

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN ATALET KUVVETLERİNİN
ANALİZİ VE DENGELEME HESAPLAMALARI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet OLGUN

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Otomotiv

HAZİRAN 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN ATALET KUVVETLERİNİN
ANALİZİ VE DENGELEME HESAPLAMALARI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mehmet OLGUN
(503081710)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 07 Mayıs 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 11 Haziran 2010**

**Tez Danışmanı : Y. Doç. Dr. O. Akın KUTLAR (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ahmet GÜNEY (İTÜ)
Prof. Dr. Orhan DENİZ (YTÜ)**

HAZİRAN 2010

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması uzun ve zorlu bir süreç sonunda ortaya çıkmıştır. Bu süreç boyunca her türlü konuda yardımcı olmaya çalışan ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen değerli hocam Sayın Y. Doç. Dr. O. Akın KUTLAR'a teşekkür eder ve saygılarımı sunarım.

Adams programı kullanmama olan katkısından ve tüm samimiyetiyle gösterdiği yakın ilgiden dolayı Yıldız Teknik Üniversitesi Arş. Gör. Onur ALPAY hocama, analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde önemli katkıları olan Anadolu Motor Mamul Mühendisliği Şefi Zeki AYAZ Bey'e; tez çalışmaları kapsamında birçok konuda ortak çalışma fırsatı bulduğum sevgili arkadaşım Cem TÜRKMEN'e; her zaman maddi manevi destekleri ve sevgileriyle yanımda olan aileme de teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2010

Mehmet OLGUN
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOLLER.....	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY.....	xxiii
1. GİRİŞ	1
2. ADAMS	3
2.1 ADAMS/View.....	4
3. KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ KİNEMATİĞİ	11
3.1 Piston Kinematığı.....	11
3.1.1 Piston yolu	11
3.1.2 Piston hızı.....	14
3.1.3 Piston ivmesi	16
3.2 Biyel Kinematığı	17
3.2.1 Biyel açısal hızı	17
3.2.2 Biyel açısal ivmesi.....	19
4. ATALET KUVVETLERİ.....	21
4.1 Kütlelerin İndirgenmesi	21
4.1.1 Piston grubu kütlesi	22
4.1.2 Krank milinin dengelenmemiş kısımlarının kütlesi	23
4.1.3 Biyel grubu kütlesi	27
4.2 Hareket Eden Parçaların Oluşturduğu Atalet Kuvvetleri	32
4.2.1 Atalet kuvvetlerinin basitleştirilmesi.....	34
5. KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ KUVVET ANALİZİ	39
6. MOTORUN DENGELENMESİ.....	45
6.1 Standart Motorda Oluşan Düşey ve Yatay Kuvvetler	47
6.1.1 Teorik hesaplamalar	47
6.1.2 Adams analizi	50
6.2 Merkezkaç Kuvvetinin Dengelenmesi.....	54
6.3 Atalet Kuvvetlerinin Dengelenmesi	56
6.3.1 Krank karşı kütlesi optimizasyonu ile dengeleme.....	56
6.3.1.1 Teorik hesaplamalar.....	58
6.3.1.2 Adams analizi	62
6.3.2 Lanchester metodu (bir çift mil) ile dengeleme	63
6.3.3 İki Lanchester dengeleme mili (iki çift mil) ile dengeleme.....	68
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	73
KAYNAKLAR.....	75

EKLER	77
ÖZGEÇMİŞ.....	83

KISALTMALAR

ADAMS : Advanced Dynamic Analysis of Mechanical Systems

CAD : Computer Aided Design

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : ANTOR 3 LD 510 dizel motorun özellikleri. 2

Çizelge 4.1 : ANTOR 3 LD 510 dizel motorun parça kütleleri.22

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : ANTOR 3LD 510	2
Şekil 2.1 : Adams/View karşılama arayüzü.	4
Şekil 2.2 : Adams/View ana araç kutusu (main toolbox) ve alt modülleri.	5
Şekil 2.3 : Adams/View ayrıntılı araç kutusu.	6
Şekil 2.4 : Adams/View model çizim arayüzü.	6
Şekil 2.5 : Adams/View mafsalsal (joint) arayüzü.	7
Şekil 2.6 : Adams/View hareket arayüzü.	7
Şekil 2.7 : Adams/View modify (yenileme) arayüzü.	8
Şekil 2.8 : Adams/View simülasyon arayüzü.	8
Şekil 2.9 : Adams/View Postprocessor arayüzü.	9
Şekil 3.1 : Krank-biyel mekanizması [1].	11
Şekil 3.2 : Piston yolu.	13
Şekil 3.3 : Piston hızı.	15
Şekil 3.4 : Piston ivmesi.	17
Şekil 3.5 : Biyel açısal hızı.	19
Şekil 3.6 : Biyel açısal ivmesi.	20
Şekil 4.1 : Antor 3LD 510 motorun katı modeli.	21
Şekil 4.2 : Antor 3LD 510 motorun piston grubu.	23
Şekil 4.3 : Antor 3LD 510 motorun krank mili.	23
Şekil 4.4 : Krank kütle indirgenmesi [3].	24
Şekil 4.5 : Antor 3LD 510 motorun krank kolu katı modeli.	24
Şekil 4.6 : Antor 3LD 510 motorun krank muylusu.	25
Şekil 4.7 : Antor 3LD 510 motorun krank kolları ve muylu.	26
Şekil 4.8 : Antor 3LD 510 motorun biyel grubu.	27
Şekil 4.9 : Krank-biyel mekanizması kütle indirgenmesi [1].	28

Şekil 4.10 : Krank-biyel mekanizması iki-kütle metodu [3].	29
Şekil 4.11 : Krank-biyel mekanizması üç-kütle metodu [1].	31
Şekil 4.12 : Krank-biyel mekanizmasında kuvvet basitleştirilmesi [6].	35
Şekil 4.13 : Krank-biyel mekanizmasında nihai kuvvet basitleştirilmesi [6].	36
Şekil 5.1 : Krank-biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler [3].	39
Şekil 5.2 : Krank-biyel sistemindeki atalet ve gaz kuvvetleri [3].	40
Şekil 5.3 : Krank muylusuna etki eden kuvvetler [3].	41
Şekil 6.1 : Eksen takımı.	45
Şekil 6.2 : Atalet kuvvetlerinin °KMA'na bağlı değişimi.	47
Şekil 6.3 : Standart motorda karşı ağırlık yok iken düşey ve yatay kuvvetler.	48
Şekil 6.4 : Standart motor karşı ağırlıklar mevcut iken düşey ve yatay kuvvetler.	49
Şekil 6.5 : Standart motorda düşey-yatay kuvvet ilişkisi.	50
Şekil 6.6 : Adams'ta standart motor modeli.	51
Şekil 6.7 : Standart motorda düşey-yatay kuvvetler.	52
Şekil 6.8 : Standart motorun Adams'da düşey-yatay kuvvet ilişkisi.	53
Şekil 6.9 : Standart motorun Adams ve teorik düşey-yatay kuvvet ilişkileri.	54
Şekil 6.10 : Antor 3LD 510 motorun krank karşı ağırlıkları katı modelleri.	54
Şekil 6.11 : Tek silindirli makinede karşı ağırlıklar [3].	55
Şekil 6.12 : Tek silindirli makinede karşı ağırlıkla dengelemedeki kuvvetler [3].	57
Şekil 6.13 : Maksimum karşı ağırlıktaki düşey ve yatay kuvvetler.	58
Şekil 6.14 : 1. mertebeden atalet kuvvetlerinin %50'sinin dengelenmesi durumu.	60
Şekil 6.15 : Krank karşı ağırlık değişiminin düşey ve yatay yöndeki etkisi.	61
Şekil 6.16 : Maksimum karşı ağırlıktaki düşey ve yatay kuvvetler.	62
Şekil 6.17 : Lanchester metodunda krank-biyel mekanizması [5].	64
Şekil 6.18 : Bir çift milde oluşan kuvvetler [7].	65
Şekil 6.19 : Lanchester milli model.	66
Şekil 6.20 : Lanchester metodu ile dengelemedeki kuvvetler.	67
Şekil 6.21 : Çift mil yok iken sadece merkezkaç dengelendiğindeki kuvvetler.	68
Şekil 6.22 : İki Lanchester mili ile dengeleme mekanizması ve kuvvetler [7].	69
Şekil 6.23 : İki Lanchester milli model.	70
Şekil 6.24 : İki Lanchester metodu ile dengelemedeki kuvvetler.	71
Şekil A.1 : 3 LD 510 montaj.	78

Şekil A.2 : 3 LD 510 biyel.....	79
Şekil A.3 : 3 LD 510 piston	80
Şekil A.4 : 3 LD 510 krank.....	81

SEMBOLLER

n	: Tam yük motor devri
r	: Krank yarıçapı
s	: Piston yolu
l	: Biyel boyu
c	: Piston hızı
β	: Biyel eğim açısı
λ	: Krank/biyel oranı
ω	: Krank mili açısal hızı [rad/s]
b	: Piston ivmesi
ω_b	: Biyel açısal hızı
ε_b	: Biyel açısal ivmesi
α	: Krank mili açısı
$n_{ort.}$	: Ortalama devir sayısı
m_{piston}	: Piston kütlesi
m_{perno}	: Perno kütlesi
Σm_{segman}	: Toplam segman kütlesi
m_p	: Piston grubu kütlesi
m_w	: Krank kolunun dengelenmemiş kısmının kütlesi
m_{w1}	: Krank kolunun dengelenmemiş kütlesi (dişli tarafı)
m_{w2}	: Krank kolunun dengelenmemiş kütlesi (volan tarafı)
m_{wi}	: Krank kolunun indirgenmiş kütlesi
ρ_{c1}	: Krank kolunun dengelenmemiş kütlelerinin (dişli tarafı) dönme eksenine uzaklığı
ρ_{c2}	: Krank kolunun dengelenmemiş kütlelerinin (volan tarafı) dönme eksenine uzaklığı
ρ_c	: Krank kolunun dengelenmemiş kütlelerinin dönme eksenine uzaklığı
m_c	: Krank milinin ekseni etrafında dönen dengesiz kütlelerinin toplamı
m_{cp}	: Biyel muylusunun kütlesi
m_{crp}	: Biyelin piston pernosuna indirgenen kütlesi

m_{crc}	: Biyelin krank muylusuna indirgenen kütlesi
m_b	: Biyel toplam kütlesi
L_{crp}	: Biyel ağırlık merkezinin piston pernosu eksenine uzaklığı
L_{crc}	: Biyel ağırlık merkezinin krank muylusu eksenine uzaklığı
m_j	: Piston pernosuna indirgenmiş toplam kütle
m_R	: Krank muylusuna indirgenmiş toplam kütle
P_j'	: Sadece öteleme hareketi yapan kütlelerin atalet kuvveti
K_R	: Sadece dönme hareketi yapan kütlelerin merkezkaç kuvveti
P_j	: Silindir eksenine doğrultusundaki atalet kuvveti
P_g	: Gaz basıncı
N	: Normal kuvvet
S	: Biyel eksenine boyunca olan kuvvet
T	: Teğetsel kuvvet
M_r	: Reaksiyon (tepki) momenti
M_d	: Döndürme momenti
I	: Bütün dönen kütlelerin toplam atalet momenti
$d\omega/dt$	: Verilen andaki dönme açısal ivmesi
P_{j1}	: 1.mertebeden atalet kuvveti
P_{j2}	: 2.mertebeden atalet kuvveti
m_{cwR}	: Merkezkaç kuvvetini dengeleyen tek karşı ağırlık kütlesi
ρ_{cw}	: Karşı ağırlık kütlelerinin krank dönme eksenine uzaklığı
$m_{cwR,cwR}$	: Merkezkaç kuvvetini dengeleyen toplam karşı ağırlık kütlesi
K_{RCW}	: Karşı ağırlığın oluşturduğu merkezkaç kuvveti
$m_{cw,j}$	: 1.mertebeden atalet kuvvetini dengeleyen tek karşı ağırlık kütlesi
m_{cw}	: Tek karşı ağırlık kütlesi
$m_{cw,cw}$	: Toplam karşı ağırlık kütlesi
$m_{cw,cw,std.}$	: Standart motorda toplam karşı ağırlık kütlesi
m_d	: Lanchester tek kaçık kütle
$m_{d,d}$	: Lanchester toplam kaçık kütle
ρ_d	: Lanchester kaçık kütlelerinin dönme eksenine uzaklığı
$R_{cw,d}$	: Lanchester tek kaçık kütlelerinin merkezkaç kuvveti
$R_{cw,dv}$	: Lanchester tek kaçık kütlelerinin merkezkaç kuvveti düşey bileşeni
$R_{cw,dh}$	: Lanchester tek kaçık kütlelerinin merkezkaç kuvveti yatay bileşeni
m_f	: İkili Lanchester tek kaçık kütle
$m_{f,f}$	: İkili Lanchester toplam kaçık kütle

ρ_f	: İkili Lanchester kaçık kütlelerinin dönme eksenine uzaklığı
$R_{cw,f}$	: İkili Lanchester tek kaçık kütlelerinin merkezkaç kuvveti
$R_{cw,fv}$	: İkili Lanchester tek kaçık kütlelerinin merkezkaç kuvveti düşey bileşeni
$R_{cw,fh}$	: İkili Lanchester tek kaçık kütlelerinin merkezkaç kuvveti yatay bileşeni

TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN ATALET KUVVETLERİNİN ANALİZİ VE DENGELEME HESAPLAMALARI

ÖZET

Bu yüksek lisans tezi kapsamında Anadolu Motor'un üretmekte olduğu Antor 3LD 510 model dizel motorunun dengelenmesi teorik olarak ve analiz programı yardımıyla incelenmiştir.

İçten yanmalı motorlarda hareketli parçaların oluşturduğu atalet kuvvetlerinden kaynaklanan titreşimler önemli bir sorun oluşturmaktadır. Çünkü titreşimin artması gürültü kirliliğinin artmasına dolayısıyla konforun düşmesine sebep olmaktadır. Bu sebeple, bu sorunu mümkün olduğu kadar çözmek amacıyla, motorun dengelenmesi için farklı metotlar geliştirilmiştir.

Dengeleme yöntemlerinin analizlerine başlamadan önce Adams'ta oluşturulan modelin doğrulanması amacıyla standart motor için hem teorik olarak hem de Adams'ta analiz yapılmak suretiyle kuvvetler bulunmuştur. Elde edilen sonuçlardan, teorik hesaplamalar ile Adams arasındaki sapma oranına bakılmış ve bu oran kabul edilebilir ölçülerde olduğu için modelin doğruluğu tespit edilmiştir. Bu durum, bundan sonraki analizlerde koşturulacak olan dengeleme modellerinden elde edilecek olan sonuçların doğru olduğu kabulünün yapılmasını sağlamıştır.

Hesaplamalar ve analiz sonucunda bulunan silindir eksenine doğrultusundaki ve silindir eksenine dik şekildeki atalet kuvvetleri diyagramlara çizdirilmiştir. Bu diyagramlardan motorun düşey ve yatay yöndeki kuvvet dağılımları incelenerek teorik hesaplama sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

Antor 3 LD 510 model dizel motorda kullanılmakta olan mevcut karşı ağırlığın hangi kritere göre seçilmiş olduğu ve bu ağırlığın belli oranlarda değiştirilmesi sonucu ne gibi değişikliklerin olduğu hesaplanmıştır.

Motor dengelemesinde en uygun metodun Lanchester olduğu görülmüştür. Bu şekilde yapılan dengelemede kuvvet yatay ve düşey yönler arasında dağıtılmamış, toplam kuvvette bir azalma meydana gelmiştir. Bu durumun motorun dengelenmesine pozitif yönde katkı sağladığı ortaya çıkmıştır.

İkili Lanchester kullanarak dengeleme yapmanın kullanılan dizel motoru için önemli bir avantajının olmadığı belirlenmiştir. Dolayısıyla bu metot kullanılarak yapılacak olan dengelemenin, motor maliyetini artıracak ve motorun kompaktlığını olumsuz yönde etkileyecek olmasından dolayı uygulanabilirliğinin pek mümkün olmadığı kanaatine varılmıştır.

Teorik çalışmalar Microsoft Office programının modülü olan Microsoft/Excel'de hazırlanan program yardımıyla yürütülmüştür. Simülasyonlar ise "Adams" analiz programında yapılmıştır. Bu programın dinamik analizlerin yapıldığı Adams/View arayüzü kullanılmıştır. Adams'ta kullanılan modelin parça çizimleri ve parça montajları ise CAD programı olan SolidWorks'te yapılmıştır.

INERTIA FORCES ANALYSIS AND BALANCING CALCULATIONS OF A SINGLE CYLINDRICAL DIESEL ENGINE

SUMMARY

In this postgraduate thesis' scope, balancing of Antor 3LD 510 model diesel engine which has been produced by Anadolu Motor Company is analyzed as theoretical and by means of analyze program.

In internal combustion engines, vibrations aroused from inertia force caused by moving parts pose an important problem. Because, increasing of vibrations cause noise pollution and hence decreasing of comfort. In order to solve this problem as much as possible, different methods have been developed for engine balancing.

Subsequent to starting to analyze of balancing methods, in order to confirm the model obtained in Adams, the forces have been found not only theoretical but also analyzing in Adams program. In obtained results, the difference proportion of values between theoretical and Adams has been investigated. Since the difference proportion is in the acceptable values, the models have been confirmed as true. This confirmation has provided that the results to be obtained from balancing models runned in next analyses as true.

The inertia forces that have been calculated theoretical and Adams program both direction of cylinder axis and perpendicular to cylinder axis plotted in diagrams. From these diagrams, the distribution of horizontal and vertical forces of the engine has been investigated and compared with results obtained by theoretical calculation.

The criterion of choosing of counterweight used in Antor 3 LD 510 model diesel engine has been determined and the consequences of changing this counterweight to some a certain extent have been figured out.

In engine balancing, the most appropriate method is found to be the Lanchester. The balancing that is done in this way, force is not distributed between the horizontal and vertical directions; a total reduction in force was seen to occur. In this case, a positive contribution to balance the engine that has emerged.

Balancing using binary Lanchester does not have a significant advantage that has been determined for the diesel engine, which is being used. Therefore, the balancing will be made using this method has been concluded that the applicability is not likely, because of increasing the cost of the engine and adversely affecting the compactness of it.

Theoretical studies are carried out thanks to a program, which is a module of Microsoft Office, prepared in Microsoft/Excel. Simulations have been made in Adams program. Adams/View interface which is used for dynamic analyze has been utilized. The drawing of parts and parts assembly used in Adams program have been prepared in Solidworks which is a program of CAD.

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorların, yüksek devirlerde çalışmaları dengelenmemiş küçük kütlelerin dahi önemli atalet kuvvetleri oluşturmalarına neden olur. Krank-biyel mekanizmasına etki eden bu kuvvetler ve bunların momentleri krank açısına bağlı olarak sürekli değişim gösterir.

Kuvvet ve momentler dengelenmedikleri durumda motor gövdesinde titreşime ve motorun devrilmesine neden olurlar. Bundan dolayı ötelenen parçaların sebep olduğu atalet kuvvetlerinin ve dönen parçaların oluşturduğu merkezkaç kuvvetlerinin mümkün olduğu kadar dengelenmesi gerekir. Dengelemenin amacı kuvvetleri yok etmek değil, onlara ters yönde ve aynı şiddette kuvvetler oluşturarak etkilerini minimuma indirmektir. Başka bir ifadeyle düşey ve yatay yönde oluşan toplam kuvvet miktarlarını düşürmektir. Bu kuvvetler teorik hesaplama yöntemlerinin yanı sıra dinamik analiz yapan programlar vasıtasıyla da belirlenebilmektedir.

