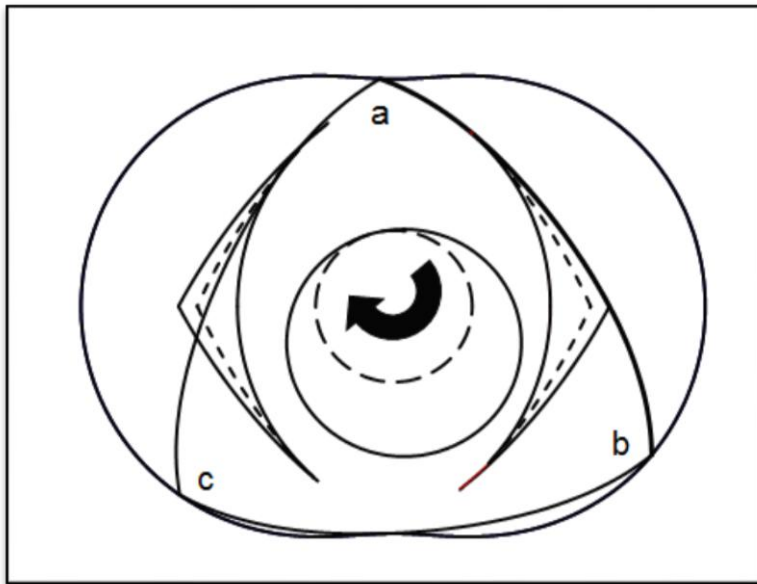
Gövdenin önündeki kapakta egzoz penceresi, arkadaki kapakta süpürme penceresi bulunmaktadır. Şekil 2.4'te görülen rotorun ab yüzeyi ile sınırlanan hacimde yanma ve genişleme işlemleri gerçekleşmektedir. Rotorun saat yönüne olan hareketi ile ab yüzeyi öncelikle egzoz penceresini, sonra da emme penceresini açacaktır. Bu esnada bc yüzeyi ile sınırlandırılan alan ÜÖN'ya yaklaşmakta ve ateşleme işlemi gerçekleştirilmektedir. ac yüzeyinde ise emme ve egzoz pencereleri kapanmaktadır. Rotorun hareketi ile sıkıştırma işlemi egzoz penceresi kapandıktan sonra başlayacaktır.



Şekil 2.4: AB yüzeyi egzoz açılma anı.

### 2.2.2 İkinci zaman

ab yüzeyi rotorun hareketi ile egzoz penceresi kapandıktan sonra sıkıştırma işlemini yapmış, ÜÖN civarında ateşleme olmuş ve hareketin devamı ile beraber ab yüzeyinin sınırlandırdığı alanda yanma ve genişleme gerçekleşmiştir. Şekil 2.5'te ab yüzeyinin başlangıç pozisyonundan  $180^\circ$  RA sonraki hali görülebilir. Bu esnada tekrar egzoz penceresi açılmaktadır. Bu zaman diliminde bc yüzeyi yanma-genişleme-egzoz-emme işlemlerini gerçekleştirmiş ve tekrar ÜÖN pozisyonuna gelerek ateşleme zamanına yetişmiştir. ac yüzeyi ise bc yüzeyini takip eden işlemleri uygulamaktadır.



Şekil 2.5: AB yüzeyi  $180^\circ$  RA sonrası egzoz açılma anı.

Rotorun bahsedilen hareketine göre,  $180^\circ$  RA'lık zaman diliminde üç yüzeyde de çevrim gerçekleşmiştir. Bu eksantrik milin  $540^\circ$ 'lik dönüşüne karşılık gelmektedir. Buna göre  $180^\circ$  EMA'da bir adet çevrim gerçekleşmiştir. Tasarlanan iki zamanlı Wankel motoru, klasik pistonlu iki zamanlı motora göre aynı süre zarfında iki kat fazla iş yapmaktadır.

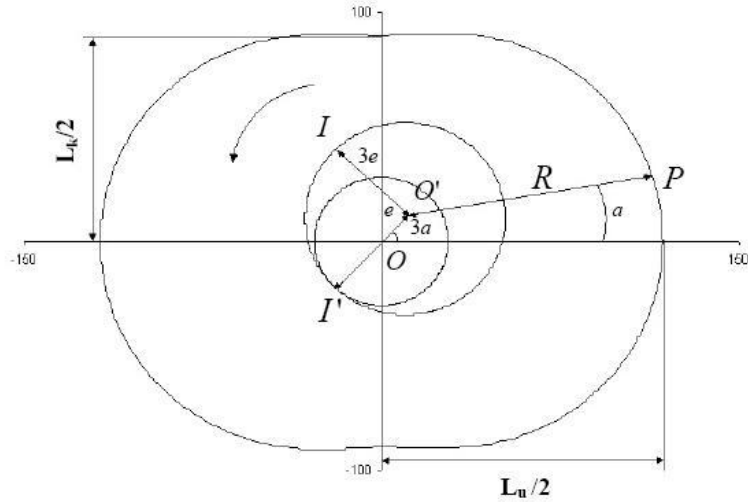


### 3. MOTORUN GEOMETRİSİ

Gövdenin temel geometrik yapısı birbirini üzerinde kaymadan yuvarlanan trokoid eğrilere dayanır. Döner pistonlu motor tasarımda kullanılan trokoid eğrileri bir doğru üzerinde kaymadan yuvarlanan çember yerine sabit bir çemberin iç veya dış tarafında kaymadan yuvarlanan başka bir çember ile tanımlanır [6]. 2 zamanlı Wankel motoru tasarımda Mazda 13-B Renesis motorunun geometrisi temel alınmıştır.

#### 3.1 Gövdenin Geometrisi

Tanım olarak bir epitrokoid, bir çember üzerinde kaymadan yuvarlanan bir çemberin çevresi üzerindeki sabit bir noktanın geometrik yerlerinin oluşturduğu eğridir. Wankel motorunun iki loblu epitrokoid çapını elde etmek için, merkez çember yarıçapının, yuvarlanan çember yarıçapının iki katı büyüklükte olması gerekmektedir. Bu sayede yuvarlanan çember, merkez çemberin etrafındaki yörüngesini tamamladığında tam olarak iki devir yapmış olur. Şekil 3.1’de gövdenin geometrik boyutlarının bir şeması gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Wankel motoru gövde geometrisi.

$L_k$  = Gövdenin kısa eksen

$L_u$  = Gövdenin uzun eksen

$e$  = Eksantriklik

$R$  = Büyük çembere bağlı olan ve dış trokoid eğriyi çizen noktanın büyük çemberin merkezine olan uzaklığı

$\overline{O'I}$  = Kaymadan yuvarlanan çemberin yarıçapı

$\overline{OI'}$  = Sabit duran çemberin yarıçapı

Mazda 13-B motoru  $R= 101$  mm ve  $e= 15$  mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Gövde geometrisi, aşağıda verilen Kartezyen koordinatlardaki denklemler 0 dan 360 dereceye kadar çizdirilerek elde edilir.

$$X = R.\cos \alpha + e.\cos 3\alpha \quad (3.1)$$

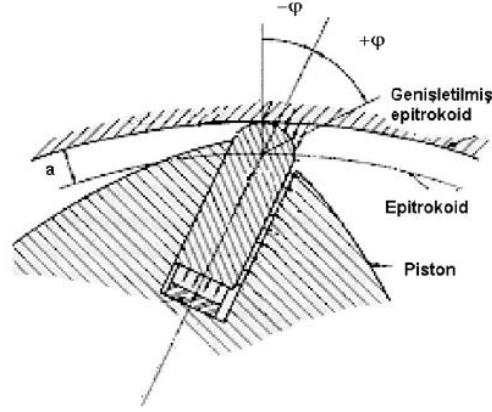
$$Y = R.\sin \alpha + e.\sin 3\alpha \quad (3.2)$$

### 3.2 Genişletilmiş Gövde Geometrisi

Gövde geometrisi çizdirilirken, içine oturacak olan rotorun köşeleri sivri birer uç olarak düşünülmüştür. Ancak gerçekte, çalışma esnasında, rotorun hareketi sonucu yanmış gazlarla taze dolgunun karışmaması için sızdırmazlığın sağlanması gerekmektedir. Bu yüzden rotorun gövdeye temas ettiği köşelere segmanlar yerleştirmiştir. Bu segmanların görevi sadece gaz sızdırmazlığını sağlamak değil, aynı zamanda rotordan gövdeye olan ısı geçişini de sağlamaktır.

Rotor köşesine çizilen gövdenin dikey teğeti her zaman normal ile dik açı oluşturmamakta ve aradaki açı rotorun konumuna göre değişmektedir. Bu açının değişmesinden dolayı rotorun köşesinin gövdeye olan uzaklığı değişmekte, bundan dolayı da segmanın, yuvası içinde ileri geri hareket etmesi gerekmektedir. Segmanların aşınmaması ve üretim toleranslarını karşılaması için gövdeye eş uzaklıkta, gövdeyle aynı şekilde bir eğri çizilmesi gerekmektedir. Bu eş uzaklık  $a$  ile gösterilir ve Mazda 13-B Renesis motorunda bu değer  $a = 4$  mm'dir.

Segmanın yuvarlatılmış ucunun tepe noktasından segmanın kenarlarına paralel olan doğru ile segmanın gövdeye temas noktası ve ilk doğrunun epitrokoidle kesiştiği noktadan geçen doğru arasındaki açıya  $\varphi$  denir.  $\varphi$  dönme açısı, Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



**Şekil 3.2:**  $\varphi$  dönme açısı ve  $a$  uzaklığının gösterimi [1].

Dönme açısı  $\varphi$  aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\varphi = \arccos\left(\frac{R + 3.e.\cos 2a}{\sqrt{9.e^2 + R^2 + 6.e.R.\cos 2a}}\right) \quad (3.3)$$

Genişletilmiş gövdenin şekli, aşağıdaki formüller yardımıyla Kartezyen koordinatlarda elde edilir. Şekil 3.3'te genişletilmiş gövdenin geometrisi gösterilmiştir.

$$X_{genişletilmiş} = R.\cos \alpha + e.\cos 3\alpha + a.\cos(\alpha + \varphi) \quad (3.4)$$

$$Y_{genişletilmiş} = R.\sin \alpha + e.\sin 3\alpha + a.\sin(\alpha + \varphi) \quad (3.5)$$

Genişletilmiş gövdenin yarıçapı, (3.6) formülü yardımıyla hesaplanır.

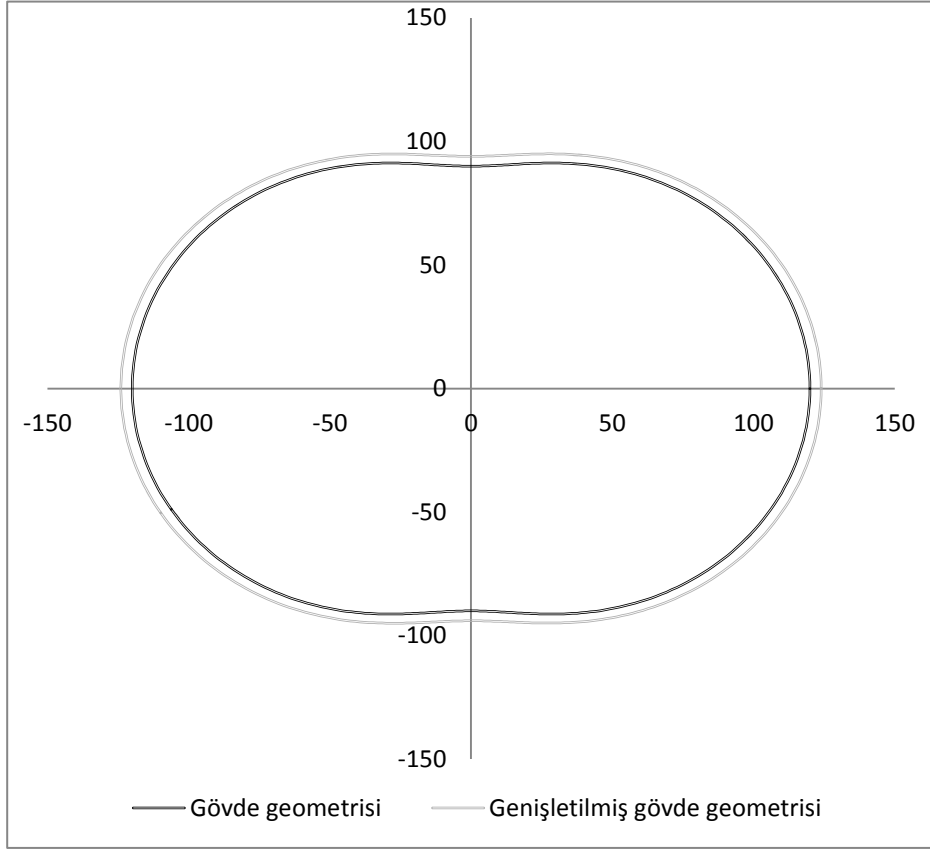
$$R' = R + a \quad (3.6)$$

Genişletilmiş gövdenin kısa eksenini  $L_k$  ile gösterilir ve aşağıdaki biçimde hesaplanır.

$$L_k = 2.(R' - e) \quad (3.7)$$

Genişletilmiş gövdenin uzun eksenini  $L_u$  ile gösterilir ve aşağıdaki biçimde hesaplanır:

$$L_u = 2.(R' + e) \quad (3.8)$$



**Şekil 3.3:** Genişletilmiş gövde geometrisi.

### 3.3 Rotorun Geometrisi

Rotorun dış yüzeyi hipotrokoid adı verilen eğriden oluşur. Hipotrokoid, bir çembere içten teğet duran başka bir çemberin, dıştaki çember üzerinde kaymadan yuvarlanması sırasında yuvarlanan çemberin üzerindeki sabit bir noktanın geometrik yerlerinin oluşturduğu eğridir.

Aşağıdaki denklemler yardımıyla hipotrokoid eğri Kartezyen koordinatlarda bulunur.

$$X = R.\cos 2\nu - \frac{3.e^2}{R}.\sin 6\nu.\sin 2\nu + 2.e^2.\left[1 - \frac{9.e^2}{R^2}.\sin^2 3\nu\right]^{1/2}.\cos 3\nu.\cos 2\nu \quad (3.9)$$

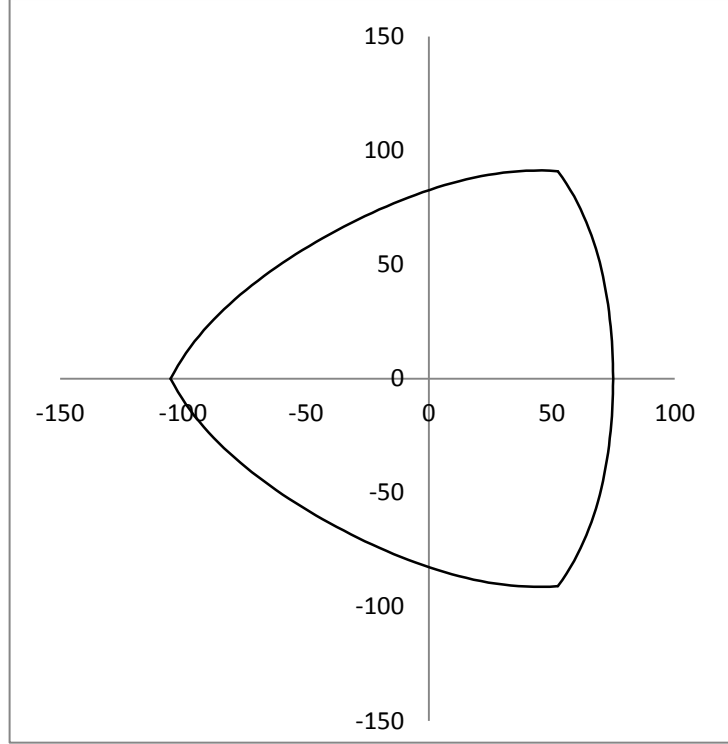
$$Y = R.\sin 2\nu - \frac{3.e^2}{R}.\sin 6\nu.\cos 2\nu + 2.e^2.\left[1 - \frac{9.e^2}{R^2}.\sin^2 3\nu\right]^{1/2}.\cos 3\nu.\sin 2\nu \quad (3.10)$$



$\nu$ , rotor açısı olarak tanımlanır. Burada  $\nu$ ,

$$\left[ \frac{\pi}{6} \leq \nu \leq \frac{\pi}{2} \right]; \left[ \frac{5\pi}{6} \leq \nu \leq \frac{7\pi}{6} \right]; \left[ \frac{3\pi}{2} \leq \nu \leq \frac{11\pi}{6} \right]$$
 aralıklarında alınarak rotor eğrisi

Şekil 3.4'te görüldüğü gibi çıkartılır.



Şekil 3.4: Rotorun geometrisi.

### 3.4 Çemberin Geometrisi

Çemberin geometrisi sabit duran çember ile dışında kaymadan yuvarlanan çemberin birbirlerine oranına yani çevrim oranına bağlıdır. Şekil 3.1'e göre:

$$k = \frac{\text{sabit duran çemberin çapı}}{\text{yuvarlanan çemberin çapı}} = \frac{\overline{OI'}}{\overline{OI}}$$

$k$  değeri 13-B Renesis motoru için  $2/3$  olacak biçimde verilmiştir. Küçük çemberin çapı bulunduktan sonra çevrim oranı kullanılarak dıştaki büyük çemberin çapı da bulunur.

$$D_{küçük} = 4.e \quad (3.11)$$

$$D_{büyük} = 6.e \quad (3.12)$$

Çemberleri Kartezyen koordinatta çizmek için aşağıdaki yöntem uygulanır.

$$X_{D_k} = \frac{D_{küçük}}{2} \cdot \cos \alpha \quad (3.13)$$

$$Y_{D_k} = \frac{D_{küçük}}{2} \cdot \sin \alpha \quad (3.14)$$

$$X_{D_b} = \frac{D_{büyük}}{2} \cdot \cos \alpha \quad (3.15)$$

$$Y_{D_b} = \frac{D_{büyük}}{2} \cdot \sin \alpha \quad (3.16)$$

### 3.5 Rotorun ve Büyük Çemberin Gövde Geometrisine Oturtulması

Yukarıda denklemleri çıkarılan gövdenin epitrokoid eğrisi ve rotorun hipotrokoid eğrisi birbirleriyle çalışacak şekilde çizilemez. Bu eş çalışmayı sağlamak için aşağıda verilen denklemler kullanılarak rotor ve büyük çember tekrar Kartezyen koordinatlarda çizdirilir ve böylece gövde geometrisine uygun hale getirilmiş olur. Şekil 3.5'te rotorun ve büyük çemberin gövdeye oturmuş geometrisi gösterilmiştir. Gerekli formüller [7] numaralı kaynaktan alınmıştır.

Rotoru gövde geometrisine oturtmak için:

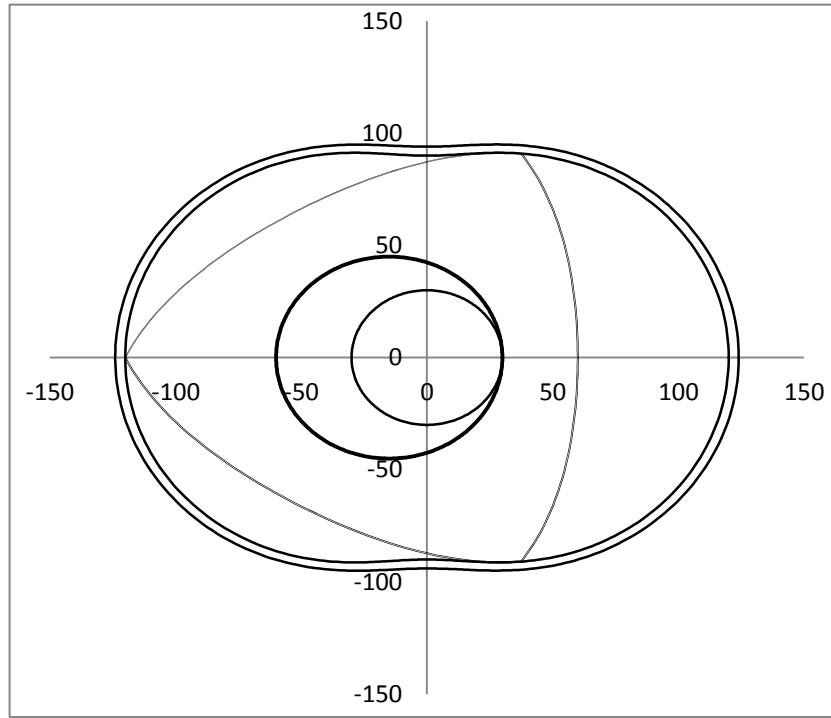
$$X' = X \cdot \cos \alpha - Y \cdot \sin \alpha + e \cdot \cos(3.\alpha + 540) \quad (3.17)$$

$$Y' = X \cdot \sin \alpha + Y \cdot \cos \alpha + e \cdot \sin(3 \cdot \alpha + 540) \quad (3.18)$$

Büyük çemberi gövde geometrisine oturtmak için:

$$X_{D_b}' = X_{D_b} \cdot \cos \alpha - Y_{D_b} \cdot \sin \alpha + e \cdot \cos(3 \cdot \alpha + 540) \quad (3.19)$$

$$Y_{D_b}' = X_{D_b} \cdot \sin \alpha + Y_{D_b} \cdot \cos \alpha + e \cdot \sin(3 \cdot \alpha + 540) \quad (3.20)$$



**Şekil 3.5:** Rotorun ve büyük çemberin konumu.

### 3.6 Limon Geometrisi

Rotorun dönme hareketi esnasında, rotor yüzeyleri tarafından sınırlandırılarak çalışma odasına çevrimin hiçbir anında dâhil olmayan, gövde üzerinde oluşan geometriye limon geometrisi adı verilmiştir [8].

İki zamanlı Wankel motoru tasarımında, egzoz ve süpürme pencerelerinin konumunu tasarlarken, pencerelerin iç taraflarındaki eğrilerinin limon geometrisi ile

sınırlandırılması sağlanır. Böylelikle gereksiz yere pencere açıklığı oluşması engellenmiş olur.

Bu geometri, genişletilmiş gövde geometrisinin küçük çemberin çapı kadar merkeze kaydırılması ile elde edilir. Şekil 3.6'da çizilen limon geometrisi gösterilmiştir.

