



**SCOTCH YOKE VE EPİSİKLİK DİŞLİ MEKANİZMALI BİR
ATKINSON MOTORUNUN TASARIMI VE ANALİZLERİ**

Muhammed Fatih CANPOLAT

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2025

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Muhammed Fatih CANPOLAT

07/07/2025

SCOTCH YOKE VE EPİSİKLİK DİŞLİ MEKANİZMALI BİR ATKINSON MOTORUNUN TASARIMI VE ANALİZLERİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Muhammed Fatih CANPOLAT

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2025

ÖZET

Bu çalışmada Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün bir Atkinson motorunun tasarımı ve analizleri gerçekleştirilmiştir. İlk olarak referans değerler belirlenerek geleneksel krank-biyel mekanizmalı bir motorun tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu tasarımdan yola çıkarak önce episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru sonrasında hiposikloid dişli mekanizmalı bir motor tasarlanmıştır. Bu tasarımların sonrasında, Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmasına sahip özgün bir Atkinson motorunun tasarımı gerçekleştirilmiştir. Scotch yoke mekanizmasında kullanılan büyük başlı bir biyel ile piston yaslanmaları ortadan kaldırılmış ve bu sayede piston ve silindir yüzeyi arasındaki sürtünmeler minimum seviyeye indirilmiştir. Episiklik dişli mekanizması ile değişken strok işleminin gerçekleştirilmesi mümkün kılınmış bu sayede Atkinson çevrimi gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan özgün Atkinson motorunda sıkıştırma oranı 6,35'iken genişleme oranı 10'dur. Motor tasarımları üzerinde gerçekleştirilen kinematik analizler ile krank mili açısına bağlı olarak piston doğrusal yer değiştirmesi ve silindir hacim değişimleri incelenmiştir. Tasarımı yapılan özgün Atkinson motorunda kullanılan kritik elemanlar üzerinde statik yapısal analizler gerçekleştirilmiş ve bu elemanlarda kullanılması gereken malzemeler belirlenmiştir. Çevrim esnasında maksimum basıncın ortaya çıktığı motor konumu göz önünde bulundurularak motor üzerinde statik yapısal analizler gerçekleştirilmiş ve motorun maksimum yük altındaki davranışı yapısal olarak incelenmiştir.

Bilim Kodu : 93003

Anahtar Kelimeler : Atkinson motoru, değişken stroklu motorlar, episiklik dişli mekanizması, Scotch yoke mekanizması, motor tasarımı

Sayfa Adedi : 97

Danışman : Prof. Dr. Can ÇINAR

DESIGN AND ANALYSIS OF AN ATKINSON ENGINE WITH SCOTCH YOKE AND EPICYCLIC GEAR MECHANISM

(M. Sc. Thesis)

Muhammed Fatih CANPOLAT

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2025

ABSTRACT

In this study, a novel Atkinson engine design incorporating a Scotch yoke and an epicyclic gear mechanism has been developed and analyzed. Initially, reference values were determined, and a conventional slider-crank mechanism engine was designed. Building upon this design, an Atkinson engine with an epicyclic gear mechanism was first developed, followed by a design featuring a hypocycloidal gear mechanism. After these designs, a novel Atkinson engine incorporating both a Scotch yoke and an epicyclic gear mechanism was designed. In the Scotch yoke mechanism, the use of a large-headed connecting rod eliminates side thrusts, thereby minimizing the friction between the piston and cylinder surface. The epicyclic gear mechanism allows for the realization of variable stroke operation, enabling the Atkinson cycle to be achieved. In the designed Atkinson engine, the compression ratio is 6,35 while the expansion ratio is 10. Kinematic analyses were conducted on the engine designs to examine the piston's linear displacement and cylinder volume changes as a function of crank angle. Static structural analyses were carried out on critical components used in the novel Atkinson engine to determine suitable materials. These structural analyses considered the engine configuration under maximum pressure conditions during the cycle, enabling an evaluation of the engine's structural behaviour under peak load.

Science Code : 93003

Key Words : Atkinson engine, variable-stroke engines, epicyclic gear mechanism, Scotch yoke mechanism, engine design

Page Number : 97

Supervisor : Prof. Dr. Can ÇINAR

TEŞEKKÜR

Hem lisans hem yüksek lisans çalışmalarım boyunca bana rehberlik eden ve değerli katkılarıyla yönlendiren kıymetli danışman hocam Prof. Dr. Can ÇINAR'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Varlıkları bu yolculuğun en büyük ilham kaynağı olan, hayatım boyunca yanımda olan ve bana sabır ve sevgileriyle daima güç veren canım aileme minnettarım.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. ATKINSON MOTORLARINDA HAREKET MEKANİZMALARI.....	3
2.1. Buji ile Ateşlemeli Motor Çevrimleri	3
2.1.1. İdeal Otto çevrimi.	3
2.1.2. İdeal Atkinson çevrimi.	5
2.1.3. İdeal Miller çevrimi.	6
2.2. Atkinson Çevrimli Motorlar.....	7
2.2.1. Atkinson Differential motoru.....	7
2.2.2. Atkinson Cycle motoru.	9
2.2.3. Atkinson Utilité motoru.	11
2.2.4. Kompakt ve modüler Atkinson çevrimli motor.	12
2.2.5. Değişken supap zamanlaması ile Atkinson çevrimi.....	14
2.3. Diğer Alternatif Hareket Mekanizmaları	14
2.3.1. Hiposikloid dişli mekanizması.....	15
2.3.2. Scotch yoke mekanizması.	17
2.3.3. Ross yoke mekanizması.	18

	Sayfa
2.3.4. Rombik sürücü mekanizması	19
2.3.5. Wankel motor.....	20
3. LİTERATÜR ÖZETLERİ.....	23
4. MOTOR TASARIMI VE ANALİZLER.....	35
4.1. Motor Tasarımları	35
4.1.1. Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorun tasarımı.	36
4.1.2. Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunun tasarımı.....	39
4.1.3. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorun tasarımı.....	45
4.1.4. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunun tasarımı.....	51
4.2. Motor Analizleri	54
5. ANALİZ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	57
5.1. Kinematik Analizler	57
5.2. Statik Yapısal Analizler	65
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	91
KAYNAKLAR	93
ÖZGEÇMİŞ	97

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Tasarım ve analizleri yapılan motorlara ait aynı kabul edilen teknik özellikler	35
Çizelge 4.2. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan biyelin ölçüleri	52
Çizelge 5.1. AISI 4340 normalize çeliğe ait fiziksel ve mekanik özellikler	68
Çizelge 5.2. 42CrMo4 çeliğe ait fiziksel ve mekanik özellikler	69
Çizelge 5.3. Ti-6Al-4V titanyum alaşıma ait fiziksel ve mekanik özellikler	71
Çizelge 5.4. 20MnCr5 sementasyon çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler	74
Çizelge 5.5. 7075-T6 alüminyum alaşıma ait fiziksel ve mekanik özellikler	75
Çizelge 5.6. AISI 4130 çeliğe ait fiziksel ve mekanik özellikler	77
Çizelge 5.7. Küresel grafitli dökme demire ait fiziksel ve mekanik özellikler	79
Çizelge 5.8. 2618-T61 alüminyuma ait fiziksel ve mekanik özellikler	79
Çizelge 5.9. 16MnCr5 alaşım çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler	80
Çizelge 5.10. AISI 1070 çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler	80
Çizelge 5.11. AISI 6150 çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler	81
Çizelge 5.12. EN CC495K kurşunlu kalay bronz a ait fiziksel ve mekanik özellikler ...	81

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. İdeal Otto çevriminin P-V ve T-S diyagramları	4
Şekil 2.2. İdeal Atkinson çevriminin P-V ve T-S diyagramları	5
Şekil 2.3. İdeal Miller çevriminin P-V ve T-S diyagramları	6
Şekil 2.4. Atkinson Differential motoru	8
Şekil 2.5. Differential motorunun çevrim süreçleri	8
Şekil 2.6. Atkinson Cycle motoru.....	10
Şekil 2.7. Cycle motorunun çevrim süreçleri.....	10
Şekil 2.8. Atkinson Utilité motoru.....	12
Şekil 2.9. CTL motoru krank mekanizması	13
Şekil 2.10. Otto ve Atkinson çevriminde sıkıştırma zamanında emme supabının hareketi.....	14
Şekil 2.11. Küçük dairenin kendinden iki kat büyüklükteki daire içerisindeki hareketi.....	15
Şekil 2.12. Hiposikloid dişli mekanizmalı bir motorun temel yapısı	16
Şekil 2.13. Scotch yoke mekanizmalı bir motorun temel yapısı.....	17
Şekil 2.14. Ross yoke mekanizmalı bir Stirling motoru	18
Şekil 2.15. Rombik sürücü mekanizmalı bir Stirling motoru	19
Şekil 2.16. Wankel motoru	20
Şekil 3.1. Xue ve arkadaşları tarafından tasarlanan hiposikloid mekanizması.....	23
Şekil 3.2. Mahjouri ve arkadaşları tarafından tasarlanan hiposikloid mekanizması.....	25
Şekil 3.3. Arabacı ve Kılıç tarafından tasarlanan altı zamanlı motor mekanizması	26
Şekil 3.4. ElBahloul ve arkadaşları tarafından tasarlanan hiposikloid dişli mekanizmalı tek silindirli motor.....	27
Şekil 3.5. Döner pistonlu motorda mil açısına göre piston hareketleri.....	28

Şekil	Sayfa
Şekil 3.6. Geleneksel (a) ve salınım koluna sahip (b) krank-biyel mekanizmaları	29
Şekil 3.7. Dado ve arkadaşları tarafından tasarlanan mekanizmanın dört zamanlı bir motor üzerinde uygulanması	30
Şekil 3.8. Mohammed ve arkadaşları tarafından tasarlanan dört kol mekanizmalı motorun geometrisi	31
Şekil 4.1. Tasarımı yapılan geleneksel krank-biyel mekanizmalı motor	36
Şekil 4.2. Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorun pistonu, piston pimi ve segmanları	37
Şekil 4.3. Biyel, biyel burcu ve kusinet yatakların montajlanmış hali	38
Şekil 4.4. Motor silindiri ve krank mili.....	39
Şekil 4.5. Tasarımı yapılan episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru	40
Şekil 4.6. Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru için tasarlanan biyel	41
Şekil 4.7. Episiklik dişli mekanizmalı motorun krank mili	42
Şekil 4.8. Episiklik dişli mekanizması	43
Şekil 4.9. Episiklik dişli mekanizmasında muylu merkezi ile pinyon dişli merkezi arasındaki mesafe.....	44
Şekil 4.10. Episiklik dişli mekanizmasında kullanılan muylunun çevrim esnasında bulunduğu konumlar	44
Şekil 4.11. Tasarlanan episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunun montajlanmış hali.....	45
Şekil 4.12. Tasarımı yapılan hiposikloid dişli mekanizmalı motor.....	46
Şekil 4.13. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorda kullanılan krank mili	47
Şekil 4.14. Tasarlanan hiposikloid dişli mekanizması	49
Şekil 4.15. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorun merkezinden geçen doğru	49
Şekil 4.16. Hiposikloid dişli mekanizmasında kullanılan muylunun çevrim esnasında bulunduğu konumlar	50
Şekil 4.17. Tasarlanan hiposikloid dişli mekanizmalı motorun montajlanmış hali	50

Şekil	Sayfa
Şekil 4.18. Tasarımı yapılan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru	51
Şekil 4.19. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru için tasarlanan biyel	53
Şekil 4.20. Tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunun montajlanmış hali	54
Şekil 5.1. Mekanizmalarda kullanılan pistonların krank mili açısına göre doğrusal yer değiştirme grafikleri	58
Şekil 5.2. Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi	59
Şekil 5.3. Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılan pistonun çevrim esnasında silindir içerisindeki konumları	60
Şekil 5.4. Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi	61
Şekil 5.5. Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan pistonun çevrim esnasında silindir içerisindeki konumları	62
Şekil 5.6. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi	62
Şekil 5.7. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorda kullanılan pistonun çevrim esnasında silindir içerisindeki konumları	63
Şekil 5.8. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi	64
Şekil 5.9. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan pistonun çevrim esnasında silindir içerisindeki konumları	65
Şekil 5.10. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan pistonun etki eden kuvvetler	66
Şekil 5.11. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan biyelin sonlu elemanlar modeli	67
Şekil 5.12. AISI 4340 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı	68
Şekil 5.13. AISI 4340 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki deformasyon dağılımı ...	69

Şekil	Sayfa
Şekil 5.14. 42CrMo4 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı.....	70
Şekil 5.15. 42CrMo4 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki deformasyon dağılımı.....	71
Şekil 5.16. Ti-6Al-4V malzemesi kullanılan biyel üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı.....	72
Şekil 5.17. Ti-6Al-4V malzemesi kullanılan biyel üzerindeki deformasyon dağılımı.....	72
Şekil 5.18. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan pinyon ve iç dişlinin sonlu elemanlar modeli	73
Şekil 5.19. 20MnCr5 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı.....	74
Şekil 5.20. 20MnCr5 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki deformasyon dağılımı	75
Şekil 5.21. 7075-T6 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı.....	76
Şekil 5.22. 7075-T6 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki deformasyon dağılımı	76
Şekil 5.23. AISI 4130 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı.....	77
Şekil 5.24. AISI 4130 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki deformasyon dağılımı.....	78
Şekil 5.25. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunun sonlu elemanlar modeli	82
Şekil 5.26. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda analiz sonucunda elde edilen deformasyon değerlerinin motor üzerindeki dağılımı...	83
Şekil 5.27. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda analiz sonucunda elde edilen gerilme değerlerinin motor üzerindeki dağılımı	84
Şekil 5.28. Piston üzerindeki gerilme dağılımı	84
Şekil 5.29. Piston üzerinde maksimum gerilmenin olduğu bölge.....	85
Şekil 5.30. Biyel üzerindeki gerilme dağılımları	86
Şekil 5.31. Biyel üzerinde maksimum gerilmenin olduğu bölge	86

Şekil	Sayfa
Şekil 5.32. Pinyon dişli üzerindeki gerilme dağılımları	87
Şekil 5.33. İç dişli üzerindeki gerilme dağılımları.....	88
Şekil 5.34. İç dişli üzerinde maksimum gerilmenin oluştuğu bölge.....	88
Şekil 5.35. Krank mili üzerindeki gerilme dağılımları	89
Şekil 5.36. Krank mili üzerinde maksimum gerilmenin oluştuğu bölge	90
Şekil 5.37. Piston pimi üzerindeki gerilme dağılımları	90



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

c_p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)
c_v	Sabit hacimde özgül ısı (kJ/kgK)
k	Adyabatik üs
m	Kütle (kg)
T	Sıcaklık (K)
$Q_{\dot{c}}$	Çevrimden atılan ısı (kJ)
Q_g	Çevrime sürülen ısı (kJ)
W_{net}	Çevrimin net işi (kJ)
η_t	Termik verim

Kısaltmalar

Açıklamalar

VVT	Değişken supap zamanlaması
-----	----------------------------

1. GİRİŞ

Fosil yakıtların giderek azalmasıyla birlikte otomotiv endüstrisi başta olmak üzere son yıllarda alternatif yakıtlara yönelim ciddi bir şekilde artmıştır. Özellikle elektrikli araçlarda kullanılan batarya ve elektrik motoru gibi kritik öneme sahip elemanların sahip olduğu teknolojilerin geliştirilmesiyle birlikte bu tip araçların kullanımında artış gerçekleşmiştir. Bu araçların kullanımında her ne kadar artış görülse de elektrikli araçlarda özellikle batarya kapasitesinden kaynaklı gidilebilecek maksimum mesafe değeri birçok araç kullanıcısının beklentisini karşılamamaktadır. Bu noktada aktif araç kullanan birçok sürücü içten yanmalı motor kullanan araçlara rağbet göstermeye devam etmektedir. Diğer taraftan içten yanmalı motorların çevreye etkileri ve fosil yakıtların azalması sebebiyle birçok ülkede elektrikli araçların kullanımının arttırılmasına yönelik çeşitli anlaşmalar imzalanmakta ve regülasyonlar yapılmaktadır. Araç kullanıcıların beklentisi ve ülkeler tarafından yapılan anlaşmalar nedeniyle birçok araç üreticisi her iki tarafında beklentisini karşılayacak şekilde hareket etmek zorunda kalmıştır. Bu noktada ön plana çıkan araç türü ise hibrit elektrikli araçlardır. Hibrit elektrikli araçlar hem içten yanmalı motor hem de elektrik motoru kullanan ve kullandığı iki güç istasyonunun sağladığı avantajlardan yararlanan araç türleri olarak karşımıza çıkmaktadırlar. Bu tür araçlarda hızlanma esnasında elektrik gücünün kullanılmasıyla birlikte yakıt verimliliği artmakta ve kullanılan içten yanmalı motorun Atkinson motoru olmasıyla birlikte içten yanmalı motor özelinde de ciddi bir yakıt verimliliği sağlanmaktadır. Bu sayede emisyon değerleri ciddi bir şekilde düşürülmektedir.

Buji ile ateşlemeli motorlar göz önünde bulundurulduğunda Otto, Atkinson ve Miller çevrimleri kullanılarak geçmişten günümüze çeşitli motor tasarımları gerçekleştirilmiştir. Özellikle yakıt tasarrufunun ön planda bulunmadığı bir zaman dilimi olan 1890 yılında Otto'nun Britanya patentinin süresinin dolmasıyla birlikte birçok üretici motor çıkış gücü parametresinin ön planda tutulduğu Otto çevrimli motor prensibini benimseyen motorlar üretmiştir. O yıllarda ve daha öncesinde de Atkinson çevrimi adını verdiği çevrim prensiplerini kullanan ve alternatif krank-biyel mekanizmaları kullanılarak değişken strokun elde edildiği ve bu şekilde yakıt tasarrufunun ön planda tutulduğu motor tasarımları üreten James Atkinson'ın ürettiği motor tasarımları o dönemlerde dikkate alınmamıştır. O dönem sonrasında Atkinson çevriminin kullanıldığı çeşitli çalışmalar gerçekleştirilse de kayda değer bir çalışma gerçekleştirilmemiştir. Yıllar sonra yakıt verimliliği ve emisyon değerleri

daha da ön plana çıktığında Toyota 1997 yılında Prius adını verdiği hibrit otomobil modelinde, Atkinson çevrimini tasarladıkları içten yanmalı motorda kullanmıştır. Bu kullanımla birlikte Atkinson çevrimli motorlar tekrardan ön plana çıkmış ve Atkinson motorları üzerine gerçekleştirilen araştırmalar artmıştır [1-6].

Bu çalışmada ilk olarak geleneksel krank-biyel mekanizmalı buji ile ateşlemeli bir motor, ikinci olarak episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru, üçüncü olarak hiposikloid dişli mekanizmalı buji ile ateşlemeli motor tasarlanmıştır. Bu tasarımlardan yola çıkarak özellikle hibrit taşıtlarda menzil artırıcı olarak kullanılan Atkinson çevrimli içten yanmalı motorlar için Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalarının bir arada kullanıldığı özgün bir motorun tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu motor tasarımında Scotch yoke mekanizmalarında kullanılan büyük başlı biyel kullanılarak biyel yaslanmaları ortadan kaldırılmış ve piston ile silindir arasındaki sürtünmeler minimum seviyeye indirilmiştir. Bir iç dişli ve bir pinyon dişliden oluşan episiklik dişli mekanizması kullanılarak değişken strok işleminin gerçekleştirilmesi sağlanan bu motor tasarımında Atkinson çevriminin gerçekleştirebilmesi mümkün kılınmıştır. Bu tasarımla birlikte, günümüzde hem ülkelerin hem üreticilerin hem de kullanıcıların taleplerini karşılayan yakıt verimliliği arttırılmış yeni tip bir Atkinson motoru tasarlanmıştır. Motor tasarımları ve kinematik analizleri Solidworks ve ANSYS programı kullanılarak gerçekleştirilirken Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motoruna ait statik yapısal analizler ANSYS programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

2. ATKINSON MOTORLARINDA HAREKET MEKANİZMALARI

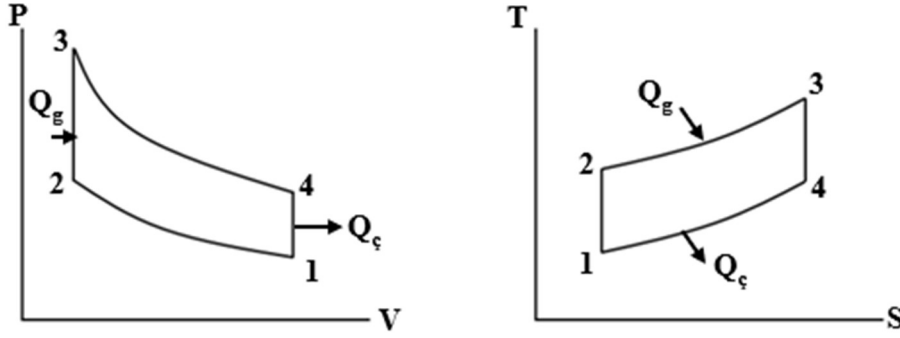
Buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar 1876 yılında Nicolas August Otto ve 1892 yılında Rudolf Diesel tarafından icat edilmiş olup, yaklaşık 150 yıldır kullanılmaktadır [1]. İcat edildiği günden beri içten yanmalı motorlar temel olarak yakıt enerjisinin yanma ile mekanik enerjiye dönüştürüldüğü bir piston-silindir düzeneği ve pistonun doğrusal hareketinin dönme hareketine dönüştürüldüğü bir krank-biyel mekanizmasından meydana gelmektedir. Krank-biyel mekanizmasının mekanik kayıplarının ve piston yanal sürtünmelerinin azaltılması amacıyla farklı hareket mekanizmaları üzerinde birçok çalışmalar yapılmış olsa da hali hazırda içten yanmalı motorlarda krank-biyel mekanizması kullanımını sürdürmektedir.

2.1. Buji ile Ateşlemeli Motor Çevrimleri

İdeal çevrimler, içten yanmalı bir motorda gerçekleşen; emme, sıkıştırma, iş ve egzoz süreçlerinin analiz edilebilmesi için basitleştirilmiş termodinamik çevrimlerdir [2]. Günümüzde kullanılan buji ile ateşleme prensibine göre çalışan motorların çalışması Otto, Atkinson ve Miller çevrimi olarak üç başlık altında incelenebilir.

2.1.1. İdeal Otto çevrimi

İdeal Otto çevrimi sırasıyla; adyabatik (izoentropik) sıkıştırma, sabit hacimde ısı girişi, adyabatik genişleme ve sabit hacimde ısı atılması süreçlerini içerecek şekilde iki adyabatik ve iki sabit hacim sürecinden meydana gelmektedir [3]. Şekil 2.1’de ideal Otto çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları görülmektedir.



Şekil 2.1. İdeal Otto çevriminin P-V ve T-S diyagramları

Şekil 2.1’de bulunan P-V ve T-S diyagramları incelendiğinde 2 ile 3 noktaları arasında sabit hacimde çevrime ısı sürüldüğü görülmektedir. Çevrime sürülen ısı sebebiyle çalışma gazının iç enerjisinde değişiklik meydana gelmektedir. 2 ile 3 noktaları arasında gerçekleşen iç enerji değişikliği Eş. (2.1) ile hesaplanmaktadır.

$$Q_g = m c_v (T_3 - T_2) \quad (2.1)$$

Şekil 2.1’de görülen P-V ve T-S diyagramları incelendiğinde 4 ile 1 noktaları arasında sabit hacimde çevrimden dışarıya ısı atıldığı görülmektedir. Çevrimden ısı atılması sebebiyle çalışma gazının iç enerjisinde değişiklik meydana gelmektedir. 4 ile 1 noktaları arasında gerçekleşen iç enerji değişikliği de Eş. (2.2) ile hesaplanmaktadır.

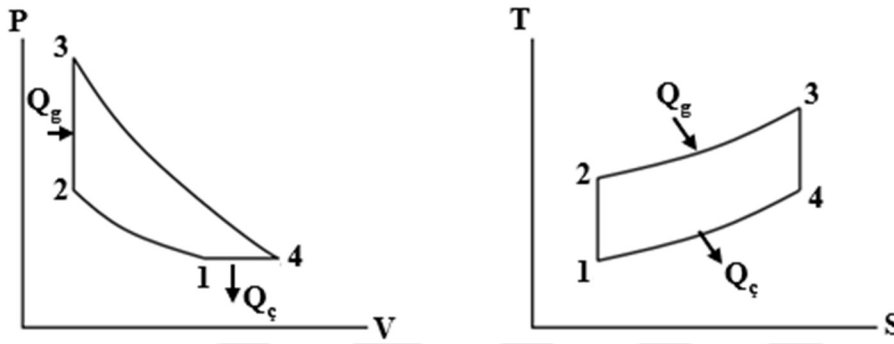
$$Q_ç = m c_v (T_4 - T_1) \quad (2.2)$$

İdeal Otto çevriminde, çevrimin net işi çevrimdeki net ısı transferi miktarına eşittir. Çevrimin termik verimi ise çevrimin net işinin çevrime sürülen toplam ısıya oranı olarak tanımlanmaktadır ve Eş. (2.3) ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_g} = \frac{Q_g - Q_ç}{Q_g} = 1 - \frac{Q_ç}{Q_g} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (2.3)$$

2.1.2. İdeal Atkinson çevrimi

İdeal Atkinson çevrimi sırasıyla; adyabatik sıkıştırma, sabit hacimde ısı girişi, adyabatik genişleme ve sabit basınçta ısı atılması süreçlerini içerecek şekilde iki adyabatik, bir sabit hacim ve bir sabit basınç işleminden meydana gelmektedir [4]. Şekil 2.2’de ideal Atkinson çevriminin P-V ve T-S diyagramları görülmektedir.



Şekil 2.2. İdeal Atkinson çevriminin P-V ve T-S diyagramları

Şekil 2.2’de görülen P-V ve T-S diyagramları incelendiğinde 2 ile 3 noktaları arasında sabit hacimde çevrime ısı sürüldüğü görülmektedir. Çevrime sürülen ısı enerjisi E_g . (2.4) ile hesaplanmaktadır.

$$Q_g = m c_v (T_3 - T_2) \quad (2.4)$$

Şekil 2.2’de, 4 ile 1 noktaları arasında sabit basınçta çevrimden dışarıya ısı atıldığı görülmektedir. Çevrimden atılan ısı enerjisi $E_ç$. (2.5) ile hesaplanmaktadır. Otto çevriminde sabit hacimde gerçekleşen ısı atılması işlemi Atkinson çevriminde 4-1 arasında sabit basınçta gerçekleşmektedir. Bu sayede Atkinson çevriminde 3-4 arasındaki adyabatik genişleme işlemi atmosferik basınca kadar gerçekleşmekte ve termik verimde artış sağlanmaktadır [5].

$$Q_ç = m c_p (T_4 - T_1) \quad (2.5)$$

İdeal Atkinson çevriminde, çevrimin net işi çevrimdeki net ısı transferi miktarına eşittir. Çevrimin termik verimi de çevrimin net işinin çevrime sürülen toplam ısıya oranı olarak tanımlanmaktadır ve $E_ş$. (2.6) ile hesaplanmaktadır.

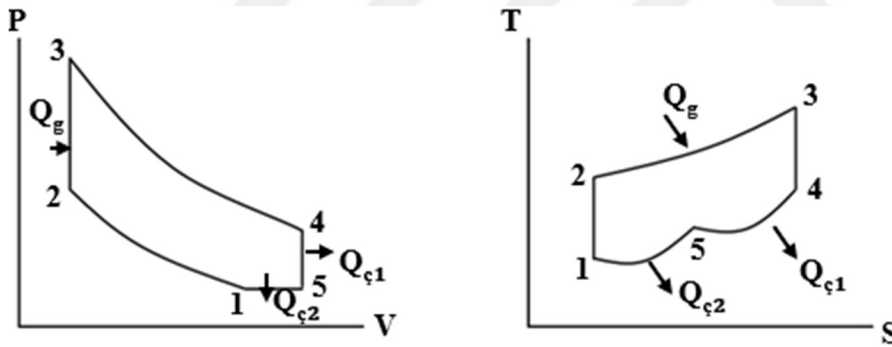
$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_g} = \frac{Q_g - Q_{\zeta}}{Q_g} = 1 - \frac{Q_{\zeta}}{Q_g} = 1 - \frac{m c_p (T_4 - T_1)}{m c_v (T_3 - T_2)} \quad (2.6)$$

Özgöl ısıların oranı adyabatik üs olarak adlandırılmaktadır ve k ile ifade edilmektedir. Eş. (2.6)'da özgöl ısıların oranı yerine k adyabatik üs yazıldığında ve gerekli sadeleştirmeler yapıldığında ideal Atkinson çevriminin termik verimi Eş. (2.7) ile hesaplanabilmektedir.

$$\eta_t = 1 - k \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (2.7)$$

2.1.3. İdeal Miller çevrimi

İdeal miller çevrimi sırasıyla; adyabatik sıkıştırma, sabit hacimde ısı girişi, adyabatik genişleme ve iki adımda sırasıyla sabit hacimli ve sabit basınçlı ısı atımı süreçlerini içerir [6]. Şekil 2.3'te ideal Miller çevriminin P-V ve T-S diyagramları görülmektedir.



Şekil 2.3. İdeal Miller çevriminin P-V ve T-S diyagramları

Şekil 2.3'te görülen P-V ve T-S diyagramları incelendiğinde 2 ile 3 noktaları arasında sabit hacimde çevrime ısı sürüldüğü görülmektedir. Çevrime sürülen ısı enerjisi Eş. (2.8) ile hesaplanmaktadır.

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

Çevrimden dışarıya ısı atılması işlemi Şekil 2.3'te görüldüğü gibi, 4-5 arasında sabit hacimde ve 5-1 arasında sabit basınçta gerçekleşmektedir. Çevrimden atılan ısı enerjileri sırasıyla Eş. (2.9) ve Eş. (2.10) ile hesaplanmaktadır.

$$Q_{\zeta 1} = m c_v (T_4 - T_5) \quad (2.9)$$

$$Q_{\zeta 2} = m c_p (T_5 - T_1) \quad (2.10)$$

İdeal Miller çevriminde, çevrimin net işi çevrimdeki net ısı transferi miktarına eşittir. Çevrimin termik verimi ise çevrimin net işinin çevrime sürülen toplam ısıya oranı olarak tanımlanmaktadır ve Eş. 2.11 ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_g} = \frac{Q_g - Q_{\zeta 1} - Q_{\zeta 2}}{Q_g} = \frac{c_v (T_3 - T_2) - c_v (T_4 - T_5) - c_p (T_5 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} \quad (2.11)$$

2.2. Atkinson Çevrimli Motorlar

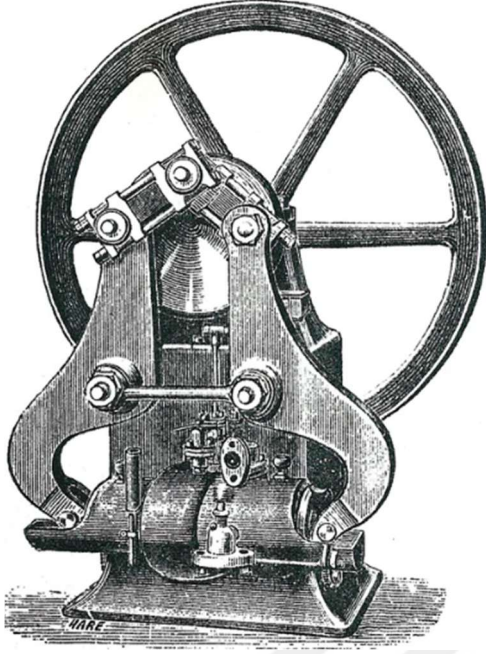
Atkinson çevrimli motorlar, ilk olarak 1882 yılında James Atkinson tarafından içten yanmalı motorlarda yakıt ekonomisinin iyileştirilmesi amacıyla tasarlanmış ve üretilmiştir. Otto çevrimine göre çalışan ve geleneksel krank-biyel mekanizmalı içten yanmalı motorların aksine, James Atkinson tarafından tasarlanan motorlarda sıkıştırma strokundan daha uzun bir genişleme stroku ile yakıt ekonomisi sağlamak amacıyla farklı krank-biyel mekanizmaları kullanmıştır [7].

Günümüzde Atkinson çevrimi içten yanmalı motorlarda farklı hareket mekanizmaları veya değişken supap zamanlaması mekanizmaları kullanılarak gerçekleştirilebilmektedir. Aşağıda Atkinson çevrimi oluşturmak amacıyla tasarlanan ve üretilen bazı hareket mekanizmaları verilmiştir.

2.2.1. Atkinson Differential motoru

Şekil 2.4'te görülen Atkinson Differential motoru, 1885 yılında James Atkinson tarafından patenti alınan tek silindir içerisinde biri pompa diğeri güç pistonu olmak üzere iki pistonun

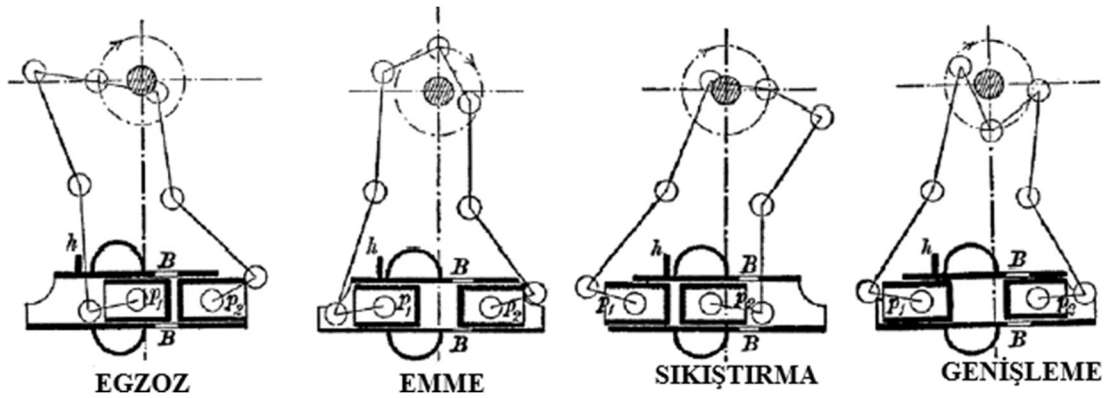
kullanıldığı bir motordur. Bu motorda krank milinin bir devrinde 4 stroğun da birbirinden farklı olduğu 4 zaman gerçekleşmektedir [7].