Dengeleme metotlarının bir analiz programı yardımıyla incelenmesinin hem zaman açısından hem de maliyet açısından önemli getirileri olacaktır. Bu sayede hangi metodun daha avantajlı olduğu, hangisinde ne kadarlık bir dengeleme ağırlığının kullanılacağı belirlenmiş olacak ve bu durumlar için kuvvet analizleri kolaylıkla yapılabilecektir. Analiz sonucu uygun bulunan metot ve dengeleme ağırlığı deneysel olarak da gerçekleştirilebilecektir.

Bu tez kapsamında Anadolu motorun üretmekte olduğu ANTOR 3 LD 510 model dizel motorunun denge durumu ve alternatif dengeleme metotları incelenmiştir. ANTOR 3 LD 510 model dizel motorun resmi Şekil 1.1’de görülebilmektedir.



Şekil 1.1 : ANTOR 3LD 510

Mevcut motorda oluşan kuvvetlerin dağılımı teorik hesaplama yöntemleriyle ve Adams dinamik analiz programı ile bulunarak Adams'ta oluşturulan modelin doğruluğu kontrol edilmiştir. Elde edilen sonuçlardan, teorik hesaplamalar ile Adams arasındaki sapma oranına bakılmış ve bu oranın kabul edilebilir ölçülerde olduğu görülmüştür. Bu durum, bundan sonraki analizlerde koşturulacak olan dengeleme modellerinden elde edilecek olan sonuçların doğru olduğu kabulünün yapılmasını sağlamıştır. Bu sayede alternatif dengeleme metotları Adams programı vasıtasıyla incelenmiş ve hangi metodun nasıl bir sonuç doğurduğu görülmüştür.

ANTOR 3 LD 510 model dizel motorun özellikleri Çizelge 1.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 1.1 : ANTOR 3 LD 510 dizel motorun özellikleri.

Silindir Sayısı	1
Silindir Hacmi (cm ³)	510
Silindir Çapı (mm)	85
Strok (mm)	90
Sıkıştırma Oranı	17,5
Motor Devri (d/dk)	3000
Motor Gücü (BG)	12
Max. Tork: kg-m @1800 d/dk	3,35
Yakıt Depo Kapasitesi (lt)	5,5
Özgül Yakıt Sarfıyatı (gr/BG. saat)	190
Yağ Tüketimi (gr/saat)	10
Karter Yağ Kapasitesi (lt)	1,75
Kuru (Boş) Ağırlık (kg)	60

2. ADAMS

MSC. ADAMS mekanik sistemlerin simülasyonunu yapan bir yazılımdır. MSC. ADAMS sistemlerin titreşim davranışını analiz eder, kuvvetleri ve ivmeleri hesaplar, kompleks sistemlerin hareketini belirler. MSC. ADAMS programını kullanarak tasarlanan mekanik sistem, pahalı prototipler yapmadan ve birçok test gerçekleştirmeden, simüle edilebilir, anlaşılabilir ve performansı ölçülebilir.

İmalatçılar, bu mekanik sistem simülasyonu programına endüstrilere özel ürünleri de ekleyerek, kendi endüstrilerine özel bilgilere ulaşabilirler, mühendislik süreçleri için uygun hale getirilmiş şablonlardan yararlanabilirler ve gerçeğe uygun sanal prototipler geliştirerek kritik tasarım kararları alabilirler.

Avantajları:

- Daha güvenli bir test ortamında çalışarak, test süreci daha iyi kontrol edilebilir, ekipman yetersizliklerinden dolayı ortaya çıkacak veri kaybı önenebilir.
- Ürün geliştirme sürecinin her aşamasında ulaşılacak yeni bilgiler ile risk azaltılabilir.
- Fiziksel prototip testlerine kıyasla, dizayn değişiklikleri daha hızlı ve düşük maliyetle analiz edilebilir.
- Birçok tasarım incelenip sistem davranışı optimize edilerek kalite arttırılabilir.
- Fiziksel ekipmanlar değiştirilmeden, test düzeneğini modifiye etmeden, kolayca değişik analizler yapılabilir.

Uygulama Alanları:

- Uçak imalatçılarına, uçuş güvenliğini arttırmak için, uçuş kontrol tasarımlarını anlamaları ve uyum konularında yardımcı olur.

- Taşıt dinamiği simülasyonları, gürültü ve dayanıklılık testleri sayesinde otomotiv imalatçıların araç geliştirme sürelerini kısaltmalarına destek olur.
- Makine üreticilerine mevcut tasarımlarının geliştirilmesi için yardımcı olur [8].

Bu çalışmada dinamik analiz simülasyonları ADAMS programının ADAMS/View modülünde yapılmıştır. Model burada koşturulduktan sonra veriler ADAMS/Postprocessor’da grafiğe dökülmüş ve analiz sonuçları okunmuştur.

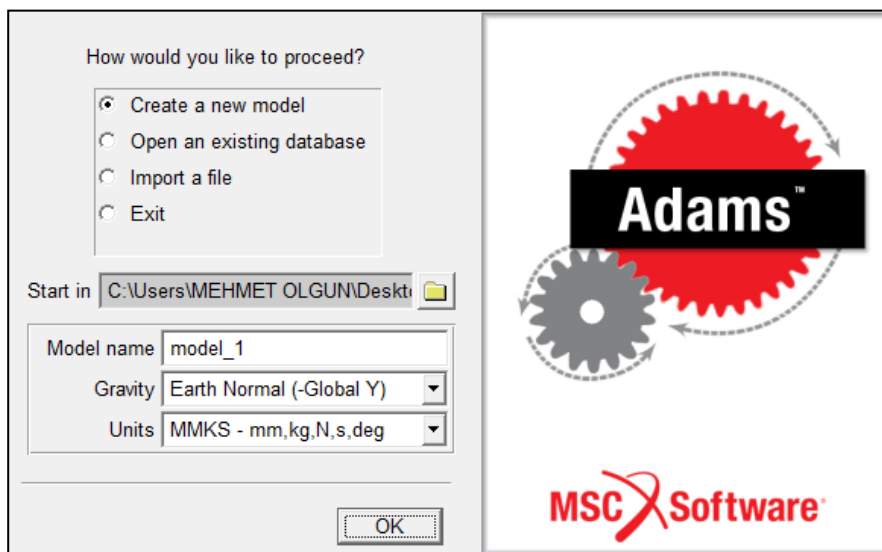
2.1 ADAMS/View

ADAMS programında basit modellemelerin yapılmasında, mekanik sistemlerin kinematik ve dinamik analizlerinin gerçekleştirilmesinde kullanılan arayüz, Adams/View arayüzüdür.

Program açıldığında gelen karşılama ekranı Şekil 2.1’de görüldüğü gibi;

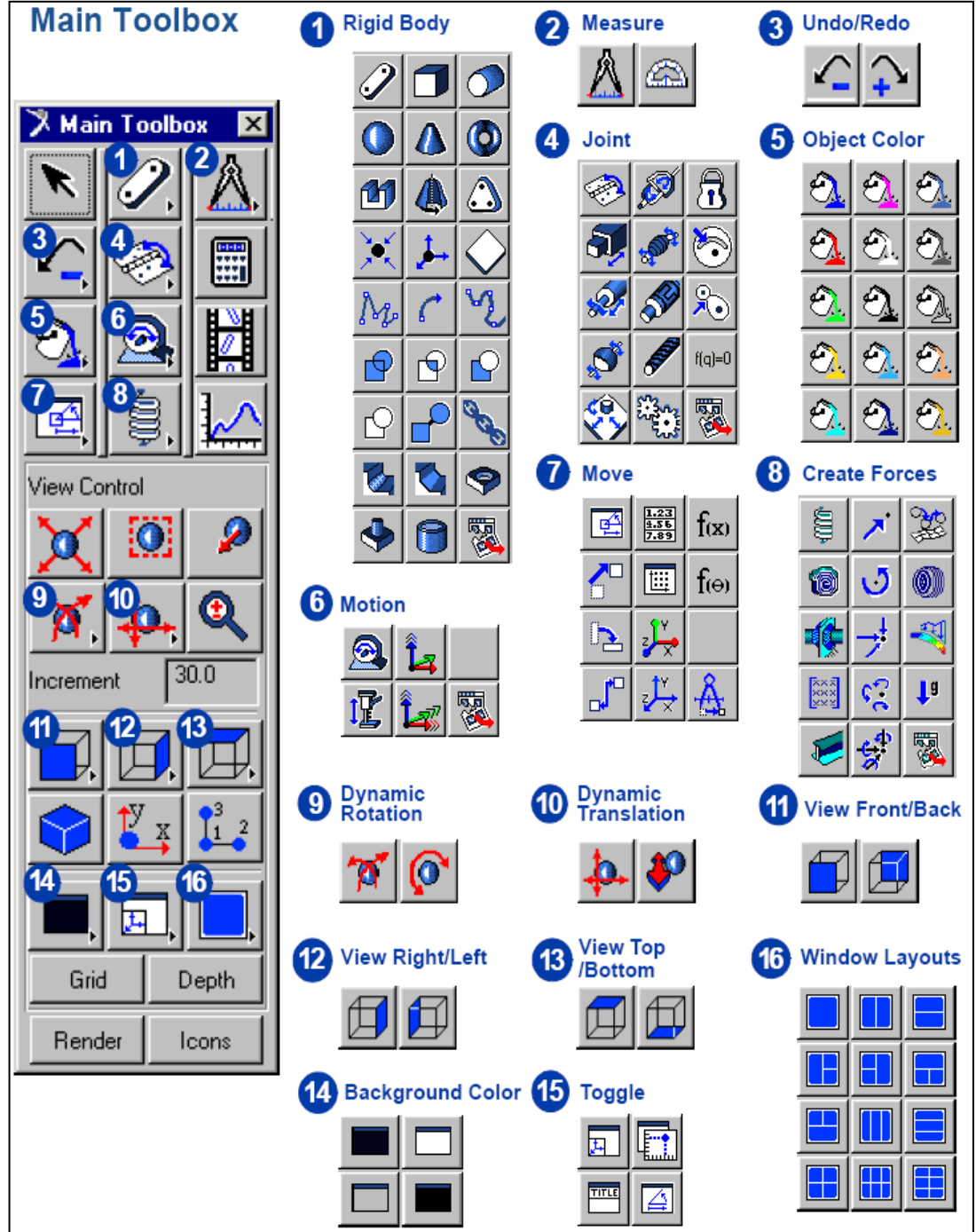
- Yeni bir modelin oluşturulmasına
- Mevcut bir model üzerinde çalışmaya devam edilmesine
- Daha kapsamlı modelleme programlarında çizilen mekanik sistemlerin

ADAMS’a aktarılmasına izin vermekte ve model ismi, yerçekimi ivmesi, birim sistemi gibi değişkenlerin ayarlanmasına müsaade etmektedir.



Şekil 2.1 : Adams/View karşılama arayüzü.

Karşılama arayüzünden sonra gelen ekrandaki Main toolbox (veya View→Toolbox and Toolbars altında); modelleme ve analiz için kullanılacak komutları içermektedir. Bu komutlar genel olarak Şekil 2.2’de, temel özellikleri verilerek sıralanmıştır.



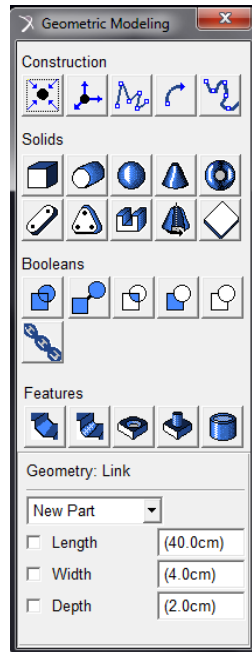
Şekil 2.2 : Adams/View ana araç kutusu (main toolbox) ve alt modülleri.

Araç kutusu üzerinde bulunan simgelerin sağ alt köşesindeki işaret, ilgili simge altında benzer özellikte ve birden fazla sayıda komut ailesinin olduğunu tanımlamaktadır. Bu simgeye Şekil 2.3'teki gibi sağ tıklanarak genişletilebilir ve alt simgelere ulaşılabilir.



Şekil 2.3 : Adams/View ayrıntılı araç kutusu.

Model mekanizmalarının çizimi için katı uzuv (Rigid Body) (Şekil 2.4) sembol ailesinden yararlanılabilir.



Şekil 2.4 : Adams/View model çizim arayüzü.

Mekanizma uzuvlarının çizimi gerçekleştirildikten sonra, uzuvların birbirlerine göre bağıl hareket etmesini sağlayan mafsalların tanımı yapılmalıdır. Bunun için mafsal sembol ailesinden yararlanılabilir (Şekil 2.5).



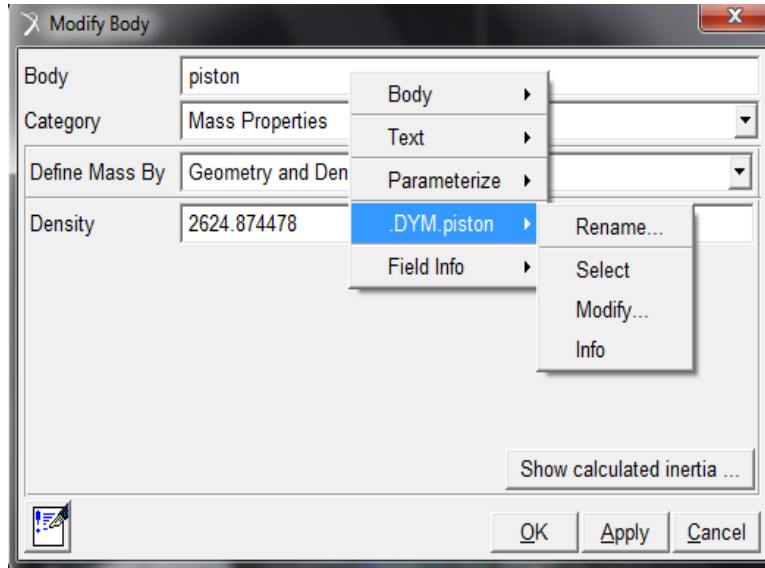
Şekil 2.5 : Adams/View mafsal (joint) arayüzü.

Mekanizmanın modellenmesi ve mafsalların tanımlanmasını takiben, giriş uzvuna tahrik hareketinin tanımlanması gerekmektedir. Bunun için, tanımlanacak hareket özelliğine uygun olarak, sembol ailesinden (Şekil 2.6) yararlanılabilir.



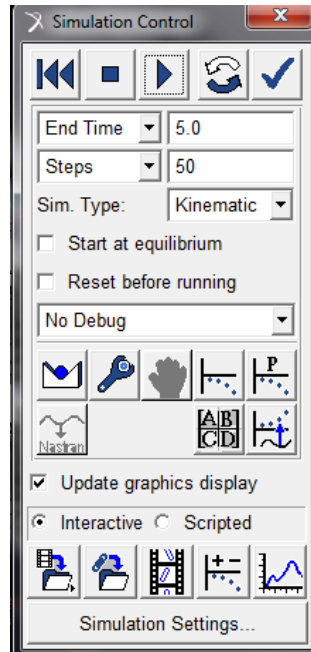
Şekil 2.6 : Adams/View hareket arayüzü.

ADAMS programında malzeme özellikleri varsayılan olarak çeliktir. Mekanizma uzuvlarını malzeme özellikleri, uzva sağ tıklanıp "Modify" seçilerek değiştirilebilir (Şekil 2.7).



Şekil 2.7 : Adams/View modify (yenileme) arayüzü.

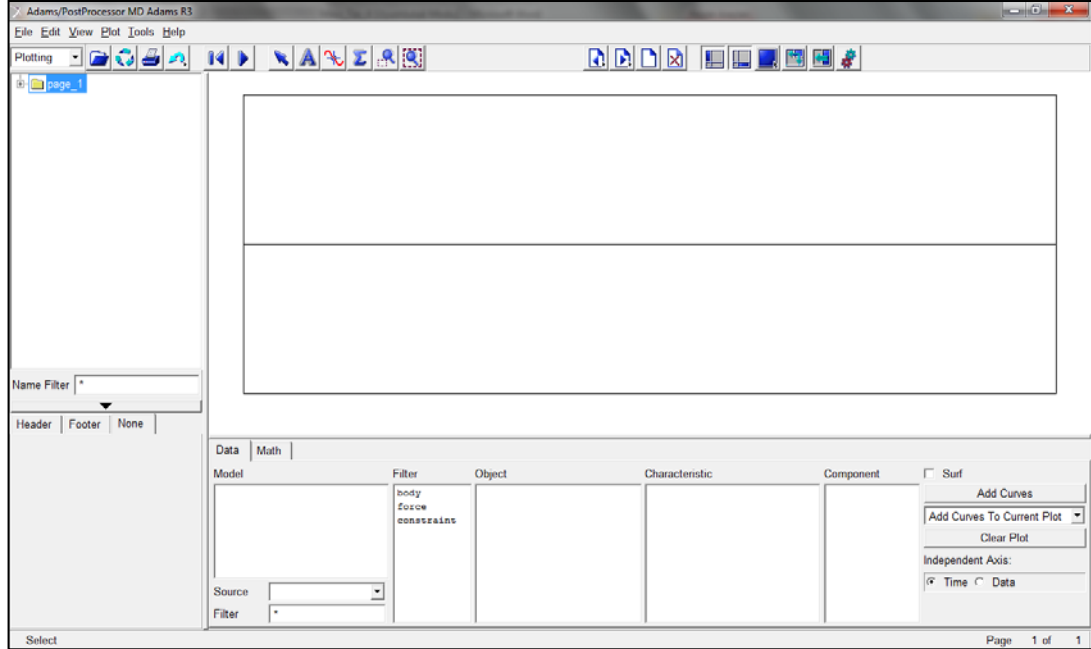
Bu aşamadan sonra, model mekanizmanın simülasyonuna geçilmelidir. Bu amaçla "Interactive Simulation Control" arayüzünden yararlanılabilir. Bu arayüz; “Simulate→Interactive Controls” altındadır (Şekil 2.8).



Şekil 2.8 : Adams/View simülasyon arayüzü.

Bu arayüzde; simülasyonun toplam süresi ve bu sürenin kaç adımda gerçekleştirileceği belirlenmeli ve "Start Simulation" sembolü ile simülasyon gerçekleştirilmelidir.

Simülasyon sonuçları grafiksel olarak “ADAMS/Postprocessor” arayüzünde gösterilir (Şekil 2.9). Bu amaçla main toolbox'da "Plotting" sembolü veya F8'den yararlanılabilir. Model mekanizmaların kinematik çıktıları, mekanizmanın uzuvları üzerinden ölçülebilir. Dinamik çıktıları ise mafsallardan ölçülebilir.



Şekil 2.9 : Adams/View Postprocessor arayüzü.

