

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SİLİNDİRLİ OTTO ÇEVİRİMİ İLE ÇALIŞAN BİR MOTORUN
PERFORMANSINA ATKINSON ÇEVİRİMİNİN ETKİSİ**

Nevzat KARA

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Programı

Danışman

Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ

Mart, 2020

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SİLİNDİRLİ OTTO ÇEVİRİMİ İLE ÇALIŞAN BİR MOTORUN
PERFORMANSINA ATKINSON ÇEVİRİMİNİN ETKİSİ**

Nevzat KARA tarafından hazırlanan tez çalışması 11.03.2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Orkun ÖZENER, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Özgen AKALIN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Tek Silindirli Otto Çevrimi İle Çalışan Bir Motorun Performansına Atkinson Çevriminin Etkisi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Nevzat KARA

İmza



Aileme
ve
biricik eşime

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans hayatım boyunca bilgi ve tecrübelerini hiçbir zaman eksik etmeyip, bana her zaman destek olan çok sevgili ve değerli hocam Doç Dr. Alptekin ERGENÇ'e yüksek lisans tez çalışmama katmış olduğu değerlerden ve göstermiş olduğu yoğun ilgiden dolayı sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans çalışmalarım boyunca her konuda bana destek olan, tez çalışmalarımı en iyi şekilde yapmam için her türlü bilgi birikimi ve imkanları sağlayıp tezin her aşamasında yanımda olan, her türlü çabayı hiç üşenmeden ve bıkmadan gösteren sevgili iş arkadaşım Oğuz Can AKSOY'a tüm içtenliğimle minnet ve teşekkürlerimi sunarım.

Tez aşamamda gerekli yazılımları ve donanımları sağlayan ve gerekli bilgi birikimini benimle paylaşan FEV Türkiye firmasına ve çalışma arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Eğitim ve öğrenimimde bana ey iyi şartları sunmak için her türlü desteği gösteren ve hiç bir konuda hiç bir ihtiyacımı eksik etmeyen annem Leyla KARA ve babam Kadir KARA'ya teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Son olarak hayatta her anımda desteğini hiç eksik etmeyen, yüksek lisans hayatımda ihtiyaç duyduğum motivasyonu her zaman sağlayan, her anlamda bana bu yolda yardım eden ve desteğini sürekli arkamda hissettiğim biricik eşim Ece Çevikel KARA'ya en içten teşekkürlerimi sunarım.

Nevzat KARA

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
TABLO LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xv
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	2
1.3 Hipotez	3
1.4 Literatür Araştırması	3
2 İÇTEN YANMALI MOTORLAR	7
2.1 İçten Yanmalı Motorların Çalışma Prensibi	7
2.1.1 Otto Motorların Çalışma Prensibi	8
2.1.2 Diesel Motorların Çalışma Prensibi	16

3	ATKINSON ÇEVİRİMLİ MOTORLAR	23
3.1	Atkinson Motorları	23
3.2	Motorlarda Supap Zamanlaması	26
3.2.1	Teorik Supap Zamanlaması.....	26
3.2.2	Gerçek Supap Zamanlaması	28
3.3	Atkinson Çevriminin Supap Zamanlaması	30
3.4	Atkinson Çevriminin Termodinamik Analizi.....	31
4	TEMEL MOTOR PARAMETRELERİ	38
4.1	Motor Gücü	38
4.1.1	İndike Motor Gücü	38
4.1.2	Efektif Motor Gücü.....	38
4.2	Motor Momenti	39
4.2.1	İndike Motor Momenti	39
4.2.2	Efektif Motor Momenti.....	39
4.3	Özgül Yakıt Tüketimi	40
5	ANALİZ VE DENEY ÇALIŞMASI	41
5.1	Analiz ve Deney Motorunun İncelenmesi.....	41
5.2	Analiz Yöntemi	43
5.3	Deney Yöntemi	45
6	SONUÇ VE ÖNERİLER	50
	KAYNAKÇA	60
	TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	62

SİMGE LİSTESİ

k	Adyebatik üs
P_{mc}	Aşırı doldurma ortalama efektif basınç (kPa)
T_{atm}	Atmosferik sıcaklık (K)
NO_x	Azot oksit
P	Basınç (kPa)
f	Bir turdaki iş sayısı
W_{net}	Çevrimin net işi (kJ)
b	Çevrimlik yakıt tüketimi (kg)
n	Devir sayısı
P_e	Efektif güç (kW)
M_e	Efektif moment (Nm)
P_{mt}	Egzoz türbini kayıp basınç (kPa)
R	Gaz sabiti (kJ/kgK)
r_e	Genişleme oranı
σ	Genişleme – sıkıştırma orantısı
V	Hacim (m ³)
P_i	İndike güç (kW)
P_{me}	İndike ortalama efektif basınç (kPa)
M_i	İndike moment (Nm)
P_{mi}	İndike ortalama efektif basınç (kPa)
m	Kütle (kg)
CO_2	Karbon di-oksit
V_0	Ölü hacim (m ³)

r_s	Ön genişleme oranı
r_o	Patlama oranı
P_{mp}	Pompalama ortalama efektif basınç (kPa)
Q_g	Sisteme verilen ısı enerjisi (kJ)
$Q_ç$	Sistemden çıkan ısı enerjisi (kJ)
C_v	Sabit hacimde özgül ısı enerjisi (kJ/kgK)
C_p	Sabit basınçta özgül ısı enerjisi (kJ/kgK)
T	Sıcaklık (K)
r_c	Sıkıştırma oranı
V_c	Süpürme hacmi (m ³)
V_k	Silindir hacmi (m ³)
z	Silindir sayısı
P_{mf}	Sürtünme ortalama efektif basınç (kPa)
B_e	Spesifik özgül yakıt tüketimi (kg/kWh)
n_t	Termik verim (%)
V_H	Toplam kurs hacmi (m ³)
P_{ma}	Yardımcı sistemler kayıp basınç (kPa)

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt Ölü Nokta
KMA	Krank Mili Açısı
ÜÖN	Üst Ölü Nokta



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2. 1 Otto Motorların İş Çevrim Zamanları	9
Şekil 2. 2 Otto Çevriminin Basınç - Hacim Ve Sıcaklık - Entropi Değişimi	10
Şekil 2. 3 Diesel Motorun Çevrim Zamanları	16
Şekil 2. 4 Diesel Çevriminin Basınç - Hacim Ve Sıcaklık - Entropi Değişimi	18
Şekil 3. 1 James Atkinson Tarafından Tasarlanan İlk Atkinson Motorunun Şematik Gösterimi	23
Şekil 3. 2 Otto Çevrimi – Atkinson Çevrimi Sıkıştırma Oranları Değişimi	24
Şekil 3. 3 Motorlarda Teorik Supap Zamanlaması Diyagramı	27
Şekil 3. 4 Motorlarda Gerçek Supap Zamanlaması Diyagramı Örneği	28
Şekil 3. 5 Atkinson Çevriminin Supap Zamanlaması	30
Şekil 3. 6 Atkinson Çevrimi İle Otto Çevriminin Basınç-Hacim Diyagramlarının Karşılaştırılması	32
Şekil 3. 7 Atkinson Çevrimi İle Otto Çevriminin Çevrim Zamanlarında Piston Pozisyonlarının Karşılaştırılması	32
Şekil 3. 8 Atkinson Çevriminin Basınç – Hacim Diyagramı	33
Şekil 5. 1 Honda GX 270 Motoru	41
Şekil 5. 2 4 Farklı Motor Çevrimi İçin Elde Edilen Krank Mili Açısı – Valf Açılımı Diyagramı.....	44
Şekil 5. 3 Honda GX 270 Motoru Kam Mili	46
Şekil 5. 4 Kam Mili Egzoz Kısımına Açılan Dişli Delik	46
Şekil 5. 5 Atkinson Motoru İçin Tasarlanan Kam Mili	47
Şekil 5. 6 Deney Düzeneği.....	48
Şekil 6. 1 Otto Ve Atkinson Çevrimleri İçin Motor Devri – Motor Gücü Diyagramı	50

Şekil 6. 2 Otto ve Atkinson Çevrimleri İçin Motor Devri – Motor Momenti Diyagramı.....	52
Şekil 6. 3 Otto ve Atkinson Çevrimleri İçin Motor Devri – Özgöl Yakıt Tüketimi Diyagramı.....	53
Şekil 6. 4 Otto ve Atkinson Çevrimleri İçin Motor Devri – Motor Verimi Diyagramı.....	54
Şekil 6. 5 Otto Ve Atkinson B Motoru İçin Motor Devri – Motor Gücü Grafiği	55
Şekil 6. 6 Otto Ve Atkinson B Motoru İçin Motor Devri – Motor Momenti Grafiği .	56
Şekil 6. 7 Otto ve Atkinson B Motoru İçin Motor Devri – Özgöl Yakıt Tüketimi Grafiği	57

TABLO LİSTESİ

Tablo 5.1 Honda GX 270 Motor Özellikleri	42
---	----



Tek Silindirli Otto Çevrimi İle Çalışan Bir Motorun Performansına Atkinson Çevriminin Etkisi

Nevzat KARA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ

Bu çalışmada, Otto çevrimi ile çalışan bir motorun Atkinson çevrimine dönüşümünün motor performansına etkisi araştırılmıştır. Çalışmada tek silindirli deney motorunun performans değerleri ile bu motorun Atkinson çevrimi ile 3 farklı emme supabı kapanma noktasında çalışması durumunda elde edilen motor gücü, tork, özgül yakıt tüketimi ve toplam motor verimi değerleri kıyaslanmıştır. Motorun emme supabı açılma ve kapanma değerleri, krank mili açısına bağlı olarak 10'ar derece ötelenerek 3 farklı emme valfi kapanma gecikmeli Atkinson dönüşümü elde edilmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda, referans Otto çevrimine göre ilk 10 derecelik ötelemede motor performans değerlerinde kayda değer bir değişim gözlenmemiştir. Daha sonra 10 derece daha fazla öteleme yapılarak emme supap zamanlaması, toplamda Otto motoruna göre 20 derece ileri alınmıştır. Bu durumda motor gücünde ve momentinde özellikle düşük devirlerde düşüş gözlemlenmiştir. Aynı zamanda yine düşük devirlerde özgül yakıt tüketiminde azalma ve toplam motor veriminde artma gözlenmiştir. Bir sonraki 10 derecelik ötelemede ise yine

düşük devirlerde motor gücü ve momentinde düşüş, yakıt tüketimi ve verimde kötüleşme gözlenmiştir.

Analiz çalışmasına ek olarak, emme zamanı 20 derece ötelenmiş Atkinson çevrimi ile Otto motorunun güç, tork ve özgül yakıt tüketimi değerleri deneysel yöntemler ile kıyaslanarak analiz sonuçları doğrulanmaya çalışılmıştır.

Her 3 Atkinson çevrimi arasında yakıt tüketimi ve verimlilik açısından en uygun motor çevrimi, krank mili açısına bağlı olarak emme supabı açılma ve kapanma zamanının referans Otto çevrimine göre 20 derecelik öteleme sonucunda elde edilen Atkinson çevrimidir. Bu motor çevrimi özellikle düşük devirlerdeki verimliliğinin yüksek olması ve düşük yakıt tüketimi yapması sonucunda hibrit araç teknolojilerinde veya motor devri sabit çalışma aralığında olan jeneratör sistemleri gibi uygulamada kullanımı aynı motorun Otto çevrimi ile çalıştırılmasından daha uygun olacaktır.

Anahtar Kelimeler: Atkinson çevrimi, Otto çevrimi, motor gücü, tork, motor performansı

The Effect Of Atkinson Cycle To Engine Performance Of Single Cylinder Otto Cycle Engine

Nevzat KARA

Department of Mechanical Engineering

Master Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Alp Tekin ERGENÇ

In this study, the effect of Atkinson cycle to single cylinder Otto cycle engine performance has been investigated. Engine performance, torque, specific fuel consumption and total engine efficiency values of the single cylinder test engine were compared with the Atkinson cycle of 3 different intake valve closure points. 3 different Atkinson cycle engines are obtained by shifting 10 degrees of intake valve opening and closing time depending on the crankshaft angle. No significant change in engine performance values was observed in the first 10 degrees shift from the Otto cycle. Afterwards, the intake valve timing was increased by 20 degrees compared to the Otto engine. In this case, a decrease in engine power and torque, especially at low speeds, has been observed. Specific fuel consumption decreased and total engine efficiency increased at low engine speeds. In the next 10 degrees shift, the engine power and torque decreased, fuel consumption and efficiency deteriorated at low engine speeds.

In addition to the simulation study, engine power, torque and specific fuel consumption values of Atkinson cycle which has 20 degrees shifted intake time and

Otto cycle engine have been tested with experimental methods to verify the simulation results.

The most suitable engine cycle in terms of fuel consumption and efficiency in-between the 3 Atkinson cycles is the Atkinson cycle obtained as a result of a 20 degrees offset from the reference Otto cycle of the suction valve opening and closing time, depending on the crankshaft angle. This engine cycle is particularly suitable for use in hybrid vehicle technologies or generator systems with engine speed has constant operating range as a result of its high efficiency and low fuel consumption.

Keywords: Atkinson cycle, Otto cycle, engine power, torque, engine performance



1.1 Literatür Özeti

Gelişen motor teknolojisi ile birlikte, motor alanında günümüzde en çok çalışılan konular arasında verimlilik gelmektedir. Motor üzerine Ar-Ge yapan firmaların hemen hemen hepsi bu alanda büyük yatırımlar yapmaktadırlar. İçten yanmalı motorların hem verimliliği arttırılmak istenmekte, bunun sonucu olarak da yakıt tüketimini azaltılması amaçlanmakta, hem de zorunlu tutulan emisyon regülasyonlarını sağlamak amaçlanmaktadır. Bu hedeflerin tutturulması için klasik Otto ve Diesel çevrimlerinin yanı sıra, farklı opsiyonlar keşfedilmiş ve geliştirilmiştir. Bunlardan biri ise günümüzde de taşıtlarda kullanılan Atkinson çevrimli motorlardır.

Atkinson çevrimli motorlar içten yanmalı bir motor tipidir. Bu motor tipi 1882’de James Atkinson tarafından keşfedilmiştir. Atkinson çevrimli motorlar emme, sıkıştırma, genişleme ve egzoz stroklarından oluşan 4 zamanlı bir içten yanmalı motordur. Atkinson çevrimine sahip motorların Diesel ve Otto çevrimli motorlardan en büyük farkı, sıkıştırma oranı ile genişleme oranlarının farklı olmasıdır. Genellikle emme valfinin geç kapanması yöntemi kullanılarak bu fark yaratılır. Emme valfi normalde olması gerektiğinden daha geç kapanarak efektif sıkıştırma oranının normalden daha az olmasını sağlar. Bu durumda egzoz valfinin açılma veya kapanma zamanında herhangi bir değişim olmadığından, motorun genişleme stroğu sıkıştırma stroğundan daha büyük olur.

Atkinson çevrimli motorların kullanılmasının en büyük amacı, sıkıştırma sırasında oluşan pompalama kayıplarını azaltarak motorun toplam veriminin artmasını sağlamaktır. Atkinson çevrimini yüksek güç istenilen durumlarda kullanmaktan çok, düşük güç gerektiren çalışma şartlarında kullanmak amacına daha çok hizmet etmektedir. Çünkü yüksek güç çalışma şartlarına gerekli gücü almak için Atkinson

çevrimli motorlarda yakıt tüketimi artmaktadır. Bunun en büyük sebebi, motorun sıkıştırma oranının düşürülmesi ile güçte kayıp yaşanması ve bu farkı kapatmak için daha fazla yakıt tüketilmesidir.

Atkinson çevriminin düşük motor yükü şartlarında çalışmasının daha uygun olması nedeniyle günümüzde bu tip motorlar daha çok hibrit araçlarda kullanılmaktadır. Hibrit motorlarda içten yanmalı motor genellikle optimum bir devirde ve düşük yakıt tüketiminin olduğu durumlarda çalışacak şekilde ayarlanır. Bu sayede içten yanmalı motor, düşük yakıt tüketiminde ve düşük emisyon salınımı yapacak devirlerde çalışır.

Atkinson motorunun bu özelliği hibrit ve elektrikli araç üretimi yapan bir çok firmayı Atkinson çevrimli motor kullanımına itmiştir. Toyota Prius, Camry, Yaris, Ford Fusion, Chevrolet Tahoe, Lexus RX 450h, Mercury Mariner, Mazda Tribute gibi hibrit taşıtlarında kullanılan içten yanmalı motorlar Atkinson çevrimine göre çalışmaktadır [1].

Atkinson çevrimli motorlarının geçmişten günümüze gelişi ve hali hazırda var olan araçlarda kullanılması, bu tip motorların gelişiminin ve üzerinde hala çalışılmasının bir nedenidir.

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmanın amacı, tek silindirli Otto çevrimi ile çalışan motorun Atkinson çevrimine dönüşümünün motor performans değerlerine etkisini gözlemlemektir. Atkinson çevrimine dönüşüm ile motorun hangi devir aralıklarında toplam veriminin ve yakıt tüketiminin azaldığı belirlenmiştir. Aynı zamanda Atkinson çevrimine dönüşüm yapılırken, kam milinin motorun emme supabının açılmasını ve kapanmasını geciktirecek şekilde her 10 derece ötelenmesi sonucu elde edilen 3 farklı Atkinson çevrimli motorun kendi aralarında verimlilik incelemesinin yapılması hedeflenmiştir.

1.3 Hipotez

Atkinson çevrimli motorlar, doğru emme valfi açılma ve kapanma zamanlaması ayarlandığı takdirde, Otto çevrimli motorlara göre özellikle düşük devirlerde daha verimli çalışma şartları sağlamaktadır. Bu devirlerde Atkinson çevrimi ile çalışan motorlar, Otto çevrimine göre performansları daha düşük olmaktadır ancak; yakıt tüketimi ve motor verimi açısından Otto çevrimli motorlara göre daha üstündür.

1.4 Litaratür Araştırması

Geçmişten günümüze bir çok araştırmacı motor performansları, termik verim, yakıt tüketimi, emisyon gibi temel motor parametreleri ve valf zamanlamasının bu parametrelere etkisini görmek adına bir çok çalışma yapmıştır. Bu bölümde yapılan çalışmaların bazıları özetlenmiş ve bu çalışmaların sonuçları gösterilmektedir.

Özdemir'in yaptığı çalışmada, Atkinson çevrimini incelerken, bir motorun genişleme oranını 13 olarak kabul edip sıkıştırma oranını 7.5 ile 13 arasında değiştirmiştir. 3000 d/d motor devrinde her 1 KMA'sında Atkinson çevriminde motorun gücü, termik verim, motor momenti, özgül yakıt tüketimi, ortalama basınç parametreleri hesaplanmış. Elde edilen veriler ve Otto çevrimi ile kıyaslanmıştır. Termodinamik formüller kullanılarak Atkinson çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Veriler kıyaslandığında sıkıştırma sonucunda maksimum basınç ve sıcaklık değeri Otto çevriminde Atkinson çevrimine göre daha fazladır. Net iş ve termal verim Atkinson çevriminde Otto çevrimine göre daha fazladır [2].

Hong ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, değişken valf zamanlamasının motorun basınç hacim grafiğine etkisini incelemişlerdir. Valflerin açılma ve kapanma zamanlamasının 8 farklı durumunda basınç hacim diyagramları incelenmiştir. Bu inceleme yapılabilmesi için tek silindirli bir test moturu GT-power programında simule edilmiştir. Simulasyonlarda emme valfinin erken ve geç açılması, emme valfinin erken ve geç kapanması, egzoz valfinin erken ve geç açılması, egzoz valfinin erken ve geç kapanması olarak 8 farklı durum incelenmiştir. Analizler sonucunda silindir içi basınçlar, volumetrik verim ve egzoz emisyonlarındaki değişimler karşılaştırılmıştır. Sonuçlar; emme valfinin erken açılması, emme valfinin geç kapanması, emme valfinin erken kapanması ve egzoz valfinin geç kapanmasının

motordaki pompalama kayıplarını azalttığını göstermiştir. Emisyonlar açısından emme valfinin zamanlamasının değişiminden çok, egzoz valfinin zamanlamasının değiştirilmesi daha çok fayda sağlayacağı tespit edilmiştir [3].