Şekil 2.4. Atkinson Differential motoru [8]

Differential motorunda bulunan pistonlar, motorun ana gövdesine sabit pimler etrafında dönen büyük kaldıraçlara kısa bağlantı elemanlarıyla bağlıdır. Kaldıraçların üst uçları, biyel kolları aracılığıyla krank miline bağlanmıştır. Silindirde ise otomatik çalışan emme ve egzoz supapları bulunmaktadır [7].

Şekil 2.5'te Differential motorunun çevrim süreçleri görülmektedir.

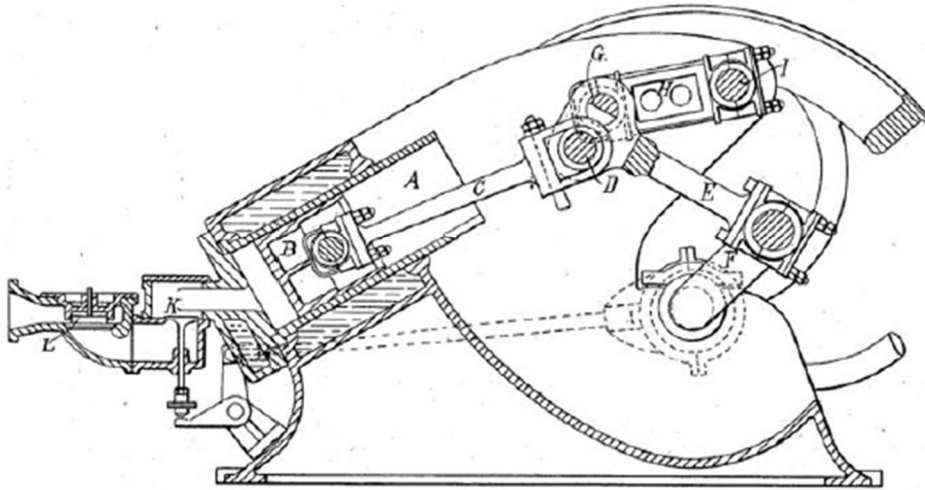


Şekil 2.5. Differential motorunun çevrim süreçleri [7]

Şekil 2.5 incelendiğinde egzoz zamanı sonu iki pistonun da silindirin en sağında ve birbirlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Bu konumda silindirde çok az miktarda artık gaz bulunmaktadır. Ana mil saat yönünde dönerken, silindirin sol tarafında bulunan pompa pistonu, silindirin sağ tarafında bulunan güç pistonundan hızlıca uzaklaşır ve üst kısımda bulunan giriş portundan yeni bir karışım çeker. Pompa pistonu belirli bir mesafe hareket ettikten sonra, güç pistonu da kısa bir mesafe hareket ederek giriş portunu kapatır. Ana mil saat yönünde 90° hareket ettiği için mekanizma emme zamanı sonundaki konumuna gelmiştir. Bu noktadan sonra iki piston birlikte hareket etmektedir ve güç pistonu pompa pistonuna yaklaşarak karışımı sıkıştırır. Ana mil tekrardan saat yönünde 90° hareket ettiği için mekanizma sıkıştırma zamanı sonundaki konumuna gelmiştir. Bu noktadan sonra ateşleme işlemi gerçekleşir ve pompa pistonu sabit kalırken, güç pistonu genişleme zamanında pompa pistonundan hızla uzaklaşır ve sıkıştırma zamanı başlangıcındaki hacminin neredeyse iki katı bir hacme ulaşır. Ana mil saat yönünde bir kez daha 90° hareket ettiği için mekanizma genişleme zamanı sonundaki konumuna ulaşmıştır. Güç pistonu silindirin alt kısmında bulunan egzoz portunu açarak yanmış gazların silindirden dışarı atılmasını sağlar ve böylece çevrim tamamlanır [7].

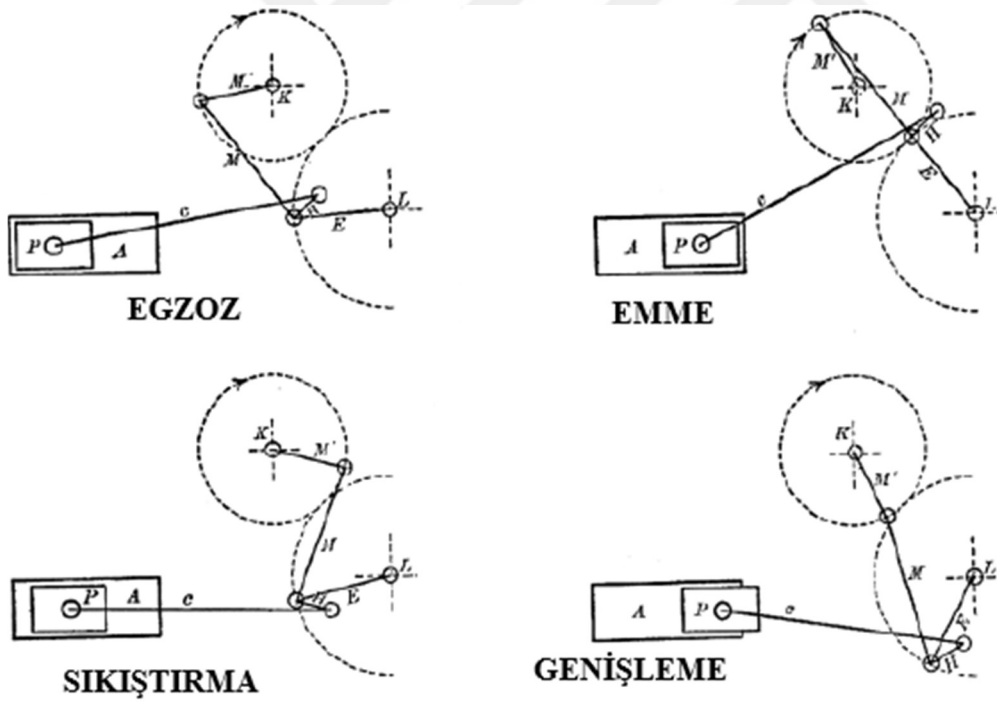
2.2.2. Atkinson Cycle motoru

James Atkinson Differential motorunun sahip olduğu mekanik kısıtlamalardan kurtulmak amacıyla 1886 yılında Cycle motoru adını verdiği yeni bir motor tasarımının patentini almıştır. Çevrim prensipleri, hızlı iş yapma oranı ve arttırılmış genişleme aralığı Differential motoruyla aynı olan bu tasarımın en önemli özelliği tüm bu işlemleri tek piston kullanarak gerçekleştirmesidir [7]. Şekil 2.6'da Atkinson Cycle motoru görülmektedir.



Şekil 2.6. Atkinson Cycle motoru [9]

Şekil 2.7’de Cycle motorunun çevrim süreçleri görülmektedir.



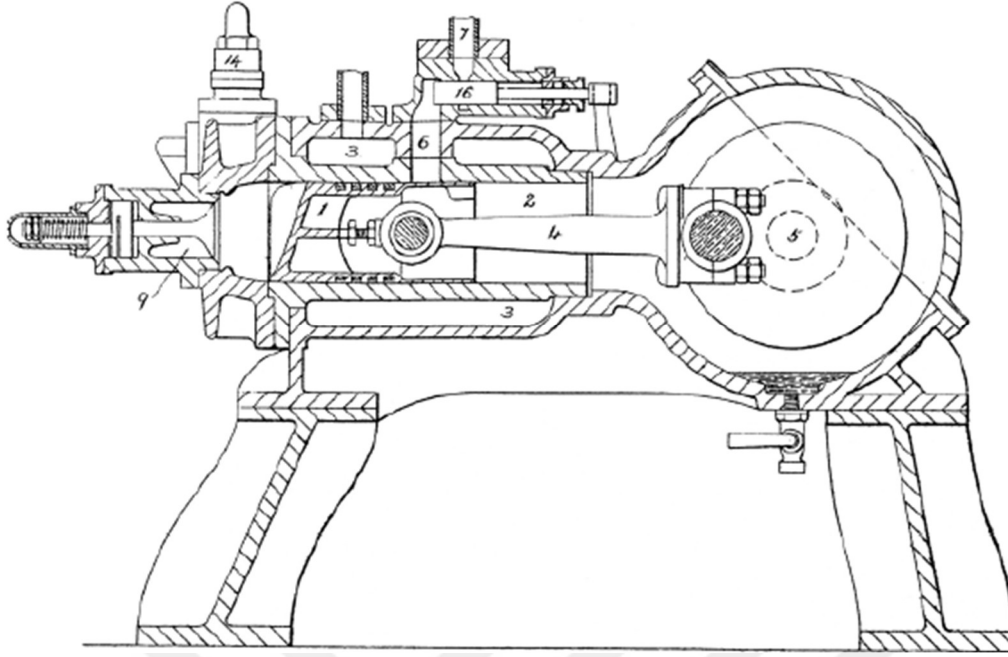
Şekil 2.7. Cycle motorunun çevrim süreçleri [7]

Şekil 2.7 incelendiğinde motor mekanizmasının egzoz zamanı esnasında, pistonun silindirin en uç noktasında olduğu görülmektedir. Yanmış hava-yakıt karışımının tamamı silindirden dışarı atılmış ve piston ile silindir kapağı arasında çok az bir boşluk bulunduğu için egzoz gazlarının temizlenmesi oldukça etkili bir şekilde gerçekleşmiştir. Bu noktada çevrim egzoz

zamanı sonu emme zamanı başlangıcı durumunda olduğu için krank mili saat yönünde hareket ettiği anda emme işlemi başlamaktadır. Emme işlemi tamamlandığında ise piston hala silindirin içerisinde kalmaktadır ve o noktadan sonra krank milinin saat yönünde dönmesiyle birlikte sıkıştırma işlemi başlamaktadır. Sıkıştırma zamanı sonunda ise piston silindirin iç noktalarına ulaşmış fakat egzoz zamanının sonunda olduğu gibi daha ileri bir noktaya ilerlememiştir. Bu noktadan sonra genişleme işlemi gerçekleşmektedir. Piston genişleme işlemi sonunda silindirin biraz dışına çıktığı görülmektedir. Böylece genişleme işleminin sıkıştırma işleminden daha uzun bir strokta gerçekleştiği görülmektedir. Bu noktadan sonra egzoz işlemi başlar ve çevrimdeki en uzun strok gerçekleştirilir. Egzoz işlemi sonunda piston yine Şekil 2.7’de görülen egzoz zamanı konumuna döner [7].

2.2.3. Atkinson Utilité motoru

1890 yılında Otto’nun Britanya patentinin süresinin dolmasıyla birlikte birçok üretici, daha karmaşık olan alternatif motor tasarımları üretmek yerine Otto çevrimine dayalı motorlar üretmeye yönelmiştir. Bu yüzden alternatif motor tasarımlarının satışı düşmüştür. Bu durum Atkinson tarafından tasarlanan motorların, Otto çevrimli motorlara kıyasla daha karmaşık krank mekanizmalarına sahip olmasından dolayı Atkinson motorlarının satışına da etki etmiştir. Atkinson bu durumun önüne geçmek amacıyla 1892 yılında Utilité motoru adını verdiği tek silindirli, geleneksel krank-biyel sistemine sahip, sıkıştırma strokundan daha uzun genişleme stroku ilkesini koruyan ancak önceki iki tasarımda kullanılan hızlı genişleme işlemini içermeyen bir motor tasarlamıştır [7]. Şekil 2.8’de Atkinson Utilité motoru görülmektedir.



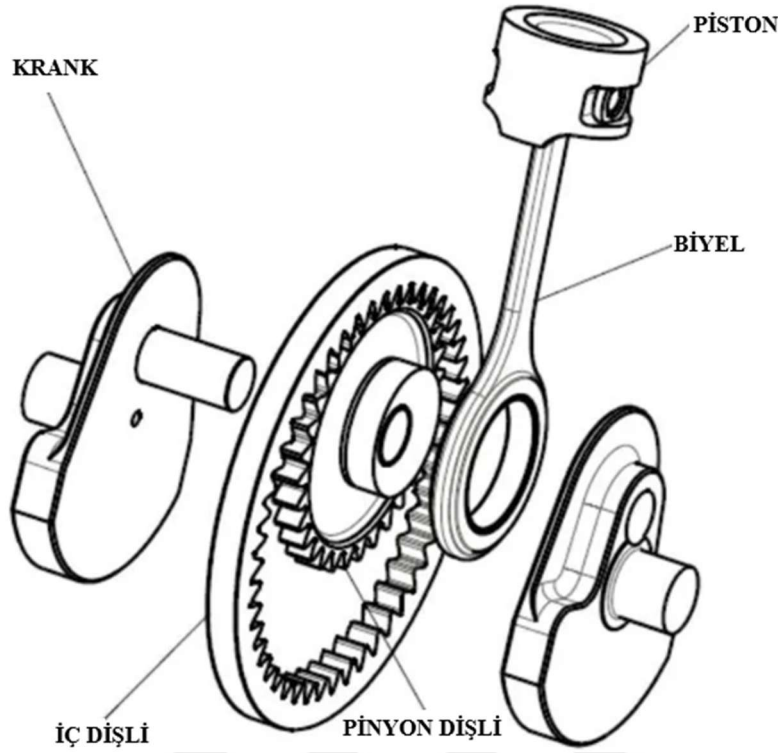
Şekil 2.8. Atkinson Utilité motoru [7]

Utilité motorunda, piston silindir içerisinde hava-yakıt karışımını sıkıştırırken aynı zamanda pistonun altında kalan kapalı hazneye hava emilmektedir. Sıkıştırma işlemi sonrasında ateşleme işlemi gerçekleştirilir ve piston aşağıya doğru iner. Bu esnada egzoz portu açılır ancak yanmış gazların dışarı çıkmaması için sistemde bir valf kullanılmaktadır. Piston genişleme zamanının sonuna yaklaştığında bu valf açılarak yanmış gazların dışarı atılmasını mümkün kılar. Piston aşağı yönde hareket ederken haznede bulunan havayı belli bir basınca kadar hafifçe sıkıştırır ve bu basınçlı hava ile egzoz portundan yanmış gazların dışarı atılması sağlanır. Motoru çalıştıran gaz ayrı bir pompa tarafından emilmektedir ve bu gaz az miktarda hava ile karıştırılarak zengin bir karışım oluşturulmaktadır. Bu karışım, silindirin çalışma kısmına belirli bir zamanlamayla gönderilmektedir. Bu sayede zengin karışımın egzoz portundan dışarı atılması engellenmektedir. Bu işlem piston egzoz portunu tekrar kapatana kadar devam eder. Bu noktada silindir tekrar şarj edilmiş olur ve karışımın tam olarak homojen hale gelmesi sonraki sıkıştırma zamanında gerçekleştirilir [7].

2.2.4. Kompakt ve modüler Atkinson çevrimli motor

Kompakt ve modüler Atkinson çevrimli motor, CTL mühendislik şirketi tarafından 2016 yılında tasarlanmış ve üretilmiştir. Tasarlanan bu motorda, Atkinson çevrimini gerçekleştirmek amacıyla geleneksel krank-biyel mekanizması yerine episiklik dişli

mekanizmalı bir krank-biyel mekanizması kullanılmıştır [10]. Şekil 2.9’da CTL motorunun dişlileri ve krank-biyel mekanizması görülmektedir.



Şekil 2.9. CTL motoru krank mekanizması [10]

Şekil 2.9’da görüldüğü gibi CTL motoru krank mekanizmasının; bir adet iç dişli ve bir adet pinyon dişliden oluşan episiklik dişli mekanizmasından, krank milinden, piston ve biyelden oluştuğu görülmektedir.

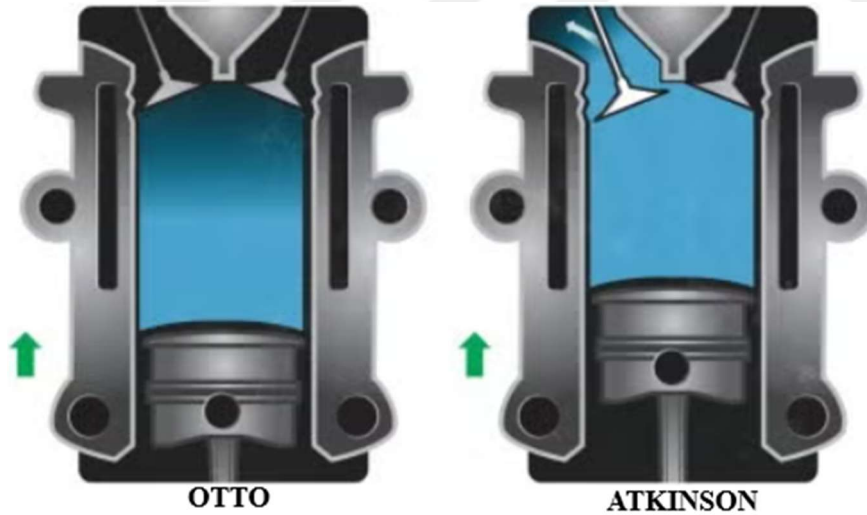
Çevrim esnasında, mekanizmada kullanılan pinyon dişli üzerinde bulunan eksantrik yapının, krank milinin dönüşü esnasında farklı konumlarda bulunması sayesinde genişleme strokunun sıkıştırma strokundan daha uzun gerçekleştirilmesi sağlanmaktadır. Bu sayede Atkinson çevrimi gerçekleştirilmektedir.

Mekanizma, genişleme strokunun sıkıştırma strokundan daha uzun olması sayesinde, egzoz zamanı öncesinde sıcak hava-yakıt karışımından daha fazla enerji elde edilmesini sağlamaktadır. Bu durum verimliliği olumlu yönde etkilemektedir. Sıkıştırma oranının daha düşük olması nedeniyle düşük oktanlı yakıtların kullanılması mümkün olmaktadır. Ayrıca düşük sıkıştırma oranı sayesinde motor bileşenlerinin maruz kaldığı maksimum sıcaklıklar

azalmakta ve dolayısıyla motor elemanlarının ömrü uzamaktadır. Tüm bu avantajlarının yanı sıra, bu mekanizma sayesinde motorun oldukça rekabetçi bir güç/ağırlık oranına sahip olması sağlanmaktadır [10].

2.2.5. Değişken supap zamanlaması ile Atkinson çevrimi

Değişken supap zamanlaması (VVT) mekanizması, 1997 yılında Toyota tarafından hibrit elektrikli otomobil modeli olan Prius modelinde kullanılmıştır. Toyota motorlarında, James Atkinson tarafından tasarlanmış olan ve orijinal Atkinson çevrimli motorlarda kullanılan alternatif krank-biyel mekanizmaları yerine, VVT mekanizmasını kullanarak Atkinson çevrimini gerçekleştirmiştir. VVT mekanizması ile sıkıştırma zamanı esnasında emme supabı geç kapatılarak silindir içerisinde bulunan hava-yakıt karışımının bir kısmının tekrardan emme manifolduna gönderilmesi sağlanır. Bu sayede sıkıştırma oranı değiştirilerek motorun verimliliği ve güç talepleri optimize edilir [7]. Şekil 2.10'da Otto ve Atkinson çevrimli motorlarda sıkıştırma zamanı esnasında emme supabının hareketi görülmektedir.



Şekil 2.10. Otto ve Atkinson çevriminde sıkıştırma zamanında emme supabının hareketi [11]

2.3. Diğer Alternatif Hareket Mekanizmaları

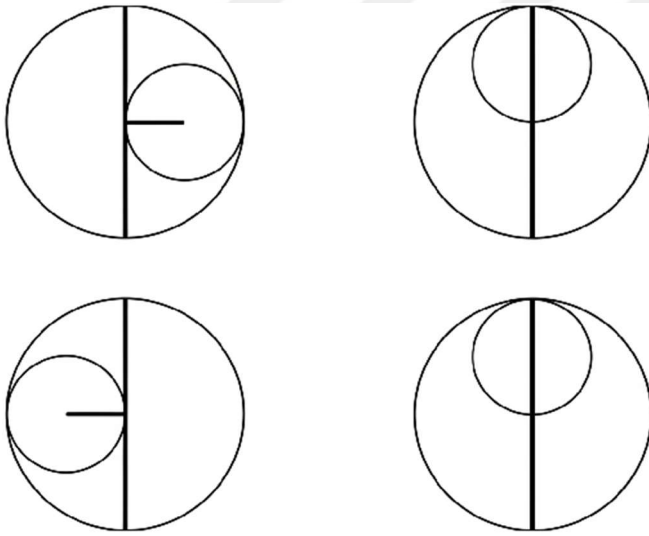
İçten yanmalı motorların sahip olduğu dezavantajları azaltmak amacıyla, Atkinson çevrimli motorlarda kullanılan krank-biyel mekanizmaları dışında, motorda oluşan sürtünmeleri azaltmak, motor çıkış gücünü arttırmak, yakıt ekonomisini sağlamak ve emisyonları

azaltmak gibi amaçlar göz önünde bulundurularak çeşitli alternatif krank-biyel mekanizmaları tasarlanmıştır. Bu mekanizmalardan bazıları aşağıda tanıtılmıştır.

2.3.1. Hiposikloid dişli mekanizması

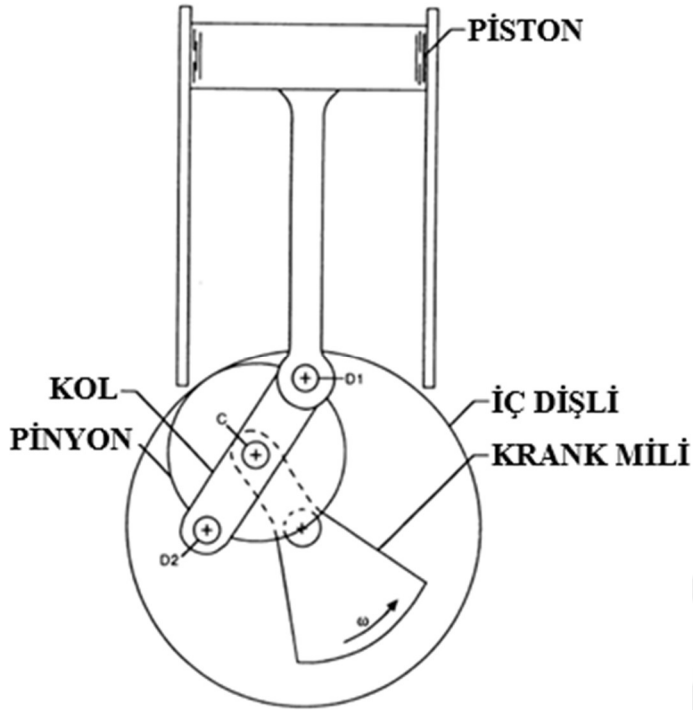
Hiposikloid dişli mekanizmasının temelini oluşturan hiposikloid hareketi, ilk olarak 13. yüzyılda astronom ve matematikçi Nasir al-Din al-Tusi tarafından Tusi çifti adını verdiği hareket sistemi ile ortaya çıkmıştır [12].

Bu hareket sisteminde küçük bir daire kendisinin iki katı çapa sahip bir daire içerisinde döner. Küçük dairenin büyük daire içerisinde dönüşü esnasında, küçük daire üzerinde bulunan bir nokta büyük dairenin merkezinden geçen doğru boyunca hareket eder. Şekil 2.11’de küçük dairenin kendinden iki kat büyüklükteki daire içerisindeki hareketi görülmektedir.



Şekil 2.11. Küçük dairenin kendinden iki kat büyüklükteki daire içerisindeki hareketi [13]

1802 yılı öncesi yapılan çalışmalar ve 1802 yılında Matthew Murray tarafından “Murray’s Hypocycloidal Engine” adı verilen hiposikloid dişli mekanizmalı bir buhar makinesinin tasarlanmasıyla birlikte geçmişten bugüne hiposikloid dişli mekanizmasının kullanıldığı çeşitli içten yanmalı motor tasarımları yapılmıştır [14]. Şekil 2.12’de hiposikloid dişli mekanizmalı bir motorun temel yapısı görülmektedir.



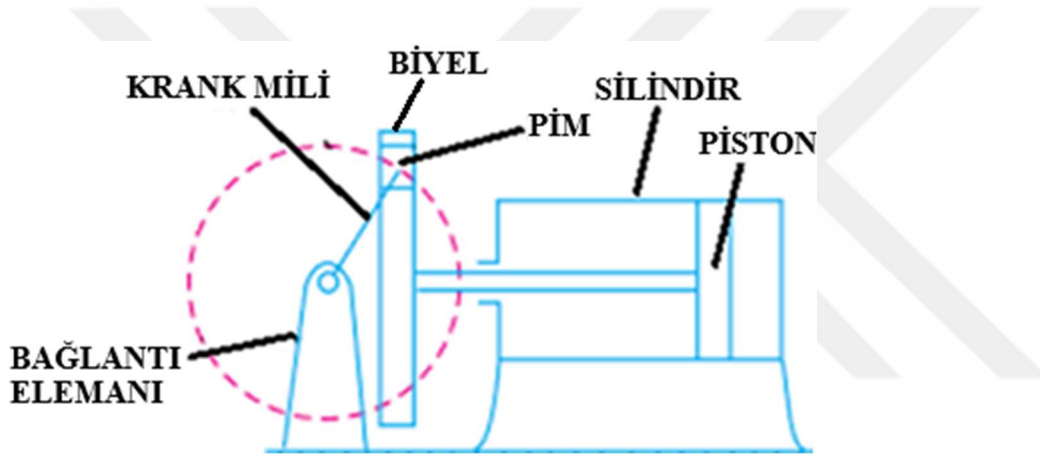
Şekil 2.12. Hiposikloid dişli mekanizmalı bir motorun temel yapısı [15]

Şekil 2.12’de görüldüğü gibi hiposikloid dişli mekanizmasının genel itibarıyla bir iç dişli, bir pinyon dişli ve bir koldan meydana geldiği görülmektedir. Kullanılan kol elemanı pinyon dişlisine rijit bir şekilde bağlanmıştır ve bu iki mekanizma parçası krank miline orta noktadan bir yatak aracılığıyla montajlanmıştır. Biyel dikey ekseninde hareket ettikçe, pinyon dişlisi sabitlenmiş iç dişli üzerinde hareket eder ve bu esnada krank, pinyon ve kol elemanlarının tersi yönünde hareket eder [15].

Hiposikloid dişli mekanizması tarafından gerçekleştirilen düz hatlı hareket sayesinde, biyelin yaslanma hareketi ortadan kaldırıldığı için, kullanılan motor kaç silindire sahip olursa olsun mükemmel dengeleme sağlanabilmektedir. Yine biyel ve pistonun düz bir eksen üzerinde hareket etmesiyle birlikte, piston ve silindir yüzeylerinde meydana gelen sürtünmeler neredeyse tamamen ortadan kalkar ve piston ile silindir arasında büyük bir boşluk olsa bile piston vuruntusu meydana gelmez. Düz hatlı hareket sayesinde piston pim burcu ihtiyacı ortadan kaldırılır ve bu durum pistonun daha kısa yapılabilmesine imkan tanımaktadır [15].

2.3.2. Scotch yoke mekanizması

Scotch yoke mekanizması, doğrusal hareketi döner harekete veya döner hareketi doğrusal harekete çevirmeye yarayan bir mekanizmadır. 1869 yılında ilk olarak krank ve yuvarlak başlı bir kol olarak adlandırılmıştır. Günümüzde ise bu mekanizma Scotch yoke mekanizması olarak bilinmektedir. 1940 yılında bu mekanizma, Russel Bourke tarafından içten yanmalı bir motora uygulanmış ve bu motor Bourke 30 motoru olarak adlandırmıştır. O tarihten bugüne Scotch yoke mekanizması kullanılarak çeşitli içten ve dıştan yanmalı motor tasarımları gerçekleştirilmiştir [16]. Şekil 2.13'te Scotch yoke mekanizması kullanılan bir motorun temel yapısı görülmektedir.



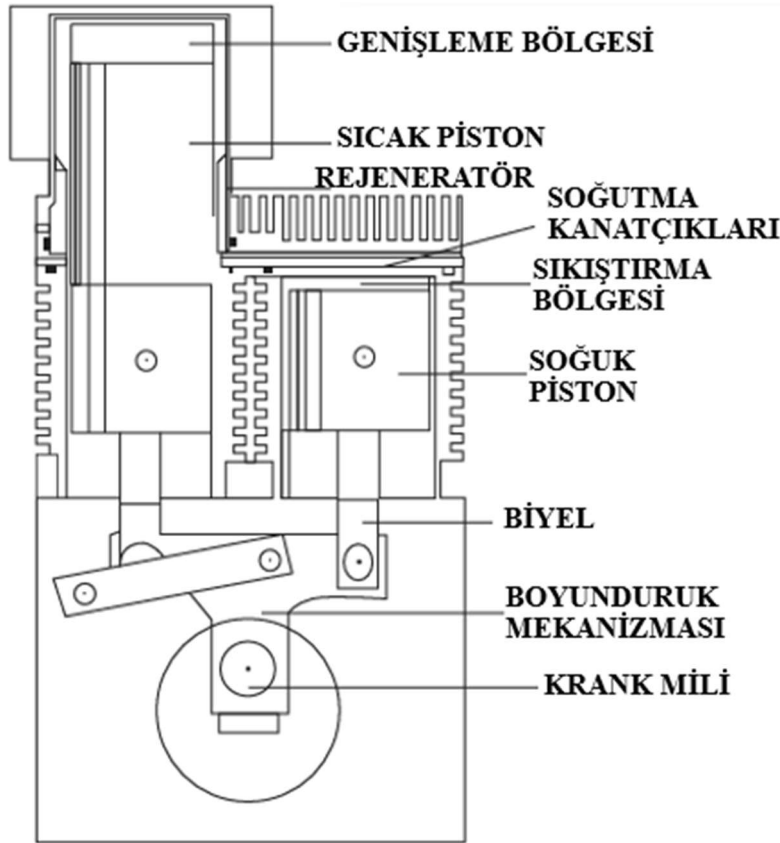
Şekil 2.13. Scotch yoke mekanizmalı bir motorun temel yapısı [17]

Şekil 2.13'te görüldüğü gibi mekanizmanın temel olarak krank mili, krank milinin bağlı olduğu pim ve pimin içerisinde hareket ettiği biyelden meydana geldiği görülmektedir. Krank mili harekete geçtiğinde pim krank milinin dairesel yörüngesi etrafında dönmeye başlar. Bu dönüş esnasında pim biyel içerisinde yukarı ve aşağı doğru hareket eder. Pimin dairesel hareketi ve biyel içerisindeki doğrusal hareketi birleştiğinde, biyelin bağlı olduğu piston, silindir içerisinde doğrusal bir eksenle hareket etmeye başlar. Bu şekilde en başta gerçekleştirilen dönme hareketi doğrusal bir harekete dönüştürülür.

Scotch yoke mekanizması, küçük silindir hacmiyle yüksek tork çıkışı, daha az hareketli motor elemanı, biyel ve piston bağlantısının silindir içerisinde gerçekleştirdiği doğrusal hareket sayesinde daha titreşimsiz çalışma ve üst ölü noktada daha uzun süre bekleme sebebiyle motor verimliliğinin artması gibi çeşitli avantajlara sahiptir [17].

2.3.3. Ross yoke mekanizması

Ross yoke mekanizması, Andy Ross tarafından alfa tipi Stirling motorlarında kullanılmak üzere tasarlanmış bir hareket mekanizmasıdır. Bu mekanizma, yan yana bulunan pistonların genişleme ve sıkıştırma hareketlerini sağlamak amacıyla tasarlanmıştır [18]. Şekil 2.14'te Ross yoke tahrikli Stirling motorunun şeması görülmektedir.



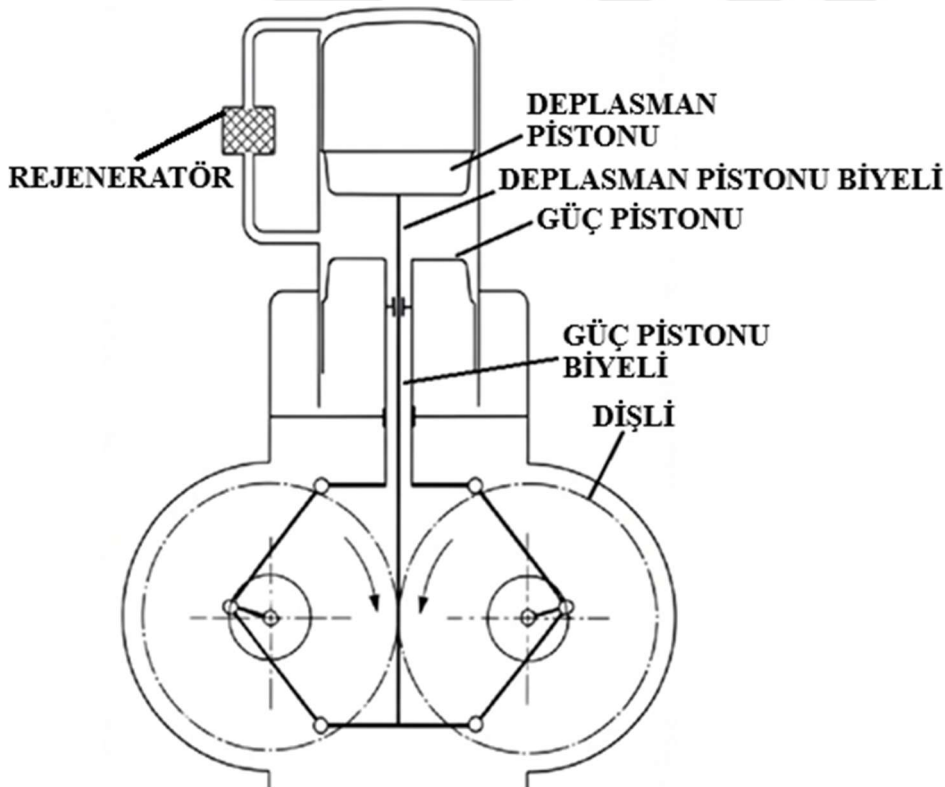
Şekil 2.14. Ross yoke mekanizmalı bir Stirling motoru [19]

Şekil 2.14'te görüldüğü gibi motorda kullanılan boyunduruk elemanının alt kısmından krank miline, sağ kısmından biyel vasıtasıyla soğuk pistonu, sol kısmından bir diğer biyel vasıtasıyla sıcak pistonu ve orta kısmından destekleyici bir bağlantı elemanına bağlı olduğu görülmektedir. Krank milini hareket ettirildiğinde bir ucu krank miline bağlı olan boyunduruk mekanizması da hareket etmeye başlar ve boyunduruk mekanizmasının bu hareketi esnasında, boyunduruk mekanizmasına biyeler vasıtasıyla bağlı olan pistonlar da silindir içerisinde hareket ederler.

