

**ÖZGÜN İÇTEN YANMALI BİR DÖNGÜSEL
MOTORUN SOĞUTULMASI**

HAKAN BUCAK

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANA BİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Danışman
Yrd. Doç. Dr. Hüseyin MUTLU**

MERSİN

ARALIK – 2013

Hakan BUCAK tarafından, Yrd. Doç Dr. Hüseyin MUTLU danışmanlığında hazırlanan “ Özgün İçten Yanmalı Bir Döngüsel Motorun Soğutulması ” başlıklı bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

İmza

Prof. Dr. Ahmet BALDAN

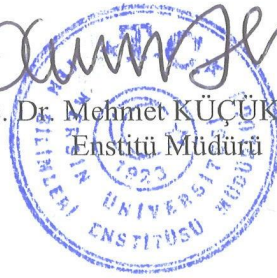
Doç. Dr. İbrahim SEVİM

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin MUTLU

(Handwritten signatures of Prof. Dr. Ahmet BALDAN, Doç. Dr. İbrahim SEVİM, and Yrd. Doç. Dr. Hüseyin MUTLU)

Yukarıdaki Jüri kararı Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 27/12/2013 tarih ve 2013.26/828 sayılı kararıyla onaylanmıştır.

(Handwritten signature of Doç. Dr. Mehmet KÜÇÜKASLAN)
Doç. Dr. Mehmet KÜÇÜKASLAN
Enstitü Müdürü



Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.

ÖZGÜN İÇTEN YANMALI BİR DÖNGÜSEL MOTORUN SOĞUTULMASI

Hakan BUCAK

ÖZ

“Özgün içten yanmalı bir döngüsel motorun soğutulması” konulu bu tez kapsamında, yeni bir içten yanmalı döngüsel motorun termodinamik analizi hakkında teorik bir çalışma yapılmıştır. Döngüsel motorların tarihinden, avantaj ve dezavantajlarından bahsedilmiştir. Yanmış ve yanmamış yakıt hava karışımının özellikleri, yanma anındaki en yüksek basınç ve sıcaklık değerleri teorik olarak hesaplanmıştır. Eş değer pistonlu motor ile tez motoru termodinamik sonuçlar bakımından karşılaştırılmıştır. Tez motoru için öngörülen olumlu özellikler bu şekilde ispatlanmıştır. Ayrıca, özgün döngüsel motorun soğutulması için, sistemden çekilmesi gereken ısı üzerine çalışılmıştır. Son olarak; sonuçlar üzerinden genel yorumlar yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: İçten Yanmalı Motor, Döngüsel Motor, Motorun Termodinamik Analizi, Motorun Soğutulması.

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Hüseyin MUTLU, Mersin Üniversitesi, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı.

COOLING OF A NOVEL ROTARY INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Hakan BUCAK

ABSTRACT

Within this thesis themed “cooling of a novel rotary internal combustion engine”, a theoretical study was done about thermodynamic analysis of a new internal combustion rotary engine. History of the rotary engines, their advantages and disadvantages were mentioned. Properties of burned and unburned fuel-air mixture, the highest pressure and temperature values of the combustion moment were theoretically calculated. Equivalent SI engine and engine of the thesis were compared with respect to their thermodynamic results. Predictions for the engine of the thesis were proved by this way. Also, it was studied on the heat needed to be taken out from the system to cool the novel rotary engine. Finally, some remarks were made generally over the results.

Key Words: IC Engine, Rotary Engine, Thermodynamic Analysis of an Engine, Cooling of an Engine.

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Hüseyin MUTLU, Department of Mechanical Engineering, University of Mersin.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezim süresince tecrübesini, bilgisini esirgemeyerek bana destek olan danışmanım Yrd. Doç. Dr. Hüseyin MUTLU'ya ve Öğr. Gör. Hatice ATMACA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, hayatımın her anında varlıkları ile bana güç katan, bir fiil yanımda olan aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZ	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ÇİZELGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
EKLER DİZİNİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMALARI	2
2.1. İÇTEN YANMALI DÖNGÜSEL MOTORLAR (İYDM).....	5
2.1.1. İYDM Genel Avantajları.....	12
2.1.2. İYDM Genel Dezavantajları	13
2.1.3. İYDM’larda Soğutma.....	14
3. MATERYAL VE YÖNTEM	18
3.1. MATERYAL.....	18
3.2. İÇTEN YANMALI ÖZGÜN DÖNGÜSEL MOTOR	19
3.3. TERMODİNAMİK HESAPLAR (ADYABATİK)	21
3.3.1. EPM İçin Hesaplar Ve 1. Yasa Sonuçları	22
3.3.2. ÖDM İçin Hesaplar Ve 1. Yasa Sonuçları	26
3.3.3. Karakteristik Özelliklerin Hesaplanması	30
3.3.3.1. Pistonlu eşdeğer motor için karakteristik özelliklerinin hesaplanması:	30
3.3.3.2. Özgün döngüsel motor için karakteristik özelliklerinin hesaplanması:	33
3.3.3.3. Sonuçların karşılaştırılması	35
3.4. ÖDM’UN TERMODİNAMİK HESAPLARI (POLİTROPİK SIKIŞTIRMA- GENLEŞME).....	37

3.4.1. Birinci Yasa Analizi	37
3.4.1.1. Emme	37
3.4.1.2. Sıkıştırma	38
3.4.1.3. Yanma	39
3.4.1.4. Genleşme.....	43
3.4.1.5. Egzoz.....	44
3.4.2. Birinci Yasa Sonuçları	44
3.5. SOĞUTMA ANALİZİ	48
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	49
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	55
KAYNAKLAR	56
EKLER.....	58
ÖZGEÇMİŞ.....	66

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Soğutucu akışkan örnekleri.....	15
Çizelge 3.1. EPM'un adyabatik sonuçları.....	25
Çizelge 3.2. ÖDM'un adyabatik sonuçları.....	28
Çizelge 3.3. EPM-ÖDM adyabatik karakteristik özellikleri.....	35
Çizelge 3.4. ÖDM birinci yasa analizi sonuçları	44

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Piston kütlelerinin sebep olduğu atalet kuvvetleri şeması.....	2
Şekil 2.2. NSU Spider	3
Şekil 2.3. İçten yanmalı motorların sınıflandırılması	4
Şekil 2.4. Döngüsel motorlar 1. guruba ait örnek motorları	5
Şekil 2.5. Döngüsel motorlar 2. grup örnek motorları	5
Şekil 2.6. Döngüsel Motorlar 3. Grup Örnek Motoru.....	6
Şekil 2.7. Basit tek rotorlu döngüsel yanmalı motorun genel mekanik parçaları	6
Şekil 2.8. Wankel Döngüsel Motor Yanma Çevrimi	7
Şekil 2.9. Turbo döngüsel pars motor	8
Şekil 2.10. TDPM havanın emilmesi	9
Şekil 2.11. TDPM havanın sıkıştırılması	10
Şekil 2.12. Yanma odasında gerçekleşen yanma	11
Şekil 2.13. Türbinde gerçekleşen yanma	11
Şekil 2.14. Genleşme ve egzoz	12
Şekil 2.15. Hava soğutmalı testere motoru	16
Şekil 2.16. Hava soğutmalı kızaklı kar arabası ve motoru	17
Şekil 2.17. Su soğutmalı Mazda R-100 soğutma sistemi.....	17
Şekil 3.1. ÖDM'un katı model 3 görünüşü	18
Şekil 3.2. ÖDM'un emme sonu, sıkıştırma başlangıcı.....	19
Şekil 3.3. ÖDM'un sıkıştırma sonu.....	20
Şekil 3.4. ÖDM'un genleşme zamanı sonu.....	21
Şekil 3.5. ÖDM'un adyabatik basınç-açı grafiği	29
Şekil 3.6. ÖDM'un adyabatik sıcaklık-açı grafiği	29
Şekil 3.7. ÖDM'un adyabatik basınç-hacim grafiği	30
Şekil 3.8. ÖDM emme	37
Şekil 3.9. ÖDM sıkıştırma	38
Şekil 3.10. ÖDM genleşme	43
Şekil 3.11. ÖDM'un ısı kayıpları dahil basınç-hacim grafiği.....	47
Şekil 3.12. ÖDM'un ısı kayıpları dahil sıcaklık-açı grafiği.....	47
Şekil 3.13. ÖDM'un ısı kayıpları dahil basınç-açı grafiği.....	47
Şekil 4.1. ÖDM için örnek bir su yolu	49
Şekil 4.2. ÖDM'da iç yüzey duvarların bölünmesi.....	50
Şekil 4.3-4. ÖDM iç duvarların mesh yapısı, ÖDM mesh genel görünüm.....	51
Şekil 4.5. ÖDM dış duvar sıcaklık dağılımı.....	51
Şekil 4.6. ÖDM iç duvar sıcaklık dağılımı	52
Şekil 4.7. ÖDM su sıcaklık dağılımı.....	53
Şekil 4.8. ÖDM akış yörüngeleri ve sıcaklıklarındaki değişim	53

EKLER DİZİNİ

Ek 1. Yanmamış izooktan-hava karışımları için sıcaklığın fonksiyonları cinsinden izentropik sıkıştırma fonksiyonları, Φ ve Ψ ,Birim: $\frac{J}{KgK}$ hava.....	58
Ek 2. Yanmamış karışım bileşenleri	58
Ek 3. Yanmamış izooktan-hava karışımlarının sıcaklık fonksiyonu cinsinden duyulur entalpi ve iç enerjisi. birim: $\frac{kJ}{kg}$ hava.....	59
Ek 4. Yanmış gaz karışımı için iç enerjiye karşılık entropi çizelgesi, izooktan; yakıt fazlalık katsayısı 1.0.....	59
Ek 5. $(\bar{h}^o - \bar{h}_{298}^o)$ H ₂ O, x eksenı sıcaklık (K), y eksenı birimi $\frac{kJ}{kmol}$	60
Ek 6. $(\bar{h}^o - \bar{h}_{298}^o)$ O ₂ , x eksenı sıcaklık (K), y eksenı birimi $\frac{kJ}{kmol}$	60
Ek 7. $(\bar{h}^o - \bar{h}_{298}^o)$ CO ₂ , x eksenı sıcaklık (K), y eksenı birimi $\frac{kJ}{kmol}$	61
Ek 8. $(\bar{h}^o - \bar{h}_{298}^o)$ N ₂ , x eksenı sıcaklık (K), y eksenı birimi $\frac{kJ}{kmol}$	61
Ek 9. $(\bar{h}^o - \bar{h}_{298}^o)$ C ₈ H ₁₈ , x eksenı sıcaklık (K), y eksenı birimi $\frac{kJ}{kmol}$	62
Ek 10. Bazı maddelerin 1atm ve 298K'deki formasyon entalpileri.....	62
Ek 11. Suyun ısı kapasitesi	63
Ek 12. Suyun ısı iletkenliği	63
Ek 13. Suyun yoğunluğu	63
Ek 14. Alüminyumun ısı iletkenliği.....	63
Ek 15. Alüminyumun ısı kapasitesi	63
Ek 16. C _p , C _v değerleri	64
Ek 17. C _v ve R karışım değerleri için Mathematica'da kullanılan formüller.....	65

SİMGELER ve KISALTMALAR

KISALTMALAR:

- İYDM: İçten yanmalı döngüsel motor
TDPM: Turbo döngüsel Pars motor
ÖDM: Özgün döngüsel motor (Çalışma konusu olan motor)
EPM: Eşdeğer pistonlu motor
LHV: Alt ısı değer

SİMGELER:

- C_p : Spesifik ısı kapasite sabiti (sabit basınç)
 C_v : Spesifik ısı kapasite sabiti (sabit hacim)
 ρ : Yoğunluk
 k : Havanın ısı geçiş katsayısı
 r_c : Sıkıştırma oranı
 V : Özgül hacim
 u : İç enerji
 u_b : Yanmış yakıt hava karışımı iç enerjisi
 u_u : Yanmamış yakıt hava karışımı iç enerjisi
 h : Entalpi
 s : Entropi
 m_f : Yakıtın kütlesi
 m_a : Havanın kütlesi
 N : Devir sayısı
 S_p : Piston hızı
 n : Politropik üs
 γ : İzentropik üs

u_s : Duyulur iç enerji

u_u : Yanmamış karışımın iç enerjisi

u_b : Yanmış karışımın iç enerjisi

$u_{s,u}$: Yanmamış karışımın duyulur iç enerjisi

L: Pistonlu motor strok boyu

$n_u \hat{R}$: Yanmamış karışımın ideal gaz olmaya uygun mol ve ideal gaz sabiti çarpımı

ΔH : İzooktan yanma reaksiyonu entalpisi

ΔG : İzooktan yanma reaksiyonu serbest enerjisi

$\Delta u_{f,u}^o$: Yanmamış karışımın formasyon iç enerjisi

$\Phi - \Psi$: Yanmamış izooktan-hava karışımı için sıcaklığın fonksiyonu olarak izentropik sıkıştırma fonksiyonları

1. GİRİŞ

Çok eski zamanlarda insanlar bütün işleri kendi kas güçleri ile yaparlardı. Zamanla insanlar bu işleri yaptırmak için hayvanların gücünü kullanmaya başladılar. Ciddileşen ürünün maliyetini düşürme yarışı yeni yöntemlerin araştırılmasına da kapı aralamış oldu. İlk motorun icadından itibaren, motorlar üzerine ilgi yoğunlaştı, kullanım alanları genişledi, enerji önem kazandı. Günümüzde motorların kullanım alanlarına göre, kullandıkları enerji türüne göre çeşitleri vardır. Bunların içinde en önemlisi ve yaygın olanı içten yanmalı motorlardır. Tükenebilir yakıt rezervleri açısından, yanma sonucu çevreye salınan zararlı gazlar açısından ve yakıt ekonomisi açısından enerjinin verimliliği çok önemli bir konu olmuştur. Bu konu hakkında literatürde ciddi çalışmalar vardır ve neredeyse daha ileri noktaya gidilemez hale gelmiştir. Gereken şey yeni bir tasarımıdır. Ancak yeni bir tasarım ile oluşturulacak olan bir motor, verimde tatminkar bir gelişme vadedebilir.

1954 yılında, Felix Wankel, bir Alman mucit, otto çevriminin veya 4 zamanlı çevrim prensibinin; kenarları yuvarlanmış eşkenar bir üçgen rotor ile, oyulmuş 2 kısımlı epitrikot bir hareketli dış gövde arasında oluşan hacimce değişken odalı bir döngüsel motora uygulanabilirliğini ortaya attı. Gelişimin ilk zamanlarında, NSU'dan Dr. Froede kinematiği tersine çevirerek tasarımı basitleştirmiştir. Bu, rotoru dönerken merkez haline getirdi ve gövdeyi sabitleyerek kısıtladı. Ortaya çıkan yeni biçim günümüzde WANKEL, NSU/Wankel, döngüsel piston, döngüsel yanma, RC, veya döngüsel yanmalı motor olarak bilinir [1].

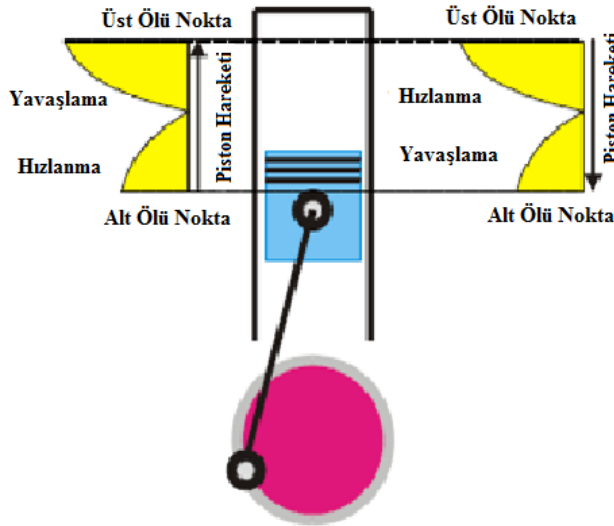
Bu çalışma, özgün motor yapısı sayesinde Bursa'da Nisan 2013 tarihinde düzenlenen " 2. Ar-Ge Proje Pazarı " etkinliğinde alanında birincilik ödülü almış olan yeni bir döngüsel motorun soğutma tasarımı hakkında olacaktır. Bu içten yanmalı özgün döngüsel motorun termodinamik olarak incelenmesi ve eşdeğer bir pistonlu motor ile 1. yasa adyabatik sonuçlarının karşılaştırılması tezin 3. kısmında ele alınacaktır. Hesaplamalar ile elde edilecek olan ısı kayıplardan yola çıkılarak 4. kısımda Solidworks Flow Simulation ile yapılmış olan analiz sonuçlarına yer verilecektir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMALARI

İçten yanmalı motorlar, ısı enerjisini, öteleme veya dönel piston ile (benzin motoru ve dizel motoru) türbin ile (gaz türbini) ve lüle ile (jet ve roket motorları) mekanik enerjiye dönüştürürler [2].

İçten yanmalı pistonlu motorlar, ya yanmanın sıkıştırılmış yakıt – hava karışımında bir kıvılcımla başladığı sabit hacimde yanmalı motorun çevrimine (otto çevrimi) göre, ya da sıkıştırılmış havaya yakıtın püskürtülmesi ile kendi kendine tutuşmanın gerçekleştiği karma çevrimine göre çalışmaktadır. Diğer içten yanmalı motorların çalışması ise sürekli yanmaya göre olmaktadır [2].

İçten yanmalı pistonlu motorlarda iş elde edilmesi, ilk defa 1860 yılında Lenoir'in gaz makinaları ile mümkün olmuştur. Pistonlu motorlarda önemli gelişme, Otto ve Langen'in yaptığı motorlarda görülmüştür. Daha sonraları, 1878 yılında Nikolaus August Otto, sabit hacimde yanma verimi ile çalışan dört zamanlı motoru gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışmalar sonucu bu motorun efektif verimi 1894 yıllarında %20 – 25'e kadar yükseltilmiştir. Bugün ise efektif verim %25-30 arasında değişmektedir [2].



Şekil 2.1. Piston kütlesinin sebep olduğu atalet kuvvetleri şeması [3]

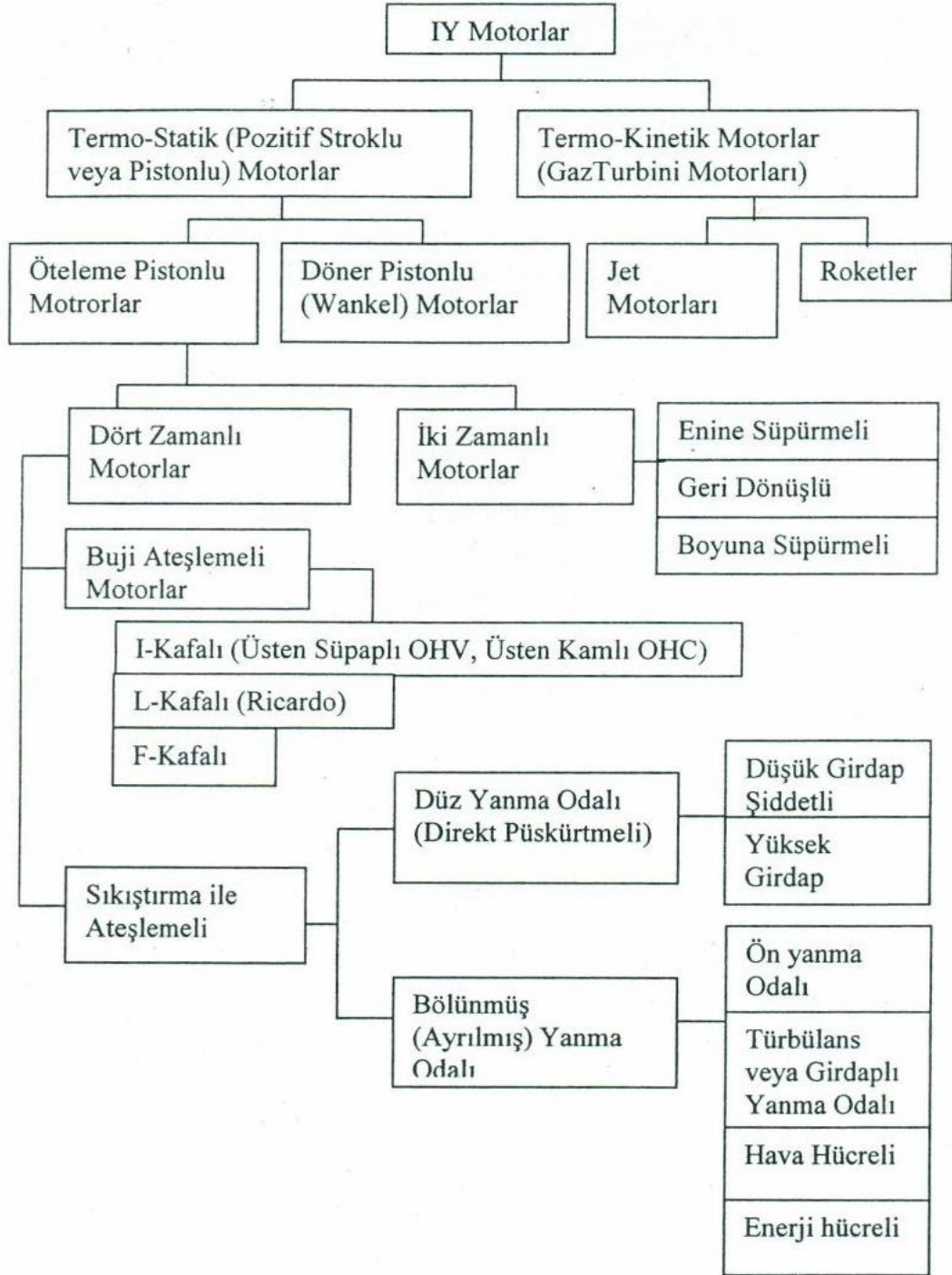
Piston-Silindir düzeneği mükemmel değildir. Piston, biyel kolu ve krank mili düzeneğinin vargel pistonlu motordaki amacı, yanma sırasında üretilen gaz kuvvetlerini yararlı torka dönüştürmektir. Sıradan birisi bu sistemin bu dönüşüm için neredeyse en mükemmel yol olduğunu hissiyatına kapılabilir. İşlemin bu devirsel prensibi, eşleşmemiş gaz kuvvetlerine yol açar ve vargel yapan gücün ivmelenmesi (Şekil 2.1.) sistemin elemanlarına atalet kuvveti oluşturur [3].