Chen ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada, içten yanmalı motorlarla ilgili verim ve güç karşılaştırmaları yapmışlardır. Aynı zamanda Atkinson çevrimli motorların avantaj ve dezavantajlarını incelemişlerdir. Atkinson çevrimli motorlardaki gücün düşmesini buna karşın ise verimin artışı analiz etmiştir. Pompalama kayıplarının etkisi, içeriye alınan dolgu miktarının ve yanmayla ortaya çıkan ısı enerjisinin sıkıştırma oranıyla değişimi incelenmiştir. Aşırı doldurmalı Otto ve Atkinson çevrimleriyle atmosferik Otto ve Atkinson çevrimlerinin ortalama bir sıkıştırma oranı göz önünde bulundurularak kıyaslaması yapılmış, aşırı doldurmalı Atkinson ve Otto çevriminin en yüksek gücü ürettiği, değişken supap zamanlamalı Atkinson çevriminin ve ardından standart Otto çevriminin, en yüksek verime ulaştığı analiz edilmiştir. Yanma analizinin ardından özgül yakıt tüketiminin 6000 devir, 120 beygir gücünde ve aynı zamanda 3000 devir ve 70 beygir gücü değerlerinde incelenmesi yapılmıştır. Atkinson çevriminde özgül yakıt tüketiminin en düşük olduğu, aşırı doldurmanın özgül yakıt tüketimini artırdığı ve düşük devirden yüksek devire geçerken yakıt tüketimi artışının Atkinson çevriminde Otto çevriminden daha yüksek olduğu ortaya çıkmıştır. Maaliyet incelemelerinin ardından, hibrit bir taşıtta ekstra sistemlerin getirdiği bir maaliyet olsa da Atkinson çevrimli hibrit bir araç kullanımında elde edilen yakıt tasarrufunun, bu araçların maaliyet açısından da ön plana çıktığı gösterilmektedir [4].

Demirci tarafından yapılan çalışmada, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli, tek silindirli bir motorun Miller çevrimine göre çalışması incelenmiştir. Emme supabının geç kapanması metodu kullanılarak sıkıştırma oranı azaltılarak genişleme oranı sabit tutulmuştur. Böylelikle genişleme işi sıkıştırma işinden daha büyük hale getirilmiştir. Supap zamanlamasını değiştirebilmek için yeni bir kam mekanizması ve kam profilleri tasarlanmıştır. Deneyler, gaz kelebeğinin tam açık olduğu durumda, 1700-3200 d/d aralığında yapılmıştır. Devire bağlı, motor momenti, çıkış gücü, termik verim, özgül yakıt tüketimi, egzoz gazı emisyonları ve sıcaklığının değişimi incelenmiştir. Deneyler kurşunsuz benzin ve MTBE10 olmak üzere iki

farklı yakıt kullanılarak yapılmıştır. Düşük motor devirlerinde Miller çevrimi ve Otto çevrimi kıyaslandığında motorun moment, güç, özgül yakıt tüketimi, termik verim, HC ve CO emisyonları miller çevriminde kötüleşmiştir. Daha yüksek motor devirlerinde (3200 d/d) kurşunsuz benzin ile yapılan deneylerde termik verim % 10,56 artmış, özgül yakıt tüketimi % 9,55, HC % 9,83, CO % 7,84, NO_x ise % 14,16, azalmıştır [5].

Rashidi ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada, ısı transferinin net çıkış gücüne etkisi ve hava standart Atkinson ve Karma çevrimlerinin termik verimlerini analiz etmişler ve performanslarını kıyaslanmışlardır. Sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin adyabatik ve tersinir olduğu kabul edilmiş ve egzoz işlemi sırasında silindir duvarlarına geçen ısıyı ihmal etmişlerdir. Silindir duvarından ısı kaybının yalnızca yanma esnasında olduğu ve hem iş akışkanı hem de silindir duvarının ortalama sıcaklığı ile orantılı olduğu kabul edilmiştir. Verimlilik sınırlarının maksimum net iş çıkışına karşı ısı transferi büyüklüğünün önemli etkileri olduğu sonucuna varılmıştır. Karma çevrim, maksimum işi sağlayan şartlardaki sıkıştırma oranlarının, aynı çalışma koşullarındaki bir Atkinson çevrimiyle kıyaslandığında, her zaman daha yüksek olduğu bulunmuştur [6].

Benajes ve arkadaşları, yaptıkları deneysel çalışmada, Atkinson çevriminin Diesel motorlarına uygulanabilirliğini araştırmışlardır. İçeri alınan hava miktarlarının aynı olduğu Diesel ve Atkinson çevrimli motorlar incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Çalışmada emme zamanında, emme supabının kapanma zamanlaması geciktirilmiş, ayrıca silindir içine alınan oksijenin yoğunluğu, silindir içerisine sürülen egzoz gazının miktarına bağlı olarak düşürülmüştür. Silindir içerisindeki gazın termodinamik şartları, yanma işlemi, egzoz emisyonu ve motor verimliliği üzerine analizler yapılmıştır. Sıkıştırma ile ateşlemeli motorda karışım tamamen yakılamamıştır. Egzoz emisyonları açısından incelendiğinde, Atkinson çevriminin özellikle azot oksitleri (NO_x) azalttığı, ancak yanma sonucunda ısı arttırdığı görülmüştür. Ayrıca, Atkinson çevrimiyle çalışan motorda, egzoz gazlarının tekrar sirkülasyonu, giren oksijen yoğunluğunun düştüğü tespit edilmiştir [7].

Manivannan tarafından yapılan çalışmada, dört zamanlı, tek silindirli, buji ile ateşlemeli, uzatılmış genişleme zamanlı, fakir karışımla çalışan bir motorun

performans ve emisyon değerleri analiz edilmiştir. Yanma prosesi termodinamik ve global yöntemler ile incelenmiştir. Isı transferi ve sürtünmenin yanmamış HC ve NO_x emisyonlarına etkileri araştırılmıştır. Çalışmada genişlemenin sıkıştırmaya oranı 1,5 olarak alınmıştır. Uzatılmış genişlemeli motor, klasik fakir karışımlı motor ile karşılaştırıldığında daha iyi performans ve emisyon özellikleri göstermektedir. Sıkıştırma oranı 8,5 olan motorda termik verimde % 17,95, yakıt tkretiminde % 16,63 iyileşme, NO_x emisyonlarında % 48,27, HC emisyonunda % 48,4 azalma olduğu görülmüştür [8].

Ebrahimi tarafından yapılan çalışmada, Atkinson çevriminde iş akışkanının zgl ısısının sıcaklıkla doğrudan ilişkisi, sürtünme kaybının ortalama piston hızıyla olan ilişkisi, içten tersinmez olan sıkıştırma ve genişleme zamanlarında ısı kaybı ile ilişkisi incelenmiştir. G ve verimin sıkıştırma oranıyla ilişkileri sayısal örneklerle açıklanmıştır. Silindir duvarlarındaki sıcaklığın artması net işi artırmakta, ancak genişlemenin sıkıştırmaya oranının artışıyla net iş azalmaktadır [9].

Sarkhi ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada, zgl ısıların sıcaklıkla değişimini dikkate alarak gerçek bir hava standart Atkinson evriminin termodinamik analizini yapmışlardır. zgl ısıların sabit kabul edildiği çevrim analizine göre önemli farklar ortaya çıkmıştır. zgl ısılar sabit kabul edildiğinde gerçekten daha yüksek sıcaklık değerleri oluştuğu görülmekte ve yanlış g çıkışı değeri hesaplamamıza yol açmaktadır. Atkinson motorunun diğer motorlardan üstünlükleri gösteren, termodinamik modellemeye yardımcı olacak bir çalışma olmuştur [10].

2.1 İçten Yanmalı Motorların Çalışma Prensibi

İçten yanmalı motorlar karışımın ateşlenme şekli ve yakıtı göre iki farklı şekilde sınıflandırılır. Bunlar; buji ile ateşlemeli ve yakıt olarak benzin kullanılan motorlar ve sıkıştırma ile ateşlemeli yakıt olarak Diesel kullanılan motorlardır.

Buji ile ateşlemeli motorlarda yakıt ve hava silindir içersine uygun oranda karışmış şekilde gönderilir ve bu yakıt hava karışımı buji yardımı ile tutuşturularak yanma sağlanır. Eski teknolojilerde bu karışım silindir içersine girmeden önce karbüratör adı verilen yerde sağlanıp motora gönderilirken günümüzde buji ile ateşlemeli motorlarda çeşitli farklı teknolojiler uygulanmaktadır. Bu farklı teknolojilerde yakıt hava karışımı farklı şekillerde sağlanarak silindir içersine gönderilir. Bunlar:

- a. Emme manifolduna yakıt püskürtülerek yakıt hava karışımı sağlanması
- b. Emme portuna yakıt püskürtülerek yakıt hava karışımı sağlanması
- c. Silindir içersine direk yakıt püskürtülerek yakıt hava karışımı sağlanması

Günümüzde bulunan bu teknolojilerden sonra karbüratör sisteminin kullanımı oldukça azalmıştır.

Benzin kullanılan buji ile ateşlemeli motorlarda genellikle 1 birim yakıt 15 birim hava ile karıştırılarak silindir içersine gönderilir. Bu yakıt hava karışımı 8:1 ila 11:1 oranında sıkıştırılır. Daha sonra bujinin iki ucu arasında yüksek voltajlı elektrik akımı geçirilerek oluşturulan arkta sağlanan kıvılcım ile bu yakıt hava karışımının yanması sağlanır. Yanma sonucu oluşan yüksek basıncın pistona uyguladığı kuvvet ile piston AÖN'ya itilerek iş elde edilir. Yanma sonucu silindir içersinde bulunan gazlar, egzoz supabının açılması ile silindir içersinden dışarı atılır. Böylelikle motor bir iş çevrimini tamamlamış olur.

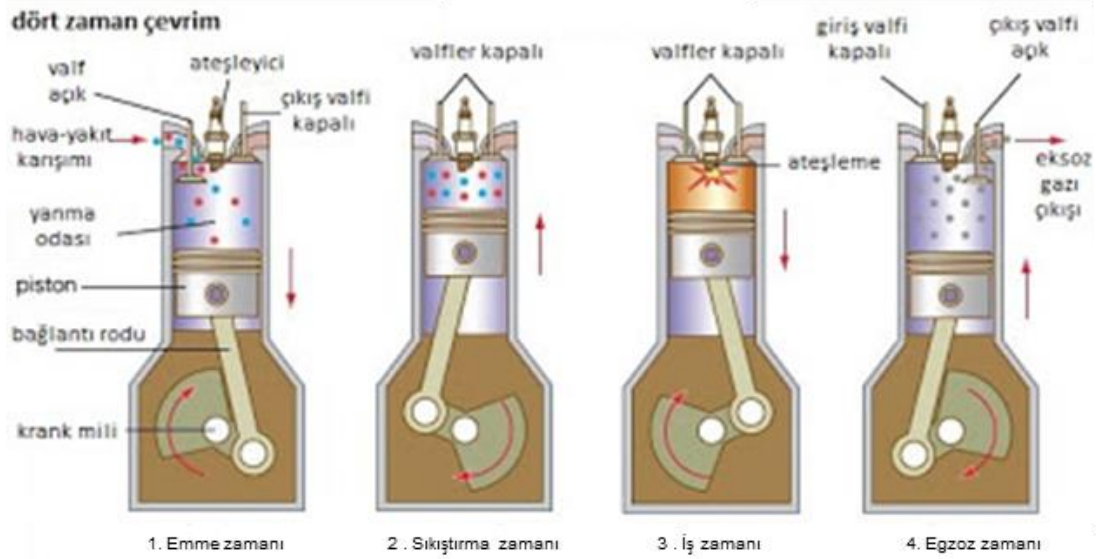
Sıkıştırma ile ateşlemeli Diesel motorlarda ise yakıt hava karışımı tamamıyla silindir içerisinde olur. Burada buji ile ateşlemeli motorlardakinden farklı olarak motora emme sırasında yakıt hava karışımı yerine sadece hava alınır. Emme sonucunda alınan hava piston tarafından yaklaşık 12:1 ile 24:1 oranlarında sıkıştırılır. Bu sıkıştırma oranı motor tipine göre farklılık gösterebilir. Sıkıştırma sonuna doğru silindir içerisinde yakıt enjektörü tarafından yakıt püskürtülür. Bu esnada silindir içerisinde var olan hava ile yakıt karışmaya başlar. Aynı zamanda bu karışımın sıkıştırma nedeni ile basıncı ve sıcaklığı artmış olur. Uygun karışım oranı sağlandığı anda ve uygun sıcaklık ve basınç şartları oluştuğunda bu yakıt-hava karışımı kendiliğinden tutuşur. Yanma sonucunda artan basıncın silindire uyguladığı kuvvet ile piston AÖN'ya doğru itilerek iş elde edilir. Yanma sonucunda silindir içerisinde bulunan gazlar egzoz supabının açılması ile ve pistonun ÜÖN'ya hareket etmesi ile dışarı atılır. Böylelikle bir iş çevrimi tamamlanmış olur.

2.1.1 Otto Motorların Çalışma Prensibi

Buji ile ateşlemeli 4 zamanlı motorların iş çevrimi 4 farklı kademede gerçekleşir:

- a. Emme zamanı
- b. Sıkıştırma zamanı
- c. Genişleme (iş) zamanı
- d. Egzoz zamanı

Buji ateşlemeli motorlarda yakıtın yanması kendiliğinden oluşmaz. Yakıt hava karışımı silindir içine alınıp sıkıştırıldıktan sonra buji elektrotları arasındaki yüksek gerilim farkından oluşan kıvılcım ile ateşleme gerçekleşir.



Şekil 2. 1 Otto Motorların İş Çevrim Zamanları [11]

2.1.1.1 Emme Zamanı

Teorik olarak piston ÜÖN'da iken emme supabının açılması ile başlar. Bu esnada piston AÖN'ya doğru ilerlerken silindir içerisinde bir vakum oluşur. Yani, silindir içerisindeki basınç, atmosfer basıncından daha düşük seviyededir. Bu basınç farkı sayesinde silindir içine yakıt-hava karışımı alınır. Normalde emme supabı, piston ÜÖN'ya gelmeden egzoz supabı kapanmadan önce açılır. Piston AÖN'ya geldiğinde silindir içi yakıt-hava karışımı ile dolar ve emme supabı kapanır. Gerçekte emme supabı sıkıştırma zamanı başlangıcında da bir süre açık kalır ve böylelikle silindir içerisinde daha fazla yakıt-hava karışımı dolmaya devam eder.

2.1.1.2 Sıkıştırma Zamanı

Sıkıştırma zamanı, piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket ederken emme supabının kapanması ile başlar. Sıkıştırma zamanı gerçekte piston AÖN'ya geldiğinde değil, emme valfi kapandığında başlar. Sıkıştırma sürecinde silindir içerisindeki yakıt-hava karışımı sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı arttırılır. Maksimum basınç piston ÜÖN'yı birkaç KMA sonrasında elde edilmek istenildiğinden, yanma piston ÜÖN'ya gelmeden önce başlatılır.

2.1.1.3 Genişleme Zamanı

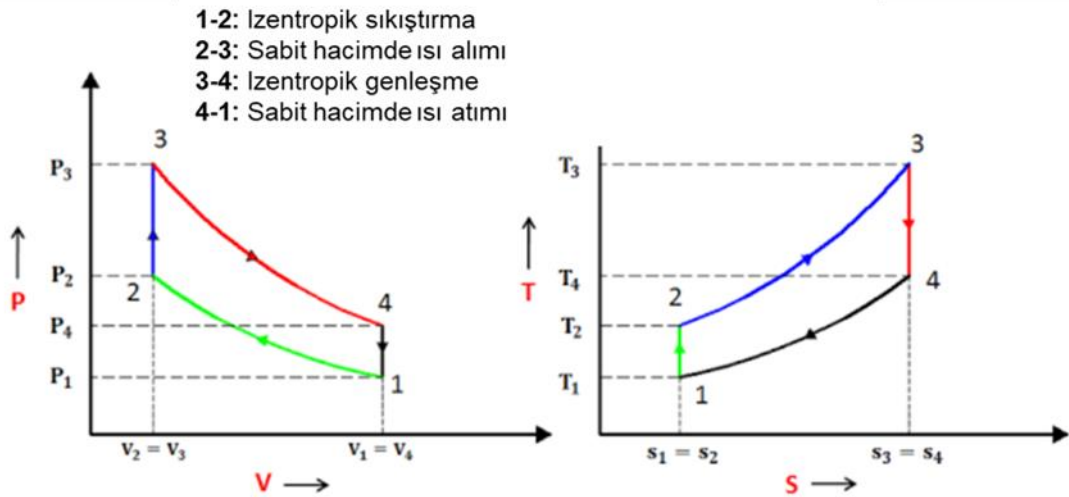
Piston ÜÖN'ya gelmeden bujiden elde edilen kıvılcım ile yakıt-hava karışımının yanmasını sağlar ve bu yanma piston ÜÖN'yı geçtikten sonra sona erer. Dolayısıyla yanma işlemi oldukça kısa bir zamanda gerçekleştiğinden bu yanma sabit hacimde yanma olarak düşünülebilir. Silindir içerisinde oluşan yüksek basınç sayesinde pistonun üst yüzeyine etki eden kuvvet pistonun ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareket etmesini sağlar. Piston, bu hareketi sırasında üzerinde bulunan kuvveti biyel kolu yardımı ile krank miline iletir ve burada bir dönme momenti meydana gelir. Bunun sonucunda da iş elde edilir.

2.1.1.4 Egzoz Zamanı

Piston AÖN'ya ulaşmadan önce egzoz supabı açılır. Bu esnada silindir içerisindeki basıncın atmosferik basınçtan yüksek olması ve aynı zamanda pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya hareketi sırasında yanmış hava-yakıt karışımını silindir içerisinde silindir dışına itmesi ile silindir içerisindeki gazlar dışarı atılır. Teorik olarak piston ÜÖN'ya geldiğinde egzoz supabı kapanır ve böylelikle bir iş çevrimi tamamlanmış olur.

2.1.1.5 Otto Motorların Termodinamik Analizi

Buji ile ateşlemeli motorlar Otto çevrimi prensibine göre çalışmaktadır.



Şekil 2. 2 Otto Çevriminin Basınç - Hacim Ve Sıcaklık - Entropi Değişimi [12]

Otto çevriminin basınç-hacim diyagramı Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Teorik Otto çevrimi iki adyabatik ve iki sabit hacim işleminden meydana gelmektedir. Çevrimde V_2 hacmi ile V_1 hacmi arasında silindir içine dolgu alınmaktadır. 1 noktasından 2 noktasına doğru giderken içeriye alınan dolgu adyabatik olarak sıkıştırılır. Gerçekte silindir cidarlarından soğutma suyuna ısı kaybı meydana gelir. Sıkıştırma AÖN'dan sonra başlar ve ÜÖN'dan biraz önce sonlanır. Ancak gerçekte bu zaman supapların açılma ve kapanma zamanına göre değişmektedir. Sıkıştırılan dolgunun basıncı ve sıcaklığı artar. 2 noktasında yanma başlar. 2 ve 3 noktası arasında ise teoride sabit hacimde yanma gerçekleşir. Ancak gerçekte yanma motor devrine bağlı olarak belli bir zaman almaktadır. Bu esnada piston hareketine devam ettiğinden silindir içi hacim değişim göstermektedir. Bu nedenle maksimum basınç ve sıcaklık değerleri gerçekte teoriye göre daha düşüktür. 3 noktasında sıcaklık ve basınç maksimum değerine ulaşır. 3 noktasından 4 noktasına kadar olan süreç genişleme zamanıdır. 3 noktasından 4 noktasına doğru genişleme olur. Genişleme işlemi adyabatik kabul edilir, ancak gerçekte ısı kaybı olduğundan dolayı net iş düşmektedir. 4 noktası ile 1 noktası arasında egzoz supabının açılmasıyla basınç farkı sayesinde egzoz gazları silindir dışına atılır. Teorik olarak bu sürecin sabit hacimde gerçekleştiği ön görülür ancak gerçekte piston bu süreçte AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket edecektir. Tüm bu kabuller hesaplamalarda kolaylık sağlanabilmesi için yapılmıştır.