Ross yoke mekanizması, pistonlara etki eden yanal kuvvetlerin azaltılmasını sağlar. Bu sayede motor verimliliğinde artış gerçekleşir. Ayrıca bu mekanizma sayesinde motorun daha kompakt bir yapıya sahip olması sağlanmaktadır [20].

2.3.4. Rombik sürücü mekanizması

Rombik sürücü mekanizması ilk olarak 1900'lerin başlarında Lanchester marka iki silindirli içten yanmalı otomobil motorlarında kullanılmıştır. 1953 yılına kadar içten yanmalı motorlarda kullanılan rombik sürücü mekanizması, 1953 yılında Philips araştırma tesislerinde çalışan Dr. Roelof Jan Meijer tarafından ilk kez Stirling motorlarında kullanılmıştır. Rombik sürücü mekanizması; motor boyutunu küçültmek, mekanik bağlantı sayısını azaltmak ve sürtünmeden kaynaklanan verim düşüşünü azaltmak amacıyla kullanılmaktadır [21]. Şekil 2.15'te rombik sürücü mekanizmasının şeması görülmektedir.



Şekil 2.15. Rombik sürücü mekanizmalı bir Stirling motoru [21]

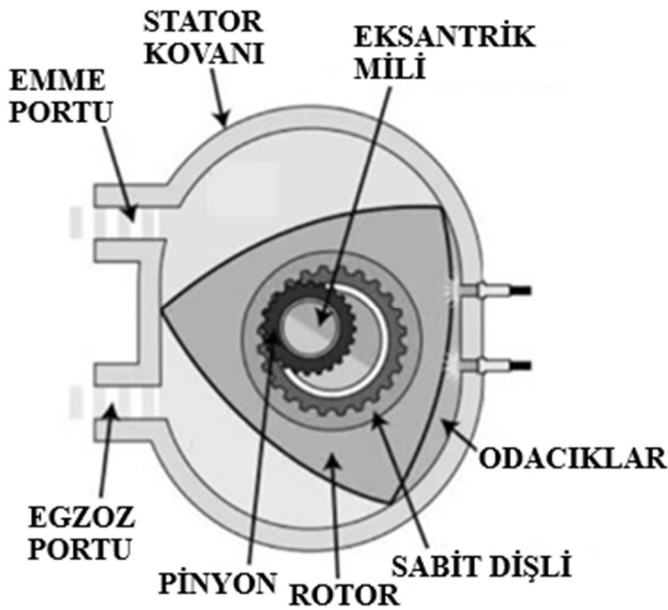
Rombik sürücü mekanizmasında, birbirlerine zıt yönde dönen iki dişli sistemi kullanılmaktadır. Dişli sistemini ve biyel elemanlarını birbirlerine bağlayan eşkenar dörtgen biçiminde bağlantı elemanları bulunmaktadır. Krank mili döndüğünde ve dişliler birbirlerine

ters yönde hareket etmeye başladığında, dişliler üzerinde bulunan bu bağlantı elemanları da hareket eder ve bağlantı elemanlarının biyel vasıtasıyla bağlı oldukları deplasman ve güç pistonlarının silindir içerisinde doğrusal bir şekilde hareket etmelerini sağlarlar.

Rombik sürücü mekanizması, sistemde kullanılan pistonların doğrusal bir ekseninde hareket etmesine olanak sağladığı için piston ve silindir yüzeyleri arasında oluşan sürtünmelerin azalmasını sağlar ve bu sayede motor veriminin artırılmasında rol oynar.

2.3.5. Wankel motor

Wankel motoru, dört zaman çevrimine göre çalışan döner tip bir içten yanmalı motor tasarımıdır. Dört zaman çevrimini tamamlamak için krank milinin iki devrini gerektiren geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorlardan farklı olarak, Wankel motorunda dört zaman çevrimi eksantrik milinin yalnızca bir devrinde tamamlanmaktadır. Wankel motoru üzerine gerçekleştirilen çalışmalar 1950'li yıllarda NSU firmasıyla başlamış ve çeşitli şirketler ve araştırmacılar vasıtasıyla çeşitli çalışmalar sürdürülmüştür. 1961 yılından bu yana ise Mazda bu motorun mevcut geliştirmelerini sürdüren resmi firma konumunda bulunmaktadır [22]. Şekil 2.16'da Wankel motorunun şematik görünümü görülmektedir.



Şekil 2.16. Wankel motoru [23]

Wankel motorunda bulunan rotorun harekete başlamasıyla birlikte ilk olarak emme zamanında hava-yakıt karışımı emme portundan içeriye alınır. Ardından sıkıştırma zamanı esnasında karışım sıkıştırılır. İş zamanında motorda bulunan bujilerin ateşlenmesiyle birlikte karışım yanar ve rotorun dönmesini sağlar. Egzoz zamanında yanmış olan karışım egzoz portundan dışarıya atılır. Wankel motorlar, Otto çevrimli motorlara kıyasla daha az hareketli parçaya sahiptir ve daha yüksek güç çıkışı sağlamaktadır. Özellikle son zamanlarda motor ömrünün önemli olmadığı askeri uygulamalarda kullanımı yaygın hale gelmiştir [24].

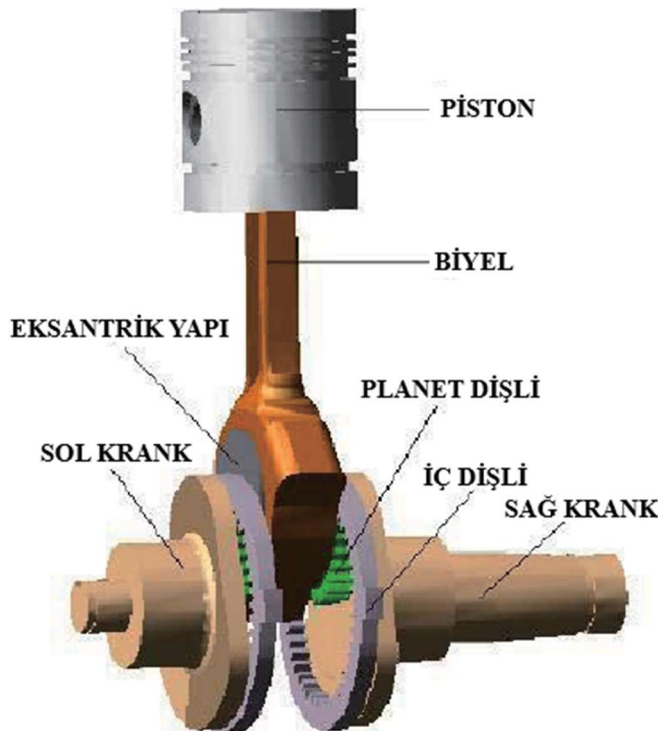




3. LİTERATÜR ÖZETLERİ

İcadından günümüze kadar içten yanmalı motorların geliştirilmesi için çeşitli çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Geliştirme amacıyla yapılan çalışmaların bazıları ise geleneksel krank-biyel mekanizması yerine kullanılan alternatif hareket mekanizmalarıdır. Literatürde içten yanmalı motorlarda alternatif hareket mekanizmaları üzerine yapılmış olan bazı çalışmalar aşağıda verilmiştir.

Xue ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, doğrusal hareket ile dönme hareketi arasındaki enerji dönüşümünü gerçekleştirebilecek yeni tip bir hiposikloid enerji dönüşüm mekanizmasının üç boyutlu prototipi tasarlanmıştır. Tasarımı yapılan olan prototipin kinematik ve dinamik özellikleri incelenmiştir. Lagrange denklemleri temel alınarak, tasarlanmış olan mekanizmada bulunan her bir bağlantı noktasına etki eden kuvvetler hesaplanmıştır. Dinamik simülasyonlar vasıtasıyla hesaplamalar doğrulanmıştır. Tasarlanan yeni mekanizma ile geleneksel krank-biyel mekanizmalı bir motora kıyasla atalet kuvvetinin daha kolay kontrol edilebildiği, daha yüksek çıkış açısı ve hızının elde edildiği bir motor tasarımı elde edilmiştir [25]. Şekil 3.1’de Xue ve arkadaşları tarafından tasarlanmış olan yeni tip hiposikloid mekanizması görülmektedir.



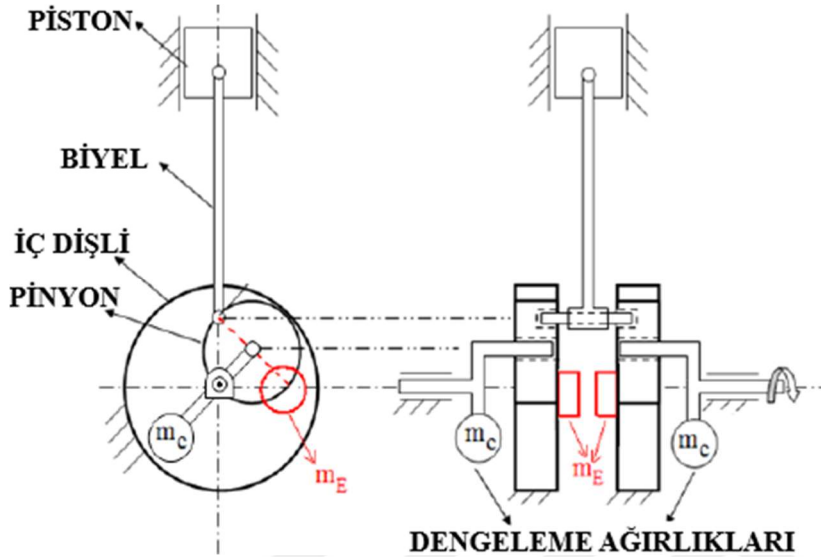
Şekil 3.1. Xue ve arkadaşları tarafından tasarlanan hiposikloid mekanizması [25]

Sobotowski ve arkadaşları tarafından yeni nesil değişken sıkıştırma oranına sahip bir dizel motor geliştirilmiştir. Seri üretim bir dizel motor, yeni nesil değişken sıkıştırma oranı mekanizması içerecek şekilde modifiye edilmiştir. Çalışmada kullanılan mekanizmanın motor performansı ve emisyonlara olan etkisi incelenmiştir. Tasarlanan motorda, birbirine bağlı silindirlerde iki piston kullanılmıştır ve bu iki piston farklı krank millerine bağlanmıştır. Motorda bulunan krank milleri arasında faz ilişkisi bulunmaktadır ve bu faz ilişkisi kullanılan mekanizma ile değiştirilecek şekilde tasarlanmıştır. Faz farkı sayesinde motorun sıkıştırma oranının değiştirilmesi sağlanmıştır. Tasarlanan prototip ile referans alınan motorun özgül güç çıkışının iki katı sonuç elde edilmiştir ve beklenmedik bir biçimde düşük emisyon değerleri elde edilmiştir [26].

Ray ve Redkar tarafından, Wiseman hiposikloid motorunun analizi ve simülasyonu yapılmıştır. Analizde Wiseman hiposikloid motoru geleneksel krank-biyel mekanizmalı bir motor ile karşılaştırılmıştır. Motor performans karakteristikleri dizel, etanol ve benzin yakıtları kullanılarak incelenmiştir. Ayrıca Wiseman motor prototiplerinin çıkış gücü ve silindir hacmi arttırıldığında motor performansının nasıl etkilendiği araştırılmıştır. 30 cm³ silindir hacmine sahip bir Wiseman motorunun maksimum devirde aynı boyuttaki geleneksel krank-biyel mekanizmalı motora kıyasla % 7 daha az güç ürettiği görülmüştür. Ayrıca Wiseman motoru geleneksel krank-biyel mekanizmalı motora kıyasla daha düşük tork üretmiş ve % 6 daha az yakıt verimliliğine sahip olmuştur. Kullanılan prototiplerde dört zamanlı dizel Wiseman motorunun, iki zamanlı benzinli versiyonundan daha iyi performans gösterdiği görülmüştür. Sıkıştırma oranının değiştirilebilmesini sağlayan karşı pistonla donatılmış bir Wiseman motorunun, E85 yakıtı ile çalışırken düşük yakıt verimliliğine sahip olduğu ancak daha yüksek tork ürettiği gözlemlenmiştir. Wiseman motor prototiplerinde motor hacmi arttıkça motorların güç, tork ve yakıt verimliliklerinin arttığı gözlemlenmiştir [27].

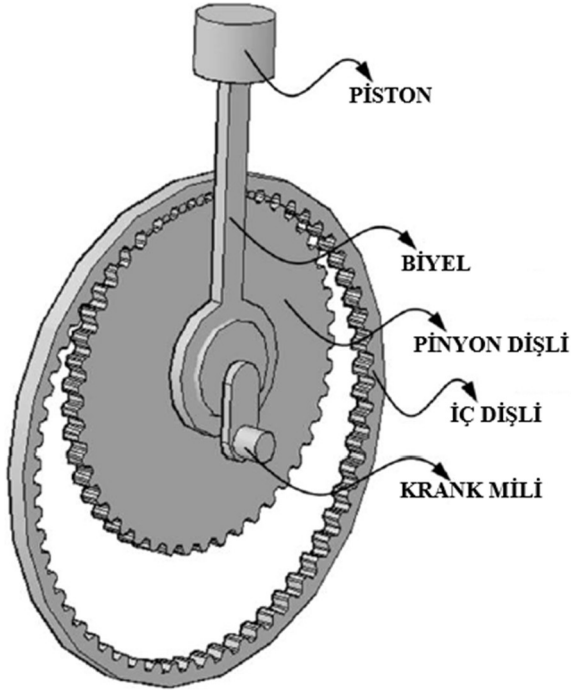
Mahjourri ve arkadaşları tarafından hiposikloid dişli mekanizmalı bir kompresörün titreşim analizleri deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada mevcut bir kompresörün krank-biyel mekanizmasının yerine uygun denge ağırlıklarıyla birlikte hiposikloid dişli mekanizması yerleştirilmiştir. Kurulan düzenek tabana sabitlenmiş ve hız kontrolü bir elektrik motoru tarafından yapılmıştır. Deneyler sırasında tahrik frekansı değiştirilmiş ve dengesiz kuvvetlerin oluşturduğu taban plakası titreşimleri üç farklı yönde incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar geleneksel krank-biyel mekanizmalı bir kompresörle

karşılaştırıldığında, hiposikloid dişli mekanizmalı kompresörün daha dengeli olduğu ve oluşan titreşimleri bastırabileceği görülmüştür [28]. Şekil 3.2’de Mahjouri ve arkadaşları tarafından tasarlanmış olan dengeleme ağırlıklarına sahip hiposikloid mekanizmasının şematik diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.2. Mahjouri ve arkadaşları tarafından tasarlanan hiposikloid mekanizması [28]

Arabacı ve Kılıç tarafından aşırı genişlemeli altı zamanlı yeni bir motor mekanizması tasarlanmıştır. Tasarlanan değişken stroklu altı zamanlı motor mekanizması ile egzoz ısının geri kazanımı sağlanarak ısı verimliliğinin artırılması amaçlanmıştır. Çalışmada değişken stroklu altı zamanlı motor mekanizması teorik olarak incelenmiştir. Yeni mekanizmanın termodinamik bir modeli oluşturularak kinematik ve dinamik analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar geleneksel altı zamanlı motor mekanizmasıyla kıyaslandığında yeni mekanizma ile krank milindeki yükün sadece % 1 arttığı ve motor momentinin ise % 10 arttığı gözlemlenmiştir [29]. Şekil 3.3’te Arabacı ve Kılıç tarafından tasarlanmış olan yeni motor mekanizması görülmektedir.



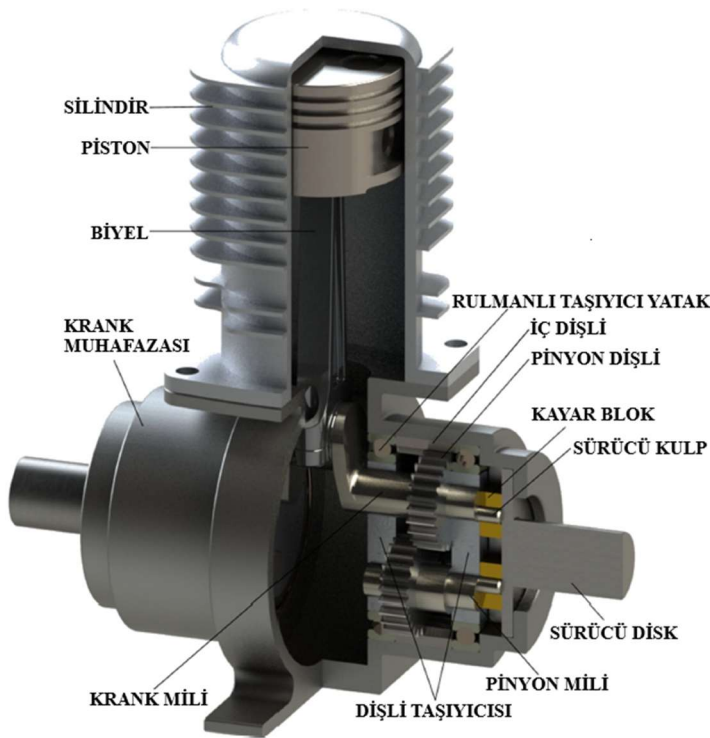
Şekil 3.3. Arabacı ve Kılıç tarafından tasarlanan altı zamanlı motor mekanizması [29]

Geca ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, ayarlanabilir krank mekanizması kullanan Atkinson çevrimli bir motor üzerinde bir dizi simülasyon çalışması yapılmıştır. Krank mekanizması eksantrik pim kullanılarak modifiye edilmiş ve bu sayede sıkıştırma oranı ile sıkıştırma ve genişleme arasındaki oranın kontrolü mümkün kılınmıştır. Tasarlanan mekanizma, buji ile ateşlemeli motor çalışma koşulları altında analiz edilmiş ve geleneksel krank-biyel mekanizması ile karşılaştırılmıştır. Daha sonrasında termal verimliliği arttırmaya yönelik kullanılan bazı stratejileri araştırmak amacıyla motor üzerinde modifikasyonlar yapılmıştır. Çalışma sonunda motorun emme ve yanma süreçlerini kontrol etmeye olanak tanıyan bu sistemin gerçek çalışma şartlarına uygulanabilirliğini hızlandıracak stratejiler ortaya konulmuştur [30].

Bor ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, yüksek basınçlı yakıt pompalarının kam ve hiposikloid sürücü sistemlerine ait seçilmiş tasarım özellikleri modellenmiştir. Yakıt pompalarında kullanılan yaygın mekanizmalar yerine, hiposikloid tahrik mekanizması gibi alışılmadık dışında bir tahrik sistemi kullanılarak pompa elemanları üzerine gelen yüksek yüklerden kaynaklanan sürtünme kuvvetlerinin etkisi azaltılmaya çalışılmıştır. Kam sürücülü ve hiposikloid sürücülü sisteme sahip pompaların piston hareketlerine ilişkin seçilmiş parametrelerin karşılaştırıldığı simülasyonlar yapılmış ve piston üzerine etki eden dik kuvvetler belirlenmiştir. Çalışma sonucunda hiposikloid sürücülü sistemde mekanizma

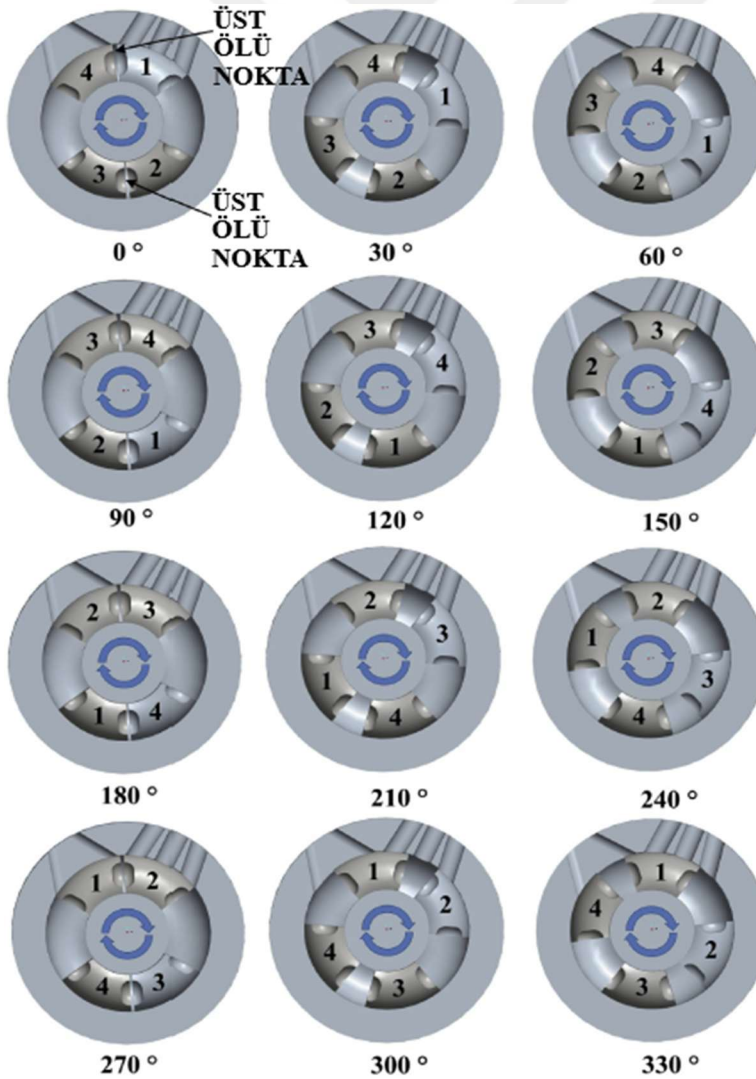
elemanlarına gelen yüklerin daha az olduğu ve bu yüzden sistemde kullanılan pompa elemanlarının daha uzun ömürlü olacağı belirlenmiştir [31].

ElBahloul ve arkadaşları tarafından içten yanmalı motor uygulamaları için hiposikloid dişli mekanizmasını mekanik verimlilik yönünden inceleyen bir çalışma gerçekleştirmiştir. Standart tasarım prosedürleri göz önünde bulundurularak içten yanmalı motorlara yönelik tasarım gereksinimlerini karşılayan bir planet krank dişli sistemi tasarlanmıştır. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorda birbirleriyle etkileşimde bulunan bileşenler için bir sürtünme modeli oluşturulmuş ve iç dişli sistemleri, rulmanlar ve yatakların sürtünme kaynaklı güç kayıplarını temsil eden matematiksel modeller geliştirilmiştir. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorun sürtünme güç kayıpları hesaplanmış ve daha önce geliştirilen geleneksel krank-biyel mekanizmalı bir motorun sürtünme modeli ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçlarında hiposikloid dişli mekanizmasının, motor sürtünme kayıplarının azaltılması ve dolayısıyla daha yüksek mekanik verimlilik sağlanması açısından içten yanmalı motorlar için uygulanabilir olduğu görülmüştür [32]. Şekil 3.4'te ElBahloul ve arkadaşları tarafından tasarlanmış olan hiposikloid dişli mekanizmalı tek silindirli motor görülmektedir.



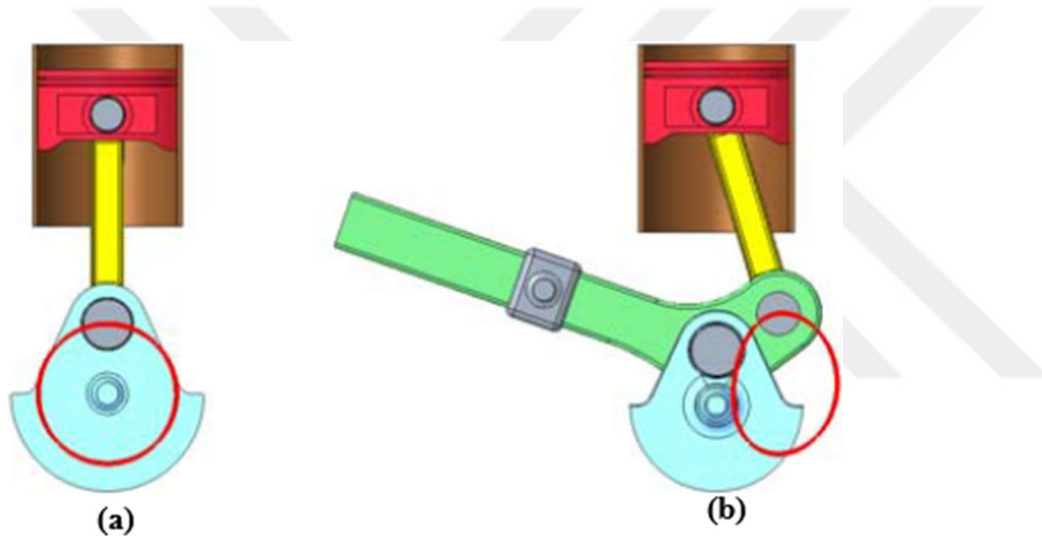
Şekil 3.4. ElBahloul ve arkadaşları tarafından tasarlanan hiposikloid dişli mekanizmalı tek silindirli motor [32]

Gao ve arkadaşları tarafından, yeni nesil küçük ölçekli karşıt döner pistonlu bir motorun performansını araştırmaya yönelik bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Çalışmada karşıt döner pistonlu motorun geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorlarla karşılaştırıldığında, krank-biyel kollarına ve emme-egzoz supaplarına sahip olmadığı görülmektedir. Motor performansını değerlendirmek ve çeşitli analizler yapmak amacıyla motorun bir ve üç boyutlu modelleri tasarlanmıştır. Analizler sonucunda motorda emme supaplarının bulunmaması nedeniyle emme zamanı sonunda hava hızının çok yüksek olduğu görülmüştür. Ek olarak motorun sabit hacimli yanmanın daha yüksek oranda gerçekleşmesini sağladığı için motorda daha az ısı kaybı yaşandığı görülmüştür. Bu durum, düşük motor devirlerinde pistonlu motorlara kıyasla her yanma çevriminde daha yüksek güç çıkışının elde edilmesine katkı sağlamıştır [33]. Şekil 3.5'te motorun çalışması esnasında mil açısına göre piston hareketleri görülmektedir.



Şekil 3.5. Döner pistonlu motorda mil açısına göre piston hareketleri [33]

Itu ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, salınım kolu ile tahrik edilen yeni bir motor mekanizmasında kinematik ve dinamik tepkiler incelenmiştir. Çalışmada, tasarlanan mekanizmanın geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorlara kıyasla sahip olduğu avantajlar incelenmiştir. Tasarımda motor performansına büyük ölçüde etki edecek salınım kolu kullanılmıştır. Motor performansının, salınım kolu pozisyonuna bağlı olarak değiştiği gözlemlenmiştir. Mekanizma ile geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorlara kıyasla piston strokunda % 25'lik bir artış gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Tasarlanmış olan mekanizmayı ile geleneksel krank-biyel mekanizması kullanılan motorlara kıyasla % 40'lık bir güç artışı gerçekleştiği gözlemlenmiştir [34]. Şekil 3.6'da geleneksel ve salınım koluna sahip krank-biyel mekanizması görülmektedir.

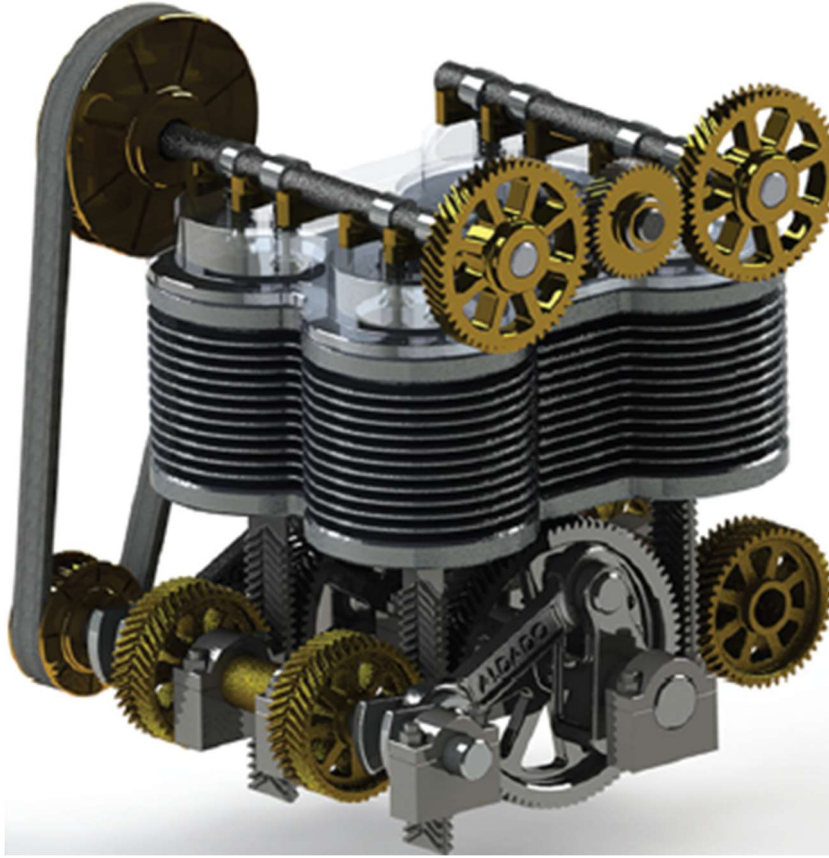


Şekil 3.6. Geleneksel (a) ve salınım koluna sahip (b) krank-biyel mekanizmaları [34]

Yang ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, buji ile ateşlemeli motor verimliliğini arttırmaya yönelik kullanılan çok bağlantılı krank mekanizması ile emme supabı geç kapatılması metodunu kullanan yüksek sıkıştırma oranına sahip iki motor referans bir motor ile karşılaştırılmıştır. Referans motor olarak 10,5:1 sıkıştırma oranına sahip dört silindirli, turbo benzinli bir motor kullanılmıştır. Yüksek sıkıştırma oranına sahip motorun sıkıştırma oranı 13:1 iken, çok bağlantılı aşırı genişlemeli motorun sıkıştırma oranı 10,5:1'dir. Çok bağlantılı motorun aşırı genişleme oranının ise 1,5 olduğu belirtilmiştir. Bu üç motor üç farklı çalışma koşulunda incelenmiştir. Hem çok bağlantılı motor hem de yüksek sıkıştırmalı motor emme supabı geç kapatılma yöntemi uygulanarak incelenmiştir. Emme supabı geç kapatılması yöntemi kullanımıyla, yüksek sıkıştırmalı motorun ve çok bağlantılı motorun

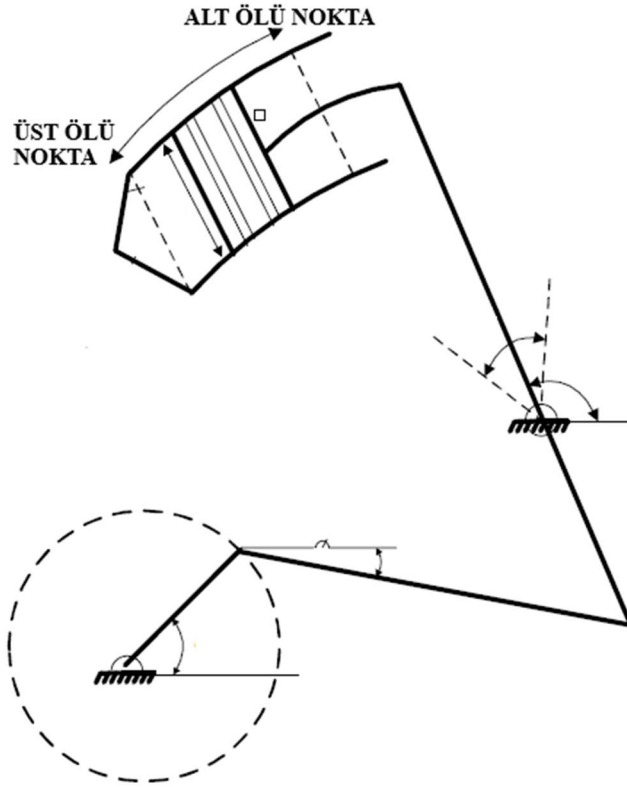
net gösterge verimi, aynı motorların bu yöntemi kullanmadığı hallerine kıyasla sırasıyla % 5,2 ve % 2,4 oranında arttığı gözlemlenmiştir [35].