Motorun yüksek hızlarında, atalet kuvvetlerinin büyüklüğü gittikçe artar ve gaz kuvvetlerine yaklaşabilir ve hatta onları geçebilir. Piston normalde 20000 m/s^2 , çoğu durumlarda 100000 m/s^2 değerine kadar ivmelenir. Bu yüksek ivmelenme değerlerini hesaba katarak ve pistonun kütlelerinin 1 kg 'a düşürüldüğünü varsayarak, atalet kuvveti rahatlıkla 20000 N 'u geçer. Gaz kuvvetleri de yaklaşık olarak aynıdır [3]. Bu atalet kuvvetlerini azaltmak için mevcut kütlelerin eşleniği olarak 1. ve 2. dereceden dengeleyici fazladan kütle sisteme eklenir. Fazladan kütle, fazladan yakıt tüketimi demektir. Fazladan sisteme eklenen kütleler ve parçalar sistemi kalabalıklaştırmaktadır. Bu da sistemi karmaşık hale getirmektedir. Kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye çevirmenin en iyi yolu gerçekten de bu mudur?

İçten yanmalı pistonlu motor çalışmalarına paralel olarak dönel pistonlu motorlar üzerinde de araştırmalar yapılagelmiştir. Ancak Felix Wankel 1957 yılında dönel pistonlu motorlar üzerinde başarılı sonuçlar almış ve yaptığı çalışmalar sonucu NSU firması tarafından 1963 yılında NSU Spider tek silindirli dönel pistonlu motoru olan otomobili gerçekleştirmiştir. Bundan sonra çeşitli alanlarda dönel pistonlu motorların kullanılması üzerinde araştırmalara devam edilmektedir [2].



Şekil 2.2. NSU Spider [4][5].

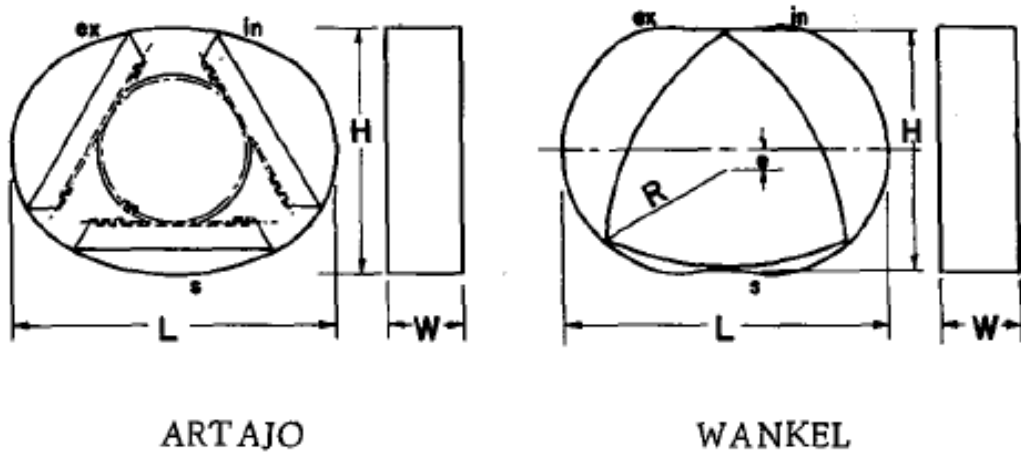


Şekil 2.3. İçten yanmalı motorların sınıflandırılması [6].

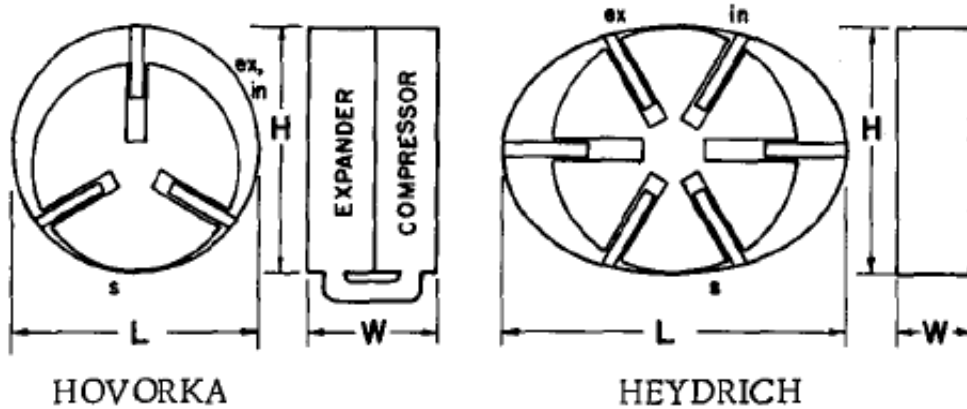
2.1. İÇTEN YANMALI DÖNGÜSEL MOTORLAR (İYDM)

Döngüsel motorları genel olarak 3 guruba ayırabiliriz [7].

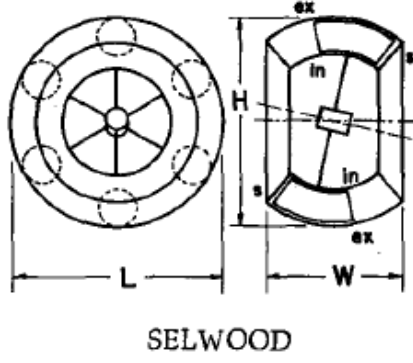
1. Döngüsel pistonlu motorların büyük bir çoğunluğu kesiti küçük ve büyük eksenli olarak ayrılmış olabilir. İki temsili örnek Artajo ve Wankel motorlarıdır.
2. İkinci bir grup motorlar, onlar da aynı zamanda silindirik yuvalıdırlar fakat asıl önemli olan şey çevresel sızdırmazlık elemanları ile rotor arasındaki bağıl harekettir. Bu guruba Dairesel kesitli Hovorka motoru ve eliptik kesitli Heydrich motoru tipik örneklerdir.
3. Üçüncü grup motorlar, yuvada gereken döngüsel hareket için kısıtlayan konvansiyonel görünümlü pistonların çalıştığı bir yapı ile vasıflandırılmıştır. Bu guruba örnek motor Selwood motorudur.



Şekil 2.4. Döngüsel motorlar 1. guruba ait örnek motorları [7].



Şekil 2.5. Döngüsel motorlar 2. gurup örnek motorları [7].

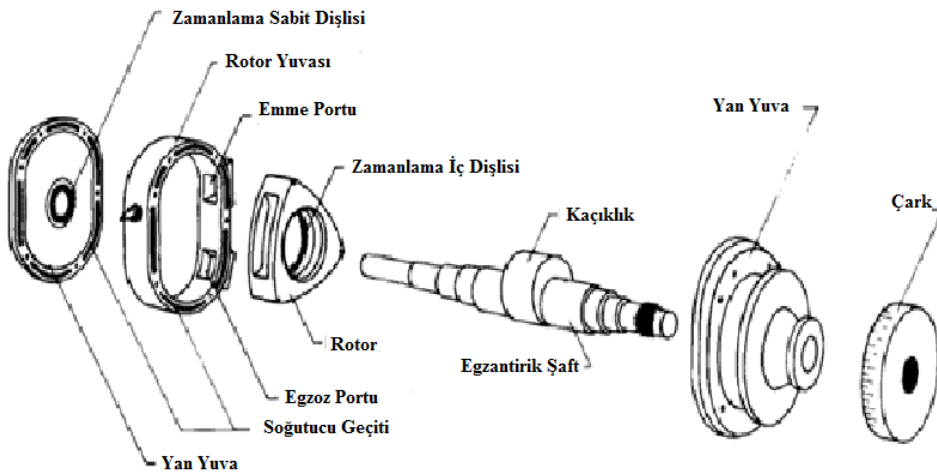


SELWOOD

Şekil 2.6. Döngüsel Motorlar 3. Gurup Örnek Motoru [7].

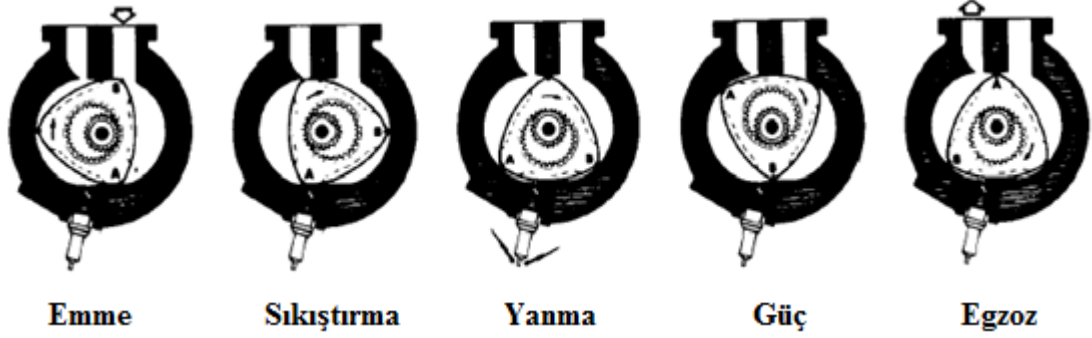
Wankel motoru dünya çapında kendini kabul ettirmiş, üzerine arge çalışmaları yoğun bir şekilde yapılan bir döngüsel motordur. Döngüsel motor hakkında özgün çalışmalar ülkemizde de yapılmaktadır. Bu özgün tasarımlardan birisi de Turbo Döngüsel Pars Motordur (TDPM). Bu bölümde Wankel ve Pars motorlarına değinilecektir.

Öteleme pistonlu motorların aksine, Wankel motorunun pistonları döner. Bu nedenle birçok literatürde, Wankel motorlarından döner pistonlu motorlar olarak bahsedilir. İster ötelemeli ister döner olsun pistonlu motorlar pozitif süpürmelidir. Wankel motorundan silindir, epitrokoialdal bir yüzeydir. Piston, epitrokoialdal yüzeyin iç sınır eğrisi şeklinde oluşur [6].



Şekil 2.7. Basit tek rotorlu döngüsel yanmalı motorun genel mekanik parçaları [1].

Wankel motor, Şekil 2.7.'de görüldüğü gibi kaçık eksenli mile bağlı bir rotor ve bu rotoru içine alan bir gövdeden oluşmaktadır. Soğutucu akışkan kanalları rotor yuvasına (gövdeye) açılmış durumdadır. Yine gövdeye açılmış olan emme ve egzoz yuvalarını şekilden görebiliriz. Rotor gövdeye oturtulduktan sonra yan yuvalar ile kapatılmaktadır.



Şekil 2.8. Wankel Döngüsel Motor Yanma Çevrimi [1].

Yukarıda görmüş olduğumuz adımlar Wankel motorun emmeden egzozu kadar olan çevrim basamaklarının şeklen gösterimidir. Rotor saat yönünde dönmektedir. Çevrimin anlaşılması bakımından sadece bir çevrimde emilen karışımın egzoz ile atılmasına kadar olan basamakları tarif edilecektir.

Birinci konumda rotor artık emme sürecini tamamlamak üzeredir. Karışımın ok işaretli olan yerden rotorun dönmesi ile hazneye emilmesi gösterilmektedir.

İkinci konumda rotor dönmeye devam ederek kendisi ile gövde arasında hapsettiği karışımı daralttığı hacim ile sıkıştırmaktadır.

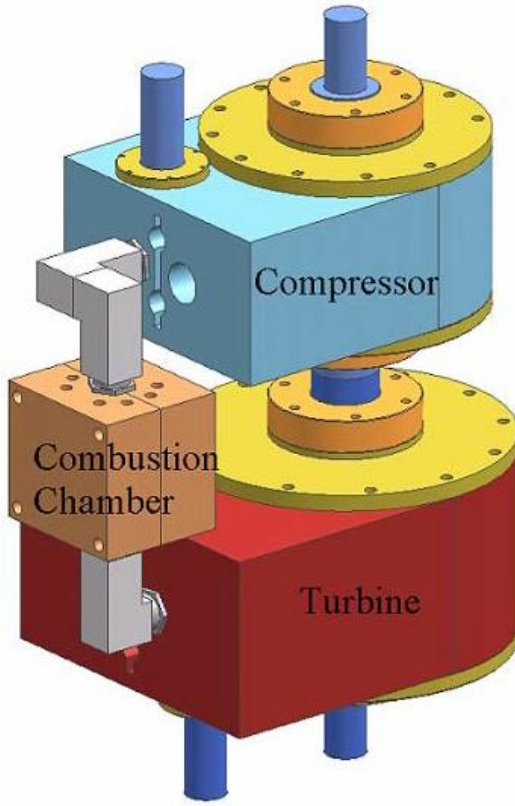
Üçüncü konumda hacim en az, sıkıştırma en yüksek seviyeye gelmiş durumdadır. Bu anda ateşleme yapılır.

Dördüncü konumda ateşlemeden sonra haznedeki yakıtın yanması ile elde edilen ısı enerjisi, rotorun çeperlerine kuvvet uygulayarak onu döndürür.

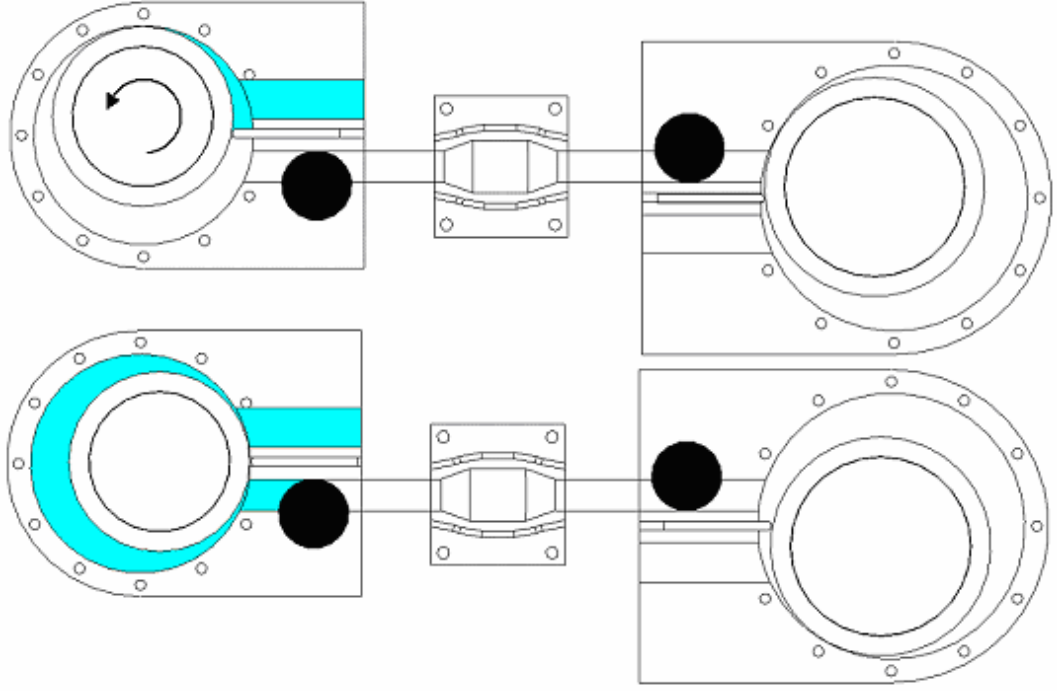
Beşinci konumda yanmış karışım ok ile gösterildiği üzere atmosfere atılır.

TDPM, Prof. Dr. Sinan Akmandor'un bir döngüsel motor projesidir.

Özgün döngüsel motor (TDPM) temelde 3 parçadan oluşmaktadır; kompresör, yanma odası ve türbin. Elemanlar Şekil 2.9.'da görülebilir. İlk olarak, hava kompresöre alınır ve gereken basınç değerine kadar yanma odasına sıkıştırılır. Yanma odasındaki sıkıştırılmış havaya yakıt enjekte edilir ve buji ile ateşlenir. Yanma odasındaki yanmadan sonra gazlar türbine alınır ve burada yakıt enjekte edilir. Türbinde sabit basınçta yanma gerçekleşir. Türbindeki yanmadan sonra yüksek sıcaklık ve basınçtaki yanmış ürünler (gazlar) türbin boyunca genişletilir [8].

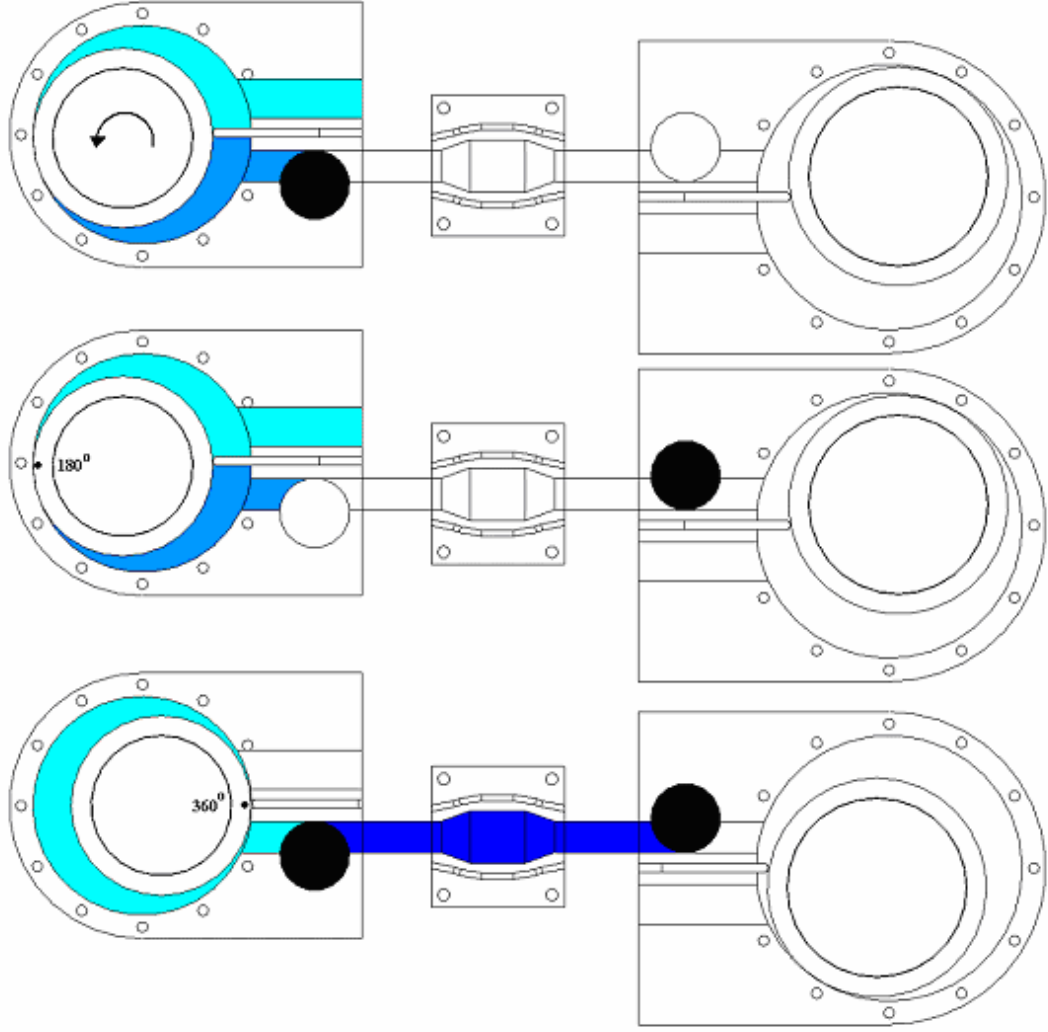


Şekil 2.9. Turbo döngüsel pars motor [8].



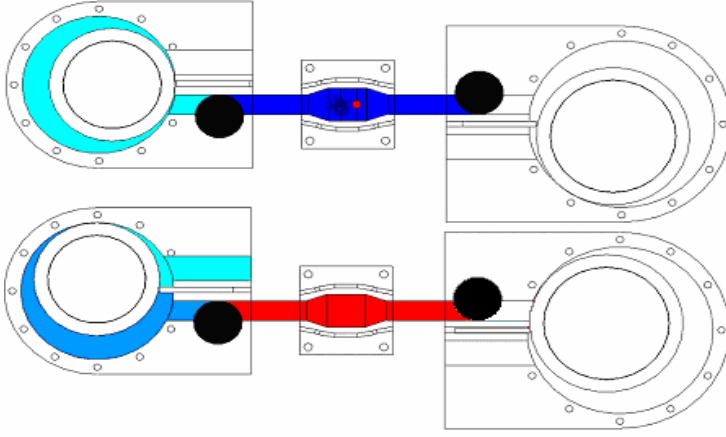
Şekil 2.10. TDPM havanın emilmesi [8].

Hava, kompresör rotorunun bir tur dönmesi ile emilir [8]. Şekilde hava mavi ile gösterilmiştir. Rotor ok yönünde, yani saat yönünün tersi yönünde, dönmektedir. Rotor ile rotor yuvası eş merkezli değildir, bunun vermiş olduğu hareketle rotor ile yuvası arasında oluşan hacim değişimi şekilde gösterilen pim ile sağlanmaktadır. Bu parça hareketlidir, gövdenin içinde gidip gelebilmektedir, rotora sızdırmaz bir şekilde temas halindedir, perde görevi görmektedir. Böylelikle hacim, iki parçaya bölünmüştür.



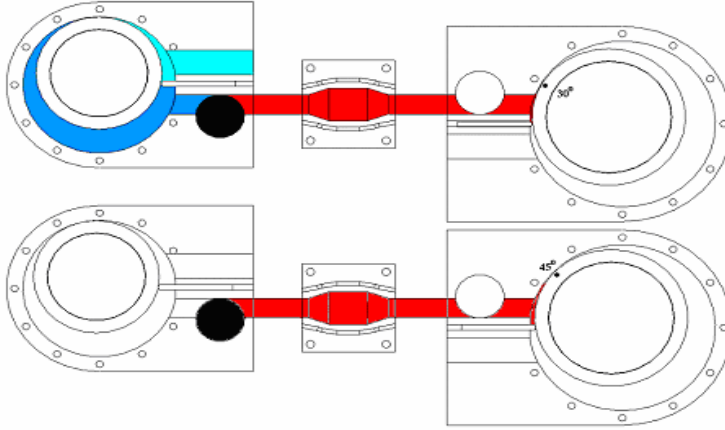
Şekil 2.11. TDPM havanın sıkıştırılması [8].