Otto çevriminin net işi (W_{net}), çevrime giren ısı ile çevrimden atılan ısı enerjilerinin farkına eşittir:

$$W_{net} = Q_g - Q_ç \quad (2.1)$$

Burada Q_g sisteme verilen ısı enerjisi, $Q_ç$ ise sistemden çıkan ısı enerjisidir.

Sisteme verilen ısı enerjisi Q_g :

$$Q_g = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

Sistemden çıkan ısı enerjisi $Q_ç$:

$$Q_ç = m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1) \quad (2.3)$$

2.2 ve 2.3 denklemlerini 2.1 denkleminde yerlerine yazarsak:

$$W_{net} = [m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2)] - [m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1)]$$

olur.

Sistemin termik verimi (η_t) aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\begin{aligned}\eta_t &= \frac{W_{net}}{Q_g} = \frac{[m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2)] - [m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1)]}{m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2)}\end{aligned}\quad (2.4)$$

Otto çevriminde sıkıştırma oranı (r_c):

$$r_c = \frac{V_1}{V_2}$$

Otto çevriminde $V_1 = V_4$ ve $V_2 = V_3$ olduğundan sıkıştırma oranı aynı zamanda:

$$r_c = \frac{V_4}{V_3}$$

olur.

Aynı zamanda gaz denklemi olan $P \cdot V = m \cdot R \cdot T$, 3 ve 4 noktası için kullanılıp oranlandırıldığında:

$$\frac{P_4 \cdot V_4}{P_3 \cdot V_3} = \frac{m \cdot R \cdot T_4}{m \cdot R \cdot T_3} = \frac{T_4}{T_3}$$

olur.

$\frac{V_4}{V_3}$ değeri r_c olduğundan yukarıdaki eşitlik aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{P_4}{P_3} \cdot r_c = \frac{T_4}{T_3} \quad (2.5)$$

$$P_3 \cdot V_3^k = P_4 \cdot V_4^k$$

Yukarıdaki eşitlikte k adyabatik üsttür.

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k = \left(\frac{1}{r_c}\right)^k$$

2.5 denkleminde yukarıdaki eşitlik yerine yazılırsa:

$$\frac{1}{r_c^k} \cdot \frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3}$$

$$\frac{1}{r_c^k} \cdot r_c = \frac{T_4}{T_3}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{r_c^{k-1}}$$

Gaz denklemi olan $P \cdot V = m \cdot R \cdot T$, 1 ve 2 noktası için kullanılıp oranlandığında:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{P_2 \cdot V_2} = \frac{m \cdot R \cdot T_1}{m \cdot R \cdot T_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

$\frac{V_1}{V_2}$ değeri r_c olduğundan yukarıdaki eşitlik aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{P_1}{P_2} \cdot r_c = \frac{T_1}{T_2} \quad (2.6)$$

$$P_1 \cdot V_1^k = P_2 \cdot V_2^k$$

Yukarıdaki eşitlikte k adyabatik üsttür.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k = \left(\frac{1}{r_c}\right)^k$$

2.6 denkleminde yukarıdaki eşitlik yerine yazılırsa:

$$\frac{1}{r_c^k} \cdot \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

$$\frac{1}{r_c^k} \cdot r_c = \frac{T_1}{T_2}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{r_c^{k-1}}$$

İki izentropik proses olan 1-2 ve 3-4 noktaları arasındaki durumlarda sıcaklıklar arasındaki eşitlikler aşağıdaki gibidir:

$$T_2 = T_1 \cdot r_c^{k-1}$$

$$T_3 = T_4 \cdot r_c^{k-1}$$

2.4 denkleminde oluşturduğumuz termal verim değeri son düzenlemelerle aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\eta_t = 1 - \frac{m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{r_c^{k-1} \cdot (T_4 - T_1)} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}}$$

Otto çevrimli motorlarda silindir içerisindeki ortalama indike efektif basınç (P_{mi}) aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$P_{mi} = \frac{W_{net}}{V_h}$$

Burada V_h Strok hacmidir ve bu değer:

$$V_h = V_1 - V_2 = V_1 \cdot \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right) = V_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{r_c}\right) = V_1 \cdot \left(\frac{r_c - 1}{r_c}\right)$$

olur.

W_{net} değerini düzenlediğimizde:

$$W_{net} = \eta_t \cdot Q_g$$

$$Q_g = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) = m \cdot C_v \cdot T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)$$

$T_2 = T_1 \cdot r_c^{k-1}$ olduğundan denklemde T_2 yerine $T_1 \cdot r_c^{k-1}$ yazılırsa

$$Q_g = m \cdot C_v \cdot T_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = r_o = \text{patlama oranı.}$$

$$C_v = \frac{R}{k-1}$$

olarak tanımlanır ve yerine yazıldığında

$$Q_g = m \cdot \frac{R}{k-1} \cdot T_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) = \frac{1}{k-1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot (r_o - 1)$$

Denklemler yerine konulduğunda termal verim değeri:

$$W_{net} = \eta_t \cdot \frac{1}{k-1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot (r_o - 1)$$

olur.

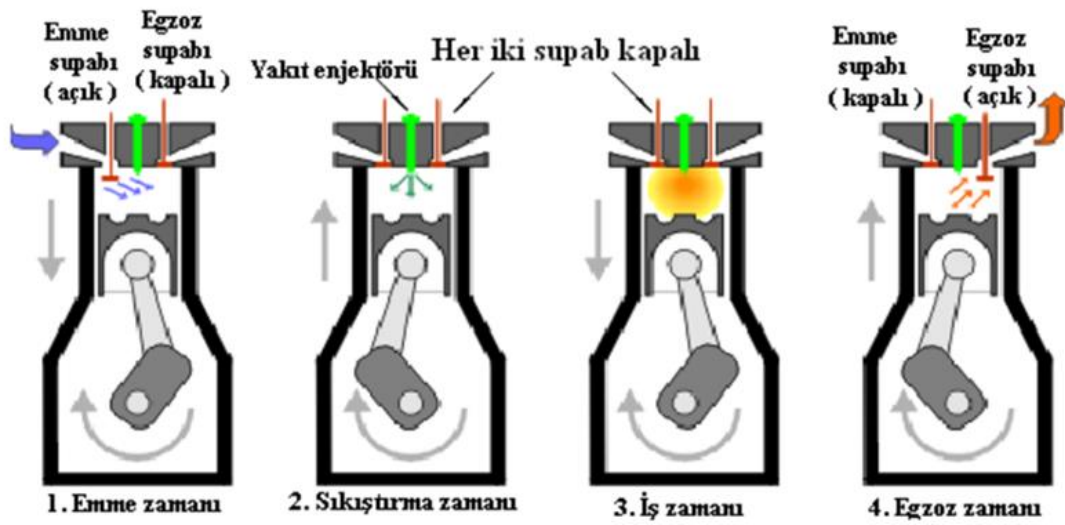
Ortalama indike efektif basınç:

$$\begin{aligned} P_{mi} &= \frac{W_{net}}{V_h} = \frac{\eta_t \cdot \frac{1}{k-1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot (r_o - 1)}{V_1 \cdot \left(\frac{r_c - 1}{r_c} \right)} \\ &= \eta_t \cdot \frac{P_1}{k-1} \cdot \frac{r_c^k}{r_c - 1} \cdot (r_o - 1) \end{aligned}$$

2.1.2 Diesel Motorların Çalışma Prensibi

Diesel enjeksiyonlu motorlar Diesel çevrimi ile çalışmaktadır. 4 zamanlı Diesel çevrimli motorların çalışma prensibi pistonun 4 farklı hareketinde meydana gelir. Bu 4 farklı hareketin her biri farklı zamanlar olarak adlandırılır:

- Emme Zamanı
- Sıkıştırma Zamanı
- Genişleme (İş) Zamanı
- Egzoz Zamanı



Şekil 2. 3 Diesel Motorun Çevrim Zamanları [13]

2.1.2.1 Emme Zamanı

Teorik olarak piston ÜÖN'dayken emme supabının açılması ve silindir içerisine hava alımı ile başlar. Bu süreçte silindir içerisinde piston AÖN'ya doğru ilerlerken hava alınır. Gerçekte emme supabı piston ÜÖN'ya gelmeden hemen önce açılır. Piston AÖN'ya geldiğinde teoride emme supabı kapanır ve silindir içerisine hava girişi bu anda durur. Ancak gerçekte piston AÖN'ya geldikten bir kaç KMA sonra emme supabı kapanır.

2.1.2.2 Sıkıştırma Zamanı

Emme zamanından sonra emme supabının kapanması ile sıkıştırma başlar. Bu süreçte silindir içerisine alınan hava pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareketi

sayesinde daha küçük bir hacme sıkıştırılır. Hacmi düşen ve basıncı artan havanın sıcaklığı artar. Sıkıştırma zamanı enjektörden yakıt püskürtülene kadar devam eder.

2.1.2.3 Genişleme (İş) Zamanı

Sıkıştırılan, basıncı ve sıcaklığı artmış havanın üzerine Diesel enjektörü tarafından yakıtın püskürtülmesi ile başlar. Püskürtülen yakıt bu durumda silindir içerisinde bulunan hava ile karışır. Uygun yakıt-hava karışımı elde edildiğinde ve yakıtın yanması için gerekli sıcaklığa ulaşıldığında yakıt kendiliğinden alevlenir. Silindir içerisinde oluşan bu yanma sonucu artan basınç piston üzerine bir kuvvet oluşturur. Bu kuvvetin etkisi ile piston ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareket eder. Diesel çevriminde bu hareket süresinde de yanma devam ettiğinden pistonun hareketinin belli bir bölümde hacim artarken sabit basınçta yanma olduğu kabul edilir. Genişleme zamanı, piston AÖN'ya ulaşınca kadar teoride devam eder. Egzoz supabının açılmasıyla genişleme zamanı sona erer ve egzoz zamanı başlar.

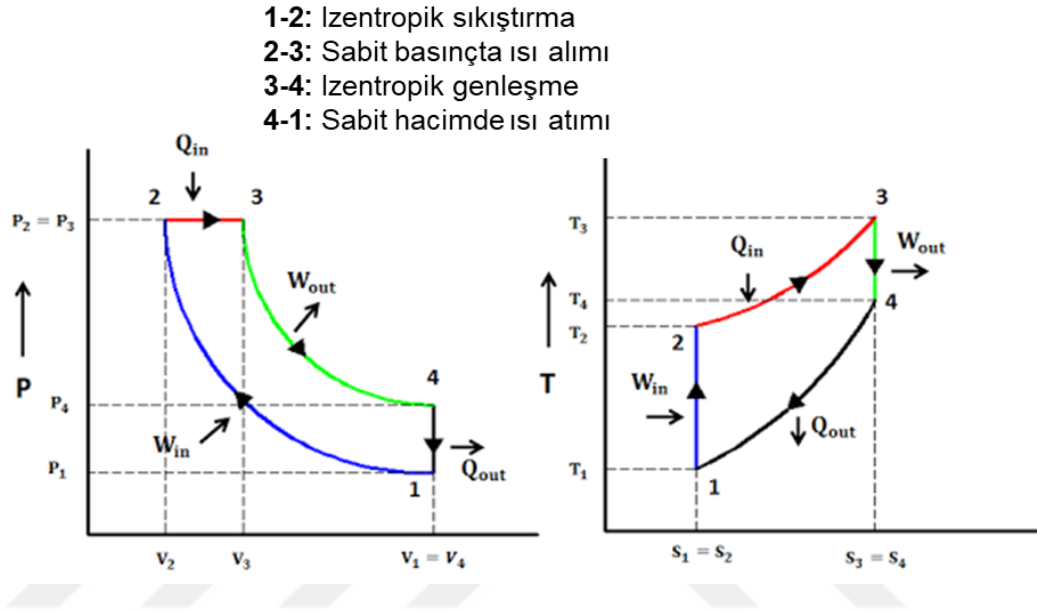
2.1.2.4 Egzoz Zamanı

Piston AÖN'ya geldiğinde egzoz supabının açılması ile egzoz zamanı başlar. Bu süreçteki amaç silindir içerisinde bulunan yanmış gazların silindir dışına atılmasıdır. Egzoz supabının açılması ile silindir içerisinde bulunan yüksek basıncın ve pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareketi sayesinde silindir içerisindeki gazlar egzoz manifoldundan silindir dışına atılır. Pistonun ÜÖN'ya gelmesiyle egzoz supabının kapanması durumunda egzoz zamanı biter. Egzoz zamanının bitmesi ile bir Diesel çevrimi tamamlanmış olur.

2.1.2.5 Diesel Motorların Termodinamik Analizi

Diesel çevrimin basınç hacim diyagramı şekil 2.4'de gösterilmiştir. Şekilde $V_2 - V_1$ arasında piston ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareket eder ve silindir içerisine hava alınır. 1 noktasından 2 noktasına giderken silindir içerisine alınan hava pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya hareketi ile sıkıştırılır. 2 Noktasına gelmeden hemen önce silindir içerisine Diesel yakıt püskürtülür. Bu durumda silindir içerisindeki basıncın artması ile sıcaklık da artar. Uygun basınç ve sıcaklıkta silindir içerisinde bulunan yakıt-hava karışımı tutuşur. Böylelikle yanma gerçekleşir. 2-3 noktası arasında teoride sabit basınçta yanma gerçekleşir. Yani yanma gerçekleşirken silindir ÜÖN'dan AÖN'ya

doğru hareket eder. 3 noktasında yanma sonlanır. 3 noktasından 4 noktasına kadar silindir aşağı doğru hareketine devam ettiğinden ve yanma bittiğinden, silindir içerisindeki basınç düşer. 4 noktasında egzoz supabının açılması ile silindir içerisindeki basınç aniden düşer. Bu durumda silindir içerisindeki basınçlı gazlar dışarı atılır. V_1 noktasından tekrar V_2 noktasına gelirken silindir içerisindeki gazlar süpürülerek motordan atılır. Böylelikle bir Diesel çevrimi tamamlanmış olur.



Şekil 2. 4 Diesel Çevriminin Basınç - Hacim Ve Sıcaklık - Entropi Değişimi [14]

Diesel çevriminin net işi (W_{net}) çevrime giren ısı ile çevrimden atılan ısı enerjilerinin farkına eşittir:

$$W_{net} = Q_g - Q_{\zeta} \quad (2.7)$$

Burada Q_g sisteme verilen ısı enerjisi, Q_{ζ} ise sistemden çıkan ısı enerjisidir.

Sisteme verilen ısı enerjisi Q_g :

$$Q_g = m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.8)$$

Sistemden çıkan ısı enerjisi Q_{ζ} :

$$Q_{\zeta} = m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1) \quad (2.9)$$

2.8 ve 2.9 denklemlerini 2.7 denkleminde yerlerine yazarsak:

$$W_{net} = [m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)] - [m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1)]$$

olur.

Diesel çevriminde sıkıştırma oranı:

$$r_c = \frac{V_1}{V_2}$$

Sistemin termik verimi (η_t) aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\begin{aligned} \eta_t = \frac{W_{net}}{Q_g} &= \frac{[m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)] - [m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1)]}{m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Gaz denklemi olan $P \cdot V = m \cdot R \cdot T$, 3 ve 4 noktası için kullanılıp oranlandığında:

$$\frac{P_3 \cdot V_3}{P_2 \cdot V_2} = \frac{m \cdot R \cdot T_3}{m \cdot R \cdot T_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

Diesel çevriminde 2 ve 3 noktaları arası sabit basınçta genişleme prosesi olduğundan bu noktalar arasında $P_2 = P_3$ dür. Bu durumda 2 ve 3 noktaları arasındaki gaz denklemi oranı düzenlendiğinde:

$$\frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} = r_s$$

Burada r_s değerine Diesel çevriminde ön genişleme oranı denilir.

Gaz denklemi olan $P \cdot V = m \cdot R \cdot T$, 1 ve 4 noktası için kullanılıp oranlandığında:

$$\frac{P_4 \cdot V_4}{P_1 \cdot V_1} = \frac{m \cdot R \cdot T_4}{m \cdot R \cdot T_1} = \frac{T_4}{T_1}$$

$V_1 = V_4$ olduğundan;

$$\frac{P_4}{P_1} = \frac{T_4}{T_1}$$

İzentropik proses olan 1-2 aralığında:

$$T_2 = T_1 \cdot r_c^{k-1}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{r_c^{k-1}}$$

Bu durumda;

$$\frac{P_4}{P_1} = \frac{T_4}{\frac{T_2}{r_c^{k-1}}} = \frac{T_4}{T_2} \cdot r_c^{k-1} \quad (2.11)$$

4 ile 1 noktaları arasındaki P-V oranı ile 3 ile 2 noktaları arasındaki P-V oranları eşitlenirse ve hacimlere adyabatik üs eklendiğinde aşağıdaki eşitlikten P_4/P_1 oranı ön genişleme oranı cinsinden bulunur:

$$\frac{P_4 \cdot V_4^k}{P_1 \cdot V_1^k} = \frac{P_3 \cdot V_3^k}{P_2 \cdot V_2^k}$$

$V_1 = V_4$ ve $P_3 = P_2$ olduğundan,

$$\frac{P_4}{P_1} = \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^k = r_s^k \quad (2.12)$$

olur

2.11 ve 2.12 denklemlerinden yola çıkarak;

$$\frac{T_4}{T_2} \cdot r_c^{k-1} = \frac{P_4}{P_1} = r_s^k$$

$$\frac{T_4}{T_2} \cdot r_c^{k-1} = r_s^k$$

$$\frac{T_4}{T_2} = \frac{r_s^k}{r_c^{k-1}}$$

Bulunan eşitliklerden sonra termal verim değerini (denklem 2.10) düzenleyip sadeleştirdiğimizde, termal verim değeri adyabatik üs, sıkıştırma oranı ve ön genişleme oranı cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_g} = 1 - \frac{m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$\frac{C_v}{C_p} = \frac{1}{k}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{T_2 \cdot \left(\frac{T_4}{T_2} - \frac{T_1}{T_2} \right)}{T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{\left(\frac{T_4}{T_2} - \frac{T_1}{T_2} \right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{\left(\frac{r_s^k}{r_c^{k-1}} - \frac{1}{r_c^{k-1}} \right)}{(r_s - 1)}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{(r_s^k - 1)}{r_c^{k-1} \cdot (r_s - 1)}$$

Diesel çevrimli motorlarda silindir içerisindeki ortalama indike efektif basınç (P_{mi}) aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$P_{mi} = \frac{W_{net}}{V_h}$$

Burada V_h Strok hacmidir ve bu değer:

$$V_h = V_1 - V_2 = V_1 \cdot \left(1 - \frac{V_2}{V_1} \right) = V_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{r_c} \right) = V_1 \cdot \left(\frac{r_c - 1}{r_c} \right)$$

W_{net} değerini düzenlediğimizde:

$$W_{net} = \eta_t \cdot Q_g$$

$$Q_g = m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) = m \cdot C_p \cdot T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)$$

$T_2 = T_1 \cdot r_c^{k-1}$ olduğundan denklemde T_2 yerine $T_1 \cdot r_c^{k-1}$ yazılırsa

$$Q_g = m \cdot c_p \cdot T_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) \quad (2.13)$$

olur.

$$c_p - c_v = R$$

$$c_v \cdot k - c_v = R$$

$$c_v = \frac{R}{k - 1} \quad (2.14)$$

2.13 denkleminde c_p yerine $c_v \cdot k$ yazılıp c_v nin 2.14 denklemindeki değeri yerine konulursa;

$$Q_g = m \cdot k \cdot \frac{R}{k - 1} \cdot T_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot (r_s - 1) = \frac{k}{k - 1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot (r_s - 1)$$

Tekrar indike basınç denklemini düzenleyecek olursak;

$$P_{mi} = \frac{W_{net}}{V_h} = \frac{\eta_t \cdot Q_g}{V_1 \cdot \left(\frac{r_c - 1}{r_c} \right)} = \frac{\eta_t \cdot \frac{k}{k - 1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot (r_s - 1)}{V_1 \cdot \left(\frac{r_c - 1}{r_c} \right)}$$

$$P_{mi} = \eta_t \cdot \frac{k}{k - 1} \cdot \frac{P_1 \cdot r_c^{k-1}}{r_c - 1} \cdot (r_s - 1)$$

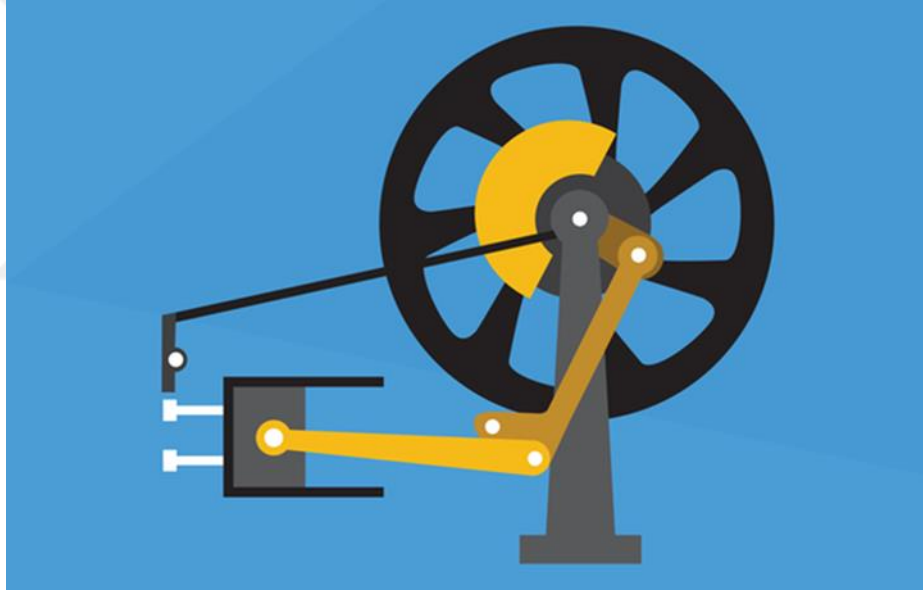
Sonuç olarak indike ortalama efektif basınç yukarıdaki denkleme dönüştürülür.