Dado ve arkadaşları tarafından, buji ile ateşlemeli bir motorda yeni bir hareket mekanizmasının performans analizi yapılmıştır. Tasarlanan yeni mekanizmada, biyel ve piston pimi yerine dört kollu bir mekanizmaya bağlı kremayer ve pinyon dişli düzeneği kullanılmıştır. Yeni tasarımla birlikte geleneksel krank-biyel mekanizmasının sebep olduğu yaslanma yükleri ve piston vurunutlarından kaynaklı sürtünme kayıpları ortadan kaldırılmıştır. Bu sayede motor performansı artırılmış ve gürültü kaynakları ortadan kaldırılmıştır. Analizler sonucunda yeni mekanizmanın geleneksel krank-biyel mekanizmasına göre % 27 daha fazla iş ürettiği ve termal verimliliği arttırdığı gözlemlenmiştir. Tasarlanan mekanizma ile silindir içerisine alınan hava-yakıt karışımının yanması için ekstra zaman sağlanmıştır [36]. Şekil 3.7’de tasarlanan mekanizmanın dört zamanlı bir motor üzerinde uygulaması görülmektedir.



Şekil 3.7. Dado ve arkadaşları tarafından tasarlanan mekanizmanın dört zamanlı bir motor üzerinde uygulanması [36]

Mohammed ve arkadaşları, yeni bir dört kol mekanizmalı motorun performans ve yanma özelliklerini incelemişlerdir. Tam yükte ve farklı devirlerinde yapılan testlerde motorun tork, güç, özgül yakıt tüketimi ve termik verim gibi performans değişimleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar geleneksel krank-biyel mekanizmalı bir motordan elde edilmiş deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuçlar tasarlanan yeni dört kol mekanizmalı motorun daha iyi tork, güç ve termal verimliliğe sahip olduğunu göstermiştir. Yeni mekanizma ile motor torkunda % 6,8 oranında artış gözlemlenmiş ve özgül yakıt tüketiminin % 4,69 düştüğü görülmüştür. Yeni mekanizma sayesinde hava-yakıt karışımının daha hızlı yakıldığı görülmüştür [37]. Şekil 3.8’de yeni dört kol mekanizmalı motorun geometrisi görülmektedir.



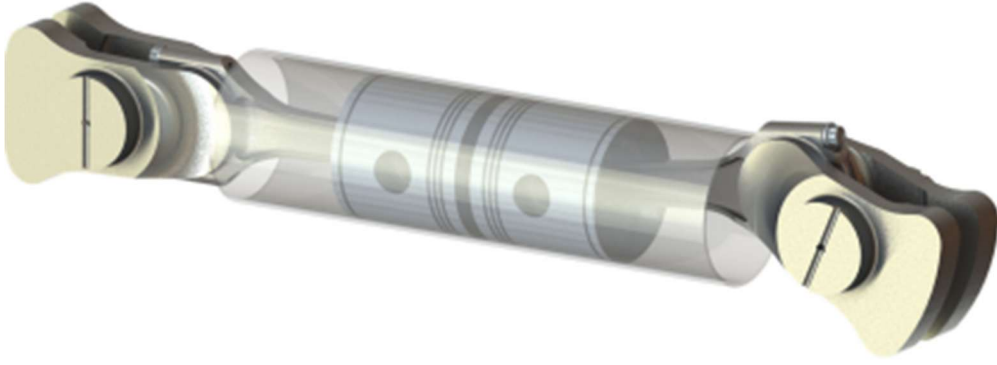
Şekil 3.8. Mohammed ve arkadaşları tarafından tasarlanan dört kol mekanizmalı motorun geometrisi [37]

Zambalov ve arkadaşları tarafından aşırı genişlemenin Wankel motor performansına etkileri incelenmiş ve aşırı genişleme çevriminin temel karakteristikleri ortaya konmuştur. Geniş bir aşırı genişleme oranı aralığında gaz değişimi ve yanma süreçlerine dair nümerik simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar sonucunda, emme ve egzoz portlarının asimetrik yerleştirilmesiyle uygulanan aşırı genişleme çevriminin, değişken supap zamanlaması veya çok bağlantılı krank mekanizmaları gibi klasik pistonlu motor

yöntemlerine gerek duyulmaksızın gerçekleştirilebildiği görülmüştür. Aşırı genişleme oranının 1,1-1,2 aralığında olması durumunda, termik verimde % 32,7 - % 34,5 arasında artış sağlanmıştır. Ayrıca yakıt ekonomisi ve emisyon açısından iyileşmelerin de elde edilebildiği gözlemlenmiştir [38].

Asef ve arkadaşları seri-paralel hibrit elektrikli bir araçta Atkinson çevrimli bir motorun kavramsal ve deneysel olarak incelenmesi üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada Otto çevrimli bir motorun değişken supap zamanlaması kullanılarak Atkinson çevrimli bir motora dönüştürülmesine odaklanılmıştır. Sıkıştırma oranının 10,7'den 12,4'e çıkarılmasıyla birlikte sıkıştırma oranındaki azalmadan kaynaklanan yanma performansı düşüklüğü gibi dezavantajların giderilmesi amaçlanmıştır. Geliştirilen Atkinson motorunun performansı, yakıt tüketimi ve yanma karakteristiklerini belirlemek amacıyla çeşitli simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve simülasyonların sonucunda Atkinson çevrimli motorun Otto çevrimli motora kıyasla yakıt tüketiminin önemli ölçüde düşük olduğu ve maksimum termal verimliliğin % 34'ten % 34,6'ya yükseldiği görülmüştür. Ek olarak yakıt açısından Atkinson çevrimli motorun verimli çalışma aralığının Otto çevrimli motora kıyasla daha geniş olduğu görülmüştür [39].

Piergiacomini ve arkadaşları tarafından farklı karşıt piston mimarilerine sahip hidrojen yakıtlı ve iki zamanlı motorlarda krank açısı ofsetinin mekanik performansa etkisi incelenmiştir. Silindir sayısı, krank kolları arasındaki açı, iki krank milinin dönme yönü ve ofset açısı parametreleri göz önünde bulundurularak çeşitli çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Analizler gerçekleştirmek amacıyla analitik model geliştirilmiştir ve bu model 3 silindirli ve 4 silindirli karşılıklı pistonlu motorların yapılandırmalarını incelemek amacıyla kullanılmıştır. Analizlerde iki farklı dengeleme senaryosu da değerlendirilmiştir. Ofset açısının eklenmesinin her iki senaryoda da dengesizliğin artmasına neden olduğu görülmüştür. Daha dengeli olduğu ve daha fazla tasarım esnekliği sunması nedeniyle aynı yönde dönen krank millerinin kullanıldığı yapılandırma ise diğer yapılandırmalara arasından tercih edilen seçenek olarak öne çıkmıştır. Bu incelemelere ek olarak ofset açısının motor torkuna etkisi analiz edilmiştir. Ofsetin iki krank mili arasında dengesiz bir tork dağılımına neden olduğu görülmüştür [40]. Şekil 3.9'da karşıt pistonlu krank mekanizmasının üç boyutlu modeli görülmektedir.



Şekil 3.9. Karşıt pistonlu krank mekanizmasının modeli [40]





4. MOTOR TASARIMI VE ANALİZLER

Bu çalışmada geleneksel krank-biyel mekanizmasına, episiklik dişli mekanizmasına, hiposikloid dişli mekanizmasına ve episiklik dişli mekanizmasına ek olarak Scotch yoke mekanizmasında kullanılan geniş başlı bir biyele sahip dört farklı motorun tasarımları ve analizleri Solidworks ve ANSYS programları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tasarım ve analizler yapılırken Çizelge 4.1’de verilen temel özellikler her dört tip motor için de aynı kabul edilmiştir.

Çizelge 4.1. Tasarım ve analizleri yapılan motorlara ait aynı kabul edilen teknik özellikler

Motor tipi	Buji ile ateşlemeli motor
Motor zamanı	4 zamanlı
Silindir sayısı	1
Silindir çapı (mm)	74
Strok (mm)	64
Sıkıştırma oranı	10/1
Maksimum motor gücü (kW)	6,6
Maksimum tork (Nm)	19
Maksimum motor devri (rpm)	3800

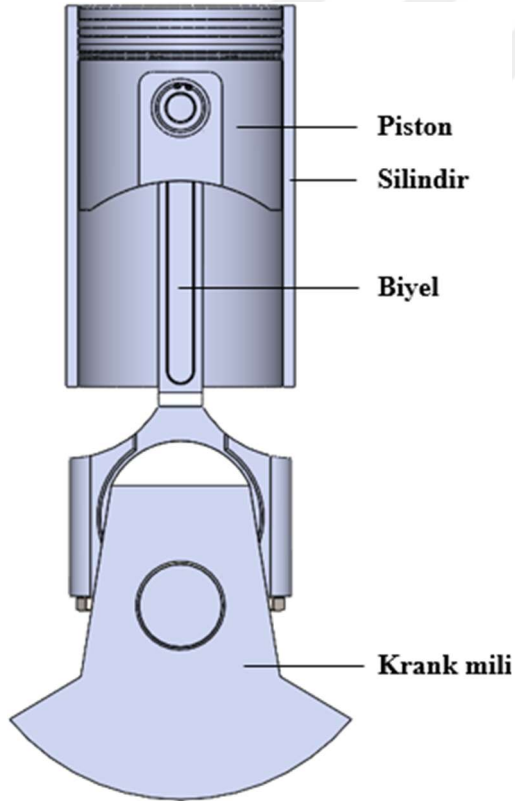
4.1. Motor Tasarımları

İlk olarak geleneksel krank-biyel mekanizmalı motor tasarımı Çizelge 4.1’de belirtilen teknik özellikler ve teorik motor tasarım parametreleri göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. Diğer üç motorun tasarımları yapılırken geleneksel krank-biyel mekanizmalı motor için tasarlanan motor elemanları ya birebir ölçülerde kullanılmış ya da diğer motor tasarımlarına uygun şekilde optimize edilmiştir. İkinci olarak episiklik dişli mekanizmalı bir Atkinson motorunun tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu motorun tasarımı gerçekleştirilirken geleneksel krank-biyel motor elemanlarına ek olarak üzerinde muylu bulunan bir pinyon dişli ve iç dişliden oluşan episiklik dişli mekanizması kullanılmıştır.

Üçüncü bir tasarım olarak hiposikloid dişli mekanizmalı bir motor tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu motor tasarımı yapılırken geleneksel krank-biyel mekanizmasına ek olarak karşılıklı iç dişli ve pinyon dişli çifti kullanılmıştır. Yapılan ikinci ve üçüncü tasarımların sahip olduğu avantajlar dikkate alınarak Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün bir Atkinson motorunun tasarımı gerçekleştirilmiştir.

4.1.1. Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorun tasarımı

Geleneksel krank-biyel mekanizması, icadından günümüze kadar içten yanmalı motorlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu mekanizma birçok alternatif hareket mekanizmasına kıyasla daha basit bir yapıya sahiptir. Tasarlanan geleneksel krank-biyel mekanizmalı motor temel olarak silindir, piston, piston pimi, segmanlar ve krank-biyel mekanizmasından oluşmaktadır. Şekil 4.1’de tasarımı yapılan geleneksel krank-biyel mekanizmalı motor görülmektedir.



Şekil 4.1. Tasarımı yapılan geleneksel krank-biyel mekanizmalı motor

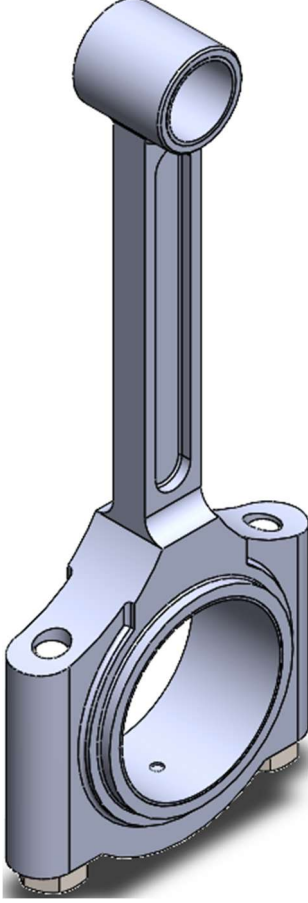
Tasarımı yapılan geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorun piston çapı 73 mm, piston boyu 74 mm olarak alınmıştır. Piston malzemesi olarak 2618-T61 alüminyum alaşımı kullanılmıştır. Piston pimi malzemesi olarak sementasyon çeliği kullanılmış, pim çapı 18 mm olarak alınmıştır. Piston üzerinde 2 adet kompresyon segmanı ve 1 adet yağ segmanı kullanılmıştır. Tasarlanan yağ segmanı üzerinde piston üzerinde açılan yağ delikleri sayısına uygun şekilde yağlama kanalları açılmıştır. Segman malzemesi olarak AISI 1070 karbon çeliği kullanılmıştır. Kompresyon ve yağ segmanlarına ek olarak piston pimi segmanlarının tasarımı da gerçekleştirilmiştir. Piston pim segmanı malzemesi olarak AISI 6150 çelik kullanılmıştır. Tasarlanan segmanlar pistona montajlanmıştır. Şekil 4.2’te geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılmak üzere tasarlanan piston, piston pimi ve segmanlar görülmektedir.



Şekil 4.2. Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorun pistonu, piston pimi ve segmanları

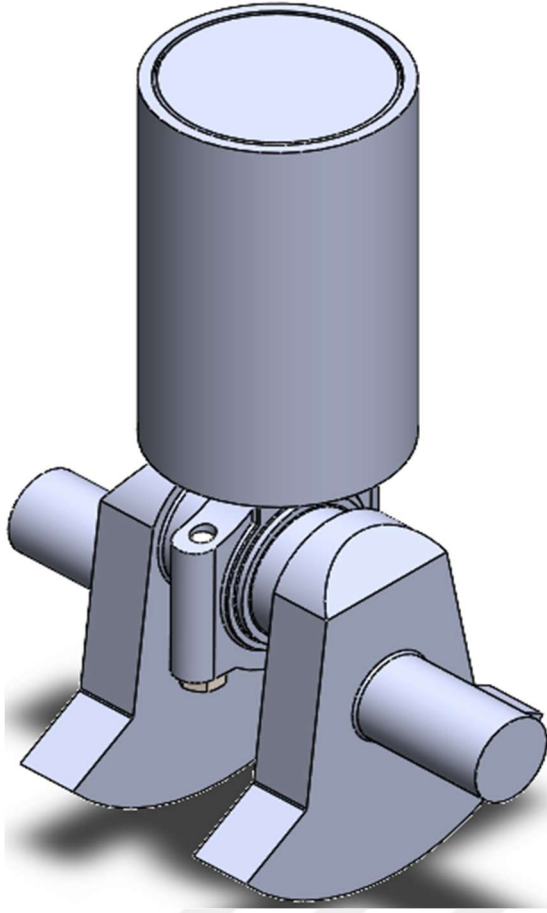
Piston, piston pimi ve segmanların tasarımı yapıldıktan sonra geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılmak üzere biyel tasarımı yapılmıştır. Biyel ölçüleri belirlenirken biyel ayağı tarafında burç kullanıldığı gözetilerek iç çapı, yüzer pim kullanıldığı gözetilerek biyel ayağının genişliği ve kusinet yataklarının kullanıldığı göz önünde bulundurularak biyel başı tarafının iç çapı belirlenmiştir. Motorda biyel ayağı geometrisi paralel tip, gövde kesiti I-profil ve biyel başı simetrik tip olacak şekilde tasarlanmıştır. Biyel boyu 148 mm, biyel ayağı iç çapı 19,8 mm ve biyel başı iç çapı 45 mm olarak alınmıştır. Biyel malzemesi olarak AISI 4340 normalize çelik kullanılmıştır. Biyel burcu malzemesi olarak EN CC495K kurşunlu kalay bronz kullanılmıştır. Şekil 4.3’te

geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılmak üzere tasarlanan biyelin, biyel burcunun ve kusinet yataklarının montajlanmış hali görülmektedir.



Şekil 4.3. Biyel, biyel burcu ve kusinet yataklarının montajlanmış hali

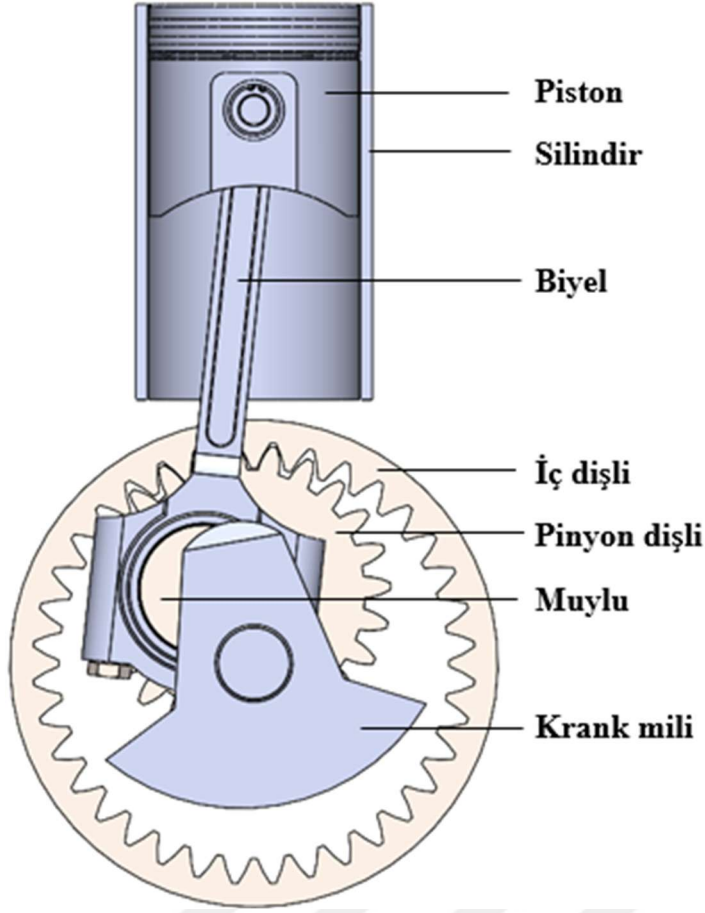
Krank mili malzemesi olarak ISO 700-2 küresel grafitli dökme demir kullanılmıştır. Krank yarıçapı 32 mm, ana muylu çapı 30 mm, genişliği 50 mm, kol muylu çapı 45 mm ve genişliği 50 mm olarak alınmıştır. Silindir malzemesi olarak dökme demir kullanılmıştır. Silindir iç çapı 74 mm ve uzunluğu 138 mm olarak alınmıştır. Şekil 4.4'te motor silindiri ve krank mili görülmektedir.



Şekil 4.4. Motor silindiri ve krank mili

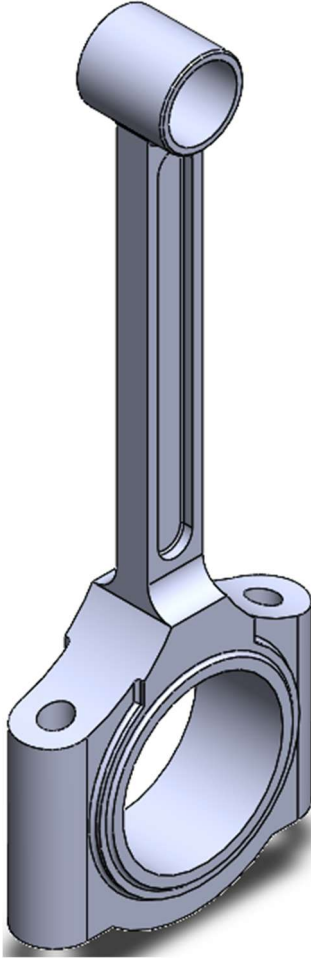
4.1.2. Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunun tasarımı

Episiklik dişli mekanizması, Atkinson çevriminin gerçekleştirilebilmesi için içten yanmalı motorlarda kullanılan, bir adet iç dişli ve bir adet pinyon dişliden oluşan alternatif bir hareket mekanizmasıdır. Mekanizmada kullanılan pinyon dişli üzerinde bulunan muylunun çevrim esnasında farklı konumlarda bulunması sayesinde emme ve sıkıştırma stroku, iş ve egzoz strokundan daha kısa olacak şekilde gerçekleştirilmektedir. Bu durum motorun genişleme oranının sabit kalmasına ve sıkıştırma oranının düşürülmesine imkan sağlamaktadır. Tasarımı yapılan episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru, piston, piston pimi, yağ ve kompresyon segmanları, biyel, krank mili, silindir, iç dişli ve üzerinde muylu bulunan bir pinyon dişliden oluşmaktadır. Şekil 4.5'te tasarımı yapılan episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru görülmektedir.



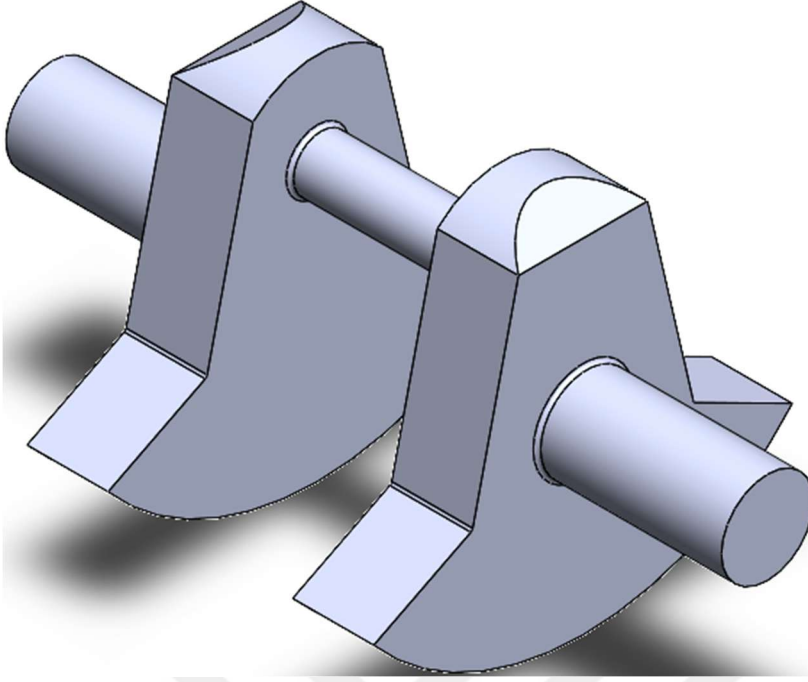
Şekil 4.5. Tasarımı yapılan episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru

Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılmak üzere tasarlanan piston, piston pimi, piston pim segmanı, yağ ve kompresyon segmanları, biyel burcu, biyel cıvataları, kusinet yatak ve silindir tasarlanan episiklik dişli mekanizmalı Atkinson çevrimli motorda aynı ölçülerde kullanılmıştır. Bu elemanların malzemeleri de geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılan malzemeler ile aynı olacak şekilde belirlenmiştir. Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılan biyel ve krank mili ise tasarım isterlerine uyum sağlayacak şekilde optimize edilmiş ve tasarlanan episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılmıştır. Biyel için sadece biyel boyu değiştirilmiş ve 20 mm arttırılmıştır. Biyel malzemesi geleneksel krank-biyel mekanizmalı motor tasarımında belirlenen biyel malzemesi ile aynı kullanılmıştır. Şekil 4.6'da episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılmak üzere tasarlanan biyel görülmektedir.



Şekil 4.6. Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru için tasarlanan biyel

Krank mili malzemesi geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılan krank mili malzemesi ile aynı kullanılmış ancak ölçüleri tasarlanan episiklik dişli mekanizmalı motorun çalışma prensibine uyum sağlayacak şekilde yeniden belirlenmiştir. Krank yarıçapı 25 mm, kol muylu çapı 15 mm ve ana muylu çapı 25 mm olarak belirlenmiştir. Şekil 4.7’de episiklik dişli mekanizmalı motorun krank mili görülmektedir.



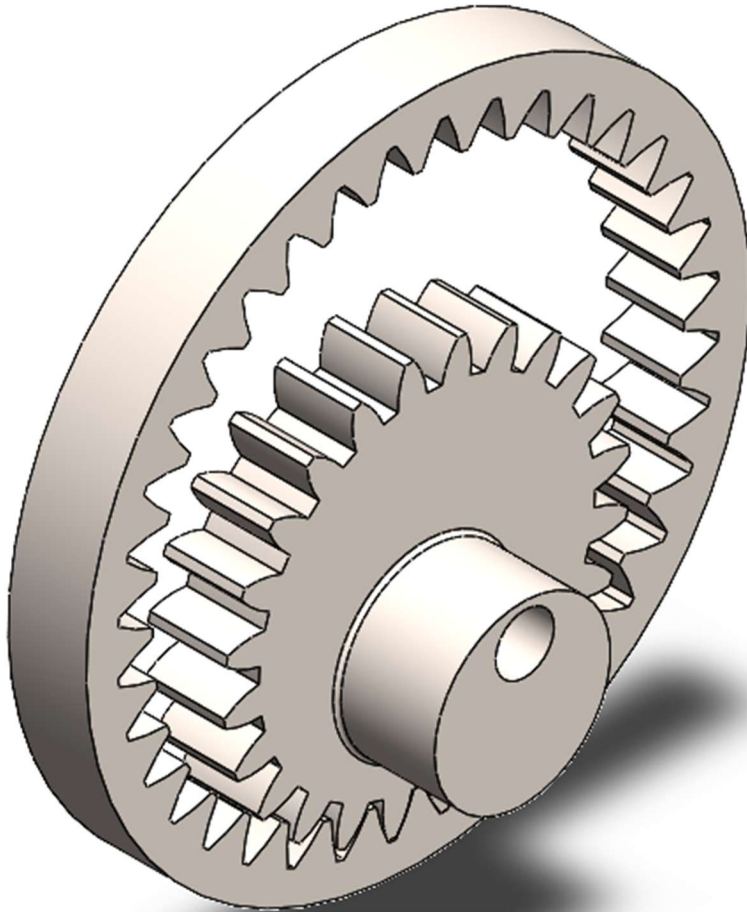
Şekil 4.7. Episiklik dişli mekanizmalı motorun krank mili

Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılmak üzere tasarlanan episiklik dişli mekanizması bir adet pinyon dişli ve bir adet iç dişliden oluşmaktadır. Dişlilerin tasarımları gerçekleştirilirken dişlilerin çapları, çevrim oranları ve diş sayıları motorda gerçekleştirilen değişken strok işleminin düzgün bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için önem arz etmektedir. Episiklik dişli mekanizmasında kullanılan dişlilerin çapları belirlenirken pinyon dişlisi çapı krank mili çapının yaklaşık iki katı, iç dişli çapı ise krank mili çapının yaklaşık üç katı olacak şekilde tasarlanmıştır. Pinyon diş çapı 96 mm, diş sayısı 24, iç dişli çapı 144 mm ve diş sayısı 36 olarak belirlenmiştir. Pinyon dişlinin diş sayısı belirlenirken dişli malzemesi ve dişliler arasındaki çevrim oranı göz önünde bulundurulmuştur. Çevrim oranı iç dişliye ait diş sayısının pinyon dişlisine ait diş sayısına oranı ile bulunmaktadır. Tasarlanan episiklik dişli mekanizmasında çevrim oranı 1,5 olacak şekilde belirlenmiştir. Dişlilerin çapları ve diş sayıları belirlendikten sonra dişlilerin modülleri dişlilerin çapları ile diş sayıları arasındaki orandan 4 olarak belirlenmiştir. Dişlilerin kalınlıkları ise 20 mm olarak belirlenmiştir.

Episiklik dişli mekanizmasında bulunan diğer önemli unsur ise pinyon dişliye rijit bir şekilde bağlı bulunan muyludur. Muylu 25 mm kalınlığında ve üzerinde 15 mm çapında bir delik bulunmaktadır. Krank mili muyluya bu delik kullanılarak bağlanmaktadır ve bu sayede pinyon dişlisine hareket aktarılabilmektedir. Biyel pinyon dişlisine büyük tarafı vasıtasıyla

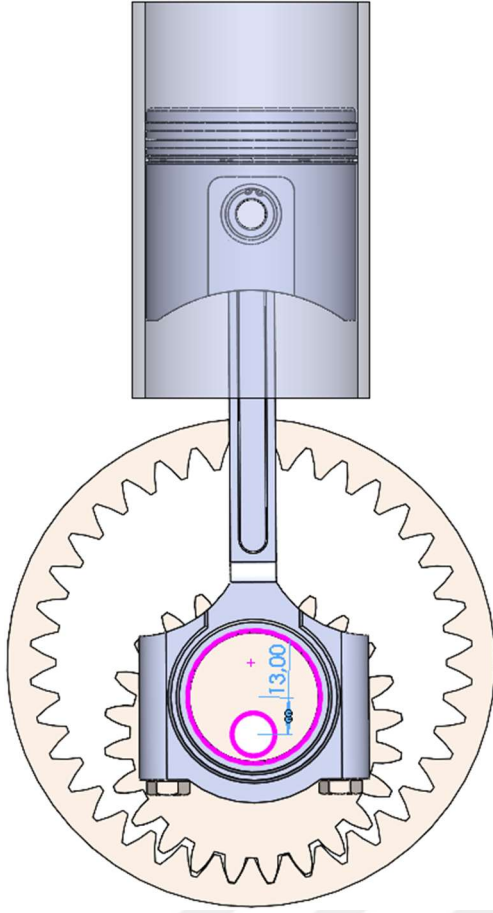
bu muylu üzerinden bağlanmaktadır ve pinyon dişlisinin hareketi ile muylunun da hareket etmesiyle birlikte pistonun silindir içerisinde hareket etmesi sağlanmaktadır.

Dişlilerin ve muylu malzemesi 20MnCr5 sementasyon çeliği olarak seçilmiştir. Şekil 4.8’de tasarlanan episiklik dişli mekanizması görülmektedir.



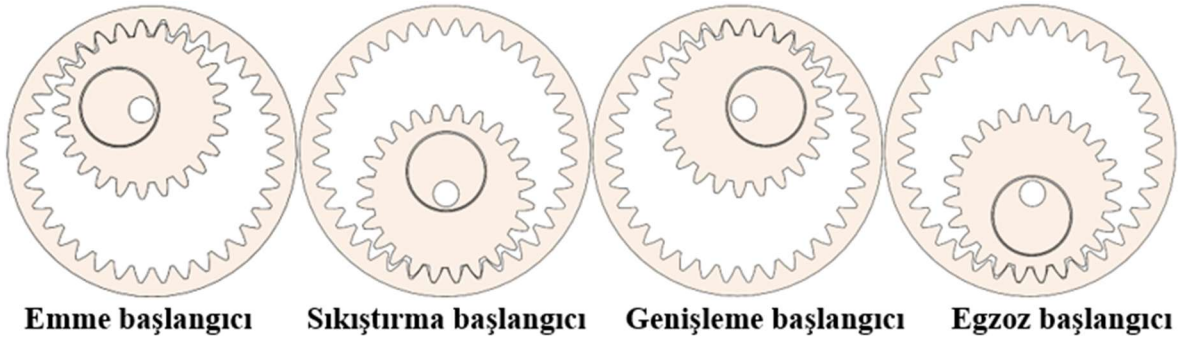
Şekil 4.8. Episiklik dişli mekanizması

Episiklik dişli mekanizması kullanılarak değişken strokun oluşturulmasında muylu merkezi ile pinyon dişli merkezi arasındaki mesafenin çok büyük bir önemi bulunmaktadır çünkü emme ve sıkıştırma stroku bu mesafenin iki katı değerinde azalmaktadır. Tasarlanan episiklik dişli mekanizmasında bu değer 13 mm olarak belirlenmiştir ve bu sayede genişleme oranı başlangıç değeri olan 10/1’de sabit tutulurken sıkıştırma oranı 6,35/1’e düşürülmüştür. Şekil 4.9’da tasarlanan episiklik dişli mekanizmasında muylu merkezi ile pinyon dişli merkezi arasındaki mesafe görülmektedir.



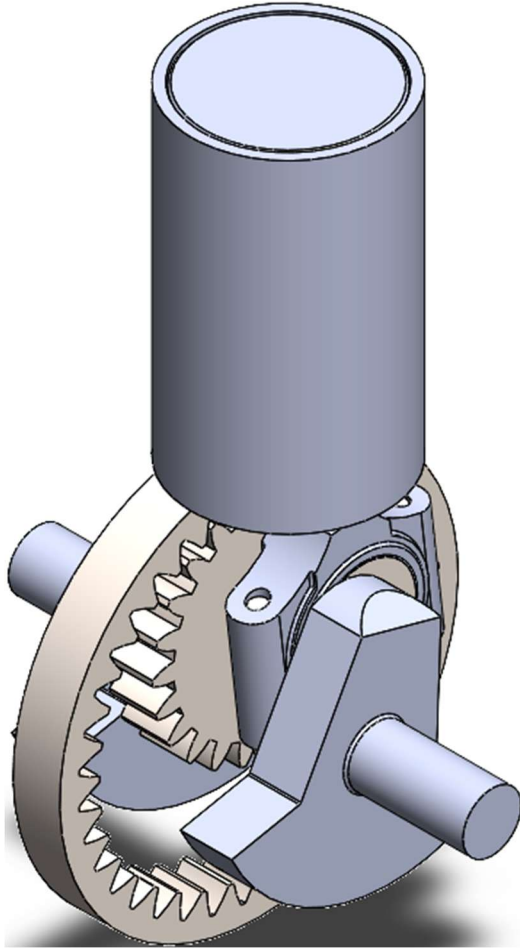
Şekil 4.9. Episiklik dişli mekanizmasında muylu merkezi ile pinyon dişli merkezi arasındaki mesafe

Pinyon dişlisi merkezi ile muylu merkezi arasında bulunan mesafe sayesinde eksenel bir kaçıklığın oluşması sağlanmaktadır. Bu eksenel kaçıklık sayesinde pinyon dişli üzerinde bulunan muylunun çevrim esnasında farklı noktalarda bulunmasını sağlamaktadır. Şekil 4.10'da episiklik dişli mekanizmasında kullanılan muylunun çevrim esnasında bulunduğu konumlar görülmektedir.



Şekil 4.10. Episiklik dişli mekanizmasında kullanılan muylunun çevrim esnasında bulunduğu konumlar

Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoruna ait tüm motor elemanlarının tasarımı yapıldıktan sonra motor elemanları montajlanmıştır. Şekil 4.11’de tasarlanan episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunun montajlanmış hali görülmektedir.