Hava, kompresöre alındıktan sonra sıkıştırılır, rotor 180° konumuna gelince kompresör kapağı açılır ve hava 180° boyunca yanma odasına sıkıştırılır, yeni tur başlar, rotor 360° ye ulaşır, kompresör kapağı kapanır [8]. Yani, emme ve sıkıştırma eylemleri rotorun 180° er derecelik hareketleri ile olur. Sıkıştırılan hava yanma odasına aktarılmıştır. Şekilde koyu mavi ile gösterim sıkıştırılmış havayı temsil etmektedir.



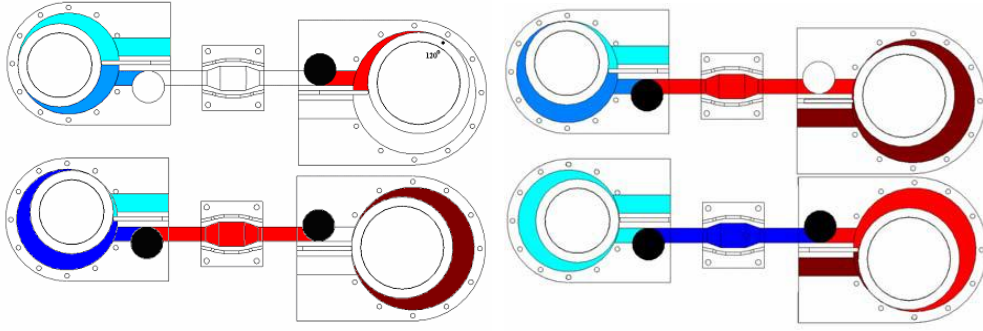
Şekil 2.12. Yanma odasında gerçekleşen yanma [8].

Hava sıkıştırıldıktan sonra, yakıt yanma odasına enjekte edilir ve buji ile ateşlenir. Yanma süresi 90° türbin/kompresör rotoru kadardır [8]. Şekilde görüldüğü üzere; üstteki sıkıştırılmış havaya yanma odasında yakıt karıştırılıp karışım ateşlenmiş ve alttaki yanmış yakıt hava karışımı elde edilmiştir. Bu sırada dikkat edilirse rotorlar ilk konumdan ikinci konuma geçmek için 90° lik mesafe kat ettikleri görülür.



Şekil 2.13. Türbinde gerçekleşen yanma [8].

Türbinde yanma 30° de başlar ve 45° de biter [8]. Motorun bir diğer özelliği yanmanın iki kere gerçekleşiyor olmasıdır. İlk yanma, yanma odasında; ikincisi ilk yanmanın hemen ardından türbinde gerçekleşmektedir. İlk yanma taze hava ve yakıt ile gerçekleşirken, ikinci yanma bu yanmadan açığa çıkan yanmış hava yakıt karışımının tekrar yakılmasıdır.



Şekil 2.14. Genleşme ve egzoz [8].

Genleşme türbindeki yanmadan hemen sonra başlar ve türbin rotoru 120° de iken türbin giriş kapağı kapanır, gazlar rotor sona gelene kadar türbin boyunca genişler [8].

Egzoz süreci, genişletilmiş gazı türbinden dışarı atar [8].

2.1.1. İYDM Genel Avantajları

- ✓ Güç/Ağırlık oranı yüksektir [9].
- ✓ Daha sade ve daha kompakttır [9][3].
- ✓ Hareket eden parçalar daha azdır [9].
- ✓ Daha az gürültülüdür ve titreşim daha azdır [9].
- ✓ Soğutma kayıpları daha azdır [10].
- ✓ Tam bir kütle dengesi vardır [3].
- ✓ Mekanik sadelik vardır (biyel kolu, vana/kapak sistemi yoktur) [3].
- ✓ Uygun bir burma kuvveti eğrisine sahiptir [3].

İYDM'lerin bazı avantajları onları bazı konularda öne çıkartmaktadır. Yukarıda sayılan ilk dört madde küçük uçaklar için olması gereken önemli özelliklerdendir. Titreşimden dolayı testerelelerden meydana gelen yaralanmaları önlemek için döngüsel motorlu yeni bir testere geliştirildi [11].

2.1.2. İYDM Genel Dezavantajları

- o Daha yüksek hidrokarbon salınımı [3].
- o Daha fazla yakıt ve yağ tüketimi [3].
- o Daha yüksek üretim giderleri [3].
- o Sızdırmazlık problemleri ve sızdırmazlık elemanlarının aşınması bu tip motorların ömrünü sınırlamaktadır [1].
- o Soğutma zorluğu [12].

İYDM'lerin yukarıda sayılan dezavantajlarına şöyle açıklık getirebiliriz:

Yüksek hidrokarbon salınımı yanma ve soğutma ile yakından alakalıdır. Gereken uygun koşullar, uygun tasarımlarla sağlanabilir.

Şunlar yakıt tasarrufuna katkıda bulunur; sürtünme kayıplarının azalmış olması, titreşimin düşük düzeyde olması, daha iyi derecede bir yakıt-hava karışımı yanması, azaltılmış ısı kayıpları, hafif olma ve hacimce küçüklük [13]. Bu özellikleri çalışma konusu olan ÖDM için öngörüyoruz. Özellikle, yanmamış yakıt-hava karışımında pistonlu motorlarda bir miktar yanmış gaz da bulunurken sunulan bu tasarımda böyle bir şeyin olması mümkün değildir çünkü emme, yanma ve egzoz farklı noktalarda gerçekleşmekte, yanmış gazların tamamı sistemden uzaklaştırılmaktadır.

İYDM'lerin popüler olmaması nedeni ile üretimleri ve üzerinde yapılan çalışmalar, pistonlu motorlara göre çok daha azdır. Yüksek üretim giderleri seri üretime geçilmediği içindir. Fakat tasarım ile alakalı da olsa sızdırmazlık elemanlarının üretimi sırasında maliyet artabilir çünkü şekil itibari ile belli başlı birkaç kalıp yerine her konum için ayrı bir kalıp hazırlanması gerekecektir.

Sızdırmazlık elemanları, malzeme bilimindeki gelişmeler ile artık geçmişteki kadar kritik ömür problemleri arz etmemektedir.

Döngüsel motorları soğutmak, tasarım olarak, bir şekilde pistonlu motorlardan daha zordur. Bu, şu gerçeğin bir parçası olarak açığa çıkar; çevrimin bütün zamanları (emme, sıkıştırma, güç, egzoz) geleneksel pistonlu motorlarda yanma odasında olduğu gibi motorun tek bir fiziksel bölümünde meydana gelmezler [12]. Bu

durum motorun büyük bir kısmının daha az soğutma ihtiyacı olurken, bir noktasının da yoğun bir soğutma gerektirdiğinin göstergesidir.

2.1.3. İYDM’larda Soğutma

Güvenirlik ve verimlilik gereği, çalışma esnasında motorlarda açığa çıkan atıl ısının sistemden çekilmesi gerekmektedir. Bu yapılırken motor malzemesi sıcaklığının en verimli seviyede tutulması amaçlanır.

Aşırı ısınmanın olası 3 zararı şu şekildedir [12]:

- 1) Isıl yorulmalardan kaynaklanan bozulmalar.
- 2) Isıl etki ile yuvada meydana gelen biçim bozulmalarının yalıtıma olumsuz etkisi.
- 3) Rotorda bölgesel kalıcı bozulmalar.

Aşırı soğutmanın olası 5 zararı şu şekildedir [14]:

- 1) Düşük sıcaklıklarda motorun çalıştırma güçlüğü. Verimli ve düzgün bir çalışma için motor yeteri kadar sıcak olmalıdır.
- 2) Yakıtın buharlaşması düşük sıcaklık koşullarına terk edilmiş, hava ile homojen bir karışım olmasının önüne geçilmiş olunur. Yanma verimini düşürebilir ve aynı zamanda yakıt tüketimini arttırır.
- 3) Yanma odasındaki sıcaklık ve basıncı düşürerek, döngü başına elde edilen işi azaltacaktır. Bu nedenle, güç ve verim azalacaktır.
- 4) Yağlayıcının düşük sıcaklıktaki yüksek viskozite değerleri sebebi ile sürtünme artacaktır.

5) Yanma sürecinde yakıt içerisinde oksitlenen kükürten Sülfüröz H_2SO_3 ve sülfürik H_2SO_4 asit oluşur. Bu asitler düşük sıcaklıklarda yoğunlaşabilir ve silindir yüzeyini aşındırabilir. Asitlerin yoğunlaşmasını engellemek için, soğutucu akışkanın sıcaklığı $70^\circ C$ 'den fazla olmalıdır.

Motorun soğutulması sırasında kullanılan soğutucu akışkanlarda olması gereken 5 özellik şu şekilde sıralanabilir [12]:

- 1) Akışkanın özgül ısısı, buharlaşma gizli ısısı, donma noktası, kaynama noktası ve viskozitesi suyun değerlerine yakın olması.
- 2) Maruz kaldığı sıcaklıkta ısı denge gösterebilmesi.
- 3) Yanıcı olmaması ve düşük zehirlilik değerlerine sahip olması.
- 4) Aşındırıcı olmaması.
- 5) Makul bir ücrete rahatça temin edilebilmesi.

Literatürde, bir hava soğutmalı 300cc Wankel motorunun çok iyi sonuçlar verdiği fakat kapasite arttıkça 600cc'de çıkış gücünün düştüğü belirtilmektedir.[15] Bu tez çalışmasındaki ÖDM için hava soğutmalı sistem tercih edilmemiştir. Hava soğutmalı döngüsel motorların kullanım alanlarına şu şekilde örnekler verilebilir: Testereler, kızaklı kar arabaları, motosikletler, denizaltı yardımcı tahrik sistemleri [1]

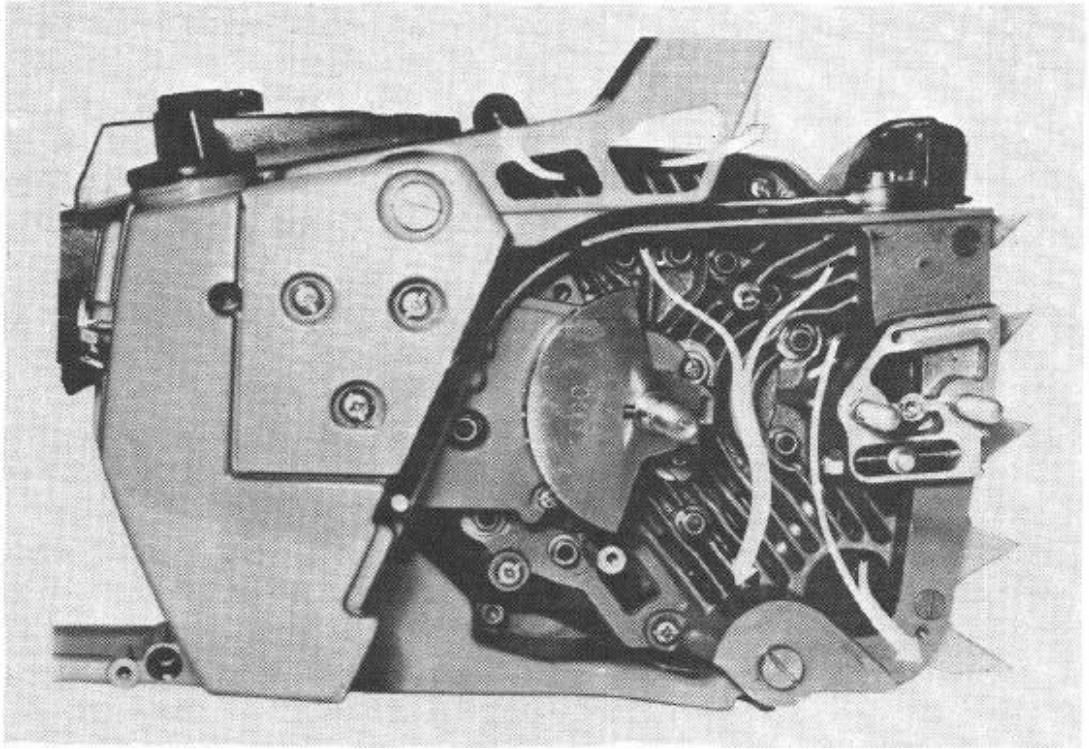
Literatürde aşağıdaki çizelgede özellikleri belirtilmiş soğutucu akışkanlar bir Wankel motor üzerinde test edilmiş ve bir sonuca varılmıştır.

Çizelge 2.1. Soğutucu akışkan örnekleri [12]

	Boiling Point, °F at 15 psi	C_p cal/g °C at 180°F	ρ , g/ml at 180°F	ρC_p , cal/ml °C at 180°F	μ Centipoise at 180°F	k Btu/h ft °F at 180°F	ΔH_v Btu/lb at 15 psi
Pure water	~250	1.0	0.975	0.975	0.348	0.389	945
50% ethylene glycol	~268	0.865	1.025	0.887	0.856	0.238	628
50% XA-1318L	~250	0.940	0.960	0.902	0.898	0.236	559
50% XA-1318.1L							

Varılan sonuçlara göre, bu dört akışkan içerisinde saf su en düşük rotor yuvası metal sıcaklığına sahip olan olmuştur. [12] Bu tez çalışmasındaki ÖDM için su soğutmalı sistem tercih edilmiştir.

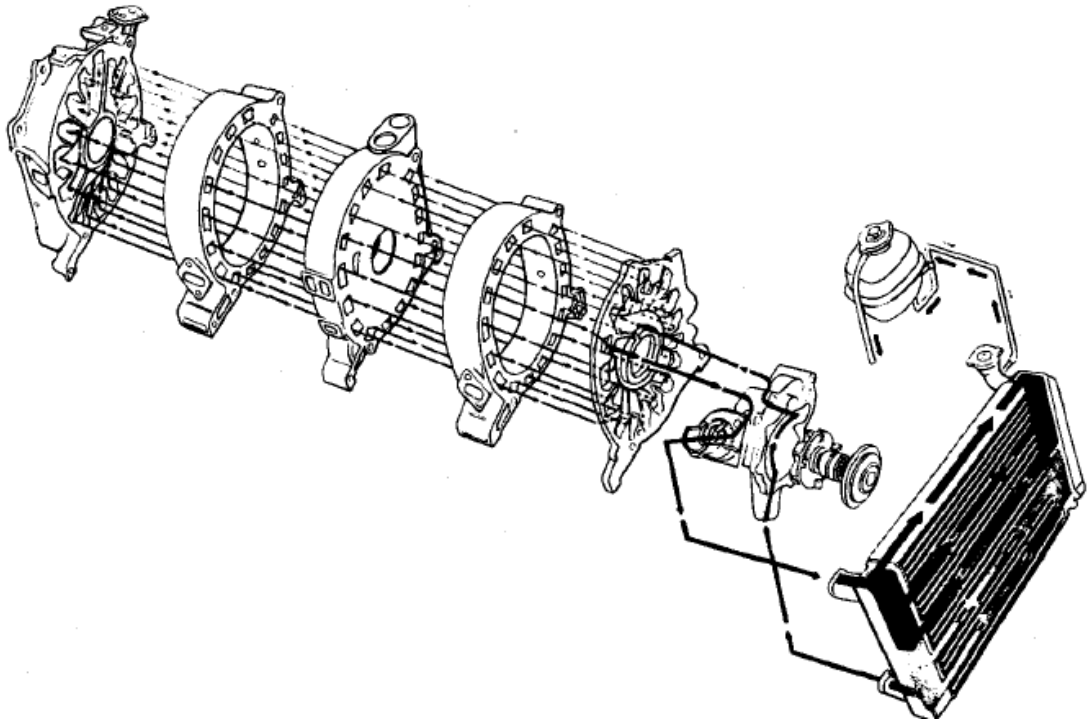
Aşağıdaki şekillerde literatürdeki bazı hava ve su soğutmalı döngüsel motorlar gösterilmiştir.



Şekil 2.15. Hava soğutmalı testere motoru [11].



Şekil 2.16. Hava soğutmalı kızaklı kar arabası ve motoru [16].

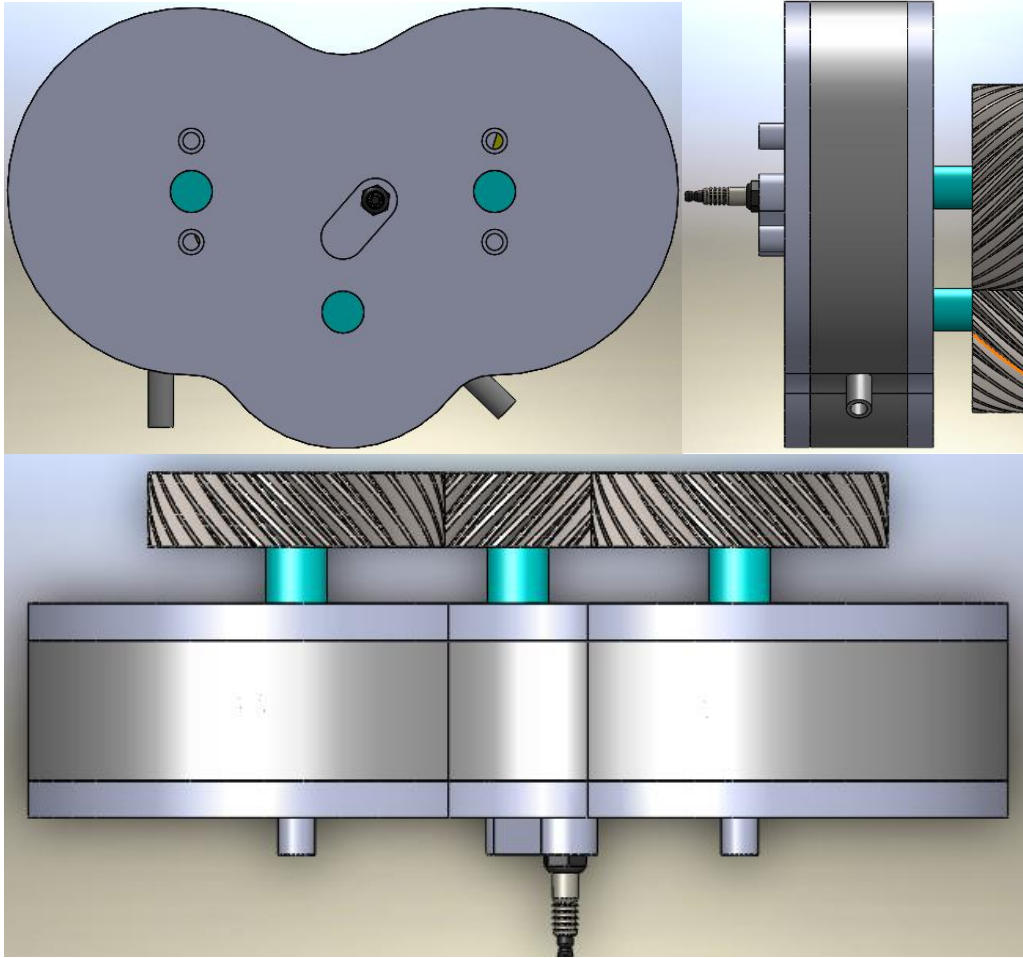


Şekil 2.17. Su soğutmalı Mazda R-100 soğutma sistemi [12].

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. MATERYAL

Bu çalışma kapsamında, Şekil 3.1.'de görülen içten yanmalı özgün bir döngüsel motorun (ÖDM) soğutma analizinin bilgisayar ortamında modellenmesi ortaya konulmaktadır.



Şekil 3.1. ÖDM'un katı model 3 görünüşü.

ÖDM'un üç boyutlu katı model işlemleri alanının en yaygın olanlarından biri olan Solidworks 2013 yazılımı ile yapılmıştır. Isı ve akış analizi kısmında, sadeliği ve kolay öğrenimi sebebinden ötürü, Solidworks Flow Simulation kullanılmıştır.

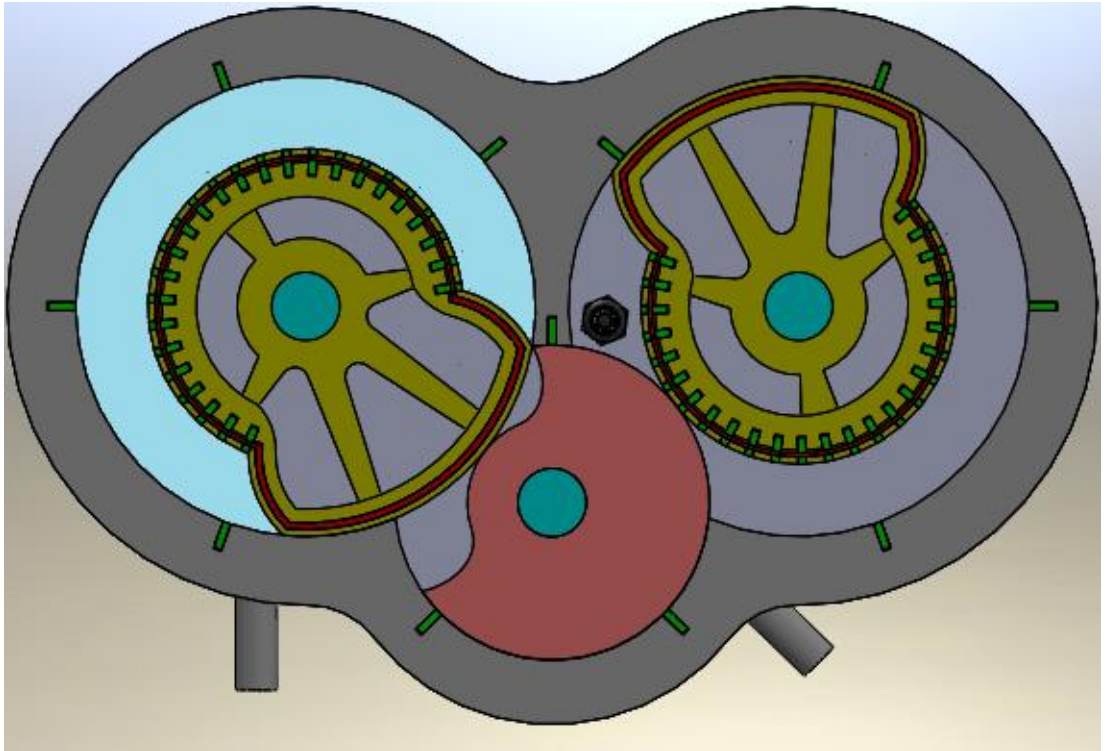
ÖDM'un P-V-T grafik çalışmaları ve bazı sayısal işlemleri; yaygınlığı ve kolay ara yüzü sebebinden ötürü Microsoft Office Excel elektronik tablolar programı ile yapılmıştır.