Yukarıda verilen şekilde ağ alt kısımda bulunan "Time", ekranda grafiksel oluşturulacak değerin zamana bağlı çizileceğini, "Data" ise; ilgili değerin tanımlanan herhangi bir değişkenin fonksiyonu olarak çizileceğini göstermektedir. Mekanik sistemlerin analizinde genellikle mekanizmanın bir periyodu dikkate alındığı için, grafiklerin giriş uzvunun açısal konumuna göre tanımlanması gerekmektedir. Ayrıca; kinematik analizde bu arayüz vasıtasıyla elde edilen konum, hız ve ivme bileşenleri ve bileşkeleri, arayüzdeki global orijine göre tanımlıdır. Bu değişkenlerin, mekanizmanın herhangi bir noktasına göre elde edilmesi istenirse, ADAMS/View arayüzündeki ölçüm (measure) sembolünden yararlanılabilir.

Postprocessor kısmında ilgili grafiklerin bilgisayara kaydı, “File Print” arayüzündeki gerekli seçimlerin yapılması sonucu gerçekleştirilir. Ayrıca bu grafiklerin sayısal değer olarak kaydı ise; “File Export Numeric Data” arayüzü ile yapılır [9].

3. KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ KİNEMATİĞİ

Antor 3 LD 510 dizel motorunun tam yük ve hız rejiminde ($n=3000$ d/d), krank mili açısı (α)'na bağlı olarak piston ve biyel kinematığı teorik olarak hesaplanmıştır.

3.1 Piston Kinematığı

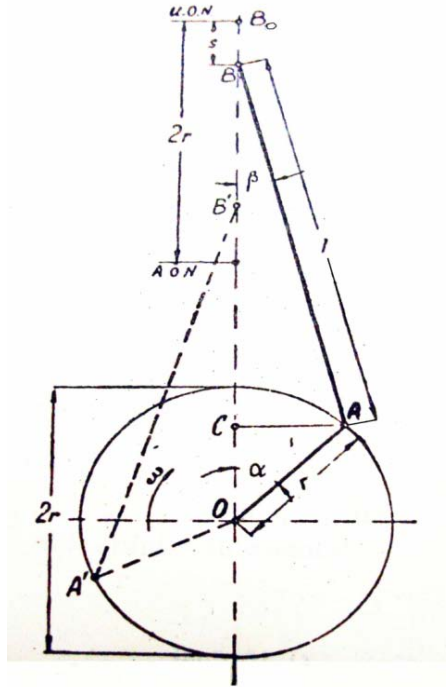
3.1.1 Piston yolu

Motorun çalışması sırasında piston, üst ölü nokta (Ü.Ö.N) ve alt ölü nokta (A.Ö.N) arasında, gidip gelme hareketi yapar. Pistonun yer değişiminin büyüklüğü ve krank milinin dönme açısı arasında bir bağıntı vardır [1].

Şekil 3.1'den:

$$s = \overline{B_0O} - \overline{BO} = \overline{B_0O} - (\overline{BC} + \overline{CO}) = l + r - (l \cos \beta + r \cos \alpha) \quad (3.1)$$

yazılır.



Şekil 3.1 : Krank-biyel mekanizması [1].

Biyelin β eğim açısı yok edilirse:

$$l \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \alpha \quad (3.2)$$

$$\sin \beta = r \frac{r}{l} \cdot \sin \alpha = \lambda \cdot \sin \alpha \quad (3.3)$$

yazılır. Ve buradan da

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (3.4)$$

veya

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \quad (3.5)$$

bulunur. ($\cos \beta$) için bulunan bu değer (2.1) formülüne koyulursa

$$s = r(1 - \cos \alpha) + l \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \quad (3.6)$$

elde edilir. Bu formül matematik bakımdan doğru ifadeyi gösterir, fakat ilerideki hesaplar için bu uygun değildir ve yaklaşık formüller kullanılır [1].

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} \quad (3.7)$$

ifadesi Newton binomuna göre sonsuz seriye açılırsa:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha - \frac{1}{2.4} \lambda^4 \sin^4 \alpha - \dots \quad (3.8)$$

Pistonlu makineler için genelde krank/biyel oranı (λ) 1/3 ile 1/5 arasında bulunmaktadır. Netice olarak, λ nın kuvvetleri gayet çabuk azalmaktadır. Onun için ikinci dereceden büyük kuvvetteki terimleri ihmal edilip:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha \quad (3.9)$$

kabul edilir. Bu yaklaşık değer (2.6) formülüne koyulursa:

$$s = r(1 - \cos \alpha) + l \left(1 - 1 + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha \right) \quad (3.10)$$

$$s = r(1 - \cos \alpha) \pm \frac{r^2}{2l} \sin^2 \alpha \quad (3.11)$$

$$s = r(1 - \cos \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha) \quad (3.12)$$

elde edilir. Sonsuz uzunlukta bir biyel ($l = \infty$) için:

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{r}{\infty} = 0 \quad (3.13)$$

$$s = r(1 - \cos \alpha) \quad (3.14)$$

şeklini alır.

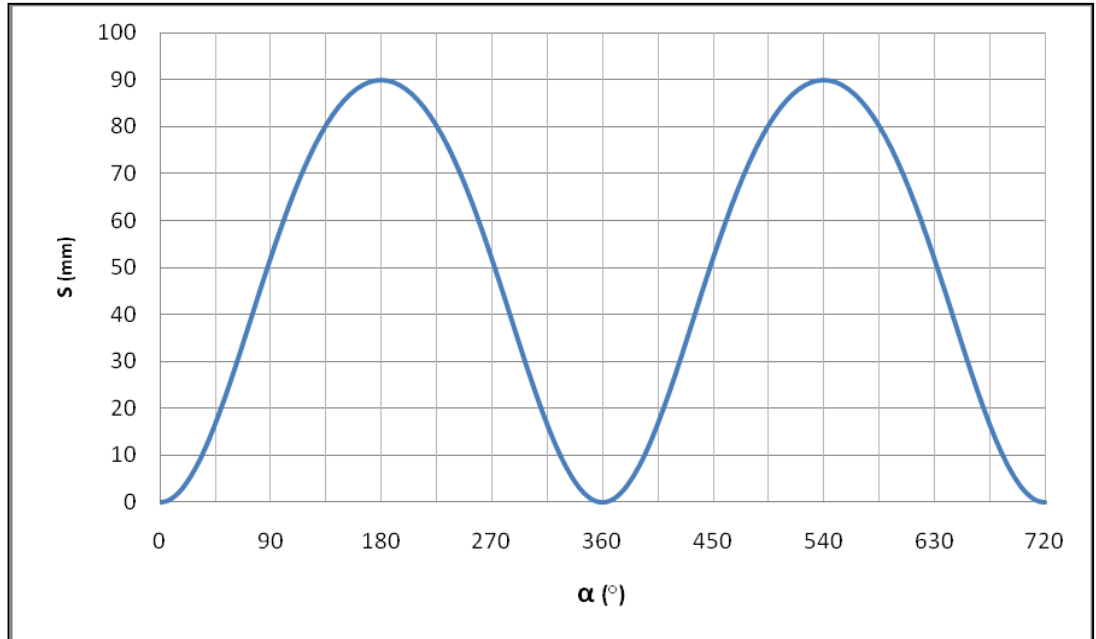
➤ ANTOR 3 LD 510 dizel motorunda:

Krank mili açısı (α) 0° - 720° arasında 5° arttırılarak hesaplamalar yapılmıştır.

$$r = 45 \text{ mm}, l = 145 \text{ mm}, \lambda = \frac{r}{l} = \frac{45}{145} = 0,31$$

$$s = 45 \times (1 - \cos \alpha + \frac{0,31}{2} \sin^2 \alpha) \text{ (mm)}$$

Bu verilere göre piston yolu grafiği Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 : Piston yolu.

3.1.2 Piston hızı

Piston-biyel-krank mekanizmasının kinematik hesapları ile ilgili bir diğer önemli büyüklükte piston hızıdır. Piston için, ortalama ve anlık olmak üzere iki tür hız söz konusudur. Ortalama piston hızı, motorlar arasında karşılaştırma değeri olarak çok sık kullanılan bir büyüklüktür ve hesaplanması da son derece basittir. Pistonun gerçek hızı olarak adlandırılan anlık hızın hesaplanmasında ise piston yolu eşitliğinden yararlanılır.

Piston hızını krank açısının fonksiyonu olarak belirlemek üzere zincir kuralı ile diferansiyel alınır [1].

$$c = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d \left[r \left(1 - \cos \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right) \right]}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.15)$$
$$= r \left(\sin \alpha \pm \frac{\lambda}{2} 2 \sin \alpha \cos \alpha \right) \frac{d\alpha}{dt}$$

veya

$$c = r \left(\sin \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.16)$$

elde edilir. $\frac{d\alpha}{dt}$ türevi krank milinin verilen t anındaki açısal hızını göstermektedir.

Bu açısal hız sabit kabul edilirse:

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \text{ (1/sn)} \quad (3.17)$$

$$c = \omega r \left(\sin \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (3.18)$$

ωr nin krank milinin lineer hızını gösterdiği kabul edilirse, aynı formül;

$$c = v \left(\sin \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (3.19)$$

şeklinde yazılabilir. Piston hızı iki sinüzoidin toplamı şeklinde gösterilebilir:

Birinci mertebeden sinüzoid : $r\omega \sin \alpha$

İkinci mertebeden sinüzoid : $r\omega\frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha$

İlk sinüzoid sonsuz uzunluktaki biyel için piston hızını göstermektedir. Bu halde hızın maksimum değerleri $\alpha = 90^\circ$ ve $\alpha = 270^\circ$ de olur.

➤ ANTOR 3 LD 510 dizel motorunda:

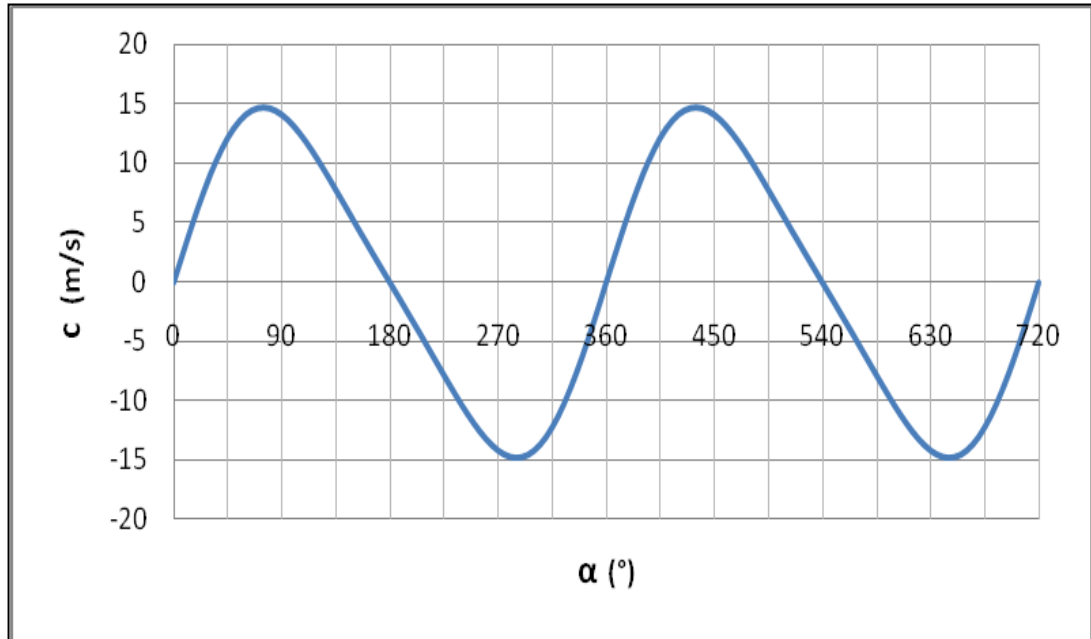
Motor maksimum 3000 d/d. da çalışmaktadır. Motorun açısal hızı sabit kabul edilirse:

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} = 314,16 \text{ (1/sn)}$$

olarak açısal hızı $\omega = 314,16 \text{ (1/sn)}$

$$c = 314,16 \times 45(\sin \alpha + \frac{0,31}{2}\sin 2\alpha) \text{ (m/s) elde edilir.}$$

Bu verilere göre piston hızı grafiği Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : Piston hızı.

3.1.3 Piston ivmesi

Pistonun ivmesini bulmak için piston hızının zamana göre türevi alınır [1].

$$b = \frac{dc}{dt} = \frac{dc}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d \left[\omega r \left(\sin \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \right]}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.20)$$
$$= \omega r (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha) \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} \text{ sabit kabul edilirse;}$$

$$b = r\omega^2 (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha) \quad (3.21)$$

veya $v = \omega r$ eşitliğinden:

$$b = \frac{v^2}{r} (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha) \quad (3.22)$$

bulunur. İvmenin maksimum değeri için, bu ifadenin türevi alınırsa:

$$\frac{db}{d\alpha} = -r\omega^2 \sin \alpha (1 \pm 4\lambda \cos \alpha) \quad (3.23)$$

$$r\omega^2 \neq 0 \text{ olduğundan}$$

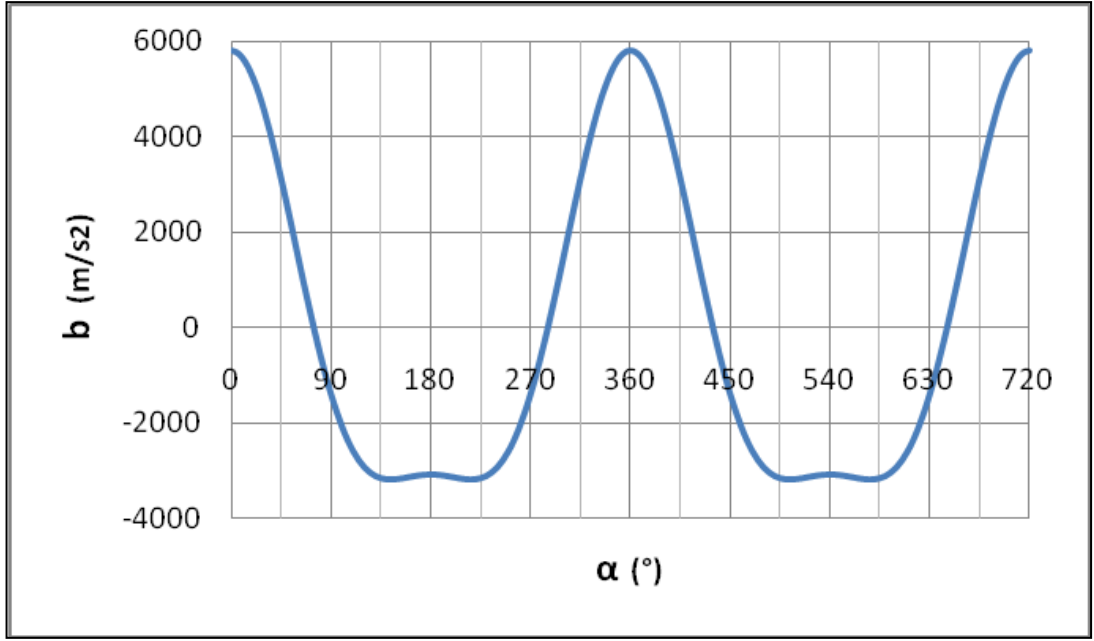
$$\sin \alpha (1 \pm 4\lambda \cos \alpha) = 0 \quad (3.24)$$

$\sin \alpha = 0$ kabul edersek, maksimum değerler $\alpha = 0^\circ$ ve $\alpha = 180^\circ$ için olur.

➤ ANTOR 3 LD 510 dizel motorunda:

$$b = 314,16^2 (\cos \alpha \pm 0,31 \cos 2\alpha)$$

Denklemden Şekil 3.4'teki piston ivmesi grafiği elde edilir.



Şekil 3.4 : Piston ivmesi.

3.2 Biyel Kinematiği

Biyelin hareketi piston ile krankın hareketleri arasında yer almaktadır. Biyelin pistona bağlı olan küçük baş tarafı pistonun hareketine benzer doğrusal bir hareket yaparken; kranka bağlı olan büyük baş tarafı krankın hareketine benzer rotasyon hareketi yapmaktadır.

3.2.1 Biyel açısal hızı

Piston pernosu etrafındaki dönme hareketinin açısal hızı ω_b için:

$$\omega_b = \frac{d\beta}{dt} \quad (3.25)$$

olur. Diğer taraftan:

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha \quad (3.26)$$

bağıntısının türevi alınırsa:

$$\frac{d(\sin \beta)}{dt} = \frac{d(\lambda \sin \alpha)}{dt} \quad (3.27)$$

$$\frac{d(\sin \beta)}{d\beta} \frac{d\beta}{dt} = \frac{d(\lambda \sin \alpha)}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.28)$$

$$\cos \beta \cdot \omega_b = \lambda \cdot \cos \alpha \cdot \omega \quad (3.29)$$

veya

$$\omega_b = \omega \cdot \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \quad (3.30)$$

elde edilir.

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad (3.31)$$

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha \quad (3.32)$$

eşitliklerinden:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - (\lambda^2 \sin^2 \alpha)} \quad (3.33)$$

elde edilir. Dolayısıyla ω_b :

$$\omega_b = \omega \cdot \lambda \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \quad (3.34)$$

olur. Bu formülden görüleceği gibi:

$$\alpha = 0^\circ \text{ ve } \alpha = 360^\circ \quad \omega_b = \omega_{b_{\max}} = \lambda \cdot \omega$$

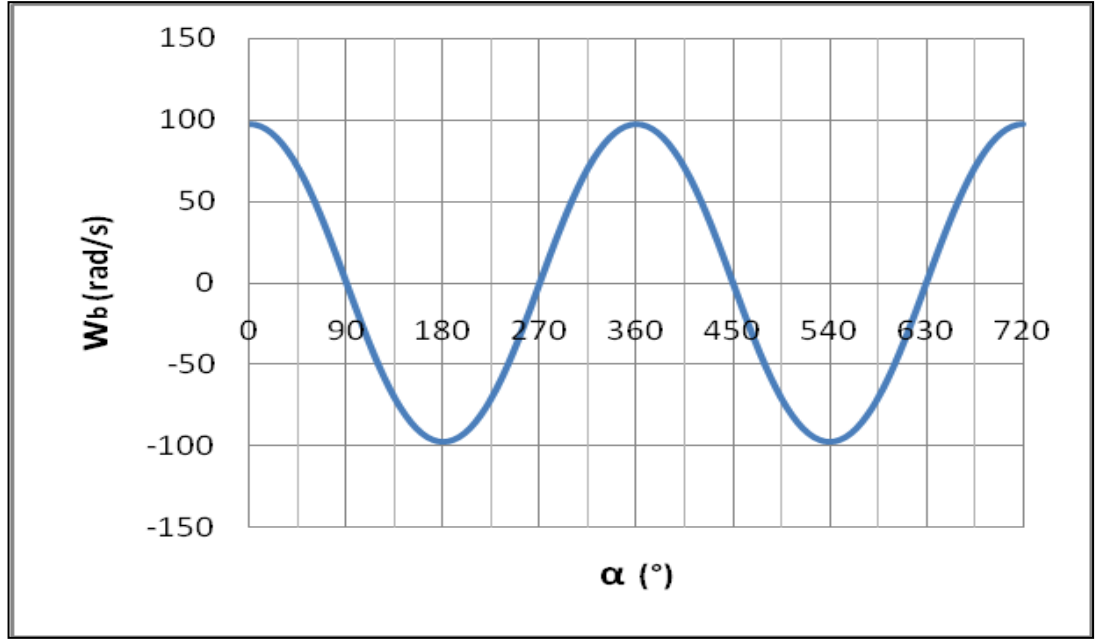
$$\alpha = 180^\circ \text{ de } \omega_b = \omega_{b_{\min}} = \lambda \cdot \omega$$

$$|\omega_{b_{\max}}| = |\omega_{b_{\min}}| \quad \alpha = 90^\circ \text{ ve } \alpha = 270^\circ \quad \omega_b = 0 \text{ olmaktadır.}$$

➤ ANTOR 3 LD 510 dizel motorunda:

$$\omega_b = 314,16^2 \cdot 0,31 \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - 0,31^2 \sin^2 \alpha}} \text{ (rad/s) denkleminde biyelin açısal hızı krank}$$

mili açısına bağlı olarak (Şekil 3.5) elde edilir.