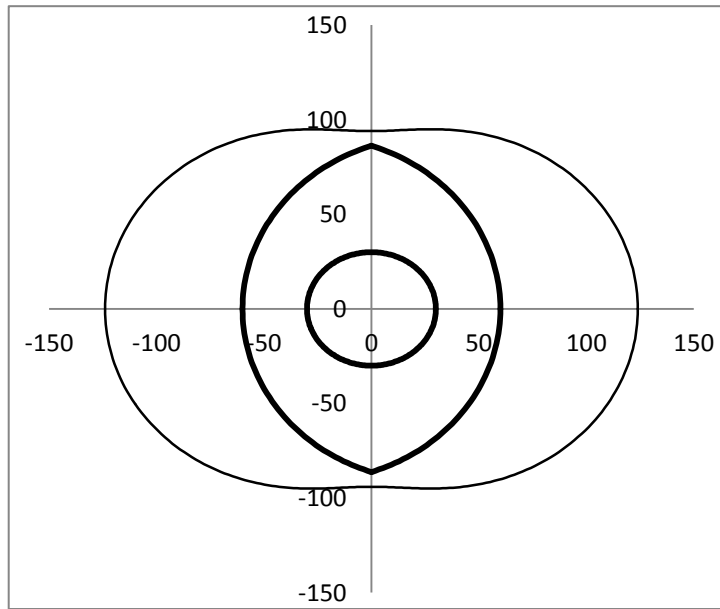
Limon geometrisinin sol tarafını Kartezyen koordinatlarda çizdirmek için şu denklemlerden yararlanır:

$$X_{Limon}^{sol} = R \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos 3\alpha - D_{küçük} \quad (3.21)$$

$$Y_{Limon} = R \cdot \sin \alpha + e \cdot \sin 3\alpha \quad (3.22)$$

Limon geometrisinin sağ tarafını Kartezyen koordinatlarda çizdirmek için şu denklemlerden yararlanır:

$$X_{Limon}^{sağ} = R \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos 3\alpha + D_{küçük} \quad (3.23)$$



**Şekil 3.6:** Limon Geometrisi.

### 3.7 Pencere Geometrisi

2 zamanlı Wankel motoru tasarımında, süpürme ve egzoz pencereleri yan yüzeylerde olacak şekilde konumlandırılmıştır. Pencerelerin iç yüzeyinin eğrilerini limon geometrisi oluşturur. Süpürme açılma ve kapanma ve egzoz açılma kapanma zamanları AÖN'ya göre simetrik olarak alınmıştır. Böylece pencere dış yüzeylerinin eğrilerini rotorun AÖN'ya göre aldığı konumların eğrileri oluşturur. Bu sayede pencereler rotorun dönmesi sayesinde açılır ve kapanır.

Blair'in iki zamanlı motorlarda pencere açılma ve kapanma avansları ile ilgili verdiği bilgiye dayanarak bu tezde 3 adet simetrik pencere geometrisi çifti kullanılmıştır. Bu pencereler motorun kullanım alanına ve hacmine göre ortalama değerler olarak sınıflandırılmıştır. Pencere avansları, tasarlanan iki zamanlı Wankel motorunda egzoz ve süpürme pencerelerinin sınırlarını belirtmektedir [9].

**Çizelge 1:** İki zamanlı motorlarda egzoz ve emme açılma avansları.

	<b>Motor Tipi</b>	<b>Egzoz Açılma Avansı (ÜONS)</b>	<b>Süpürme Açılma Avansı (ÜONS)</b>
<b>1</b>	Endüstriyel, Moped,Küçük dıştan takma motorlar	<b>110°</b>	<b>122°</b>
<b>2</b>	Enduro, Orta boyutta dıştan takma motorlar	<b>97°</b>	<b>120°</b>
<b>3</b>	Motokross, büyük boyutta dıştan takma motorlar	<b>81°</b>	<b>113°</b>

Çizelge 1'e göre, motor boyutu arttıkça egzoz ve süpürme açılma avansları ÜON'ya yaklaşmaktadır. Avansın düşük olması, egzoz ve süpürme sürelerinin daha uzun olmasına, böylece dolgu değişiminin daha rahat sağlanmasına olanak vermektedir.

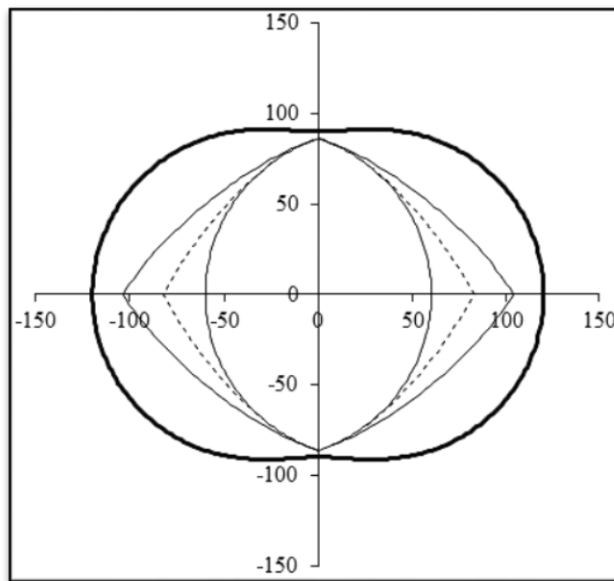
Klasik pistonlu 2 zamanlı motorlarda bir çevrim 360° KMA'da tamamlanır. Ancak tasarlanan 2 zamanlı Wankel motorunda, bir çevrim 180° KMA'da tamamlanır gibi düşünülebilir. Bu durumda pencere açık kalma süreleri, klasik pistonlu motorların pencere açık kalma sürelerinin ikiye bölünmesiyle elde edilebilir. Bu hesaba göre Çizelge 2'de tasarlanan Wankel motoru için pencere avansları ve pencere açık kalma süreleri görülebilir.

**Çizelge 2:** İki Zamanlı Wankel motoru pencere avansları.

<b>Pencere</b>	<b>Egzoz A.A (ÜONS °RA)</b>	<b>Süpürme A.A (ÜONS °RA)</b>	<b>Egzoz Açık Kalma Süresi (°RA)</b>	<b>Süpürme Açık Kalma Süresi (°RA)</b>
Motokross, büyük boyutta dıştan takma motorlar- Blair 1	<b>41</b>	<b>55</b>	<b>98</b>	<b>70</b>
Endüstriyel, Moped, Küçük dıştan takma motorlar- Blair 2	<b>55</b>	<b>61</b>	<b>70</b>	<b>58</b>
Enduro, Orta boyutta dıştan takma motorlar- Blair 3	<b>49</b>	<b>60</b>	<b>82</b>	<b>60</b>

Bu çalışmada Blair'in önerdiği farklı pencere avansları kısaca "Blair 1", "Blair 2" ve "Blair 3" olarak anılacaktır.

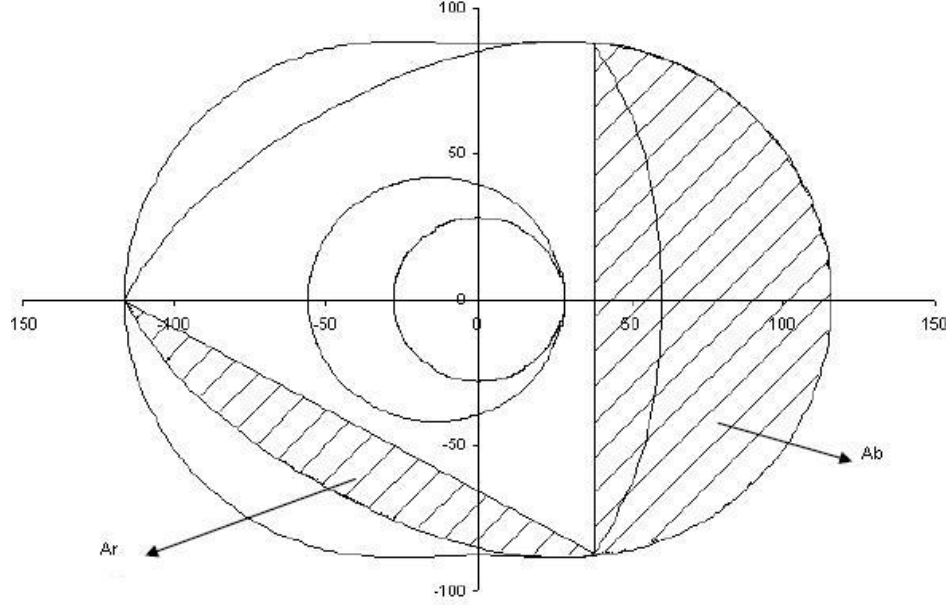
Örnek olarak Şekil 3.7'de Blair 1 pozisyonlarına uygun olarak tasarlanmış süpürme ve egzoz pencereleri görülmektedir. Kesikli çizgi ve limon geometrisi ile sınırlandırılmış alan süpürme penceresini, düz çizgi ve limon geometrisi ile sınırlandırılmış alan egzoz penceresini göstermektedir.



**Şekil 3.7:** Blair 1'e göre pencere geometrileri.

### 3.8 Yanma Odası Hacim Değişimi Hesabı

Yanma odasının hacminin değişimini bulmak için rotor ile gövde arasında kalan alanın bulunması gerekir. Daha sonra bu alan, istenen motor genişliği ile çarpılarak o bölgenin hacmi bulunur.



Şekil 3.8: Rotor ile gövde arasında kalan alanlar.

Şekil 3.8’de görüldüğü gibi  $A_b$  alanı, hipotrokoid eğrinin iki köşesinden çizilen doğrunun epitrokoid gövde ile arasında kalan alanı ifade eder.  $A_r$  alanı ise hipotrokoid eğrinin dış konturunun yine hipotrokoid eğrinin iki köşesinden çekilen doğru ile sınırlanmış olan alanını ifade eder. Rotor ile gövde arasında kalan yüzey alanı,  $A_b$  ve  $A_r$  alanlarının farkının hesaplanmasıyla bulunur.

$A_b$  ve  $A_r$  alanlarının  $\alpha$  rotor açısıyla değişimini gösteren denklemler aşağıdaki gibidir [6].

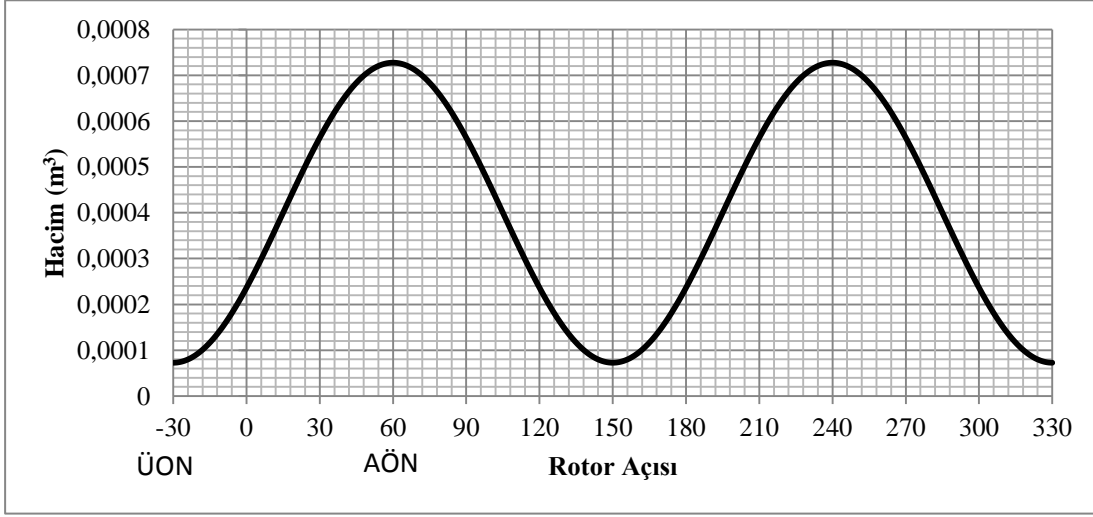
$$A_r = (R'^2 + 2.e^2) \cdot \frac{\pi}{3} - 2.e.R' \cdot \cos(\varphi_{\max}) - \left( \frac{2.R'^2}{9} + 4.e^2 \right) \cdot \varphi_{\max} - \frac{\sqrt{3}}{4} \cdot R'^2 \quad (3.24)$$

$$A_b = (3.e^2 + R'^2) \cdot \frac{\pi}{3} - \left( \frac{R'^2}{2} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) \right) + 3.e.R' \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) \cdot \cos(2.(\alpha + \pi)) \quad (3.25)$$

Yanma odasının hacmi:

$$V = (A_b - A_r) \cdot b \quad (3.26)$$

$A_b$  alanı,  $R'$ ,  $e$  değerleri yerine konularak;  $\alpha$ , 0 dan 360 dereceye her rotor açısı için çizdirilerek rotorun konumuna göre hesaplanır. Şekil 3.9'da yanma odasının hacminin değişimi, rotorun dönme açısına göre çizdirilmiştir.



**Şekil 3.9:** Yanma odasının hacim değişimi.

Maksimum hacim rotor AÖN konumunda iken, minimum hacim ise rotor ÜÖN konumunda iken hesaplanır.

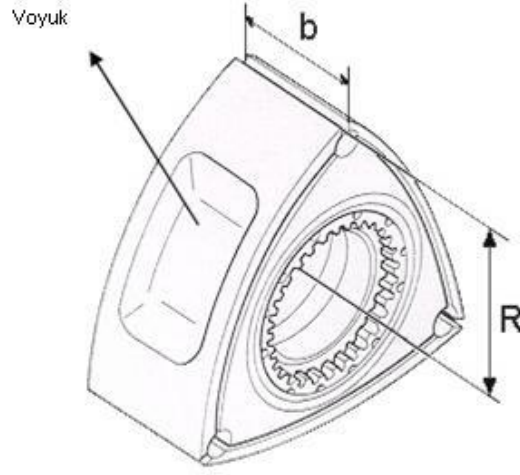
Teorik olarak sıkıştırma oranı, maksimum hacmin minimum hacme oranını ifade eder.

$$\varepsilon_{\text{teorik}} = \frac{V_{\text{maks}}}{V_{\text{min}}} \quad (3.27)$$

Mazda 13-B Renesis motorunda sıkıştırma oranı  $\varepsilon = 10$  olarak belirlenmiştir. Bu değere ulaşmak için yanma odasının hacminin değiştirilmesi gerekir. Bunu sağlamak için de rotorun üstünde oyuk hacimleri açılması gerekir. Şekil 3.10'da rotorun üstünde açılacak oyuk tipi gösterilmiştir.

İstenen sıkıştırma oranına bağlı olan oyuk hacmi aşağıdaki şekilde hesaplanır:





**Şekil 3.10:** Oyuk hacmi [1].

$$V_{oyuk} = \frac{V_{maks} \cdot \epsilon_{istenen} \cdot V_{min}}{\epsilon_{istenen} - 1} \quad (3.28)$$

Oyuk hacmi de hesaplandıktan sonra hacim hesaplarında maksimum hacme ve minimum hacme eklenir. Böylece rotorun herhangi bir konumunda yanma odasının hacmi hesaplanabilir. Strok hacmi ifadesi ise oyuğun varlığı ile değişmemektedir. Maksimum hacimden minimum hacim çıkartılarak strok hacmi hesaplanır.

$$V_H = (V_{maks} - V_{min}) \quad (3.29)$$

Isı değişimi hesaplarında, ısı çıkışının gerçekleştiği alanların hesaplanması gereklidir. Isı çıkışı, rotor alanından, gövde alanından ve yan kapak alanlarından olur. Bu yüzden toplam alan değişiminin de hesaplanması gerekmektedir.

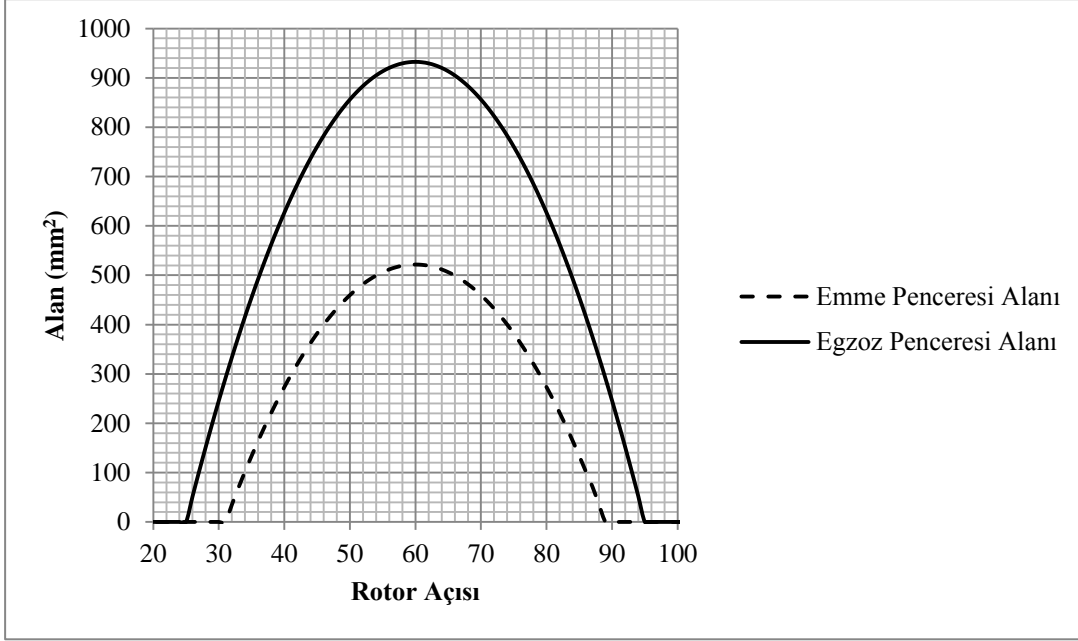
$$A_{toplam} = 2A_{kapak} + A_{rotor} + A_{gövde} \quad (3.30)$$

Bu alanların hesabı daha önceki bir çalışmada işlenmiştir [4].

### 3.9 Pencere Alanları Hesabı

Emme ve egzoz işlemleri, motorda bulunan kapaklar üzerindeki pencereler üzerinden sağlanır. Rotorun hareketiyle pencereler açılır ve kapanır. Dolgu değişimi sırasında emme ve egzoz kütledebileri, bir kesit alanından geçen akış hesabıyla elde edilir. Bu nedenle pencere alanlarının rotor açısına göre olan değişimi elde edilmelidir.

Pencerelerin alan hesabı [4] numaralı kaynakta belirtilen şekilde yapılır. Şekil 3.11’de pencere kesit alanlarının rotor açısına göre değişimi görülebilir.



Şekil 3.11: Pencere kesit alanları.

#### 4. TERMODİNAMİK ÇEVİRİM HESAPLARI

Motorda yanma odası hacim değişimi ve pencere alan büyüklükleri hesaplanarak dolgu değişimi ve termodinamik çevrim sırasında hesaplarda kullanılacak değerler elde edilir. Bundan sonra ısı transferi, dolgu değişimi gibi fiziksel olaylar da hesaba katılarak rotor açısına bağlı olarak indike ve efektif parametrelerin hesabına geçilir [10].

Termodinamik analize başlamak için yanma odasındaki karışımın sıkıştırma sonu sıcaklığı ve gerekli yakıt miktarı Kolchin'in önerdiği hesap yöntemiyle elde edilir [11]. Bu değerler ile dolgu değişimi başlamadan egzoz penceresinin açıldığı andaki sıcaklık ve basınç değerlerine ulaşılır. Bu noktadan sonra, Ergeneman'ın belirttiği yöntem kullanılarak rotorun dönüşüyle beraber adım adım yanma odasındaki basınç ve sıcaklık elde edilir [12]. Bir çevrim  $180^{\circ}RA$ 'da tamamlanır. Egzoz penceresinin açılmasından  $180^{\circ}RA$  sonra elde edilen sıcaklık ve basınç değerleri, tekrar başlangıç şartı olarak ele alınır. Başlangıç-bitiş şartları arasındaki fark %0,1'den küçük oluncaya değin iterasyona devam edilir. Yanma odası içinde kalan taze dolgu miktarına göre yakıt miktarı elde edilir. Her iterasyonda yakıt miktarı da değiştirilir. Çevrim sonucunda indike parametreler hesaplanır (ortalama indike basınç, özgül yakıt tüketimi, indike güç). Ortalama indike basınç değerine deneysel olarak elde edilmiş bir sürtünme basıncı ifadesi eklenerek efektif parametreler de hesaplanabilir [13].

##### 4.1 Kolchin Hesabı

Çevrim başlangıç şartlarını elde etmek için Kolchin'in önerdiği hesap yöntemi kullanılır. Yanma homojen olarak kabul edilir. Kolchin hesap yönteminde emme sonu, sıkıştırma sonu, yanma sonu ve egzoz sonu sıcaklık ve basınç değerleri elde edilir. Bu tezdin önceki çalışmada Kolchin hesap yönteminin Wankel motoruna uyarlanması detaylı olarak anlatılmıştır [4].

## 4.2 Çevrimin Analizi

Termodinamik çevrim analizinde, egzoz penceresinin açıldığı andaki basınç ve sıcaklık değerlerini elde etmek için Kolchin hesap yönteminden başlangıç değeri hesap edilir. Çevrim boyunca, yanma odasından motor duvarlarına ısı çıkışı Wilmers'in belirttiği ısı taşınım katsayısı kullanılarak hesap edilir [14]. Yanma odasına ısı girişi Vibe yanma modeli kullanılarak hesaplanır [15]. Pencereleler açıldıktan sonra dolgu değişimi de hesaba katılır. Dolgu değişiminde kullanılan akışkan hava olarak kabul edilmiştir. Tek boyutlu gaz dinamiği hesaplarında akışkan havanın özelliklerini taşımaktadır.

### 4.2.1 Yanma odasındaki özgül ısılar oranının hesabı

Havanın sabit hacimdeki özgül ısısı  $0^{\circ}\text{C}$  ile  $1500^{\circ}\text{C}$  arasında (4.1)'de gösterilen şekilde hesaplanır.

$$C_v = \frac{20,600 + 0,002638 \times (T - 273)}{28,97} \times 1000 \quad [\text{J/kgK}] \quad (4.1)$$

$1501^{\circ}\text{C}$  ile  $2800^{\circ}\text{C}$  arasında ise (4.2)'de gösterilen hesap kullanılır.

$$C_v = \frac{22,387 + 0,001449 \times (T - 273)}{28,97} \times 1000 \quad [\text{J/kgK}] \quad (4.1)$$

Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı (4.3)'teki gibidir :

$$C_p = C_v + R \quad (4.3)$$

İdeal gaz sabiti (R)  $287 \text{ J/kgK}$  olarak kabul edilmiştir.