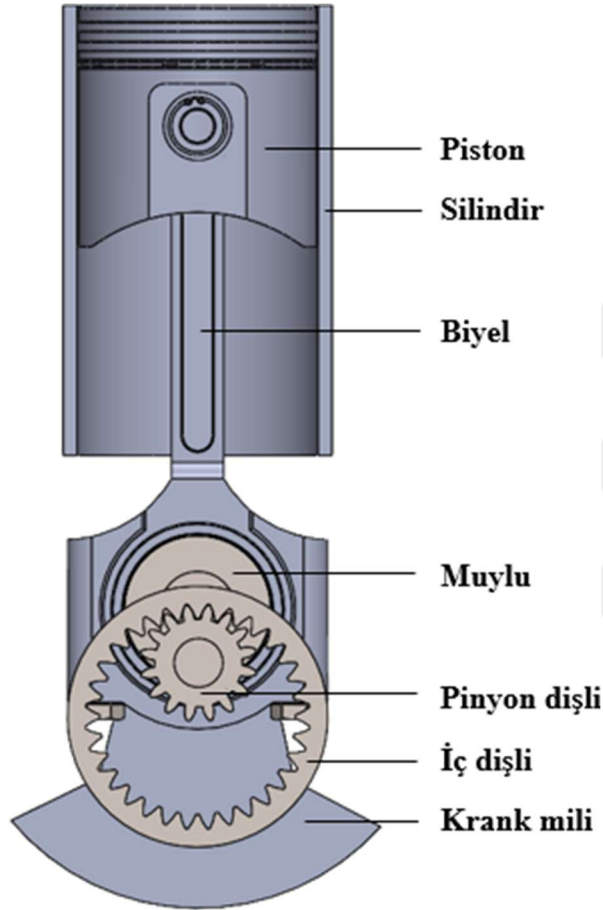


Şekil 4.11. Tasarlanan episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunun montajlanmış hali

4.1.3. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorun tasarımı

Hiposikloid dişli mekanizması, Nasir al-Din al-Tusi'nin gök cisimlerinin hareketlerini incelemesi sonucunda ortaya koyduğu ve Tusi çifti adını verdiği hareket sistemini temel alan, karşılıklı iki iç dişli ve birbirlerine rijit bir muylu vasıtasıyla bağlı olan pinyon dişlilerden oluşan alternatif bir krank-biyel mekanizmasıdır. Mekanizmada bulunan muylu sayesinde çevrim esnasında biyelin doğrusal bir ekseninde hareket etmesi sağlanmaktadır. Bu durum biyelin çevrim esnasında sağa veya sola doğru yaslanmasıyla kaynaklanan piston ile silindir arasındaki sürtünmelerin ortadan kaldırılmasını sağlamaktadır. Karşılıklı kullanılan dişli çiftleri sayesinde de motorda oluşan titreşimlerin azaltılmasına katkı sağlanmaktadır.

Tasarımı yapılan hiposikloid dişli mekanizmalı motor; piston, piston pimi, piston pim segmanı, yağ ve kompresyon segmanları, biyel, biyel burcu, biyel cıvataları, kusinet yatak, iki parçadan oluşan krank mili, silindir, karşılıklı iki iç dişli ve birbirlerine bir muylu vasıtasıyla rijit bir biçimde bağlanan iki pinyon dişli kullanılarak tasarlanmıştır. Şekil 4.12’de tasarımı yapılan hiposikloid dişli mekanizmalı motor görülmektedir.

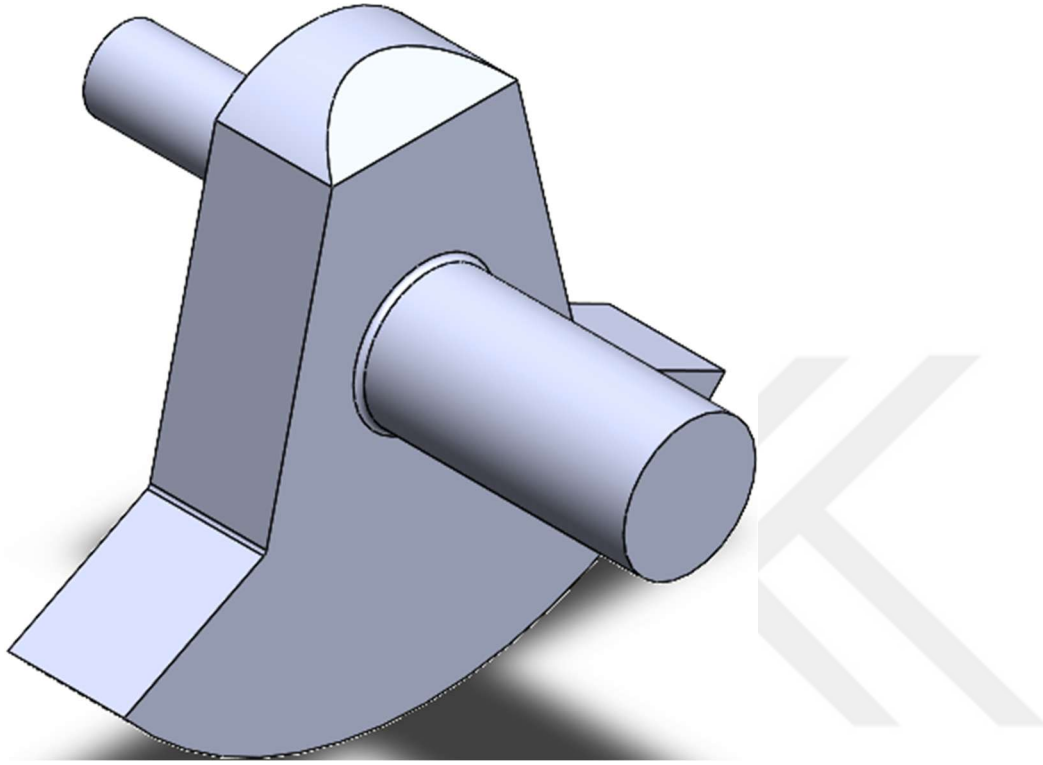


Şekil 4.12. Tasarımı yapılan hiposikloid dişli mekanizmalı motor

Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılmak üzere tasarlanan piston, piston pimi, piston pim segmanı, yağ ve kompresyon segmanları, biyel, biyel burcu, biyel cıvataları, kusinet yatak ve silindir tasarlanan hiposikloid dişli mekanizmalı motorda aynı ölçüde kullanılmıştır. Bu elemanların malzemeleri de geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılan malzemeler ile aynı olacak şekilde belirlenmiştir.

Krank milinde ise episiklik dişli mekanizmalı Atkinson çevrimli motorda kullanılan krank mili yarıçapı 15 mm ve biyel muylusu 35 mm olacak şekilde ve iki parçadan oluşacak şekilde hiposikloid dişli mekanizmalı motorda kullanılmak üzere optimize edilmiştir. Krank mili

malzemesi episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan krank mili malzemesi ile aynı tutulmuştur. Şekil 4.13'te hiposikloid dişli mekanizmalı motorda kullanılmak üzere tasarlanan krank mili görülmektedir.



Şekil 4.13. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorda kullanılan krank mili

Hiposikloid dişli mekanizmalı motorda kullanılmak üzere tasarlanan hiposikloid dişli mekanizması iki adet pinyon dişli ve iki adet iç dişliden oluşmaktadır. Dişlilerin tasarımları gerçekleştirilirken dişlilerin çapları, çevrim oranları ve diş sayıları motorda gerçekleştirilen doğrusal hareketin düzgün bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için önem arz etmektedir.

Hiposikloid dişli mekanizmasında kullanılan dişlilerin çapları belirlenirken pinyon dişlilerin çapları (32 mm) krank mili çapı ile yaklaşık olarak aynı, iç dişlilerin çapları (64 mm) ise krank mili çapının yaklaşık olarak iki katı olacak şekilde tasarlanmıştır.

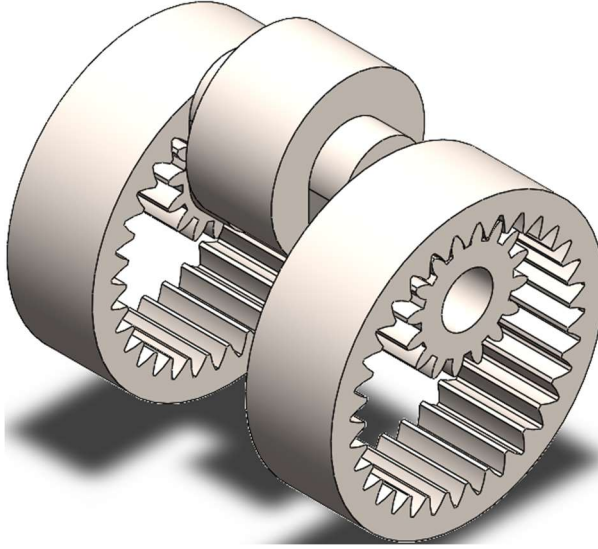
Hiposikloid dişli mekanizması tasarlanırken kullanılan bir diğer önemli faktör ise çevrim oranıdır. Çevrim oranı iç dişliye ait diş sayısının pinyon dişlisine ait diş sayısına oranı ile bulunmaktadır ve tasarlanan hiposikloid dişli mekanizmasının çevrim oranı 2 olacak şekilde belirlenmiştir.

Hiposikloid dişli mekanizmasında kullanılan dişlilerden ilk olarak pinyon dişlisinin diş sayısı (16) sonrasında ise iç dişlinin diş sayısı (32) belirlenmiştir. Episiklik dişli mekanizmasında olduğu gibi hiposikloid dişli mekanizmasında kullanılan pinyon dişlisinin diş sayısı belirlenirken dişli malzemesi ve dişliler arasındaki çevrim oranı göz önünde bulundurulmuştur.

Dişlilerin çapları ve diş sayıları belirlendikten sonra dişlilerin modülleri dişlilerin çapları ile diş sayıları arasındaki orandan 2 olarak belirlenmiştir. Dişlilerin kalınlıkları ise 25 mm olarak belirlenmiştir. Hiposikloid dişli mekanizmasında bulunan diğer önemli unsur ise pinyon dişlilerin birbirlerine rijit bir şekilde bağlanmasını sağlayan muyludur. Muylunun toplam kalınlığı 45 mm olup muylu, bir tarafının pinyon dişlilerine diğer tarafının ise biyelin büyük tarafına bağlanan dairesel yapıya bağlı olduğu 10 mm kalınlığında ve 16,5 mm uzunluğunda karşılıklı iki yapı ve bu yapıların birbirlerine bağlanmasını sağlayan 25 mm kalınlığında ve 22,5 mm çapında dairesel bir yapıdan oluşmaktadır.

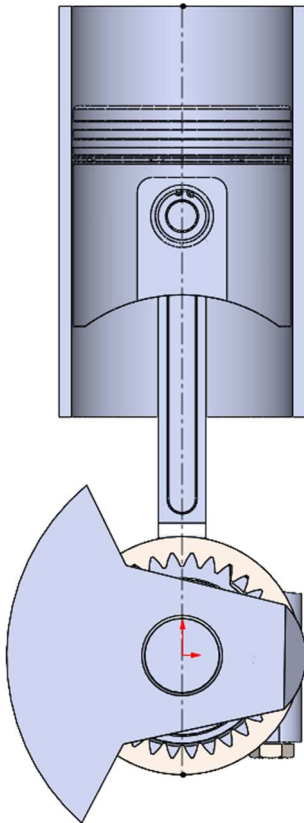
Hiposikloid dişli mekanizmasında kullanılan pinyon dişlilerinin merkezlerinde 15 mm çapında ve 25 mm uzunluğunda delikler bulunmaktadır. Krank milleri bu delikler vasıtasıyla pinyon dişlilerine bağlanmaktadır ve pinyon dişlilerine hareket aktarımını gerçekleştirmektedir. Pinyon dişlilerine bağlı olan ve üzerinde biyelin büyük tarafına bağlanan rijit dairesel yapıya sahip olan muylu sayesinde pistonun silindir içerisinde hareket etmesi sağlanmaktadır.

Dişli ve muylu malzemesi, episiklik dişli mekanizmasında kullanılan dişli ve muylu malzemesiyle aynı olacak şekilde seçilmiştir. Şekil 4.14'te tasarlanan hiposikloid dişli mekanizması görülmektedir.



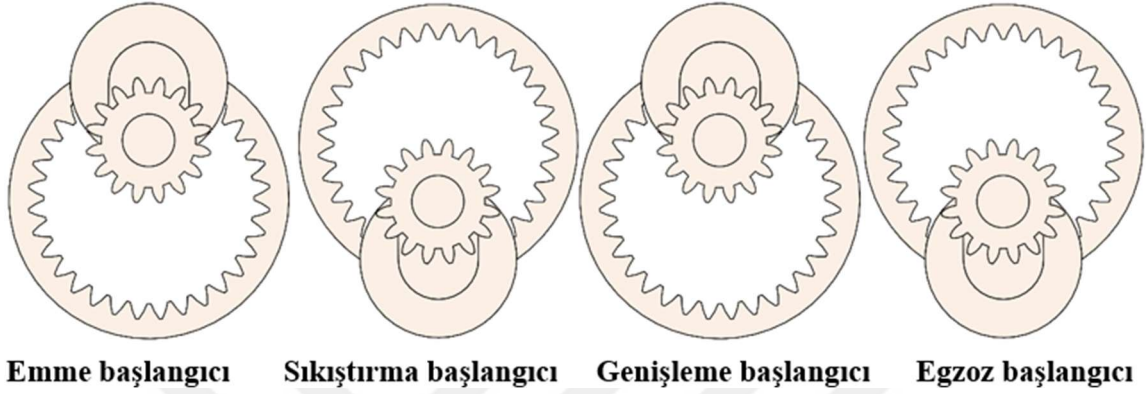
Şekil 4.14. Tasarlanan hiposikloid dişli mekanizması

Doğrusal hareketin gerçekleştirilebilmesi amacıyla hiposikloid dişli mekanizmasının tasarımı gerçekleştirilirken krank mili ana muylusu, iç dişli, biyel, piston ve silindir merkezleri motorda aynı doğrultuda bulunacak şekilde konumlandırılmıştır. Şekil 4.15'te hiposikloid dişli mekanizmalı motorun merkezinden geçen doğru görülmektedir.



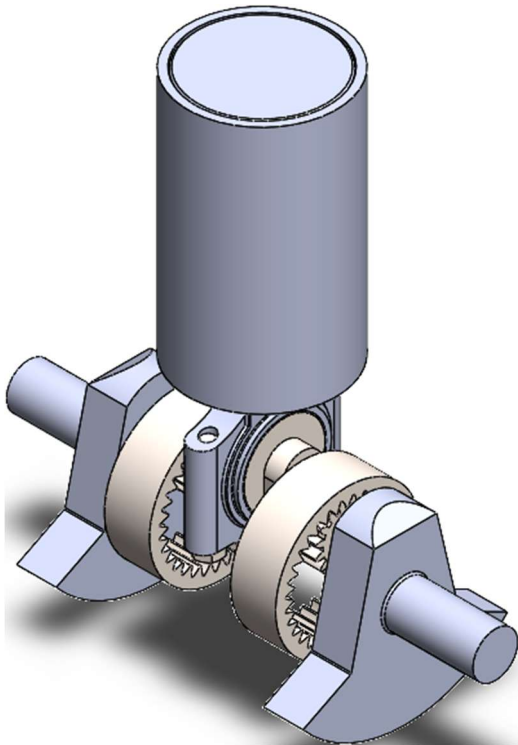
Şekil 4.15. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorun merkezinden geçen doğru

Pinyon dişlilerine rijit bir biçimde bağlı bulunan muylunun çevrim esnasında bulunduğu konumlar motorda gerçekleştirilmek istenen doğrusal hareket için önemli bir rol oynamaktadır. Şekil 4.16’da hiposikloid dişli mekanizmasında kullanılan muylunun çevrim esnasında bulunduğu konumlar görülmektedir.



Şekil 4.16. Hiposikloid dişli mekanizmasında kullanılan muylunun çevrim esnasında bulunduğu konumlar

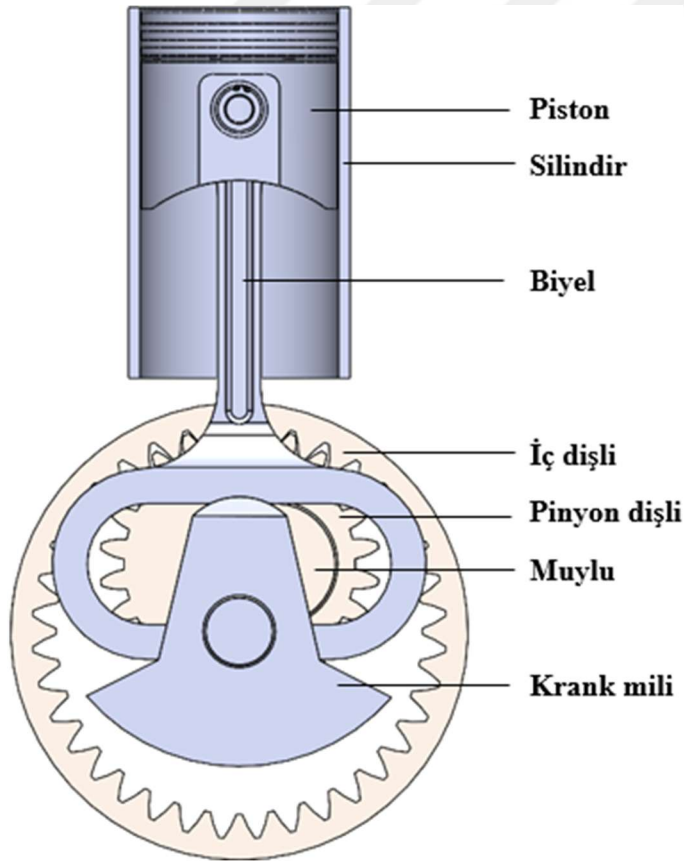
Hiposikloid dişli mekanizmalı motora ait tüm motor elemanlarının tasarımı yapıldıktan sonra motor elemanları montajlanmıştır. Şekil 4.17’de tasarlanan hiposikloid dişli mekanizmalı motorun montajlanmış hali görülmektedir.



Şekil 4.17. Tasarlanan hiposikloid dişli mekanizmalı motorun montajlanmış hali

4.1.4. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunun tasarımı

Scotch yoke mekanizması, motorlarda biyel yaslanmalarının ortadan kaldırılmasını ve doğrusal hareketin gerçekleştirilmesini sağlayan geniş başlı bir biyelin kullanıldığı alternatif bir krank-biyel mekanizmasıdır. Episiklik dişli mekanizması ise daha önce de belirtildiği gibi değişken strok işleminin gerçekleştirilmesiyle birlikte Atkinson çevriminin gerçekleştirilmesini sağlayan alternatif bir krank-biyel mekanizmasıdır. Bu iki mekanizmanın sahip olduğu avantajların tek bir motorda birleştirilmesiyle birlikte yeni tip bir Atkinson motoru elde edilmiştir. Bu sayede motor tasarımında hem doğrusal hareket hem de değişken strok işlemi aynı anda gerçekleştirilmiştir. Tasarımı yapılan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru; piston, piston pimi, piston pim segmanı, yağ ve kompresyon segmanları, Scotch yoke mekanizmasında kullanılan biyel, biyel burcu, krank mili, silindir, iç dişli ve üzerinde muylu bulunan bir pinyon dişli kullanılarak tasarlanmıştır. Şekil 4.18’de tasarımı yapılan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru görülmektedir.



Şekil 4.18. Tasarımı yapılan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru

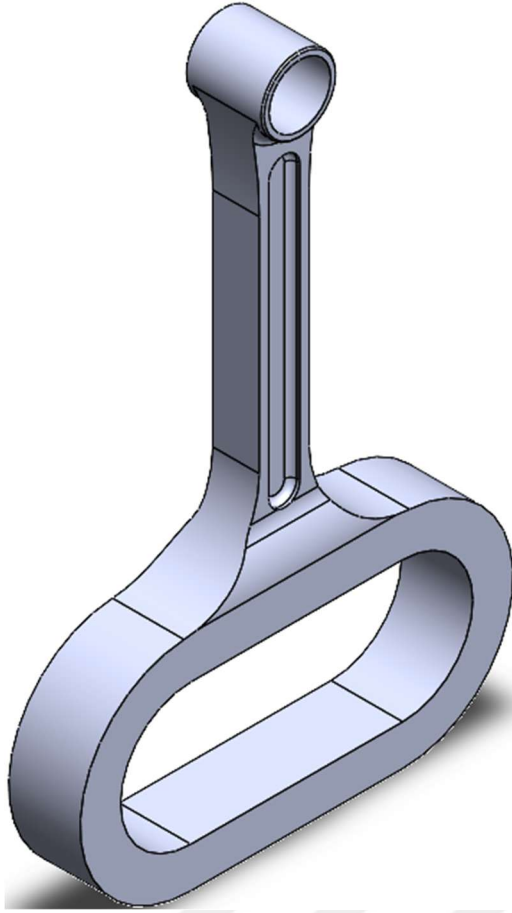
Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan piston, piston pimi, piston pim segmanı, yağ ve kompresyon segmanları, biyel burcu, krank mili, silindir, iç dişli ve üzerinde muylu bulunan pinyon dişli tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda aynı ölçüde kullanılmıştır. Bu elemanların malzemeleri de episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan malzemeler ile aynı olacak şekilde belirlenmiştir.

Tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda, bu motor tasarımından önce tasarlanan üç farklı motor tasarımında kullanılan biyel tasarımlarından farklı olarak Scotch yoke mekanizmasında kullanılan büyük başlı biyel tasarımı kullanılmıştır. Büyük başlı biyelin kullanımıyla birlikte motorda doğrusal hareketin gerçekleştirilmesi mümkün kılınmıştır. Çizelge 4.2’de Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan biyelin ölçüleri görülmektedir.

Çizelge 4.2. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan biyelin ölçüleri

Biyel boyu (mm)	169
Biyel küçük taraf iç çapı (mm)	19,8
Biyel küçük taraf dış çapı (mm)	24
Biyel küçük taraf genişliği (mm)	25
Biyel büyük taraf iç çapı (mm)	22,5
Biyel büyük taraf uzunluğu (mm)	113
Biyel büyük taraf genişliği (mm)	23

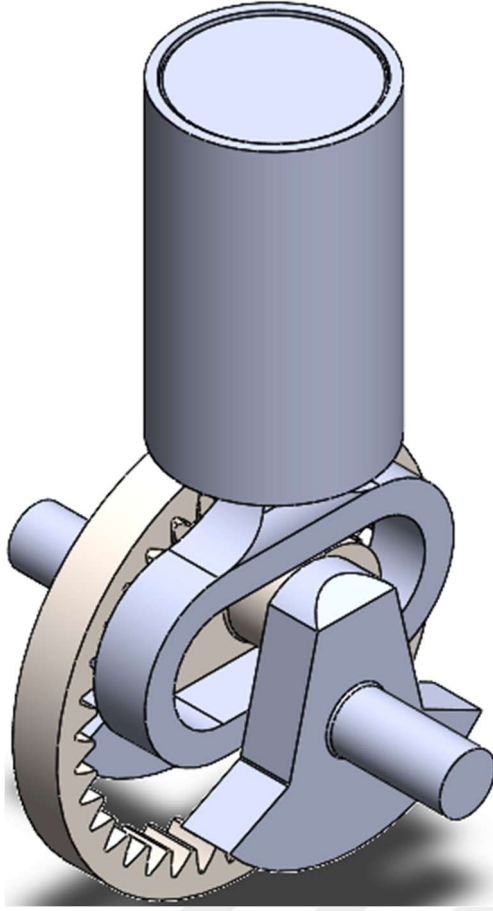
Biyel tasarımı gerçekleştirilirken biyel yaslanmalarının ortadan kaldırıldığı bir motor tasarımı gerçekleştirildiği için piston ve silindir arasında oluşan sürtünmelerin ortadan kalktığı ve bu yüzden piston üzerine etki eden bileşke kuvvetin arttığı göz önünde bulundurularak biyel tasarımı gerçekleştirilmiştir. Biyel malzemesi olarak AISI 4340 normalize çelik kullanılmıştır. Şekil 4.19’da Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılmak üzere tasarlanan biyel görülmektedir.



Şekil 4.19. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru için tasarlanan biyel

Tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda krank mili pinyon dişlisine biyel muylusu aracılığıyla hareket aktarımı gerçekleştirmektedir. Bu hareket aktarımı esnasında pinyon dişli üzerinde bulunan muylu tasarlanan büyük başlı biyelin içerisinde hareket eder ve çevrim boyunca pistonun silindir içerisinde doğrusal bir eksenle hareket etmesini sağlar. Pistonun silindir içerisindeki hareketi esnasında motorda episiklik dişli mekanizması da kullanıldığı için değişken strok işlemi de gerçekleştirilmektedir.

Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoruna ait tüm motor elemanlarının tasarımı yapıldıktan sonra motor elemanları montajlanmıştır. Şekil 4.20’de tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunun montajlanmış hali görülmektedir.



Şekil 4.20. Tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunun montajlanmış hali

4.2. Motor Analizleri

Motor tasarımları gerçekleştirildikten sonra tasarımların kinematik analizleri ANSYS ve Solidworks programları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan kinematik analizlerle tasarımlarda kullanılan pistonların silindir içerisindeki doğrusal yer değiştirmeleri krank mili açılarına göre incelenmiştir. Bu sayede tasarlanan episiklik dişli mekanizmalı motor tasarımlarında kullanılan pistonların ve hiposikloid dişli mekanizmalı motor tasarımında kullanılan pistonun doğrusal yer değiştirmeleri geleneksel krank-biyel mekanizmalı motor tasarımında kullanılan pistonun doğrusal yer değiştirme mesafesiyle karşılaştırılmıştır. Özellikle episiklik dişli mekanizması kullanılan motorlarda değişken strok işleminin gerçekleştirilip gerçekleştirilemediği gözlemlenmiştir. Bu kinematik analizlerden sonra motor tasarımlarında silindir hacimlerinde gerçekleşen değişim krank mili açısına göre incelenmiştir. Kinematik analizler yapıldıktan sonra nihai tasarım olarak göz önünde bulundurulmuş Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda

kullanılan kritik motor elemanlarından biyel ve dişliler için malzeme seçimi gerçekleştirmek amacıyla üç farklı malzeme kullanılarak statik yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerle birlikte yüksek yüke maruz kalan bu kritik motor elemanlarında hangi malzemenin kullanılması gerektiğine karar verilmiştir. Bu analizlerden sonra Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunun montajlanmış hali üzerinde çevrim esnasında maksimum basıncın ortaya çıktığı motor konumu göz önünde bulundurularak statik yapısal analiz gerçekleştirilmiş ve motorda kullanılan elemanlar üzerinde ortaya çıkan eşdeğer gerilmeler incelenmiştir. İncelemeler doğrultusunda motor elemanlarının maruz kaldıkları maksimum yüke dayanıp dayanamayacakları özellikle sahip oldukları malzeme özellikleri göz önünde bulundurularak değerlendirilmiştir. Tüm bu değerlendirmeler sonucunda motorda kullanılan motor elemanları son halini almış ve motor tasarımı tamamlanmıştır.

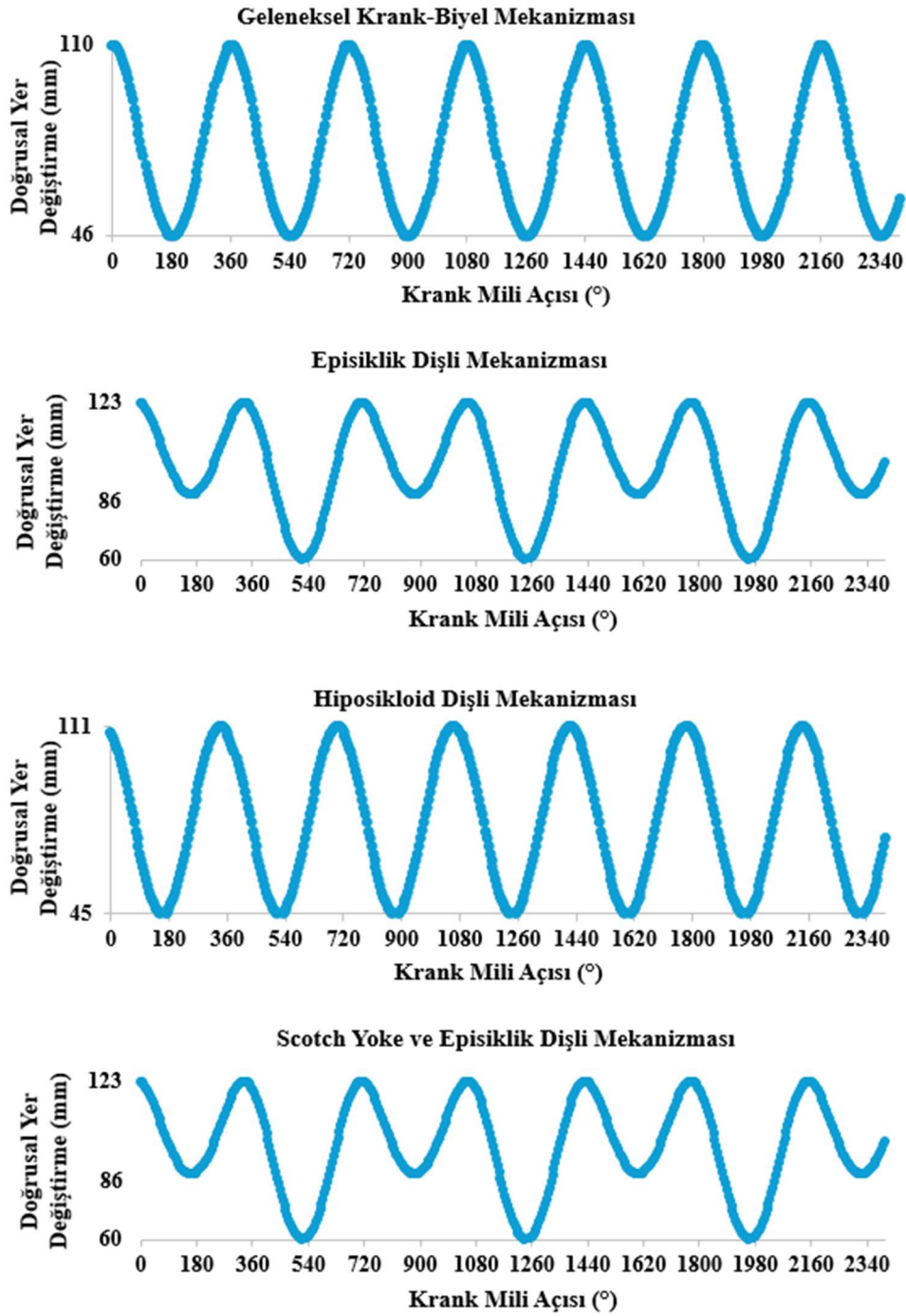


5. ANALİZ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Geleneksel krank-biyel mekanizmalı, episiklik dişli mekanizmalı, hiposikloid dişli mekanizmalı ve Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı motorların tasarımları gerçekleştirildikten sonra kinematik ve statik yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Kinematik analizler ile dört farklı motor tasarımında kullanılan pistonların silindir içerisindeki doğrusal yer değiştirmeleri krank mili açılarına göre incelenmiş ve motorların sahip oldukları mekanik farklılıklar analizler sonucunda elde edilen grafiklerle ortaya konulmuştur. Bu analize ek olarak yine krank mili açısına göre motorların silindir hacimlerinin değişimi incelenmiştir. Özellikle episiklik dişli mekanizmasında gerçekleştirilen değişken strok işleminin silindir hacminde nasıl bir değişime yol açtığı grafikler vasıtasıyla ortaya konulmuştur. Kinematik analizler tamamlandıktan sonra ise nihai motor tasarımının ortaya konulması için Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan bazı motor elemanları üzerinde ve yine motorun montajlanmış hali üzerinde statik yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu sayede motor elemanlarında kullanılan malzemeler netleştirilmiş ve nihai motor tasarımına ulaşılmıştır.

5.1. Kinematik Analizler

Tasarımı yapılan motorlarda pistonların krank mili açısına bağlı olarak silindir içerisindeki doğrusal yer değiştirmeleri kinematik analizler ile hesaplanmıştır. Şekil 5.1’de geleneksel krank-biyel mekanizmalı, episiklik dişli mekanizmalı, hiposikloid dişli mekanizmalı ve Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı motorlarda kullanılan pistonların krank mili açısına bağlı olarak silindir içerisindeki doğrusal yer değiştirme grafikleri görülmektedir.