3

ATKINSON ÇEVİRİMLİ MOTORLAR

3.1 Atkinson Motorları

Atkinson çevrimi 1882’de James Atkinson tarafından keşfedilmiştir. James Atkinson ilk olarak genişleme zamanının sıkıştırma zamanından daha uzun olan bir motor tasarlamıştır. Bu durumu sağlamak için karmaşık bir krank mekanizması kullanılması gerekmiştir. Ancak daha sonra bu karmaşık yapıyı ortadan kaldırmak amacı ile değişken supap zamanlaması kullanılarak motorun genişleme stroğunu sabit tutup sıkıştırma stroğunun azaltılmasıyla bu fark sağlanmaya çalışılmıştır.

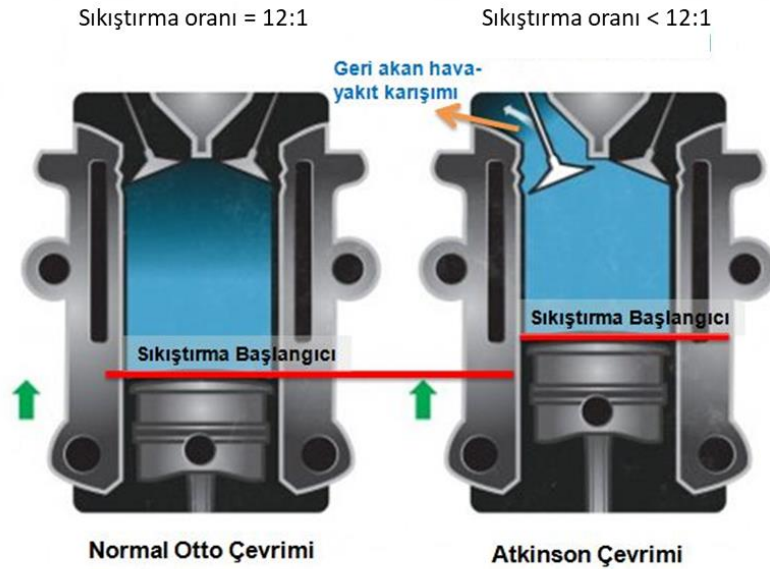


Şekil 3. 1 James Atkinson Tarafından Tasarlanan İlk Atkinson Motorunun Şematik Gösterimi [15]

Şekil 3.1’de James Atkinson’un ilk ürettiği Atkinson çevrimli motorun şematik görünümü gösterilmiştir. Burada biyel kolu ayrı bir kol ile krank mekanizmasını döndürmektedir. Bu farklı sistem sayesinde piston aşağı inerken daha kısa strok ile hareket eder ve bu aşamada silindir içerisine hava alınır. Bu aslında emme zamanıdır. Daha sonra piston yukarıya doğru hareket eder ve sıkıştırma zamanı yapılmış olur. Bu iki durumda krank mekanizmasına ait olan ve biyel kolunu krank

mekanizmasına bağlayan kolun bağlandığı krank kolu yukarıda, yani pistonu uzak olan bölgededir bu nedenle piston emme ve sıkıştırma sürecinde kısa bir strokla hareket eder. Sıkıştırma stroğunun ardından içeri alınan yakıt-hava karışımı yakılır ve piston genişleme (iş) stroğunu yapar. Bu sırada krank kolu aşağıda, yani pistonu daha yakın konumdadır. Böylelikle piston genişleme stroğunu yaparken daha uzun bir strokta yol alır. Böylelikle, aslında Atkinson çevriminin temel prensibi olan sıkıştırma stroğunun genişleme stroğundan daha kısa olması kuralı sağlanmış olur. Ancak daha önce de bahsedildiği gibi bu tür motorların karmaşık krank yapısı nedeniyle kullanımı çok uygun değildir. Bu sebeple Atkinson çevriminin temel kuralı, bilinen krank mili mekanizması kullanılarak ancak farklı bir emme supap zamanlaması ile sağlanmıştır.

Bugün kullanılan Atkinson çevrimli motorlar, emme supaplarının geç kapanması prensibine dayanır. Supap zamanlaması sürekli değişken supap zamanlaması modülü ile kontrol edilir ve motorun değişik yük şartlarına göre emme supabının kapanma zamanı değiştirilmektedir. Birçok otomotiv firması farklı değişken supap zamanlaması teknolojilerini kullanarak emme supabı kapanma zamanını değiştirerek Otto veya Diesel çevrimli motorlarını atkinson çevrimli motor prensibine göre çalıştırabilmektedirler.



Şekil 3. 2 Otto Çevrimi – Atkinson Çevrimi Sıkıştırma Oranları Değişimi [16]

Şekil 3.2’de görüldüğü üzere emme supabının kapanma zamanını sıkıştırma stroğunda geciktirerek, motoru sıkıştırma stroğunun bir bölümünde alınan havayı emme supabından dışarı atılması sağlanır. Böylelikle, sıkıştırma zamanını pistonun daha kısa strokta yapması sağlanmaktadır. Sonuç olarak, sıkıştırma stroğu, motorun normal stroğundan daha az olacaktır. Egzoz supabının zamanlaması değişmediğinden egzoz stroğu ise aynı kalacaktır. Böylelikle motorun sıkıştırma stroğu genişleme stroğundan daha azdır.

Özetlenecek olursa; Atkinson çevrimi, emme havasının sıkıştırma stroğunun belli bir süresinde emme manifoldundan geri çıkışına izin vermek amacı ile emme supabının normalden daha uzun süre açık kaldığı dört zamanlı bir motor çevrimidir.

Atkinson çevriminde sıkıştırma oranı azaltıldığında motordan güç çıkışı da azalacaktır. Bu nedenle bu çevrim motorun yüksek güce ihtiyacı duyduğu durumlarda kullanılması çok mümkün değildir. Ancak düşük güç ihtiyacı gereken durumlarda Atkinson çevrimi, yakıt tasarrufu, düşük CO₂ emisyonları gibi avantajlar sağlamaktadır. Bu nedenle günümüzde Atkinson çevrimi motorlarda istenildiğinde devreye sokulup istenildiğinde ise tekrar Otto çevrimine dönülecek şekilde uygulanmak istenmektedir.

Emme stroğunda silindir içerisine taze dolgu alımı ve sıkıştırma stroğunda bu dolgunun sıkıştırılması sırasında motordaki kayıplara pompalama kaybı denmektedir. Atkinson çevriminde doğru supap zamanlaması yapılarak bu kayıplar en aza indirgenebilir. Atkinson çevriminde sıkıştırma sırasındaki motorun kaybettiği güç daha azdır. Çünkü sıkıştırma stroğunun bir bölümünde emme supabı hala açıktır ve havanın sıkışması bu durumda söz konusu olmadığından motor bu süreçte pompalama gücü kaybetmez. Ancak sıkıştırma stroğunun bir bölümü bu şekilde gerçekleştiğinden silindir içi basınçlar ve alınan güç düşer.

3.2 Motorlarda Supap Zamanlaması

3.2.1 Teorik Supap Zamanlaması

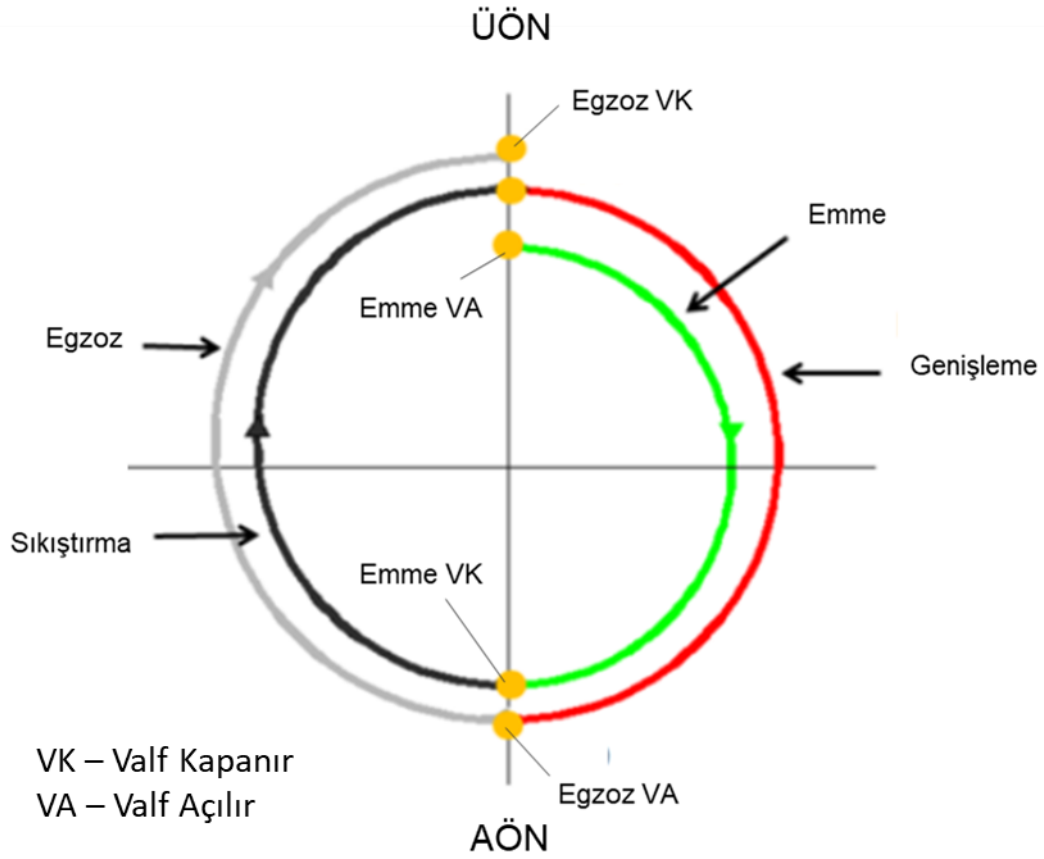
Teorik olarak incelendiğinde motorlarda emme supabı piston tam ÜÖN'dayken açılır yani bu durumda KMA 0° dır ve motor emme stroğu başlangıcındadır. Emme supabının kapanması ise pistonun emme stroğunun tam bitiminde yani KMA 180° olduğunda kapanır.

Egzoz supabı ise pistonun genişleme stroğunun hemen bitiminde, KMA 540° olduğunda açılır ve piston bu durumdan ÜÖN'ya ulaşana kadar açık kalır. Piston ÜÖN'ya ulaştığında ise egzoz supabı kapanır. Daha sonra aynı döngü devam eder.

Yukarıdaki durum tamamen teoriktir. Gerçekte ise supap zamanlamaları bu şekilde olmamaktadır. Gerçekte emme supabı teoride söylenenden daha önce açılır ve daha geç kapanır. Emme supabının teoride söylenenden daha erken açılmasına emme supabı açılma avansı, teoride söylenenden daha geç kapanmasına ise emme supabı kapanma gecikmesi denir.

Egzoz supabı ise emme supabında olduğu gibi teoride söylenenden daha erken açılır ve teoride söylenenden daha geç kapanır. Egzoz supabının daha erken açılmasına egzoz supabı açılma avansı ve daha geç kapanmasına ise egzoz supabı kapanma gecikmesi denir.

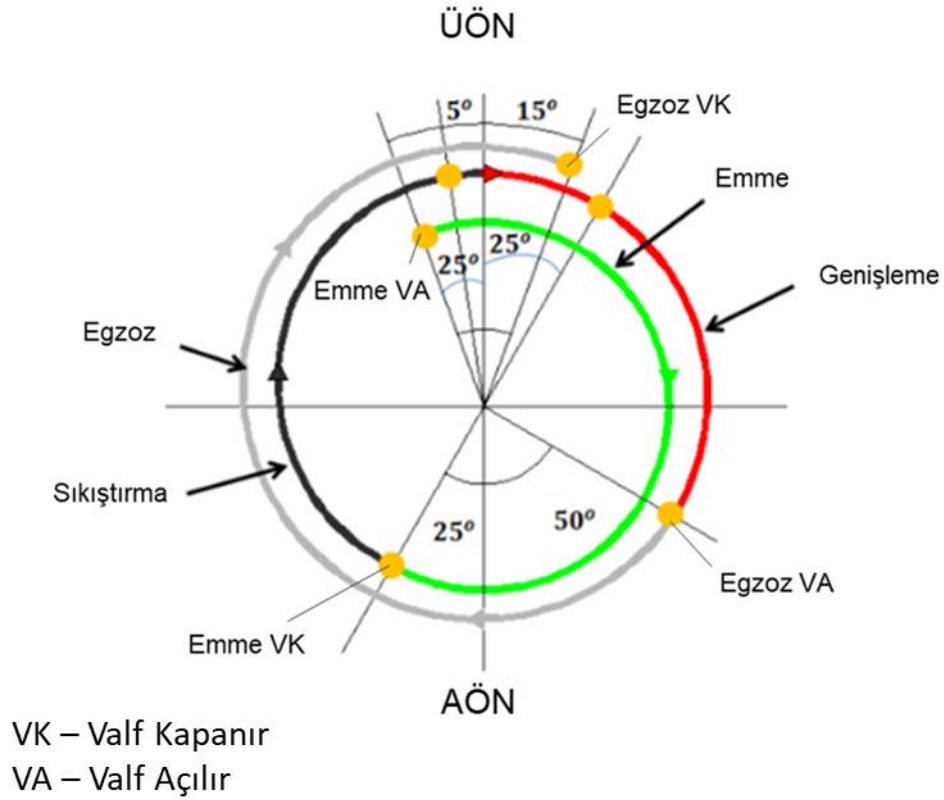
Egzoz supabının kapanması geciktiğinden ve emme supabının açılma avansı olduğu durumda her iki supap da belli bir krank mili açısı boyunda birlikte açık kalırlar. Bu duruma ise süper pozisyon veya supap bindirmesi denir.



Şekil 3.3 Motorlarda Teorik Supap Zamanlaması Diyagramı [17]

Şekil 3.3’de teorik bir motor çevrimi supap zamanlaması diyagramı verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi emme valfi piston ÜÖN’dayken açılır ve piston AÖN’a geldiğinde kapanır. Genellikle krank mili açısı cinsinden değerlendirdiğimizde emme başlangıcını 0° kabul edilirse emme valfi 0° de açılır ve 180° de kapanır. Egzoz valfi ise emme valfinin kapanmasından sonra sıkıştırma ve genişleme stroklarından sonra 540° de açılır ve 720° de kapanır.

3.2.2 Gerçek Supap Zamanlaması



Şekil 3. 4 Motorlarda Gerçek Supap Zamanlaması Diyagramı Örneği [17]

Şekil 3.4'de gerçek bir motor çevrimi supap zamanlaması diyagramı gösterilmiştir. Burdaki aç değerleri motordan motora farklılık gösterebilir.

Görüldüğü gibi emme ve egzoz supaplarının açılma ve kapanma zamanlamaları tam AÖN'da ya da tam ÜÖN'da gerçekleşmez. Örnekteki zamanlamaları inceleyecek olursak, emme supabı piston ÜÖN'ya gelmeden 25° önce açılmıştır ve piston AÖN'yı geçtikten 25° sonra kapanmıştır. Egzoz supabı ise piston genişleme stroğunda AÖN'ya gelmeden 50° önce açılıp, piston ÜÖN'yı geçtikten 15° sonra kapanmıştır. Egzoz supabı kapanmadan hemen önce tekrar emme supabı açılacaktır ve toplamda $25^\circ + 15^\circ = 40^\circ$ lik bir bölümde her iki supap da açık olacaktır.

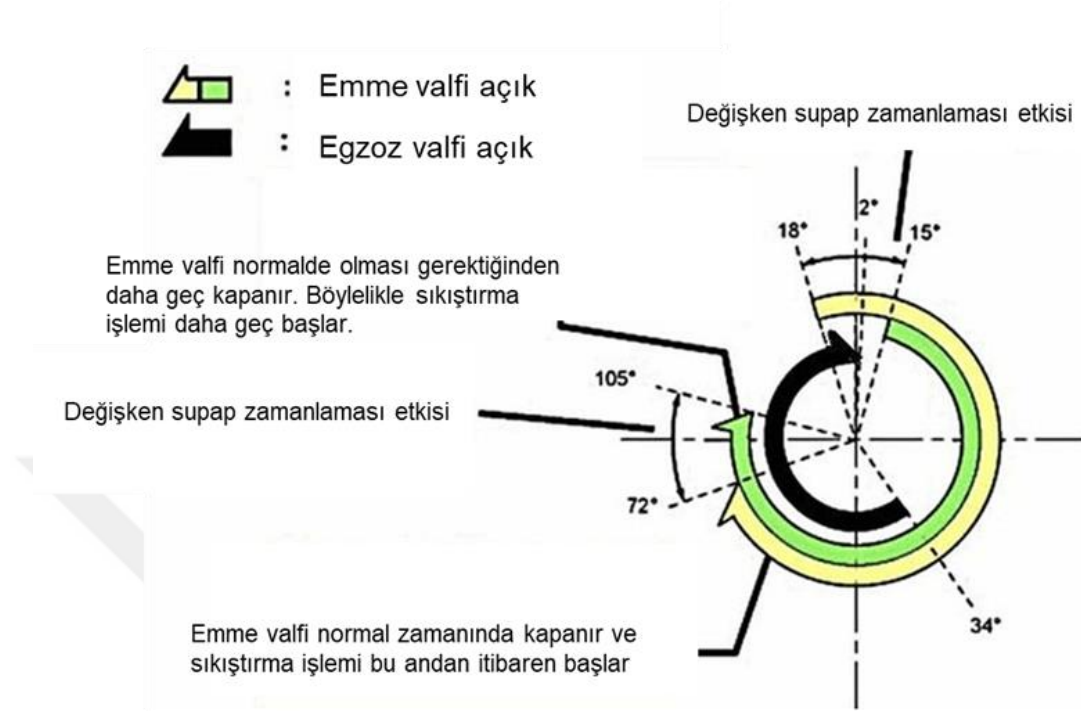
Teorik ve gerçek motor çevrimlerindeki supap zamanlaması diyagramları incelendiğinde fark edilen bir diğer önemli nokta ise motor çevrimi zamanlarının başlangıcı ve bitişinin pistonun hareketinin değil, supapların açılma ve kapanma zamanının belirlenmesidir. Teorik motor çevrimlerinde supaplar tam olarak AÖN ve

ÜÖN'larda açılıp kapandığı için, emme, sıkıştırma, genişleme ve egzoz zamanlarının başlangıcı ve bitişi tam olarak yine AÖN ve ÜÖN'da olmuştur. Ancak gerçek çevirim incelendiğinde strokların başlama ve bitiş zamanları, valflerin açılma ve kapanma zamanlarına bağlıdır.