Şekil 3.5 : Biyel açısal hızı.

3.2.2 Biyel açısal ivmesi

Biyelin açısal ivmesini ε_b elde etmek için; açısal hızının türevi almak yeterlidir.

$$\varepsilon_b = \frac{d\omega_b}{dt} = \frac{d\omega_b}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon_b = \frac{d\left(\omega\lambda \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \alpha}}\right)}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.36)$$

$$= \omega\lambda \frac{d\left(\frac{\cos \alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \alpha}}\right)}{d\alpha} \omega$$

Basitleştirmelerden sonra:

$$\varepsilon_b = \lambda\omega^2 \sin \alpha \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} \quad (3.37)$$

elde edilir. $\alpha = 0^\circ$ ve $\alpha = 180^\circ$ lerde $\sin \alpha = 0$ $\varepsilon_b = 0$

Açısal ivme, en büyük değerini $\alpha = 90^\circ$ ve $\alpha = 270^\circ$ olduğu zaman alır.

$$\alpha = 90^\circ \text{ için } \sin \alpha = 1 \quad \varepsilon_b = \varepsilon_{b_{\min}} = -\frac{\lambda\omega^2}{\sqrt{1-\lambda^2}}$$

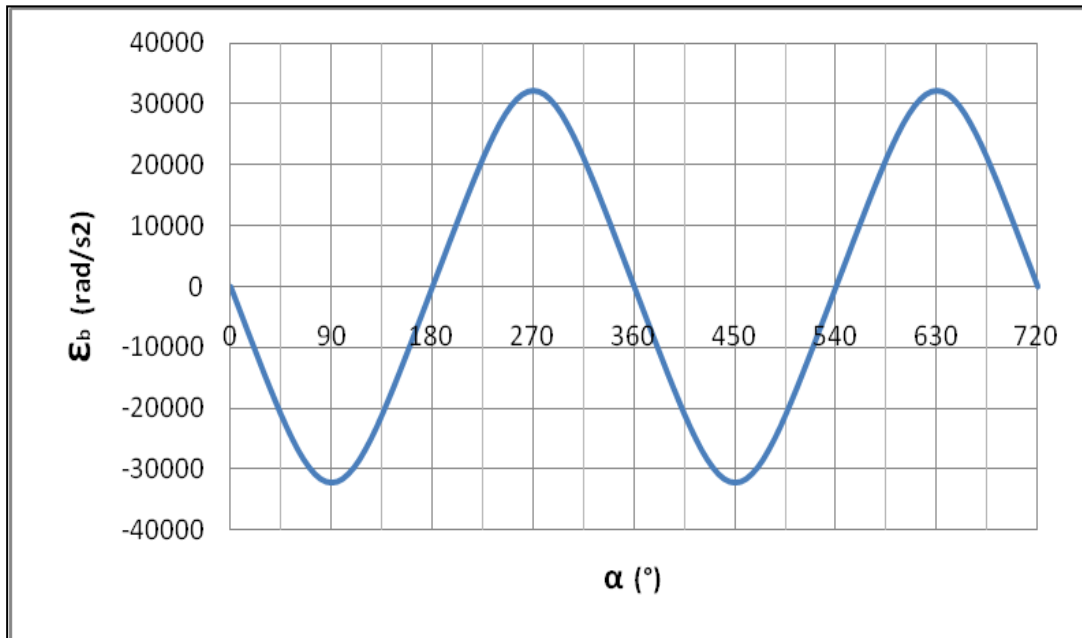
$$\alpha = 270^\circ \text{ için } \sin \alpha = -1 \quad \varepsilon_b = \varepsilon_{b_{\max}} = + \frac{\lambda \omega^2}{\sqrt{1-\lambda^2}}$$

$$|\varepsilon_{b_{\max}}| = |\varepsilon_{b_{\min}}|$$

➤ ANTOR 3 LD 510 dizel motorunda:

$$\varepsilon_b = 0,31 \times 314,16^2 \sin \alpha \frac{0,31^2 - 1}{(1 - 0,31^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}}$$

Denklemleri yardımıyla biyelin açısal ivmesinin krank mili açısına bağlı değişimi elde edilir (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 : Biyel açısal ivmesi.

4. ATALET KUVVETLERİ

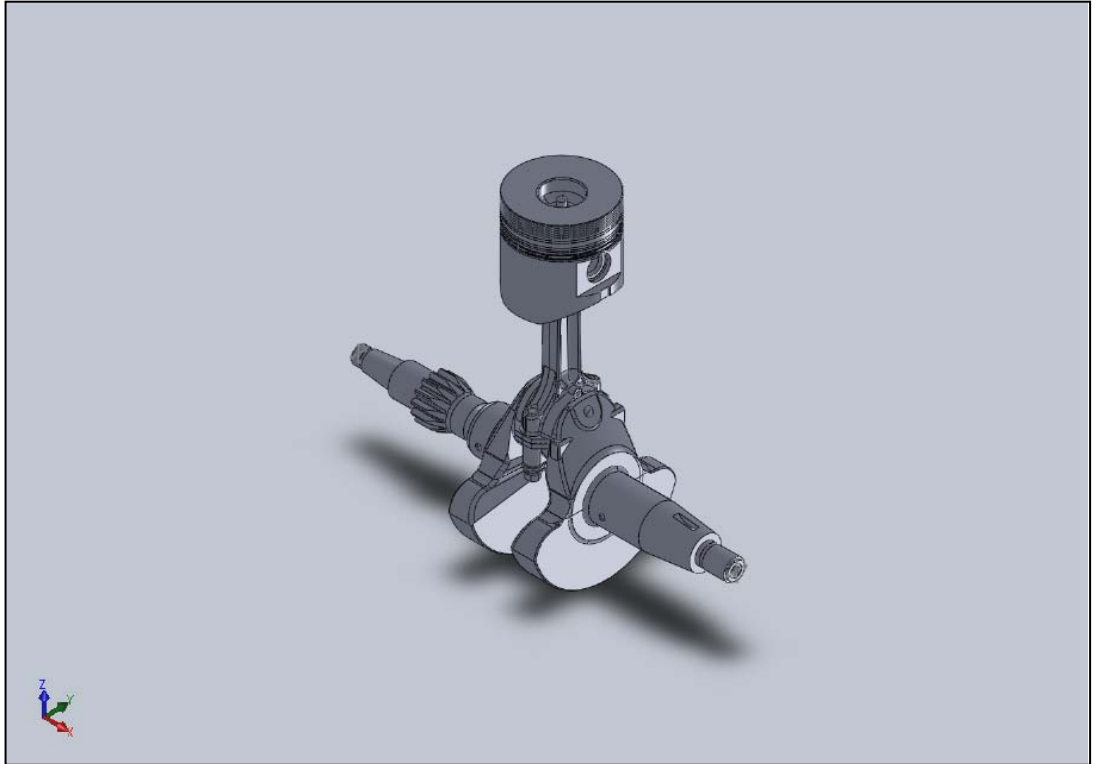
4.1 K t lelerin İndirgenmesi

Krank-biyel mekanizmasının hareketi incelendiği zaman, sistemde oluşan kuvvetlerin değerlerinin kolayca hesaplanabilmesi i in kuvvetler daha basit bir sisteme indirgenmelidir. Bu ama la k t leler belirli noktalara indirgenir.

K t le indirgemesi    k t le grubu olacak şekilde yapılmıştır. Bu k t le grupları şunlardır:

- 1- Piston grubu k t lesi
- 2- Krankın dengelenmemiş kısımlarının k t lesi
- 3- Biyel grubu k t lesi

Antor 3LD 510 motorun katı modeli şekil 4.1’de g sterilmiřtir.



şekil 4.1 : Antor 3LD 510 motorun katı modeli.

Bu motor için Anadolu Motor'dan alınan parça kütleleri Çizelge 4.1 'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : ANTOR 3 LD 510 dizel motorun parça kütleleri.

Parça	Kütle (gr)
Krank mili	3437,88
Biyel kolu	492,6
Kol yatakları	50
Kep	201,4
Cıvatalar	40
Burc	30
Piston	535
Perno	140
Segmanlar	35
Karşı ağırlık (dişli tarafı)	1406,56
Karşı ağırlık (volan tarafı)	1475,80

Bu kütleler yukarıda bahsedildiği şekilde gruplara ayrılmıştır.

4.1.1 Piston grubu kütlesi

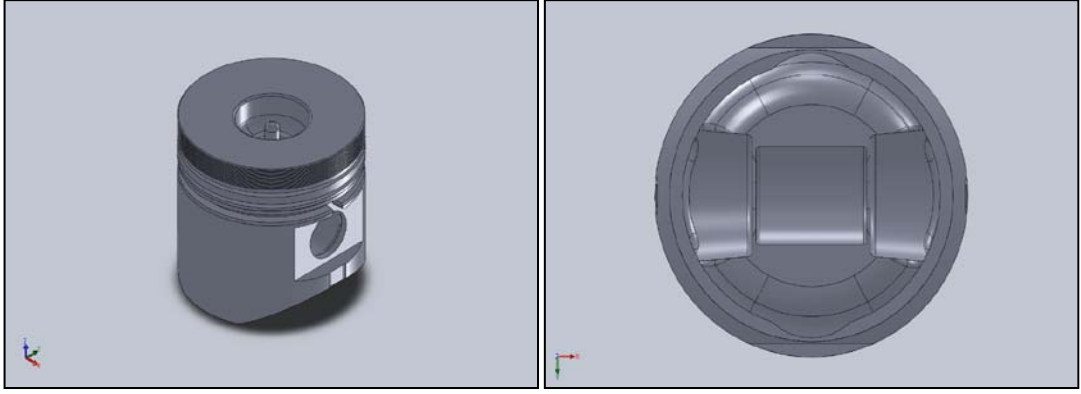
Piston grubu; piston, perno ve segmanlardan oluşmaktadır. Şekil 4.2'de katı model üzerinden piston grubu gösterilmiştir. Piston grubu sadece öteleme, diğer bir ifadeyle doğrusal hareket yapmaktadır. Piston grubunun kütlesi piston pernosunun merkezinde toplanmış kabul edilir [2].

$$m_p = m_{piston} + m_{perno} + \Sigma m_{segman} \quad (4.1)$$

$$m_{piston} = 535 \text{ g}, m_{perno} = 140 \text{ g}, \Sigma m_{segman} = 37,9 \text{ g}$$

Piston grubu kütlesi:

$$m_p = 712,9 \text{ g 'dır.}$$



Şekil 4.2 : Antor 3LD 510 motorun piston grubu.

4.1.2 Krank milinin dengelenmemiş kısımlarının kütlesi

Krank kolunun dengelenmemiş kısmının kütlesi m_w , krankın biyel muylusu etrafında toplanacak şekilde indirgenir. Krank milinin krank eksenine etrafında dönen dengesiz kütlelerinin toplamı m_c , krank kollarının biyel muylusu eksenine indirgenmiş kütleleri $2m_w \rho_c / r$ ile biyel muylusunun kütlesinin m_{cp} toplamına eşit olur [3].

Şekil 4.3'te katı model üzerinden krank mili gösterilmiştir.



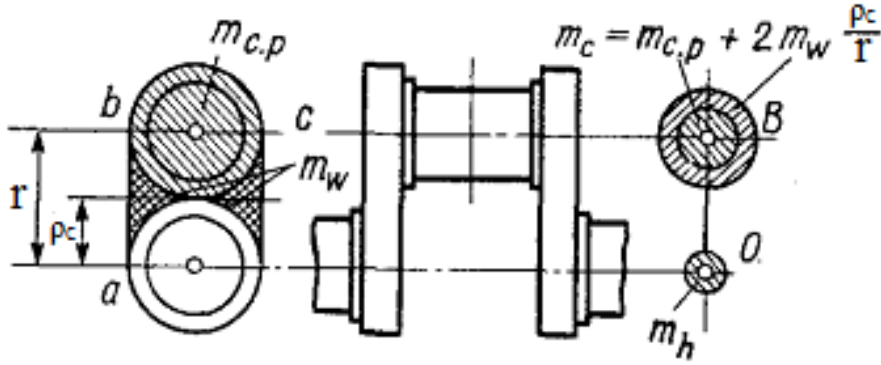
Şekil 4.3 : Antor 3LD 510 motorun krank mili.

Şekil 4.4'te de görüleceği gibi şu şekilde bir indirgenme yapılır.

$$m_w \cdot \rho_c \cdot \omega^2 = m_{w_i} \cdot r \cdot \omega^2 \quad (4.2)$$

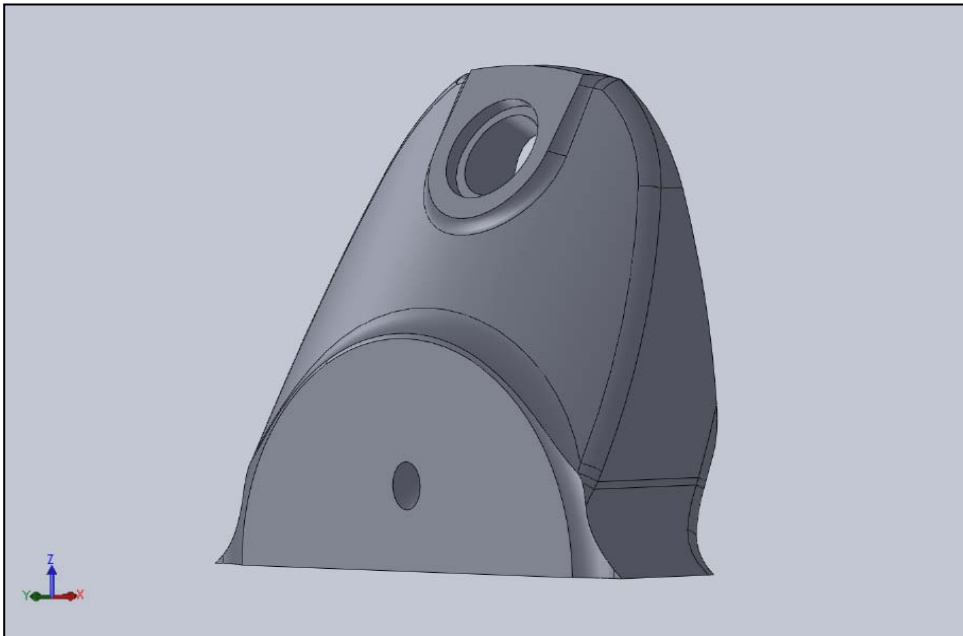
$$m_{w_i} = m_w \frac{\rho_c}{r} \times 2 \quad (4.3)$$

$$m_c = m_{cp} + 2m_w \frac{\rho_c}{r} \quad (4.4)$$



Şekil 4.4 : Krank kütle indirgenmesi [3].

Solidworks'te çizilen modelin üzerinden krank kolunun dengelenmemiş kütleleri m_{w_1} , m_{w_2} ve bunlara ait olan ağırlık merkezlerinin dönme eksenine olan uzaklıkları ρ_{cw_1} , ρ_{cw_2} (Şekil 4.5) ile biyel muylusunun kütlesi m_{cp} (Şekil 4.6) okunmuştur.



Şekil 4.5 : Antor 3LD 510 motorun krank kolu katı modeli.

Krank kolu (dişli tarafı) için kütlesel özellikler:

Kütle = 586,186 g

Hacim = 74489,356 mm³

Yüzey alanı = 13383,156 mm²

Ağırlık merkezi: (mm)

X = -29,514

Y = -0,012

Z = 24,885

Krank kolu (volan tarafı) için kütlesel özellikler:

Kütle = 611,083 g

Hacim = 77652,167 mm³

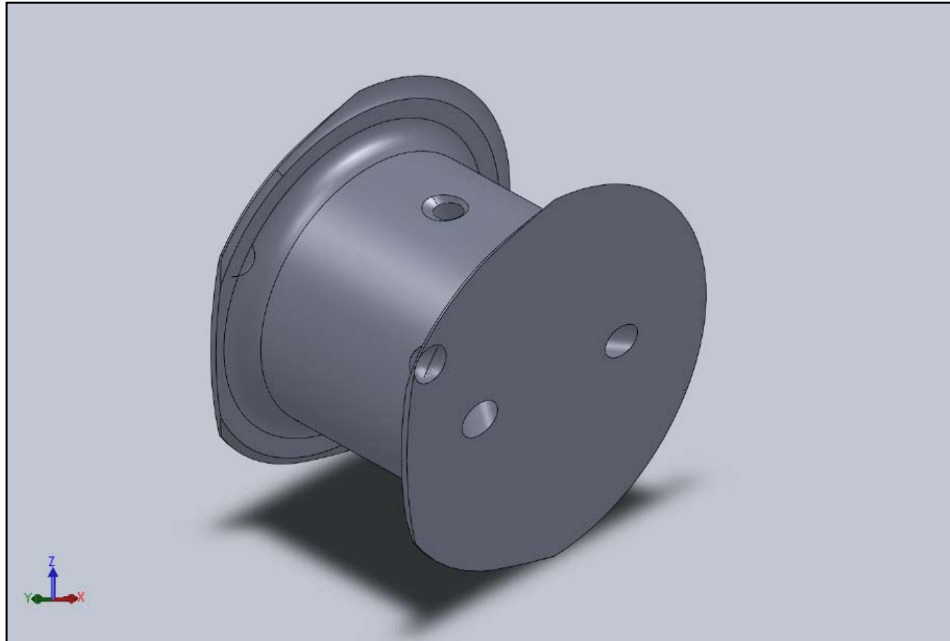
Yüzey alanı = 13647,722 mm²

Ağırlık merkezi: (mm)

X = 29,272

Y = -0,010

Z = 25,836



Şekil 4.6 : Antor 3LD 510 motorun krank muylusu.