İzantropik üs havanın sabit basınçtaki özgül ısısının sabit hacimdeki özgül ısısına oranıdır.

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (4.4)$$

#### 4.2.2 Isı girişi

Yanma odasına ısı girişi Vibe'nin yanma modeli kullanılarak modellenir. Vibe fonksiyonundaki değişkenler ile yanma süresi ve yanma hızı ayarlanır [15]. Vibe fonksiyonu ile yanan yakıt miktarı yüzdesel olarak elde edilir. Bu oran sayesinde çevrimde yanma odasına gönderilen yakıt miktarına ve yakıtın alt ısıl değerine göre yanma odasına giren ısı hesaplanır.

$$x = 1 - e^{-6,908(t/t_z)^{m+1}} \quad (4.5)$$

x= yanmış yakıt miktarı (%)

t/t<sub>z</sub>= yanma zaman konumu

m= şekil parametresi

Hesaplamalarda hesap adım aralığına bağlı olarak iki nokta arasındaki ısı girişi aşağıdaki kurala göre elde edilir.

$$x_i = 1 - e^{-6,908(t_i/t_z)^{m+1}} \quad (4.6)$$

$$x_{i+1} = 1 - e^{-6,908(t_{i+1}/t_z)^{m+1}} \quad (4.7)$$

$$\Delta x = x_{i+1} - x_i \quad (4.8)$$

$$\Delta Q = m_{yakıt} \cdot \Delta x \cdot H_u \quad (\text{kJ}) \quad (4.9)$$

Isı girişi hesabında şekil parametresi bilinmelidir. Şekil parametresi bu tezden bir önceki çalışmada elde edilmiş ve m=2 olarak seçilmiştir [4].

#### 4.2.3 Isı çıkışı

Wankel motorunda yanma odasından duvarlara olan ısı çıkışı, Wilmers'in tanımladığı ısı geçişi katsayısı kullanılarak elde edilir [14].

$$h = 0,685 \times \left(\frac{n}{1000}\right)^{0,786} \times \left(\frac{p_s}{10^5}\right)^{0,786} \times (T_s)^{-0,525} \times 10^3 \quad [\text{J/m}^2\text{Ks}] \quad (4.10)$$

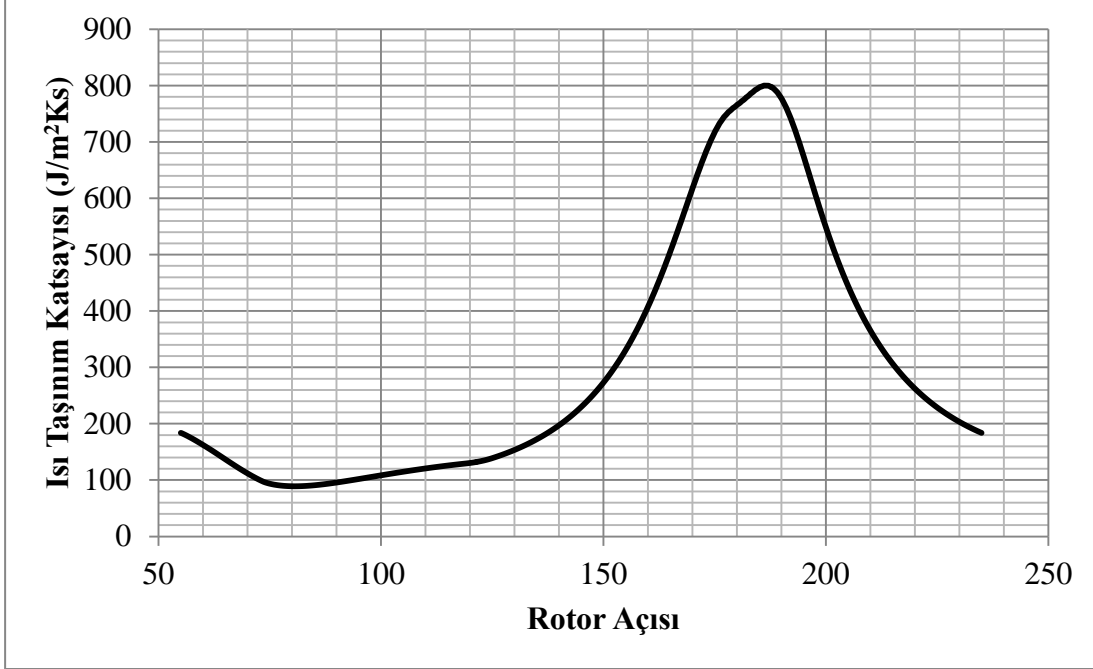
h= ısı taşınım katsayısı

p<sub>s</sub>= yanma odası basıncı (Pa)

$T_s$ = yanma odası sıcaklığı (K)

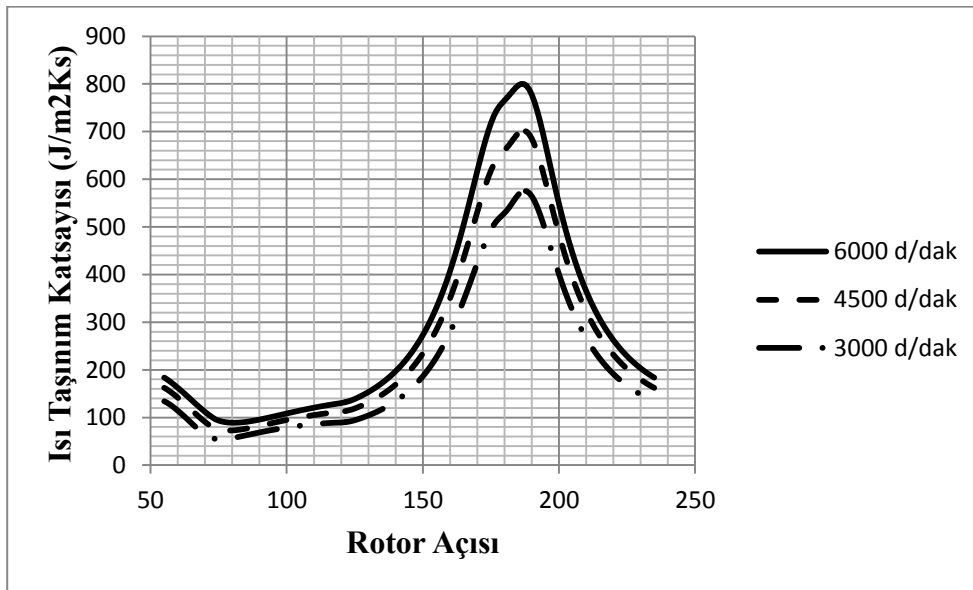
n= eksantrik mil hızı (devir/dakika)

Isı taşınım katsayısının çevrim esnasında rotor açısına göre değişimi Şekil 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4.1: Isı taşınım katsayısı.

Motor hızı arttıkça ısı taşınım katsayısının yükselmesi, böylece yanma odasından ısı çıkışının artması beklenmektedir. Şekil 4.2’de motor hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısının değişimi görülmektedir.



Şekil 4.2: Isı taşınım katsayısının motor hızına bağlı değişimi.

Isı çıkışı (4.11)'de gösterildiği gibi tarif edilir.

$$\frac{dQ_{\text{çıkış}}}{dt} = h.A.\Delta T \quad (\text{J/s}) \quad (4.11)$$

A= ısı çıkışının gerçekleştiği yüzey alanı (m<sup>2</sup>)

$\Delta T$ = yanma odası sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı farkı (K)

dt= hesap adım aralığındaki süre (s)

Her adımda ısı çıkışı hesaplanarak o adımı ifade etmesi için farkı alınır. Adım aralığında geçen süre ile çarpılarak o adımdaki ısı çıkışı (J) cinsinden hesaplanır.

#### 4.2.4 Dolgu değişimi

İki zamanlı Wankel motorunda rotorun hareketiyle kapaklarda bulunan egzoz ve süpürme pencereleri kendiliğinden açılıp kapanır. Rotor açısına göre pencere kesit alanları değişir, buna göre dolgu değişimi hesabı yapılır. Bu hesap, Zinner hesap yöntemi ile ve Ergeneman'ın belirttiği şekilde, belirli adım aralıklarında yapılmıştır [16,12].

Bu hesapta değişkenleri azaltılmak için yakıt hava karışımından meydana gelen dolgunun sadece havanın özelliklerini taşımakta olduğu, akışın ses hızının üstüne çıkması halinde ses hızında olduğu, dolgu değişiminin izantropik olduğu kabulleri yapılmıştır.

Şekil 4.3'te termodinamik çevrim analizinin yapılacağı kontrol hacmi ve bu hacimdeki ısı ve kütle değişimleri görülmektedir.

$m_{em}$  = emme penceresinden yanma odasına taze dolgu girişi

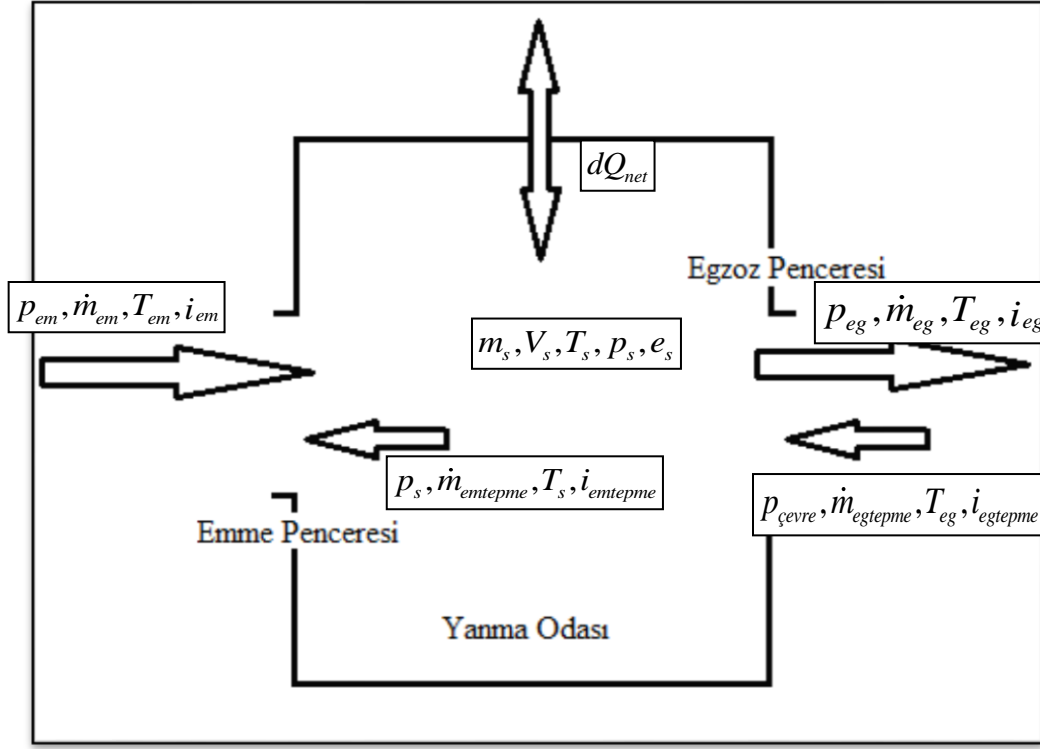
$m_{eg}$  = egzoz penceresinden çevreye egzoz gazı çıkışı

$m_{emtepme}$  = yanma odasından emme kanalına egzoz gazı tepmesi (emme penceresinden)

$m_{egtepme}$  = çevreden yanma odasına egzoz gazı girişi (egzoz penceresinden)

Dolgu değişimi esnasında, egzoz penceresi açıkken, yanma odasının içindeki basınç eğer gazın atıldığı ortamın (egzoz manifoldu) basıncından düşük ise, egzoz manifoldundan yanma odasına doğru egzoz gazı girişi olur. Buna egzoz tepmesi denebilir. Süpürme penceresi ilk açıldığı anda, yanma odası basınç değeri, emme havasının basıncından büyük olabilir. Böyle bir durumda yanma odasından emme

kanalına (süpürme penceresinden) doğru egzoz gazı çıkışı olur. Buna emme tepmesi denebilir.



Şekil 4.3: Kontrol hacmi, ısı-kütle geçişi.

Şekil 4.3'te gösterilen büyüklüklere göre enerjinin korunumu kanunu ilkesince bir denge denklemi yazılabilir [17].

$$d(m_s e_s) = dm_{em} i_{em} - dm_{eg} i_{eg} + dm_{egtepme} i_{egtepme} - dm_{emtepme} i_{emtepme} \pm p_s dV_s - dQ_{net} \quad (4.12)$$

(4.14) ifadesinin diferansiyeli alınırsa:

$$dm_s e_s + m_s de_s = dm_{em} i_{em} - dm_{eg} i_{eg} + dm_{egtepme} i_{egtepme} - dm_{emtepme} i_{emtepme} \pm p_s dV_s - dQ_{net} \quad (4.13)$$

Entalpiler, sabit basınç ve sabit hacimdeki havanın özgül ısısına bağlıdır.

$$i = C_p T \quad (4.14)$$

$$e = C_v T \quad (4.15)$$

$C_p$  ve  $C_v$  içeren ifadeler (4.16)'da yerine konur.



$$dm_s C_{vs} T_s + m_s C_{vs} dT_s = dm_{em} C_{pem} T_{em} - dm_{eg} C_{peg} T_{eg} + dm_{egtepme} C_{peg} T_{eg} - dm_{emtepme} C_{peg} T_{eg} \pm p_s dV_s - dQ_{net} \quad (4.16)$$

Yanma odası, emme ve egzoz gazlarının özgül ısıları eşit kabul edilir.

$$C_{vegtepme} = C_{vemtepme} = C_{vs} = C_{vem} = C_{veg} = C_v \quad (4.17)$$

$$C_{peg} = C_{pemtepme} = C_{pegtepme} = C_{ps} \quad (4.18)$$

$$T_{eg} = T_{egtepme} = T_{emtepme} = T_s \quad (4.19)$$

(4.16) denkleminin iki tarafı  $C_v$  'ye bölünerek (4.20) denklemi elde edilir..

$$dm_s T_s + m_s dT_s = dm_{em} \frac{C_{pem}}{C_v} T_{em} + dm_{egtepme} \frac{C_{ps}}{C_v} T_s - dm_{eg} \frac{C_{ps}}{C_v} T_s - dm_{emtepme} \frac{C_{ps}}{C_v} T_s \pm \frac{1}{C_v} p_s dV_s - \frac{1}{C_v} dQ_{net} \quad (4.20)$$

Özgül ısılar oranı izantropik üstür.

$$\frac{C_{pem}}{C_v} = k_{em} \quad (4.21)$$

$$\frac{C_{ps}}{C_v} = k_s \quad (4.22)$$

İzantropik üsler (4.20) de yerine konur ve denklem düzenlenirse:

$$dm_s = \frac{1}{T_s} \left( dm_{em} k_{em} T_{em} - (dm_{eg} + dm_{emtepme} - dm_{egtepme}) k_s T_s \pm \frac{1}{C_v} p_s dV_s - \frac{1}{C_v} dQ_{net} - m_s dT_s \right) \quad (4.23)$$

elde edilir.

Kütlesinin zamana göre değişimini bulmak için (4.23) in türevi alınır ve kütle değişimlerinin gösterimi düzenlenir.

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{1}{T_s} \left( \begin{aligned} & \dot{m}_{em} k_{em} T_{em} - (\dot{m}_{eg} + \dot{m}_{emtepme} - \dot{m}_{egtepme}) k_s T_s \pm \frac{1}{C_v} p_s \frac{dV_s}{dt} \\ & - \frac{1}{C_v} \frac{dQ_{net}}{dt} - m_s \frac{dT_s}{dt} \end{aligned} \right) \quad (4.24)$$

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{d(\rho_s V_s)}{dt} = V_s \frac{d\rho_s}{dt} + \rho_s \frac{dV_s}{dt} \quad (4.25)$$

$p_s = \rho_s R T_s$  denkleminin zamana göre türevi alınırsa:

$$\frac{dp_s}{dt} = \rho_s R \frac{dT_s}{dt} + T_s R \frac{d\rho_s}{dt} \quad (4.26)$$

elde edilir.

(4.26) ifadesi düzenlenirse:

$$\frac{d\rho_s}{dt} = \frac{1}{T_s R} \left( \frac{dp_s}{dt} - \rho_s R \frac{dT_s}{dt} \right) \quad (4.27)$$

bulunur.

(4.27) denklemi (4.25) denklemine konarak ve düzenlenerek:

$$\frac{dm_s}{dt} = \rho_s \frac{dV_s}{dt} + V_s \left( \frac{1}{T_s R} \frac{dp_s}{dt} - \frac{\rho_s}{T_s} \frac{dT_s}{dt} \right) \quad (4.28)$$

elde edilir.

(4.28) ile (4.24) denklemleri eşitlenip düzenlenerek (4.29) ifadesine erişilir.

$$\begin{aligned} \frac{dp_s}{dt} = \frac{R}{V_s} \dot{m}_{em} k_{em} T_{em} - \frac{R}{V_s} (\dot{m}_{eg} + \dot{m}_{emtepme} - \dot{m}_{egtepme}) k_s T_s + \frac{R}{V_s} \left( \begin{aligned} & (V_s \rho_s - m_s) \frac{dT_s}{dt} \\ & + \left( \pm \frac{1}{C_v} p_s \pm \rho_s T_s \right) \frac{dV_s}{dt} \end{aligned} \right) \\ - \frac{R}{V_s} \frac{1}{C_v} \frac{dQ_{net}}{dt} \end{aligned} \quad (4.29)$$

$\frac{m_s}{V_s} = \rho_s$  ifadesi (4.29)'de kullanılırsa:

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{R}{V_s} \dot{m}_{em} k_{em} T_{em} - \frac{R}{V_s} (\dot{m}_{eg} + \dot{m}_{emtepme} - \dot{m}_{egtepme}) k_s T_s \pm \frac{R}{V_s} \left( \frac{1}{C_v} p_s + \rho_s T_s \right) \frac{dV_s}{dt} - \frac{R}{V_s} \frac{1}{C_v} \frac{dQ_{net}}{dt} \quad (4.30)$$

elde edilir.

$p_s V_s = m_s R T_s$  deklemini  $m_s = \rho_s V_s$  ve  $R = C_{p_s} - C_v$  ifadeleri ile düzenlenirse:

$$p_s \frac{1}{C_v} + \rho_s T_s = \frac{1}{R} k_s p_s \quad (4.31)$$

ifadesine ulaşılır. Bu ifade (4.30) içinde düzenlenerek (4.32) denkleminde ulaşılır.

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{R}{V_s} \dot{m}_{em} k_{em} T_{em} - \frac{R}{V_s} (\dot{m}_{eg} + \dot{m}_{emtepme} - \dot{m}_{egtepme}) k_s T_s \pm \frac{1}{V_s} k_s p_s \frac{dV_s}{dt} - \frac{R}{V_s} \frac{1}{C_v} \frac{dQ_{net}}{dt} \quad (4.32)$$

(4.32) denklemini silindir içindeki basıncın zamana göre değişimini, dolgu ve ısı değişimini göz önüne alarak ifade eder. Hesaplarda rotorun hareketiyle çevrimin başlamasından itibaren geçen zaman artar. Her adım aralığında yanma odası içi basınç değişimi hesabı yapılır, bir adım sonraki basınç değerini bulmak için basınç değişimi ifadesi uygulanır.

Yanma odasının basıncı hesap edilirse, yanma odasında bulunan gazın sıcaklığı da hesaplanabilir. (4.33) ifadesi ile yanma odası sıcaklığı ideal gaz kanunu kullanılarak hesaplanır.

$$T_s = \frac{p_s V_s}{m_s R} \quad (4.33)$$

Basınç farkı hesaplandıktan sonra, yanma odası içi adım adım basınç ve sıcaklık değerlerinin hesabına geçilir. Hesaplama esnasında Heun sayısal yöntemi kullanılır [18].

Euler yönteminde başlangıç noktasına eklenen diferansiyel denklem başlangıçtan bir adım sonraki noktaya erişmeyi sağlar.

$$p_{i+1} = p_i + \frac{dp_i}{dt} \quad (4.34)$$

Ancak bu kaba bir tahmin yöntemidir. Adım aralığı boyunca da yanma odası içi basıncı değişmektedir. Euler yöntemi ile bu olay dikkate alınmamaktadır.

Heun yönteminde ise i+1 adımı için bir tahmin yapılır. Bu adım bulunduktan sonra i adımı ile i+1 adımının ortalaması alınarak yeni bir başlangıç koşulu oluşturulur. Bu başlangıç koşuluna göre tekrar bir basınç değişimi hesaplanır. Yeni başlangıç koşuluna yeni basınç farkı eklendiği zaman i+1 adımına ulaşılmış olur. Böylece adım aralığı boyunca olan basınç değişimi göz önüne alınır.

$$p_{i+1}^0 = p_i + \frac{dp_i^0}{dt} \quad (4.35)$$

$$\frac{dp_i^0}{dt} = f(p_i, T_i) \quad (4.36)$$

$$p_i^* = \frac{p_i + p_{i+1}^0}{2} \quad (4.37)$$

$$\frac{dp_i}{dt} = f(p_i^*, T_i^*) \quad (4.38)$$

$$p_{i+1} = p_i + \frac{dp_i}{dt} \quad (4.39)$$

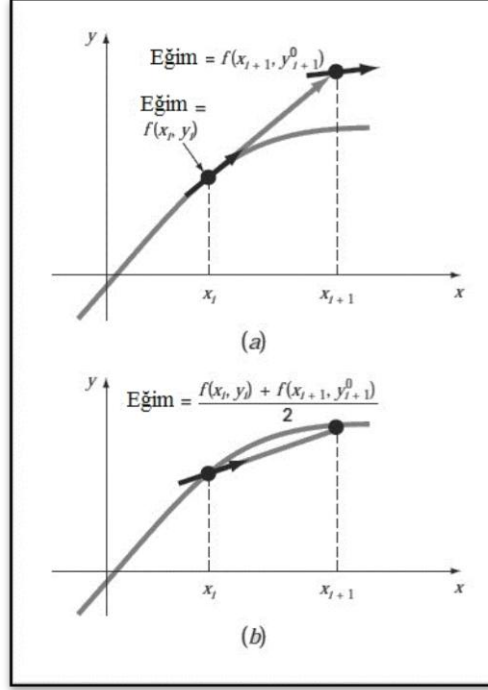
(4.35) ifadesinde “0” indisi ile tanımlanan basınç değeri bir ara değerdir. Bu basınç değeri ile başlangıç basınç değerinin ortalaması (4.37) denklemi ile alınır ve “\*” indisi ile yeni bir basınç değeri elde edilir. Ortalama değer ile tekrar hesap yapılarak i+1 adımına gidilir.