Yukarıda anlatıldığı gibi supapların açılma avansı ve kapanma gecikmesi bulunmasının sebepleri vardır:

- Emme supabının geç kapanması sayesinde motor silindir içerisine daha fazla hava alabilmektedir. Piston emme stroğunu tamamlarken piston tam olarak AÖN'ya ulaştığında silindir içerisinde silindirin alabileceğinden daha az hava bulunur. Çünkü piston AÖN'ya çok yüksek hızla gelmektedir ve silindir içerisine yeterince hava dolması için gerekli zaman yoktur. Bu nedenle emme supabı daha geç kapanarak motora bu gerekli zamanı mümkün olduğunca tanımaya çalışmaktadır.
- Motor genişleme stroğunu tamamladığında silindir içerisinde yanmış gazlar bulunmaktadır. Bu gazların mümkün olduğunca büyük bir bölümünün dışarı atılması ve bir sonraki çevirimde içeri alınacak taze dolgu için mümkün olduğunca fazla hacim sağlanmak istenir. Bu nedenle bu işlemi kolaylaştırmak amacı ile egzoz supabı, teoride olduğundan daha erken, piston AÖN'ya ulaşmadan birkaç KMA önce açılır.
- Egzoz supabının erken açıldığı gibi geç kapanması da silindir içerisindeki gazların dışarı atılmasını kolaylaştırır.
- Emme supabı daha erken açılarak silindir içerisine hava almak için gerekli süreyi uzattığı gibi bu durumda egzoz supabı da açık olduğundan yanmış gazları içeri alınan taze dolgu ile dışarı süpürülmesini kolaylaştırmaktadır.

3.3 Atkinson Çevriminin Supap Zamanlaması



Şekil 3. 5 Atkinson Çevriminin Supap Zamanlaması [18]

Şekil 3.5’de Atkinson çevriminin supap zamanlaması gösterilmiştir. Burada sarı renkte olan gösterim normal bir motor çevriminin emme supabının açık olduğu zamanı gösterir. Siyah renkte olan gösterim ise normal bir çevrimde egzoz supabının açık olduğu zamanı göstermektedir. Yeşil olan gösterimde ise değişken supap zamanlamasının devreye girmesinden sonra emme valfinin açılma ve kapanma zamanlamasındaki değişim gösterilmektedir.

Atkinson çevriminde değişken supap zamanlaması teknoloji sayesinde emme valfi daha geç açılıp daha geç kapanmaktadır. Daha önceki kısımlarda anlatıldığı gibi sıkıştırma işleminin başlangıcı emme valfinin kapanması ile başlayabileceğinden, bu geç kapanış, sıkıştırma stroğunun bir bölümünün sıkıştırma işi yapmamasını sağlamaktadır. Bu durumda piston AÖN’den ÜÖN’ya hareketi sırasında silindir içerisindeki taze dolgunun bir kısmı emme valfinden tekrar emme manifolduna doğru gönderilir. Burada taze dolgu sıkıştırılmaz ve motor pompalama gücüne mağruz kalmaz.

Sıkıştırma işlemi benzinli motorlarda bujinin ateşlenip yakıt-hava karışımının yanması ile; Diesel motorlarda ise, sıkıştırılmış havanın üzerine enjektör tarafından yakıt püskürtülmesi ile sona erer. Aynı özelliklere sahip motorda Atkinson çevriminde de normal çevrimde de sıkıştırma işleminin bitişi aynı anda olur. Buna karşın Atkinson çevriminde sıkıştırma başlangıcı daha geç başladığından, sıkıştırma oranı normal çevrime göre daha azdır. Bu nedenle motordaki silindir içi basınçlar ve alınan güçler normal çevrime göre daha azdır. Ancak, hava fazlalık katsayısı sabit ise, silindir içerisine hava fazlalık katsayısına göre yakıt atılması durumunda, Atkinson çevriminin yakıt tüketimi daha az olur.

Genişleme süreçleri her iki çevrimde de aynı olduğundan, Atkinson çevriminde daha düşük bir sıkıştırma ile aynı genişleme işi yapmak mümkündür.

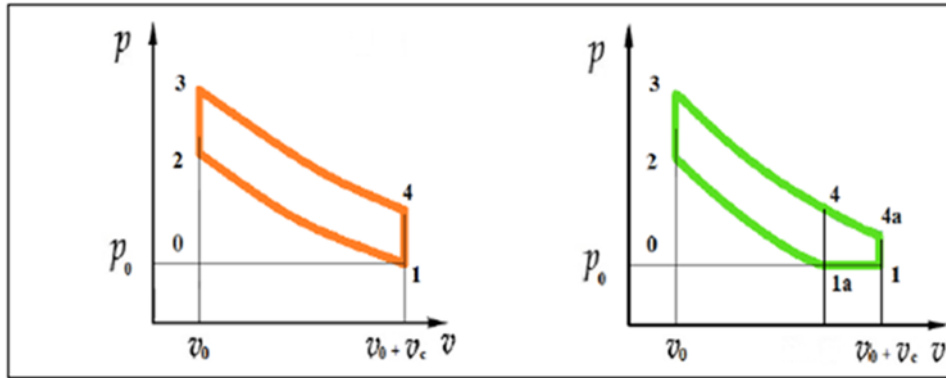
Atkinson çevrimim supap zamanlaması incelenip yukarıdaki yorumlar değerlendirildiğinde; Atkinson çevriminin düşük güç istenen durumlarda uygulanması, Diesel ve Otto çevrimlerine göre daha verimli olacağı söylenebilir.

3.4 Atkinson Çevriminin Termodinamik Analizi

Atkinson çevriminde genişleme oranı sıkıştırma oranından daha büyüktür. Yani motorun efektif iş zamanı sıkıştırma zamanından daha uzun sürer. Atkinson ve Otto çevrimlerinin basınç-hacim grafik mukayesesi Şekil 3.6 ve Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Şekil 3.6'da görüldüğü gibi çevrim "0" noktasında başlamaktadır. Bu noktadaki basınç P_0 , hacim ise V_0 olsun. Silindirin süpürme hacmi Otto ve Atkinson çevrimleri için V_c olsun. Şekil 3.6.a'da görüldüğü gibi Otto çevrimi için emme zamanı 0-1, sıkıştırma zamanı 1-2, yanma ve genişleme zamanı 2-3-4 ve egzoz zamanı 4-1-0'dır. Çevrimde sıkıştırma ve genişleme oranları aynıdır.

Şekil 3.6.b'de görüldüğü gibi Atkinson çevrimi birbirinden bağımsız genişleme ve sıkıştırma oranı sağlar. Çevrimde, emme işlemi 0-1a-1 arasında; buna ek olarak sıkıştırma öncesi emme işlemi 1-1a arasında gerçekleşir. Sıkıştırma öncesi emme işlemi Atkinson çevrimi ile Otto çevrimi arasındaki en temel farktır. Sıkıştırma işlemi 1a-2; yanma ve genişleme işlemi 2-3-4-4a; egzoz işlemi ise 4a-1-1a-0 arasında gerçekleşir. Atkinson çevriminin p-V diyagramından görüldüğü üzere genişleme

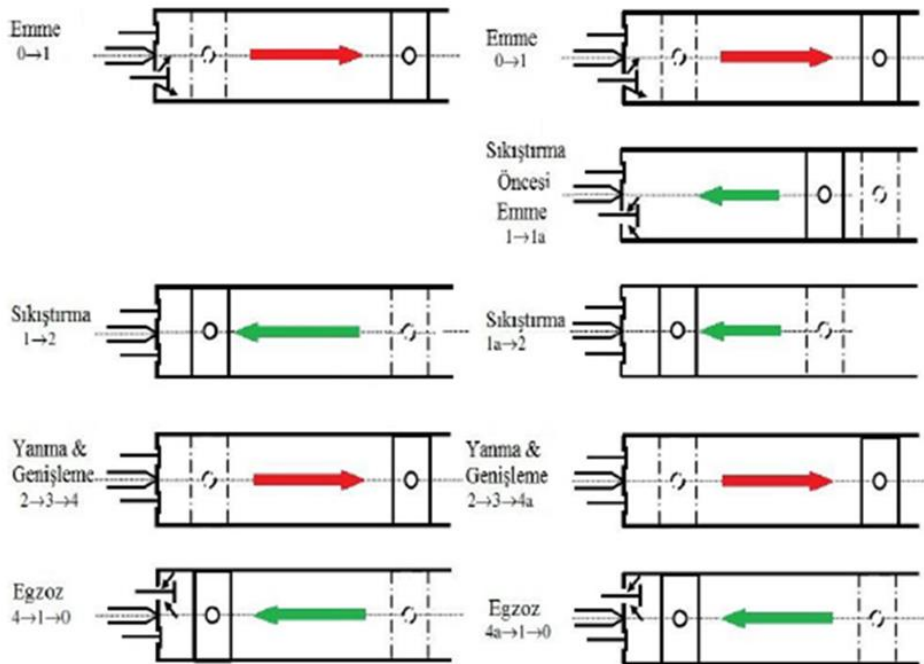
oranının Sıkıştırma oranından daha fazla olması ile motor verimliliğinde artış olması hedeflenir.



a) Otto Çevrimi

b) Atkinson Çevrimi

Şekil 3. 6 Atkinson Çevrimi İle Otto Çevriminin Basınç-Hacim Diyagramlarının Karşılaştırılması [19]

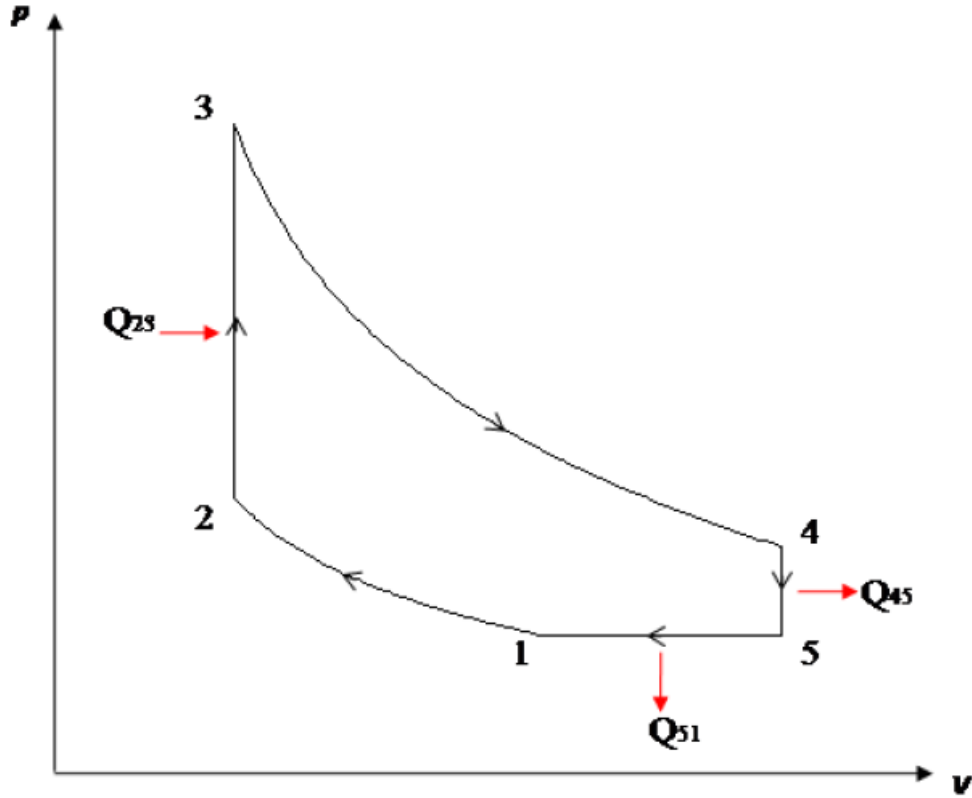


a) Otto Çevrimi

b) Atkinson Çevrimi

Şekil 3. 7 Atkinson Çevrimi İle Otto Çevriminin Çevrim Zamanlarında Piston Pozisyonlarının Karşılaştırılması [19]

İdeal Atkinson çevriminin verim ve indike basınç formülleri daha önceki bölümlerde Diesel ve Otto için kullanılan formüllerle aynıdır. Yani indike basınç, verim, genişleme oranı, sıkıştırma oranı gibi değerler benzer şekilde hesaplanabilir. Burada farklı olan, sıkıştırma oranındaki değişimdir. Otto ve Diesel çevrimlerinde sıkıştırma oranı basıncın artmaya başladığı 1 noktası ile 2 noktası arasında hesaplanırken Atkinson çevriminde bu oran şekil 3.6.b'ye göre basıncın artmaya başladığı 1a noktası ile 2 noktası arasında hesaplanır. Hesaplamalar 1a noktasındaki basınç ve sıcaklık değerleri ile yapılır.



Şekil 3. 8 Atkinson Çevriminin Basınç – Hacim Diyagramı [20]

Şekil 3.8 de görüldüğü gibi Atkinson çevriminde sisteme sıcaklık girişi 2-3 noktasında olur. Sistemden ısı çekimi ise 4-5 ve 5-1 noktaları arasında olur.

P-V diyagramında aynı zamanda 5-1 noktası arasında bir basınç artışı gözlenmemektedir. Bu aralıkta piston AÖN'dan ÜÖN'ya hareket etse dahi emme valfi

hala açık olduğundan silindir içerisinde bir basınç artışı gözlenmez. Sıkıştırma işlemi 1 noktasından sonra olur.

Otto ve Diesel çevrimlerinde olduğu gibi Atkinson çevriminde de termal verim aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_g}$$

Yukarıdaki denklemde W_{net} değeri aşağıdaki gibi yazılır.

$$W_{net} = Q_g - Q_{\zeta}$$

Atkinson çevriminde Q_g aşağıdaki gibi 2 ve 3 noktaları arasında tanımlanır:

$$Q_g = Q_{2-3}$$

$$Q_g = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2)$$

Çıkan ısı değeri hem 4-5 hem de 5-1 arasında olur ve aşağıdaki gibi yazılır:

$$Q_{\zeta} = Q_{4-5} + Q_{5-1}$$

$$Q_{\zeta} = m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_5) + m \cdot C_p \cdot (T_5 - T_1)$$

Bu durumda W_{net} değeri düzenlenirse:

$$W_{net} = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) - [m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_5) + m \cdot C_p \cdot (T_5 - T_1)]$$

Termal verim değeri düzenlenirse ve sıcaklıklar cinsinden yazılırsa:

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_g} = \frac{m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) - [m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_5) + m \cdot C_p \cdot (T_5 - T_1)]}{m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{[m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_5) + m \cdot C_p \cdot (T_5 - T_1)]}{m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{(T_4 - T_5) + k \cdot (T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \end{aligned}$$

Atkinson çevriminde genişleme oranı ve sıkıştırma oranları farklıdır. Genişleme oranı, sıkıştırma oranından daha fazladır. Bu oranların kendi içlerindeki oranı aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\sigma = \frac{r_e}{r_c}$$

Bu denklemde r_e değeri genişleme oranıdır.

Otto çevriminde olduğu gibi sıcaklıklar arasında aşağıdaki eşitlikler yazılabilir:

$$T_2 = T_1 \cdot r_c^{k-1}$$

$$T_3 = T_4 \cdot r_e^{k-1}$$

T_1 ve T_5 değerleri arasında aşağıdaki gibi bir oran bulunur:

$$\frac{T_5}{T_1} = \sigma$$

T_4 ve T_5 değerleri birbirine oldukça yakın olarak düşünülür ve denklemlerde bu değerler eşit olarak değerlendirilebilir. Bu değerlendirme sonucunda denklemler tekrar güncellendiğinde:

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_4 - T_5) + k \cdot (T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - k \cdot \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\eta_t = 1 - k \cdot \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - k \cdot \frac{(T_1 \cdot \frac{r_e}{r_c} - T_1)}{(T_1 \cdot \frac{r_e}{r_c} \cdot r_e^{k-1} - T_1 \cdot r_c^{k-1})}$$

$$\eta_t = 1 - k \cdot \frac{T_1 \cdot (\frac{r_e}{r_c} - 1)}{T_1 \cdot (\frac{r_e}{r_c} \cdot r_e^{k-1} - r_c^{k-1})} = 1 - k \cdot \frac{(\frac{r_e - r_c}{r_c})}{(\frac{r_e}{r_c} \cdot \frac{r_e^k}{r_e} - \frac{r_c^k}{r_c})}$$

$$\frac{T_5}{T_1} = \sigma$$

$$\eta_t = 1 - k \cdot \frac{(r_e - r_c)}{r_c \cdot \left(\frac{r_e}{r_c} \cdot \frac{r_e^k}{r_e} - \frac{r_c^k}{r_c} \right)} = 1 - k \cdot \frac{(r_e - r_c)}{(r_e^k - r_c^k)}$$

Son olarak yukarıdaki denklemde Atkinson çevriminin termal verim eşitliği, adyabatik üs, sıkıştırma ve genişleme oranları cinsinden bulunur.

Atkinson çevriminde indike basınç:

$$P_{mi} = \frac{W_{net}}{V_h}$$

Burada V_h Strok hacmidir ve bu değer:

$$V_h = V_1 - V_2 = V_1 \cdot \left(1 - \frac{V_2}{V_1} \right) = V_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{r_c} \right) = V_1 \cdot \left(\frac{r_c - 1}{r_c} \right)$$

W_{net} değerini düzenlediğimizde:

$$W_{net} = \eta_t \cdot Q_g$$

$$Q_g = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) = m \cdot C_v \cdot T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)$$

$T_2 = T_1 \cdot r_c^{k-1}$ olduğundan denklemde T_2 yerine $T_1 \cdot r_c^{k-1}$ yazılırsa

$$Q_g = m \cdot C_v \cdot T_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = r_o = \text{patlama oranı.}$$

$$C_v = \frac{R}{k - 1}$$

olarak tanımlanır ve yerine yazıldığında

$$Q_g = m \cdot \frac{R}{k - 1} \cdot T_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) = \frac{1}{k - 1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot (r_o - 1)$$

Denklemler yerine konulduğunda net iş değeri:

$$W_{net} = \eta_t \cdot \frac{1}{k-1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot (r_o - 1)$$

olur.

Ortalama indike efektif basınç:

$$\begin{aligned} P_{mi} = \frac{W_{net}}{V_h} &= \frac{\eta_t \cdot \frac{1}{k-1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot r_c^{k-1} \cdot (r_o - 1)}{V_1 \cdot \left(\frac{r_c - 1}{r_c}\right)} \\ &= \eta_t \cdot \frac{P_1}{k-1} \cdot \frac{r_c^k}{r_c - 1} \cdot (r_o - 1) \end{aligned}$$

4.1 Motor Gücü

4.1.1 İndike Motor Gücü

İndike güç, direk olarak elde edilen güçtür. Bu güçte motordaki kayıplar hesaba katılmaz ve gücün bulunmasında indike basınç kullanılır. Bunun sonucunda da indike güç değeri bulunmuş olur. [21].

İndike motor gücü formülü aşağıdaki şekildedir:

$$P_i = \frac{P_{mi} \cdot V_k \cdot z \cdot f \cdot n}{60}$$

Burada z motordaki silindir sayısıdır. İndike basınç değeri, motorda bir silindirde hesaplandığı için, motorun genel indike gücü bulunurken silindir sayısı ile çarpılır. f krank milinin bir turundaki çevrim sayısıdır. Dört zamanlı motorlarda bu değer 0.5 iken iki zamanlı motorlarda 1'dir.

n değeri motor devridir.