Krank mıyılı için kütle özellikler:

Kütle = 380,116 g

Hacim = 48311,80 mm³

Yüzey alanı = 14675,53 mm²

Ağırlık merkezi: (mm)

X = 0.32

Y = -0.03

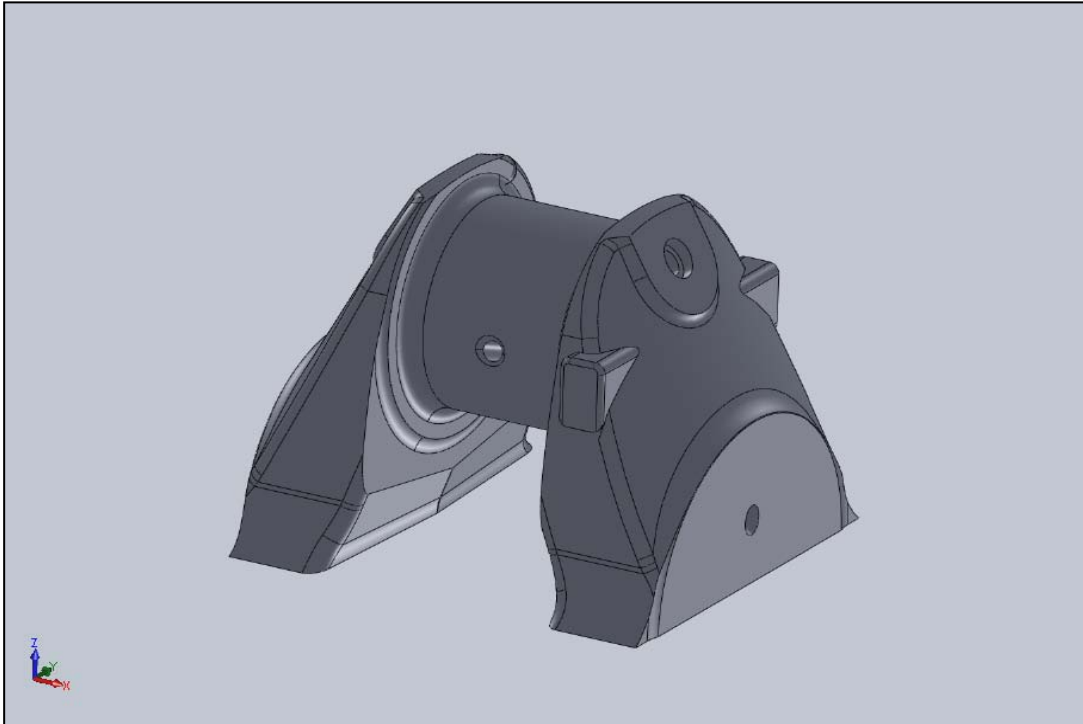
Z = 44.93

$m_{w_1} = 586,186 \text{ g}$ $m_{w_2} = 611,083 \text{ g}$, $\rho_{c_1} = 24,885 \text{ mm}$ $\rho_{c_2} = 25,836 \text{ mm}$

$m_{w_i} = 675 \text{ g}$, $m_{cp} = 380,116 \text{ g}$

Verilerine göre kütle indirgemesi yapılır. Yapılan bu indirgemeler sonucunda krank milinin eksenine etrafında dönen dengesiz kütlelerin toplamı (m_c):

$m_c = 1055,116 \text{ g}$ değerinde bulunur. Şekil 4.7’de krank kolları ve mıyılı birlikte gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Antor 3LD 510 motorun krank kolları ve mıyılı.

4.1.3 Biyel grubu kütlesi

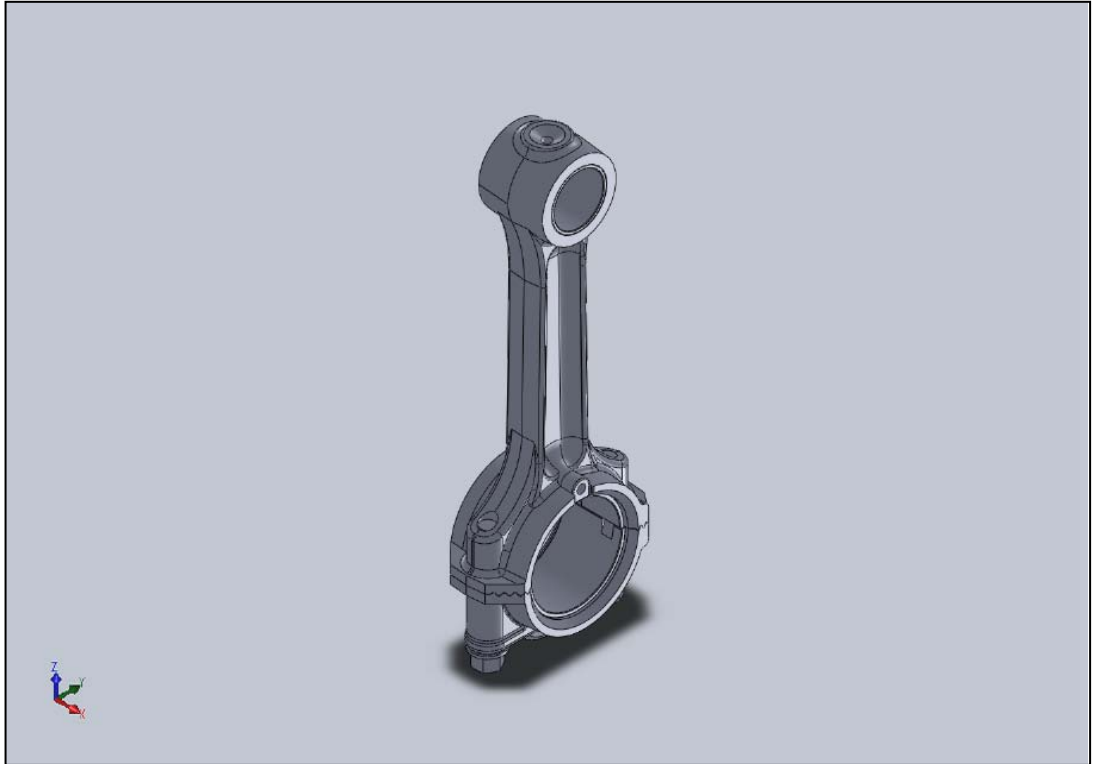
Biyel grubu; biyel kolu, kep, burç, yataklar ve civatalardan oluşmaktadır.

$$m_b = m_{bk} + m_{kep} + m_{burc} + \sum m_{yatak} + m_{civata} \quad (4.5)$$

$$m_{bk} = 492,6 \text{ g}, m_{kep} = 201,4 \text{ g}, m_{burc} = 30 \text{ g}, \sum m_{yatak} = 50 \text{ g}, m_{civata} = 40 \text{ g}$$

Biyel grubu kütlesi:

$m_b = 814 \text{ g}$ değerindedir. Biyel grubu katı modeli Şekil 4.8'den görülmektedir.

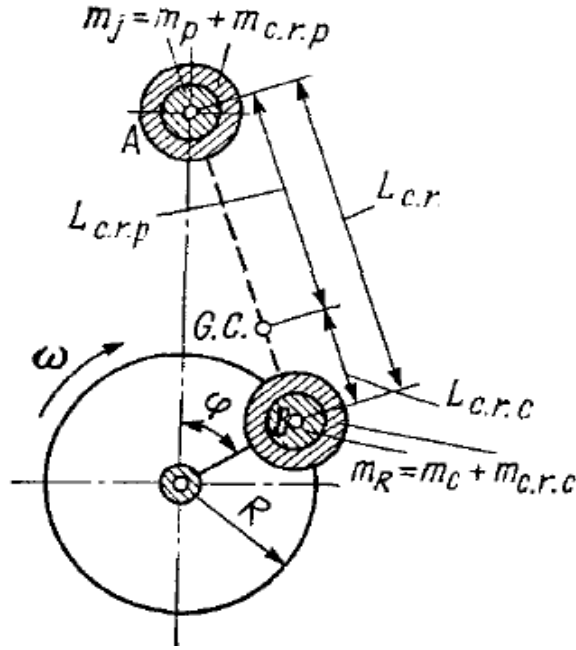


Şekil 4.8 : Antor 3LD 510 motorun biyel grubu.

Biyel kütlesinin indirgenmesinde oluşturulan modelin statik ve dinamik açıdan gerçek biyele eşdeğer olacak şekilde biyel kütlesinin indirgenmesi gerekir. Biyel kütlesinin indirgenmesinde şu şartlar sağlanmalıdır:

- Biyelin indirgenmiş kütlelerinin toplamı biyel kütlesine eşit olmalı.
- İndirgenmiş kütlelerin bileşik ağırlık merkezi biyelin ağırlık merkezi ile aynı olmalı.
- Sistemin ağırlık merkezine göre atalet momenti, biyelin kendi ağırlık merkezine göre olan atalet momentine eşit olmalı [1].

- ii. Biyelin mevcut olması durumunda balansının ölçülmesi suretiyle piston pernosundaki kütlesi m_{crp} ve krank muylusundaki kütlesi m_{crc} bulunur [4].
- iii. Biyelin bir CAD programında çizilmesi durumunda oluşturulan bu modelden ağırlık merkezinin yeri tespit edilir [4]. Şekil 4.10'da gösterildiği gibi kütle indirgenmesi yapılır.



Şekil 4.10 : Krank-biyel mekanizması iki-kütle metodu [3].

İndirgenme şu formüllerle gerçekleştirilir.

$$m_{crp} + m_{crc} = m_b \quad (4.6)$$

$$m_{crp} \cdot L_{crp} = m_{crc} \cdot L_{crc} \quad (4.7)$$

$$m_{crp} = m_{crc} \frac{L_{crc}}{L_{crp}} \quad (4.8)$$

$$m_b = m_{crc} \frac{L_{crc}}{L_{crp}} + m_{crc} \quad (4.9)$$

$$m_b = \frac{m_{crc} \cdot L_{crc} + m_{crc} \cdot L_{crp}}{L_{crp}} \quad (4.10)$$

$$m_b = \frac{m_{crc} (L_{crc} + L_{crp})}{L_{crp}} \quad (4.11)$$

$$m_{crc} = m_{crp} \frac{L_{crp}}{L_{crc}} \quad (4.12)$$

$$m_b = m_{crp} \frac{L_{crp}}{L_{crc}} + m_{crp} \quad (4.13)$$

$$m_b = \frac{m_{crp} \cdot L_{crc} + m_{crp} \cdot L_{crp}}{L_{crc}} \quad (4.14)$$

$$m_b = \frac{m_{crp} (L_{crc} + L_{crp})}{L_{crc}} \quad (4.15)$$

$$m_{crc} = \frac{m_b \cdot L_{crp}}{L_{crp} + L_{crc}} \quad (4.16)$$

$$m_{crp} = \frac{m_b \cdot L_{crc}}{L_{crp} + L_{crc}} \quad (4.17)$$

İndirgenen kütlelerin biyelin ağırlık merkezine göre atalet momentleri şu şekilde gösterilir:

$$I_s = m_{crp} \cdot L_{crp}^2 + m_{crc} \cdot L_{crc}^2 \quad (4.18)$$

$$I_s = m_b \frac{L_{crc}}{(L_{crp} + L_{crc})} L_{crp}^2 + m_b \frac{L_{crp}}{(L_{crp} + L_{crc})} L_{crc}^2 \quad (4.19)$$

$$I_s = m_b \cdot L_{crp} \cdot L_{crc} \quad (4.20)$$

Biyel gerçek atalet momenti ise:

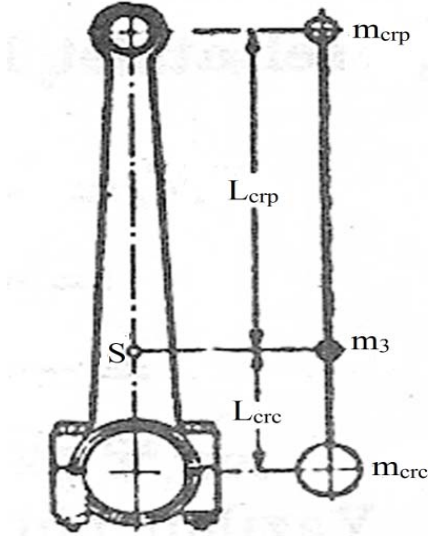
$$I_b = m_b \cdot i^2 \quad (4.21)$$

$$m_b \cdot i^2 = m_b \cdot L_{crp} \cdot L_{crc} \quad (4.22)$$

$$i^2 = L_{crp} \cdot L_{crc} \quad (4.23)$$

şartı gerçekleşmelidir.

4) Biyel kütlesi perno, krank ve biyel ağırlık merkezlerinde toplanmış kabul edilir [1]. Bu metodun ismi literatürde “Üç Kütle Metodu” olarak da geçmektedir. Şekil 4.11’de gösterildiği gibi üç kütle indirgenir.



Şekil 4.11 : Krank-biyel mekanizması üç-kütle metodu [1].

$$m_b = m_{crp} + m_{crc} + m_3 \quad (4.24)$$

$$m_{crp} \cdot L_{crp} = m_{crc} \cdot L_{crc} \quad (4.25)$$

$$m_{crp} = m_{crc} \cdot \frac{L_{crc}}{L_{crp}} \quad (4.26)$$

$$m_{crp} \cdot L_{crp}^2 + m_{crc} \cdot L_{crc}^2 = I_b = m_b \cdot i^2 \quad (4.27)$$

$$m_{crc} \cdot \frac{L_{crc}}{L_{crp}} \cdot L_{crp}^2 + m_{crc} \cdot L_{crc}^2 = m_b \cdot i^2 \quad (4.28)$$

$$m_{crc} \cdot L_{crc} (L_{crp} + L_{crc}) = m_b \cdot i^2 \quad (4.29)$$

$$m_{crc} = m_b \frac{i^2}{L_{crc} (L_{crp} + L_{crc})} \quad (4.30)$$

$$m_{crp} = m_b \frac{i^2}{L_{crp} (L_{crp} + L_{crc})} \quad (4.31)$$

$$m_3 = m_b - m_{crp} - m_{crc} \quad (4.32)$$

$$m_3 = m_b - m_b \frac{i^2}{L_{crp} (L_{crp} + L_{crc})} - m_b \frac{i^2}{L_{crc} (L_{crp} + L_{crc})} \quad (4.33)$$

$$m_3 = m_b \left(1 - \frac{i^2}{L_{crp} \cdot L_{crc}} \right) \quad (4.34)$$

2,3 ve 4 no'lu biyel kütlesi indirgeme metotları prensip bakımından aynıdır. Bu metotlarla yalnız bileşke kuvvet ve moment gerçeğe uygun düşmektedir. Bundan dolayı pistonlu makinelerin dengelenmesinde genel dinamik analiz için bunlar geçerlidir. Fakat biyel gövdesinin mukavemet hesabı için (atalet kuvvetlerinden doğan ivme) bu metotlar kullanılamaz; çünkü bu halde kütlelerin biyel boyunca dağılımını göz önünde tutmak gerekmektedir [1].

Hesaplamalarda biyel kütlesini indirgeme yöntemlerinden 3. metot olan “İki Kütle Metodu” tercih edilmiştir. Yapılan literatür araştırmalarının sonucunda bu metodun motor dengelenmesinin incelenmesini oldukça sadeleştirdiği gözlemlenmiş ve sonuçların da gayet iyi çıktığı görülmüştür.

Bu metot yukarıda bahsedildiği gibi üç farklı yolla yapılabilir. Burada kullanılacak olan yol CAD programında oluşturulmuş modelin üzerinden çalışmadır. Bu amaçla Solidworks programı aracılığıyla biyelin ağırlık merkezinin yeri tespit edilmiş ve kütle indirgemesi yapılacak olan noktaların bu noktaya olan uzaklıkları ölçülmüştür.

Solidworks'ten ölçülen değerler: $L_{crp} = 102,6821 \text{ mm}$, $L_{crc} = 42,3179 \text{ mm}$

Biyel grubunun krank muylusuna indirgenen kütlesi:

$$m_{crc} = \frac{m_b \cdot L_{crp}}{L_{crp} + L_{crc}} = \frac{814 \times 102,6821}{145} = 576,436 \text{ g}$$

Biyel grubunun piston grubuna indirgenen kütlesi:

$$m_{crp} = \frac{m_b \cdot L_{crc}}{L_{crp} + L_{crc}} = \frac{814 \times 42,3179}{145} = 237,564 \text{ g çıkmaktadır.}$$

4.2 Hareket Eden Parçaların Oluşturduğu Atalet Kuvvetleri

Teorik hesaplamalarda “İki Kütle Metodu”nun kullanılmasına karşın, bu metodun Üç Kütle Metodu ile olan farkını görmek için biyel grubu kütlesi “Üç Kütle Metodu”na göre dağıtıldı ve hareket eden parçaların oluşturduğu kuvvetler bu kabule göre incelendi.

Gidip gelen parçaların piston pernosunda toplanmış olan kütlesi:

$$m_j = m_p + m_{crp} \quad (4.35)$$

Dönen kısımların krank muylusunda toplanmış olan kütlesi:

$$m_R = m_c + m_{crc} \quad (4.36)$$

Hem dönme hem de öteleme hareketi yapan, biyel ağırlık merkezinde toplanmış olan kütle: m_3

Böylece krank biyel mekanizmasının çalışması esnasında aşağıdaki kuvvetler meydana gelmektedir.

- Gidip gelen parçaların atalet kuvveti: P_j'

Bu atalet kuvveti, sadece öteleme hareketi yapan kütlelerin silindir eksenini doğrultusunda, piston hareketi ile ters yönde oluşturduğu kuvvettir.

Piston ivmesi:

$$j = r.\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (4.37)$$

Piston pernosunda toplanmış kütleler:

$$m_j = m_p + m_{crp} \quad (4.38)$$

$$P_j' = m_j.r.\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (4.39)$$

- Dönen kütlelerin merkezkaç kuvveti: K_R

Bu kuvvet krank kolu doğrultusunda ve krank ekseninden krank muylusu yönünde olmaktadır.

$$m_R = m_c + m_{crc} \quad (4.40)$$

$$K_R = m_R.r.\omega^2 \quad (4.41)$$

- Hem dönme hem de öteleme hareketi yapan kütlelerin m_3 oluşturduğu kuvvetler:

m_3 kütlelerinin atalet kuvveti:

Bu kütle, pistonla birlikte öteleme hareketi yapması nedeniyle, biyelin ağırlık merkezinde, silindir eksenini doğrultusunda yönü piston hareketine ters yönde atalet kuvveti $(P_j)_{m_3}$ oluşturur.

$$(P_j)_{m_3} = m_3.r.\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (4.42)$$

Piston pernosu etrafında dönmesinden dolayı, biyel ağırlık merkezinde, biyel eksenine doğrultusunda, merkezkaç kuvveti $(K_r)_{m_3}$ meydana getirir.

Biyelin açısal hızı:

$$\varphi = \lambda \omega \frac{\cos \alpha}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}} \quad (4.43)$$

$$(K_R)_{m_3} = m_3 \cdot L_{crp} \cdot \varphi^2 \quad (4.44)$$

$$(K_R)_{m_3} = m_3 \cdot L_{crp} \cdot \lambda^2 \cdot \omega^2 \frac{\cos^2 \alpha}{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \quad (4.45)$$

Biyelin açısal ivmesi nedeni ile biyel ağırlık merkezinde, biyel eksenine dik doğrultuda, biyelin hareketine ters yönde teğetsel atalet kuvveti $(P_t)_{m_3}$ oluşmaktadır.

Biyelin açısal ivmesi:

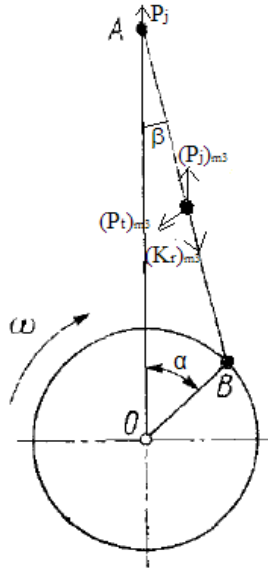
$$\varepsilon_b = \lambda \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} \quad (4.46)$$

$$(P_t)_{m_3} = -m_3 \cdot L_{crp} \cdot \varepsilon_b \quad (4.47)$$

$$(P_t)_{m_3} = -m_3 \cdot L_{crp} \cdot \lambda \cdot \omega^2 \sin \alpha \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} \quad (4.48)$$

4.2.1 Atalet kuvvetlerinin basitleştirilmesi

Bölüm 4.2.'deki kuvvetler sistemi basitleştirilebilir. Bunun için kuvvetler silindirik eksenine paralel kuvvetler ve dik kuvvetler olmak üzere ikiye ayrılır (Şekil 4.12).