Şekil 4.4’te Heun yönteminin gerçek değere ulaşmadaki doğruluğu görülmektedir. “a” adımında bir sonraki adım için tahmin yapılır. “b” adımında ise başlangıç değeri ile tahmin değerinin ortalaması alınarak ikinci adıma gidilir [18].

#### 4.2.5 Kütleli debi hesabı

Dolgu değişimi sırasında pencerelerden kütle geçişi söz konusudur. Kütle rotorun hareketiyle zamana göre değişmektedir. Yanma odası basınç değişimi hesabında bu

yüzden kütleli debilerin elde edilmesi gereklidir. Kütleli debinin hesabında en önemli parametre debi katsayısıdır.



**Şekil 4.4:** Heun yöntemi.

Dolgu değişimi esnasında egzoz penceresi açıldığı anda yanma odası basıncı egzoz manifoldu basıncından yüksek olmaktadır. Bu yüzden akış hızı ses üstü hızlara çıkmaktadır. Ancak tasarlanan egzoz penceresi geometrisine göre ses üstü akış mümkün değildir. Hesaplama kısmında akışın ses üstü hızlara çıktığı değerler sabit ve ses hızı olarak kabul edilmiştir [4]. Sürtünmesiz sıkıştırılabilir tek boyutlu akış hesabı yapılmıştır [19].

Ses hızı (4.40) ifadesindeki gibidir.

$$c = \sqrt{kRT} \quad (4.40)$$

Pencere çıkışındaki akış hızı (4.41)'de tarif edilmiştir.

$$c = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (4.41)$$

(4.41)'e göre akışın pencere çıkışındaki hızının yanma odası ile egzoz manifoldundaki basınç farklarına bağlı olduğu görülmektedir.

Bu denklem süpürme penceresindeki akış için de geçerlidir. Bu durumda doldurucu basıncı ile yanma odası basıncı oranı göz önüne alınır.

(4.41)'e göre yanma odası basıncı egzoz manifoldu basıncından küçük ise egzoz manifoldundan yanma odasına doğru bir akış söz konusu olur. Aynı şekilde yanma odası basıncının doldurucu basıncından büyük olduğu durumlarda ise yanma odasından emme manifolduna doğru bir akış gerçekleşir. Hesaplarda (4.41) ifadesi imajiner sayı olabilir. Bu durum akışın yönünün değiştiğini ve denklemde basınç ifadelerinin yerinin değişmesi gerektiğini gösterir.

Bu tezden bir önceki çalışmada kütleli debi hesabında kullanılacak olan debi fonksiyonu ifadeleri Bernoulli denklemi kullanılarak elde edilmiştir [4]. Buna göre:

Emme manifoldundan yanma odasına akış için debi fonksiyonu (4.42) ifadesindeki gibidir.

$$\psi_{em} = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_s}{p_{em}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_s}{p_{em}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4.42)$$

Yanma odasından egzoz manifolduna akış için debi fonksiyonu ise (4.43)'te gösterilmiştir.

$$\psi_{eg} = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_{eg}}{p_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_{eg}}{p_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4.43)$$

$k$ = izantropik üs

$p_{eg}$ = egzoz manifoldu basıncı

$p_s$ = yanma odası basıncı

$p_{em}$ = doldurucu basıncı

Yanma odasından emme manifolduna akış için ise fonksiyon aşağıdaki şekli alır.

$$\psi_{emtepme} = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_{em}}{p_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_{em}}{p_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4.44)$$

Egzoz manifoldundan yanma odasına akış (4.45)'deki gibidir.

$$\psi_{egtepm} = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_s}{p_{eg}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_s}{p_{eg}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4.45)$$

Kütleli debi ise aşağıdaki şekilde hesaplanır [4].

$$\dot{m} = \rho A \psi \sqrt{2RT} \quad (4.46)$$

$\rho$ = hava yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>)

$A$ = eşdeğer kesit alanı (m<sup>2</sup>)

$R$ = İdeal gaz sabiti (J/kgK)

$T$ = sıcaklık (K)

Pencereden akış göz önüne alındığında, pencere kesit alanından akış sırasında kısılma kayıpları oluşur.

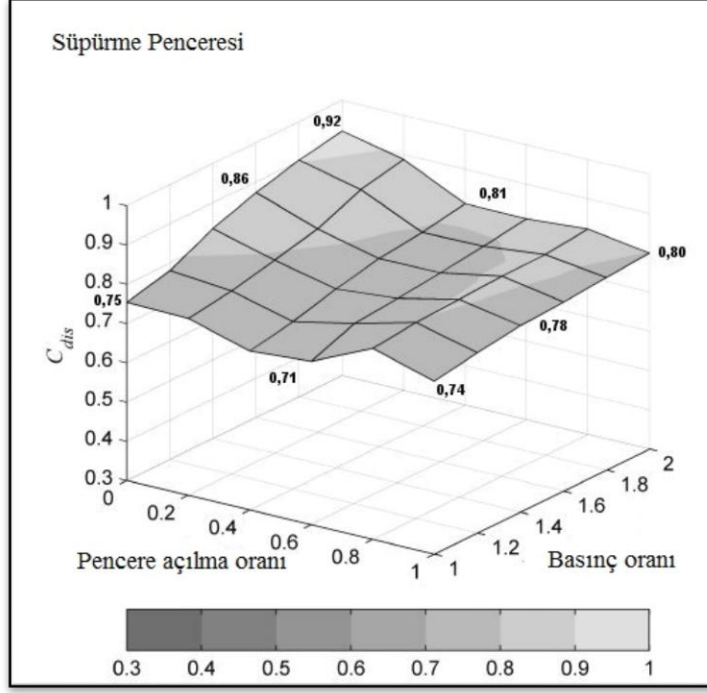
$$A = \mu a_{pencere} \quad (4.47)$$

$\mu$ = kısılma katsayısı

$a_{pencere}$ = pencere kesit alanı

Kısılma kaybı, pencere kesit alanının değişimi ile değişmektedir. Pencere alanı en geniş olduğu zaman kayıplar maksimum olur. Kısılma katsayısı ise pencere en geniş olduğunda en düşük seviyeye iner. Kısılma kaybı aynı zamanda basınç oranına da bağlıdır. Yüksek basınç oranlarında kayıplar minimum seviyededir. Basınç oranı düştükçe kayıplar artmaktadır.

Şekil 4.5'te Fleck ve diğ. tarafından iki zamanlı motorlarda süpürme penceresi için kısılma katsayısı ile ilgili yapılan deneyler sonucunda elde edilmiş veriler bulunmaktadır [20]. Verilere göre basınç oranının arttıkça katsayı da artmaktadır. Herhangi bir konumdaki süpürme penceresi alanının süpürme penceresi alanının en geniş alanına oranını veren ifade olan yerel pencere alan oranı değiştikçe katsayı düşmektedir. Bu iki değişkenli ifadeyi sadeleştirmek ve bu oranları belirli bir matematiksel ifadeye çevirmek için doğrusal interpolasyon ile bir denklem türetilmiştir.



Şekil 4.5: Süpürme penceresi kısılma katsayıları.

Burada başlangıç noktası olarak pencerenin kapalı olduğu ve basınç oranının en yüksek olduğu bölge alınmış, sınır olarak da pencerenin tam açık olduğu ve basınç oranının en düşük olduğu bölge alınmıştır. (4.48) ifadesinde alan değişimine bağlı olarak türetilen doğrusal bağıntı görülmektedir.

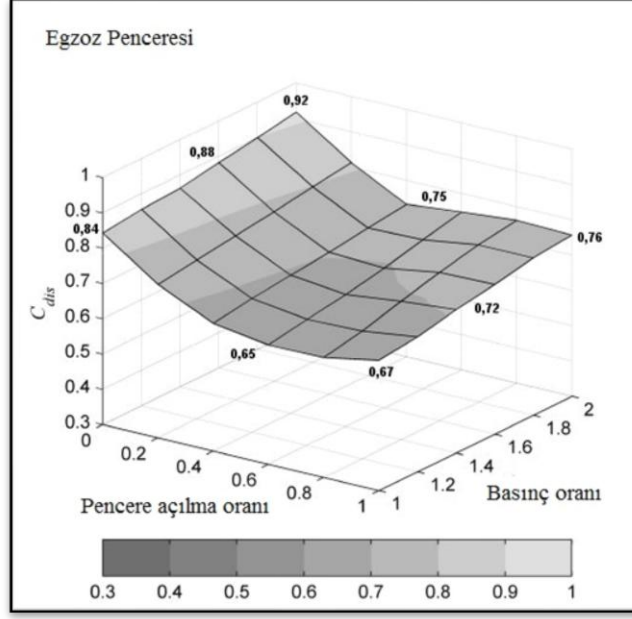
$$\mu_{em} = 0,92 - 0,18 \frac{a_{em}}{A_{em}} \quad (4.48)$$

Şekil 4.6'da ise süpürme penceresi için yapılan ölçümlerin aynısı egzoz penceresi için yapılmış ve veriler çıkartılmıştır. Burada da yerel pencere alan oranı arttıkça, yani pencere açıldıkça kısılma katsayısı düşmektedir. Kısılma katsayısının basınç oranına bağımlılığı düşüktür. (4.49)' de bu ilişkinin doğrusal interpolasyon ile çıkarılmış ifadesi görülebilir.

$$\mu_{eg} = 0,92 - 0,25 \frac{a_{eg}}{A_{eg}} \quad (4.49)$$

Yanma odasından emme manifolduna olan tepmeler hesaplanırken süpürme penceresi için çıkarılmış olan kısılma katsayıları kullanılmıştır. Egzoz manifoldundan yanma odasına olan akış hesaplanırken ise egzoz penceresi için hesaplanan katsayılar kullanılmıştır.





Şekil 4.6: Egzoz penceresi kısılma katsayıları.

Genel olarak dolgu değişiminde yanma odasına giren ve çıkan kütlelerin debilerini hesap etmek için aşağıdaki ifadeler kullanılmıştır.

$$\dot{m}_{em} = \rho_{em} a_{em} \mu_{em} \psi_{em} \sqrt{2RT_{em}} \quad (4.50)$$

$$\dot{m}_{eg} = \rho_{eg} a_{eg} \mu_{eg} \psi_{eg} \sqrt{2RT_{eg}} \quad (4.51)$$

$$\dot{m}_{emtepme} = \rho_{eg} a_{em} \mu_{em} \psi_{emtepme} \sqrt{2RT_{eg}} \quad (4.52)$$

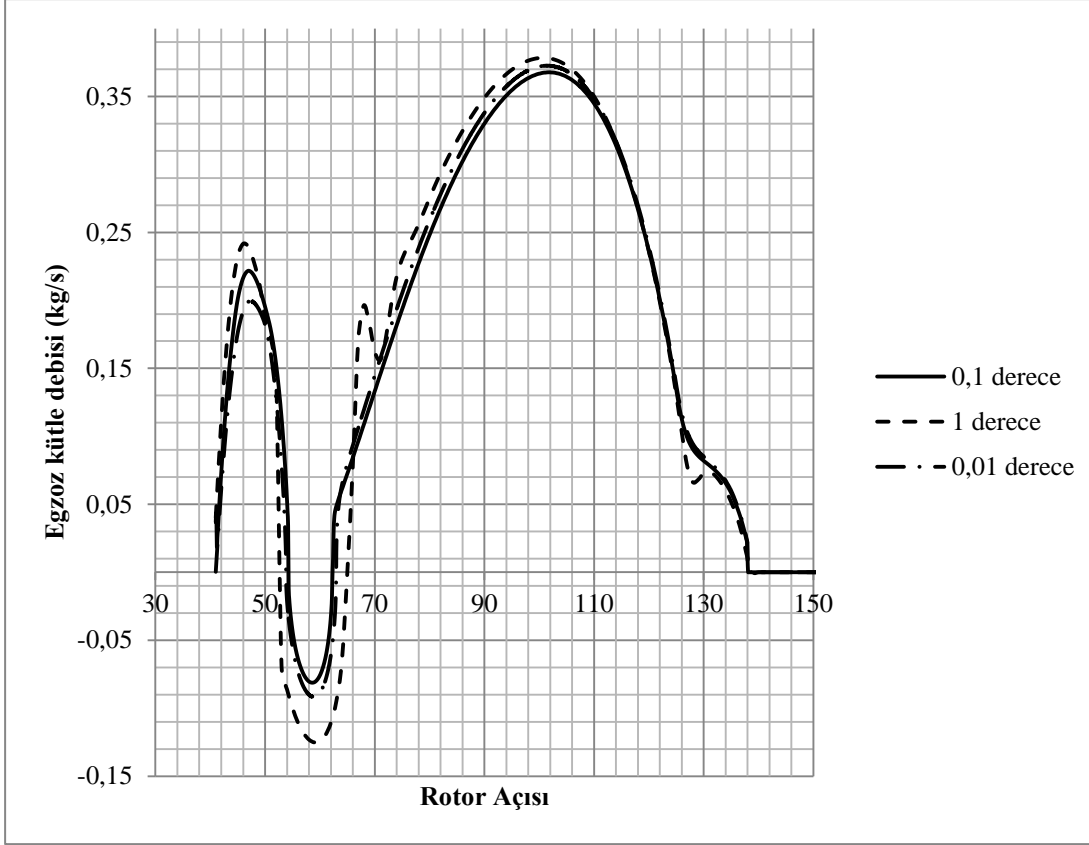
$$\dot{m}_{egtepme} = \rho_{eg} a_{eg} \mu_{eg} \psi_{egtepme} \sqrt{2RT_{eg}} \quad (4.53)$$

#### 4.2.6 Hesap adım aralığının seçimi

Termodinamik analizde ve dolgu değişiminde, rotorun konumuna göre yanma odasının içindeki basınç, sıcaklık ve kütle büyüklükleri adım adım olarak hesaplanır. Hesap adım aralığı, rotor açısı cinsinden her adım arasında geçen süreyi de tarif eder.

$$\Delta t = \frac{60}{360} n \quad (s) \quad (4.54)$$

(4.54) ifadesi 1 °RA boyunca geçen süreyi ifade eder. Hesap adım aralığı küçültmek, hesaplarda hata yüzdesini azaltmakta ve daha hassas sonuçlar vermektedir. Özellikle dolgu değişimi süresince adım aralığını küçültmek sonuçları değiştirmektedir.



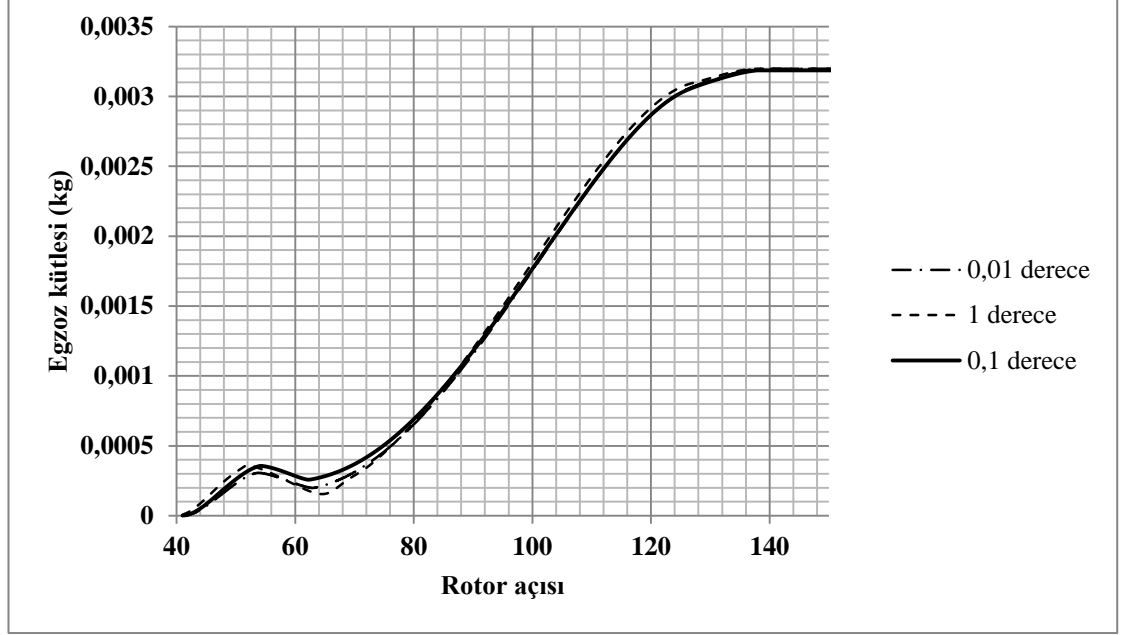
Şekil 4.7: Kütle debisinin hesap adım aralığı ile değişimi.

Şekil 4.7’de farklı adım aralıklarında egzoz penceresinden geçen kütleli debinin rotor konumuna bağlı olarak değişimi görülmektedir. Grafikte negatif kütleli debiler (egzoz tepmesi) akışın egzoz manifoldundan yanma odasına doğru olduğunu belirtmektedir. Hesap adım aralığı 1 dereceden 0,1 derece rotör açısına indirildiğinde, özellikle egzoz tepmesi kısmında farklılaşma görülmektedir. Bunun nedeni küçük adım aralığında akışın ters dönerken oluşturduğu basınç farklarının azalmasıdır. Ayrıca 1 derecelik hesap adım aralığında dolgu değişimi sırasında süreksizlikler görülmektedir. Adım aralığı küçüldükçe bu etki de kaybolur.

Şekil 4.8’de ise kümülatif olarak yanma odasından çıkan egzoz kütleli debisinin hesap adım aralığı ile değişimi görülmektedir. Burada da 0,1 °RA adım aralığı ile yapılan hesapta, grafikten te görüleceği üzere, tepmelerden kaynaklanan kütle değişimi azalmaktadır. Grafiğin 60°RA ile 80 °RA aralığındaki eğim, 0,1 °RA adım aralığı ile en düşük seviyeye gelmektedir.

Tez boyunca hesap adım aralığı 0,1° RA seçilmiştir. Hesap adım aralığını daha da küçültmek mümkündür fakat dolgu değişiminde ortaya çıkan fark azalmaktadır. Ayrıca hesaplama süresi ve zorluğu artmakta, çevrim simülasyonu için daha fazla

işlemciye sahip bilgisayar ortamı gerekmektedir. Bu yüzden 0,1° RA adım aralığı makul bir değer olarak kabul edilmiş ve kullanılmıştır.



Şekil 4.8: Egzoz kütlesinin hesap adım aralığı ile değişimi.

(4.55) ifadesinde adımlar arası geçen sürenin hesaplanması gösterilmiştir.

$$\Delta t = \frac{1}{10} \left( \frac{60}{360} n \right) \quad (\text{s}) \quad (4.55)$$

### 4.3 İndike Parametrelerin Hesabı

Yanma odası içindeki basınç ve sıcaklık değerleri adım adım hesaplandıktan sonra indike parametreler hesaplanabilir.

#### 4.3.1 Ortalama indike basınç

$$P_{mi} = \frac{\sum_{i=0}^{i=180} (V_i - V_{i+1}) \frac{(P_{si} + P_{si+1})}{2}}{V_H} \quad (4.56)$$

Ortalama indike basınç yanma odası içindeki, adım aralığına bağlı olarak, her hacim farkı ile o hacim farkındaki ortalama yanma odası basınçları çarpılıp, her adım için toplanıp, sonucun strok hacmine bölünmesi ile elde edilir (trapez yöntemi ile integral).

### 4.3.2 İndike güç

İndike güç, ortalama indike basınca, strok hacmine ve motor hızına bağlıdır. (4.57) ifadesinde indike gücün hesaplanması gösterilmiştir.

$$N_i = \frac{p_{mi} \cdot V_H \cdot n}{30\tau} \quad (\text{kW}) \quad (4.57)$$

$p_{mi}$  = Ortalama indike basınç (bar)

$V_H$  = Strok hacmi ( $\text{m}^3$ )

$n$  = motor hızı (dev/dak)

$\tau$  = Çevrim zaman sayısı

Çevrim zaman sayısı dört zamanlı motorlarda 4, iki zamanlı motorlarda 2 olarak alınır. Bunun nedeni dört zamanlı klasik pistonlu motorda pistonun 4 kez  $180^\circ$ 'lik hareketiyle bir çevrim tamamlanır. İki zamanlı klasik pistonlu motorda ise pistonun 2 kez  $180^\circ$ 'lik hareketiyle bir çevrim tamamlanır. Dört zamanlı Wankel motorunda ise  $360^\circ$  EMA'da bir çevrim tamamlanır. Yani klasik pistonlu motora göre yarı zamanda bir çevrim tamamlanır. Bunun için dört zamanlı Wankel motorunda  $\tau = 2$  alınır [1]. Ancak iki zamanlı Wankel motorunda  $180^\circ$  EMA'da bir çevrim tamamlanması öngörülmektedir. Bu yüzden  $\tau = 1$  alınmalıdır.

### 4.3.3 İndike özgül yakıt tüketimi

İndike özgül yakıt tüketimi yanma odasına bir çevrimde gönderilen yakıt miktarının indike güce bağlı olan ifadesidir.

$$b_i = \frac{120m_{yakıt}n}{N_i} \quad (\text{g/kWsaat}) \quad (4.58)$$

$m_{yakıt}$  = bir çevrimde yanma odasına giren yakıt (g)

$n$  = motor hızı (dev/dak)

$N_i$  = indike güç (kW)

### 4.4 Sürtünme Basıncının Hesaplanması

Motorun çalışmasına bağlı olarak, pistonun hareketiyle, piston ile silindir arasında sürtünmelere bağlı olarak bir kayıp oluşur. Bu kayıp nedeniyle motor dinamometresinde motor çıkış milinden ölçülen güç ve diğer değerler, indike olarak hesap edilen değerlerden farklı çıkar. Çıkış milinden ölçülen değerlere efektif değerler denmektedir.