ÖDM'un iterasyon gerektiren, karmaşık ve uzun işlemleri için Wolfram Mathematica 9 programı tercih edilmiştir.

ÖDM'un ölçüleri; strok hacmi 420 cm³, yanma odası hacmi 60 cm³ ve sıkıştırma oranı 8 olan bir pistonlu motora benzetilerek alınmıştır. Bu değerler ÖDM için de geçerlidir ve bu çalışmada bu pistonlu motordan artık eş değer pistonlu motor (EPM) olarak bahsedilecektir.

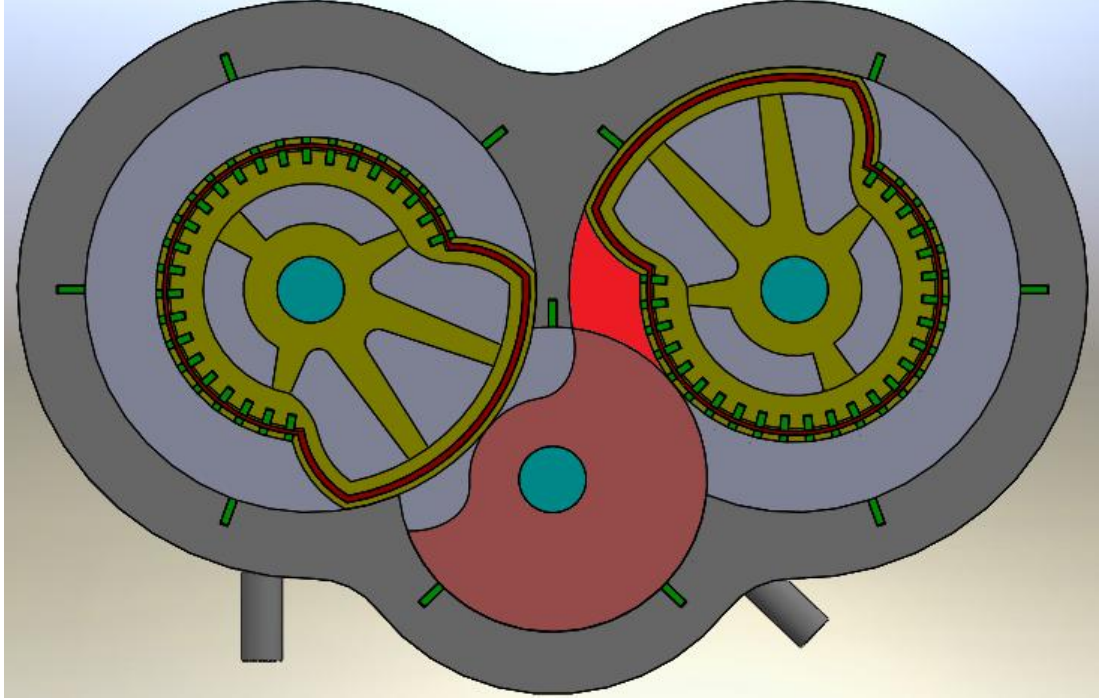
3.2. İÇTEN YANMALI ÖZGÜN DÖNGÜSEL MOTOR

Bu bölümde çalışma konusu olan ÖDM'un tanıtımı yapılacaktır. Bu motor üzerindeki çalışmalar 2,5 yıla yakındır. Bu çalışmalarda elde edilen bazı sonuçlar aktarılacaktır. (Tüm rotorlar saat yönünde dönmektedir).



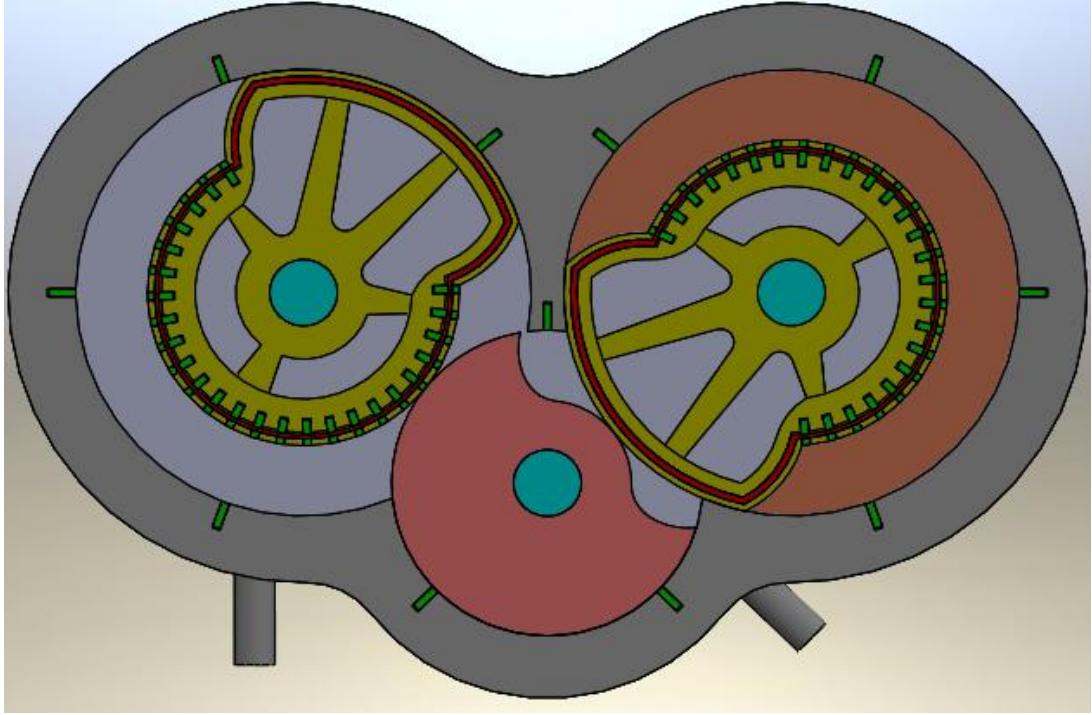
Şekil 3.2. ÖDM'un emme sonu, sıkıştırma başlangıcı.

Şekil 3.2.'de görüldüğü üzere, mavi ile gösterilen kısım yakıt-hava karışımını göstermektedir. Emme zamanı, 270° 'lik dönmeye tekabül etmektedir. Emme zamanının hemen akabinde sıkıştırma gerçekleşecektir.



Şekil 3.3. ÖDM'un sıkıştırma sonu.

Şekil 3.3.'te görülen, kırmızı ile ifade edilen kısım sıkışmış yakıt-hava karışımı olup ateşlemeye hazırdır. 8:1 oranında sıkışmış olan bu karışım, 350° 'lik bir sıkıştırma zamanı ile elde edilmiştir.



Şekil 3.4. ÖDM'un genleşme zamanı sonu.

Şekilde kahverengi ile gösterilen kısım yanmış yakıt-hava karışımıdır. Bu yüksek sıcaklık ve basınçtaki gazlar sağdaki rotor ile genişlemektedir. Genleşme zamanı bu rotorun 240°'lik dönmesine tekabül etmektedir.

3.3. TERMODİNAMİK HESAPLAR (ADYABATİK)

Bu bölümde amaç ÖDM ile EPM arasında bir karşılaştırma yapmaktır. Bu bölümde kullanılan yöntemlerden ve formüllerden; (3.1.), (3.2.), (3.3.), (3.4.), (3.5.), (3.6.), (3.7.), (3.8.), (3.9.), (3.10.), (3.11.), (3.12.), (3.13.), (3.14.), (3.15), (3.16), (3.17), (3.18), (3.19), (3.26) numaralı denklemler [17] numaralı referanstan; (3.30.), (3.31.) numaralı denklemler [18] numaralı referanstan; (3.36.) numaralı denklem [14] numaralı referanstan, (3.39.) numaralı denklem ise [19] numaralı referanstan alınmıştır. Yakıt: izooktan, yanma: stokiyometrik yanma, sıkıştırma oranı(r_c):8, ortam: Adyabatik olarak alınmıştır.

$$\Psi_2(T_2) = \Psi_1(T_1) - n_U \hat{R} \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \quad (3.1.)$$

$$\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = \frac{\Phi_2 - \Phi_1}{n_U \hat{R}} \quad (3.2.)$$

$$u_b = u_u = u_{s,u} + \Delta u_{f,u}^o \quad (3.3.)$$

3.3.1. EPM İçin Hesaplar Ve 1. Yasa Sonuçları

ÖDM ile EPM arasındaki önemli farklardan birisi alınan dolgunun ilk sıcaklığıdır. ÖDM’da emme, sıcaklığın düşük olduğu bölgede gerçekleşirken EPM’de silindirin en sıcak olduğu bölgede (yanma bölgesinde) gerçekleşmektedir. Bu farkı ortaya koymak için $T_1=350K$ alınmıştır.

$$T_1=350K \quad P_1=0.1013MPa$$

$$v_1 = \frac{n_U \hat{R} - T_1}{P_1} = \frac{292 * 350}{101300} = 1.0 \frac{m^3}{kg} \text{ hava} \quad (3.4.)$$

T_1 değerini (Ek 1.)’de yerine koyduğumuza:

$$\Psi_1(T_1) = 150 \frac{J}{kgK} \text{ hava} \quad @ T_1=350K \quad (\text{Ek 1.})$$

Stokiyometrik yanmaya denk gelen değer için (Ek 2.)’ye baktığımızda:

$$n_U \hat{R} = 292 \frac{J}{kgK} \text{ hava} \quad (\text{Ek 2.})$$

Bulunan bu değerleri (3.1.)’de yerine koyduğumuzda:

$$\Psi_2(T_2) = 757 \frac{J}{kgK} \text{ hava}; \quad \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = \ln\left(\frac{1}{8}\right) \text{ olarak buluruz.}$$

$$\rightarrow T_2 = 682K \quad (\text{Ek 1.})$$

$$\frac{v_1}{v_2} = 8 \Rightarrow v_2 = 0.125 \frac{m^3}{kg} \text{ hava}$$

Bulduğumuz T_2 ve T_1 değerlerine karşılık gelen Φ_2 ve Φ_1 değerlerini (3.2.)'de yerine koyarsak:

$$\frac{\Phi_2 - \Phi_1}{n_U \hat{R}} = \frac{980 - 180}{292} = 2.74 \quad (\text{Ek 1.})$$

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 2.74; \quad P_1 = 1 \text{ atm}$$

$$\rightarrow P_2 = 15.5 \text{ atm} = 1.57 \text{ MPa} \text{ Olarak buluruz.}$$

$$-W_{1-2} = u_s(T_2) - u_s(T_1) \quad (3.5.)$$

Bulduğumuz T_2 ve T_1 değerlerine karşılık gelen duyulur iç enerjileri $u_s(T_2)$ ve $u_s(T_1)$ değerlerini (Ek 3.)'te buluruz.

$$u_s(T_2) = 350 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}, \quad u_s(T_1) = 40 \frac{kJ}{kg} \text{ hava} \quad (\text{Ek 3.})$$

Böylece (4)'te yerine koyarsak ise kompresör işini elde ederiz.

$$-W_{1-2} = 350 - 40 = 310 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}$$

Stokiyometrik yanmamış karışıma karşılık gelen ifade aşağıda belirtilmiştir.

$$\Delta u_{f,u}^o = -118.2 - 2956 \chi_b \quad (3.6.)$$

Buradan;

$$\Delta u_{f,u}^o = -355 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}; \quad \chi_b = 0.08 \quad (\text{Yanmış gaz için ilk alınan kabul değeri})$$

Elde edilir.

$$u_b = 350 - 355 = -5 \frac{kJ}{kg} \text{ hava} \quad (\text{Yanmış karışımın iç enerjisi için (3.3.) uygulanır}).$$

$$v_3 = v_2 = 0.125 \frac{m^3}{kg} \text{ hava}; \quad v_3 = (v_b), v_2 = (v_u)$$

u_b, v_b değerlerini (Ek 4.)'te yerine koyarsak;

$$\rightarrow T_b = T_3 = 2825K, \quad P_b = P_3 = 7.1 \text{ MPa}, \quad s_3 = 9.33 \frac{kJ}{kgK} \text{ hava}$$

Olarak karşımıza çıkar.

$s_4 = s_3$, $v_4 = v_1$ olduğuna göre (Ek 4.)'te bu defa;

$$s_4 = 9.33 \frac{kJ}{kgK} \text{ hava}, \quad v_4 = 1.0 \frac{m^3}{kg} \text{ hava}$$

İkilisini yerine koyarsak;

$$\rightarrow T_4 = 1840K, \quad P_4 = 0.57 \text{ MPa}, \quad u_4 = -1540 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}$$

Değerlerine ulaşıyoruz. Yapılan iş;

$$-W_{3-4} = -(u_4 - u_3) = -(-1540 - (-5)) = 1535 \frac{kJ}{kg} \text{ hava olarak bulunur.}$$

$$s_5 = s_4 = 9.33 \frac{kJ}{kgK} \text{ hava ve } P_5 = P_1 = 0.1013 \text{ MPa olduğuna göre;}$$

$$\rightarrow T_5 = 1320\text{K}, \quad v_5 = 4 \frac{m^3}{kg} \text{ hava} \quad \text{olarak bulunur.}$$

$$\chi_r = \frac{v_2}{v_5} = \frac{0.125}{4} = 0.031$$

Bu değer ilk varsayımımızdan farklı bir değer olduğu için (3.6.)'da yerine konularak iterasyonla uygun değer bulunur.

$$\Delta u_{f,u}^o = -118.2 - 2956 * 0.031 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}; \quad \chi_b = 0.031$$

$$u_b = 140 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}$$

$$\rightarrow T_b = T_3 = 2890\text{K}, \quad P_b = P_3 = 7.27 \text{ MPa},$$

$$\rightarrow T_4 = 1920\text{K}, \quad P_4 = 0.595\text{MPa}, \quad u_4 = -1457 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}$$

Değerlerine ulaşırız. Yapılan iş;

$$-W_{3-4} = -(u_4 - u_3) = 1597 \frac{kJ}{kg} \text{ hava olarak bulunur.}$$

$$\rightarrow T_5 = 1360\text{K}, \quad v_5 = 4 \frac{m^3}{kg} \text{ hava} \quad \text{olarak bulunur.}$$

$$\chi_r = \frac{v_2}{v_5} = \frac{0.125}{4} = 0.031 \text{ değeri bize iterasyon değerimizin eşleştiğini gösterir.}$$

Çizelge 3.1. EPM'un adyabatik sonuçları

	1	2	3	4
Sıcaklık (Kelvin-Celsius)	350-77	682-409	2890-2617	1920-1647
Basınç (MPa)	0.1013	1.570	7.27	0.595
Özgül Hacim ($\frac{m^3}{kg}$ hava)	1.000	0.125	1.000	0.125

3.3.2. ÖDM İçin Hesaplar Ve 1. Yasa Sonuçları

ÖDM ile EPM arasındaki önemli farklardan birisi alınan dolgunun ilk sıcaklığıdır. ÖDM’da emme, sıcaklığın düşük olduğu bölgede gerçekleşirken EPM’de silindirin en sıcak olduğu bölgede (yanma bölgesinde) gerçekleşmektedir. Bu farkı ortaya koymak için $T_1=300K$ alınmıştır. EPM için yapılan işlemleri ÖDM için de yapar isek:

$$T_1=300K \quad P_1=0.1013MPa \quad v_1 = \frac{292 * 300}{101300} = 0.8647 \frac{m^3}{kg} \text{ hava}$$

$$\Psi_1(T_1)=0 \quad @ T_1=300K \quad (\text{Ek 1.})$$

$$n_v \hat{R} = 292 \frac{J}{kgK} \text{ hava} \quad (\text{Ek 2.})$$

$$\Psi_2(T_2) = 607.1969 \frac{J}{kgK} \text{ hava}; \quad \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = \ln\left(\frac{1}{8}\right)$$

$$\rightarrow T_2 = 583K \quad (\text{Ek 1.})$$

$$\frac{v_1}{v_2} = 8 \Rightarrow v_2 = 0.10809 \frac{m^3}{kg} \text{ hava}$$

$$\frac{\Phi_2 - \Phi_1}{n_v \hat{R}} = \frac{790 - 0}{292} = 2.705 \quad (\text{Ek 1.})$$

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 2.705; \quad P_1 = 1 \text{ atm}$$

$$\rightarrow P_2 = 14.96 \text{ atm} = 1.5155 \text{ MPa}$$

$$u_s(T_2)=260 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}, \quad u_s(T_1)=0 \frac{kJ}{kg} \text{ hava} \quad (\text{Ek 3.})$$

$$-W_{1-2} = 260 - 0 = 260 \frac{kJ}{kg} \text{ hava olarak bulunur.}$$

$$\Delta u_{f,u}^o = -118.2 - 2956 \chi_b$$

$$\Delta u_{f,u}^o = -118.2 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}; \quad \chi_b = 0 \quad (\text{Yanma odasında yanmış gaz yok})$$

ÖDM ile EPM arasındaki bir diğer önemli fark ise yanma odasına yanmış gazların girmiyor olmasıdır. Yanmış gazların tamamı egzoz ile atılabilmektedir. Bu nedenle yanmış gaz oranı sıfır olarak alınmıştır.

$$u_b = 260 - 118.2 = 141.8 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}$$

$$v_3 = v_2 = 0.10809 \frac{m^3}{kg} \text{ hava}; \quad v_3 = (v_b), v_2 = (v_u)$$

u_b, v_b değerlerini (Ek 4.)te yerine koyarsak;

$$\rightarrow T_b = T_3 = 2892.3K, \quad P_b = P_3 = 8.66MPa, \quad s_3 = 9.343 \frac{kJ}{kgK} \text{ hava}$$

$s_4 = s_3, v_4 = v_1$ olduğuna göre (Ek 4.)'te bu defa;

$$s_4 = 9.343 \frac{kJ}{kgK} \text{ hava}, \quad v_4 = 0.8647 \frac{m^3}{kg} \text{ hava}$$

İkilisini yerine koyarsak;

$$\rightarrow T_4 = 1960K, \quad P_4 = 0.725MPa, \quad u_4 = -1428.57 \frac{kJ}{kgK} \text{ hava}$$

Değerlerine ulaşırız. Yapılan iş;

$$-W_{3-4} = -(u_4 - u_3) = -(-1428.57 - 141.8) = 1570.37 \frac{kJ}{kg} \text{ hava olarak bulunur.}$$

$$s_5 = s_4 = 9.343 \frac{kJ}{kgK} \text{ hava ve } P_5 = P_1 = 0.1013 \text{MPa olduğuna göre;}$$

$$\rightarrow T_5 = 1300K, \quad v_5 = 4 \frac{m^3}{kg} \text{ hava olarak bulunur.}$$

Çizelge 3.2. ÖDM'un adyabatik sonuçları

	1	2	3	4
Sıcaklık (Kelvin-Celsius)	300-27	583-310	2893-2620	1960-1687
Basınç (MPa)	0.1013	1.515	8.666	0.725
Özgül Hacim ($\frac{m^3}{kg}$ hava)	0.8647	0.1081	0.1081	0.8647

Eğer bulunan değerleri ideal gaz denklemlerine uyarlayacak olursak; şu işlemleri yaparak önce izentropik üssü buluruz: üs bir kere hesaplandıktan sonra, tüm adımlarda uygulanarak her 10'ar derecelik konum için karşılık gelen basınç ve sıcaklık değerleri bulunabilir.

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1}; \quad T_1 = 300K, \quad T_2 = 583.3K, \quad \left(\frac{V_2}{V_1}\right) = 8$$

$$\rightarrow \gamma_1 = 1.32 \text{ Bulunur.}$$

$$P_2 = P_1 * \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}; \quad P_1 = 0.1013 \text{MPa}, \quad T_2 = 583K, \quad T_1 = 300K$$

$$\rightarrow \gamma_2 = 1.3255 \text{ Bulunur.}$$

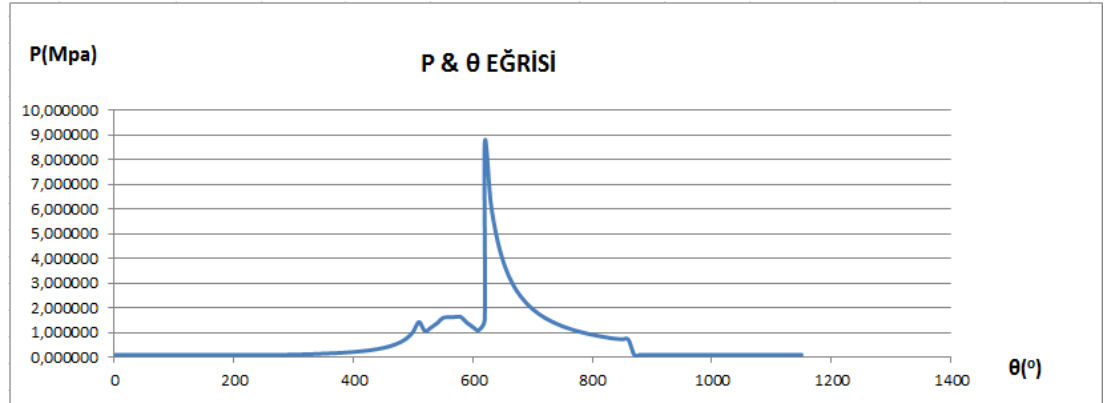
$T_3 = 2892.5K$, $P_1 = 8.666MPa$ değerleri direkt olarak girilir.

$$T_3 = T_4 * \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1}; \quad T_4 = 1960K$$

→ $\gamma_3 = 1.187$ Bulunur.

$$P_3 = P_4 * \left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}; \quad P_3 = 8,666MPa, \quad P_4 = 0,725MPa$$

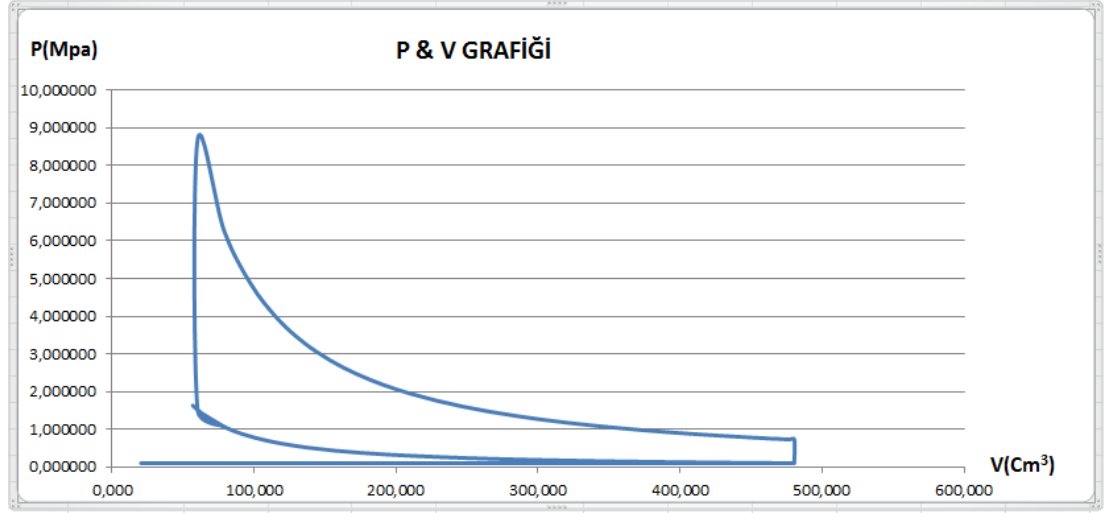
→ $\gamma_4 = 1.1855$ Olarak bulunur.