Şekil 4.12 : Krank-biyel mekanizmasında kuvvet basitleştirilmesi [6].

Silindir eksenine paralel kuvvetlerin toplamı (ΣY):

$$\Sigma Y = P_j + (P_j)_{m_3} - (P_t)_{m_3} \sin \beta - (K_r)_{m_3} \cos \beta \quad (4.49)$$

$$\Sigma Y = (m_j + m_3)r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) - m_3r\omega^2 \frac{L_{crp}}{L} \lambda \cos 2\alpha \quad (4.50)$$

olarak bulunur.

Silindir eksenine dik kuvvetlerin toplamı (ΣX):

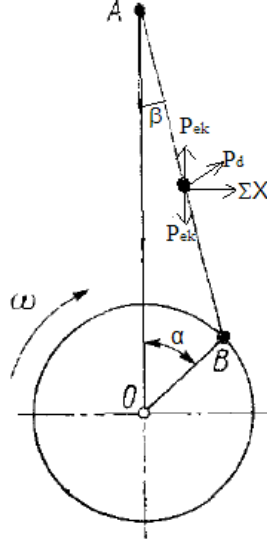
$$\Sigma X = (K_r)_{m_3} \sin \beta - (P_t)_{m_3} \cos \beta \quad (4.51)$$

$$\Sigma X = m_3r\omega^2 \frac{L_{crp}}{L} \sin \alpha \quad (4.52)$$

Biyel ağırlık merkezine, silindir eksenine doğrultusunda:

$$P_{ek} = m_3r\omega^2 \frac{L_{crp}}{L} \cos \alpha \quad (4.53)$$

değerinde bir kuvvet çifti eklenerek ΣX ile vektörel toplamı P_d kuvvetini verir (Şekil 4.13).



Şekil 4.13 : Krank-biyel mekanizmasında nihai kuvvet basitleştirilmesi [6].

$$P_d = \sqrt{\left(m_3 r \omega^2 \frac{L_{crp}}{L} \sin \alpha\right)^2 + \left(m_3 r \omega^2 \frac{L_{crp}}{L} \cos \alpha\right)^2} \quad (4.54)$$

$$P_d = m_3 r \omega^2 \frac{L_{crp}}{L} \quad (4.55)$$

P_{ek} kuvvetinin ilave edilmesiyle ΣY doğrultusundaki kuvvet:

$$P_j = \Sigma Y - m_3 r \omega^2 \frac{L_{crp}}{L} \cos \alpha \quad (4.56)$$

Krank milinin düzgün dönmesi esnasında krank-biyel mekanizmasında meydana gelen kuvvetler:

Silindir eksenine doğrultusundaki atalet kuvveti:

$$P_j = (m_j + m_3 \frac{L_{crc}}{L}) r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (4.57)$$

Krank yarıçapı doğrultusundaki merkezkaç kuvveti:

$$K_R = m_R r \omega^2 \quad (4.58)$$

Biyel ağırlık merkezinde, krank koluna paralel doğrultudaki merkezkaç kuvveti:

$$P_d = m_3 r \omega^2 \frac{L_{crp}}{L} \quad (4.59)$$

olarak belirlenir.

P_j için elde edilen bağıntıdan toplam atalet kuvveti m_j ve $m_3 \frac{L_{crc}}{L}$ kütlelerinin piston ivmesi ile çarpımına eşittir. Bu durum $m_3 \frac{L_{crc}}{L}$ kütlelerinin de m_j gibi, piston pernosunda toplanmış olduğu kabulünün sağlanmasına imkân verir.

Bundan dolayı ileride bu $m_j = m_p + m_{crp} + m_3 \frac{L_{crc}}{L}$ toplam kütlesi piston pernosundaymış gibi farzedilecektir.

$m_3 \frac{L_{crp}}{L}$ kütlelerinin küçüklüğünü ve P_d nin doğrultusu göz önüne alındığında bu kütle krank muylusunda toplanmış farzedilebilir.

Dolayısıyla K_R merkezkaç kuvvetini hesaplarken kütle:

$$m_R = m_c + m_{crc} + m_3 \frac{L_{crp}}{L} \quad (4.60)$$

formülüyle bulunmalıdır.

Bu kabul motor dengelenmesinin incelenmesini oldukça sadeleştirmektedir [1]. Yapılan bu kabul ile biyel kütle indirgemesinde “Üç Kütle Metodu”, “İki Kütle Metodu” gibi olmaktadır. Bu durum iki metot arasında önemli bir farkın olmadığını göstermektedir. Sonuç olarak hesaplamaların kolaylığı açısından “İki Kütle Metodu”nu kullanmak daha pratiktir.

- ❖ Bu bakımdan yapılan hesaplamaların tümü “İki Kütle Metodu”na göre yapılmıştır.

“İki Kütle Metodu”na göre:

Gidip gelen parçaların piston pernosunda toplanmış olan kütlesi:

$$m_j = m_p + m_{crp} = 712,9 + 237,564 = 950,457g$$

Dönen kısımların krank muylusunda toplanmış olan kütlesi:

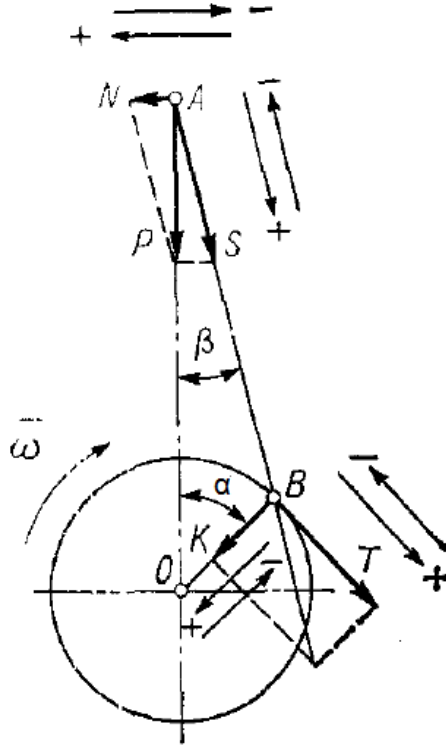
$$m_R = m_c + m_{crc} = 1055,116 + 576,436 = 1631,552g$$

olarak bulunmaktadır.

5. KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ KUVVET ANALİZİ

Krank-biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (Şekil 5.1) şunlardır:

- Gaz, buhar v.s. basınç kuvvetleri
- Öteleme hareketi yapan parçaların atalet kuvvetleri
- Öteleme hareketi yapan parçaların ağırlık kuvvetleri (düşey eksenli makinelerde) [1].



Şekil 5.1 : Krank-biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler [3].

Silindir içindeki basınç p olduğu kabul edilirse, silindir cidarlarının enine kesitine ve yukarı doğru yönelmiş olan bir çekme kuvveti tesir eder [10] .

Gaz kuvveti (P_g):

$$P_g = \frac{\pi D^2}{4} p \quad (5.1)$$

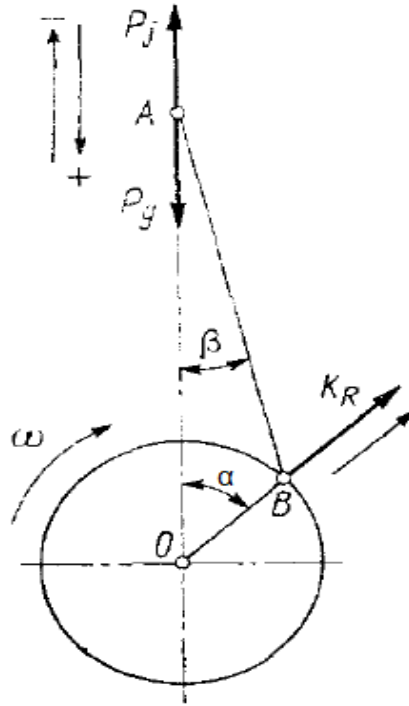
Buna eşit fakat zıt yönde bir kuvvet de pistonu tesir eder. Dinamik analizde, piston pernosunun biyel üzerine yaptığı tesir:

$$P = P_g + P_j \quad (5.2)$$

olarak kabul edilir. Burada:

$$P_j = m_j r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (5.3)$$

Şekil 5.2’de krank-biyel sisteminde meydana gelen atalet ve gaz kuvvetleri gösterilmiştir. Bu şekilden de görüldüğü gibi; (+) işareti, pistonun aşağıya doğru hareketine tekabül eder. (-) işareti de yukarıya doğru harekete aittir. Atalet kuvvetinin işareti (-) olmasına karşın ileriki hesaplamalarda krank milinden silindire doğru yön pozitif (+) olacak şekilde bir kabul yapılmıştır.



Şekil 5.2 : Krank-biyel sistemindeki atalet ve gaz kuvvetleri [3].

P kuvveti iki bileşene ayrılırsa: biri biyel eksenini doğrultusunda, diğeri de silindir eksenine dik doğrultuda olsun. Biyel eksenini boyunca olan kuvvet:

$$S = \frac{P}{\cos \beta} \quad (5.4)$$

ve silindir eksenine dik kuvvet ise:

$$N = P \cdot \tan \beta \quad (5.5)$$

dır. Buna normal kuvvet (N) denir.

S kuvveti krank mıylusunda iki kuvvet ortaya çıkarır:

- Krank yarıçapı doğrultusunda etki eden

$$K = P \cos(\alpha + \beta) / \cos \beta \quad (5.6)$$

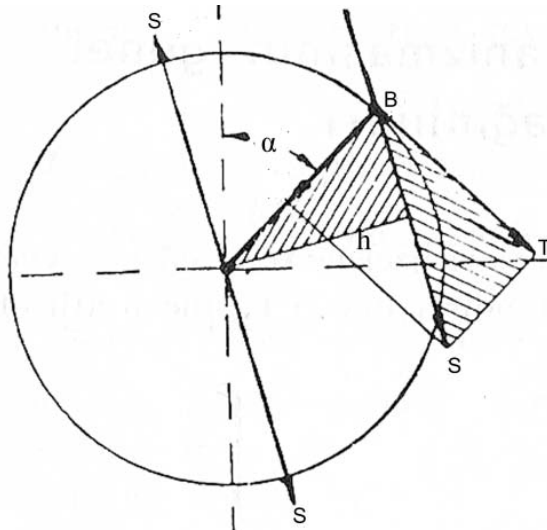
radyal kuvvetidir.

- Diğer kuvvet ise krank yarıçapı dairesine teğet olan

$$T = P \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta \quad (5.7)$$

teğetsel kuvvettir:

Taranmış üçgen benzerliğinden Şekil 5.3'te:



Şekil 5.3 : Krank mıylusuna etki eden kuvvetler [3].

$$\frac{h}{r} = \frac{T}{S} \quad (5.8)$$

yazılabilir. Buradan:

$$S \cdot h = T \cdot r = M_d \quad (5.9)$$

bulunur.

Formülde (T) teğetsel kuvveti gösterir. Serbest kalan (S) kuvveti krank mili sayesinde motor gövdesine nakledilecektir. Bu kuvvet de, Şekil 5.3'te görüleceği gibi, yatay ve düşey bileşenlerine ayrılabilir. Düşey bileşen:

$$S \cos \beta = P_1 \quad (5.10)$$

motor mesnedine tesir eder. Yatay bileşen:

$$S \sin \beta = \frac{S}{\cos \beta} = P_n \quad (5.11)$$

Silindir cidarına tesir eden normal kuvvet (N) ile beraber, makineyi devirmeye çalışan bir çift teşkil eder. Buna devirme veya reaksiyon (tepki) momenti (M_r) denir. Bu moment pistonun her konumu için motorun döndürme momentine (M_d) eşit ve zıt yöndedir [1].

$$M_d = S.h = \frac{P_1}{\cos \beta} r \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad (5.12)$$

$$M_r = -M_d \quad (5.13)$$

bulunur.

Böylece mutlak değer bakımından döndürme ve reaksiyon momentleri birbirine eşittir. Böylece reaksiyon momenti sabit olmayıp, döndürme momentinin değişimlerinin aynı olarak değişir [1].

Düşey kuvvetlerin farkı olan ($P - P_g$), motor gövdesine etki edecektir. Bu farkın değeri:

$$P - P_g = P_j = m_j r \omega^2 (a_1 \cos \alpha + 4a_2 \cos 2\alpha - 16a_4 \cos 4\alpha + 36a_6 \cos 6\alpha - \dots) \quad (5.14)$$

elde edilir. Gidip gelen kütlelerin atalet kuvvetleri böylece sonsuz terimli bir seri ile gösterilebilir.

Bu serinin ilk terimi olan:

$$P_{j_1} = m_j r \omega^2 \cos \alpha \quad (5.15)$$

“Birinci mertebeden atalet kuvveti” dir.

Bu kuvvetin değişim periyodu krank milinin tam bir devrine eşittir. Yani bu kuvvet en b y k veya en k   k değerlerini, krank milinin bir devri esnasında yalnız bir defa alır.

Bu serinin ikinci terimi olan:

$$P_{j_2} = m_j r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad (5.16)$$

ya “ kinci mertebeden atalet kuvveti” denir.

Bu kuvvetin değişim periyodu krank milinin yarım devrine eşittir. Bu serinin diğer terimleri periyot olarak, krankın tam bir devrinin $1/4, 1/6 \dots$ katlarına sahiptirler. Buna g re onlara d rd nc , altıncı... mertebeden atalet kuvveti denir [1].

6. MOTORUN DENGELENMESİ

Tek silindirli bir motorun çalışması esnasında, temeline (ağırlığından başka) aşağıda gösterilen kuvvetler tesir eder [1].

Birinci mertebeden atalet kuvveti:

$$P_{j_1} = m_j r \omega^2 \cos \alpha \quad (6.1)$$

İkinci mertebeden atalet kuvveti:

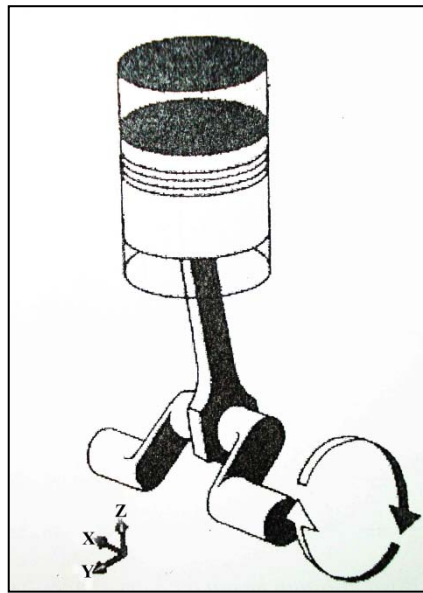
$$P_{j_2} = m_j r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad (6.2)$$

(P_{j_1}) ve (P_{j_2}) kuvvetleri daima silindir eksenini boyunca tesir ederler. Bu kuvvetlerin şiddetleri periyodik olarak değişir.

Dengelenmemiş dönen kütlelerin atalet kuvveti:

$$K_R = m_R r \omega^2 \quad (6.3)$$

dir. Bu kuvvetin değeri sabit olup, doğrultusu sürekli bir şekilde değişir. Bu üç atalet kuvveti Şekil 6.1'deki eksen takımındaki yönlerle göre bileşenlerine ayrılmıştır.



Şekil 6.1 : Eksen takımı.

Silindir eksenini doğrultusunda (z yönü):

$$\Sigma P_z = [m_R r \omega^2 \cos \alpha] - [m_j r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)] \quad (6.4)$$

Silindir eksenine dik doğrultuda (y yönü):

$$\Sigma P_y = m_R r \omega^2 \sin \alpha \quad (6.5)$$

elde edilir.

Motorlarda iş krank mili vasıtasıyla nakledilir ve motor gövdesi temel üzerine hareket edemeyecek şekilde tespit edilir. Döndürme momenti, direnç kuvvetlerinin (M_ω) toplam momentini yenmek ve bütün dönen kütlelerin açısal ivmesini değiştirmek için harcanır. Böylece:

$$M_d = M_\omega + I \frac{d\omega}{dt} \quad (6.6)$$

yazılabilir [1].

Makinenin reaksiyon momenti:

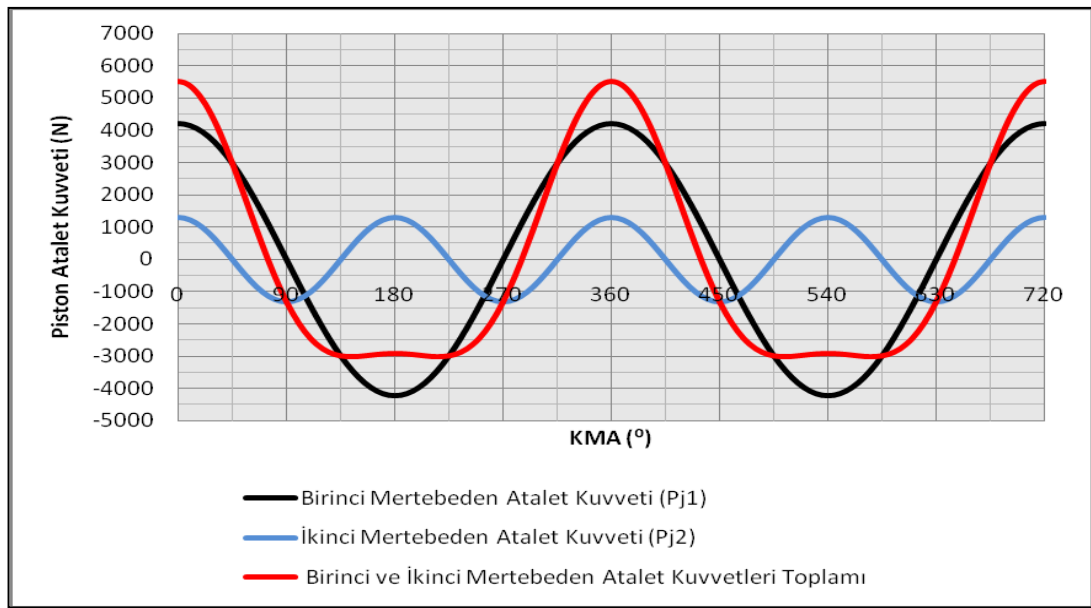
$$M_r = -M_d = -\left(M_\omega + I \frac{d\omega}{dt}\right) \quad (6.7)$$

Direnç kuvvetlerinin toplam momenti (M_ω), makine (motor) rejim halindeyken, sabit bir değere sahiptir. Fakat teğetsel kuvvetlerin momentine eşit olan ikinci terim (ω sabit olmadığı zaman) titreşimlere sebebiyet verebilir. Böylece pistonlu makinelerin dengelenmesi problemi ortaya çıkar. Bir makine rejim halindeyken, mesnetlerine intikal eden kuvvetlerin büyüklüğü ve doğrultusu sabit kalırsa, o makineye “Dengelenmiş Makine” denir. Çok silindirli makinelerde atalet kuvvetleri birbirlerini büyük ölçüde dengeleyebilmektedir. Tek silindirli makinelerde ise ilave önlem alınarak dengelemek gerekir [1].