Ortalama indike basınç değerine bu sürtünme kayıplarına karşılık gelen ortalama bir basınç da etki ettirilirse, ortalama efektif basınç değeri elde edilebilir.

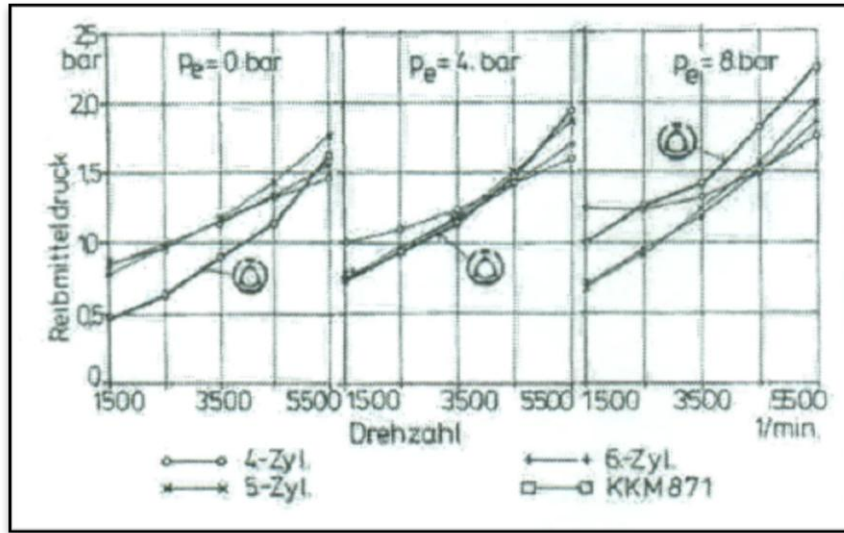
$$P_{mf} = P_{mi} - P_{me} \quad (4.59)$$

$p_{mf}$  = sürtünme basıncı

$p_{mi}$  = ortalama indike basınç

$p_{me}$  = ortalama efektif basınç

Basshuysen, çeşitli motorlar üzerinde sürtünme basıncını elde etmek için deneyler yapmıştır [13]. Motor çıkış milinden motor gücünü ölçmüş, indike gücü ise silindir içi basınç sıcaklık değerlerini ölçerek ve buna göre hesap yaparak elde etmiştir. Buradan ortalama indike ve efektif basınç değerlerini elde etmiş ve Şekil 4.9' da görülebilen ortalama sürtünme basıncının motor hızına bağlı olan değişimini çıkartmıştır.



**Şekil 4.9:** Sürtünme basıncının motor hızına bağlı değişimi.

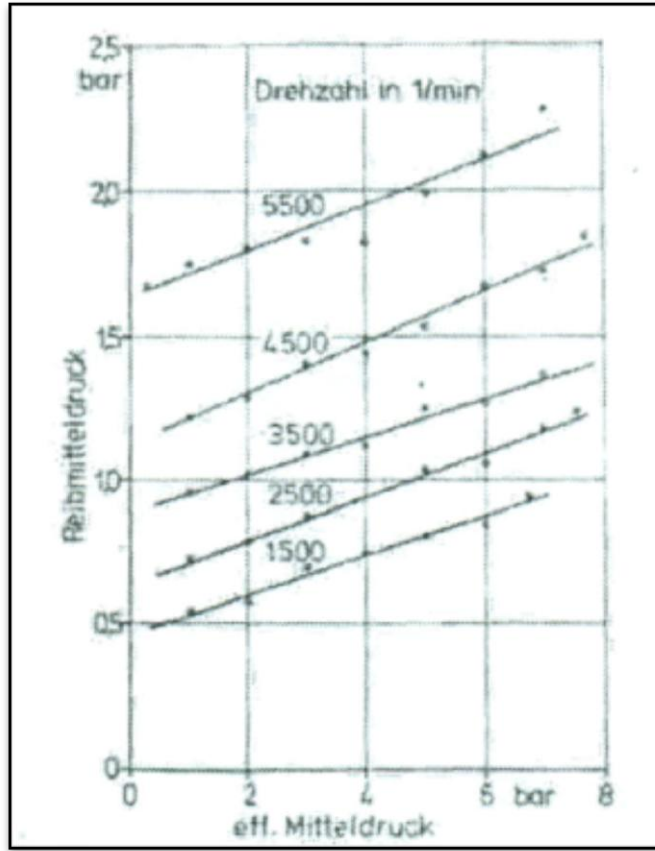
Şekilde KKM871 ile gösterilen eğri Wankel motoruna aittir. Eğriler motor hızına göre, üç farklı yük (ortalama efektif basınç = 0,4,8 bar) durumuna göre elde edilmiştir.

Bu tezde, sürtünme basıncının hıza bağlı olan değişimini matematiksel olarak ifade etmek için üç farklı yük durumunda 3 adet polinom türetilmiştir. Karesel polinomlar Newton interpolasyon yöntemine göre elde edilmiştir.

$$p_{mf} = a + bn + cn^2 \quad (4.60)$$

Bu polinomdaki katsayılar üç farklı yük durumu için de elde edilmiştir. Daha sonra katsayıların ortalamaları alınmıştır.

Şekil 4.10'da ise sürtünme basıncının ortalama efektif basınca göre sabit hızlarda değişimi görülmektedir [13]. Burada ortalama efektif basınç arttıkça sürtünme basıncının lineer şekilde arttığı görülmektedir. Motor hızının artması da sürtünme basıncının artmasına neden olmaktadır. Ortalama efektif basınç sürtünme basıncına olan etkisini matematiksel olarak ifade etmek için sabit bir hız seçilmiş (n=1500 dev/dak) ve bu hızda olan değişim doğrusal interpolasyon yöntemi ile elde edilmiştir.



Şekil 4.10: Sabit hızlarda ortalama efektif basınç değişimine göre sürtünme basıncının değişimi.

$$p_{mf} = d + ep_{me} \quad (4.61)$$

(4.61) ifadesine göre d katsayısı (4.60) ifadesinde motor hızı olarak 1500 dev/dak ve ortalama efektif basınç olarak sıfır değeri alındığı takdirde (4.60) ifadesinin sonucu olarak elde edilmektedir. Bu yüzden (4.62) ifadesinde d katsayısı ihmal edilmiştir.

$$p_{mf} = a + bn + cn^2 + ep_{me} \quad (4.62)$$

(4.62) ifadesi sürtünme basıncının hıza ve ortalama efektif basınca bağlı değişimini ifade etmektedir. Katsayıların hesabı sonucu (4.63) ifadesine ulaşılır.

$$P_{mf} = 0,2765 + 0,0494\left(\frac{n}{1000}\right) + 0,0356\left(\frac{n}{1000}\right)^2 + 0,0688P_{me} \quad (4.63)$$

(4.63) ifadesindeki ortalama efektif basınç ifadesi ortalama indike basıncın mekanik verim ile çarpılması sonucu tahmin edilebilir. Ortalama efektif basınç bu formüle göre hesaplandıktan sonra ortalama indike basınca bölünerek mekanik verim tekrar elde edilir ve iteratif olarak mekanik verim tekrar (4.63) ifadesinde kullanılır.

#### 4.5 Efektif Parametrelerin Hesabı

Sürtünme basıncı hıza ve ortalama indike basınca göre hesap edildikten sonra efektif parametrelerin hesabına başlanabilir.

##### 4.5.1 Ortalama efektif basınç

Ortalama efektif basınç deneysel yolla elde edilen bir parametredir. Fakat sürtünme basıncı ifadesinin elde edilmesiyle ortalama indike basınçtan ortalama efektif basınca dönüşüm yapılabilir.

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mf} \quad (4.64)$$

##### 4.5.2 Efektif güç

$$N_e = \frac{P_{me} V_H n}{30\tau} \text{ (kW)} \quad (4.65)$$

Efektif güç ise (4.65) denkleminde olduğu gibi ortalama efektif basıncın elde edilmesinden sonra hesaplanabilir.

##### 4.5.3 Efektif özgül yakıt tüketimi

$$b_e = \frac{120m_{yakıt} n}{N_e} \text{ (g/kWsaat)} \quad (4.66)$$

Efektif özgül yakıt tüketimi efektif gücün hesap edilmesinden sonra bulunabilir.





## 5. SONUÇLAR

Termodinamik çevrim analizi sonunda yanma odası içi sıcaklık, basınç, kütle, dolgu değişiminde yanma odasına giren ve çıkan kütleler, yakıt miktarı gibi büyüklükler hesaplanmıştır. Bu büyüklükler kullanılarak indike ve efektif parametreler hesaplanmıştır.

### 5.1 Geometrik Hesap Sonuçları

İki zamanlı Wankel motorunun geometrik büyüklükleri Mazda'nın 13B Renesis motoru temel alınarak hesaplanmıştır. Buna göre Çizelge 3'te motorun bazı büyüklükleri görülebilir.

**Çizelge 3:** Geometrik Hesap Sonuçları.

Rotor köşesi-merkezi mesafesi= R	101 mm
Eksantriklik= e	15 mm
Rotorun kalınlığı= b	80 mm
Teorik sıkıştırma oranı = $\epsilon_{\text{teorik}}$	18,285
Rotor oyuk hacmi = $V_{\text{oyuk}}$	34,87 cm <sup>3</sup>
Büyük çemberin çapı = $D_{\text{büyük}}$	90 mm
Küçük çemberin çapı = $D_{\text{küçük}}$	60 mm
$L_u$	240 mm
$L_k$	180 mm
$V_{\text{max}}$	727 cm <sup>3</sup>
$V_{\text{min}}$	72 cm <sup>3</sup>
$V_H$	654 cm <sup>3</sup>

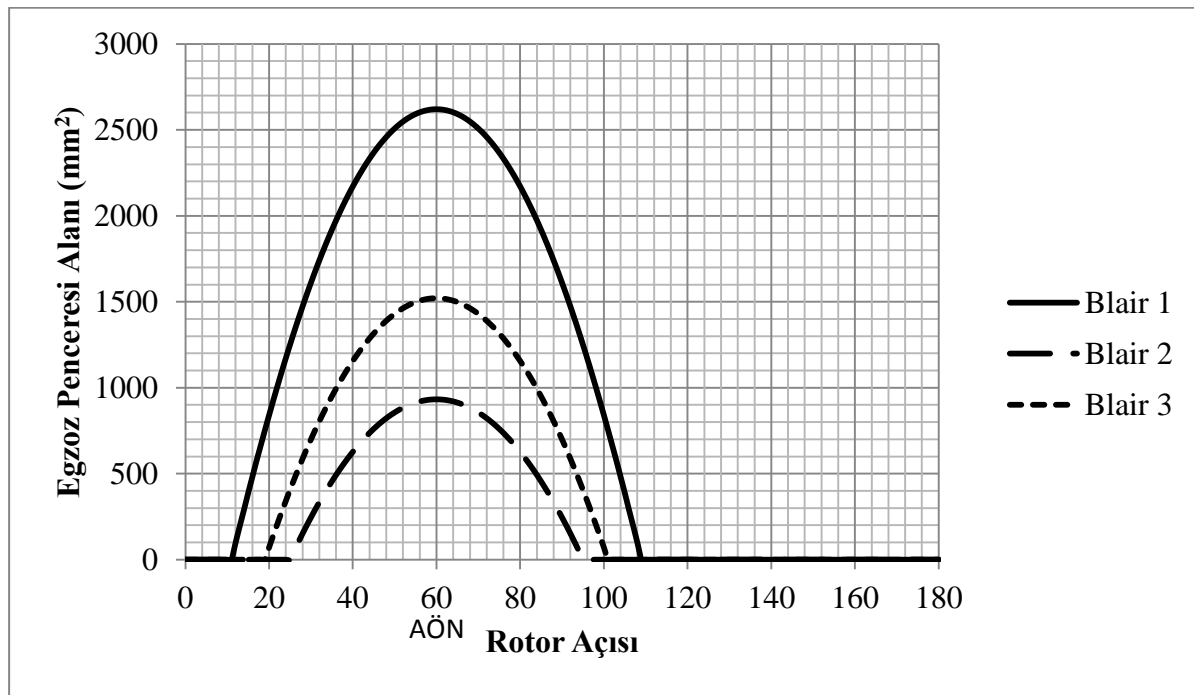
## 5.2 Pencere Alan Hesabı Sonuçları

Pencere alanı rotorun konumuna bağlı olarak değişmektedir. Rotorun hareketiyle gövde kapaklarında bulunan egzoz ve süpürme pencereleri açılıp kapanmaktadır. Maksimum pencere alanı rotorun konumu AÖN'da iken elde edilir. Blair'in iki zamanlı motorlar için yaptığı çalışma sonrası, motor büyüklüğüne bağlı olarak elde ettiği ortalama egzoz ve süpürme pencereleri açık kalma alanları 3.7 numaralı başlıkta anlatılmıştır. Pencere alanları iki zamanlı Wankel motorunda bu üç farklı geometriye göre hesaplanıp, maksimum alanlar Çizelge 4'te gösterilmiştir.

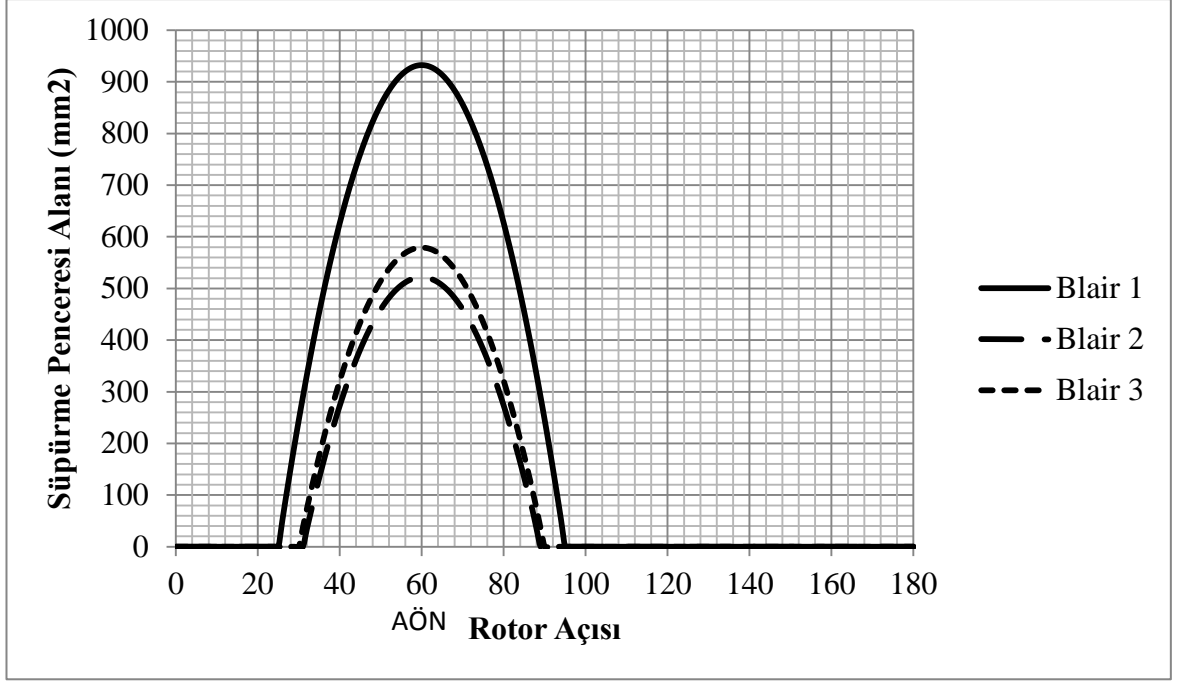
**Çizelge 4:** Farklı motorlara göre pencere alanları.

Blair 1 (büyük boyutta motor)	$A_{\text{egzozmaks}} = 26,2 \text{ cm}^2$	$A_{\text{süpürmemaks}} = 9,32 \text{ cm}^2$
Blair 2 (küçük boyutta motor)	$A_{\text{egzozmaks}} = 9,32 \text{ cm}^2$	$A_{\text{egzozmaks}} = 5,22 \text{ cm}^2$
Blair 3 (orta büyüklükte motor)	$A_{\text{egzozmaks}} = 15,2 \text{ cm}^2$	$A_{\text{egzozmaks}} = 5,8 \text{ cm}^2$

Şekil 5.1'de rotor açısına göre farklı egzoz penceresi tiplerinin açık kalma alanları görülmektedir.



**Şekil 5.1:** Farklı egzoz penceresi alanları.



Şekil 5.2: Farklı süpürme pencereleri alanları.

Şekil 5.2’de ise farklı süpürme pencereleri alanlarının rotorun konuma bağlı olan değişimi görülmektedir.

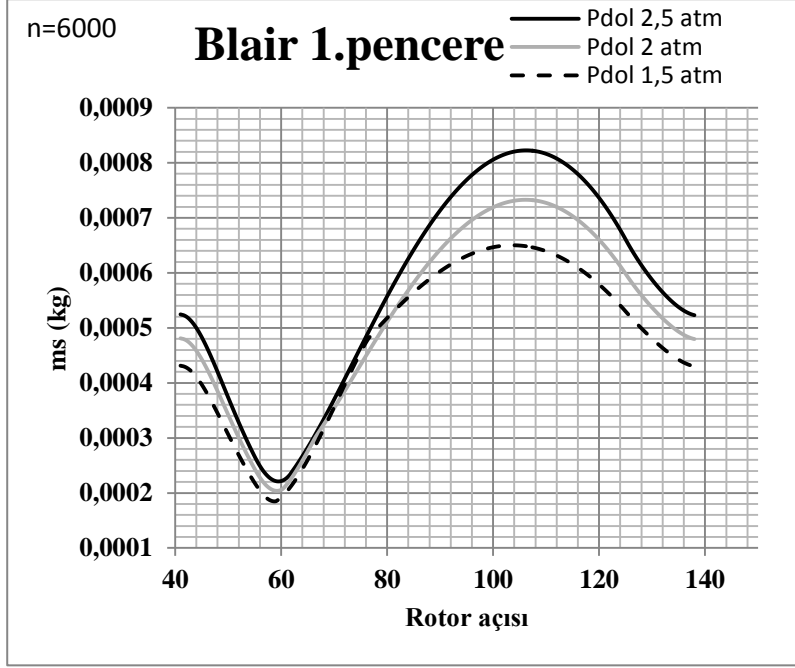
### 5.3 Yanma Odası İçi Kütle Değişimi

Süpürme ve egzoz pencerelerinden yanma odasına ve yanma odasından manifoldlara olan akışlar hesaplandıktan sonra başlangıç şartında yanma odasında bulunan kütleyle göre hesap yapılır. Çizelge 5’te farklı motor hızlarına göre yanma odası içine giren ve çıkan kütlelerin ve yanma odasında çevrim sonunda kalan kütlelerin değerleri görülmektedir.

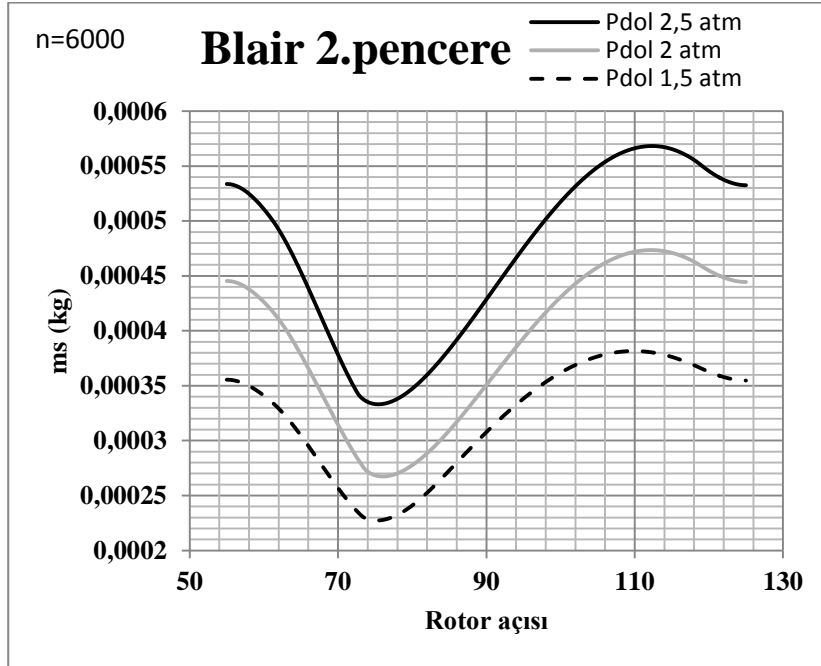
Çizelge 5: Farklı motor hızlarında kütle değişimi (Blair 2,  $p_{dol}=2,5$  atm).

n (dev/dak)	$\sum m_{giren}$ (kg)	$\sum m_{çıkan}$ (kg)	$m_{yanma odası}$ (kg)
1500	0,002804	0,002806	0,000837
3000	0,001318	0,001320	0,000728
4500	0,000840	0,000842	0,000613
6000	0,000611	0,000612	0,000533
7500	0,000477	0,000478	0,000476

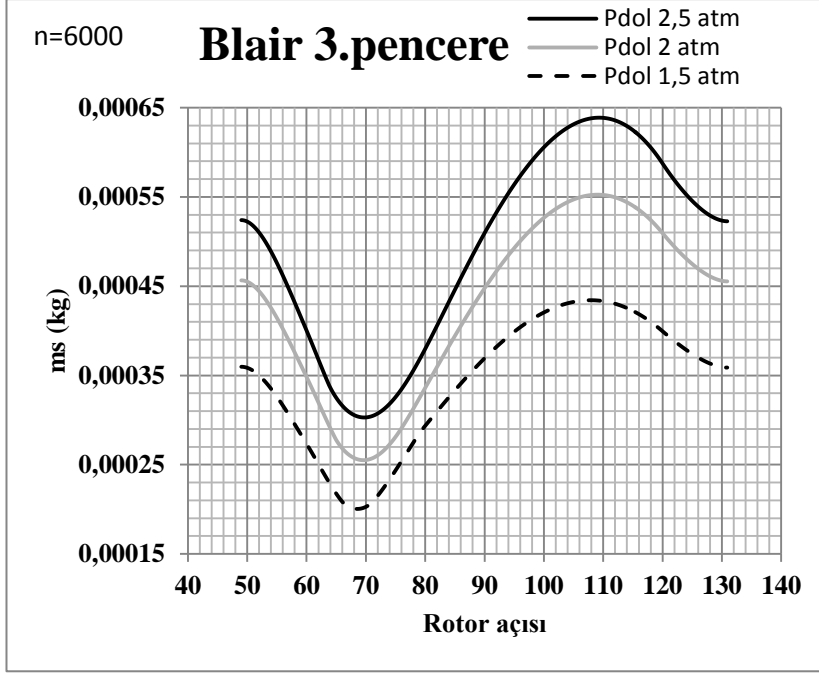
Görüldüğü gibi motor hızı arttıkça pencerelerden geçen kütle miktarı azalmakta, bu da yanma odasının içinde kalan kütleleri azaltmaktadır. Giren ve çıkan kütlelerin azalmasının nedeni, motor hızı arttıkça akış için gerekli olan sürenin düşmesidir. Şekil 5.3, Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'te farklı pencere geometrilerinde doldurucu basıncına göre yanma odası içinde kalan kütle değişimi verilmiştir.