Şekil 3.5. ÖDM'un adyabatik basınç-açı grafiği.



Şekil 3.6. ÖDM'un adyabatik sıcaklık-açı grafiği.



Şekil 3.7. ÖDM'un adyabatik basınç-hacim grafiği.

3.3.3. Karakteristik Özelliklerin Hesaplanması

3.3.3.1. Pistonlu eşdeğer motor için karakteristik özelliklerinin hesaplanması:

-Yakıt Dönüşüm Verimi:

$$\eta_{f,i} = \frac{W_e + W_c}{m_f * Q_{LHV}} \quad (3.7.)$$

$$m_f = (1 - \chi_r) * \left(\frac{F}{A}\right) = (1 - 0.031) * 0.661,$$

$$Q_{LHV} = 44300 \frac{kJ}{kg}, \quad \chi_r = \frac{v_2}{v_5} = 0.031,$$

$$W_e = 1597 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}, \quad W_c = -310 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}$$

$$\rightarrow \eta_{f,i} = 0.454$$

-İkinci Yasa Verimi:

$$\eta_a = \eta_{f,i} * \frac{\Delta H}{\Delta G} \quad (3.8.)$$

$$\Delta H = -5074, \Delta G = -5219$$

$$\rightarrow \eta_a = 0.441$$

- Giren ve Çıkan Isı:

$$Q_{in} = m_f * Q_{LHV} \quad (3.9.)$$

$$\rightarrow Q_{in} = 1.191kJ$$

$$Q_{out} = (1 - \eta_{f,i}) * Q_{in} \quad (3.10.)$$

$$\rightarrow Q_{out} = 0.65kJ$$

- İndike Ortalama Efektif Basınç:

$$\dot{IOEB} = \frac{W_e + W_c}{v_1 - v_2} \quad (3.11.)$$

$$\rightarrow \dot{IOEB} = 1470.86kPa$$

- Güç:

$$Güç = \frac{W_{net} * m_a * N_{max}}{n_R}, \quad (3.12.)$$

$$m_a = \frac{V_1 - V_2}{v_1}, \quad (3.13.)$$

$$N_{max} = \frac{Sp_{max}}{2 * L} = 92.385devir / sn, \quad (3.14.)$$

$$L = \sqrt[3]{\frac{4 * (V_1 - V_2)}{3.14}}, \quad (3.15.)$$

$S_{p_{\max}} = 15$, [17] numaralı referanstan alınmıştır.

$$\rightarrow \text{Güç} = 24.969 \text{ kW}$$

- Ortalama Efektif Basınç:

$$mep = \frac{\text{Güç}}{N_{\max} * (V_1 - V_2)} \quad (3.16.)$$

$$\rightarrow mep = 643.5 \text{ kPa}$$

- Tork:

$$Tork = \frac{mep * (V_1 - V_2) * 1000}{6.28 * n_R}, \quad (3.17.)$$

$n_R = 2$ (Yanma her 2 döngüde 1 kere oluyor) [17]

$$\rightarrow Tork = 21.5183 \text{ Nm}$$

- Spesifik Yakıt Tüketimi:

$$sfc = \frac{3600}{n_{f,i} * Q_{LHV} / 1000} \quad (3.18.)$$

$$\rightarrow sfc = 179.12 \text{ g / kWh}$$

- Volümetrik Verim:

$$n_v = \frac{m_a}{\rho_{am} * (V_1 - V_2)} \quad (3.19.)$$

$$\rightarrow n_v = 0.83$$

3.3.3.2. Özgün döngüsel motor için karakteristik özelliklerinin hesaplanması:

-Yakıt Dönüşüm Verimi:

Denklem (3.7.)'den;

$$m_f = (1 - \chi_r) * \left(\frac{F}{A}\right) = (1 - 0.027) * 0.661,$$

$$Q_{LHV} = 44300, \quad \chi_r = \frac{v_2}{v_5} = 0.027,$$

$$W_e = 1570.37 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}, \quad W_c = -260 \frac{kJ}{kg} \text{ hava}$$

→ $\eta_{f,i} = 0.46$ olarak bulunur.

-İkinci Yasa Verimi:

Denklem (3.8.)'den;

$\Delta H = -5074$, $\Delta G = -5219$ değerler [17] numaralı referanstan alınmıştır.

→ $\eta_a = 0.447$ olur.

- Giren ve Çıkan Isı:

Denklem (3.9.)'dan;

→ $Q_{in} = 1.385 kJ$ ve

$$Q_{out} = (1 - \eta_{f,i}) * Q_{in}$$

→ $Q_{out} = 0.748 kJ$

olarak karşımıza çıkar.

- İndike Ortalama Efektif Basınç:

Denklem (3.11.)'den;

→ $\dot{I}OEB = 1733.29kPa$ çıkar.

- Güç:

Denklem (3.12.)'den;

$$m_a = \frac{V_1 - V_2}{V_1},$$

$$N_{\max} = 10000 \frac{\text{devir}}{dk}, \text{ (Maksimum devir } 10000 \frac{\text{devir}}{dk} \text{ Olarak öngörülmüştür).}$$

→ $Güç = 106.164kW$ olarak bulunur.

- Ortalama Efektif Basınç:

Denklem (3.16.)'dan;

→ $mep = 1516.63kPa$ sonucuna ulaşılır.

- Tork:

Denklem (3.17.)'de bilinenleri yerine koyarsak;

$n_R = 1$ (Yanma her döngüde 1 kere oluyor) [17] numaralı referanstan alınmıştır.

→ $Tork = 101.431Nm$

- Spesifik Yakıt Tüketimi:

Denklem (3.18.)'da verimi ve ısı kapasiteyi yerine koyarsak;

→ $sfc = 176.694 \text{ g / kwh}$ olarak bulunur.

- Volümetrik Verim:

Denklem (3.19)'dan;

$\rho_{atm} = 1.2 \text{ kg / m}^3$ ve diğer veriler yerine koyulursa,

→ $n_v = 0.96$ olarak karşımıza çıkar.

3.3.3.3. Sonuçların karşılaştırılması

Çizelge 3.3. EPM-ÖDM adyabatik karakteristik özellikleri.

$n_{\text{volümetrik}} =$	0,83	$n_{\text{volümetrik}} =$	0,96
$n_{\text{birinciyasa}} =$	0,454	$n_{\text{birinciyasa}} =$	0,460
$n_{\text{ikinciyasa}} =$	0,441	$n_{\text{ikinciyasa}} =$	0,447
$Q_{\text{giren}}(\text{KJ}) =$	1,191	$Q_{\text{giren}}(\text{KJ}) =$	1,385
$Q_{\text{çıkan}}(\text{KJ}) =$	0,651	$Q_{\text{çıkan}}(\text{KJ}) =$	0,748
$\dot{I}OEB (\text{kPa}) =$	1470,86	$\dot{I}OEB (\text{kPa}) =$	1733,19
Güç (kW)=	24,969	Güç (kW)=	106,164
OEB (kPa)=	643,5	OEB (kPa)=	1516,63
Tork (Nm)=	21,518	Tork (Nm)=	101,431
Spesifik Yakıt Tüketimi (g/kW.h)	179,12	Spesifik Yakıt Tüketimi (g/kW.h)	176,69

Eşdeğer Pistonlu Motor

Özgün Döngüsel Motor

Termodinamik verimler birbirine çok yakın çıkmasına rağmen ÖDM çok daha iyi bir performans vadedmektedir. ÖDM'un saniyede ürettiği iş EPM'a göre çok daha yüksek çıkmıştır çünkü öngörülen devir ve devir başına sahip olduğu patlama sayısı daha fazladır. ÖDM için öngörülen maksimum 10000 devir/dk ve her devirde yanmanın gerçekleşmesi koşullarının, EPM'un sahip olduğu maksimum 5600 devir/dk ve her 2 devirde bir yanmanın gerçekleşmesi koşullarına olan farkı üretilebilecek maksimum güç farkını teoride bu kadar farklı kılmıştır.

Bu koşullar; gücün, ortalama efektif basıncın ve maksimum torkun da yüksek çıkmasına sebep olmuştur.

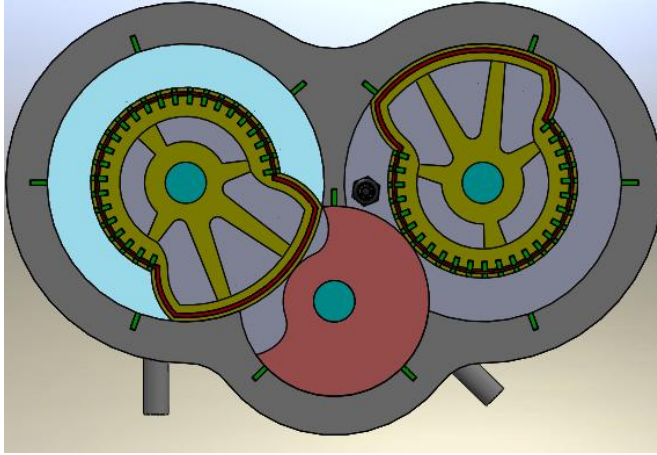
3.4. ÖDM'UN TERMODİNAMİK HESAPLARI (Politropik Sıkıştırma-Genleşme)

ÖDM'un termodinamik analizi yapılırken şu genel varsayımlar yapılacaktır:

- Emilen yakıt hava karışımı 300K sıcaklığında atmosfer basıncındadır.
- Sıkıştırma ($n_c=1.3$) politropik bir süreçtir.
- Yanma olayı anlık olarak sabit hacimde 0.51 yakıt fazlalık katsayısı (yanmanın gerçekleşebileceği minimum yakıt oranı) ile gerçekleşmektedir ve yanmadan dolayı oluşan ısı, yanma odası duvarlarına transfer olan ısıya eşittir. Yanma verimi=1'dir.
- Genleşme ($n_e=1.25$) politropik bir süreçtir.[17]
- Yakıt hava karışımı ideal gazdır.

3.4.1. Birinci Yasa Analizi

3.4.1.1. Emme



Yakıt hava karışımı şekilde görüldüğü gibi rotorun sağa doğru dönmesi ile oluşturduğu vakum sayesinde sol odacığa sıkıştırılmak üzere 480cm^3 hacme kadar doldurulur.

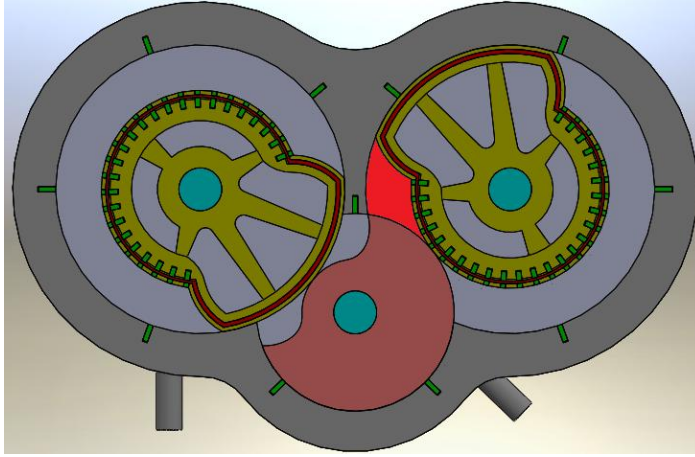
Şekil 3.8. ÖDM emme.

Karışımın Özellikleri:

$$T_0=300K$$

$$P_0=1 \text{ atm}$$

3.4.1.2. Sıkıştırma



Yakıt hava karışımı şekilde görüldüğü gibi 60cm^3 hacme kadar sıkıştırılır. 1'e 8 oranında sıkışan karışım bu hali ile yanmaya hazırdır.

Şekil 3.9. ÖDM sıkıştırma.

Karışımın Özellikleri:

$$T_1=T_0$$

$$P_1=P_0$$

Politropik Eşitlikler:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n_c} \quad (3.20.)$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n_c - 1} \quad (3.21.)$$

Birinci Yasa Eşitlikleri:

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = U_{1-2} \quad (3.22.)$$

$$w_{1-2} = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{(1-n_c)m_{mix}} = \frac{R_{mix}}{1-n_c}(T_2 - T_1) \quad (3.23.)$$

$$u_{1-2} = C_v\Delta T \quad (3.24.)$$

$$\rightarrow q_{1-2} = -\left(C_v - \frac{R_{mix}}{1-n_c}\right)(T_2 - T_1) \quad (3.25.)$$

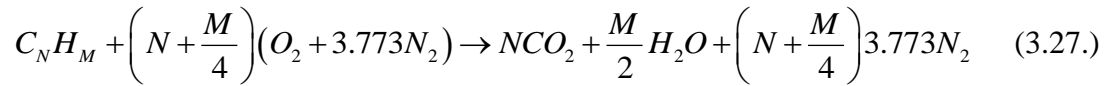
3.4.1.3. Yanma

Yanma Olayı 60cm³ sabit hacimde yakıt hava karışımının buji ile ateşlenmesi sonucu meydana gelmektedir.

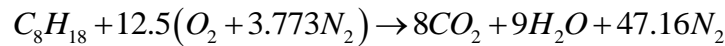
Yakıt: İzooktan C₈H₁₈

$$\Phi=0.51 \quad (3.26.)$$

Stokiyometrik Tepkime:



$$\text{İzooktan için: } N=8, M=18 \quad (3.28-29.)$$

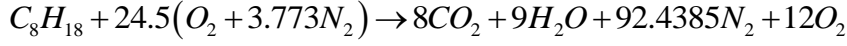
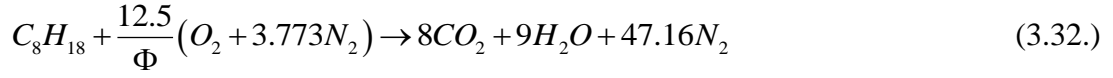


$$m_{yakıt}=114.23 \text{ kg/kmol} \cdot 1 \quad (3.30.)$$

$$m_{hava}=28.97 \text{ kg/kmol} \cdot 12.5(1+3.773) \quad (3.31.)$$

$$(F/A)_{stokiyometrik} = m_{yakıt} / m_{hava} = 0.0661$$

$\Phi=0.51$ ile gerçek reaksiyon:



$$(F/A) = m_{\text{yakıt}} / m_{\text{hava}} = 0.0337$$

1 mol yakıtı karşılık 116.9385 mol hava alınır. Toplamda 117.9385 mol girenler.

1 mol yakıtı karşılık toplamda 121.4385 mol ürün tepkime sonucu meydana gelir.

Kimyasal reaksiyonu yazdıktan sonra bu reaksiyon denklemi üzerinden kayıp ısı enerjisini hesaplamak için:

$$Q - W = U_P - U_R; W=0 \quad (3.33.)$$

$$Q = U_P - U_R = \sum_P n_j \bar{u}_j - \sum_R n_i \bar{u}_i \quad (3.34.)$$

$$\bar{u} = \bar{h} - RT \quad (3.35.)$$

$$Q_{\text{kayıp}} = \sum_P n_j \left[\bar{h}_f^o + (\bar{h}^o - \bar{h}_{298}) - RT \right]_j - \sum_R n_i \left[\bar{h}_f^o + (\bar{h}^o - \bar{h}_{298}) - RT \right]_i \quad (3.36.)$$

$\bar{h}^o - \bar{h}_{298}$ değerleri (Ek 5-9)'da verilmiştir.

\bar{h}_f^o değerleri (Ek 10.)'da verilmiştir.

Bulunan sonucun birimi birim yakıtı bağı molar bir ifade olduğu için yanma odasına alınan yakıtın mol değeri ile bu sonuç çarpılır ve Joule cinsinden bir değer elde edilir.

Buraya kadar yanma ile meydana gelen ısı kaybını bulmak için yol belirlenmiştir. Yanma ile yanma odası duvarlarında meydana gelen ısı transferinin bulunması için gerekli eşitlikler aşağıda yazılmıştır.

$$Q_{kayıp} = h * A * \Delta T \quad (3.37.)$$

A: Yanma odası yüzey alanı

$$\Delta T : T_3 - T_w \quad (3.38.)$$

Gaz tarafı silindir yüzeyi sıcaklığı, yağlayıcının oluşturduğu film tabakada bozulma meydana gelmemesi için, 180°C nin altında tutulması gerekir [17]. Bu nedenle yanma odası ortalama duvar sıcaklığı $T_w=400K$ olarak alınmıştır.

Isı transferi katsayısı için Woshni denklemi kullanılmıştır:

$$h \left(\frac{W}{m^2 K} \right) = 3.26 * D(m)^{-0.2} * P(kPa)^{0.8} * T(K)^{-0.55} * w \left(\frac{m}{s} \right)^{0.8} \quad (3.39.)$$

$$D: \text{Rotor genişliği} = 0.115m \quad (3.40.)$$

$$P: \text{Anlık basınç} = P_3 = \rho_{mix} * R_{mix} * T_3 \text{ kPa} \quad (3.41.)$$

$$T: \text{Anlık sıcaklık} = T_3 \text{ K}$$

w: Rotor hızına devir dışında etkiyen bir durum yok. Hızda dalgalanma olmadığı için direkt olarak rotor ortalama hızı V_{ort} alınmıştır.

$$V_{ort} = \text{Rotor ortalama hızı} = \pi * r_{rotor \text{ yuvası}} * \text{Devir/s} \quad (3.42.)$$
$$= 3.14 * 84mm * 100 = 26.3m/s$$

$$6000 \text{ Devir/dk} = 100 \text{ Devir/s}$$

Yakıtın ve havanın kütlelerini bulmak için bir noktadaki özelliklerine ihtiyacımız var. Bu nokta emme noktası, $T_{hava}=300K$ deki, özellikleri alınmıştır:

İdeal gaz eşitliklerinden:

$$\rho_{hava} = \frac{P_{atm}}{R_{hava} T_{hava}} \quad (3.43.)$$

Mol oranlarından kısmi hacimler:

$$V_{hava} = V_d - \frac{V_d}{n_{hava} + n_{yakit}} \quad (3.44.)$$

$$V_d: \text{Strok hacmi } V_3 - V_1 = V_d \quad (3.45.)$$

$$n_{hava} = 116.93 \text{ mol} \quad (3.46.)$$

$$n_{yakit} = 1 \text{ mol} \quad (3.47.)$$

$$m_{hava} = \rho_{hava} * V_{hava} \quad (3.48.)$$

$$m_{yakit} = m_{hava} * (F / A)$$

$$m_{mix} = m_{yakit} + m_{hava} \quad (3.49.)$$

$$\rho_{mix} = \frac{m_{mix}}{V_{mix}} \quad (3.50.)$$

Yanma denkleminde giren yakıt birim moldür. Yakıtın birim mol ağırlığı 114.23 gr'dır. Yakıtın devir başına kullanılan kütesini artık bildiğimize göre; giren yakıtın mol cinsinden değeri:

$$n_{yakit} = \frac{m_{yakit}}{M_{yakit}} \quad (3.51.)$$

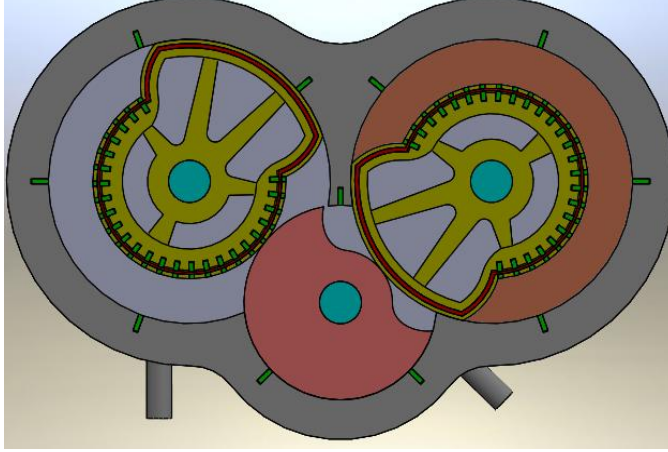
$$R_{mix} = \frac{R}{M_{mix}} \quad (3.52.)$$

R: Evrensel gaz sabiti

M_{mix}: Karışımın (Ürünler veya Girenler) mol kütle ortalaması

Sonuç olarak bu iki denklem de (enerji ve ısı transferi denklemleri) T_3 'e bağlıdır. T_3 için iterasyon, bu iki denklem eşitleninceye kadar yapılmıştır.

3.4.1.4. Genleşme



Yanmış gazlar şekilde görüldüğü gibi 480cm^3 hacme kadar genişler. Genleşme sonunda egzoz süreci başlar ve yanmış gazlar atmosfere atılır.