4.1.2 Efektif Motor Gücü

Efektif güç değeri hesaplanırken motorda oluşan mekanik sürtünme, pompalama kaybı, aşırı doldurma, türbin ve yardımcı sistemlerin oluşturduğu karşı basınçlar ortalama efektif basınç değerinden çıkarılır çıkarılır. Böylelikle ortalama efektif basınç değeri bulunur ve bu değer efektif gücün bulunmasında kullanılır [21].

$$P_{mf} = P_{mp} + P_{mc} + P_{ma} + P_{mt}$$

P_{mf} : Sürtünme ortalama efektif basınç

P_{mp} : Emme ve egzoz zamanlarında pompalama kayıplarından kaynaklanan basınç

P_{mc} : Aşırı doldurma için harcanan basınç

P_{ma} : Yardımcı sistemler için kaybolan basınç

P_{mt} : Egzoz türbinin (turboşarj) çalıştırılması ile oluşan basınç

$$P_{me} = P_{me} - P_{mf}$$

Efektif güç aşağıdaki denklem ile bulunur:

$$P_e = \frac{P_{me} \cdot V_k \cdot z \cdot f \cdot n}{60}$$

4.2 Motor Momenti

4.2.1 İndike Motor Momenti

Motor momenti pistona uygulanan gaz basınçlarından kaynaklanan kuvvet ile kuvvet kolunun çarpılması ile elde edilen değerdir. Motorun iş yapabilme yeteneği motor torkuna bağlıdır. Güç değeri aslında motor torku ile oluşan işin birim zamandaki değeri olarak belirlenir. Güç değerinde olduğu gibi motor momentinde de indike motor momenti ve efektif motor momenti değerleri ayrı hesaplanır. İndike motor momentinde motorun indike gücü hesaba katılırken, efektif motor momentinde efektif motor gücü kullanılır [21].

İndike motor momenti:

$$M_i = \frac{9549 \cdot P_{mi}}{n}$$

4.2.2 Efektif Motor Momenti

Momentin efektif güç değeri ile hesaplanarak bulunduğu değerdir.

$$M_e = \frac{9549 \cdot P_{me}}{n}$$

4.3 Özgöl Yakıt Tüketimi

Özgöl yakıt tüketimi bir motorun karakteristiğinin belirlenmesindeki önemli parametrelerden biridir. Motordan birim güç almak için harcanması gereken yakıt miktarını göstermektedir.

$$B_e = \frac{b}{P_{me}}$$

Yukarıdaki b değeri bir saatte harcanan yakıtın gram biriminden değerini ifade eder. Yani bir motor birim güçte bir saat boyunca çalıştırıldığında b değeri kadar yakıt harcar.

Yukarıdaki formülde bulunan özgöl yakıt tüketimi efektif özgöl yakıt tüketimidir. Yani motordan alınan efektif güç için harcanan yakıt miktarını gösterir. Eğer formülde efektif motor gücü yerine indike motor gücü kullanılırsa, bulunacak olan değer indike özgöl yakıt tüketimi olur.

5

ANALİZ VE DENEY ÇALIŞMASI

5.1 Analiz ve Deney Motorunun İncelenmesi

Atkinson çevriminin motor parametrelerine etkisini incelemek için yapılan bu çalışmada, analiz motoru olarak Honda GX270 model tek silindirli Otto çevrimli motor seçilmiştir. Bu motor genellikle küçük jenaratör sistemlerinde kullanılan 6.3 kW gücünde bir motordur.



Şekil 5. 1 Honda GX 270 Motoru [22]

Seçilen analiz motorunun temel özellikleri aşağıdaki tablodaki gibidir:

Tablo 5.1 Honda GX 270 Motor zellikleri

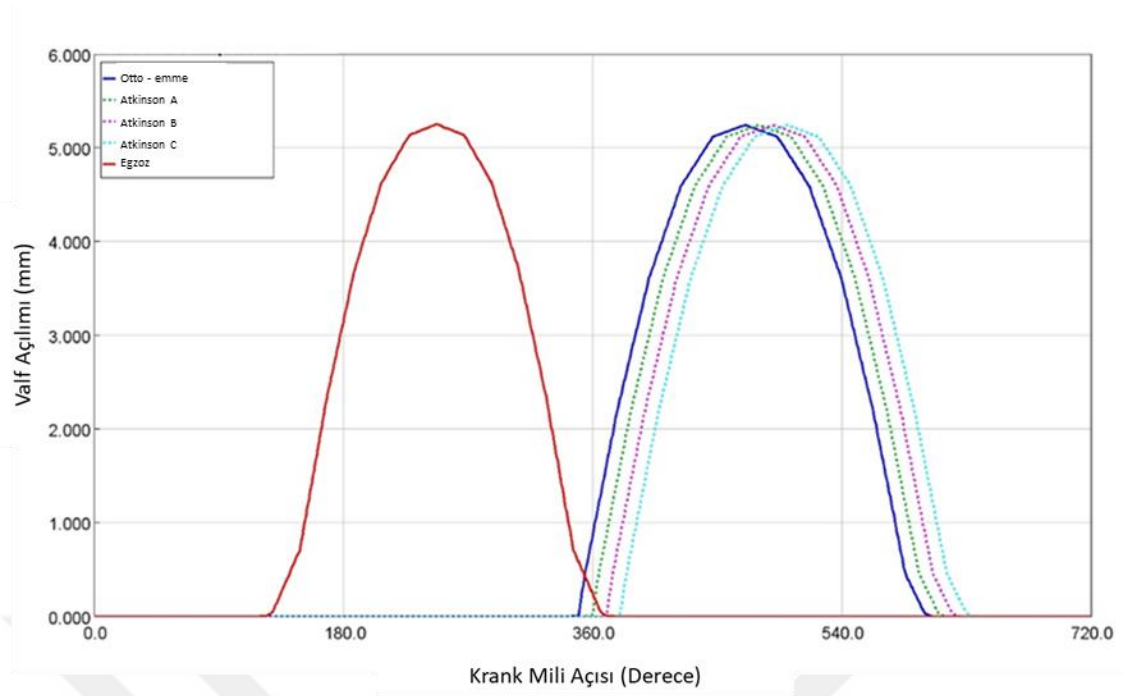
Parametre	Değer
Silindir sayısı	Tek silindirli
ap	77 mm
Strok	58 mm
Silindir hacmi	270 cm ³
Sıkıştırma oranı	8.2:1
Maksimum güç	6.3 kW @ 3600 d/d
Maksimum tork	19.1 Nm @ 2500 d/d
Ateşleme sistemi	Elektronik ateşleme
Hava filtresi	Yarı kuru, yağ banyolu, çift elemanlı, siklonlu filtre
Yakıt kapasitesi	6 lt
Yakıt cinsi	Kurşunsuz benzin
Yağ kapasitesi	1.1 lt
Valf sistemi	Alttan kam milli, üstten valf
Soğutma sistemi	Hava soğutmalı
ller: uzunluk x genişlik x yükseklik	380mm x 430mm x 410mm

5.2 Analiz Yöntemi

Analiz için gerekli olan motor performans değerleri elde edilmiş ve GT Power yazılımında kurulan Otto çevrimli motor modeline entegre edilmiştir. Hava fazlalık katsayısı 1 olarak belirlenmiş ve Atkinson çevriminde gaz kelebeği tam açık konumda ayarlanmıştır. Motorun kam mili profilleri incelenerek krank mili – valf açılma grafiği hem egzoz hem de emme valfleri için çıkarılmıştır. Bunun ardından aynı krank mili – valf açılımı değerleri kullanılarak emme valfi açılma ve kapanma zamanları krank mili açısına bağlı olarak 10 derecelik 3 farklı öteleme yapılmıştır. Bu öteleme sonucunda, emme valfi kapanma gecikmeli 3 farklı Atkinson çevrimi elde edilmiştir. İlk 10 derecelik öteleme yapıldığında elde edilen motor çevrimi Atkinson A, ikinci 10 derece öteleme yapılarak toplamda analiz motoruna göre emme valfi açılma ve kapanma zamanı 20 derece ötelenmiş Atkinson çevrimi Atkinson B, bir 10 derece daha öteleme yapılarak analiz motoruna göre toplamda 30 derecelik ötelemeye sahip Atkinson çevrimi ise Atkinson C olarak tanımlanmıştır. Tüm bu düzenlemeler yapıldığında GT Power yazılımında 4 farklı motor çevrimi oluşturulmuştur. Bunlar; Otto Çevrimi, Atkinson A çevrimi Atkinson B Çevrimi ve Atkinson C çevrimi'dir.

Simulasyon için gerekli olan emme portu giriş alanı, egzoz portu çıkış alanı, biyel kolu uzunluğu, gaz kelebeği çapı gibi diğer geometrik ölçüler motor üzerinden ölçülerek elde edilmiştir.

Her 4 motor çevrimi için motor gücü, motor momenti, özgül yakıt tüketimi ve toplam motor verimi değerleri seçilen 5 farklı motor devrinde bulunmuştur. Seçilen devirler; 2000 d/d, 2500 d/d, 3000 d/d, 3300 d/d ve 3600 d/d'dır. Bu devirler arasında 2500 d/d, analiz motorunun maksimum moment ürettiği devirdir ve 3600 d/d değeri, analiz motorunun maksimum güç ürettiği motor devridir.



Şekil 5.2 4 Farklı Motor Çevrimi İçin Elde Edilen Krank Mili Açısı – Valf Açılımı Diyagramı

Şekil 5.2’de GT Power yazılımında emme valflerinin açılma ve kapanma zamanlarını krank mili açısına göre 3 defa 10 derecelik öteleme sonucu elde edilen 3 farklı Atkinson çevriminin ve referans analiz motorunun krank mili - valf açılımı grafikleri gösterilmiştir. Egzoz valfi açılma ve kapanma zamanı her 3 Atkinson çevrimi ve Otto çevrimi için aynıdır. Bunun sonucu olarak genişleme stroğunun 4 farklı çevrim için de aynı olması beklenmektedir.

Grafikte de görüldüğü gibi Otto motorunun emme valfi açılma zamanı KMA’sına göre 350°’de açılmaktadır. Bu değer, piston ÜÖN’ya gelmeden 10° önce anlamında gelmektedir. Otto motorunun emme valfi kapanma değeri ise KMA’sına göre 600°’dir. Bu değer, emme valfinin piston AÖN’ya geldikten sonra, sıkıştırma stroğunu yapmaya başladıktan 60° sonra kapanması anlamına gelir. Sıkıştırma işi emme valfi tam kapalı olduğunda başlayacağından, Otto çevriminin sıkıştırma süreci, piston AÖN’ya geldikten 60° sonra başlayacaktır ve yanma başladığında son bulacaktır.

Atkinson A çevriminin emme valfi açılma ve kapanma değeri referans analiz motoruna göre 10 derece ileri alınmıştır. Böylelikle valf açılma değeri KMA’sına göre

360°, yani piston tam ÜÖN'ya geldiğinde olacaktır. Emme valfi kapanma değeri ise KMA'sına göre 610°, yani piston AÖN'yı geçtikten 70° sonra kapanmaktadır.

Atkinson B çevriminin emme valfi açılma ve kapanma değeri referans analiz motoruna göre 20 derece ileri alınmıştır. Böylelikle valf açılma değeri KMA'sına göre 370°, yani piston ÜÖN'yı 10° geçtiğinde olacaktır. Emme valfi kapanma değeri ise KMA'sına göre 620°, yani piston AÖN'yı geçtikten 80° sonra kapanmaktadır.

Atkinson C çevriminin emme valfi açılma ve kapanma değeri referans analiz motoruna göre 30 derece ileri alınmıştır. Böylelikle valf açılma değeri KMA'sına göre 380°, yani piston ÜÖN'yı 20° geçtiğinde olacaktır.. Emme valfi kapanma değeri ise KMA'sına göre 630°, yani piston AÖN'yı geçtikten 90° sonra kapanmaktadır.

Motor modelleri kurulduktan sonra GT Power yazılımı ile 5 farklı motor devrinde motor performans değerleri elde edilmiş ve kıyaslamalar yapılmıştır.

5.3 Deney Yöntemi

Yapılan analizler sonucunda Atkinson B motoru ve Otto motorunu analizde elde edilen verileri değerlendirmek adına deney yapılarak incelenmesi hedeflenmiştir.

Atkinson B motorunun emme zamanlaması Otto motoruna göre 20 derece ötelenmiştir. Bunu sağlamak amacıyla referans motor olan Honda GX270 motorunun kam mili incelenmiştir. Orijinal kam milinden emme profili kesilmiştir ve kam mili dişlisinin yakınında bulunan egzoz kam mili, kam mili dişlisi ile birlikte tek parça halinde tutulmuştur. Bu sayede motorun egzoz zamanlaması değişmeyecektir. Bu kısma emme kam mili profilini daha sonra ekleyebilmek için dişli delik açılmıştır.



Şekil 5. 3 Honda GX 270 Motoru Kam Mili

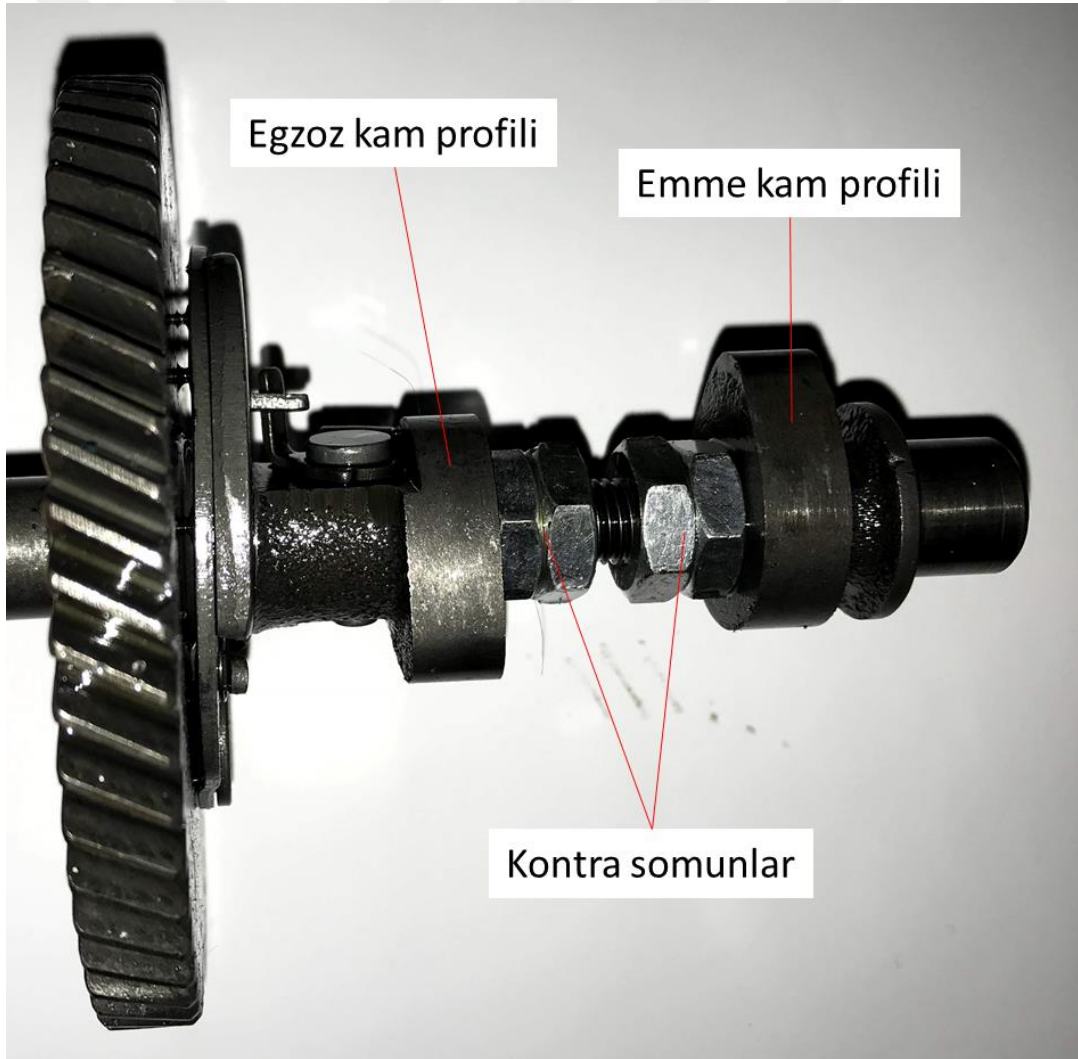


Şekil 5. 4 Kam Mili Egzoz Kismına Açılan Dişli Delik

Kesilen emme kam profilinin ortasına diş açılmıştır. Egzoz kam milinin ortasında bulunan dişli deliğe bir adet saplama entegre edilmiştir. Bu saplamanın diğer ucuna ise emme kam profili yerleştirilmiştir. Emme kam profili bu sayede saplama etrafında döndürülebilmektedir.

Emme kam profili orijinal kam milindeki konumundan krank mili açısına göre 20 derece dönüş yönünde ileri alınmıştır. Bu sayede bu kam mili, Atkinson B motorunun zamanlamasını sağlayabilecek bir kam miline dönüşmüştür.

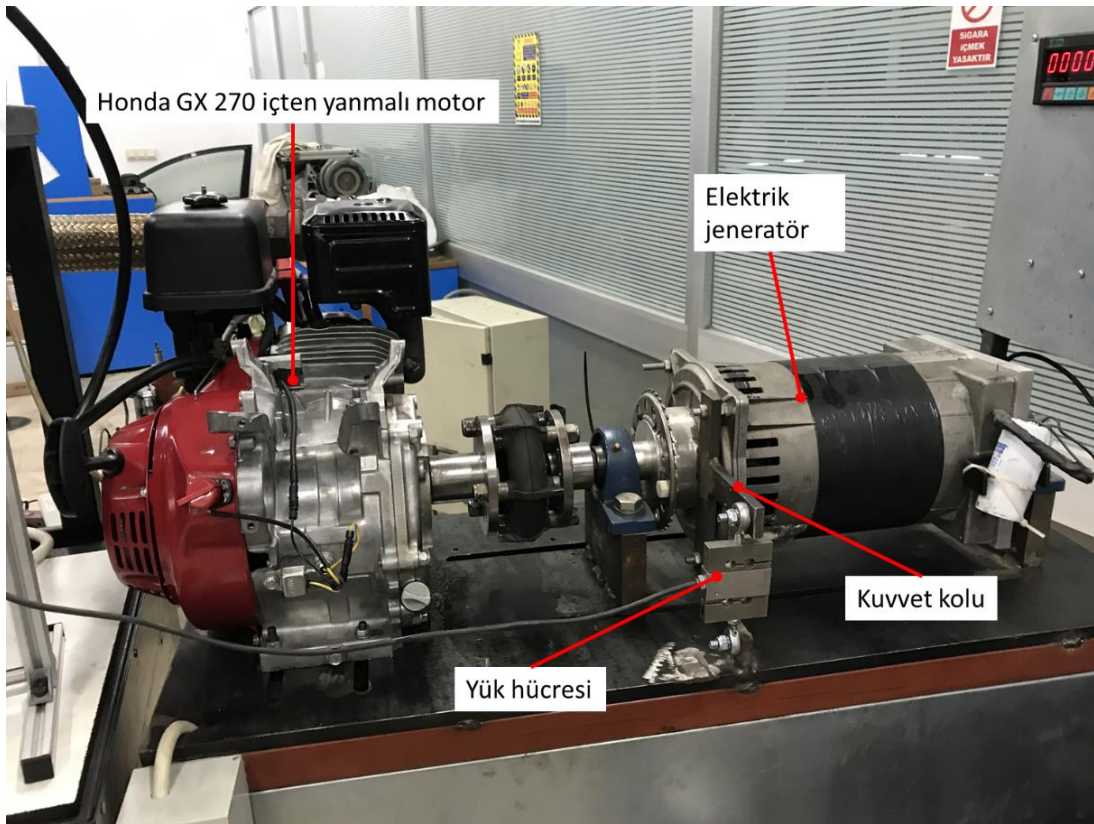
Emme kam profilini ve takılan saplamayı motorun çalışma aşamasında sabit konumda tutmak için her iki yöne de çift somun yerleştirilmiştir ve bu somunlar saplamayı ve emme kam profilini sabit tutacak şekilde sıkılmıştır. Böylelikle Atkinson B motorunda kullanılacak kam mili elde edilmiştir.



Şekil 5. 5 Atkinson Motoru İçin Tasarlanan Kam Mili

Elde edilen yeni kam mili motora takılmıştır ve bu sayede Atkinson B motoru elde edilmiştir. Bu motor laboratuarda oluşturulan deney düzeneğine yerleştirilmiştir.