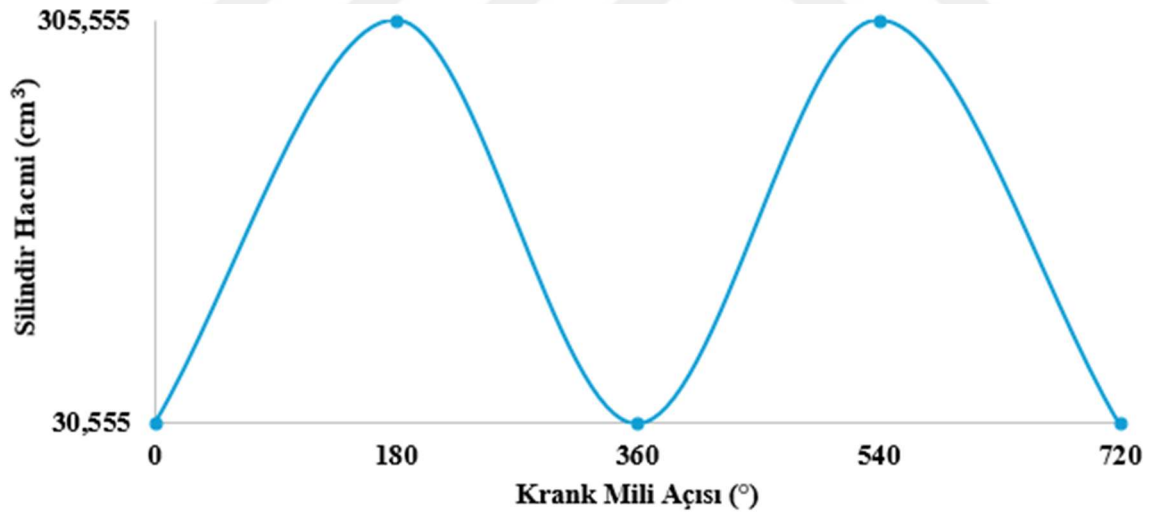
Şekil 5.1. Mekanizmalarda kullanılan pistonların krank mili açısına göre doğrusal yer değiştirme grafikleri

Şekil 5.1’de görülen grafikler incelendiğinde geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılan pistonu ait maksimum doğrusal yer değiştirmenin 64 mm, episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan pistonu ait maksimum doğrusal yer değiştirmenin 63 mm, hiposikloid dişli mekanizmalı motorda kullanılan pistonu ait maksimum doğrusal yer değiştirmenin 66 mm ve Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan pistonu ait maksimum doğrusal yer değiştirmenin 63 mm

olduğu görülmüştür. Motor tasarımları yapılırken strok tüm motor tasarımları için 64 mm olarak kabul edilirken alternatif krank-biyel mekanizmalarının kullanıldığı motorlarda strokun 1 mm düşük veya 2 mm yüksek çıkmasının sebebi mekanizmalarda kullanılan dişli tasarımlarından kaynaklanmaktadır.

Şekil 5.1’de görülen grafikler incelendiğinde geleneksel krank-biyel mekanizmalı ve hiposikloid dişli mekanizmalı motorlarda strokun çevrim boyunca sabit kaldığı görülürken, episiklik dişli mekanizması kullanılan Atkinson motorlarında emme ve sıkıştırma strokunun, genişleme ve egzoz strokundan daha kısa olduğu görülmektedir. Episiklik dişli mekanizması kullanılan Atkinson motorlarında emme ve sıkıştırma strokunun 37 mm genişleme ve egzoz strokunun ise 63 mm olduğu görülmüştür. Bu analizlere ek olarak tasarlanan motorlarda çevrim esnasında krank mili açısına göre silindir hacmi değişimi incelenmiştir.

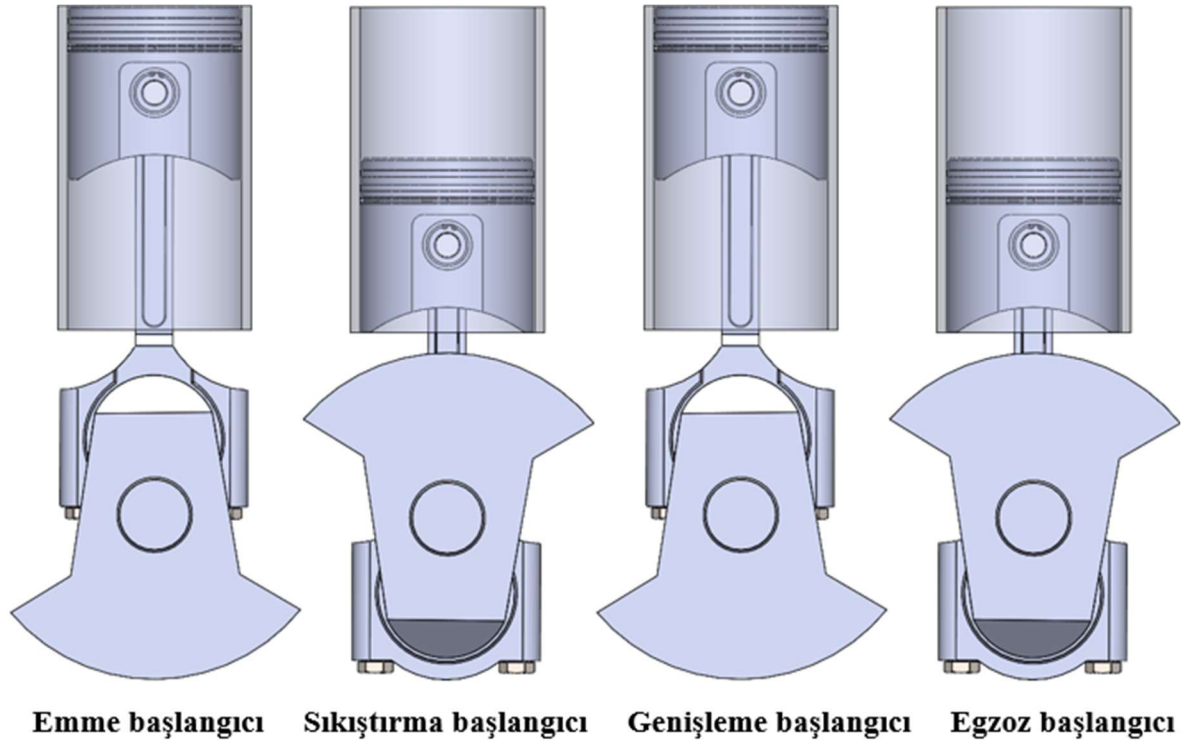
Şekil 5.2’de geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi görülmektedir.



Şekil 5.2. Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi

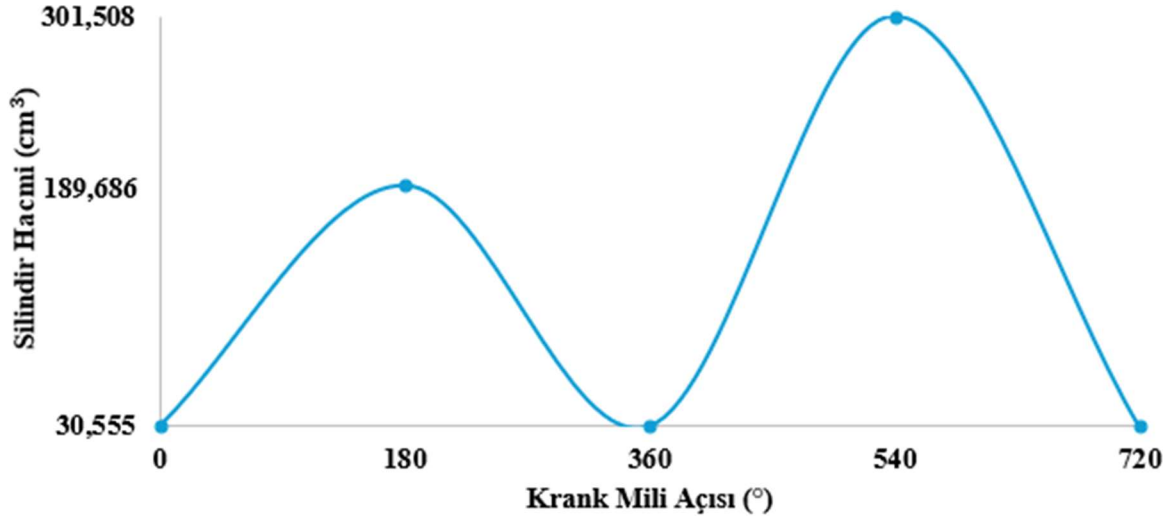
Şekil 5.2 incelendiğinde krank mili açısı 0 derecedeyken pistonun üst ölü noktada olduğu görülmektedir. Bu noktada silindir hacmi yanma odası hacmi olan 30,555 cm³’tür. Krank mili açısı 180 derece olduğunda piston alt ölü noktaya hareket etmiştir ve yanma odası hacmine strok hacmi de eklenerek silindir hacmi 305,555 cm³ olmuştur. Krank mili açısı 360 derece olduğunda piston tekrardan üst ölü noktaya çıkmış ve silindir hacmi yeniden

yanma odası hacmi olan $30,555 \text{ cm}^3$ olmuştur. Krank mili açısı 540 derece olduğunda piston tekrar alt ölü noktaya ulaşmış ve silindir hacmi tekrardan $305,555 \text{ cm}^3$ olmuştur. Krank mili açısı 720 derece olduğunda ise çevrim tamamlanmış ve piston üst ölü noktaya tekrardan ulaşmıştır. Şekil 5.3'te geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılan pistonun çevrim esnasındaki konumları görülmektedir.



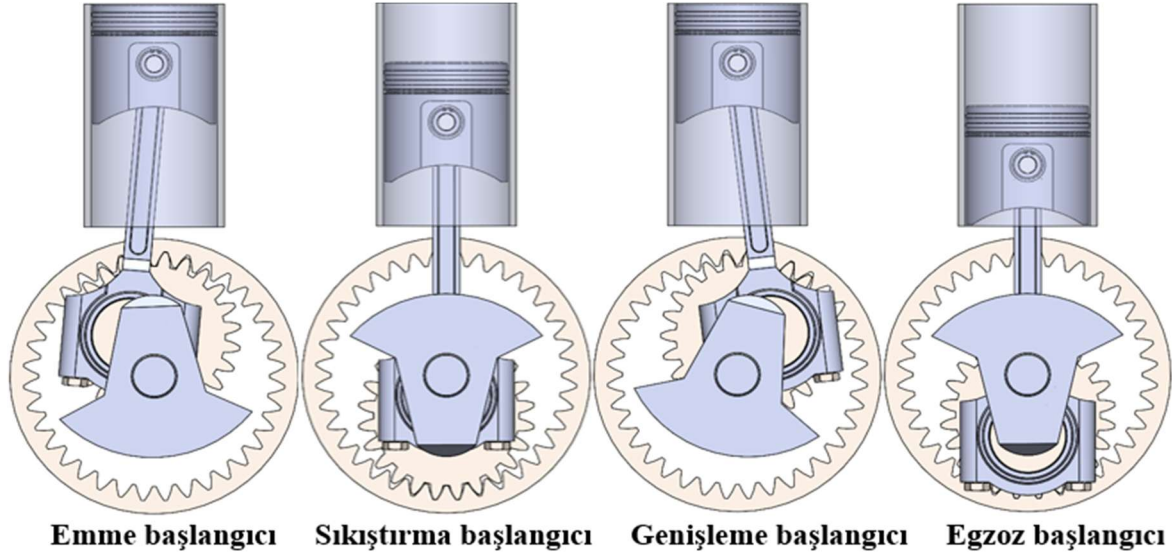
Şekil 5.3. Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda kullanılan pistonun çevrim esnasında silindir içerisindeki konumları

Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorda krank mili açısına bağlı silindir hacmi değişimi incelendikten sonra episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda krank mili açısına bağlı olarak gerçekleşen silindir hacmi değişimi incelenmiştir. Şekil 5.4'te episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi görülmektedir.



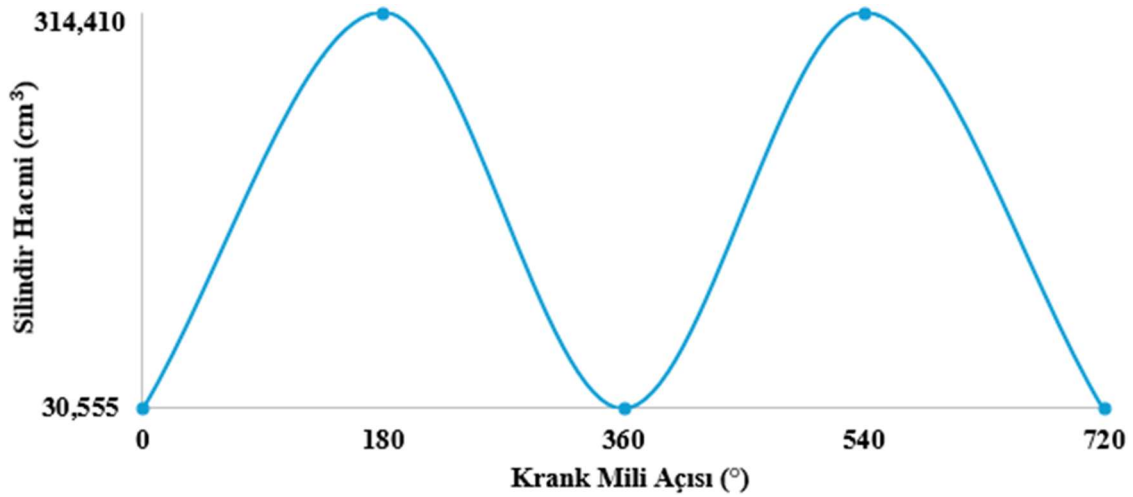
Şekil 5.4. Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi

Şekil 5.4 incelendiğinde krank mili açısı 0 derecedeyken pistonun üst ölü noktada olduğu görülmektedir ve bu noktada silindir hacmi yanma odası hacmi olan $30,555 \text{ cm}^3$ 'tür. Krank mili açısı 180 derece olduğunda değişken strok işlemi gerçekleştiği için piston üst ölü noktadan 37 mm aşağıya hareket etmiş ve yanma odası hacmine strok hacmi de eklenerek silindir hacmi $189,686 \text{ cm}^3$ olmuştur. Krank mili açısı 360 derece olduğunda piston tekrardan üst ölü noktaya çıkmış ve silindir hacmi yeniden yanma odası hacmi olan $30,555 \text{ cm}^3$ olmuştur. Krank mili açısı 540 derece olduğunda ise piston alt ölü noktaya ulaşmış ve silindir hacmi $301,508 \text{ cm}^3$ olmuştur. Krank mili açısı 720 derece olduğunda çevrim tamamlanmış ve piston üst ölü noktaya tekrardan ulaşmıştır. Şekil 5.5'te episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan pistonun çevrim esnasındaki konumları görülmektedir.



Şekil 5.5. Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan pistonun çevrim esnasında silindir içerisindeki konumları

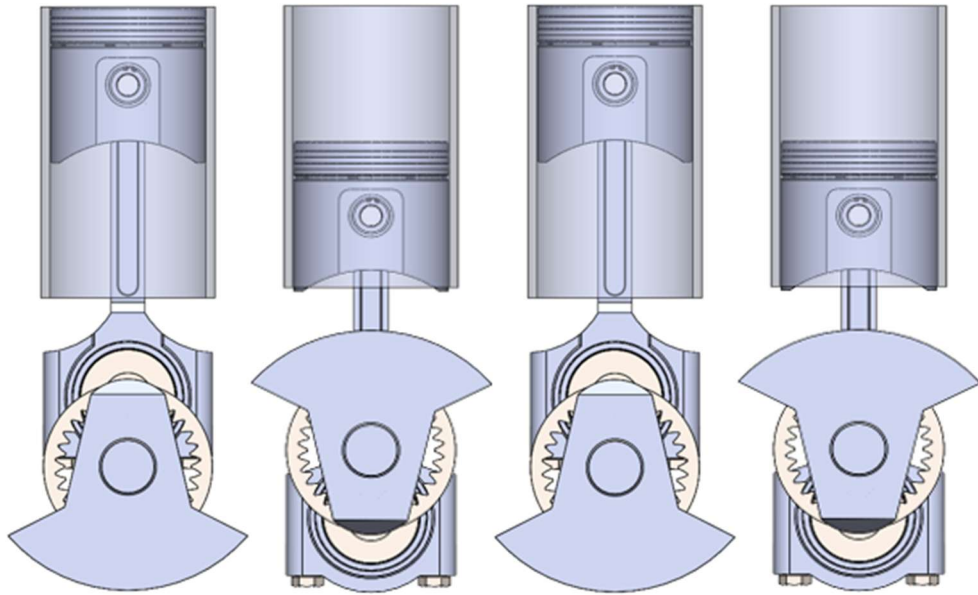
Episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda krank mili açısına bağlı silindir hacmi değişimi incelendikten sonra hiposikloid dişli mekanizmalı motorda krank mili açısına bağlı olarak gerçekleşen silindir hacmi değişimi incelenmiştir. Şekil 5.6'da hiposikloid dişli mekanizmalı motorda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi görülmektedir.



Şekil 5.6. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi

Şekil 5.6 incelendiğinde krank mili açısı 0 derecedeyken pistonun üst ölü noktada olduğu görülmektedir ve bu noktada silindir hacmi yanma odası hacmi olan 30,555 cm³'tür. Krank mili açısı 180 derece olduğunda piston alt ölü noktaya hareket etmiştir ve yanma odası hacmine strok hacmi de eklenerek silindir hacmi 314,410 cm³ olmuştur. Krank mili açısı

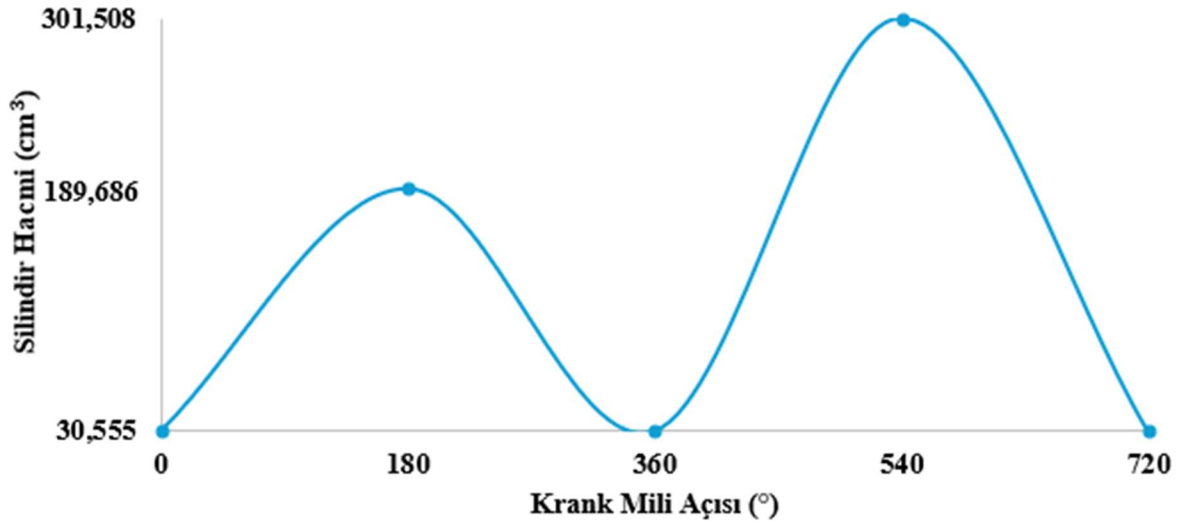
360 derece olduğunda piston tekrardan üst ölü noktaya çıkmış ve silindir hacmi yeniden yanma odası hacmi olan $30,555 \text{ cm}^3$ olmuştur. Krank mili açısı 540 derece olduğunda piston tekrar alt ölü noktaya ulaşmış ve silindir hacmi tekrardan $314,410 \text{ cm}^3$ olmuştur. Krank mili açısı 720 derece olduğunda ise çevrim tamamlanmış ve piston üst ölü noktaya tekrardan ulaşmıştır. Şekil 5.7’de hiposikloid dişli mekanizmalı motorda kullanılan pistonun çevrim esnasındaki konumları görülmektedir.



Emme başlangıcı Sıkıştırma başlangıcı Genişleme başlangıcı Egzoz başlangıcı

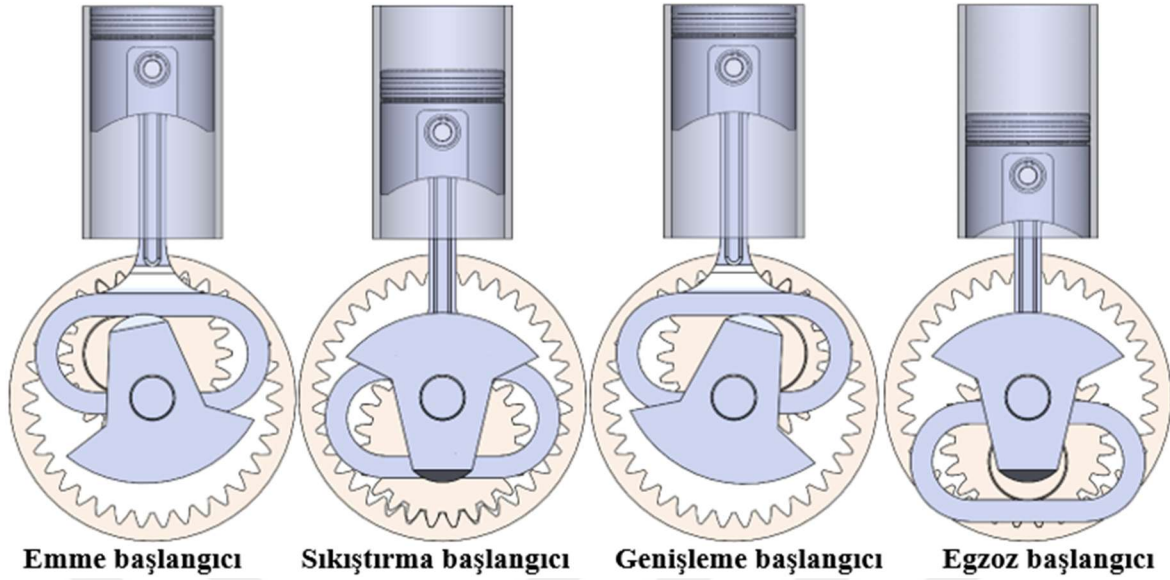
Şekil 5.7. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorda kullanılan pistonun çevrim esnasında silindir içerisindeki konumları

Hiposikloid dişli mekanizmalı motorda krank mili açısına bağlı silindir hacmi değişimi incelendikten sonra Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda krank mili açısına bağlı olarak gerçekleşen silindir hacmi değişimi incelenmiştir. Şekil 5.8’de Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi görülmektedir.



Şekil 5.8. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda krank mili açısına göre silindir hacminin değişimi

Şekil 5.8 incelendiğinde krank mili açısı 0 derecedeyken pistonun üst ölü noktada olduğu görülmektedir ve bu noktada silindir hacmi yanma odası hacmi olan $30,555 \text{ cm}^3$ 'tür. Krank mili açısı 180 derece olduğunda değişken strok işlemi gerçekleştiği için piston üst ölü noktadan 37 mm aşağıya hareket etmiş ve yanma odası hacmine strok hacmi de eklenerek silindir hacmi $189,686 \text{ cm}^3$ olmuştur. Krank mili açısı 360 derece olduğunda piston tekrardan üst ölü noktaya çıkmış ve silindir hacmi yeniden yanma odası hacmi olan $30,555 \text{ cm}^3$ olmuştur. Krank mili açısı 540 derece olduğunda ise piston alt ölü noktaya ulaşmış ve silindir hacmi $301,508 \text{ cm}^3$ olmuştur. Krank mili açısı 720 derece olduğunda çevrim tamamlanmış ve piston üst ölü noktaya tekrardan ulaşmıştır. Şekil 5.9'da Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan pistonun çevrim esnasındaki konumları görülmektedir.

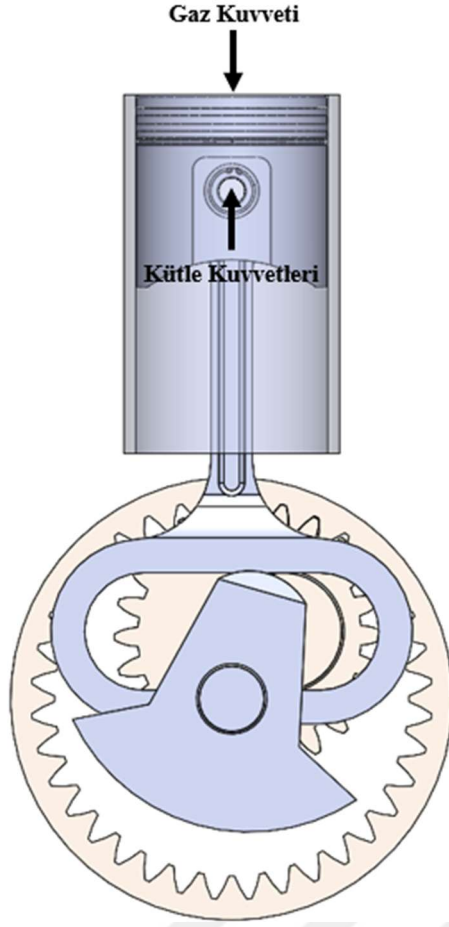


Şekil 5.9. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan pistonun çevrim esnasında silindir içerisindeki konumları

5.2. Statik Yapısal Analizler

Kinematik analizler gerçekleştirildikten sonra tasarımı yapılan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda önce kritik motor elemanları için sonrasında ise motorun montajlanmış hali için statik yapısal analizler gerçekleştirilmiştir.

Statik yapısal analizler gerçekleştirilmeden önce Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda biyel yaslanmalarının ortadan kaldırıldığı ve pistonun çevrim esnasında maksimum basıncın ortaya çıktığı motor konumu olan sıkıştırma sonu iş zamanı başlangıcı konumu göz önünde bulundurularak pistona etki eden bileşke piston kuvveti hesaplanmıştır. Şekil 5.10'da Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan pistona etki eden kuvvetler görülmektedir.



Şekil 5.10. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan pistona etki eden kuvvetler

Şekil 5.10 incelendiğinde Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan pistona biyel yaslanmaları ortadan kaldırıldığı için silindir içerisinde yaslanmadan kaynaklı kuvvetler etki etmemektedir. Bu noktada bileşke piston kuvveti elde edilirken gaz kuvveti ve kütle kuvvetleri göz önünde bulundurulmuş ve motor tek silindirli ve küçük bir motor olduğu için karter basıncı göz ardı edilmiştir. Bu durumlar göz önünde bulundurularak silindirde ortaya çıkan maksimum gaz basıncı 7500 kPa olarak bulunmuş ve piston tepesi alanı hesabı yapılarak piston üzerine etki eden gaz kuvveti 31390 N olarak elde edilmiştir. Kütle kuvvetlerini bulmak için piston ağırlığı ve biyel ağırlığı göz önünde bulundurularak kütle kuvvetlerinin toplamı 2298 N olarak bulunmuştur. Hesaplamalar göz önünde bulundurulduğunda bileşke piston kuvveti 29092 N olarak elde edilmiştir.

Statik yapısal analizlerde ilk olarak Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan ve çevrim esnasında ciddi bir yüke maruz kalan kritik motor elemanlarından biyel ve dişliler için en uygun malzemeyi belirlemek amacıyla statik yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Analizler her motor elemanı için üç farklı malzeme kullanılarak yapılmış ve en uygun malzemenin seçimi gerçekleştirilmiştir.

Analizler gerçekleştirilirken sonlu eleman boyutu hem biyel hem de dişliler için 1,5 mm olarak belirlenmiş ve ilk olarak biyel için statik yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.11’de Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan biyelin sonlu elemanlar modeli görülmektedir.



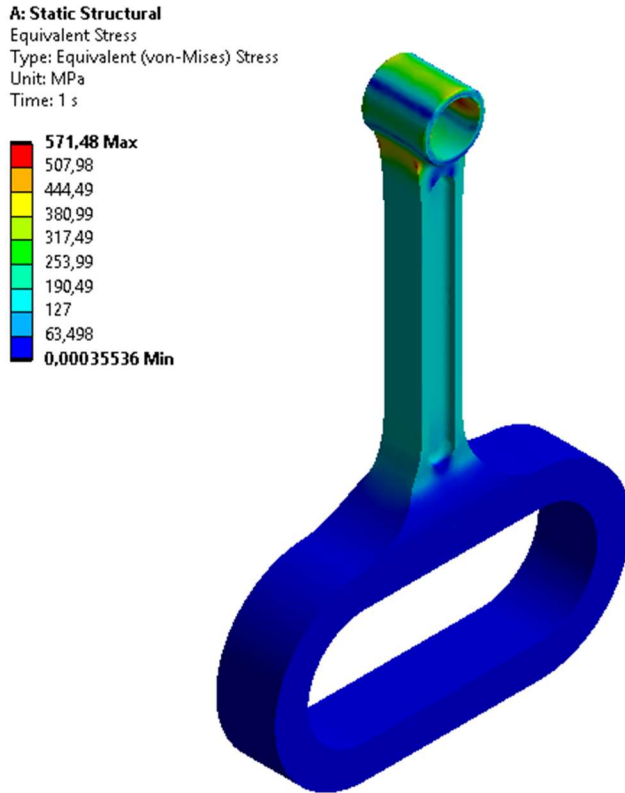
Şekil 5.11. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan biyelin sonlu elemanlar modeli

Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan biyelin sonlu elemanlar modeli oluşturulduktan sonra ilk olarak AISI 4340 normalize çelik malzemesi kullanılarak biyelin statik yapısal analizi gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.1’de AISI 4340 normalize çeliğe ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

Çizelge 5.1. AISI 4340 normalize çeliğe ait fiziksel ve mekanik özellikler [41]

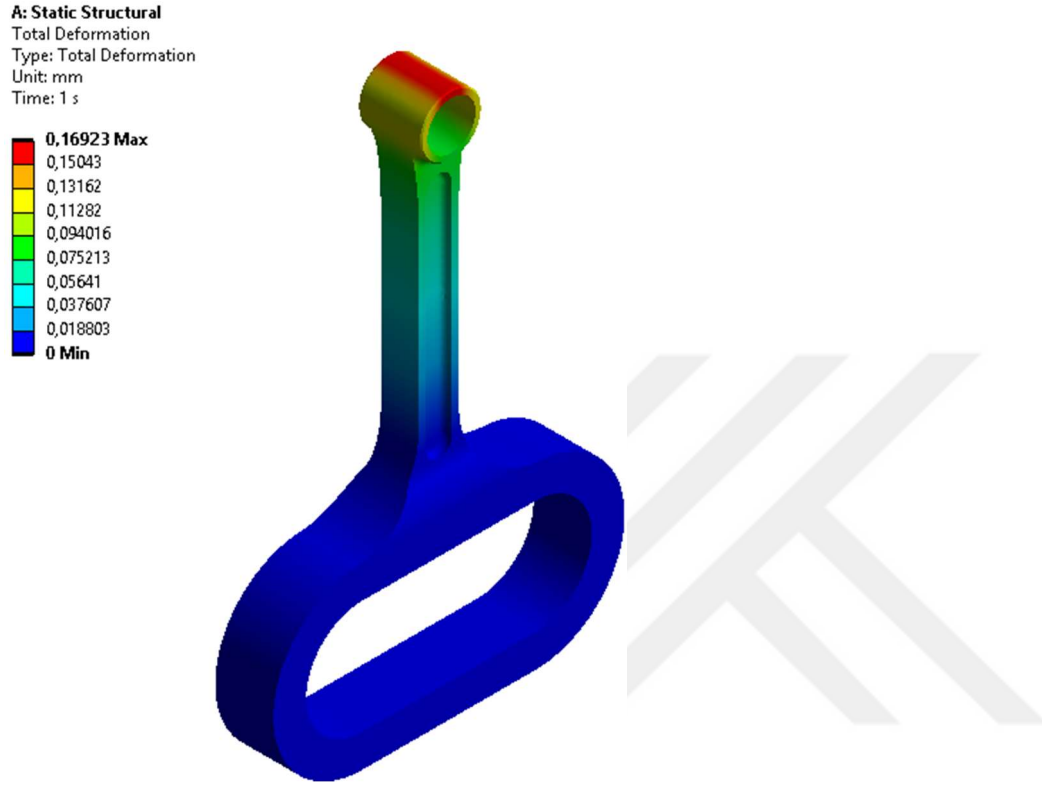
Elastikiyet modülü (MPa)	205000
Poisson oranı	0,32
Yırtılma modülü (MPa)	80000
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	7850
Gerilme mukavemeti (MPa)	1110
Akma mukavemeti (MPa)	710

Analiz sonucunda maksimum eşdeğer gerilmesi değerinin 571,48 MPa ile biyel küçük başının biyel gövdesine bağlandığı noktada oluştuğu görülmüştür. Şekil 5.12’de AISI 4340 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 5.12. AISI 4340 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı

Analiz sonucunda maksimum deformasyon değerinin 0,169 mm ile biyelin küçük başı üzerinde gerçekleştiği görülmüştür. Şekil 5.13'te AISI 4340 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki deformasyon dağılımı görülmektedir.



Şekil 5.13. AISI 4340 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki deformasyon dağılımı

İkinci biyel malzemesi olarak 42CrMo4 çelik malzemesi kullanılarak biyelin statik yapısal analizi gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.2'de 42CrMo4 çeliğe ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

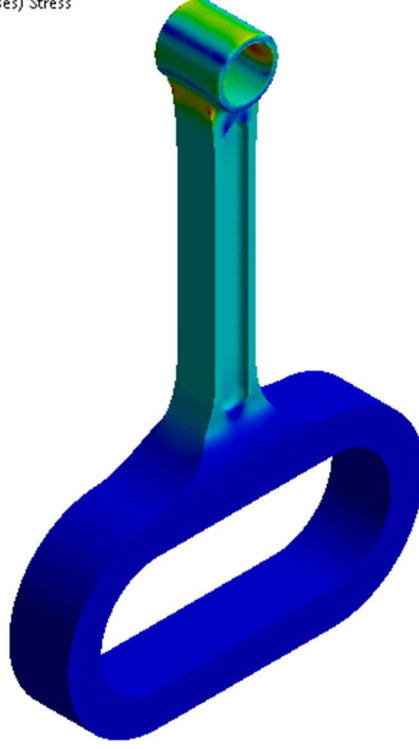
Çizelge 5.2. 42CrMo4 çeliğe ait fiziksel ve mekanik özellikler [42]

Elastikiyet modülü (MPa)	210000
Poisson oranı	0,28
Yırtılma modülü (MPa)	79000
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	7800
Gerilme mukavemeti (MPa)	1000
Akma mukavemeti (MPa)	750

Analiz sonucunda maksimum eşdeğer gerilmesi değerinin 575,17 MPa ile biyel küçük başının biyel gövdesine bağlandığı noktada oluştuğu görülmüştür. Şekil 5.14'te 42CrMo4 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir.