Şekil 3.10. ÖDM genleşme.

Yanmış gaz karışımının özellikleri:

$$T_3=1794 \text{ K}$$

$$P_3=4384730 \text{ Pa}$$

Politropik Eşitlikler:

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{n_e} \quad (3.53.)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{n_e - 1} \quad (3.54.)$$

Birinci Yasa Eşitlikleri:

$$Q_{3-4} - W_{3-4} = U_{3-4}$$

$$w_{3-4} = \frac{P_4 V_4 - P_3 V_3}{(1-n_e) m_{mix}} = \frac{R_{mix}}{1-n_e} (T_4 - T_3) \quad (3.55.)$$

$$u_{1-2} = C_v \Delta T$$

$$\rightarrow q_{1-2} = \left(C_v - \frac{R_{mix}}{n_e - 1} \right) (T_3 - T_4) \quad (3.56.)$$

3.4.1.5. Egzoz

Genleşme sonunda T_4 ve P_4 özelliklerine gelen yanmış yakıt hava karışımı egzoz zamanında atmosfere tahliye edilir. Yeni durumda basınç $P_5=P_{atm}$ olur T_5 ise ideal gaz denklemlerinden:

$$T_5 = (P_{atm}/P_4) * T_4 \text{ olur.} \quad (3.57.)$$

3.4.2. Birinci Yasa Sonuçları

Çizelge 3.4. ÖDM birinci yasa analizi sonuçları.

P_1	101,325	kPa	T_1	300,000	K
P_2	1507,258	kPa	T_2	559,360	K
P_3	4384,730	kPa	T_3	1794,000	K
P_4	327,014	kPa	T_4	1067,449	K
w_{1-2}	-277196	J/kg	V_1	0,480	dm3
q_{1-2}	-39838	J/kg	V_2	0,060	dm3
q_{2-3}	-301579	J/kg	V_3	0,480	dm3
w_{3-4}	842276	J/kg	V_4	0,060	dm3
q_{3-4}	-112458	J/kg	n_f	0,39	
w_{net}	565080	J/kg	Güç	28,6	kW
q_{gir}	1444695	J/kg	n_{f2}	0.38	
$q_{çık}$	879615	J/kg	n_v	0.96	
Tork	45.56	Nm	OEB	681.3	kPa
sfc	207.8	g/kWh			

- Birinci yasa verimi:

Denklem (3.7)'den verim;

$$\rightarrow \eta_f = 0.39 \text{ olur.}$$

-İkinci Yasa Verimi:

Denklem (3.8.)'den verim;

$\Delta H = -5074$, $\Delta G = -5219$ değerler [17] numaralı referanstan alınmıştır.

$$\rightarrow \eta_a = 0.38 \text{ olarak bulunur.}$$

- Giren ve Çıkan Isı:

Denklem (3.9. ve 3.10.)'dan;

$$\rightarrow Q_{gir} = 1444695 \frac{J}{kg}, \rightarrow Q_{cik} = 879615 \frac{J}{kg} \text{ değerlerine ulaşılır.}$$

- Güç:

Denklem (3.12)' de aşağıdakiler yerlerine konulunca;

$$N_{ort} = 6000 \frac{devir}{dk}, \text{ (Ortalama devir } 6000 \frac{devir}{dk} \text{ olarak öngörülmüştür).}$$

$n_R = 1$, (Yanma her 1 devirde 1 kere meydana geliyor)[17]

$$\rightarrow Güç = 28.6kW \text{ olarak karşımıza çıkar.}$$

- Ortalama Efektif Basınç:

Denklem (3.16.)'den;

→ $OEB = 681.3kPa$ sonucuna ulaşılır.

- Tork:

Denklem (3.17.)'den;

→ $Tork = 45.56Nm$ bulunur.

- Spesifik Yakıt Tüketimi:

Denklem (3.18.)'den;

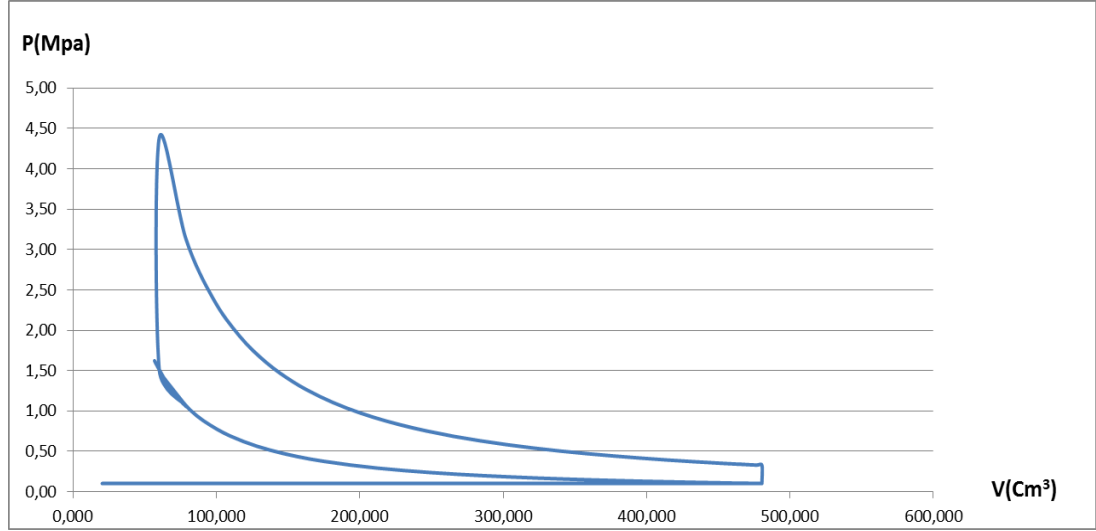
→ $sfc = 207.8g / kwh$ olarak bulunur.

- Volümetrik Verim:

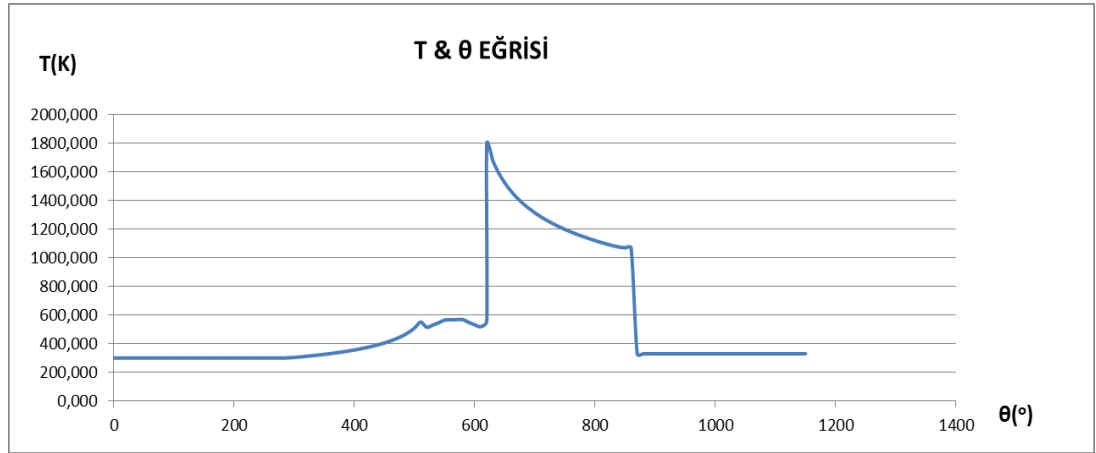
Denklem (3.19.)'den;

$\rho_{atm} = 1.2kg / m^3$ ve diğer parametreler yerine konulduğunda verim,

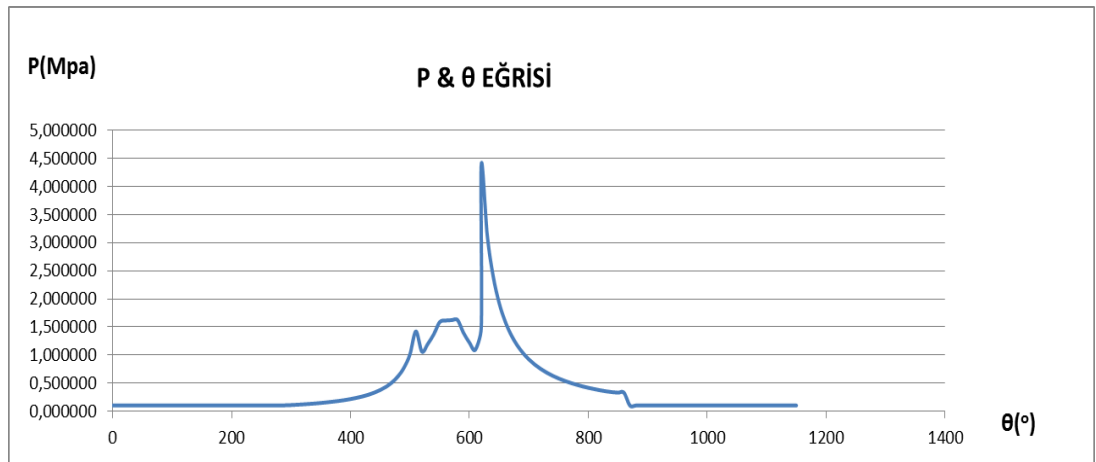
→ $n_v = 0.96$ olarak bulunur.



Şekil 3.11. ÖDM'un ısı kayıplar dahil basınç-hacim grafiği.



Şekil 3.12. ÖDM'un ısı kayıplar dahil sıcaklık-açı grafiği



Şekil 3.13. ÖDM'un ısı kayıplar dahil basınç-açı grafiği

3.5. SOĞUTMA ANALİZİ

ÖDM'un termodinamik ve yanma analizi sonucu elde edilen veriler, Solidworks Flow Simulation analiz programına aktarılmıştır. Duvarlara etkiyen maksimum sıcaklık 400K (127°C) olacak şekilde kabul yapılmıştır. Analiz programından alınan sonuca göre ısı transferi katsayısı $Q = h * A * \Delta T$ formülü ile tekrar itere edilip kabul edilen sıcaklık ile eşit oluncaya kadar iterasyonuna devam edilmiştir. Yanma odası için ise, bulunan değerler yanma odası duvarlarına uygulanmış ve motora soğutma suyu kanalları açılarak yanma odası duvarlarının ortalama 400K'e gelmesi için gereken debide soğutma suyu kanallardan geçirilmiştir. Metal malzeme olarak programın malzeme havuzundan alüminyum (Ek 14-15) tercih edilmiştir. Soğutma akışkanı için yine programın havuzundan su (Ek 11-13) tercih edilmiştir. Analizler, 25W/K*m² hava ile motor dış yüzeyi arasında gazların doğal ısı taşınım katsayısı değeri altında [20] yapılmıştır; dış duvara etki eden hava (dış ortam sıcaklığı) 293.2K kabul edilmiştir.

ÖDM'un iç yüzeyi 30'ar derecelik açılar ile bölünmüştür. Bu bölünlere karşılık gelen ısı transfer katsayıları ve ortalama sıcaklıklar atanmıştır. Isı transfer katsayıları hesaplanırken sıkıştırma ve genleşme için ayrı ayrı genel ortalama değerleri yüzey alanları ile orantılı olarak hesaplanıp kullanılmıştır.

Sıkıştırma, genleşme ve yanma duvarları dışında kalan iç yüzeyler ideal duvar olarak bırakılıp programın genel bir sonuç itere etmesi sağlanmıştır.

Analizi çok daha karmaşık bir yapıya sokacağı için rotorlar analizden çıkartılmış, yağlamadan gelen soğutma etkisi rotor yüzeyini soğutacağı varsayılmıştır.

Genelde soğutma sistemi basıncı 2 bar'dır [14]. Bu nedenle suyun basıncı 2bar olarak ayarlanmıştır, böylece suyun yüksek sıcaklıklarda kaynama riski azaltılarak daha güvenli bir şekilde kullanılması amaçlanmıştır. Kaynamanın olması demek, kullanılan Woshni denkleminin geçerliliğini yitirmesi demek [19] olacağından analiz sonuçlarında suyun bölgesel sıcaklıkları da kontrol edilmiş ve gereken limitler dahilinde kalması sağlanmıştır.

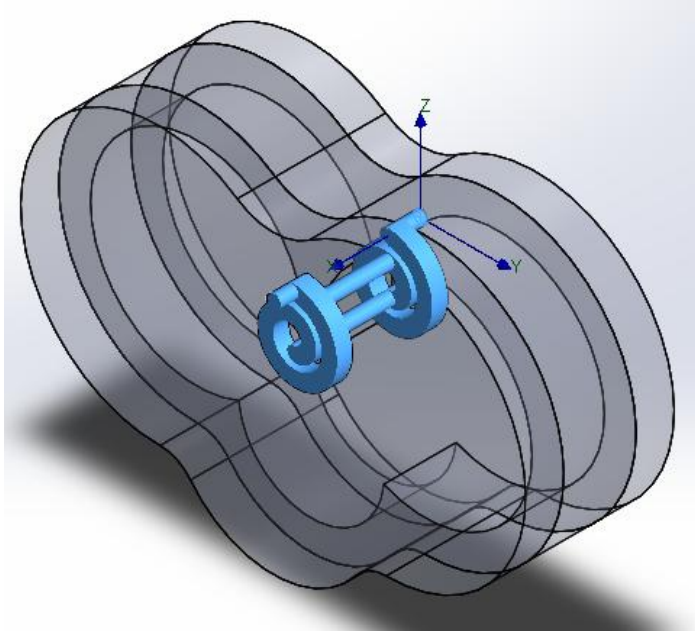
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Yapılan çalışmalar sonucunda aşağıdaki tespit ve sonuçlara varılmıştır:

Yanma odası duvarlarına etkiyen ortalama ısı akısı $Q_{\text{kayıp}} \cdot N/A = q$ formülünden 1.272MW olarak bulunmuştur. Bu değerin literatürde 1MW-3MW aralığında olduğu söylenir. Kullanılan yakıt miktarı teorik olarak karışımı ile yanabilecek en düşük miktarda olduğu için bulunan en yüksek sıcaklık, en yüksek basınç ve ısı akısı gibi değerler de ortalamanın biraz altındadır şeklinde yorumlanmıştır.

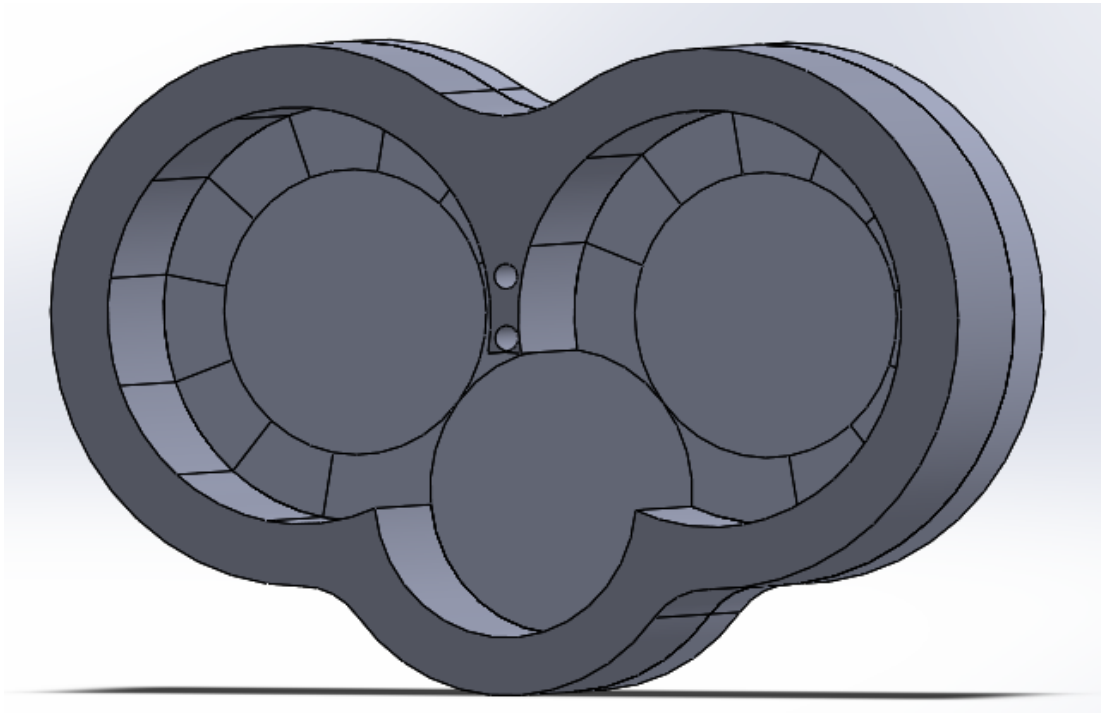
Isı kayıpları toplamı (Egzozdan atılan hariç) 453.8kj/kg bulunmuştur. Bu değerin giren ısıya (1444.695 kJ/kg) oranı 0.31'dir. Yani soğutma kaybı oranı %31 olmuştur.

Radyatördeki su sıcaklığındaki düşüş, 7-8°C ve yüksek hızlı motorlarda 5°C olmalıdır[21]. Bu düşüş aynı zamanda motorda dolaşan suyun sıcaklığındaki artış olarak değerlendirilmiştir.



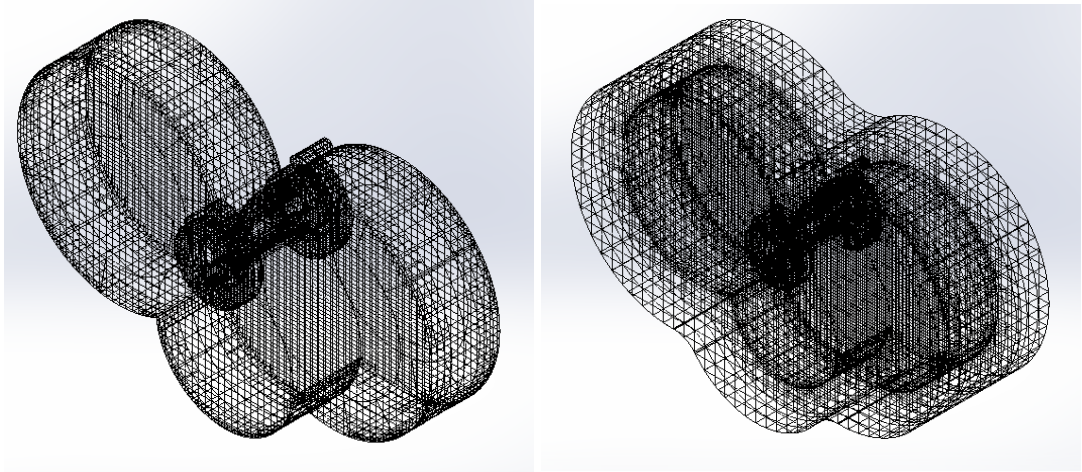
Şekil 4.1. ÖDM için örnek bir su yolu.

Şekil 4.1.'de örnek su yolu tasarımı gösterilmektedir. Motorun kapak yüzeylerinde meydana gelecek olan ısınmayı önlemek için bu bölgelerde dönel birer kanal kullanılmıştır. Referans [8]'da kompresör ve türbin bölümlerinde soğutma kanalına gerek duyulmamıştır. Bu noktadan hareket ile ÖDM'un tasarımında da kullanılmamıştır. Sıkıştırma ve genleşme bölgelerinde soğutma sistemi kullanılmasına gerek olmadığı, analiz sonuçları ile de gözlemlenmiştir. Önemli olan şey, döngüsel motorlarda bir dezavantaj olan, tek bir noktaya (yanma olayının olduğu bölge) odaklanması gereğidir. Kapaklar arasındaki dönel suyolları, yanma odasına en yakın yerde motor gövdesine açılmış olan 2 adet kanal ile birleştirilmiştir.

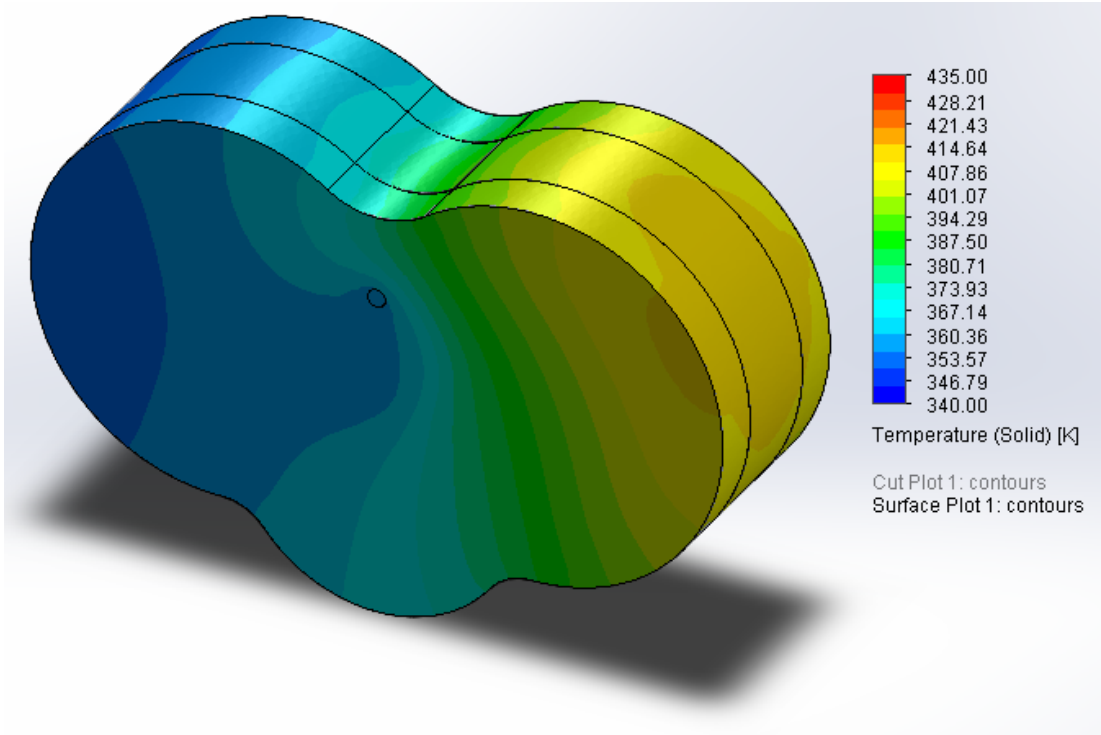


Şekil 4.2. ÖDM'da iç yüzey duvarların bölünmesi.