Atkinson B motorunun güç, tork ve özgül yakıt tüketimi değerleri analizde kullanılan devirler arasından 2500 d/d, 3000 d/d, 3300 d/d ve 3600 d/d'da ölçülmüştür. Ardından motora entegre edilen kam mili sökölüp yerine orijinal Otto motoruna ait kam mili takılmıştır. Aynı devir şartlarında tekrar ölçümler alınmış ve kaydedilmiştir.



Şekil 5. 6 Deney Düzeneği

Deney düzeneğinde motoru yüklemek için bir elektrik jeneratörü kullanılmaktadır. Bu yükleme sırasında motor momentini ölçmek için bir güç hücresi bulunmaktadır. Motor ile bu güç hücresi 185 mm uzunluğunda bir çelik profil ile bağlanmıştır. Motor devrini ölçmek için ise laboratuarda bulunan gaz analizörünün buji sinyali ölçüm özelliğinden faydalanılmıştır. Bir dakikada geçen buji sinyali ölçümü sayesinde motor devri ölçülebilmektedir.

Yük hücresi üzerine gelinen kuvvetler ölçülmüştür ve bu sayede de motordan çıkan tork değeri bulunmuştur. O andaki devir değerini kullanarak da motorun güç değeri elde edilmiştir.

Yakıt tüketimi ölçümü için ise hassas terazi kullanılmıştır. Her deney şartında belirli bir süredeki yakıt tüketimi kaydedilmiş ve bu değer g/kWh cinsine dönüştürülmüştür.



6

SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1 Sonuçlar

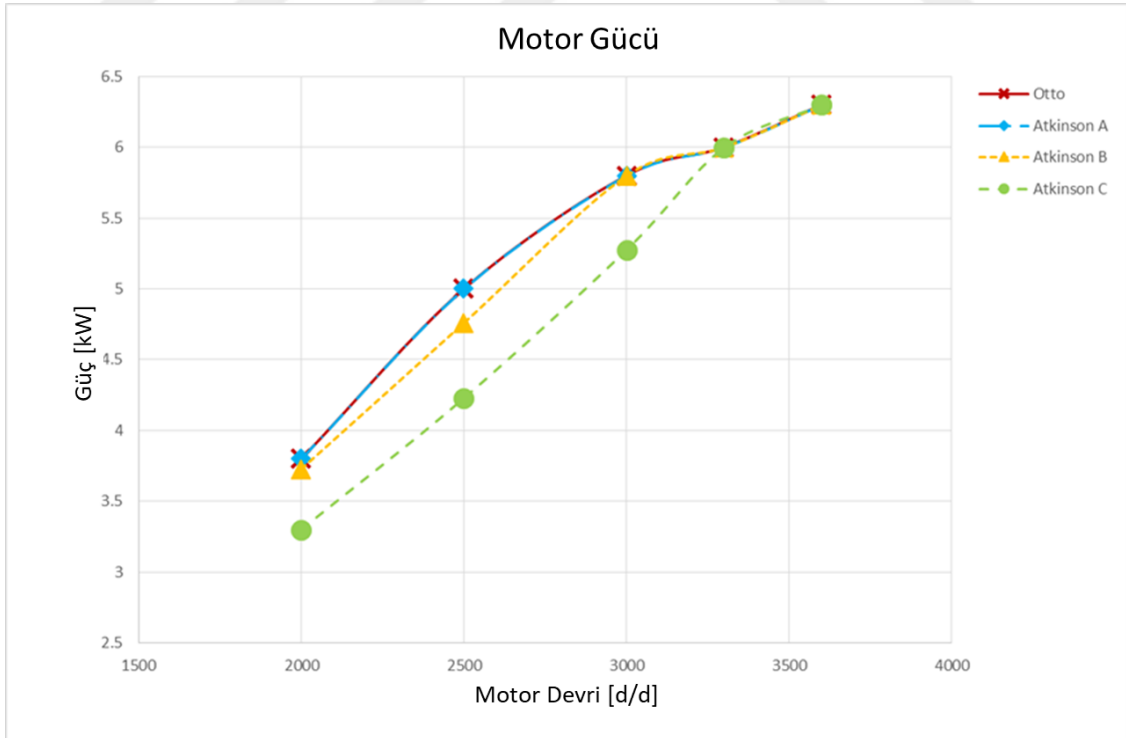
6.1.1 Analiz Sonuçları

Elde edilen 4 farklı motor modeli için GT Power yazılımında analizler yapılmıştır ve 4 farklı motor parametresi incelenmiştir. Her motor parametresi 5 farklı devir değerleri için bulunmuş, elde edilen değerler ile her bir parametrenin motor devrine bağlı grafikleri çizilmiştir.

Her grafik için Otto motor çevrimi kırmızı, Atkinson A çevrimi mavi, Atkinson B çevrimi sarı ve Atkinson C çevrimi yeşil renkte gösterilmiştir.

6.1.1.1 Motor Gücü

Her 4 motor çevrimi için devir – motor momenti grafiği aşağıdaki şekildedir:



Şekil 6. 1 Otto Ve Atkinson Çevrimleri İçin Motor Devri – Motor Gücü Diyagramı

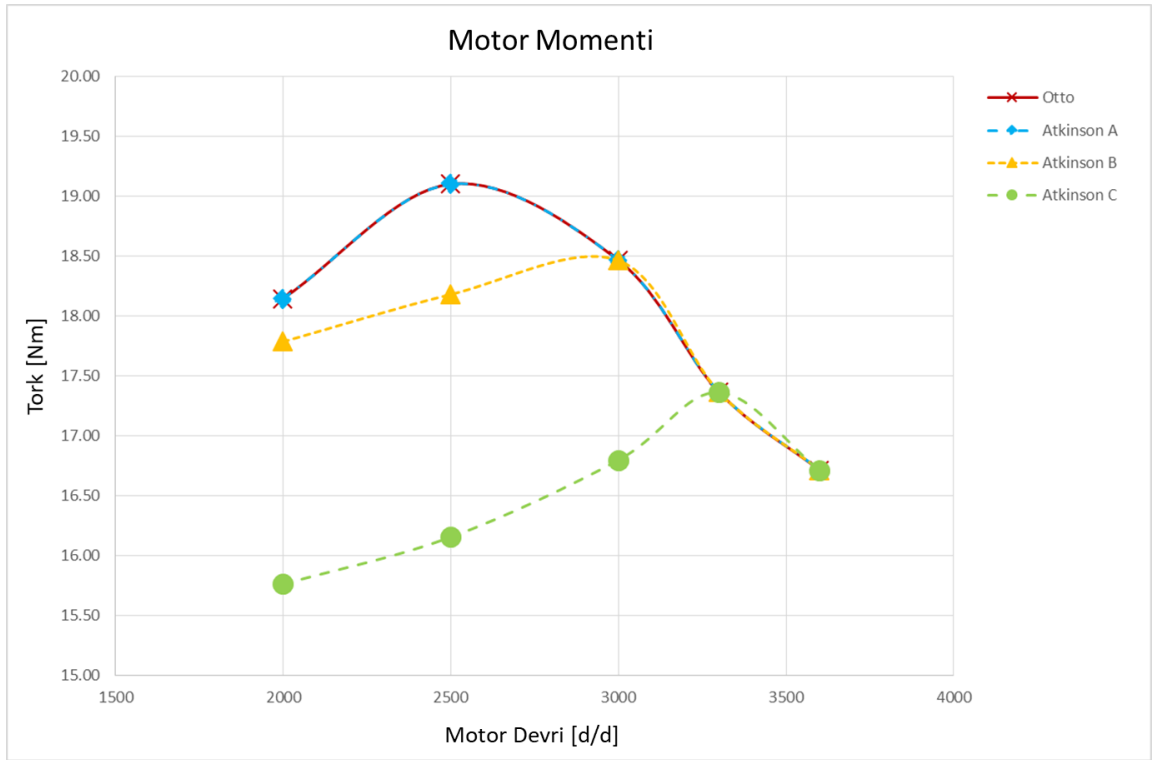
Referans motor olan Otto çevrimli Honda GX 270 motoru 2000 d/d'da 3.8 kW güç üretmiştir. 2500 d/d değerinde 5 kW, 3000 d/d'da 5.8 kW, 3300 d/d'da 6 kW ve son olarak 3600 d/d da 6.3 kW güce ulaşmıştır.

Atkinson A motorunun güç değerleri incelendiğinde, tüm motor devirleri için Otto motoru ile kıyaslandığında kayda değer bir fark görünmemektedir. Bu durum Atkinson A ve Otto motorunun grafiklerinin üst üste çakışmasından da anlaşılmaktadır.

Atkinson B motoru 2000 d/d'da Otto motoruna göre %2'lik bir düşüş ile 3.72 kW güç üretmiştir. 2500 d/d'da Otto motorunda 5 kW olan değer Atkinson B motorunda %5 lik bir düşüş ile 4.76 kW olmuştur. Diğer 3 motor devirleri için Atkinson B motoru Otto çevrimli referans motor ile aynı güç değerlerine ulaşmıştır.

Atkinson C motoru, 3600 d/d ve 3300 d/d motor devirlerinde Otto motoru ile aynı güç değerine ulaşmıştır. Buna karşın, 3000 d/d'da Atkinson C motorunun motor gücü Otto motoruna göre %9'luk bir düşüş ile 5.28 kW değerine gerilemiştir. 2500 d/d'da Otto motorunda 5 kW güç üretilirken, Atkinson C motorunda ise %15'lik fark ile güç değeri 4.23 kW değerine gerilemiştir. Son olarak analizde seçilen devirler arasında en düşük devir olan 2000 d/d değerinde Atkinson C motoru 3.3 kW güç üretmektedir. Otto çevrimi ile kıyaslandığında bu değer %13 gerilemiştir.

6.1.1.2 Motor Momenti



Şekil 6. 2 Otto ve Atkinson Çevrimleri İçin Motor Devri – Motor Momenti Diyagramı

Referans motor olan Otto çevrimli Honda GX 270 motoru 2000 d/d'da 18.14 Nm tork üretmiştir. 2500 d/d değerinde 19.10 Nm maksimum tork değerine ulaşmış, 3000 d/d'da 18.46 Nm, 3300 d/d'da 17.36 Nm ve son olarak 3600 d/d da 16.71 Nm tork değeri elde edilmiştir.

Atkinson A motorunda güç değerlerinde olduğu gibi, Otto motoru ile arasında kayda değer bir fark gözlenmemiştir.

Atkinson B motoru 2000 d/d'da Otto motoruna göre %2'lik bir düşüş ile 17.78 Nm tork üretmiştir. 2500 d/d'da motorunda %5 lik bir düşüş ile tork değeri 18.18 Nm olmuştur. Diğer 3 motor devirleri için Atkinson B motoru, Otto çevrimli referans motor ile aynı tork değerlerine ulaşmıştır.

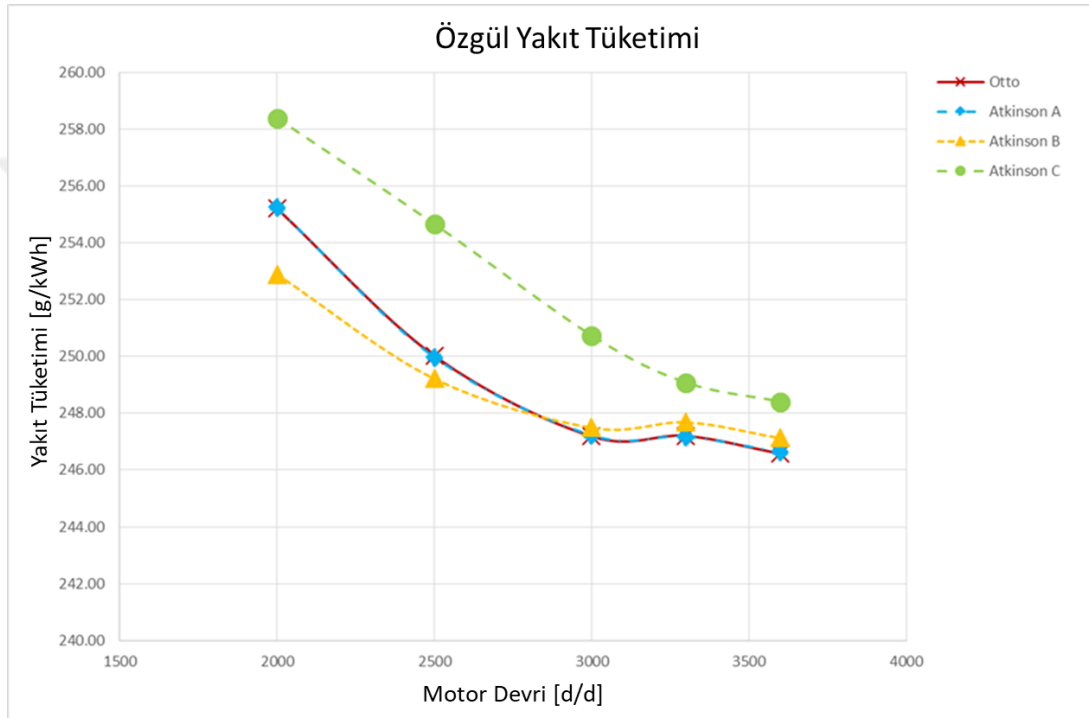
Atkinson C motoru, 3600 d/d ve 3300 d/d motor devirlerinde Otto motoru ile aynı tork değerlerine sahiptir. Buna karşın, 3000 d/d'da Atkinson C motorunun motor momentini, Otto motoruna göre %9'luk bir düşüş ile 16.80 Nm değerine gerilemiştir. 2500 d/d'da Atkinson C motorun Otto motoruna göre %15 daha düşük olan 16.15

Nm tork değerine ulaşmıştır. 2000 d/d değerinde ise Atkinson C motorunun tork değeri Otto motoru ile kıyaslandığında %13 gerilemiştir ve 15.96 Nm olmuştur.

6.1.1.3 Özgöl Yakıt Tüketimi

Motor güçleri ve tork değerleri incelendikten sonra, her 4 farklı motor çevrimi için bu güçlerde ve bu tork değerlerindeki özgül yakıt tüketimleri incelenip kıyaslanmıştır.

Aşağıdaki grafikte 4 motor çevrimi için devir – özgül yakıt tüketimleri gösterilmiştir.



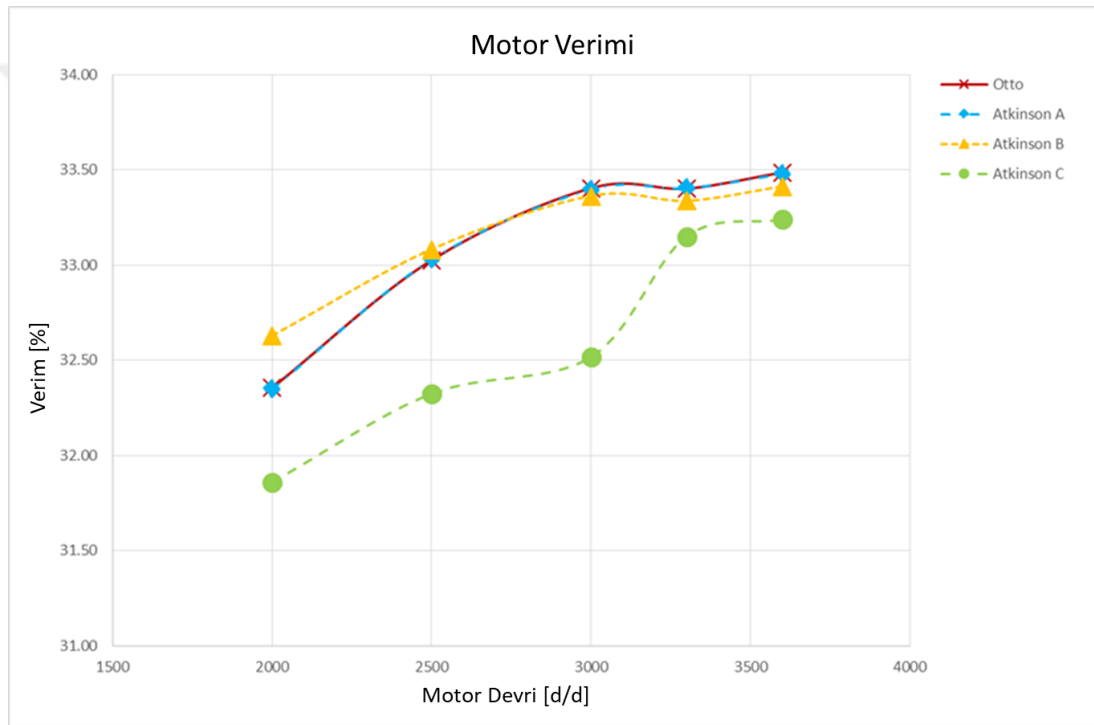
Şekil 6. 3 Otto ve Atkinson Çevrimleri İçin Motor Devri – Özgöl Yakıt Tüketimi Diyagramı

Otto çevrimi ve Atkinson A çevriminin özgül yakıt tüketimleri arasında her 5 devir değerinde de çok az oranda değişim vardır. Otto çevriminde 2000 d/d'da özgül yakıt tüketimi 255.20 g/kWh, 2500 d/d'da 250.01 g/kWh, 3000 d/d'da 247.19 g/kWh, 3300 d/d'da 247.20 g/kWh ve son olarak en yüksek güç alınan 3600 d/d'da özgül yakıt tüketimi 246.57 g/kWh olur. Atkinson A çevriminde her 5 devir değeri için özgül yakıt tüketimi, Otto çevrimine göre biraz daha fazladır. Ancak bu farklar %1 oranından daha düşüktür.

Atkinson B çevriminde 2000 d/d'da özgül yakıt tüketimi 252.88 g/kWh, 2500 d/d'da 249.22 g/kWh, 3000 d/d'da 247.50 g/kWh, 3300 d/d'da 247.69 g/kWh ve 3600 d/d'da 247.13 g/kWh olmuştur. Otto motoru ile kıyaslandığında, 2000 d/d ve 2500 d/d değerlerinde Atkinson B motorunun yakıt tüketimi yaklaşık %1 oranında daha azdır. Ancak diğer 3 devirde Otto motoruna göre yakıt tüketiminde artma gözlemlenmiştir.

Atkinson C motorunda ise her motor devrinde özgül yakıt tüketimi, referans motor olan Otto çevrimi ve diğer 2 Atkinson çevrimli motordan daha yüksektir.

6.1.1.4 Motor Verimi



Şekil 6. 4 Otto ve Atkinson Çevrimleri İçin Motor Devri – Motor Verimi Diyagramı

Motor verimleri grafiğinde görüldüğü gibi her 5 devirde de Otto motoru ile Atkinson A motorunun verim değerleri hemen hemen aynıdır.

Otto motorunun verim değerleri; 2000 d/d'da %32.35, 2500 d/d'da %33.03, 3000 d/d ve 3300 d/d'da %33.40, ve son olarak 3600 d/d'da %33.49 olmaktadır. Otto çevrimli referans analiz motorunun en verimli çalışma noktası maksimum güç ürettiği 3600 d/d'dır.

Atkinson B motorunda 2000 d/d'da motor verimi %32.63, 2500 d/d'da %33.08, 3000 d/d'da %33.36, 3500 d/d'da %33.41 ve 3600 d/d'da %33.41'dir. Atkinson B motoru da Otto motoru gibi en yüksek verimi 3600 d/d değerinde göstermiştir. Özellikle 2000 d/d ve 2500 d/d değerlerinde Atkinson B motorunun toplam motor verimi Otto motorundan daha fazladır.