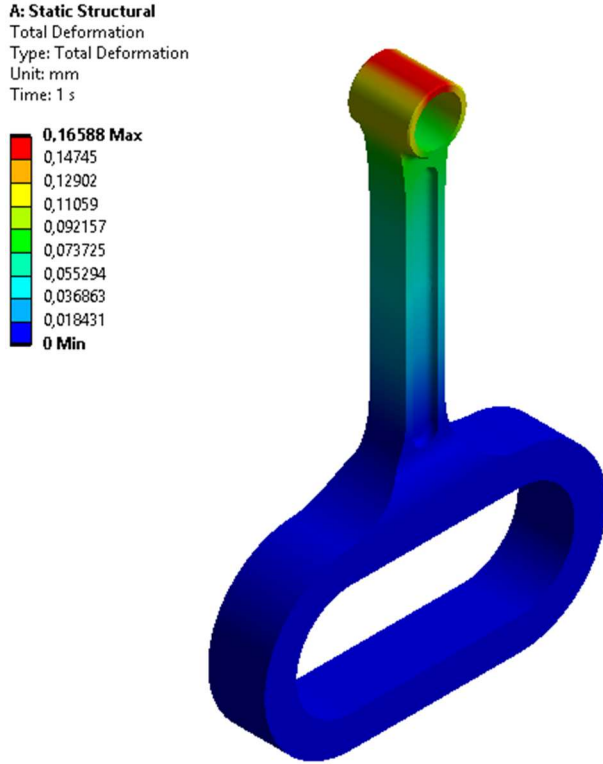
A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s

575,17 Max
511,26
447,35
383,44
319,54
255,63
191,72
127,81
63,908
0,00030965 Min



Şekil 5.14. 42CrMo4 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı

Analiz sonucunda maksimum deformasyon değerinin 0,165 mm ile biyelin küçük başı üzerinde gerçekleştiği görülmüştür. Şekil 5.15'te 42CrMo4 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki deformasyon dağılımı görülmektedir.



Şekil 5.15. 42CrMo4 malzemesi kullanılan biyel üzerindeki deformasyon dağılımı

Üçüncü biyel malzemesi olarak Ti-6Al-4V titanyum alaşım malzemesi kullanılarak biyelin statik yapısal analizi gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.3'te Ti-6Al-4V titanyum alaşıma ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

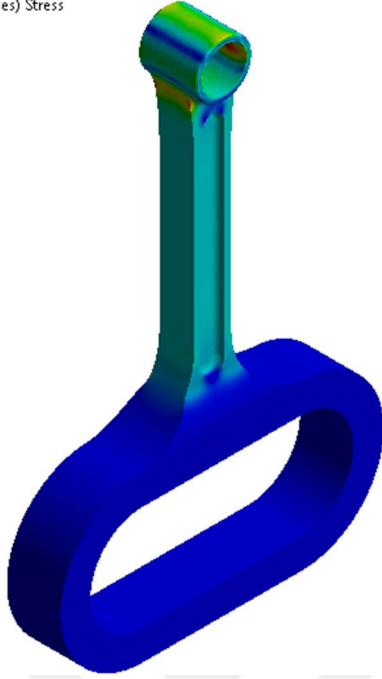
Çizelge 5.3. Ti-6Al-4V titanyum alaşıma ait fiziksel ve mekanik özellikler [43]

Elastikiyet modülü (MPa)	104800
Poisson oranı	0,31
Yırtılma modülü	40000
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	4428,784
Gerilme mukavemeti (MPa)	1050
Akma mukavemeti (MPa)	827

Analiz sonucunda maksimum eşdeğer gerilmesi değerinin 572,3 MPa ile biyel küçük başının biyel gövdesine bağlandığı noktada olduğu görülmüştür. Şekil 5.16'da Ti-6Al-4V malzemesi kullanılan biyel üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir.

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s

572,3 Max
 508,71
 445,12
 381,53
 317,94
 254,36
 190,77
 127,18
 63,589
 0,00034274 Min

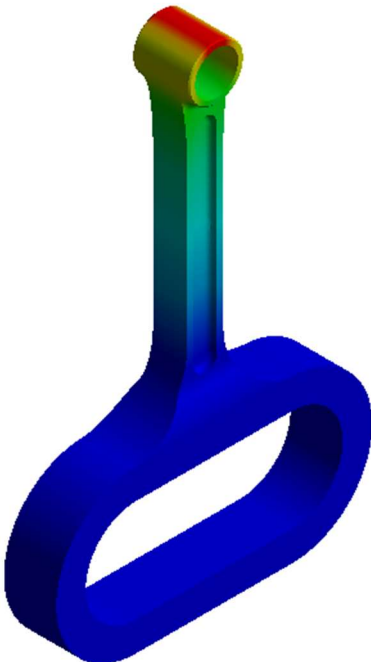


Şekil 5.16. Ti-6Al-4V malzemesi kullanılan biyel üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı

Analiz sonucunda maksimum deformasyon değerinin 0,331 mm ile biyelin küçük başı üzerinde gerçekleştiği görülmüştür. Şekil 5.17'de Ti-6Al-4V malzemesi kullanılan biyel üzerindeki deformasyon dağılımı görülmektedir.

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s

0,3314 Max
 0,29458
 0,25776
 0,22093
 0,18411
 0,14729
 0,11047
 0,073644
 0,036822
 0 Min



Şekil 5.17. Ti-6Al-4V malzemesi kullanılan biyel üzerindeki deformasyon dağılımı

Yapılan analizler sonucunda her malzeme için elde edilen maksimum eşdeğer gerilme değerleri malzemelerin sahip olduğu akma mukavemeti değerlerinden düşüktür. Analizler sonucunda elde edilen maksimum deformasyon ve elastik gerinim değerlerine bakıldığında çelik malzemelerin titanyum alaşım malzemedan daha iyi deformasyon ve elastik gerinim değerlerine sahip olduğu görülmüştür. Tasarlanan motorun sahip olduğu özellikler, yapılan analizler ve malzemenin maliyeti, işlenebilirliği ve yaygınlığı göz önünde bulundurulduğunda biyel malzemesi olarak AISI 4340 normalize çelik malzemesinin tasarlanan motorda kullanılan biyel için en uygun malzeme olduğuna karar verilmiştir.

Biyel malzemesi seçimini gerçekleştirmek için yapılan statik yapısal analizlerden sonra motor tasarımında kullanılan diğer kritik motor elemanları olan dişliler içinde en uygun malzemenin seçimini gerçekleştirmek amacıyla üç farklı malzeme kullanılarak statik yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Dişliler için statik yapısal analiz gerçekleştirilirken motorun sahip olduğu maksimum tork değeri kullanılarak statik yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.18’de Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan pinyon ve iç dişlinin sonlu elemanlar modeli görülmektedir.



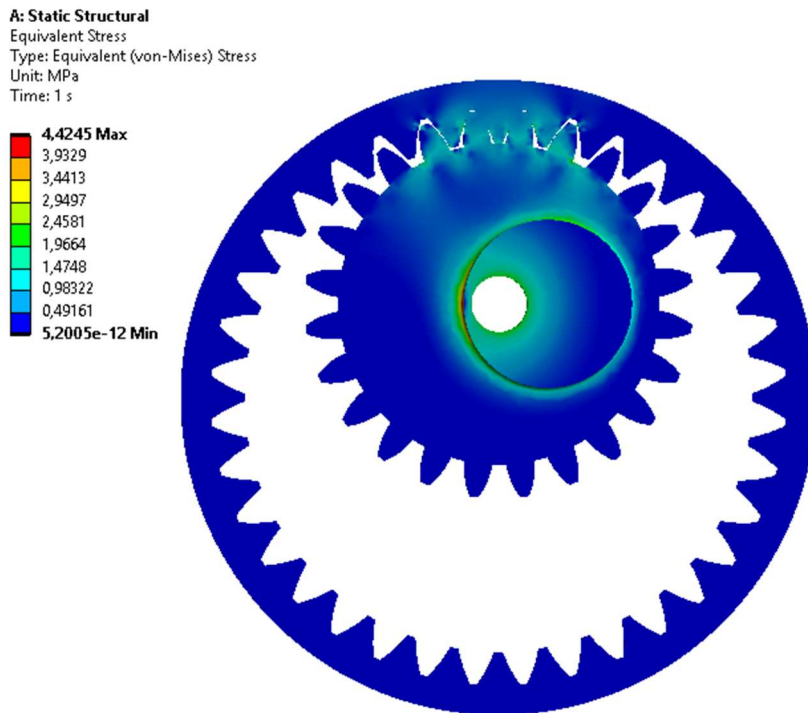
Şekil 5.18. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan pinyon ve iç dişlinin sonlu elemanlar modeli

Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda kullanılan pinyon ve iç dişlinin sonlu elemanlar modeli oluşturulduktan sonra ilk olarak 20MnCr5 sementasyon çeliği malzemesi kullanılarak dişlilerin statik yapısal analizi gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.4'te 20MnCr5 sementasyon çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

Çizelge 5.4. 20MnCr5 sementasyon çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler [44]

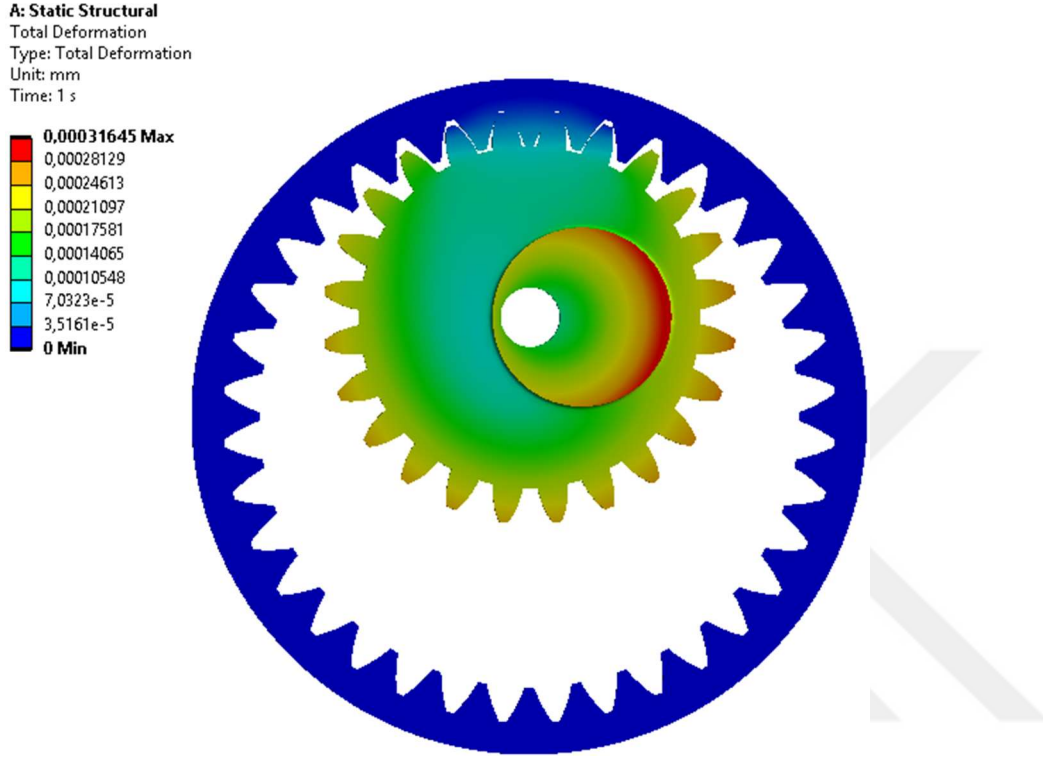
Elastikiyet modülü (MPa)	210000
Poisson oranı	0,28
Yırtılma modülü (MPa)	79000
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	7800
Gerilme mukavemeti (MPa)	1100
Akma mukavemeti (MPa)	750

Analiz sonucunda maksimum eşdeğer gerilmesi değerinin 4,424 MPa ile muylu ile pinyon dişlinin birbirlerine bağlandığı noktada olduğu görülmüştür. Şekil 5.19'da 20MnCr5 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 5.19. 20MnCr5 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı

Analiz sonucunda maksimum deformasyon değerinin 0,0003 mm ile muylu üzerinde olduğu görülmüştür. Şekil 5.20’de 20MnCr5 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki deformasyon dağılımı görülmektedir.



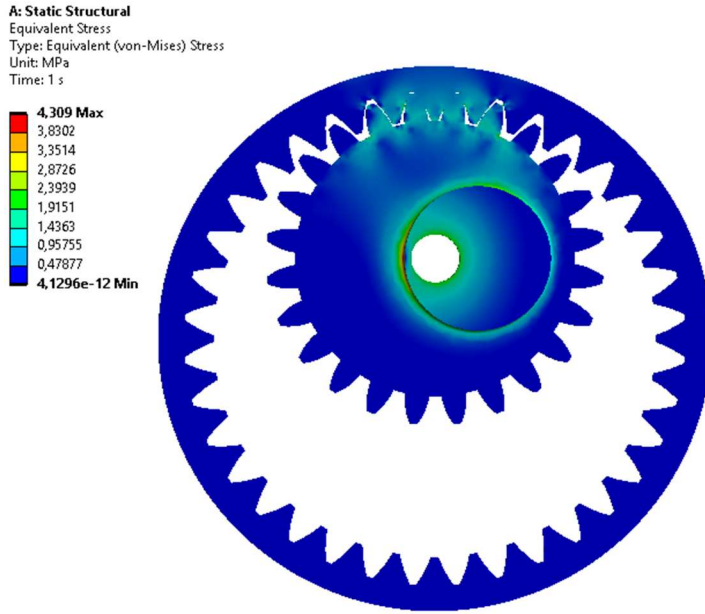
Şekil 5.20. 20MnCr5 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki deformasyon dağılımı

İkinci dişli malzemesi olarak 7075-T6 alüminyum alaşım kullanılarak dişlilerin statik yapısal analizi gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.5’te 7075-T6 alüminyum alaşıma ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

Çizelge 5.5. 7075-T6 alüminyum alaşıma ait fiziksel ve mekanik özellikler [45]

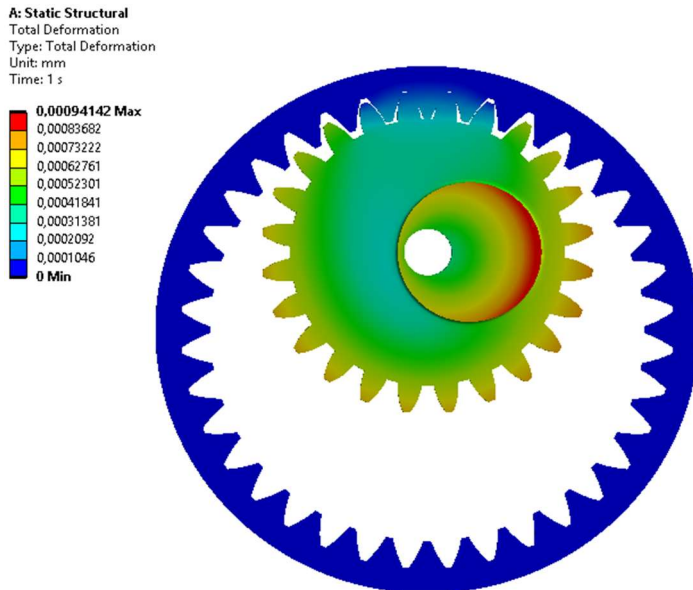
Elastikiyet modülü (MPa)	72000
Poisson oranı	0,33
Yırtılma modülü (MPa)	26900
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	2810
Gerilme mukavemeti (MPa)	570
Akma mukavemeti (MPa)	505

Analiz sonucunda maksimum eşdeğer gerilmesi değerinin 4,309 MPa ile muylu ile pinyon dişlinin birbirlerine bağlandığı noktada oluştuğu görülmüştür. Şekil 5.21’de 7075-T6 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 5.21. 7075-T6 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı

Analiz sonucunda maksimum deformasyon değerinin 0,0009 mm ile muylu üzerinde oluştuğu görülmüştür. Şekil 5.22’de 7075-T6 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki deformasyon dağılımı görülmektedir.



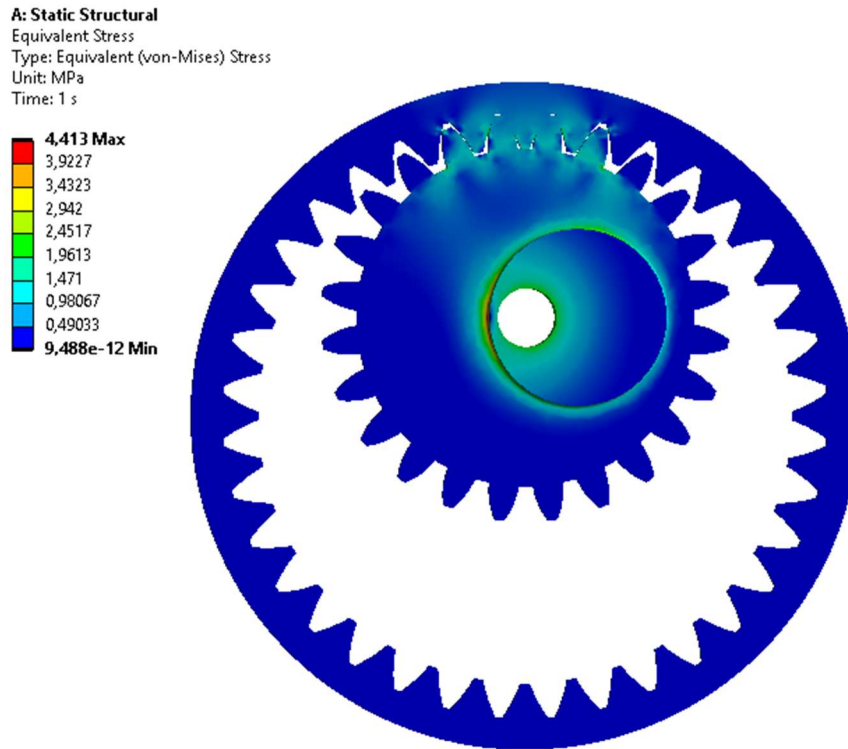
Şekil 5.22. 7075-T6 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki deformasyon dağılımı

Üçüncü dişli malzemesi olarak AISI 4130 çelik kullanılarak dişlilerin statik yapısal analizi gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.6'da AISI 4130 çeliğe ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

Çizelge 5.6. AISI 4130 çeliğe ait fiziksel ve mekanik özellikler [46]

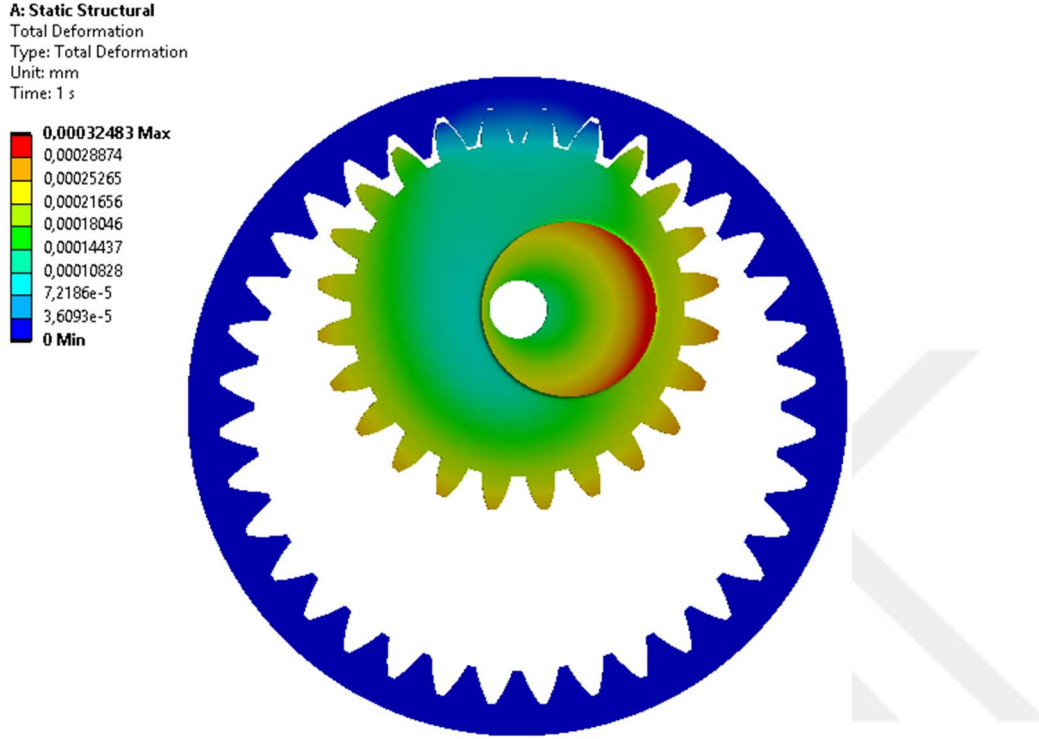
Elastikiyet modülü (MPa)	205000
Poisson oranı	0,285
Yırtılma modülü (MPa)	80000
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	7850
Gerilme mukavemeti (MPa)	731
Akma mukavemeti (MPa)	460

Analiz sonucunda maksimum eşdeğer gerilmesi değerinin 4,413 MPa ile muylu ile pinyon dişlinin birbirlerine bağlandığı noktada olduğu görülmüştür. Şekil 5.23'te AISI 4130 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 5.23. AISI 4130 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımı

Analiz sonucunda maksimum deformasyon değerinin 0,0003 mm ile muylu üzerinde olduğu görülmüştür. Şekil 5.24'te AISI 4130 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki deformasyon dağılımı görülmektedir.



Şekil 5.24. AISI 4130 malzemesi kullanılan dişliler üzerindeki deformasyon dağılımı

Yapılan analizler sonucunda 20MnCr5 sementasyon çeliği malzemesinin hem akma mukavemeti değerinin maksimum eşdeğer gerilme değerinden yüksek olması hem de deformasyon değerinin tasarıma uygun olması nedeniyle tasarlanan motorda kullanılan dişli malzemesi olarak kullanılmasına karar verilmiştir.

Tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan kritik motor elemanlarının malzemeleri belirlendikten sonra motorda maksimum basıncın ortaya çıktığı konum olan iş başlangıcı konumundaki hali kullanılarak motorun statik yapısal analizi gerçekleştirilmiştir. Motora yapılan statik yapısal analiz sayesinde motorda kullanılan diğer motor elemanlarının da maksimum basıncın ortaya çıktığı durum altındaki davranışları gözlemlenmiştir. Motorun analiz işlemine başlamadan önce motor elemanlarının malzeme özellikleri sırasıyla tüm motor elemanlarına tanımlanmıştır. Dişliler ve biyel için statik yapısal analizler yapılarak belirlenen 20MnCr5 ve AISI 4340 normalize çelik malzeme özellikleri tanımlanmıştır.

Tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan krank mili için küresel grafitli dökme demir malzemesinin özellikleri atanmıştır. Çizelge 5.7’de küresel grafitli dökme demire ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

Çizelge 5.7. Küresel grafitli dökme demire ait fiziksel ve mekanik özellikler [47]

Elastikiyet modülü (MPa)	180000
Poisson oranı	0,29
Yırtılma modülü (MPa)	68000
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	7200
Gerilme mukavemeti (MPa)	770
Akma mukavemeti (MPa)	530

Tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan piston için 2618-T61 alüminyum malzemesinin özellikleri atanmıştır. Çizelge 5.8’de 2618-T61 alüminyuma ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

Çizelge 5.8. 2618-T61 alüminyuma ait fiziksel ve mekanik özellikler [48]

Elastikiyet modülü (MPa)	71000
Poisson oranı	0,33
Yırtılma modülü (MPa)	27000
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	2900
Gerilme mukavemeti (MPa)	420
Akma mukavemeti (MPa)	350

Tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan piston pimi için 16MnCr5 alaşım çeliği malzemesinin özellikleri atanmıştır. Çizelge 5.9’da 16MnCr5 alaşım çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

Çizelge 5.9. 16MnCr5 alaşım çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler [49]

Elastikiyet modülü (MPa)	210000
Poisson oranı	0,28
Yırtılma modülü (MPa)	79000
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	7800
Gerilme mukavemeti (MPa)	800
Akma mukavemeti (MPa)	590

Tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan kompresyon ve yağ segmanları için AISI 1070 çelik malzemesinin özellikleri atanmıştır. Çizelge 5.10'da AISI 1070 çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

Çizelge 5.10. AISI 1070 çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler [50]

Elastikiyet modülü (MPa)	190000
Poisson oranı	0,29
Yırtılma modülü (MPa)	72000
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	7800
Gerilme mukavemeti (MPa)	760
Akma mukavemeti (MPa)	560

Tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan piston pim segmanları için AISI 6150 çelik malzemesinin özellikleri atanmıştır. Çizelge 5.11'de AISI 6150 çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

Çizelge 5.11. AISI 6150 çeliğine ait fiziksel ve mekanik özellikler [51]

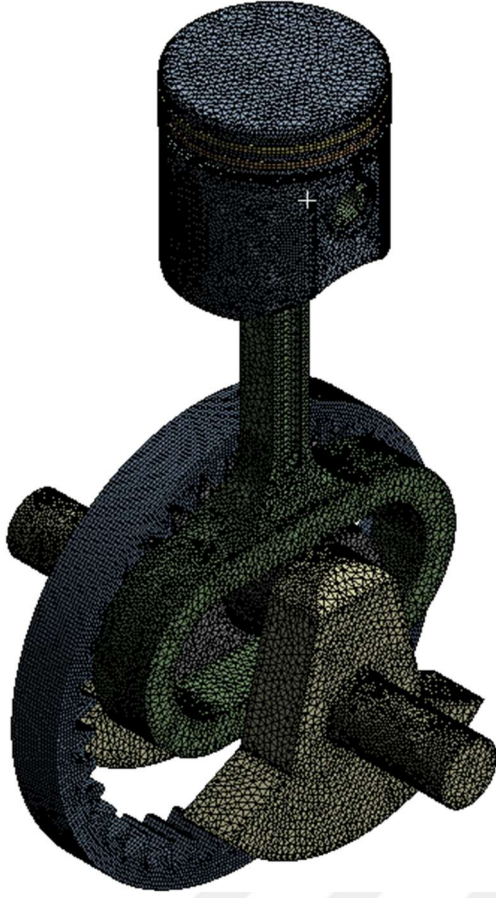
Elastikiyet modülü (MPa)	190000
Poisson oranı	0,29
Yırtılma modülü (MPa)	73000
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	7800
Gerilme mukavemeti (MPa)	1200
Akma mukavemeti (MPa)	1160

Tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan biyel burcu için EN CC495K kurşunlu kalay bronz malzemesinin özellikleri atanmıştır. Çizelge 5.12’de EN CC495K kurşunlu kalay bronz a ait fiziksel ve mekanik özellikler görülmektedir.

Çizelge 5.12. EN CC495K kurşunlu kalay bronz a ait fiziksel ve mekanik özellikler [52]

Elastikiyet modülü (MPa)	100000
Poisson oranı	0,35
Yırtılma modülü (MPa)	37000
Kütle yoğunluğu (kg/m ³)	9000
Gerilme mukavemeti (MPa)	240
Akma mukavemeti (MPa)	120

Malzeme atamaları gerçekleştirildikten sonra tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunun sonlu elemanlar modeli eleman boyutu 1,5 mm olacak şekilde oluşturulmuştur. Şekil 5.25’te tasarlanan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunun sonlu elemanlar modeli görülmektedir.

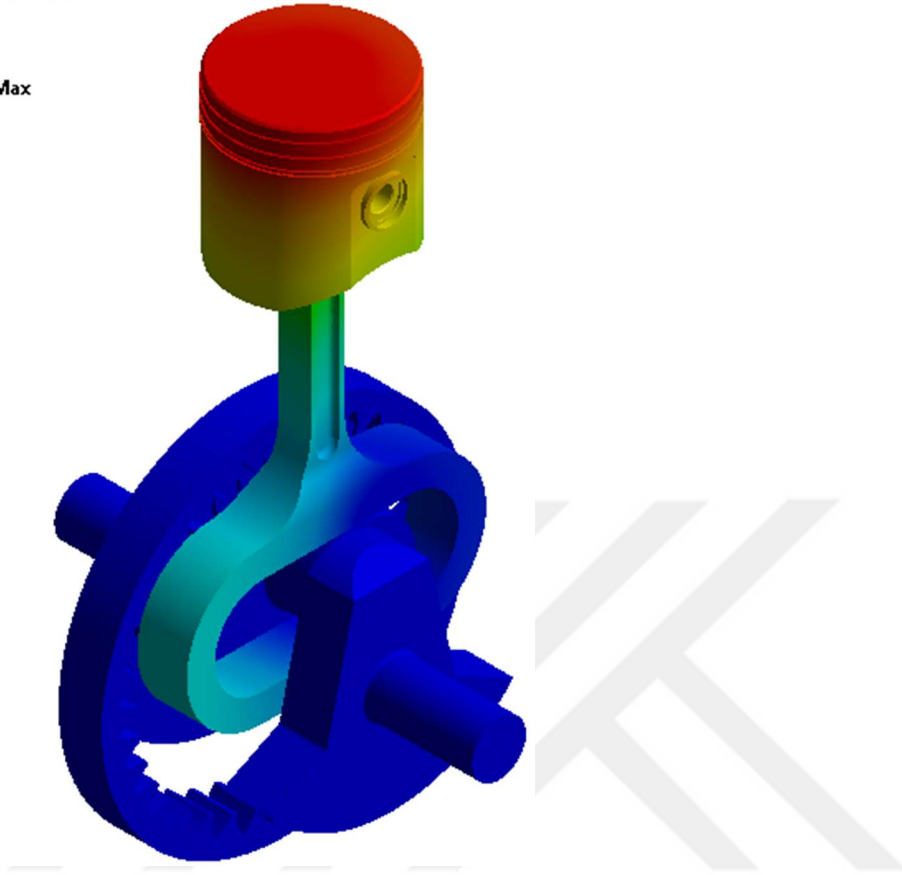


Şekil 5.25. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunun sonlu elemanlar modeli

Sonlu elemanlar modeli oluşturulan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunun analizleri gerçekleştirildikten sonra maksimum deformasyon değeri 0,703 mm ve maksimum eşdeğer gerilme değeri 672,76 MPa olarak elde edilmiştir. Şekil 5.26’da Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda analiz sonucunda elde edilen maksimum deformasyon değerlerinin motor üzerindeki dağılımı görülmektedir.

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s

0,70352 Max
 0,62535
 0,54718
 0,46902
 0,39085
 0,31268
 0,23451
 0,15634
 0,078169
0 Min



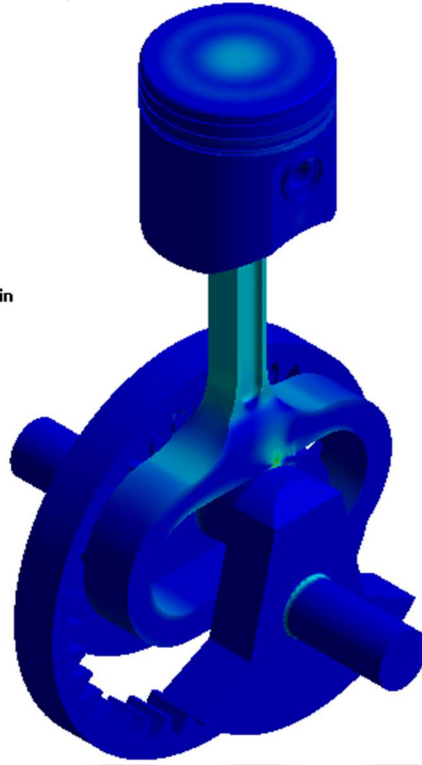
Şekil 5.26. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda analiz sonucunda elde edilen deformasyon değerlerinin motor üzerindeki dağılımı

Şekil 5.26 incelendiğinde piston üzerine direkt etki eden yüksek basınç nedeniyle maksimum deformasyonun piston üzerinde gerçekleştiği görülürken diğer motor elemanlarının piston kadar deformasyona uğramadığı gözlemlenmiştir. Pistonun çevrim esnasında maruz kalabileceği maksimum basınç altında göstermiş olduğu bu deformasyon davranışı piston üzerinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme değeri de göz önünde bulundurulduğunda motor tasarımına ciddi bir etkisi bulunmamaktadır.

Şekil 5.27’de Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda analiz sonucunda elde edilen gerilme değerlerinin motor üzerindeki dağılımı görülmektedir.

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s

672,76 Max
 598,01
 523,26
 448,51
 373,76
 299,01
 224,25
 149,5
 74,751
 1,4989e-14 Min

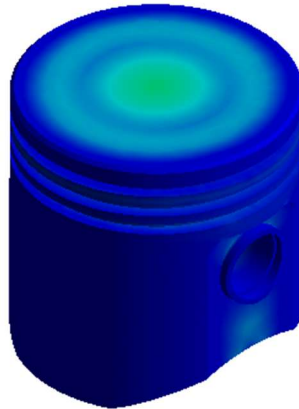


Şekil 5.27. Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda analiz sonucunda elde edilen gerilme değerlerinin motor üzerindeki dağılımı

Analiz sonrasında elde edilen sonuçlar doğrultusunda motorda yüksek yüke maruz kalan motor elemanları üzerindeki gerilme dağılımları incelenmiştir. Şekil 5.28’de piston üzerindeki gerilme dağılımı görülmektedir.