ÖDM, analizin daha sağlıklı yapılabilmesi için, tasarım üzerinde 30'ar derecelik bölüntülere ayrılmıştır. Yanma odası duvarı 30 derecelik bir yaya tekabül ettiği için bu bölüntü aralığı tercih edilmiştir. Şekilde 4.2.'de görüldüğü gibi, rotorlar ve diğer ayrıntılar sistemden çıkartılmıştır. Tayin edilen bölüntülere karşılık gelen gaz sıcaklık değerleri ortalaması ve önceki bölümlerde izah edilen konvansiyonel ısı transferi katsayıları değerleri bu yüzeylere sınır koşulları olarak tanımlanmıştır. Sıkıştırma, genleşme ve yanma gibi ısıl olaylarda yer almayan bölgeler ise ideal duvar olarak tanımlanıp, programın bu bölge için sıcaklığı itere etmesi sağlanmıştır.



Şekil 4.3-4. ÖDM iç duvarların mesh yapısı, ÖDM mesh genel görünüm.



Şekil 4.5. ÖDM dış duvar sıcaklık dağılımı.

ÖDM'un, sıkıştırma için, iterasyon sonu, ortalama duvar sıcaklığı program çıktısı:

Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Temperature (Solid) [K]	350,271178	398,992971	360,215859		0,031715827

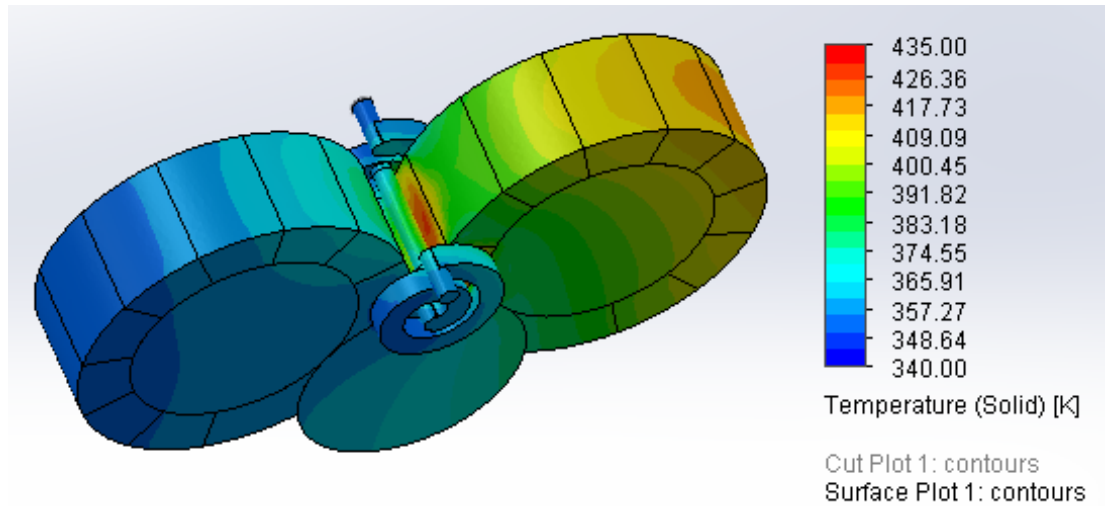
ÖDM'un, genişleme için, iterasyon sonu, ortalama duvar sıcaklığı program çıktısı:

Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Temperature (Solid) [K]	365,896613	416,579292	404,07617		0,035768528

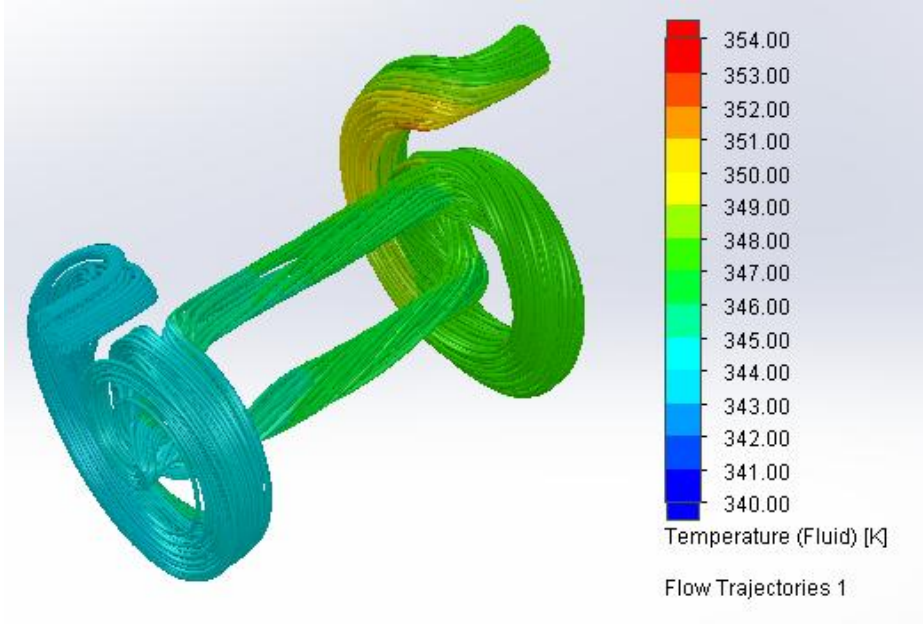
ÖDM'un, yanma odası için, ortalama duvar sıcaklığı program çıktısı:

Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Temperature (Solid) [K]	371,477309	431,628333	411,789315		0,004890797

Bu yüzey alanı değerleri rotorlar olmadan alınmıştır. Isı transfer katsayıları, gerçek yüzey alanı değerleri ile hesaplanmıştır (rotor yüzeyleri dahil edilmiştir) Bulunan sıcaklık değerleri yağlayıcı tabakanın bozulma sınırı olan 453K 'in (180°C) altındadır. Malzemenin erime sıcaklığının ise çok altındadır.



Şekil 4.6. ÖDM iç duvar sıcaklık dağılımı.

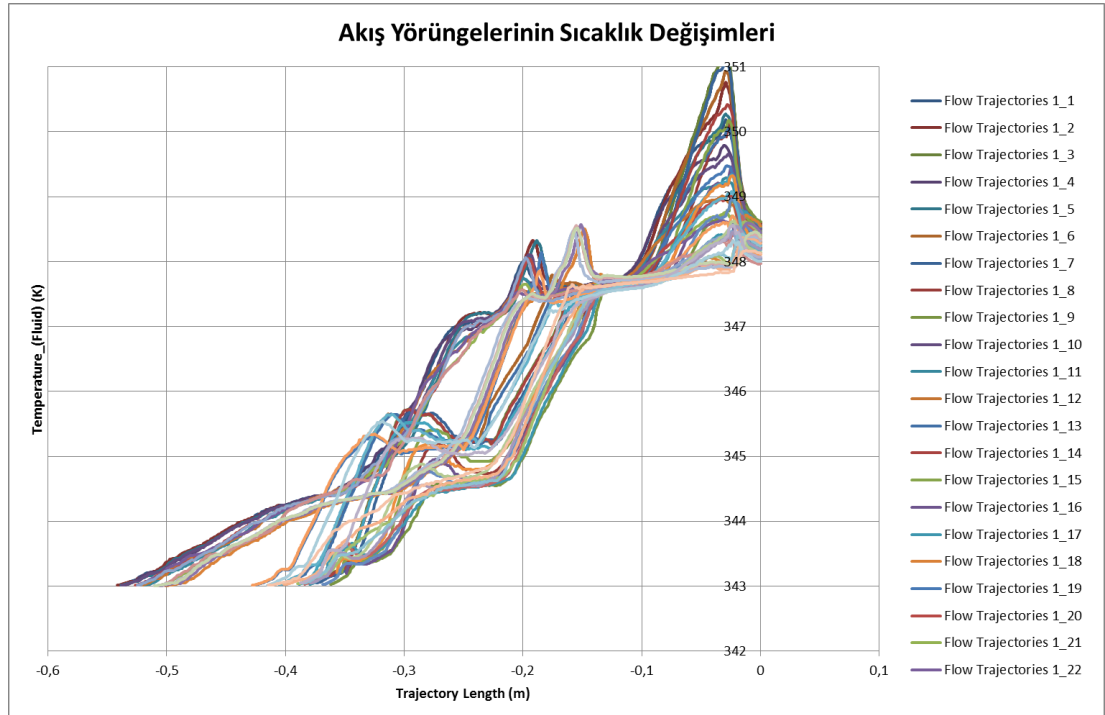


Şekil 4.7. ÖDM su sıcaklık dağılımı.

ÖDM'un akış analizi girdileri;

Debi: 2 bar basınçta 0.3kg/m^3 su.

Giriş sıcaklığı 343K (70°C) (asitlerin yoğuşmaması için olabilecek en düşük sıcaklık)



Şekil 4.8. ÖDM akış yörüngeleri ve sıcaklıklarındaki değişim.

Şekil 4.8.'de görüldüğü gibi eğer akışı 22 farklı noktadan gönderdiğimiz varsayarsak bu akış yörüngelerinin başlangıç sıcaklığı belirtildiği gibi 343K olarak grafiğe yansıdığını, en yüksek bölgesel sıcaklığı 351K mertebesinde olduğunu, çıkış sıcaklıklarının 348K-349K mertebelerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Bu çıkış sıcaklıklarının ortalaması çıkış yüzeyinde:

Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m ²]
Temperature (Fluid) [K]	347,68667	348,738476	348,077327	348,063959	8,03377E-05

Olarak görülmüştür. Buradan hareketle bu koşullar altında sıcaklık değişiminin ortalama olarak 348K-343K=5 Kelvin veya Celsius olduğu söylenebilir.

Suya geçen ısı miktarını hesaplırsak:

$$q=m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (4.1.)$$

$m=0.3\text{kg/m}^3$ (Analizde kullanılan akışın debisi).

$C_p=4.1915\text{kJ/kgK}$, (Suyun 345.5K sıcaklığındaki ısı kapasitesi değeridir. (Ek 16)'da hesaplama yöntemi verilmiştir).

$\Delta T=5\text{K}$, (Girilen veriler sonucundan analizden elde edilen sıcaklık farkı).

Bu değerler Denklem (4.1.)'de yerine koyulduğunda;

$q=6.29\text{kW}$ olarak bulunur.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada içten yanmalı özgün bir döngüsel motorun soğutulması için gerekli soğutma yükü araştırılmış olup, örnek bir tasarım üzerinde hem ısı transferi hem de akış analizi aynı anda uygulanarak kabul edilen duvar sıcaklığı ve soğutma suyundaki uygun bir artış için debi itere edilmiştir.

Elde edilen sonuçlar doğrultusunda şu genellemelere varılmıştır:

- 1) ÖDM'un soğutulması tek bir noktada yoğunlaşmış olup, tıpkı pars motoru gibi sıkışma ve genişleme için varsayılan değerler içerisinde ayrıca soğutma gerektirmemektedir.
- 2) ÖDM'un tıpkı Wankel motorunda olduğu gibi ön ve arka kapaklarda yanma odasına karşılık gelen yüzeylerde soğutmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Tasarım kıstaslarından birisi de bu olmaktadır.
- 3) Bir noktada meydana gelen soğutma ihtiyacı ve ÖDM'un tasarımından gelen yanma odası çevresine soğutma kanalı açma güçlüğü sebebi ile soğutmanın sağlanması için debi bir miktar yüksek tutulması gerekecektir. Bu nedenle bu debiyi karşılayacak olan pompa gücünün en aza indirilmesi için soğutma kanalı genişliğinin uygun değer olması gerekmektedir.
- 4) Yapılan varsayımlar dahilinde ısı kayıplar yaklaşık 23kW olarak hesaplanmıştır. Bu değer, yakıtın toplam 73kW olan değerinin %31'i kadardır. Soğutma suyuna geçen kısım ise yaklaşık 6.3kW olarak hesaplanmıştır. Bu değer, toplam enerjinin %8.6'sı, egzoz ile atılan ısı dışındaki kayıp ısının ise %28ini oluşturmaktadır. Bu değerlerden yola çıkarak; motorun yüzey alanının artmış olması, tüm olayların tek bir yerde değil de ayrı ayrı yerlerde meydana geliyor olması bu sonuçlarla karşılaşmamıza etken olmuş olabilir yorumu yapılabilir.

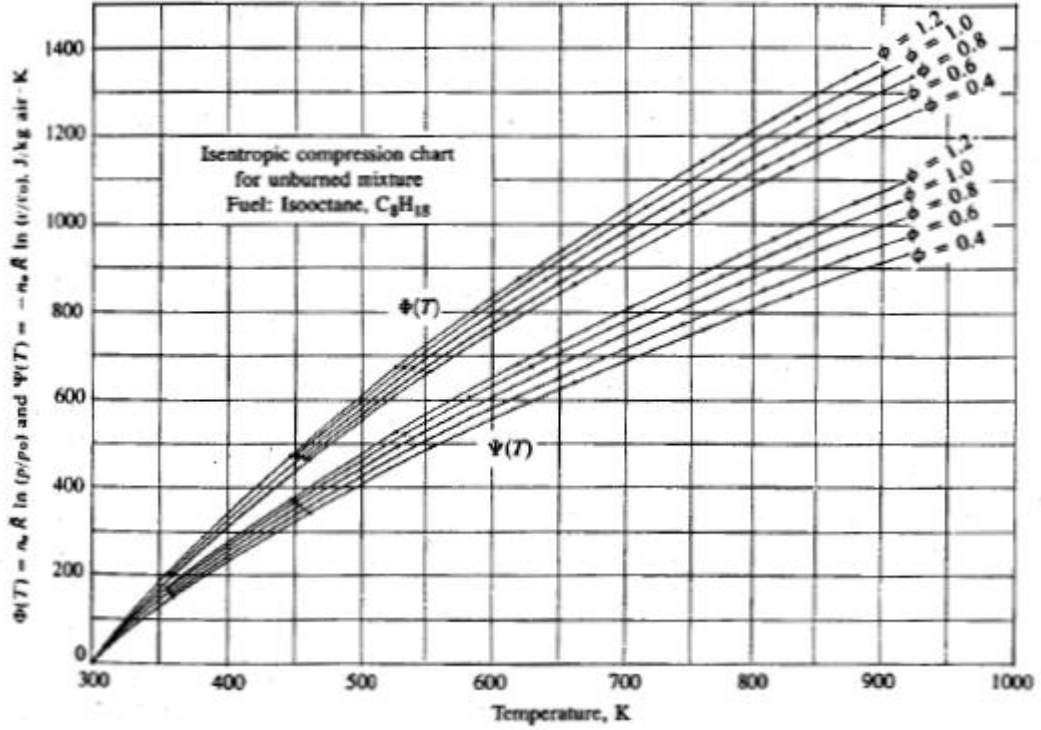
Bu çalışma tamamen teorik bir çalışmadır. ÖDM, öngörüldüğü üzere yüksek performans ve düşük yakıt tüketimi vadetmektedir. Bu avantajlarından faydalanmak için motorun üzerinde pratik çalışmalar yapılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Üzerinde yapılacak olan ar-ge çalışmaları sorunları ve akılda takılı kalan soruları giderdiği gibi, motorun önemli yanlarını daha da etkin kılacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Rogers, T.W., Lemke W., Lefevre J., Ohzawa T., “Lubricant Studies in Rotary-Combustion Engines”, Society of Automobile Engineers, National Automobile Engineering Meeting, Detroit, Michigan, 2, (1972).
- [2] Safgönül B., “Pistonlu Motorlar (İçten Yanmalı)”, 1. Baskı, İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul, 35 s., (1989).
- [3] Stanislav P., Breda K., “Rotary Engine Design”, Automotive & Transportation Technology, Congress & Exhibition, Barselona, 2, (2001).
- [4] Wikimedia, “NSU-Spider-Motorraum”,
<http://commons.wikimedia.org/wiki/File:NSU-Spider-Motorraum.jpg>
- [5] Wikipedia, “Wankel motoru”, http://tr.wikipedia.org/wiki/Wankel_motoru.
- [6] Öz İ. H., Borat O., Sürmen A., “İçten Yanmalı Motorlar”, Birsen Yayınevi, 15 s., (2003).
- [7] Sisto F., “Comparison of Some Rotary Piston Engines“, National Powerplant Meeting Chicago, 1-2 s. (1963).
- [8] Aran G., “Aerothermodynamic Analysis and Design of a Rolling Piston Engine”, Middle East Technical University, Master Thesis, 5-10 s., (2007).
- [9] Nguyen H. L., Addy H. E., Bond T. H., Lee C. M., Chun K. S., ”Performance and Efficiency Evaluation and Heat Release Study of a Direct-Injection Stratified-Charge Rotary Engine”, „International Congress and Exposition, Detroit, 1 s., (1987).
- [10] Timothy A. Bartrand and Edward A. Willis, “Rotary Engine Performance Limits Predicted By A Zero Dimensional Model”, International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, 7 s., (1992).

- [11] Yamaoka K., Kitagawa K., Hamada Y., Morimoto T., Yamanouchi R., “Yanmar Diesel’s Rotary Engine Chain Saw”, Yanmar Diesel Engine Co. Ltd, Japan, 1 s., (1976).
- [12] Paul G. A., “The Effect of Selected Coolants on Metal Temperatures in a Rotary Engine”, Automobile Engineering Meeting, Toronto, 2 s., (1974).
- [13] Shapovalov V., “The Two-Stroke Rotary Engine”, International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, California, 5 s., (1998).
- [14] Gupta H.N., “Fundamentals of Internal Combustion Engines 2nd ed.”, PHI Learning Private Limited, Delhi, 129-514s., (2013).
- [15] Garside D.W., “Development of The Norton Rotary Motorcycle Engine”, International Off-Highway Meeting & Exposition Milwaukee, Wisconsin, 1s., (1982).
- [16] Keller, H., "Small Wankel Engines", SAE Technical Paper 680572, 9s., (1968).
- [17] Heywood, J.B. “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill, New York, 25s., 43s.-45s., 50s.-54s., 84s., 110s.-159s., 668s.-681s., (1988).
- [18] Öztürk, A., Kılıç A., Yavuz H., “Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları”, Dördüncü Yayım- 2. Baskı., Çağlayan Basımevi, İstanbul, 79-83s., (2001).
- [19] Woschni, G., "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE Technical Paper 670931, 25s., (1967).
- [20] Çengel, Y.A., “Heat and Mass Transfer: A Practical Approach ”, 2nd Ed., McGraw Hill, New York, 26 s., (2008)
- [21] Yıldız Teknik Üniversitesi Proje-Ödevler, “Motorlarda Soğutma Sistemleri Projesi”, 6s., <http://www.a305teyim.com>

EKLER



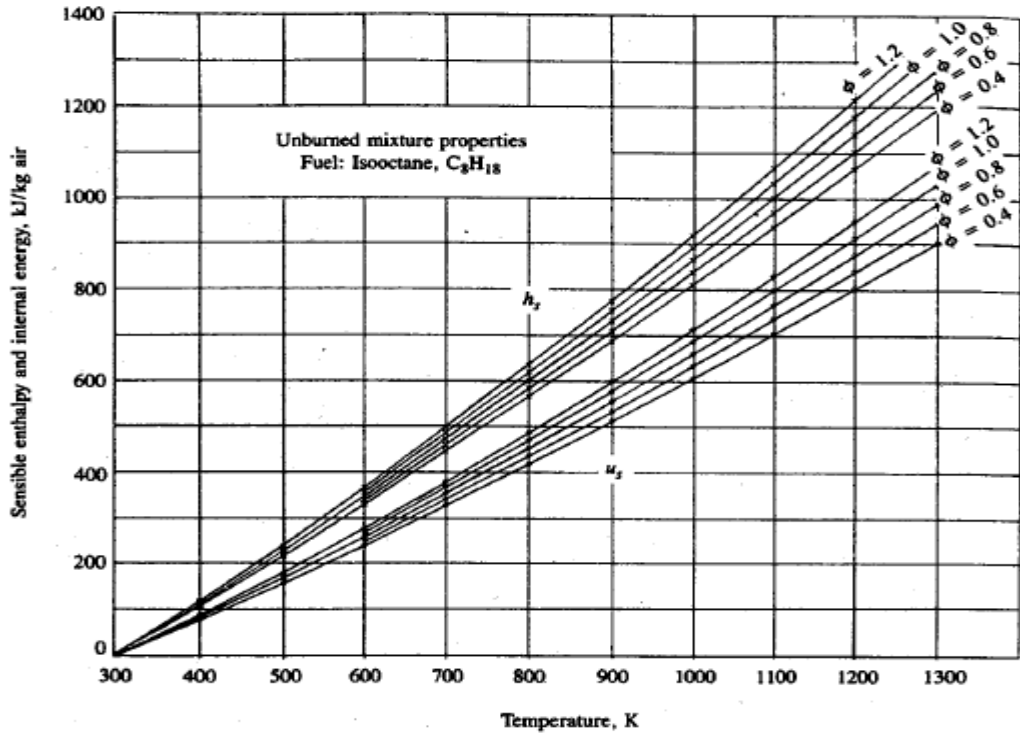
Ek 1. Yanmamış izooktan-hava karışımları için sıcaklığın fonksiyonları cinsinden izentropik sıkıştırma fonksiyonları, Φ ve Ψ , Birim: $\frac{J}{KgK}$ hava [17].

Ek 2. Yanmamış karışım bileşenleri [17].