Şekil 5.3: Blair 1.pencere geometrisine göre yanma odası kütle değişimi.



Şekil 5.4: Blair 2.pencere geometrisine göre yanma odası kütle değişimi.



Şekil 5.5: Blair 3.pencere geometrisine göre yanma odası kütle değişimi.

Şekillerden görüldüğü üzere doldurucu basıncının artması yanma odasında çevrim sonu kalan kütle arttırmaktadır. Ayrıca değişik pencere geometrilerine göre inceleme yapılacak olursa, açık kalma süresi en çok olan Blair 1. pencere geometrisinde kalan kütle en çok olmaktadır. Pencere açık kalma süresi en düşük olan Blair 2. pencere geometrisinde ise kalan kütle en düşük olmaktadır.

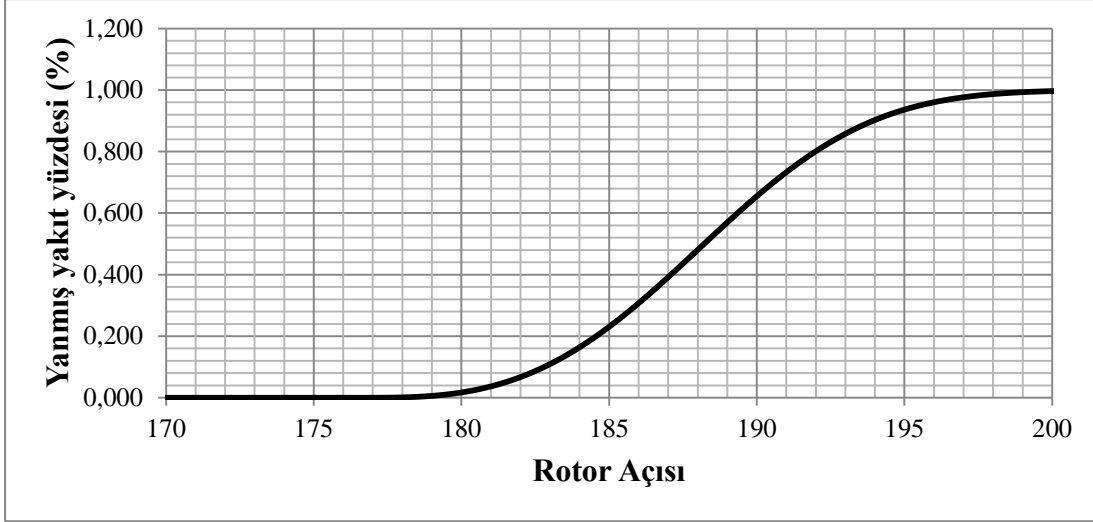
#### 5.4 Yanma Odasına Isı Girişi

Yanma odasına ısı girişi için bir çevrimde yanma odasına gönderilen yakıt miktarı hesaplanmalıdır. Bir çevrimde yanma odasına gönderilen yakıt miktarı, yanma odasında kalan dolgu kütlelerinden hesaplanır. Burada yanma odasında kalan kütlelerin hepsinin taze hava olduğu kabulü yapılmıştır. (5.1)'de hava/yakıt oranı ifadesi verilmiştir.

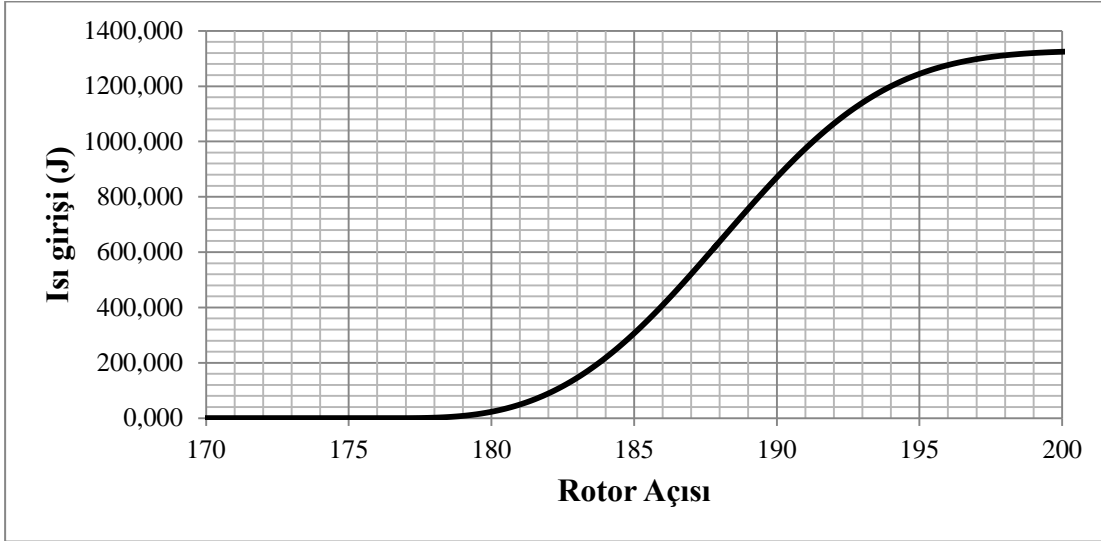
$$HYO = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} = 15 \quad (5.1)$$

Yanma odası içinde kalan kütle HYO'ya bölünerek yakıt miktarı hesap edilir. Isı girişi için Vibe fonksiyonu kullanılır. Şekil 5.6'da yanmış yakıt yüzdesinin rotor açısına göre değişimi görülebilir.

(4.9) ifadesinde de anlatılan ısı girişi ise yakıt miktarının Vibe fonksiyonu ile çarpılıp yakıtın alt ısıl miktarı ile tekrar çarpılmasından elde edilir. Şekil 5.7'de rotor açısında göre yanma odasına giren ısı miktarı görülmektedir.



Şekil 5.6: Yanmış yakıt yüzdesi-rotor açısı.

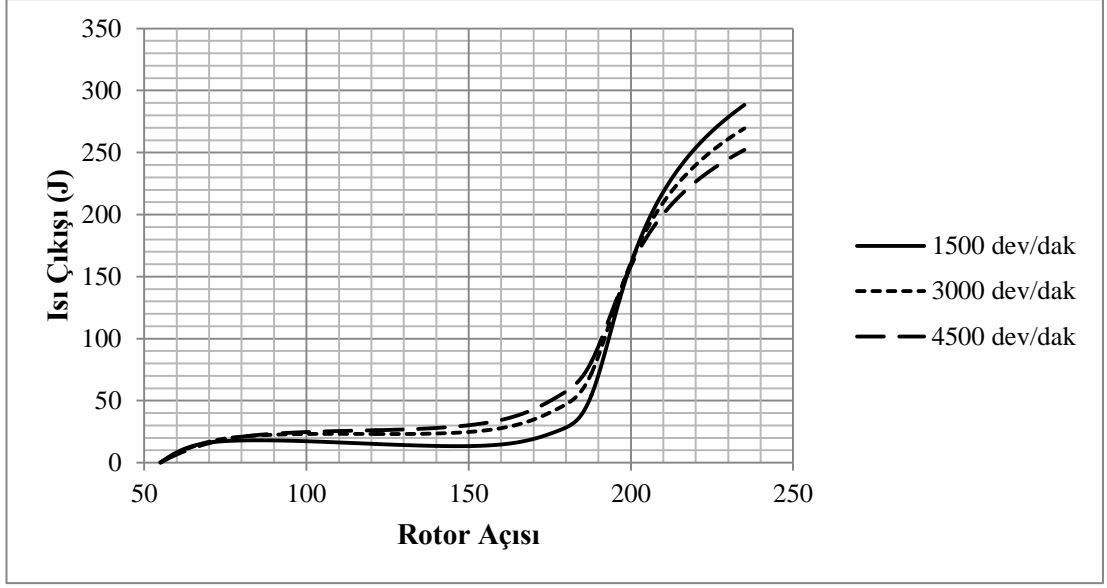


Şekil 5.7: Yanma odasına ısı girişi.

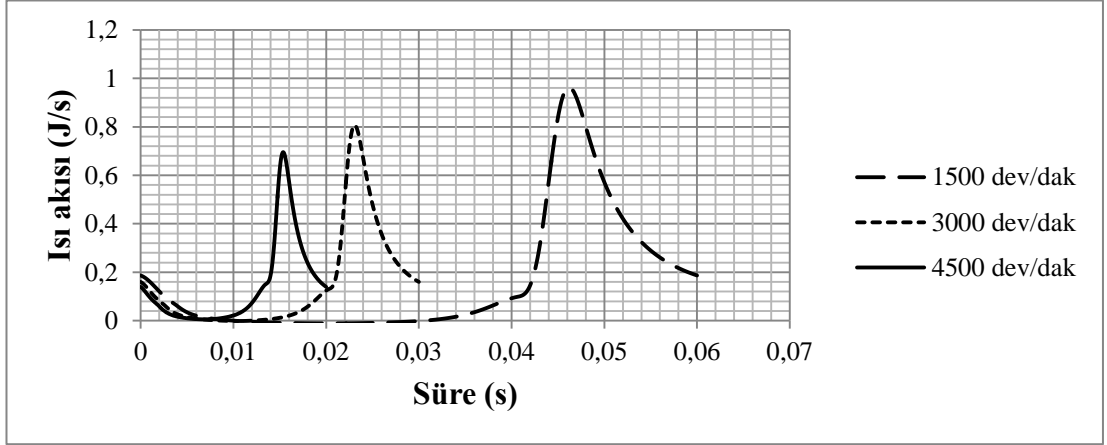
### 5.5 Yanma Odasından Isı Çıkışı

Şekil 5.8’de farklı hızlarda yanma odasından çıkan ısı miktarı gösterilmiştir. Yanma odasından ısı çıkışı, rotor, gövde ve kapaklar üzerinden gerçekleşir. Motor hızı arttıkça ısı taşınım katsayısı yükselmektedir. Fakat motor hızı arttıkça, adım aralığındaki geçen süre düşmektedir. Bu yüzden ısı çıkışı için gerekli süre düşmekte, böylece motor hızı arttıkça yanma odasından çıkan ısı miktarı düşmektedir.

Şekil 5.9’da ise rotor açısına göre yanma odasından çıkan ısı akısı gösterilmiştir.



Şekil 5.8: Yanma odasından çıkan ısı miktarı.



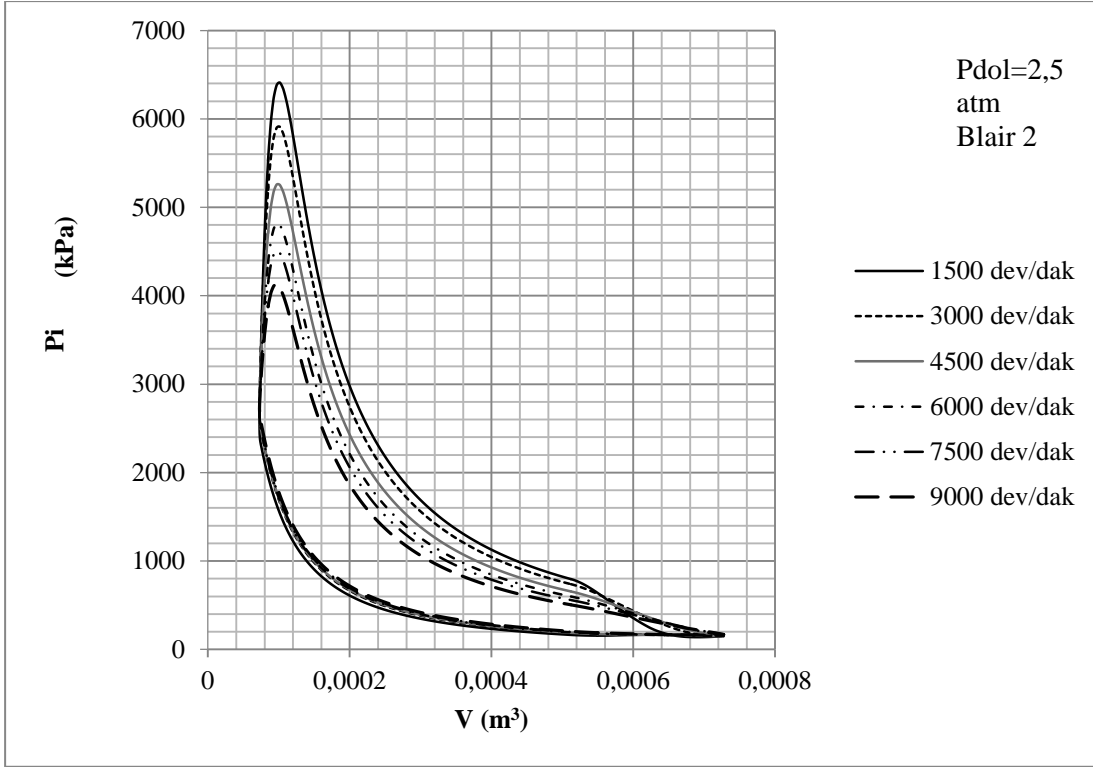
Şekil 5.9: Yanma odasından çıkan ısı akısı.

## 5.6 Yanma Odası Basınç Değişimi

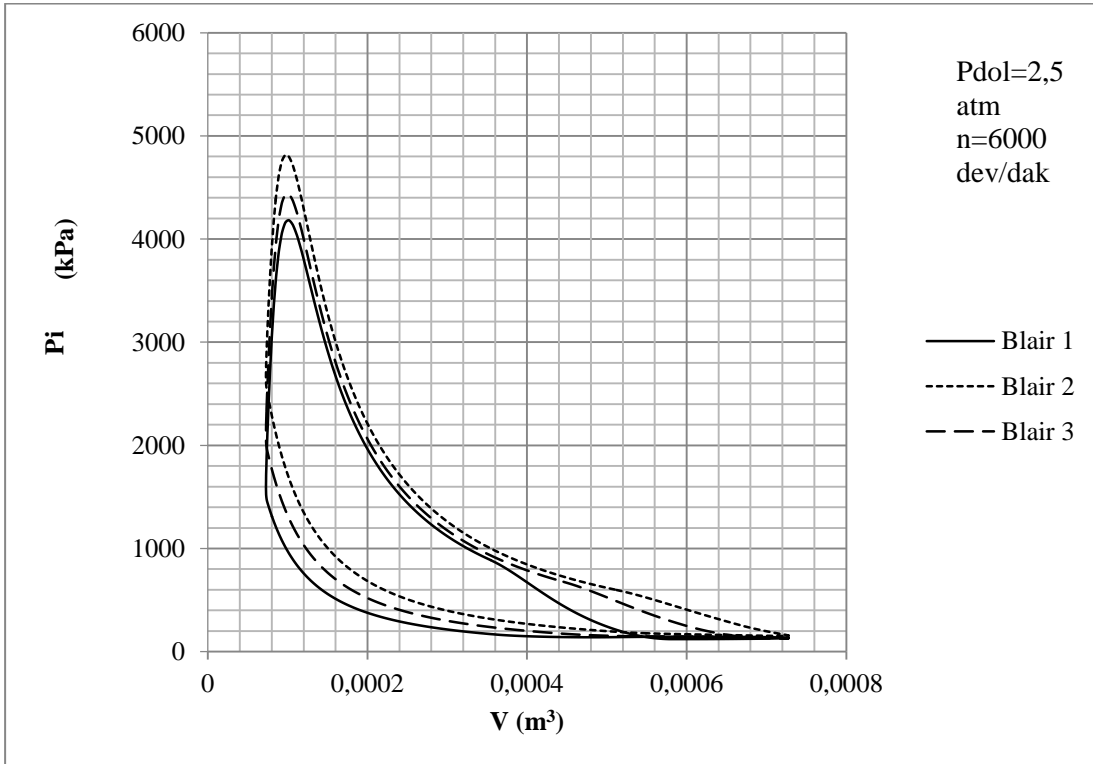
Şekil 5.10'da farklı hızlarda yanma odası içi basınç-hacim değişiminin grafiği görülmektedir. Motor hızı arttıkça P-V diyagramının altında kalan alanın azaldığı söylenebilir.

Şekil 5.11'de ise farklı pencere geometrilerinde P-V diyagramının değişimi görülmektedir. P-V diyagramının altında kalan alan en fazla Blair 2 pencere geometrisinde elde edilmiştir.

Şekil 5.12'de ise farklı doldurucu basınçlarında P-V diyagramının değişimi görülebilir. Doldurucu basıncı arttıkça diyagramın altında kalan artmaktadır.

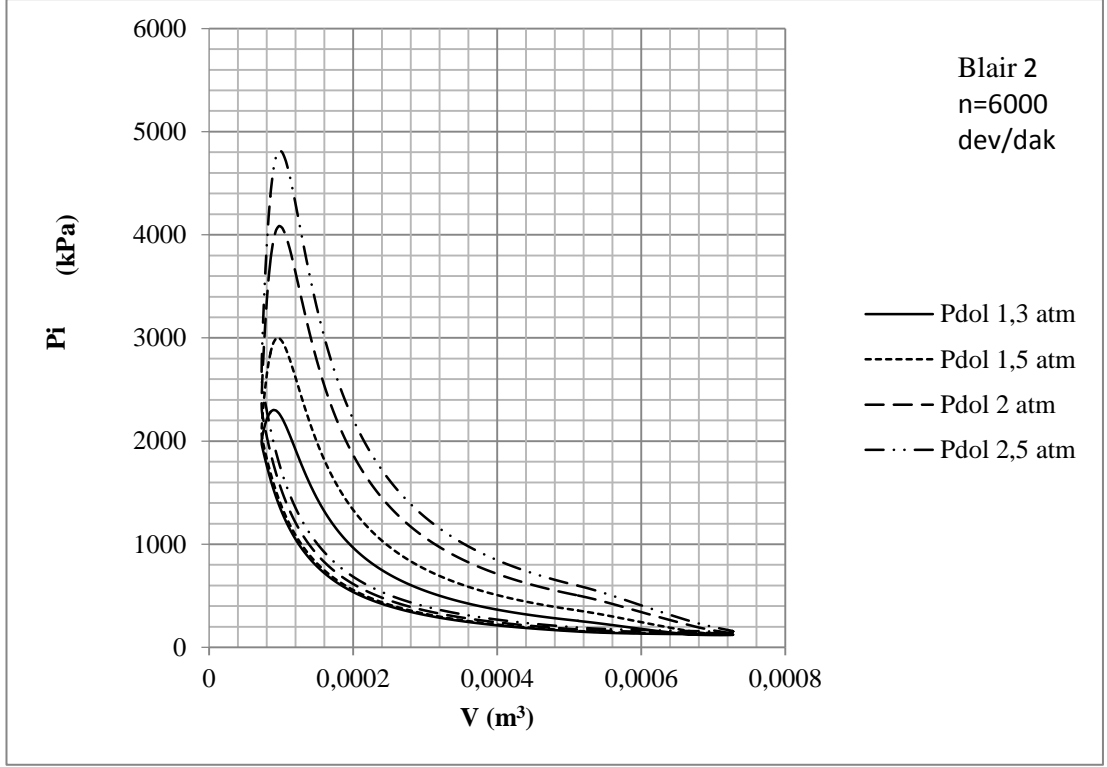


Şekil 5.10: Farklı motor hızlarında P-V diyagramı.



Şekil 5.11: Farklı pencere geometrilerinde P-V diyagramı.





**Şekil 5.12:** Farklı doldurucu basınçlarında P-V diyagramı.

## 5.7 İndike Parametrelerin Hesabının Sonuçları

### 5.7.1 Ortalama indike basınç

Farklı doldurucu basınçlarında hesap edilen ortalama indike basınç değerleri Çizelge 6'da görülmektedir.

**Çizelge 6:** Farklı doldurucu basınçlarında  $p_{mi}$ .

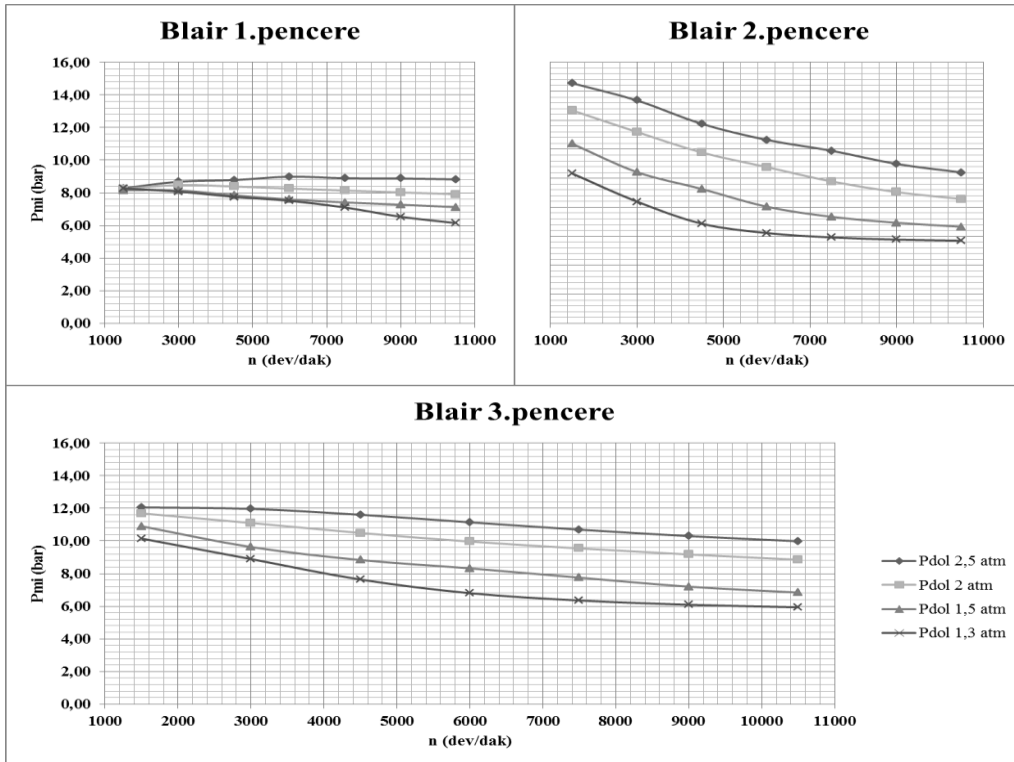
n (dev/dak)	Doldurucu basıncı (atm)	$p_{mi}$ (bar)
6000	2,5	8,99
	2	8,26
	1,5	7,59
	1,3	7,51

Farklı hızlarda hesap edilen ortalama indike basınç değerleri ise Çizelge 7'de görülebilir.