6.1 Standart Motorda Oluşan Düşey ve Yatay Kuvvetler

6.1.1 Teorik hesaplamalar

Teorik hesaplamalarda birinci ve ikinci mertebeden atalet kuvvetleri göz önünde bulundurulmuştur. Bunun nedeni, ikinci mertebeden atalet kuvvetinden sonra gelen atalet kuvvetlerinin değerlerinin oldukça küçük olması, dolayısıyla sonuca önemli bir etkilerinin bulunmamasıdır. Şekil 6.2’de silindir eksenine doğrultusundaki atalet kuvvetleri başka bir ifadeyle 1. ve 2. mertebeden atalet kuvvetleri ile bu atalet kuvvetlerinin toplamaları gösterilmiştir.



Şekil 6.2 : Atalet kuvvetlerinin °KMA'na bağlı değişimi.

Şekil 6.2’den maksimum atalet kuvvetleri okunabilir.

Birinci mertebeden maksimum atalet kuvveti:

$$P_{j1\max} = 4221,285 \text{ N}$$

İkinci mertebeden maksimum atalet kuvveti:

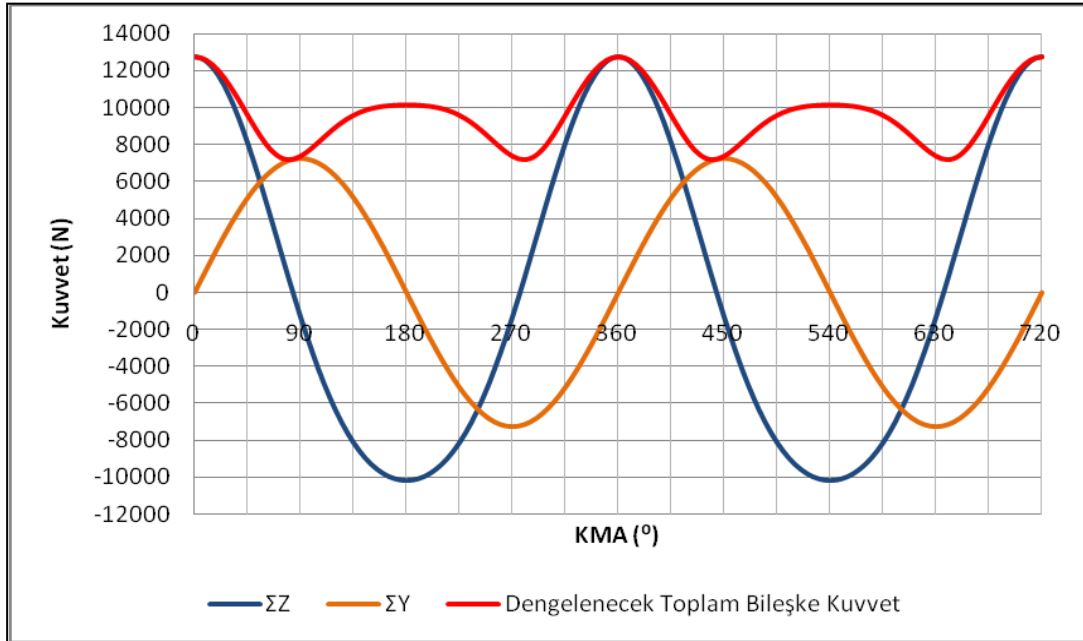
$$P_{j2\max} = 1310,054 \text{ N}$$

Motor için dengelenmemiş dönen kütlelerinin atalet kuvveti diğer bir ifadeyle krank yarıçapı doğrultusundaki merkezkaç kuvveti:

$$K_R = m_R r \omega^2 = 1631,552 \times 45 \times 314,16 = 7246,247 \text{ N}$$

değerinde çıkmaktadır.

Standart motorda karşı ağırlıklar konulmadığında oluşacak olan düşey ΣP_z ve yatay kuvvetler ΣP_y hesaplanarak Şekil 6.3'te gösterilmiştir.



Şekil 6.3 : Standart motorda karşı ağırlık yok iken düşey ve yatay kuvvetler.

Silindir eksenini doğrultusunda meydana gelen maksimum ve minimum düşey kuvvet:

$$\Sigma P_{z,max} = 12777,587 \text{ N}$$

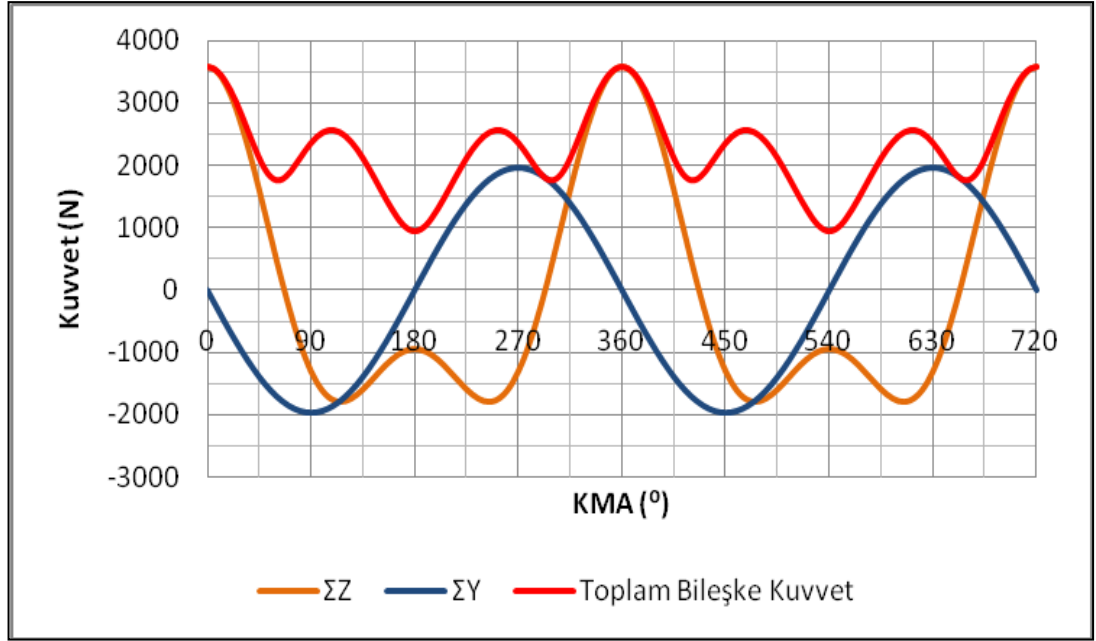
$$\Sigma P_{z,min} = -10157,479 \text{ N}$$

Silindir eksenine dik doğrultuda meydana gelen maksimum yatay kuvvet:

$$\Sigma P_{y,max} = 7246,247 \text{ N}$$

$$\Sigma P_{y,min} = -7246,247 \text{ N}$$

Standart motorda karşı ağırlıklar mevcut iken meydana gelen düşey ve yatay kuvvetler Şekil 6.4'te gösterilmiştir.



Şekil 6.4 : Standart motor karşı ağırlıklar mevcut iken düşey ve yatay kuvvetler.

Dişli tarafındaki krank karşı ağırlığı: $m_{cw,std.disli} = 1406,56 \text{ g}$

Volan tarafındaki krank karşı ağırlığı: $m_{cw,std.volani} = 1475,80 \text{ g}$

Standart motordaki toplam karşı ağırlık: $m_{cw,cw,std} = 1406,56 + 1475,8 = 2882,36 \text{ g}$

Silindir eksenine doğrultusunda meydana gelen maksimum ve minimum düşey kuvvet:

$$\sum P_{z,max} = 3571,006 \text{ N}$$

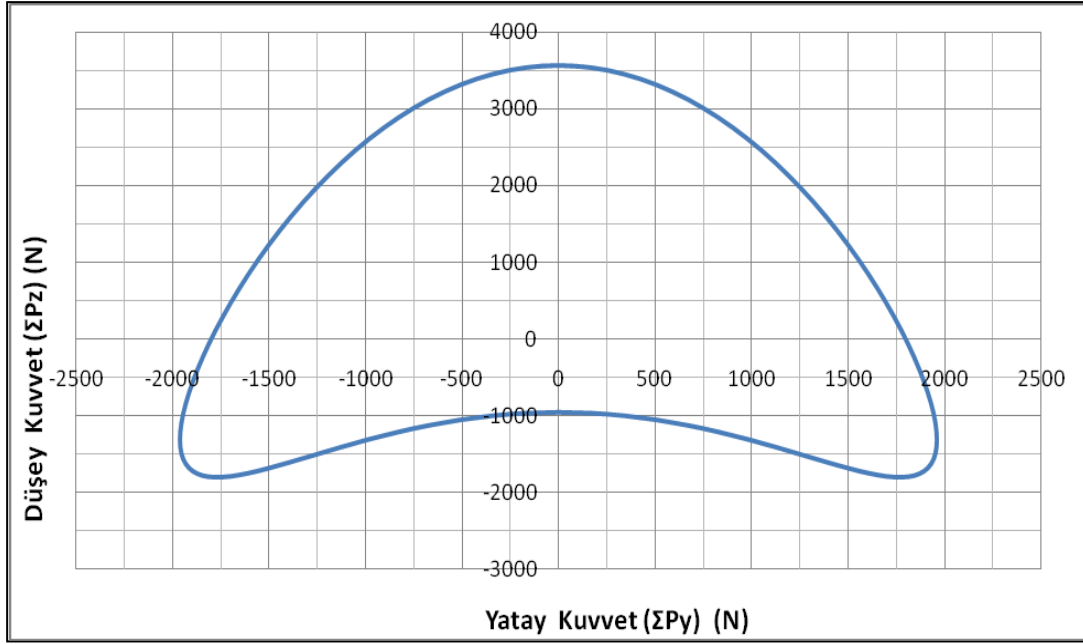
$$\sum P_{z,min} = -1797,606 \text{ N}$$

Silindir eksenine dik doğrultuda meydana gelen maksimum ve minimum yatay kuvvet:

$$\sum P_{y,max} = 1960,334 \text{ N}$$

$$\sum P_{y,min} = -1960,334 \text{ N}$$

Bu düşey ve yatay kuvvetleri birbirlerine bağlı olarak Şekil 6.5'te gösterildi. Bu grafikten kaç N'luk düşey kuvvet için yatay kuvvet ya da kaç N'luk yatay kuvvet için düşey kuvvetin denk geldiği okunabilmektedir.

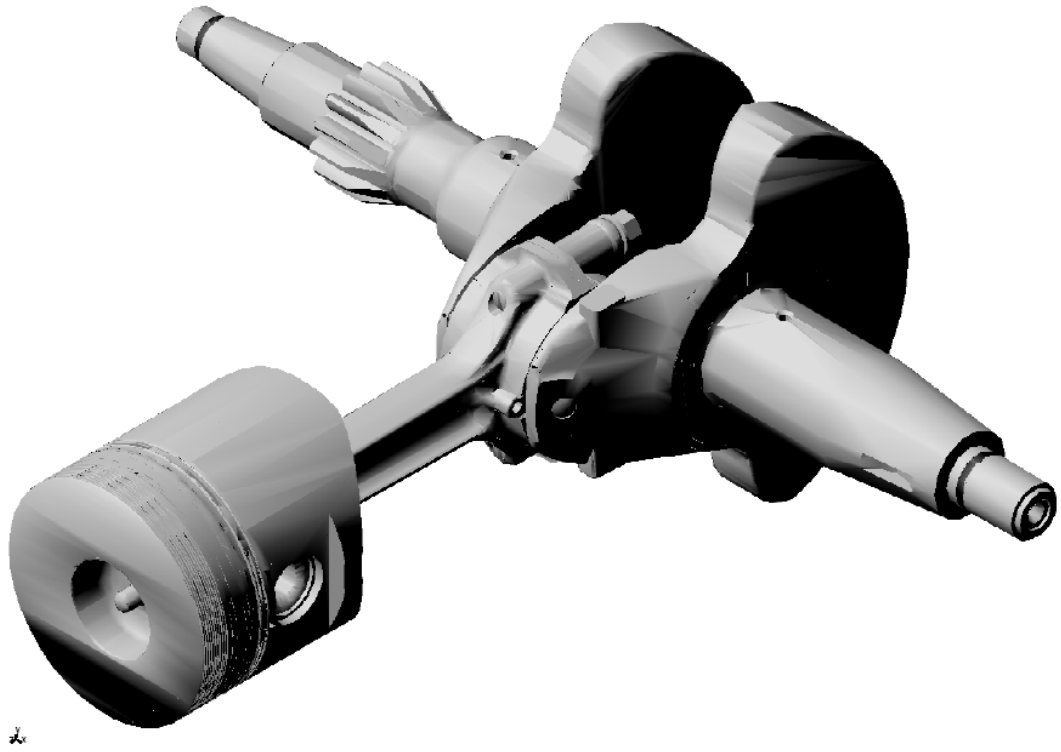


Şekil 6.5 : Standart motorda düşey-yatay kuvvet ilişkisi.

6.1.2 Adams analizi

Teorik hesaplamalarla yapılan düşey ve yatay kuvvet analizleri, ADAMS programından elde edilen sonuçlarla karşılaştırılacaktır. Böylece koşturulan modelin teorik hesaplamalarla arasındaki sapma bulunarak modelin doğrulanması hedeflenmektedir.

Standart motordaki model ADAMS/View de koşturuldu. Bu model Şekil 6.6’da gösterilmiştir.



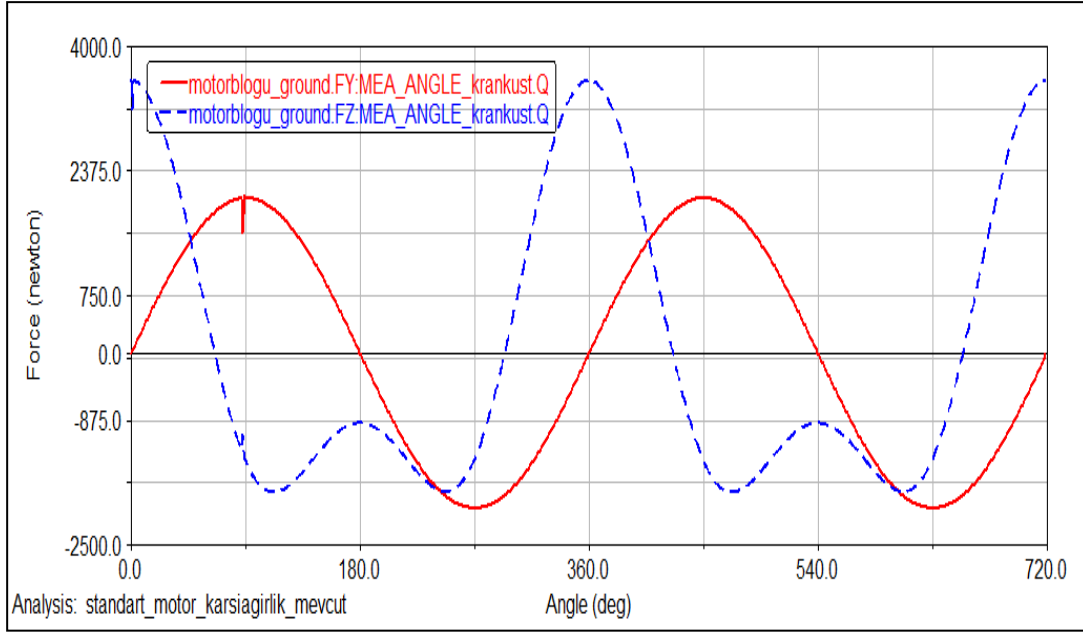
Şekil 6.6 : Adams'ta standart motor modeli.

Analiz sonucu Adams/Postprocessor de grafik olarak ekrana getirildi. Bu grafikten (Şekil 6.7) düşey ve yatay kuvvetler krank mili açısına bağlı olarak 0° - 720° aralığında okunabilmektedir.

Teorik hesaplamalarda yerçekimi kuvveti göz önünde bulundurulmamaktadır. Bu yüzden bu hesaplamalarla analiz sonuçlarının doğru bir şekilde kıyaslanabilmesi için analizde de yerçekimi kuvveti ihmal edilmiştir.

3 LD 510 motorun ortalama devir sayısı 3000 d/d'dır. Bu nedenle ADAMS'ta yapılan analizde krankın ortalama 3000 d/d ile dönmesi istenmektedir. Analiz programında devir sayısının biriminin derece/sn olması nedeniyle 3000 d/d olan devir sayısı derece/sn ye dönüştürülmüştür.

$$n_{ort.} = 3000 \frac{d}{dk} \times \frac{360 derece}{1d} \times \frac{1dk}{60sn} = 18000 \frac{derece}{sn}$$



Şekil 6.7 : Standart motorda düşey-yatay kuvvetler.