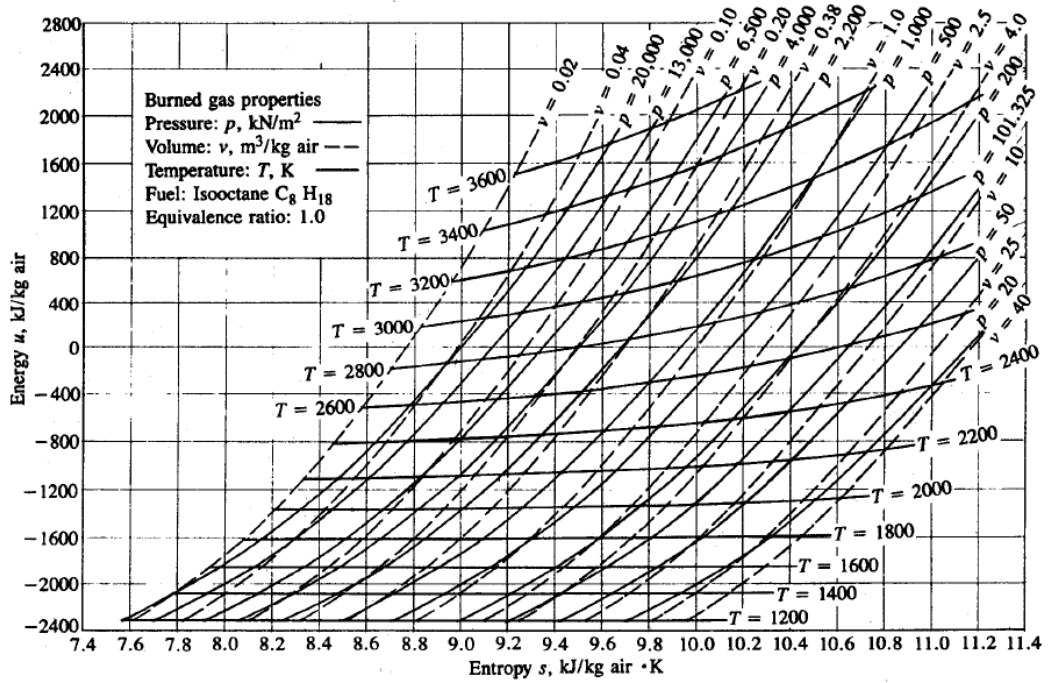
Unburned mixture composition for charts

Equivalence ratio ϕ	(F/A)	Kilograms of mixture per kilogram of air	Moles of mixture per mole of O_2	Kilomole of mixture per kilogram of air	$n_u R, \dagger$ J/kg air · K
0.4	0.0264	1.0264	$4.805 + 0.112x_b$	$0.0348 + 0.00081x_b$	289
0.6	0.0396	1.0396	$4.821 + 0.168x_b$	$0.0349 + 0.00122x_b$	290
0.8	0.0528	1.0528	$4.837 + 0.224x_b$	$0.0350 + 0.00162x_b$	291
1.0	0.0661	1.0661	$4.853 + 0.280x_b$	$0.0351 + 0.00203x_b$	292
1.2	0.0792	1.0792	$4.869 + 0.536x_b$	$0.0352 + 0.00388x_b$	292

† For $x_b = 0$. Error in neglecting x_b is usually small.

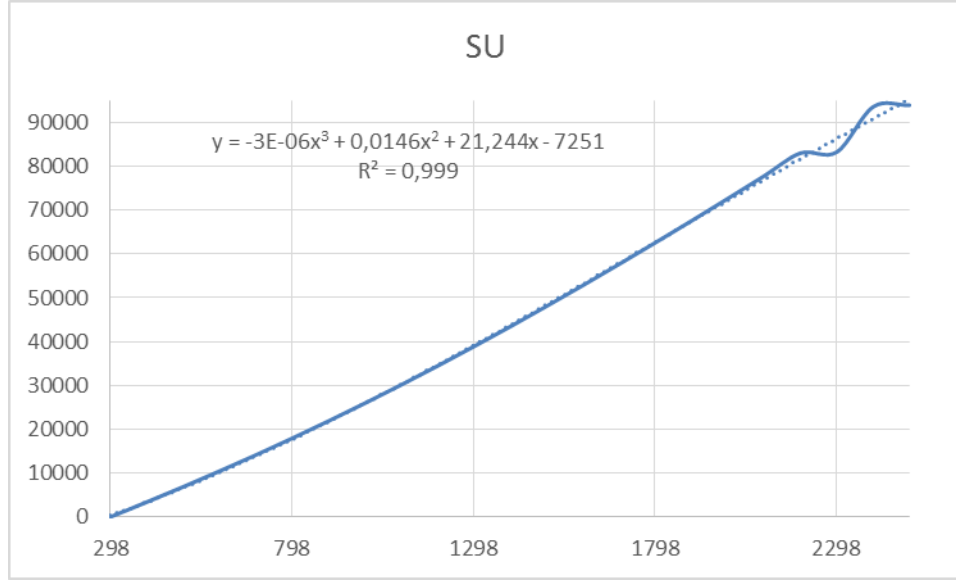


Ek 3. Yanmamış izooktan-hava karışımlarının sıcaklık fonksiyonu cinsinden duyulur entalpi ve iç enerjisi. birim: $\frac{kJ}{kg}$ hava [17].

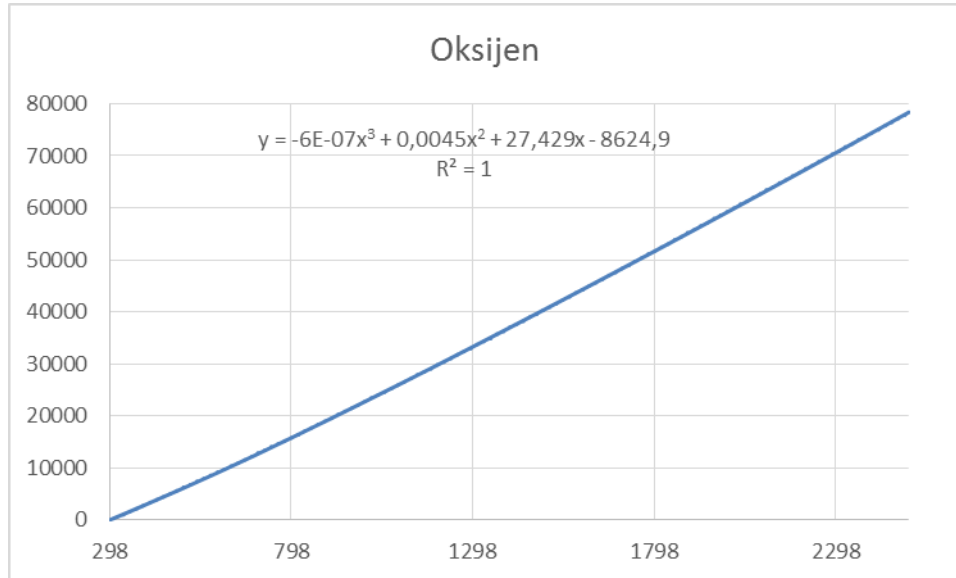


Ek 4. Yanmış gaz karışımı için iç enerjiye karşılık entropi çizelgesi, izooktan; yakıt fazlalık katsayısı 1.0 [17].

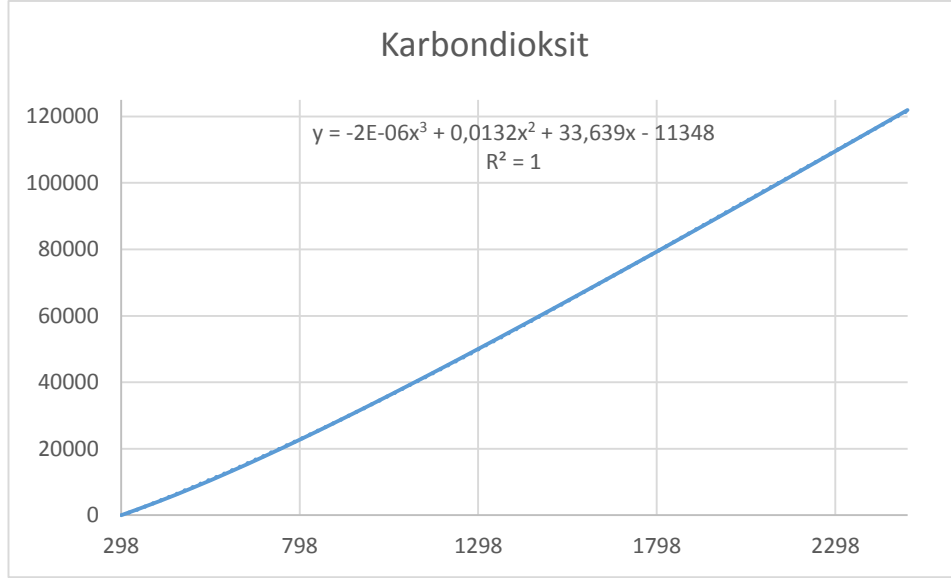
Aşağıdaki Ek 5-8 için değerler referans [18]'den alınmıştır. Ek 9 için değerlerin referansı [14]'tür.



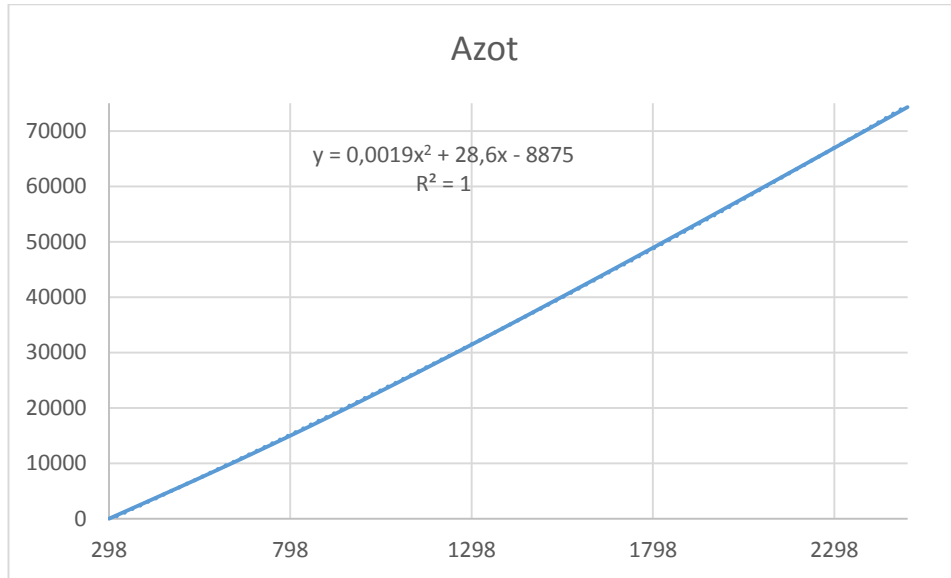
Ek 5. $(\bar{h}^o - \bar{h}_{298}^o)$ H₂O, x eksenı sıcaklık (K), y eksenı birimi $\frac{kJ}{kmol}$.



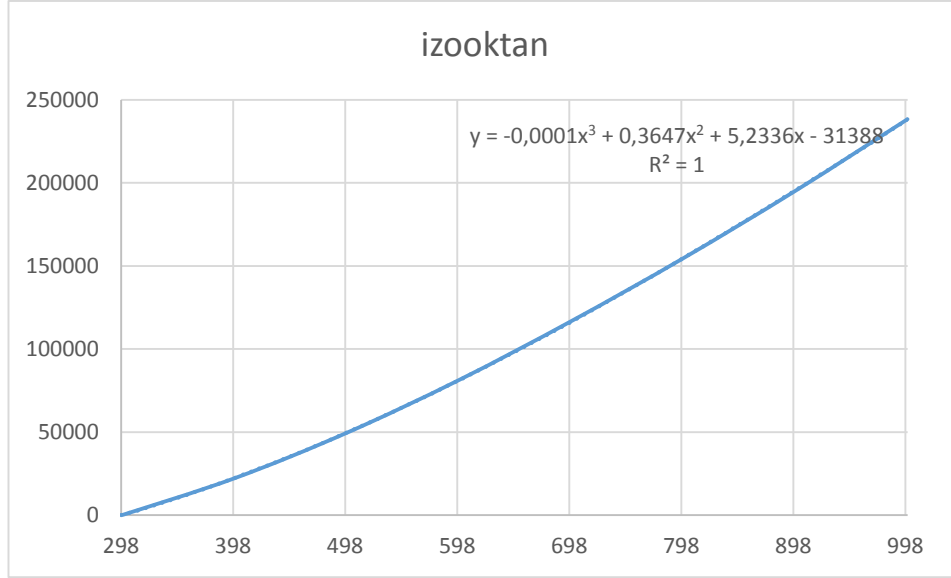
Ek 6. $(\bar{h}^o - \bar{h}_{298}^o)$ O₂, x eksenı sıcaklık (K), y eksenı birimi $\frac{kJ}{kmol}$.



Ek 7. $(\bar{h}^o - \bar{h}_{298}^o)$ CO₂, x eksenini sıcaklık (K), y eksenini birimi $\frac{kJ}{kmol}$.



Ek 8. $(\bar{h}^o - \bar{h}_{298}^o)$ N₂, x eksenini sıcaklık (K), y eksenini birimi $\frac{kJ}{kmol}$.

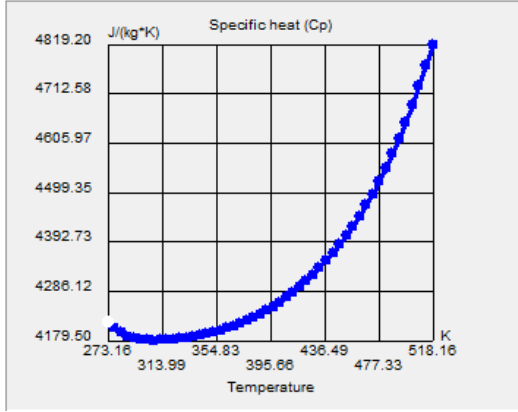


Ek 9. $(\bar{h}^o - \bar{h}_{298}^o)$ C₈H₁₈, x eksenı sıcaklık (K), y eksenı birimi $\frac{kJ}{kmol}$.

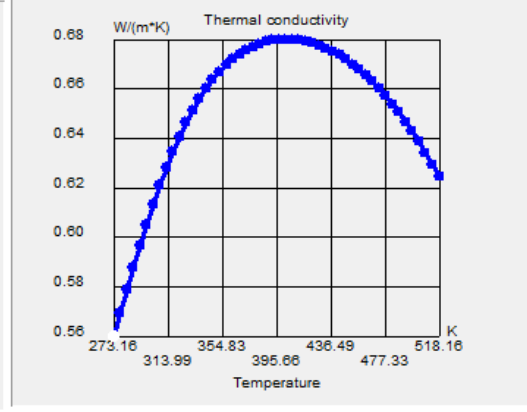
Ek 10. Bazı maddelerin 1atm ve 298K'deki formasyon entalpileri [14].

Substance	Formula	\bar{h}_f^o (MJ/kmol)	Substance	Formula	\bar{h}_f^o (MJ/kmol)
Carbon monoxide	CO(g)	-110.52	Cetane	C ₁₆ H ₃₄ (l)	-45.45
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	-393.52	Acetylene	C ₂ H ₂ (g)	+226.87
Water	H ₂ O(l)	-285.8	Ethene	C ₂ H ₄ (g)	+52.32
Water	H ₂ O(g)	-241.82	Propylene	C ₃ H ₆ (g)	+20.41
Methane	CH ₄ (g)	-74.87	Benzene	C ₆ H ₆ (g)	+82.98
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	-84.68	Methanol	CH ₃ OH(g)	-201.17
Propane	C ₃ H ₈ (g)	-103.85	Methanol	CH ₃ OH(l)	-238.58
Butane	C ₄ H ₁₀ (g)	-126.22	Ethanol	C ₂ H ₅ OH(g)	-208.45
Isooctane	C ₈ H ₁₈ (g)	-224.1	Ethanol	C ₂ H ₅ OH(l)	-249.35
Isooctane	C ₈ H ₁₈ (l)	-259.28	Ammonia	NH ₃ (g)	-45.93
n-Octane	C ₈ H ₁₈ (g)	-208.58	Hydrazine	N ₂ H ₄ (g)	+95.41
n-Octane	C ₈ H ₁₈ (l)	-250.10	Hydrogen peroxide	H ₂ O ₂ (g)	-136.31
Dodecane	C ₁₂ H ₂₆ (g)	-290.97			

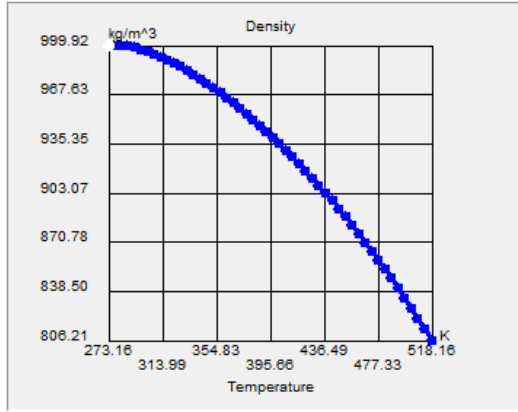
Ek 11-13.'te soğutucu akışkan olarak kullanılan suyun özellikleri verilmiştir. Yoğunluğu 2688.9 kg/m^3 , erime noktası 933.4K olarak geçen alüminyumun özellikleri Ek 14-15.'te verilmiştir. Grafikler Solidworks veri tabanından alınmıştır.



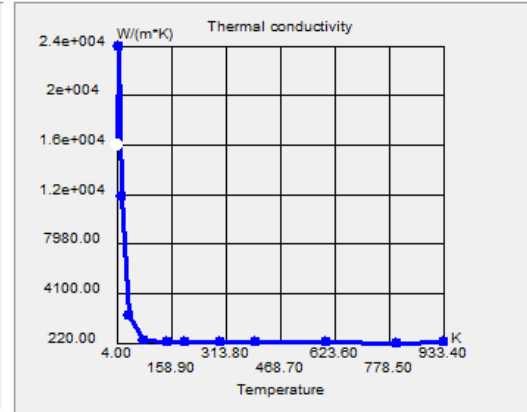
Ek 11. Suyun ısı kapasitesi.



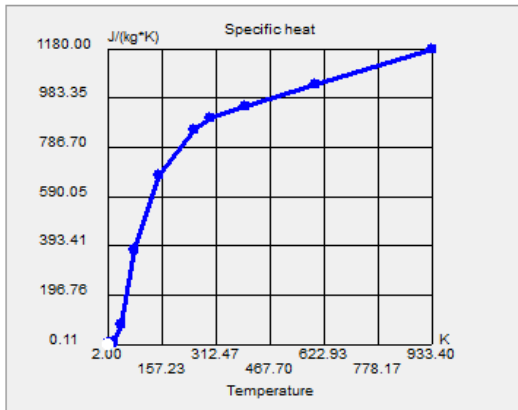
Ek 12. Suyun ısı iletkenliği.



Ek 13. Suyun yoğunluğu.



Ek 14. Alüminyumun ısı iletkenliği.



Ek 15. Alüminyumun ısı kapasitesi.

$$\theta = T / 100;$$

$$R = 8.314;$$

$$C_{p_{\text{karbondioksit}}} = -3.7357 + 30.529 \theta^{0.5} - 4.1034 \theta + 0.024198 \theta^2;$$

$$C_{v_{\text{karbondioksit}}} = C_{p_{\text{karbondioksit}}} - R;$$

$$C_{p_{\text{oksijen}}} = 37.432 + 0.020102 \theta^{1.5} - 178.57 \theta^{-1.5} + 236.88 \theta^{-2};$$

$$C_{v_{\text{oksijen}}} = C_{p_{\text{oksijen}}} - R;$$

$$C_{p_{\text{azot}}} = 39.06 - 512.79 \theta^{-1.5} + 1072.7 \theta^{-2} - 820.4 \theta^{-3};$$

$$C_{v_{\text{azot}}} = C_{p_{\text{azot}}} - R;$$

$$C_{p_{\text{su}}} = 143.05 - 183.54 \theta^{0.25} + 82.751 \theta^{0.5} - 3.6989 \theta;$$

$$C_{v_{\text{su}}} = C_{p_{\text{su}}} - R;$$

$$C_{p_{\text{hava}}} = 28.016 + 0.19665 \theta + 0.048023 \theta^2 - 0.0019661 \theta^3;$$

$$C_{v_{\text{hava}}} = C_{p_{\text{hava}}} - R;$$

$$\phi = T / 1000;$$

$$C_{p_{\text{yakıt}}} = (-0.55313 + 181.62 \phi - 97.787 \phi^2 + 20.402 \phi^3 - 0.03095 \phi^{-2}) * 4.184;$$

$$C_{v_{\text{yakıt}}} = C_{p_{\text{yakıt}}} - R;$$

Ek 16. C_p , C_v değerleri [17][18].

$$CV_{\text{molar-karışımürünler}} = \frac{8 CV_{\text{karbondioksit}} + 9 CV_{\text{su}} + 92.4385 CV_{\text{azot}} + 12 CV_{\text{oksijen}}}{8 + 9 + 92.4385 + 12};$$

$$Ma_{\text{karışımürünler}} = \frac{8 * 44.01 + 9 * 18.015 + 92.4385 * 28.013 + 12 * 31.999}{8 + 9 + 92.4385 + 12};$$

$$CV_{\text{karışımürünler}} = \frac{CV_{\text{molar-karışımürünler}}}{Ma_{\text{karışımürünler}}}$$

$$R_{\text{karışımürünler}} = \frac{R}{Ma_{\text{karışımürünler}}}$$

$$CV_{\text{molar-karışımğirenler}} = \frac{1 * CV_{\text{yakıt}} + 116.9385 * CV_{\text{hava}}}{1 + 116.9385};$$

$$Ma_{\text{karışımğirenler}} = \frac{1 * 114.23 + 116.9385 * 28.97}{117.9385};$$

$$CV_{\text{karışımğirenler}} = \frac{CV_{\text{molar-karışımğirenler}}}{Ma_{\text{karışımğirenler}}};$$

$$R_{\text{karışımğirenler}} = \frac{R}{Ma_{\text{karışımğirenler}}};$$

Ek 17. C_v ve R karışım değerleri için Mathematica'da kullanılan formüller.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı: Hakan BUCAK

Doğum Tarihi: 08/01/1987

Öğrenim Durumu:

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Yıl
Lise	Fen Bilimleri	MTSO Anadolu Lisesi	2001-2004
Lisans	Makine	Gaziantep Üniversitesi Mühendislik Fakültesi	2004-2010
Yükek Lisans	Fen Bilimleri Enstitüsü	Çukurova Üniversitesi	2011-2012
Yüksek Lisans	Fen Bilimleri Enstitüsü	Mersin Üniversitesi	2012-2013

Görevler:

Görev Unvanı	Görev Yeri	Yıl
Araştırma Gör.	Mersin Üniversitesi	2012-2013
Araştırma Gör.	Adıyaman Üniversitesi	2013-