**Çizelge 7:** Farklı hızlarda pmi.

Doldurucu Basıncı (atm)	N (dev/dak)	$p_{mi}$ (bar)
2,5	1500	8,28
	3000	8,68
	4500	8,78
	6000	8,99
	7500	8,89
	9000	8,88

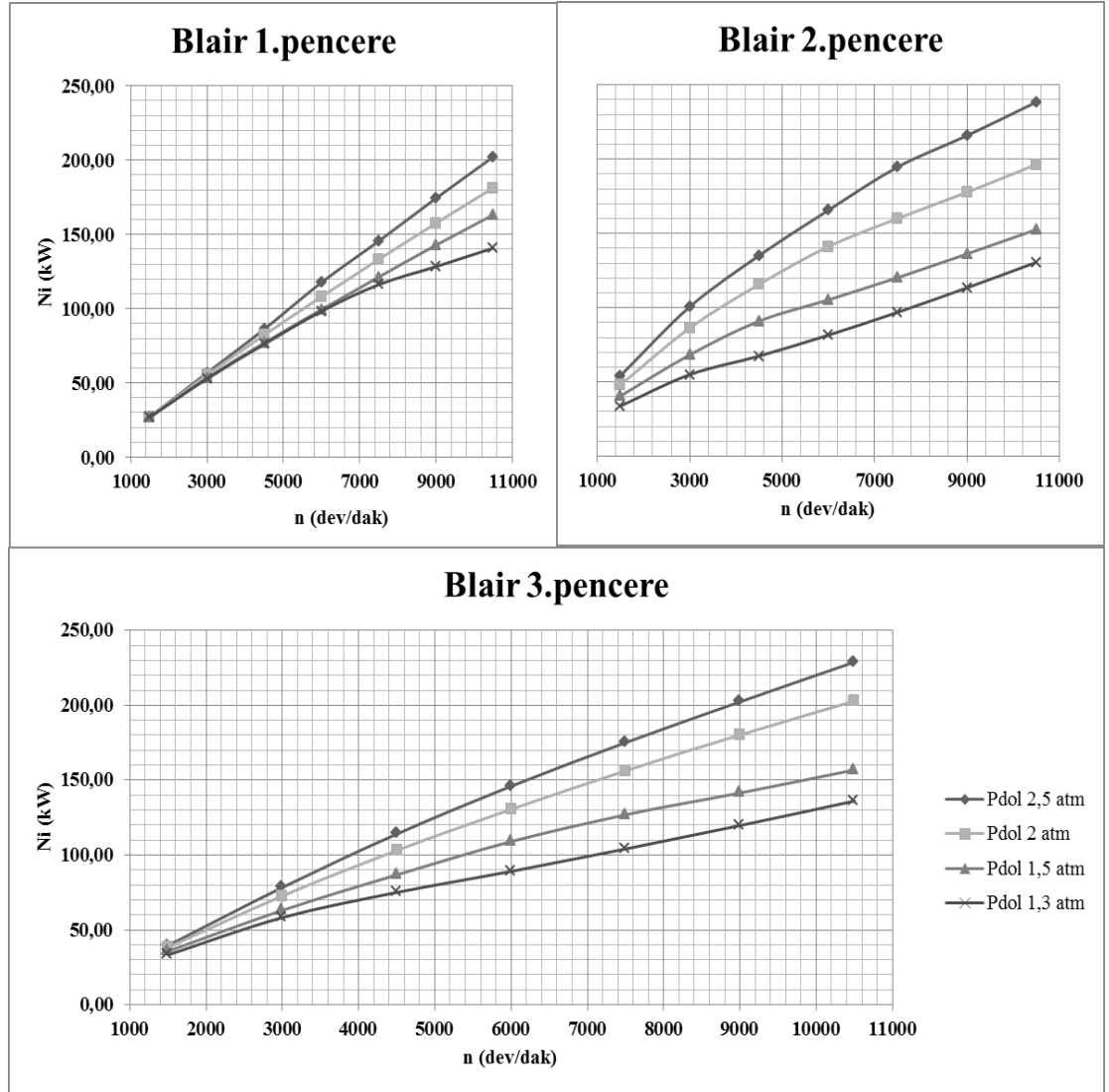
Çizelge 6 ve 7’de gösterilen ortalama indike basınç değerleri tek bir pencere konumuna göre verilmiştir. Şekil 5.13’te farklı pencere geometrileri, doldurucu basınçları ve motor hızlarına göre ortalama indike basıncın değişimi görülebilir. Ortalama indike basınç en yüksek değerini “Blair 2” pencere geometrisinde vermektedir. Ayrıca hız arttıkça ortalama indike basınç da düşmektedir.



**Şekil 5.13:** Ortalama indike basıncın değişimi.

### 5.7.2 İndike güç

Şekil 5.14'te indike gücün farklı pencere geometrileri, doldurucu basınçları ve motor hızlarındaki değişimi görülebilir.

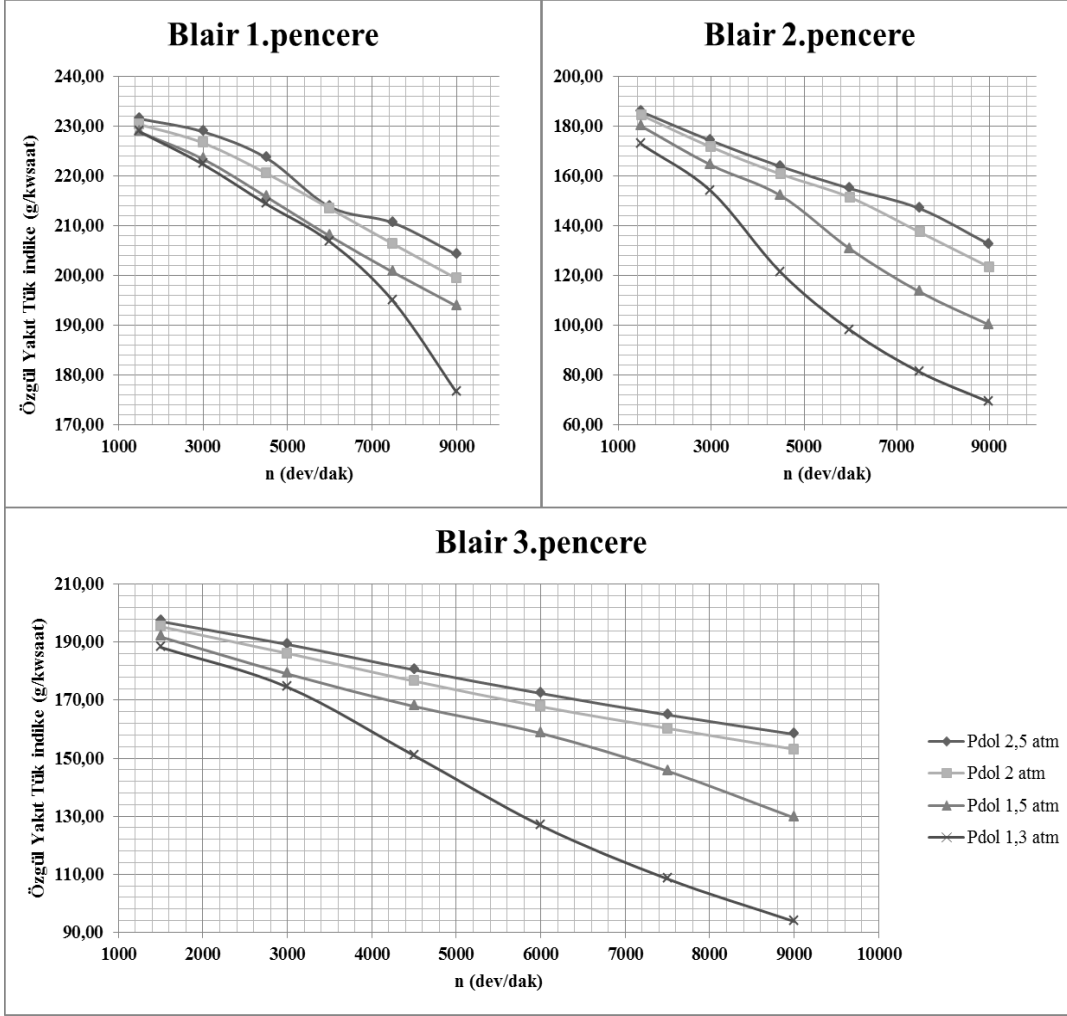


Şekil 5.14: İndike gücün değişimi.

İndike güç en yüksek değerini Blair 2 pencere geometrisinde vermektedir. Aynı zamanda hızın ve doldurucu basıncının artması indike gücü de artırıcı yönde etki yapmaktadır.

### 5.7.3 Özgül yakıt tüketimi

Şekil 5.15'te farklı pencere geometrilerinde, hızlarda ve doldurucu basınçlarında özgül yakıt tüketiminin değişimi görülebilir. Motor hızı arttıkça ve doldurucu basıncı düştükçe indike özgül yakıt tüketimi düşmektedir. En düşük özgül yakıt tüketimi Blair 2. pencere geometrisinde ortaya çıkmaktadır.



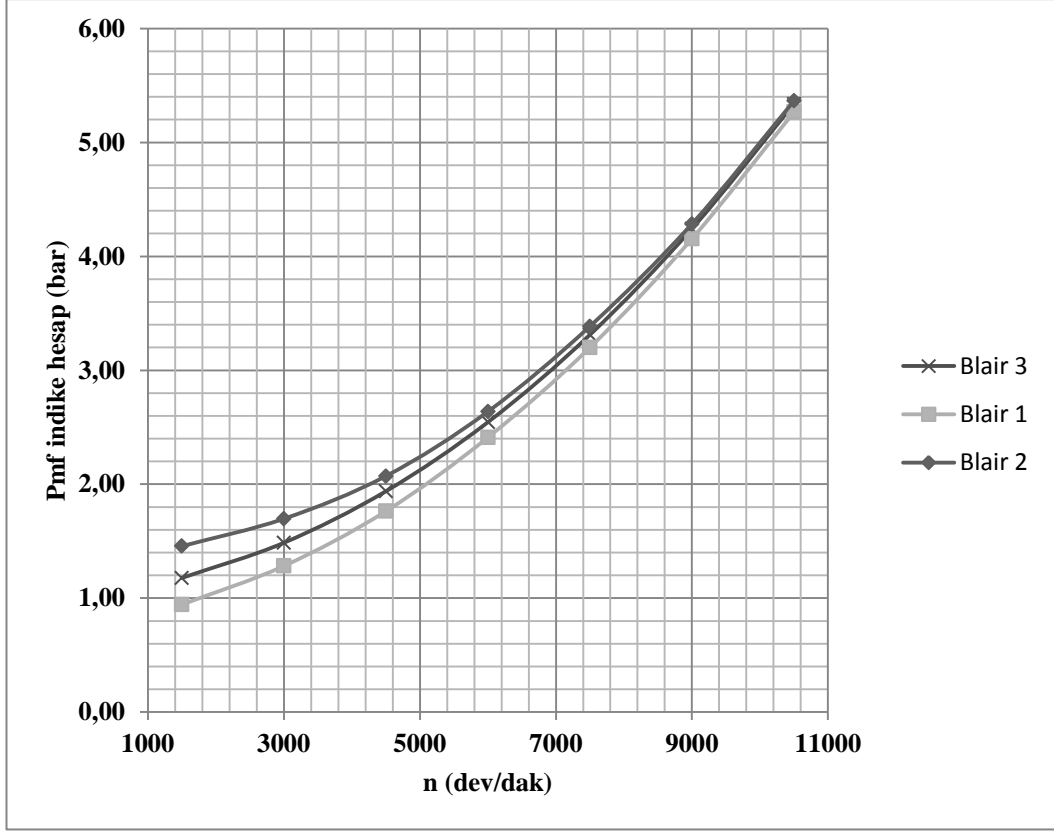
Şekil 5.15: Özgül yakıt tüketiminin değişimi (indike).

## 5.8 Sürtünme Kaybı Basıncı

Ortalama indike basınca bağlı olarak sürtünme kaybı basıncı hesaplanmıştır. Şekil 5.16'da farklı motor hızlarında farklı pencere geometrilerinde sürtünme kaybı basıncının değişimi görülmektedir. Buna göre motor hızı arttıkça sürtünme kaybı basıncı da üstel bir şekilde artmaktadır. En yüksek sürtünme basıncı Blair 2 pencere geometrisinde elde edilmiştir. Doldurucu basıncının artması ortalama indike basıncı arttırdığı için, oransal olarak da sürtünme basıncı artmaktadır. Efektif parametrelerin hesabı için sürtünme kaybı basıncının hesaplanması önemlidir.

## 5.9 Efektif Parametrelerin Hesabının Sonuçları

Sürtünme kaybı basıncı ortalama indike basınçtan çıkartılarak ortalama efektif basınç hesap edilir. Ortalama efektif basınç kullanılarak indike parametrelerde hesap edilen değerler tekrar hesap edilir.



Şekil 5.16:  $p_{mf}$ 'nin değişimi.

### 5.9.1 Ortalama efektif basınç

Şekil 5.17'de ortalama efektif basınçın motor hızına, doldurucu basıncına ve farklı pencere geometrilerine göre değişimi görülmektedir. Ortalama efektif basınç motor hızı arttıkça, doldurucu basıncı düştükçe düşmektedir. En yüksek ortalama efektif basınç Blair 2 pencere geometrisinde elde edilmiştir.

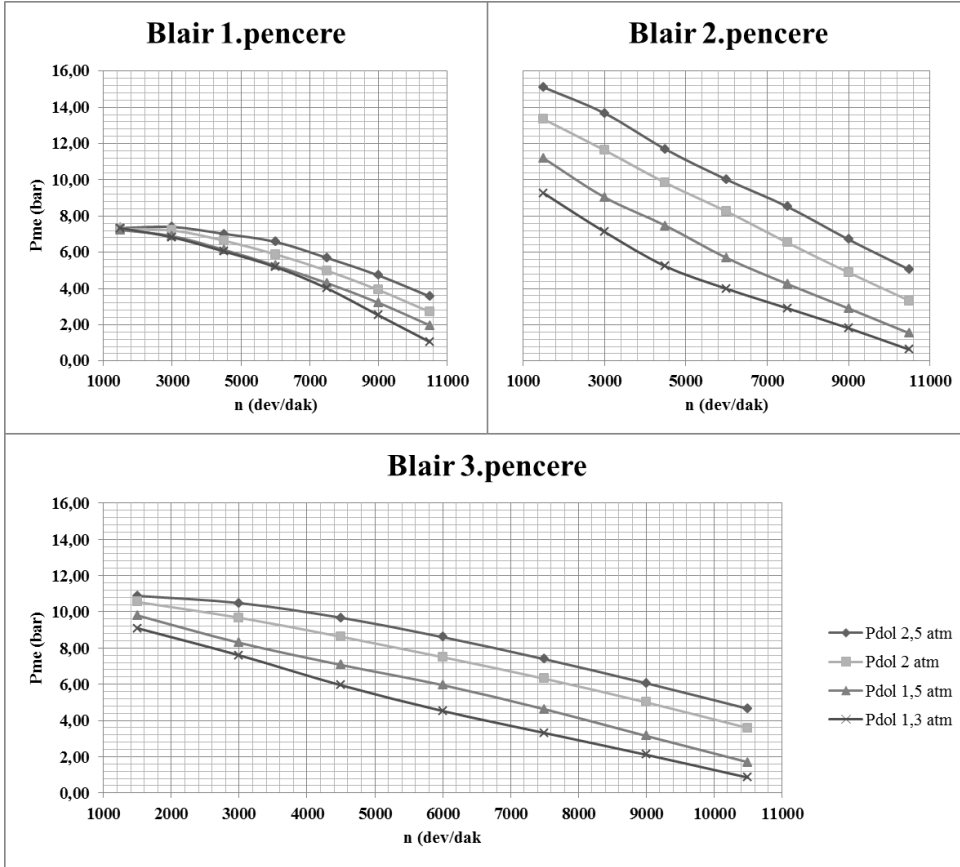
### 5.9.2 Efektif güç

Şekil 5.18'de efektif gücün farklı pencere geometrilerinde, motor hızlarında ve doldurucu basınçlarında olan değişimi görülmektedir. Efektif güç bir tepe noktası yaptıktan sonra düşüşe geçmektedir. Bunun nedeni sürtünme kaybının hız arttıkça yükselmesidir. En yüksek efektif güç Blair 2 pencere geometrisinde oluşmaktadır.

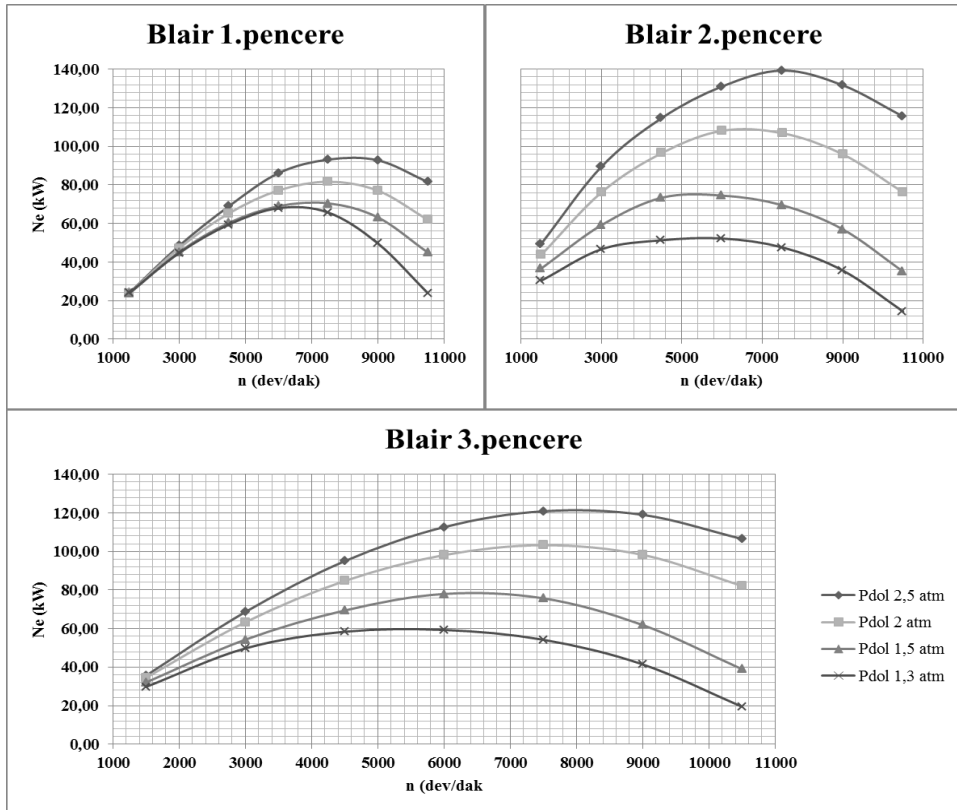
### 5.9.3 Özgül yakıt tüketimi

Şekil 5.19'da efektif olarak hesap edilen özgül yakıt tüketiminin motor hızına, doldurucu basıncına ve farklı pencere geometrilerine göre değişimi görülmektedir.

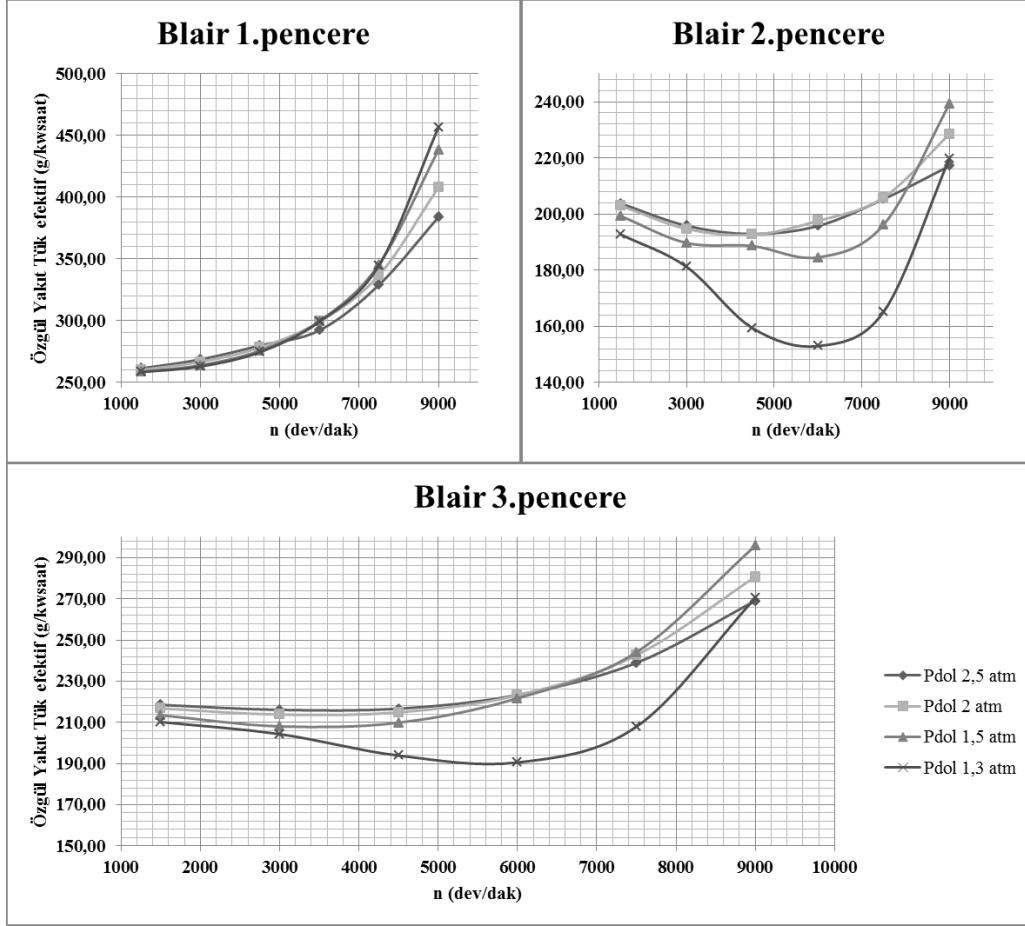
En düşük özgül yakıt tüketimi Blair 2 pencere geometrisinde ortaya çıkmıştır. Motor hızı arttıkça belirli bir hıza kadar özgül yakıt tüketimi düşmektedir. Ancak belirli bir hızdan sonra yakıt tüketimi artmaktadır.