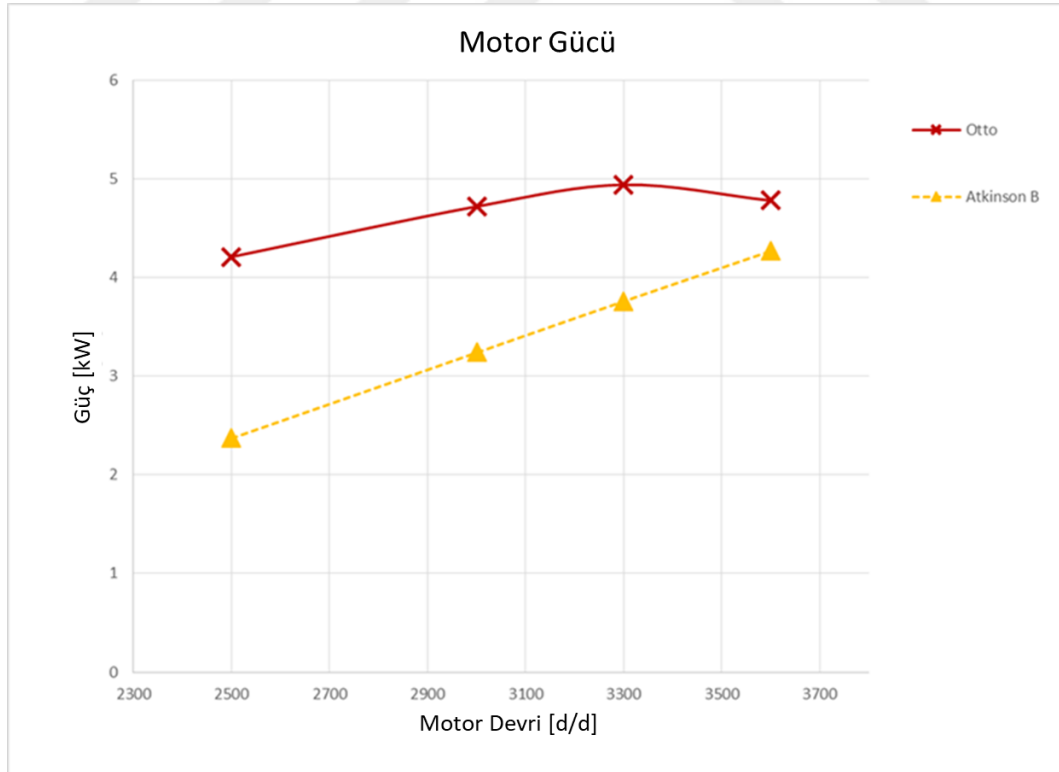
Atkinson C motoru ise her motor devrinde diğer motorlara göre daha düşük verim ile çalışmıştır.

6.1.2 Deney Sonuçları

Analiz sonuçlarına göre diğer iki Atkinson çevrimine göre kullanılması daha uygun görülen Atkinson B çevrimi ile Otto çevrimi arasında analizde de kullanılan 4 farklı devir için daha önce anlatılan yöntemler ile deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerin amacı analiz sonuçlarının deney sonuçları ile doğrulanmasıdır.

Bu deneyler sonunda 2500 d/d, 3000 d/d, 3300 d/d ve 3600 d/d'da her iki motor çevrimi şartı için motor gücü, motor momenti ve özgül yakıt tüketimi verileri elde edilmiştir.

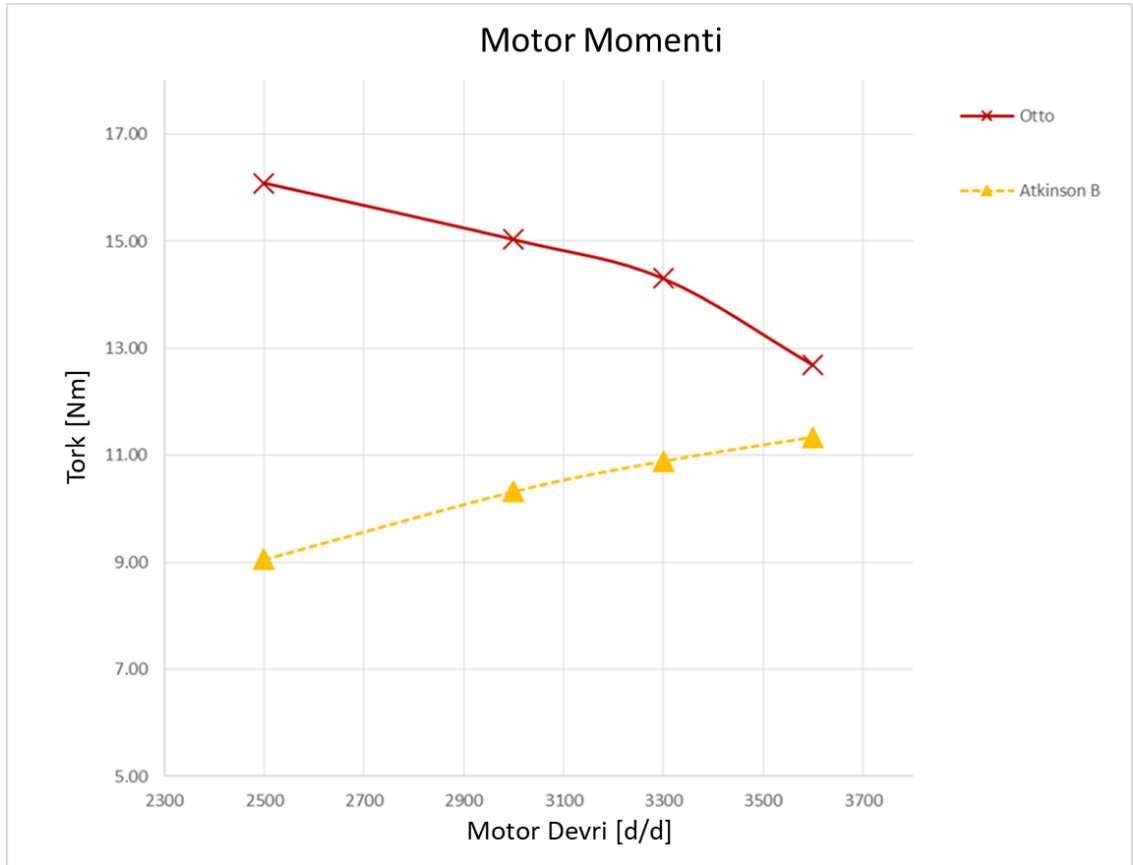
6.1.2.1 Motor Gücü



Şekil 6. 5 Otto Ve Atkinson B Motoru İçin Motor Devri – Motor Gücü Grafiği

Şekil 6.5'ten de görüldüğü üzere; yapılan deney sonuçlarından Otto motorunun 2500 d/d'da 4.21 kW, 3000 d/d'da 4.72 kW, 3300 d/d'da 4.94 kW ve 3600 d/d'da 4.8 kW güç ürettiği görülmektedir. Buna karşın Atkinson B motoru 2500 d/d'da Otto motoruna göre %43 azalma ile 2.37 kW, 3000 d/d'da Otto motoruna göre %31 azalma ile 3.24 kW, 3300 d/d'da Otto motoruna göre %23 azalma ile 3.76 kW ve 3600 d/d'da Otto motoruna göre %10 azalma ile 4.23 kW güç üretmiştir.

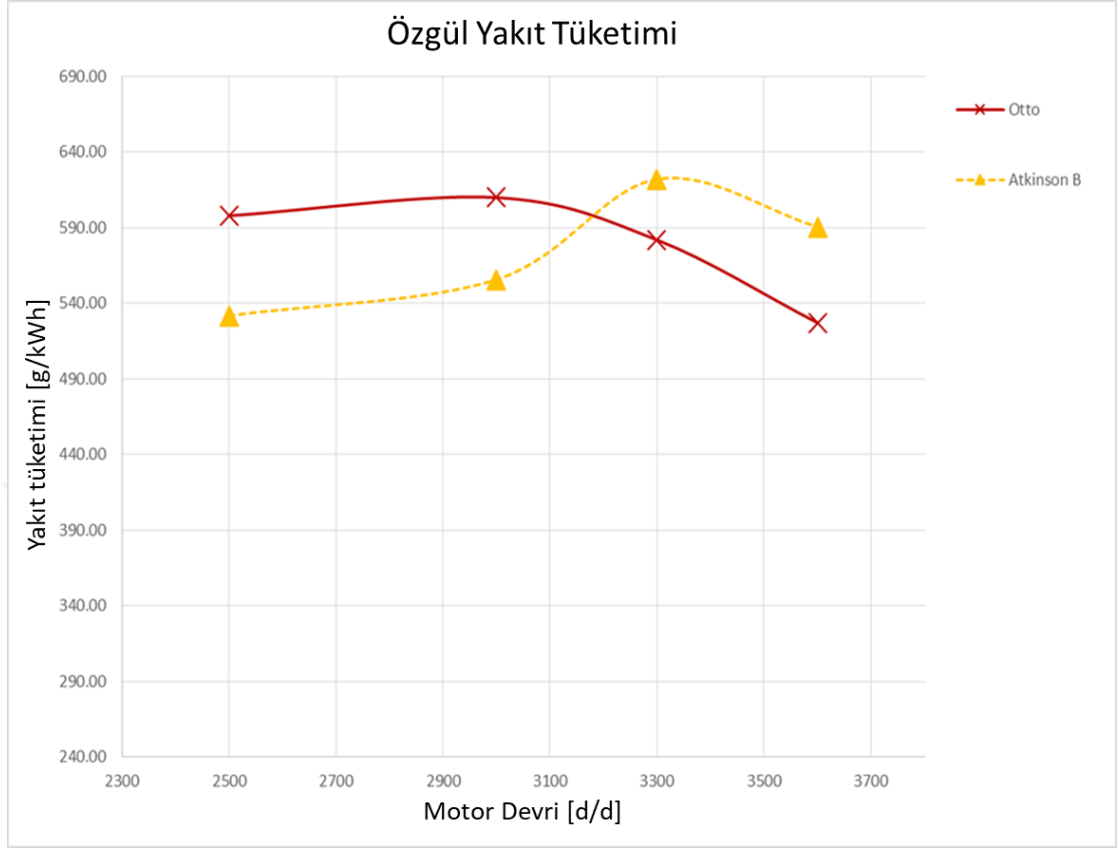
6.1.2.2 Motor Momenti



Şekil 6. 6 Otto Ve Atkinson B Motoru İçin Motor Devri – Motor Momenti Grafiği

Yapılan deney sonucunda Otto motoru 2500 d/d değerinde 16.09 Nm tork üretirken Atkinson B motoru bu devirde 9.06 Nm tork üretmiştir. Bu değerler 3000 d/d değerinde Otto motorunda 15.03 Nm, Atkinson B motorunda ise 10.89 Nm'dir. 3300 d/d'da Otto motoru 14.30 Nm, Atkinson B motoru ise 10.89 Nm tork üretmiştir. Son olarak 3600 d/d değerinde Otto motoru 12.69 Nm ve Atkinson B motoru ise 11.33 Nm tork değerine ulaşmıştır.

6.1.2.3 Özgöl Yakıt Tüketimi



Şekil 6. 7 Otto ve Atkinson B Motoru İçin Motor Devri – Özgöl Yakıt Tüketimi Grafiği

Deneyler sırasında ölçülen yakıt tüketimleri hesaplanıp değerlendirildiğinde Otto motorunun 2500 d/d motor hızında 598g/kWh, 3000 d/d değerinde 610g/kWh, 3300 d/d'da 582 g/kWh ve 3600 d/d da 527 g/kWh olmuştur.

Atkinson B motorunda ise yakıt tüketimleri 2500 d/d'da Otto motoruna göre %11 azalarak 531.64 g/kWh, 3000 d/d da %8 azalarak 555.55 g/kWh, 3300 d/d'da %6 artarak 622 g/kWh ve 3600 d/d'da %12 artarak 590.54 g/kWh olmuştur.

6.2 Sonuçların Değerlendirilmesi ve Öneriler

Yapılan simülasyonlar sonucunda emme valfi açılma ve kapanma zamanını 10 derece ileri öteleyerek elde edilen Atkinson A çevrimi ile Otto çevrimi arasında temel motor performans parametrelerinde bir değişim gözlenmemiştir. Grafikler incelendiğinde, motor gücü, motor momenti, özgül yakıt tüketimi ve toplam motor veriminde her iki motor çevriminde de çakışma gözlemlenmektedir.

Emme supabı açılma ve kapanma zamanı Otto motoruna göre 20 derece ötelenmiş olan Atkinson B çevrimi, özellikle 2000 d/d ve 2500 d/d çalışma şartlarında Otto motoruna göre düşük güç ve moment üretmesine rağmen bu devir değerlerinde daha az yakıt tüketimi yaparak daha verimli bir motor çevrimi olarak değerlendirilebilir. Bu devirlerde, yüksek güce ihtiyaç duyulmayan durumlarda Atkinson B çevriminin kullanılması Otto çevrimine göre daha avantajlı olabilir. Otto motoru ile kıyaslandığında düşük motor devirlerinde yakıt tüketimi ve motor verimliliği arasındaki oransal fark çok yüksek olmasa da, uzun vadede kullanımı sonrasında bu avantaj önemli bir hale gelmektedir.

Atkinson C çevriminde, emme supabı açılma ve kapanma zamanlarının 30 derece gibi büyük bir değerde ileri alınması sonucu motor içerisine yeterli hava alınamamış ve sıkıştırma oranında diğer Atkinson çevrimlerine göre yüksek bir düşüş olmuştur. Bunun sonucu olarak Atkinson C çevrimi, yüksek yakıt tüketimi yapan ve düşük verimle çalışan bir motor haline gelmiştir.

Yapılan simülasyonların ardından, Atkinson B motoru ve Otto motoru arasında yapılan deney sonuçları incelendiğinde ilk olarak fark edilen; deney sonucu elde edilen sayısal değerler ile teorik simülasyon sonucu elde edilen değerlerle aralarında fark olmasıdır. Buna karşın güç, tork ve özgül yakıt tüketimi grafikleri analiz grafikleri ile kıyaslandığında, devre göre değerlerin değişim eğilimlerinin benzer olduğu söylenebilir. Bu nedenle yapılan analizler ile deneyler arasında, değerlerin devre bağlı değişimleri benzerlik göstermektedir.

Her 3 Atkinson çevrimi arasında yakıt tüketimi ve verimlilik açısından en uygun motor çevrimi Atkinson B çevrimidir. Bu motor çevrimi özellikle düşük devirlerdeki verimliliğinin yüksek olması ve düşük yakıt tüketimi yapması sonucunda hibrit araç

teknolojilerinde veya motor devri sabit çalışma aralığında olan jenaratör sistemleri gibi uygulamada kullanımı aynı motorun Otto çevrimi ile çalıştırılmasından daha uygun olacaktır.

Atkinson B çevriminde, güç ve momentteki düşüşler turboşarj uygulamaları kullanılarak giderilebilir. Bu sayede düşürülen sıkıştırma oranı nedeniyle silindir içine alınmakta zorlanılan hava miktarı arttırılabilir.



- [1] Eartheasy, URL: <https://learn.eartheasy.com/guides/hybrid-cars/#b> (Son erişim tarihi: 14.11.2019).
- [2] Abdullah Onur ÖZDEMİR, "İçten yanmalı motorda Atkinson çevriminin performans analizi," Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2014.
- [3] H Hong, G B Parvate-Patil, B Gordon, "Review and analysis of variable valve timing strategies—eight ways to approach," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2004, vol. 218, Part D: J. Automobile Engineering, pp. 1179-1200.
- [4] Josh Chen, James Chinn, Kevin Wan, Brandon Yang, "Internal combustion engine: Atkinson cycle efficiency and power comparison to Otto cycle," Mechanical and Aerospace Engineering, 133A, 2013.
- [5] Oğuz Kürşat Demirci, "Buji ile ateşlemeli bir motorda Miller çevrimi uygulanması, performans ve emisyon karakteristiklerinin incelenmesi," Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2013.
- [6] Rashidi, M.M., A. Hajipour, A. Mousapour, A. "Comparison of performances of air standard Atkinson and dual cycles with heat transfer considerations," International Conference on Nonlinear Modeling & Optimization, 2012, vol. 48, no. 5, pp. 1683-1690.
- [7] J. Benajes, J.R. Serrano, S. Molina, R. Novella, "Potential of Atkinson cycle combined with EGR for pollutant control in HD Diesel engine," Energy Conversion and Management, vol. 50, no. 1, pp. 174-183, 2009.
- [8] Manivannan, A., "Numerical and experimental study of extended expansion concept applied to lean burn spark ignition engine," International Journal of Engineering, vol. 9, no. 2, pp. 1584-2665, 2011.
- [9] Ebrahimi, R., "Effects of mean piston speed, equivalence ratio and cylinder wall temperature on performance of an Atkinson engine," Mathematical and Computer Modelling, vol. 53, no. 5-6, pp. 1289-1297, 2011.
- [10] Sarkhi, A., Akash, B., Nada, E.A., Hinti, I.A., "Efficiency of Atkinson engine at maximum power density using temperature dependent specific heats," Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, vol. 2, no. 2, pp. 71-75, 2008.
- [11] Mekanik Dünyası, URL: <https://mekanikdunyasi.wordpress.com/2014/11/05/motor-turleri-tipleri-ve-calisma-prensipleri/> (Son erişim tarihi: 29.10.2019).
- [12] Mechanical Booster, URL: <https://www.mechanicalbooster.com/2017/10/otto-cycle.html> (Son erişim tarihi: 13.10.2019).

- [13] Tuğberk Önal, "Makine ve motorlar ders notları", URL: <https://docplayer.biz.tr/18616994-Makine-ve-motor-ders-notlari-9-hafta.html> (Son erişim tarihi: 12.09.2019).
- [14] Mechanical Booster, URL: <https://www.mechanicalbooster.com/2017/10/diesel-cycle.html> (Son erişim tarihi: 13.10.2019).
- [15] Driving, URL: <https://driving.ca/auto-news/news/heres-how-atkinson-cycle-engines-work-to-save-gas> (Son erişim tarihi: 20.10.2019).
- [16] Otomobil Teknoloji, URL: <https://otomobilteknoloji.blogspot.com/2017/09/atkinson-cevrimi-nedir-atkinson-motor-nasil-calisir.html> (Son erişim tarihi: 23.10.2019).
- [17] Mechanical Booster, URL: <https://www.mechanicalbooster.com/2017/12/valve-timing-diagram-two-stroke-and-four-stroke-engine.html> (Son erişim tarihi: 13.10.2019).
- [18] Toyota Motor Company, "Toyota hybrid system," Toyota Technical Training, 2005, pp. 11-70.
- [19] Wang, Y., Lin, L., Zeng, S., Huang, J., Anthony, P. R., He, Y., Huang, X., Li, S., "Application of the Miller cycle to reduce NOx emissions from petrol engines," Applied Energy, 85, no. 6, pp. 463-474, 2008.
- [20] Fredrick Holst, Manne Solbreck, "Numerical and experimental investigation of the Atkinson cycle on a 2.0 liter 4-cylinder turbocharged SI-engine," Yüksek Lisans Tezi, Chalmers University of Technology, 2014.
- [21] Anadolu Motor, URL: <https://www.anadolumotor.com/tr/urunler/honda-gx-270> (Son erişim tarihi: 12.12.2019).
- [22] Kevin L.Hoag, "Vehicular engine design," 2006.
- [23] Heywood, J.B., "Internal combustion engine fundamentals," 1988.
- [24] Pulkcrabek, W.W., "Engineering fundamentals of the internal combustion engine," 2003.
- [25] Stone, R., "Introduction to internal combustion engines," 1999.
- [26] Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke, "Handbook of Diesel engines," 2010.
- [27] Bernard Challen, Rodica Baranescu, "Diesel engine reference book," 1984.
- [28] Ebrahimi, R., "Thermodynamic modeling of an Atkinson cycle with respect to relative air-fuel ratio, fuel mass flow rate and residual gasses," Acta Physica Polonica, A. 124, 2013.
- [29] Peter J van Binsbergen, "The design of a prototype Otto-Atkinson engine and evaluation of the part load fuel efficiency," Yüksek Lisans Tezi, University of Cape Town, 1992.
- [30] Yuanping Li, "Experimental study of miller cycle based approach for an efficient boosted downsized gasoline DI engine," Doktora Tezi, Brunel University, 2017.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

İletişim Bilgisi: kara_n@fev.com

Konferans Bildirileri

1. Nevzat Kara, Alp Tekin Ergenç, Oğuz Can Aksoy, “Tek silindirli Otto çevrimi ile çalışan bir motorun performansına Atkinson çevriminin etkisi,” 5. Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi, 2019, vol. 5, pp. 1529.