A: Static Structural
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s

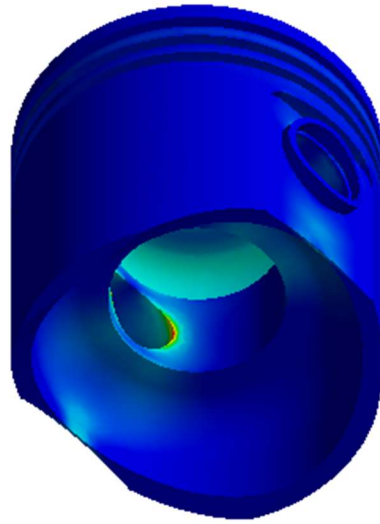
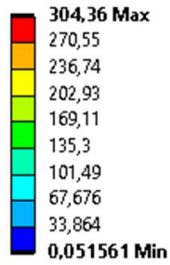
304,36 Max
 270,55
 236,74
 202,93
 169,11
 135,3
 101,49
 67,676
 33,864
 0,051561 Min



Şekil 5.28. Piston üzerindeki gerilme dağılımı

Şekil 5.28 incelendiğinde piston üzerinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme değerinin 304,36 MPa olduğu görülmüştür. Bu değer piston malzemesi olarak kullanılan 2618-T61 alüminyum malzemesinin akma mukavemeti değerinden kabul edilebilir derecede düşük olduğu için gerilme değeri kabul edilebilir bir değer olarak değerlendirilmiştir. Pistonda oluşan maksimum eşdeğer gerilme değerin pistonun piston pimi ile temas ettiği noktada oluştuğu görülmüştür. Şekil 5.29'da piston üzerinde maksimum gerilme değerinin oluştuğu bölge görülmektedir.

A: Static Structural
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s

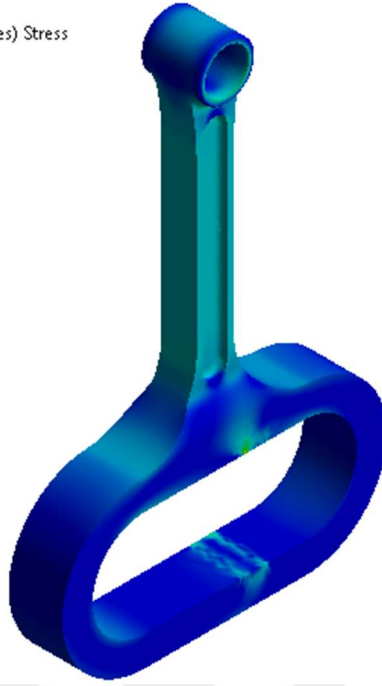


Şekil 5.29. Piston üzerinde maksimum gerilmenin oluştuğu bölge

Piston üzerindeki gerilmeler incelendikten sonra biyel üzerinde oluşan gerilme değerleri incelenmiştir. Biyel için daha öncesinde malzeme seçimini netleştirmek amacıyla statik yapısal analizler yapılmış olsa da motorun montajlanmış halinde biyelin ne tür bir gerilme dağılımı göstereceği kritik öneme sahiptir. Şekil 5.30'da biyel üzerindeki gerilme dağılımı görülmektedir.

A: Static Structural
 Equivalent Stress 7
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s

608,95 Max
 541,34
 473,74
 406,13
 338,52
 270,91
 203,3
 135,69
 68,078
0,46819 Min

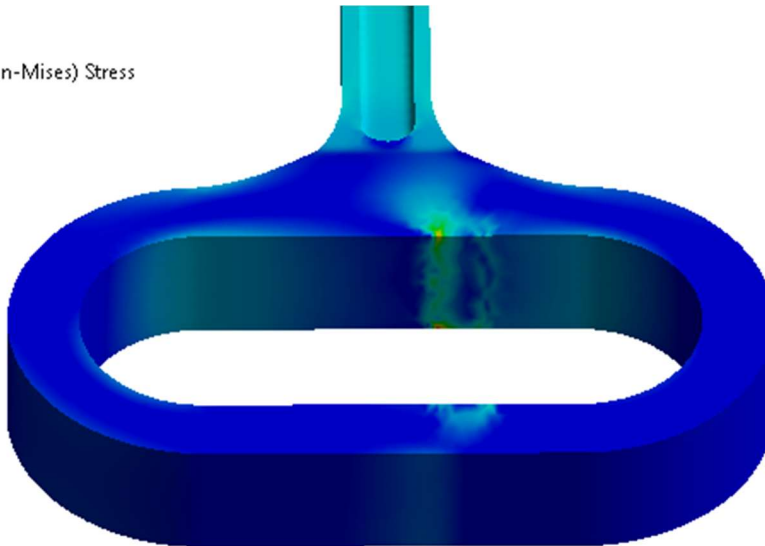


Şekil 5.30. Biyel üzerindeki gerilme dağılımları

Şekil 5.30 incelendiğinde maksimum gerilme değerinin 608,95 MPa ile biyelin pinyon dişli üzerinde bulunan muylu ile temas ettiği noktada oluştuğu görülmüştür. Biyel malzemesi olarak kullanılan AISI 4340 normalize çelik malzemesinin sahip olduğu akma mukavemeti değeri göz önünde bulundurulduğunda analiz sonucu elde edilen maksimum gerilme değerinin tolere edilebilir bir gerilme değeri olduğuna karar verilmiştir. Şekil 5.31’de biyel üzerinde maksimum gerilme değerinin oluştuğu bölge görülmektedir.

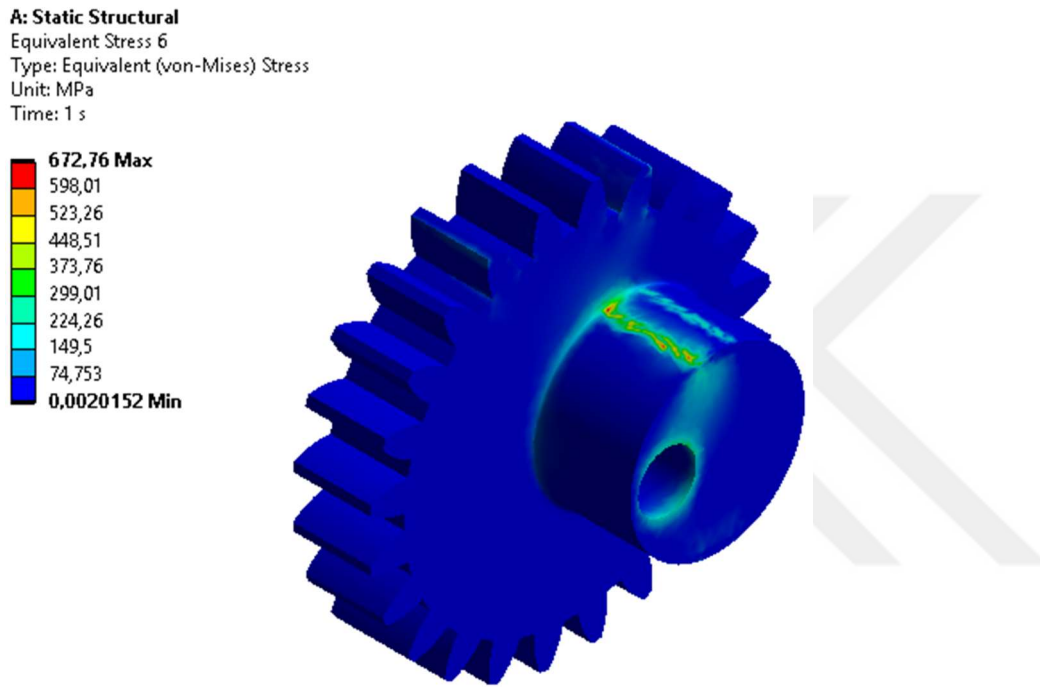
A: Static Structural
 Equivalent Stress 7
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s

608,95 Max
 541,34
 473,74
 406,13
 338,52
 270,91
 203,3
 135,69
 68,078
0,46819 Min



Şekil 5.31. Biyel üzerinde maksimum gerilmenin oluştuğu bölge

Biyel üzerindeki gerilmeler incelendikten sonra motorda kullanılan diğer bir kritik eleman olan pinyon dişlinin üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımları incelenmiştir. Biyelde olduğu gibi pinyon dişli içinde malzeme seçimini gerçekleştirmek için statik yapısal analizler yapılmıştır fakat motorun montajlanmış hali üzerinde pinyon dişlinin ne gibi bir gerilmeye maruz kalacağı motor tasarımı için önem arz etmektedir. Şekil 5.32’de pinyon dişli üzerindeki gerilme dağılımları görülmektedir.



Şekil 5.32. Pinyon dişli üzerindeki gerilme dağılımları

Şekil 5.32 incelendiğinde motora yapılan statik yapısal analizi sonucunda ortaya çıkan maksimum gerilme değerinin 672,76 MPa ile pinyon dişli ile muylunun birleştiği bölgede olduğu görülmektedir. Analiz sonucunda bulunan bu değer pinyon dişli malzemesi olarak kullanılan 20MnCr5 sementasyon çeliğinin akma mukavemeti değerinden kabul edilebilir derecede düşük olduğu görülmüştür. Pinyon dişlinin üzerinde hareket ettiği iç dişli üzerinde oluşan eşdeğer gerilme dağılımı incelendiğinde iç dişli üzerinde oluşan maksimum gerilme değerinin 110,27 MPa ile pinyon dişli üzerinde bulunan dişlilerin iç dişli üzerinde bulunan dişliler ile temas ettiği bölgede olduğu görülmüştür. Şekil 5.33’te iç dişli üzerindeki gerilme dağılımları görülmektedir.

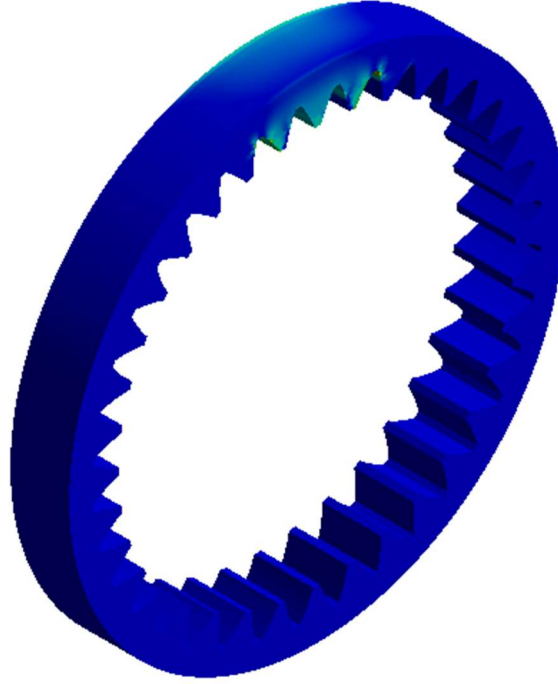
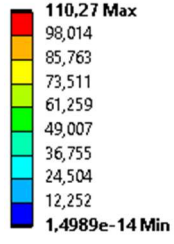
A: Static Structural

Equivalent Stress 5

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1 s



Şekil 5.33. İç dişli üzerindeki gerilme dağılımları

Şekil 5.33 incelendiğinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme değerinin dişli malzemesi olarak kullanılan 20MnCr5 sementasyon çeliğinin akma mukavemeti değerinden oldukça düşük olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.34'te iç dişli üzerinde maksimum gerilme değerinin oluştuğu bölge görülmektedir.

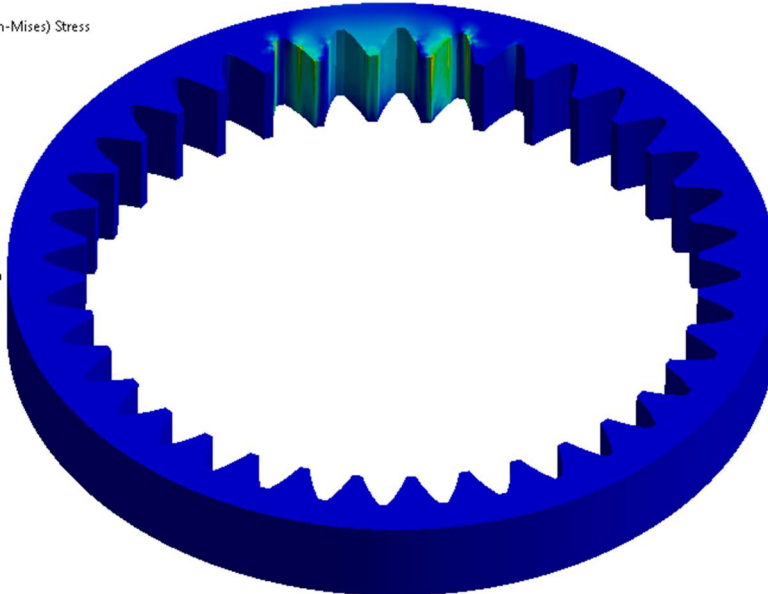
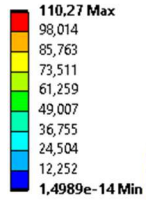
A: Static Structural

Equivalent Stress 5

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

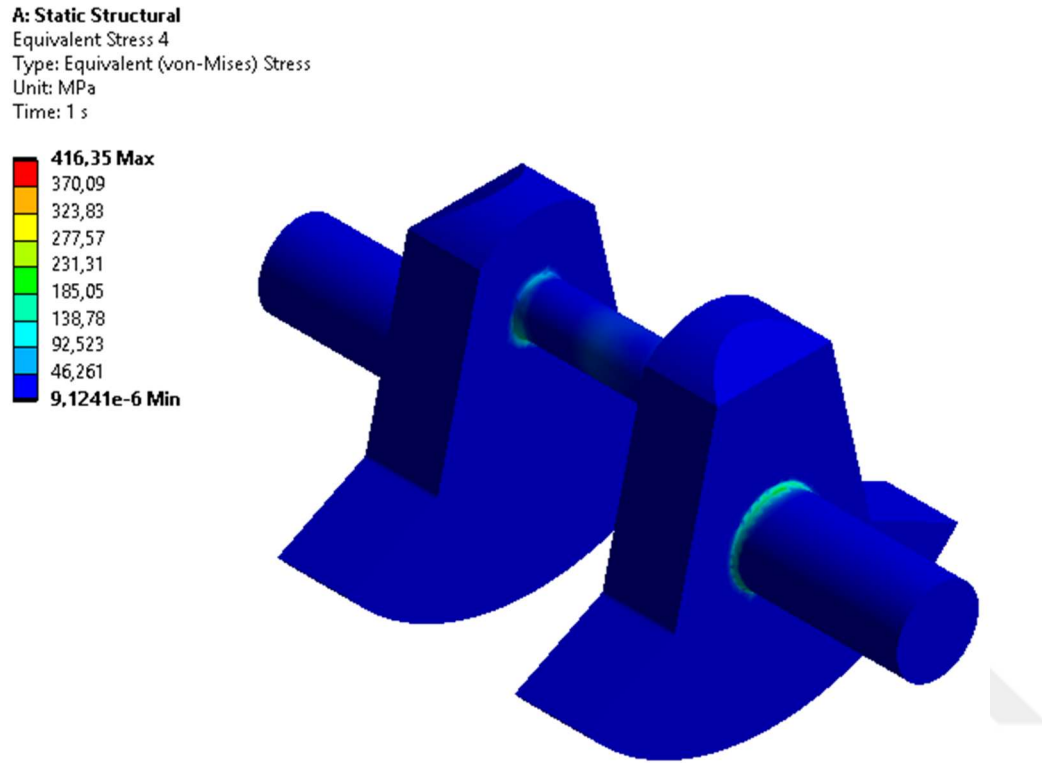
Unit: MPa

Time: 1 s



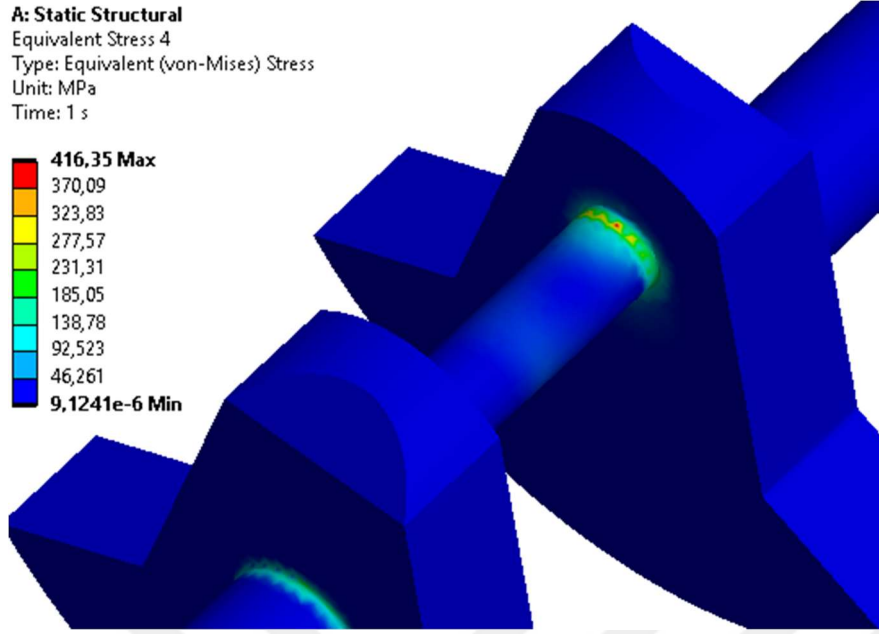
Şekil 5.34. İç dişli üzerinde maksimum gerilmenin oluştuğu bölge

Dişliler üzerinde oluşan gerilmeler incelendikten sonra motor üzerinde kullanılan kritik parçalardan bir diğeri olan krank mili üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler incelenmiştir. Şekil 5.35'te krank mili üzerindeki gerilme dağılımları görülmektedir.



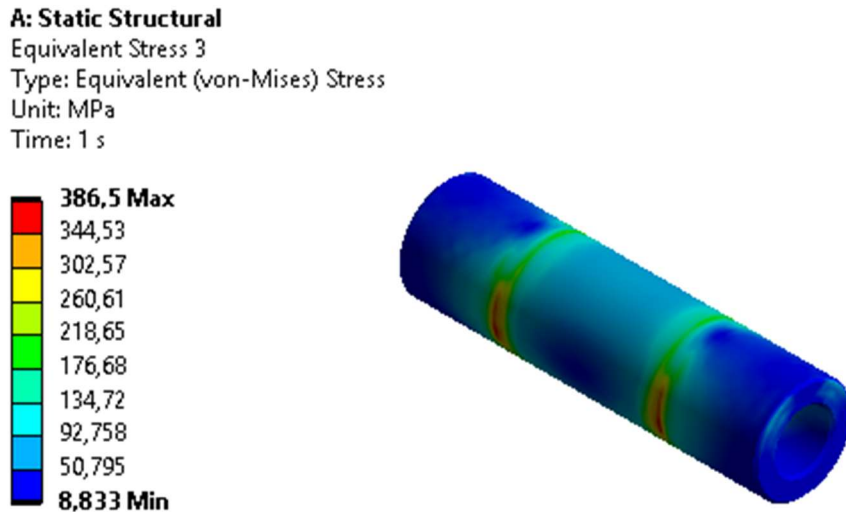
Şekil 5.35. Krank mili üzerindeki gerilme dağılımları

Şekil 5.35 incelendiğinde krank mili üzerinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme değerinin 416,35 MPa olduğu görülmüştür. Bu değer krank mili malzemesi olarak kullanılan küresel grafitli dökme demir malzemesinin sahip olduğu akma mukavemeti değerinden kabul edilebilir ölçüde düşüktür. Krank mili üzerinde oluşan maksimum gerilme değeri krank mili ana muylusu ile krank kolunun birleştiği bölgede oluştuğu görülmüştür. Şekil 5.36'da krank mili üzerinde maksimum gerilmenin oluştuğu bölge görülmektedir.



Şekil 5.36. Krank mili üzerinde maksimum gerilmenin oluştuğu bölge

Krank mili üzerinde oluşan gerilmeler incelendikten sonra son olarak piston pimi üzerinde oluşan eşdeğer gerilme dağılımı incelenmiştir. Piston piminin üzerine etki eden yüke dayanıklı olması önem arz etmektedir. Analiz sonucunda piston pimi üzerinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme değerinin 386,5 MPa olduğu görülmüştür. Piston pimi malzemesi olarak kullanılan 16MnCr5 alaşım çeliği malzemesinin sahip olduğu akma mukavemeti göz önünde bulundurulduğunda piston pimi üzerinde oluşan maksimum gerilme değerinin kabul edilebilir bir değer olduğu görülmüştür. Şekil 5.37’de piston pimi üzerindeki gerilme dağılımları görülmektedir.



Şekil 5.37. Piston pimi üzerindeki gerilme dağılımları

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada geleneksel krank-biyel mekanizmalı bir içten yanmalı motor tasarımı gerçekleştirilmiş ve tasarımı yapılan geleneksel krank-biyel mekanizmalı motor tasarımında kullanılan motor elemanlarından yararlanılarak episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motoru ve hiposikloid dişli mekanizmalı motor tasarımları gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan ilk episiklik dişli mekanizmalı Atkinson motorunda, episiklik dişli mekanizması sayesinde motorda değişken strok işlemi gerçekleştirilmiş ve bu sayede motorda Atkinson çevrimi gerçekleştirilmiştir. Hiposikloid dişli mekanizmalı motorda ise hiposikloid dişli mekanizması sayesinde biyelin doğrusal bir ekseninde hareket etmesi sağlanmıştır. Tasarımı yapılan episiklik dişli mekanizmasının ve hiposikloid dişli mekanizmasının sahip olduğu avantajlar göz önünde bulundurularak Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün bir Atkinson motorunun tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Bu tasarım ile genişleme oranı 10/1'de sabit olarak tutulurken sıkıştırma oranı 6,35/1'e düşürülmüştür. Tasarlanan motorda Scotch yoke mekanizmasında kullanılan büyük başlı bir biyelin kullanılmasıyla biyelin doğrusal bir ekseninde hareket etmesi sağlanmıştır. Bu sayede piston yaslanmalarından kaynaklanan ve piston ile silindir arasında oluşan sürtünmelerin minimum seviyeye indirilmesi sağlanmış olacaktır. Kinematik analizler ile motor tasarımlarında kullanılan pistonların krank mili açısına göre silindir içerisinde hareket ettikleri doğrusal mesafeler hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar incelendiğinde episiklik dişli mekanizmalı motorlarda kullanılan pistonların değişken strok prensibine göre hareket ettiği görülmüştür. Buna ek olarak motor tasarımlarında krank mili açısına göre silindir hacmi değişimi incelenmiş ve bu analizler sayesinde tasarımların sahip olduğu mekanik prensiplerin silindir içerisinde gerçekleştirilebildiği görülmüştür. Statik yapısal analizler doğrultusunda nihai tasarım olan Scotch yoke ve episiklik dişli mekanizmalı özgün Atkinson motorunda kullanılan iki kritik motor elemanı olan biyel ve pinyon dişli için en uygun malzemenin seçimi yapılmış ardından çevrim esnasında maksimum basıncın ortaya çıktığı motor konumu kullanılarak statik yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu sayede diğer motor elemanlarının yüksek yük altındaki davranışları incelenmiştir. Tüm bu işlemler sonucunda motor tasarımı nihai sonuca ulaştırılmıştır.

Tasarımı yapılan Atkinson çevrimli bu motor ile yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarının azalması sağlanabilecektir. Ayrıca motor elemanlarının maruz kaldığı ısı yük azaldığı için motor elemanlarının ömrü uzatılmış olacak ve sıkıştırma oranı düşürüldüğü için de daha düşük oktan sayısına sahip yakıtların kullanımına olanak sağlanabilecektir.



KAYNAKLAR

1. Bakar, R. A., Semin, Ismail, A. R. (2007). *The internal combustion engines diversification technology and fuel research for the future: a review*. AEESEAP Regional Symposium on Engineering Education, 57-62.
2. Naber, J. D., Johnson, J. E. (2014). *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*. Woodhead Publishing, 197-224.
3. Hou, S. S. (2007). Comparison of performances of air standard Atkinson and Otto cycles with heat transfer considerations. *Energy Conversion and Management*, 48, 1683-1690.
4. Al-Sarkhi, A., Akash, B., Abu-Nada, E., Al-Hinti, I. (2008). Efficiency of Atkinson Engine at Maximum Power Density using Temperature Dependent Specific Heats. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 71-75.
5. Canpolat, M. F., Çınar, C. (2025). *Design and analysis of a novel Atkinson-cycle engine with an epicyclic gear and a Scotch yoke mechanism*. 21th International İstanbul Scientific Research Congress on Life, Engineering, Architecture, and Mathematical Sciences, 986-993.
6. Ebrahimi, R. (2011). Thermodynamic modeling of performance of a Miller cycle with engine speed and variable specific heat ratio of working fluid. *Computers and Mathematics with Applications*, 62, 2169-2176.
7. Marshall, E. L. (2009). The Quest for Thermodynamic Efficiency: Atkinson Cycle Machines Versus Otto Cycle Machines. *The International Journal for the History of Engineering & Technology*, 79(1), 6-33.
8. İnternet: The Old Machinery Magazine. The Atkinson Cycle Engine. URL: <https://www.tomm.com.au/free-to-read/the-atkinson-cycle-engine>, Son Erişim Tarihi: 15.05.2025.
9. Perceau, M., Guibert, P., Guilain, S., Segretain, F., Redlinger, T. (2020). *Why Can Miller Cycle Improve the Overall Efficiency of Gasoline Engines?* THIESEL Conference on Thermo and Fluid Dynamic Processes in Direct Injection Engines, 277-294.
10. İnternet: Tech Briefs. Compact And Modular Atkinson Cycle Engine. URL: <https://contest.techbriefs.com/2016/entries/automotive-transportation/7029>, Son Erişim Tarihi: 11.05.2025.
11. İnternet: MVW Autotechniek. Atkinson-Miller-cyclus. URL: <https://www.mvwautotechniek.nl/atkinson-miller-cyclus/>, Son Erişim Tarihi: 17.05.2025.
12. Çoşar, H., Pattabanoğlu, F. Z. (2022). From Tūn to Toruñ: The Twists and Turns of the Tūsî-Couple. *Hitit İlahiyat Dergisi*, 21(2), 1475-1524.
13. Tennant, R. (2002). Interdisciplinary teaching strategies in the world of “humanistic mathematics”. *Art and Science Electronic Journal*, 4(4), 1-13.

14. İnternet: Model Engineering Website. Murray's hypocycloidal. URL: https://modelengineeringwebsite.com/Murrays_hypocycloidal.html, Son Erişim Tarihi: 11.05.2025.
15. Beachley, N. H., Lenz, M. A. (1988). A Critical Evaluation of the Geared Hypocycloid Mechanism for Internal Combustion Engine Application. *SAE transactions*, 1231-1242.
16. Madhu, P., Reddy, S. U. M. (2018). Design and simplification of multipurpose cutter using Scotch Yoke Mechanism. *International Journal of Advance Research, Ideas and Innovations in Technology*, 4(5), 797-799.
17. Sharma, V., Agrawal, P. K., Sharma, S., Sinha, S., Gupta, Y., Chatuverdi, A. K. (2018). Double Acting Solar Water Pump Using Scotch Yoke Mechanism. *International Journal of Innovative Trends in Engineering*, 40(61), 10-13.
18. Kwankaomeng, S., Silpsakoolsook, B., Suchatawat, M., Puttasen, T. (2014). *Modification and Development of Ross Yoke Mechanism for Stirling Engine*. The 5th TSME International Conference on Mechanical Engineering, TSF043.
19. Gheith, R., Hachem, H., Aloui, F., Nasrallah, S. B. (2018). Stirling Engines. *Comprehensive Energy Systems Energy conversion*, 4, 169-208.
20. Tlili, I., Musmar, S. A. (2013). Thermodynamic evaluation of a second order simulation for Yoke Ross Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 68, 149-160.
21. Erol, D., Yaman, H., Doğan, B. (2017). A review development of rhombic drive mechanism used in the Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78, 1044-1067.
22. Ozmen, M. I., Cihan, O., Kutlar, O. A., Ozsoysal, O. A., Baykara, C. (2020). Modelling A Single-Rotor Wankel Engine Performance With Artificial Neural Network At Middle Speed Range. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 4(3), 155-163.
23. Meng, H., Ji, C., Wang, S., Yang, J. (2023). A review: Centurial progress and development of Wankel rotary engine. *Fuel*, 335(1), 127043.
24. Altıparmak, B. T., Küçük, M., Sürmen, A. (2021). Wankel motorunun performansının numerik olarak incelenmesi. *Uluslararası Yakıtlar, Yanma ve Yangın Dergisi*, 9(1), 9-18.
25. Xue, Y., Du, Q., Huang, X., Zhu, J. (2009). *Virtual Prototyping of the New Type Hypocycloid Energy Transformation Mechanism*. International Conference on Information and Automation, 650-655.
26. Sobotowski, R. A., Porter, B. C., Pilley, A. D. (1991). The Development of a Novel Variable Compression Ratio, Direct Injection Diesel Engine. *Journal of Engines*, 100(3), 776-792.
27. Ray, P., Redkar, S. (2014). Analysis and simulation of Wiseman hypocycloid engine. *Cogent Engineering*, 1(1), 988402.

28. Mahjouri, S., Shabani, R., Rezazadeh, G. (2015). Vibration Analysis of an Air Compressor Based on a Hypocycloidal Mechanism: an Experimental Study. *International Journal of Engineering*, 28(11), 1687-1692.
29. Arabacı, E., Kılıç, B. (2018). Novel Over-Expanded Six-Stroke Engine Mechanism. *BEU Journal of Science*, 7(2), 320-328.
30. Geca, M. S., Rybak, A., Hunicz, J. (2018). *A simulation study into the Atkinson cycle engine utilizing adjustable crank mechanism*. International Automotive Conference, 421(4), 042021.
31. Bor, M., Borowczyk, T., Karpluk, W., Smolec, R. (2018). Modeling of Selected Design Characteristics of Cam and Hypocycloidal Drives of High-Pressure Fuel Pumps. *Advances in Science and Technology Research Journal*, 12(2), 128-136.
32. ElBahloul, M. A., Aziz, E. S., Chassapis, C. (2018). Mechanical efficiency prediction methodology of the hypocycloid gear mechanism for internal combustion engine application. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*, 13(1), 221-233.
33. Gao, J., Tian, G., Jenner, P., Burgess, M., Emhardt, S. (2019). Preliminary explorations of the performance of a novel small scale opposed rotary piston engine. *Energy*, 190, 116402.
34. Itu, C., Scutaru, M. L., Pruncu, C. I., Muntean, R. (2020). Kinematic and Dynamic Response of a Novel Engine Mechanism Design Driven by an Oscillation Arm. *Applied Sciences*, 10(8), 2733.
35. Yang, Z., Miganakallu, N., Miller, T., Worm, J., Naber, J., Roth, D. (2020). Comparing methods for improving spark-ignited engine efficiency: Over-expansion with multi-link cranktrain and high compression ratio with late intake valve closing. *Applied Energy*, 262, 114560.
36. Dado, M., Alrbai, M., Tanbour, E., Al Asfar, J. (2021). Performance assessment of a novel mechanism design of spark-ignition internal combustion engine. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 47(2), 1889076.
37. Mohammed, S. E., Baharom, M. B., Aziz, A. R. A. (2017). Performance and combustion characteristics of a novel crank-rocker engine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(7), 3563-3571.
38. Zambalov, S., Kasaev, D., Yakovlev, I., Ji, C., Yang, J., Maznoy, A. (2024). Effect of over-expansion in a cycloidal rotary engine. *Energy*, 302(1), 131794.
39. Asef, A., Kashani, N. A., Parivar, A., Zakeri, E., Mohsenirad, M. (2024). Conceptual and experimental study of an Atkinson cycle engine of a Series-Parallel hybrid electric vehicle. *The Journal of Engine Research*, 70(4), 69-80.
40. Piergiacomini, A., Barbieri, S. G., Mangeruga, V., Giacomini, M. (2025). Influence of Crank Angle Offset on the Mechanical Performance of Different Hydrogen-Fueled Opposed-Piston Engine Architectures. *Applied Sciences*, 15(5), 2537.

41. İnternet: ASC. AISI 4340 Alloy Steel (UNS G43400). URL: <https://www.amardeepsteel.com/blog/aisi-4340-alloy-steel.html>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.
42. İnternet: Fuhong special steel. EN 42CrMo4 Steel 42CrMoS4 DIN1.7225. URL: <https://www.round-bars.com/products/42crmo4-steel/>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.
43. İnternet: MakeItFrom.com. Grade 5 (Ti-6Al-4V, 3.7165, R56400) Titanium. URL: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/Grade-5-Ti-6Al-4V-3.7165-R56400-Titanium>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.
44. İnternet: Fuhong special steel. 20MnCr5 Steel DIN 1.7147 Case Hardening Steel. URL: <https://www.round-bars.com/products/20mncr5-steel-din-1-7147-case-hardening-steel/>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.
45. İnternet: ASM Aerospace Specification Metals Inc. Aluminum 7075-T6; 7075-T651. URL: <https://asm.matweb.com/search/specifcmaterial.asp?bassnum=ma7075t6>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.
46. İnternet: AZO MATERIALS. AISI 4130 Alloy Steel (UNS G41300). URL: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6742>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.
47. İnternet: MakeItFrom.com. ASTM Grade 100-70-03 (SAE D7003, ISO 700-2, EN-JS 1070) Ductile Cast Iron. URL: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/ASTM-Grade-100-70-03-SAE-D7003-ISO-700-2-EN-JS-1070-Ductile-Cast-Iron>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.
48. İnternet: MakeItFrom.com. 2618 (2618-T61, 3.1924) Aluminum. URL: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/2618-2618-T61-3.1924-Aluminum>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.
49. İnternet: MakeItFrom.com. EN 1.7131 (16MnCr5) Chromium Steel. URL: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.7131-16MnCr5-Chromium-Steel>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.
50. İnternet: MakeItFrom.com. SAE-AISI 1070 (C70, 1.1520, G10700) Carbon Steel. URL: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/SAE-AISI-1070-C70-1.1520-G10700-Carbon-Steel>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.
51. İnternet: MakeItFrom.com. SAE-AISI 6150 (G61500) Chromium-Vanadium Steel. URL: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/SAE-AISI-6150-G61500-Chromium-Vanadium-Steel>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.
52. İnternet: MakeItFrom.com. EN CC495K (CuSn10Pb10-C) Leaded Tin Bronze. URL: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-CC495K-CuSn10Pb10-C-Leaded-Tin-Bronze>, Son Erişim Tarihi: 07.06.2025.



Gazili olmak ayrıcalıktır