Şekil 5.17:  $p_{me}$ 'nin değişimi.



Şekil 5.18: Ortalama efektif gücün değişimi.



Şekil 5.19: Efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi.

Bu da genel olarak özgül yakıt tüketimi karakteristiğine uymaktadır. Efektif gücün düşmeye başlamasından sonra özgül yakıt tüketimi değeri artmaya başlamaktadır. Doldurucu basıncının düşmesi yakıt tüketimi değerini düşürmektedir.

### 5.10 İki Zamanlı Motor Dolgu Değişimi Parametreleri

İki zamanlı motorlarda dolgu değişimi pencerelerden sağlanır. Pistonun silindir içindeki hareketiyle pencereler açılır ve kapanır. Süpürme olayı, süpürme penceresinden alınan taze dolgunun önce yanma odasındaki artık gazları egzoz penceresinden dışarı atması, devamında yanma odası içine taze dolgunun birikmesi işlemidir. Süpürme işlemi iki zamanlı motorlarda bazı ifadelerle tanımlanmıştır.

Sürekli süpürme (continuous scavenging): Yanma odasına giren taze dolgu hacmi kadar yanma odası artık gazının tahliye olduğu kabul edilen süpürme yöntemidir [21].

Karışmama hali (unmixed case): Yanma odasına giren taze dolgunun yanma odası içerisinde bulunan artık gazlar ile karışmadığı kabul edilen durumdur [21].

Karışma hali (mixed case): Yanma odasına giren taze dolgunun yanma odasında bulunan artık gazlar ile karıştığı ve bu karışımın yanma odasından tahliye edildiği durumdur [21].

Bu tezde, karışmama hali ve karışma hali için de hesap yapılmış ve buna göre efektif güç, yanma odası basıncı gibi büyüklükler karşılaştırılmıştır.

Her iki kabulde de süpürme verimliliği bazı ifadelerle belirtilmiştir. Bunlar süpürme oranı (scavenge ratio) ve süpürme verimidir (scavenge efficiency) [9].

### 5.10.1 Süpürme oranı

Süpürme oranı, süpürme penceresinden yanma odasına gönderilen taze dolgu kütlelerinin, yanma odasında çevrim sonunda kalan gaz kütlelerine oranıdır [9].

$$SO = \frac{m_{tazedolgu}}{m_{yanmaodası}} \quad (5.2)$$

### 5.10.2 Süpürme verimi

Süpürme verimi ise, çevrim sonunda yanma odasında kalan taze dolgu kütlelerinin, yanma odasında toplam karışım kütlelerine oranıdır [9].

$$SV = \frac{m_{kalantazedolgu}}{m_{yanmaodası}} \quad (5.3)$$

Bu çalışmada, karışimsız hal için, yanma odasına gönderilen yakıt miktarı, yanma odasında kalan dolgu kütlelerine göre hesaplanmıştır. Bu durumda SV'nin bir olduğu kabul edilmiştir. Ancak karışımlı hal hesabı yapılırsa, SV'nin daha düşük olacağı görülmektedir. Böylece yakıt miktarı, daha gerçekçi olarak, yanma odasında çevrim sonunda kalan taze dolgu kütlesi göz önüne alınarak hesaplanır.

Her durumda süpürme oranı hesaplanabilir. Yanma odasına süpürme penceresinden sağlanan dolgu miktarı bilinmektedir. Çevrim sonunda yanma odasında kalan kütle miktarı da bilinmektedir. Ancak yanma odası içinde çevrim sonunda kalan taze dolgu miktarı hesaplanamamaktadır. Bu sebeple süpürme verimi de belirsizdir.

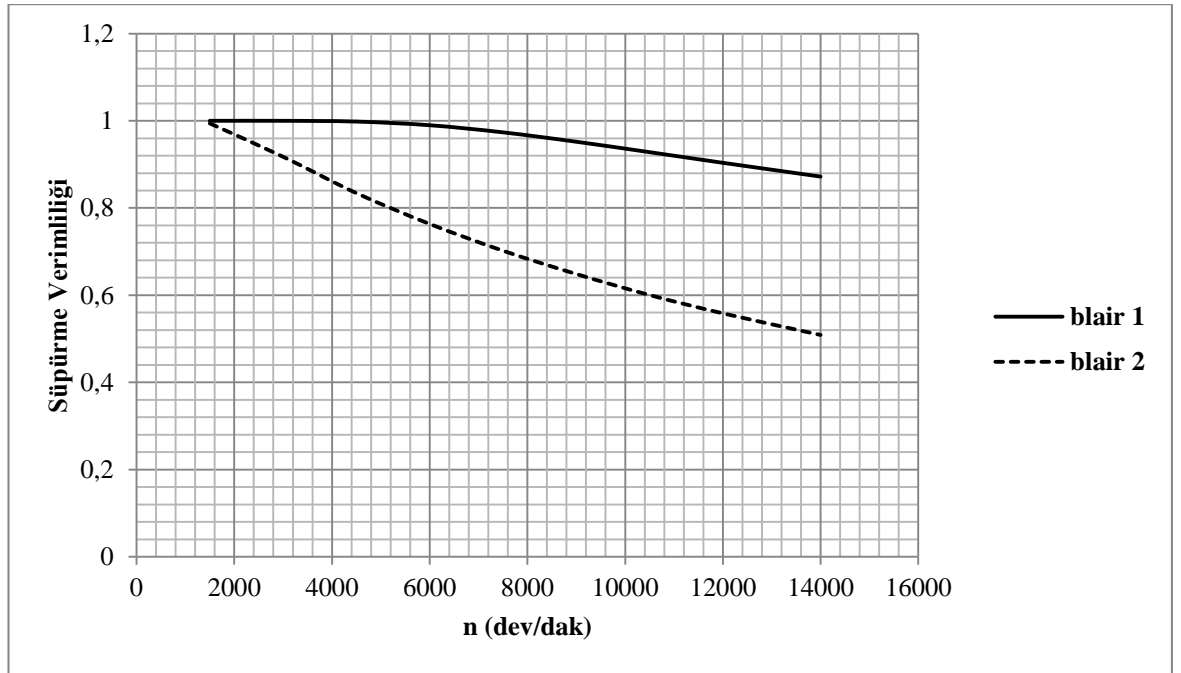
Bu belirsizliği ortadan kaldırmak için, Blair'in iki zamanlı motorlarda yaptığı deneylerden elde edilen ifadeler kullanılabilir [9]. Blair, farklı motorlarda, süpürme oranı ile süpürme verimi arasındaki ilişkiyi ortaya çıkartmak için deneyler yapmış ve bu ilişkiyi matematiksel olarak ifade etmiştir [9]. (5.4) ifadesinde bu ilişki görülmektedir.



$$SV = 1 - e^{(\kappa_0 + \kappa_1 SO + \kappa_2 SO^2)} \quad (5.4)$$

$\kappa_0$ ,  $\kappa_1$  ve  $\kappa_2$  katsayıları farklı motorlara göre çıkartılmıştır. Karışımli hal hesabı için, iki zamanlı Wankel motoru pencere konumlandırmasına uygun olduğu düşünölen “cross scavenging” motorundan elde edilen katsayılar kullanılmıştır [9].

Bu hesaba göre farklı motor hızlarında ve farklı pencere geometrilerinde SO ve SV ifadeleri elde edilmiştir. Şekil 5.20’de farklı motor hızlarında ve pencere geometrilerinde SV’nin değışimi görölmektedir.

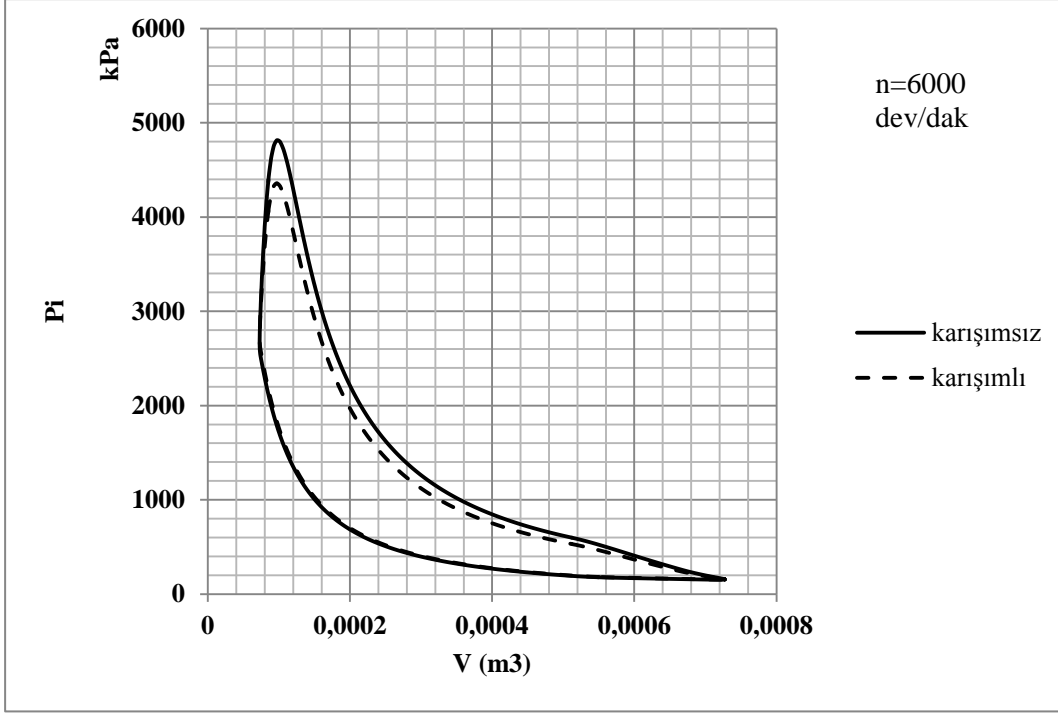


Şekil 5.20: SV'nin değışimi.

Yukarıdaki şekle göre, yüksek motor hızlarında, pencere açık kalma süresi düşük olan “Blair 2” pencere geometrisinde, süpürme verimi düşmektedir. Bu, yanma odası içinde çevrim sonunda kalan taze dolgu miktarının düşmesini ifade etmektedir. Başka bir deyişle, küçük pencere geometrisinde, yüksek hızlara çıkıldıkça yanma odasına taze dolgu göndermek zorlaşmakta ve motor boğulmaya başlamaktadır.

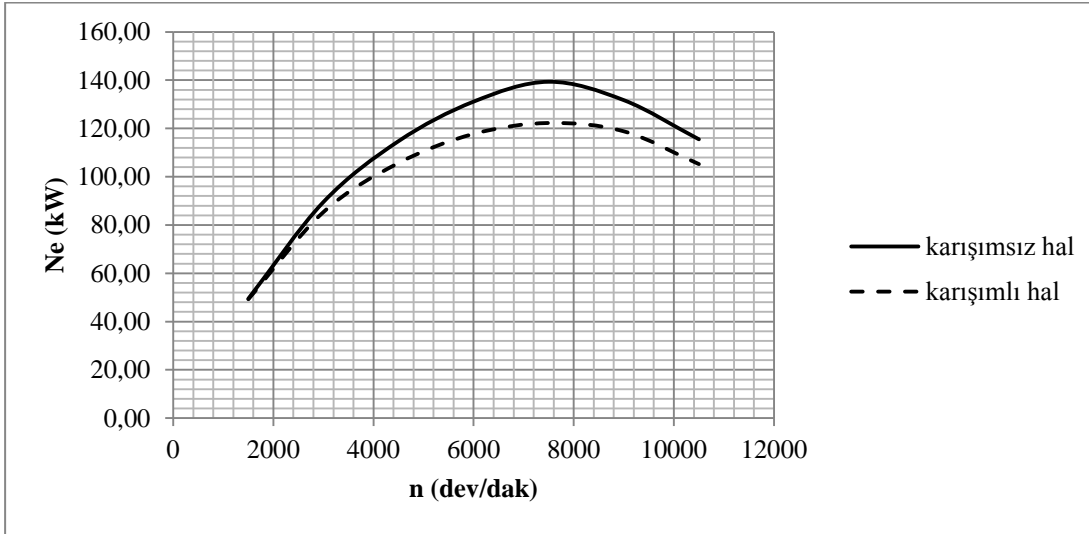
Şekil 5.21’de karışimsız hal ve karışımli hal için tek bir motor hızında ve tek bir pencere geometrisinde P-V diyagramının değışimi görölmektedir. Buna göre, karışımli halde, diyagramın altında kalan alan düşmektedir. Bunun en büyük nedeni, yakıt miktarının yanma odası içinde kalan taze dolgu miktarına göre hesaplanması ve karışimsız hale göre daha düşük olmasıdır.

Şekil 5.22’de her iki hal için tek bir doldurucu basıncında ve tek bir pencere geometrisinde, farklı motor hızlarına göre efektif gücün değışimi görölmektedir.



Şekil 5.21: Karışımli hal-karışimsız hal karşılaştırması.

Buna göre, karışımli halde efektif güçler düşmektedir.



Şekil 5.22: Karışımli-karışimsız hal efektif güç karşılaştırması.

## 6. YORUMLAR VE ÖNERİLER

İki zamanlı Wankel motoru tasarımında farklı pencere geometrilerine ve bu geometrilerde farklı çalışma koşullarına göre denemeler yapılmıştır. Çıkan sonuçlara göre prototip üretim olarak hangi pencere geometrisinin seçilmesi gerektiği saptanmaya çalışılmıştır.

Yapılan çalışmada, yanma odasına giren dolgu göz önüne alındığında, Blair 2 pencere geometrisi en düşük süpürme verimini vermektedir. Özellikle yüksek motor hızlarında, süpürme penceresinden yanma odasına alınan taze dolgu, yanma odasının hacminin dolmasına yetmemekte ve yanma odasında kütlece daha fazla egzoz gazı kalmaktadır. Buna rağmen bu pencere konfigürasyonu her çalışma şartında (doldurucu basıncı, hız) en yüksek efektif gücü sağlamakta, en düşük yakıt tüketimini vermektedir. Bunun nedeni iki zamanlı motorlarda belirtilen geometrik sıkıştırma oranının yüksek olmasıdır. Geometrik sıkıştırma oranı, egzoz penceresi kapandığı andaki yanma odası hacminin minimum hacme oranıdır. Blair 2 pencere geometrisinde, egzoz penceresi diğer pencere geometrilerine göre daha önce kapanır. Böylece o andaki yanma odası hacmi daha büyük olur. Bu, sıkıştırma için daha çok hacim yaratır, böylece verim yükselir.

Bu tezin sonuçlarına bakılacak olursa, dolgu değişiminin rahat sağlanması ve daha yüksek hızlarda yanma odasına daha yüksek miktarda taze dolgu kütlelerini sokmak için süpürme penceresinin açık kalma süresini arttırmak gerekliliği ortaya çıkmıştır. Ancak simetrik pencere konfigürasyonundan dolayı egzoz penceresi de büyümek zorunda kalmaktadır. Egzoz penceresinin büyümesi sıkıştırma işlemi için daha az hacim bırakmakta ve etkin olarak ortaya çıkan geometrik sıkıştırma oranını düşürmektedir. Böylece daha düşük efektif güç elde edilir.

Yanma odasına sağlanan süpürme havasının basıncı bir doldurucu (kompresör) yardımıyla sağlanmaktadır. Doldurucu basıncının seçimi, motorun uygulama alanına bağlıdır. Tek bir pencere konfigürasyonu ile farklı doldurucu basınçlarının etkisi incelendiğinde, doldurucu basıncının yükselmesi, efektif güce olumlu yönde etki etmektedir. Yüksek güç isteyen uygulamalarda yüksek doldurucu basıncı seçilebilir. Seçim yapılırken özgül yakıt tüketimi göz önünde bulundurulmalıdır.

Bu teze ek olarak yapılacak çalışmalarda, manifold uzunluğuna bağlı olarak ortaya çıkan “wave action- manifoldlardaki basınç dalgalanması” hesabı da düşünülmelidir. Ayrıca bu tezde yanma odası içindeki gazların hava olduğu kabulü yapılmıştır. Daha

sonraki çalışmalarda, çalışma gazının içindeki bileşenler incelenmeli ve bu bileşenlere göre gaz yoğunlukları, özgül ısılar da hesaba katılmalıdır.

İleri çalışma olarak yanma odasının enerji korunumu denkleminde, yanma odasına giren kütle bilançosunda yakıtın kütlesi de hesaba katılmalı, buna bağlı olarak yakıtın atomizasyonu, disosiasyonu gibi konular da incelenmeli, yanma modellenmesi buna bağlı olarak geliştirilmelidir.

Bu tezde süpürme ve egzoz pencerelerine bağlanacak olan emme ve egzoz manifoldlarının hesabı incelenmemiştir. Daha sonraki çalışmalarda manifold tasarımı üzerinde durulabilir. Emme manifoldu tasarımında süpürme dolgusunu yanma odası içine gönderirken dolguya yön verdirme işlemleri uygulanabilir. Böylece yanma odası içinde karışımın daha hızlı oluşması ve süpürme işleminin daha efektif gerçekleştirilmesi sağlanabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] **Kutlar, O. A.** (2006). Wankel Motoru, *Seminer Notları*, İTÜ, Makina Fakültesi, İstanbul, Türkiye.
- [2] **Safgönül, B.** (1981). Pistonlu Motorlar, *Teknik Üniversite Matbaası*, İstanbul, Türkiye.
- [3] **Pischinger, S.** (2005). Internal Combustion Engines, *Lecture Notes*, Volume 1, Rheinisch – Westfälische Technische Hochschule, Aachen.
- [4] **Malkaz, F.** (2011). İki Zamanlı Wankel Tipi Döner Pistonlu Motorun Analizi, *yüksek lisans tezi*, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.
- [5] **Westland, M. W.** (1993). Two-Stroke Rotary Internal Combustion Engine, *American Patent*, No: 1300123 dated 12.10.1993.
- [6] **Ansdale, R. F.** (1968). The Wankel RC Engine Design and Performance. *London Iliffe Boks LTD.*, London.
- [7] **Philipps, P.** (1977). Zerlegung des Brennraums von Rotationskolbenmaschinen in Einzolvolumina, *Diplomarbeit*, Institut für Kolbenmaschinen Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe.
- [8] **Meschenmoser, M.** (1978). Konstruktion Eines 1-Scheiben-Wankel Industriemotors, *Diplomarbeit*, Institut für Kolbenmaschinen Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe.
- [9] **Blair, G.P.** (1996). Design and Simulation of Two Stroke Engines, *Society of Automotive Engineers, Inc.*, Warrendale, PA.
- [10] **Zinner, K.** (1978). Supercharging of Internal Combustion Engines: Fundamentals, Calculations, Examples. *Springer-Verlag*, New York, LLC.
- [11] **Kolchin, A., Demidov, V.** (1984). Design of Automotive Engines. *Mir Publishers*, Moscow.
- [12] **Ergeneman, M.** (2010). İçten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma, *Ders Notları*. İTÜ, Makina Fakültesi, İstanbul, Türkiye.
- [13] **Basshuysen, R., Stutzenberger, H., ve Vogt, R.** (1982). Differences in the Friction Characteristics of Rotary Engines and those of Reciprocating Engines from AUDI. *Automobiltechnische Zeitschrift* (no:84).Germany
- [14] **Wilmers, G.** (1971). Berechnung der gaseitigen Vorgänge im Kreiskolbenmotor System NSU-Wankel, *Doktora Tezi*, Stuttgart Üniversitesi, Almanya.
- [15] **Vibe, V.** (1970). Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. *Veb Verlag Technik*, Berlin, Almanya.

- [16] **Zinner, K.** (1978). Supercharging of Internal Combustion Engines: Fundamentals, Calculations, Examples. *Springer-Verlag*, New York, LLC.
- [17] **Çengel, Y. A., Boles, M. A.** (2002). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik (Çev. Taner Derbentli), *Literatür yayınları*. İstanbul, Türkiye.
- [18] **Chapra, S. C., Canale, R. P.** (2006). Numerical Methods for Engineers, 5th edition. *McGraw-Hill Higher Education*. Boston, USA.
- [19] **White, F. M.** (2005). Akışkanlar Mekaniği (Çev. Kırkköprü, K., Ayder, E.), *Literatür yayınları*. İstanbul, Türkiye.
- [20] **Fleck, B. J., Fleck, R., Kee, R.J. ve Thornhill, D.J.** (2003). The Evaluation of Discharge Coefficients in the Cylinders of High Performance Two-Stroke Engines. *2003 SAE/JSAE Small Engine Technology Conference & Exhibition*. Wisconsin, USA.
- [21] **Hopkinson, B.** (1914). The Charging of Two-Cycle Engines. *Trans N.E. Cst. Inst Engrs Shipbuilders*, 30, 433-458. UK.

## **ÖZGEÇMİŞ**

**Ad Soyad:** Fırat SARAÇOĞLU

**Doğum Yeri ve Tarihi:** İstanbul - 1986

**Adres:** Prof.Dr. Hıfzı Özcan Cad. Emek Sok. Beyaz Konutlar Sitesi B Blok D:24 Ataşehir/İstanbul

**Mail:** firatsaracoglu@otam.com.tr

**Lisans Üniversitesi:** İstanbul Teknik Üniversitesi  
Makina Mühendisliği

**Mesleki Deneyim ve Ödüller:**

**2009-** : OTAM A.Ş Proje Mühendisi

**07.2008-08.2008** : TOFAŞ Taşıt Emisyon Laboratuvarı Stajyer

**07.2007-08.2007** :Mercedes-Benz Türk A.Ş Teknik Planlama Departmanı Stajyer