Şekil 6.7’den okunan değerlere göre:

Silindir eksenini doğrultusunda meydana gelen maksimum ve minimum düşey kuvvet:

$$\sum P_{z,max} = 3557,242 \text{ N}$$

$$\sum P_{z,min} = -1815,893 \text{ N}$$

Silindir eksenine dik doğrultuda meydana gelen maksimum yatay kuvvet:

$$\sum P_{y,max} = 2020,164 \text{ N}$$

$$\sum P_{y,min} = -2020,951 \text{ N}$$

- ❖ Teorik hesaplamaların sonuçları ile Adams programında elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında:

Silindir eksenini doğrultusunda meydana gelen maksimum düşey kuvvetteki sapma oranı:

$$\frac{3571,006 \times -3557,242}{3571,006} \times 100 = 0,385$$

Silindir eksenini doğrultusunda meydana gelen minimum düşey kuvvetteki sapma oranı:

$$\frac{-1797,606 \times -1815,893}{-1797,606} \times 100 = -1,017$$

Silindir eksenine dik doğrultuda meydana gelen maksimum yatay kuvvetteki sapma:

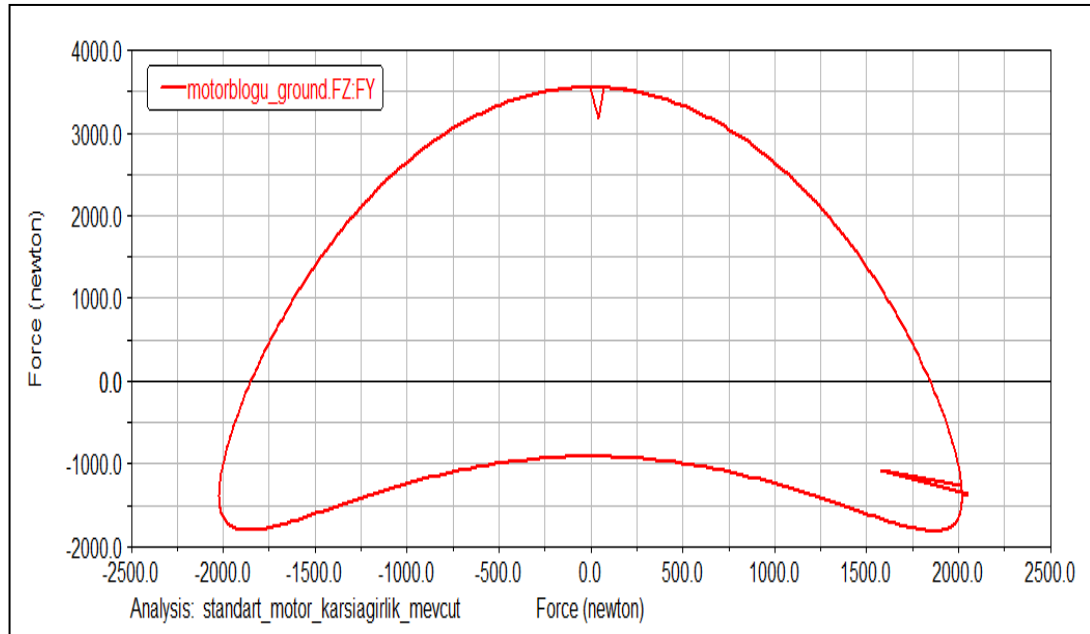
$$\frac{1960,334 \times -2020,164}{1960,334} \times 100 = -3,052$$

Silindir eksenine dik doğrultuda meydana gelen minimum yatay kuvvetteki sapma:

$$\frac{-1960,334 \times -2020,951}{-1960,334} \times 100 = -3,092$$

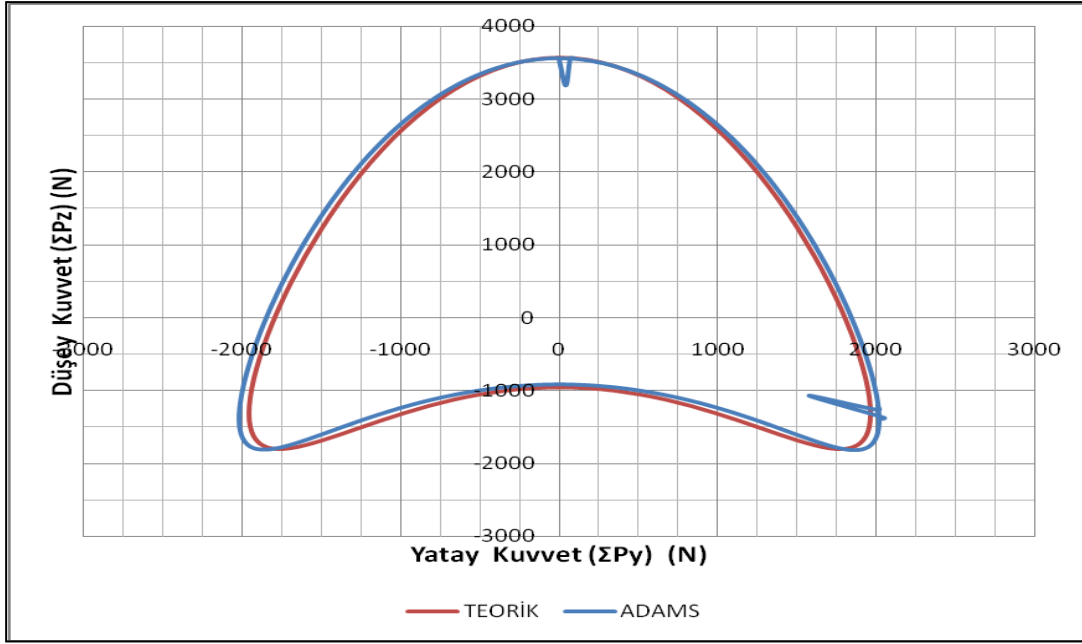
Sapma oranlarına bakıldığında maksimum sapmanın % 3 kadar olduğu görülmektedir. Bu oran oldukça düşük bir değerdir. Dolayısıyla Adams'da koşturulan modelin teoriğe uygun olduğu kanıtlanmıştır. Bu durum, bundan sonraki analizlerde koşturulacak olan dengeleme modellerinden elde edilecek olan sonuçların doğru olduğu kabulünün yapılmasını sağlamıştır.

Şekil 6.8'den Adams'da analiz sonucu elde edilen kuvvetlerin düşey-yatay kuvvet ilişkileri görülebilmektedir.



Şekil 6.8 : Standart motorun Adams'da düşey-yatay kuvvet ilişkisi.

Şekil 6.5 ve Şekil 6.8 bir grafik altında Şekil 6.9'da gösterilmiştir.

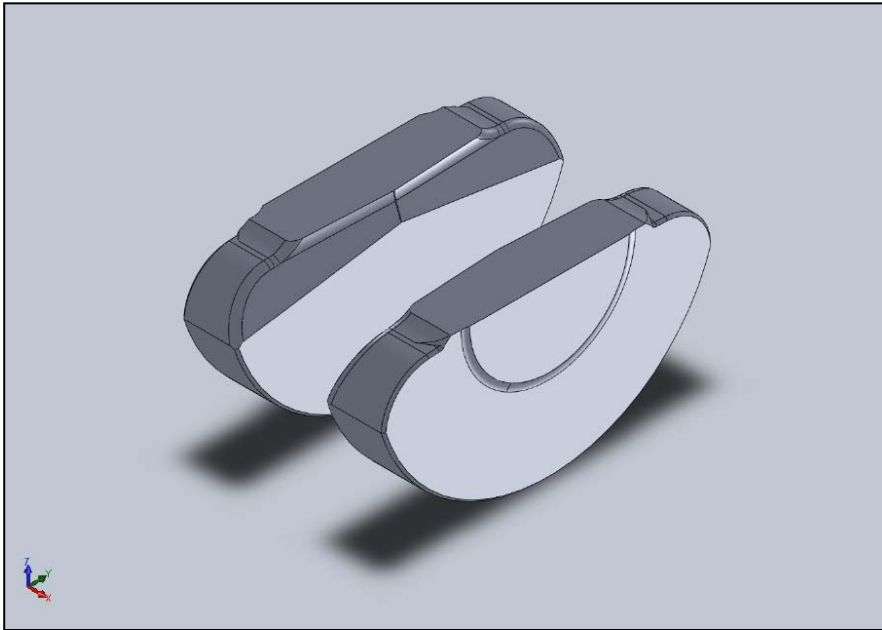


Şekil 6.9 : Standart motorun Adams ve teorik düşey-yatay kuvvet ilişkileri.

6.2 Merkezkaç Kuvvetinin Dengelenmesi

Merkezkaç kuvvetinin (K_R) dengelenebilmesi için krank kollarının karşısına, 180° dönmüş olan çıkıntılar üzerine kütleleri (m_{cwR}), ağırlık merkezlerinin krank eksenine uzaklığı (ρ) olan karşı ağırlıklar yerleştirilir [3].

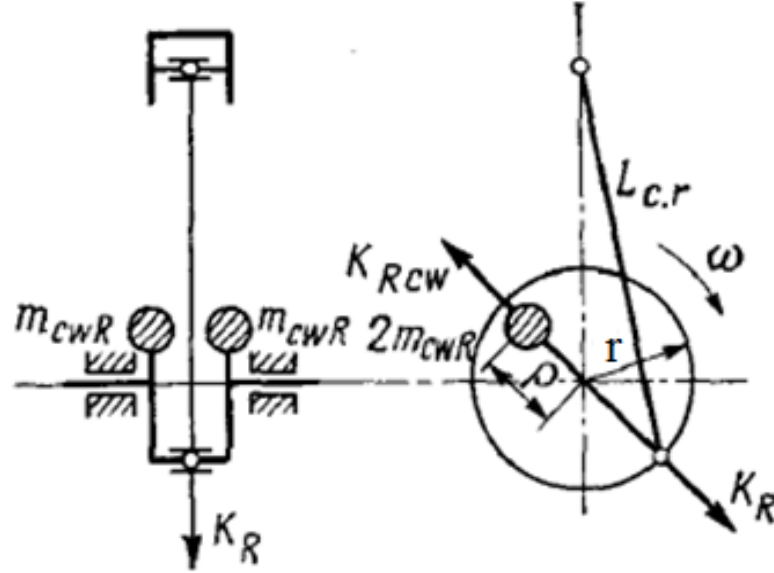
Analizlerde kullanılan krank karşı ağırlık katı modelleri Şekil 6.10'da gösterilmiştir.



Şekil 6.10 : Antor 3LD 510 motorun krank karşı ağırlıkları katı modelleri.

Bu karşı ağırlığın ağırlık merkezi dönen kütlelerin ağırlık merkezinin düzleminde olmalıdır; aksi halde yeni bir devirme momenti meydana gelir.

Böyle bir karşı ağırlığın kütlesi (Şekil 6.11):



Şekil 6.11 : Tek silindirli makinede karşı ağırlıklar [3].

$$K_R = m_R r \omega^2 \quad (6.8)$$

$$K_{Rcw} = 2m_{cwR} \rho_{cw} \omega^2 \quad (6.9)$$

$$2m_{cwR} \rho_{cw} \omega^2 = m_R r \omega^2 \quad (6.10)$$

$$m_{cwR} = m_R \frac{r}{2\rho_{cw}} \quad (6.11)$$

Bu formülasyonlara göre motorda sadece merkezkaç kuvvetinin tamamının dengelenmesi için olması gereken karşı ağırlık şu şekilde hesaplanır:

$$K_R = 7246,247 \text{ N} , m_R = 1631,552 \text{ g} , r = 45 \text{ mm} , \rho_{cw} = 32,36 \text{ mm} \text{ olduğuna göre}$$

$$m_{cwR} = m_R \frac{r}{2\rho_{cw}} = 1631,552 \times \frac{45}{2 \times 32,36} = 1134,423 \text{ g}$$

$$\text{Toplam karşı ağırlık ise: } m_{cwR,cwR} = 2268,485 \text{ g}$$

6.3 Atalet Kuvvetlerinin Dengelenmesi

Tek silindirli makinelerde atalet kuvvetlerinin dengelenmesinde karşı ağırlıklı dengeleme ve Lanchester metoduyla dengeleme kullanılır. Karşı ağırlıklar ile sadece birinci mertebeden atalet kuvvetleri dengelenirken, ikinci mertebeden atalet kuvvetleri dengesiz kalır. Lanchester metodu ile birinci ve ikinci mertebeden atalet kuvvetlerini tam olarak dengelemek mümkündür. Ancak Lanchester metodu karşı ağırlık metoduna göre daha fazla maliyet oluşturmaktadır [6].

Tek silindirli makinenin dengelenmesinde 3 farklı yöntem üzerinde çalışılmıştır.

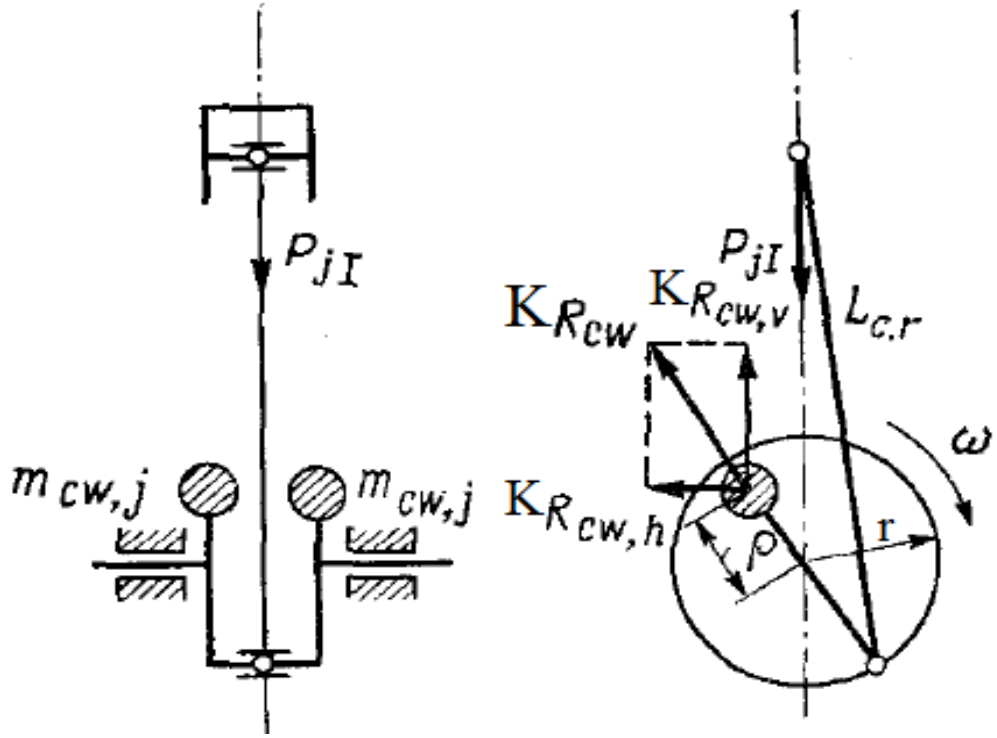
1. Krank karşı kütlesi optimizasyonu ile dengeleme
2. Lanchester metodu (bir çift mil) ile dengeleme
3. İki Lanchester dengeleme mili (iki çift mil) ile dengeleme

6.3.1 Krank karşı kütlesi optimizasyonu ile dengeleme

Birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin karşı ağırlıklar kullanılarak dengelenmesinde, krank kollarının karşısına yerleştirilen karşı ağırlıkların oluşturduğu merkezkaç kuvvetlerinden yararlanılır. Karşı ağırlıkların merkezkaç kuvvetlerinin silindir eksenine paralel bileşenlerinin toplamı birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin dengelenmesinde kullanılır.

Ancak karşı ağırlıkların silindir eksenine dik bileşenlerinin toplamı motoru devirmeye çalışan dengesiz bir kuvvet oluşturur. Bu durumda birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin etkisinin yönü değiştirilmiş olur. Bu halde yatay eksen üzerindeki kuvvet serbest kalarak motorun başka bir doğrultuda titreşimine sebep olmaktadır.

Belirtilen sebepten dolayı uygulamada, birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin tam olarak dengelenmesinin yanı sıra, kısmi dengelemeye de gidilebilir. Kısmi dengelemede karşı ağırlıkların kütlesi, birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin bir kısmını genellikle de %50'sini dengeleyecek şekilde seçilir. Bu durumda dengesiz kuvvetler silindir ekseni ve bu eksene dik eksen boyunca dağıtılmış olur [10].



Şekil 6.12 : Tek silindirli makinede karşı ağırlıkla dengelemedeki kuvvetler [3].

Şekil 6.12'deki kuvvetlere göre:

$$P_{ji} = m_j r \omega^2 \cos \alpha \quad (6.12)$$

$$K_{Rcw} = 2m_{cw,j} \rho \omega^2 \quad (6.13)$$

$$K_{Rcw,v} = 2m_{cw,j} \rho \omega^2 \cos \alpha \quad (6.14)$$

$$2m_{cw,j} \rho \omega^2 \cos \alpha = m_j r \omega^2 \cos \alpha \quad (6.15)$$

$$m_{cw,j} = \frac{m_j r}{2\rho} \quad (6.16)$$

Birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin yarısının dengelenmesi durumunda:

$$2m_{cw,j} = 0.5m_j r / \rho \quad (6.17)$$

olur. Bu durumda her bir karşı ağırlık için toplam kütle:

$$m_{cw} = m_{cwR} + m_{cw,j} = \frac{r}{2\rho} (m_R + 0.5m_j) \quad (6.18)$$

olmaktadır.

6.3.1.1 Teorik hesaplamalar

$K_{Rcw} = 2m_{cwR}\rho_{cw}\omega^2$ denklemi kullanılarak standart motordaki karşı ağırlığın oluşturduğu merkezkaç kuvveti bulundu.

$$K_{Rcw} = m_{cwR}\rho_{cw}\omega^2 = (1406,56 \times 32,23 + 1475,8 \times 32,49) \times 314,16^2 = 9206,581 \text{ N}$$

Birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamının dengelenmesi durumunda konulması gereken karşı ağırlık:

$$m_{cw,j} = \frac{m_j r}{2\rho} = \frac{950,457 \times 45}{2 \times 32,36} = 660,86 \text{ g olması gerekmektedir.}$$

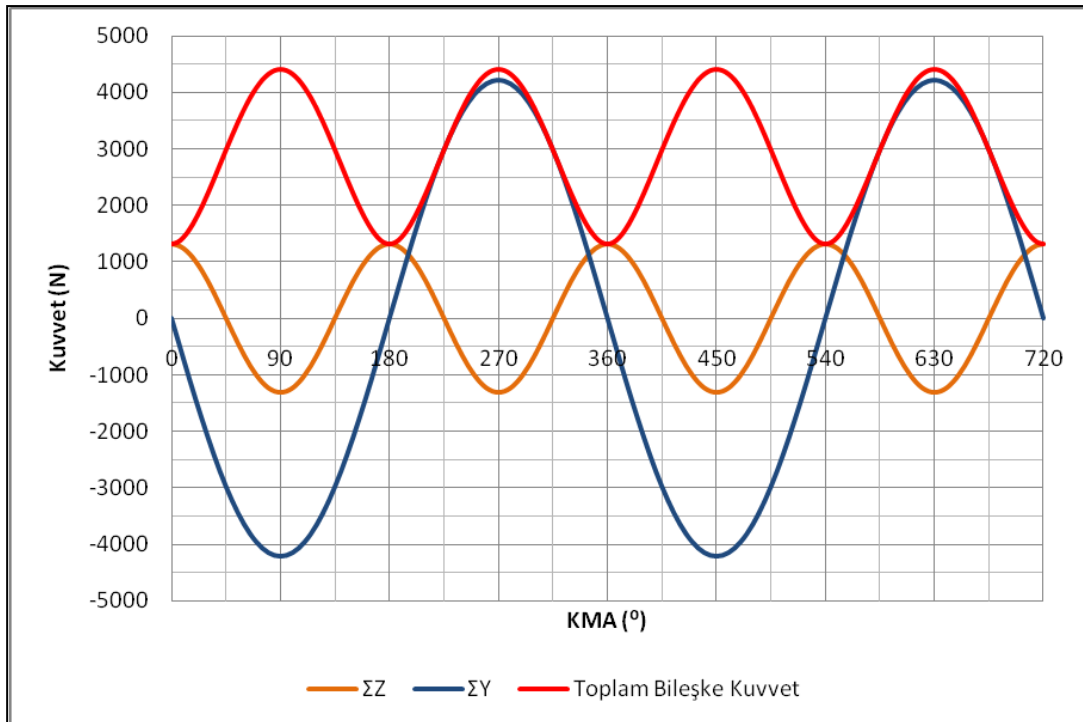
Bu durumda her bir karşı ağırlık için toplam kütle:

$$m_{cw} = m_{cwR} + m_{cw,j} = 1134,423 + 660,86 = 1795,28 \text{ g}$$

Toplam karşı ağırlık kütlesi ise:

$$m_{cw,cw} = 1795,28 \times 2 = 3590,56 \text{ g}$$

Motorun birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamının dengelenmesi durumunda oluşacak olan düşey ve yatay kuvvetler Şekil 6.13'te gösterilmiştir.



Şekil 6.13 : Maksimum karşı ağırlıktaki düşey ve yatay kuvvetler.

Silindir eksenine doğrultusunda meydana gelen maksimum ve minimum düşey kuvvet:

$$\sum P_{z,\max} = 1310,054 \text{ N}$$

$$\sum P_{z,\min} = -1310,054 \text{ N}$$

Silindir eksenine dik doğrultuda meydana gelen maksimum ve minimum yatay kuvvet:

$$\sum P_{y,\max} = 4221,285 \text{ N}$$

$$\sum P_{y,\min} = -4221,285 \text{ N olmaktadır.}$$

Fakat yukarıda bahsedildiği gibi, birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamının karşı ağırlıkla dengelenmesinin getirdiği olumsuzluklar göz önüne alındığında bu kuvvetlerin yarısının dengelenmesi durumunda:

$$m_{cw,j} = \frac{0.5m_j r / \rho}{2} = \frac{m_j r}{4\rho} = \frac{950,457 \times 45}{4 \times 32,36} = 330,43 \text{ g elde edilir.}$$

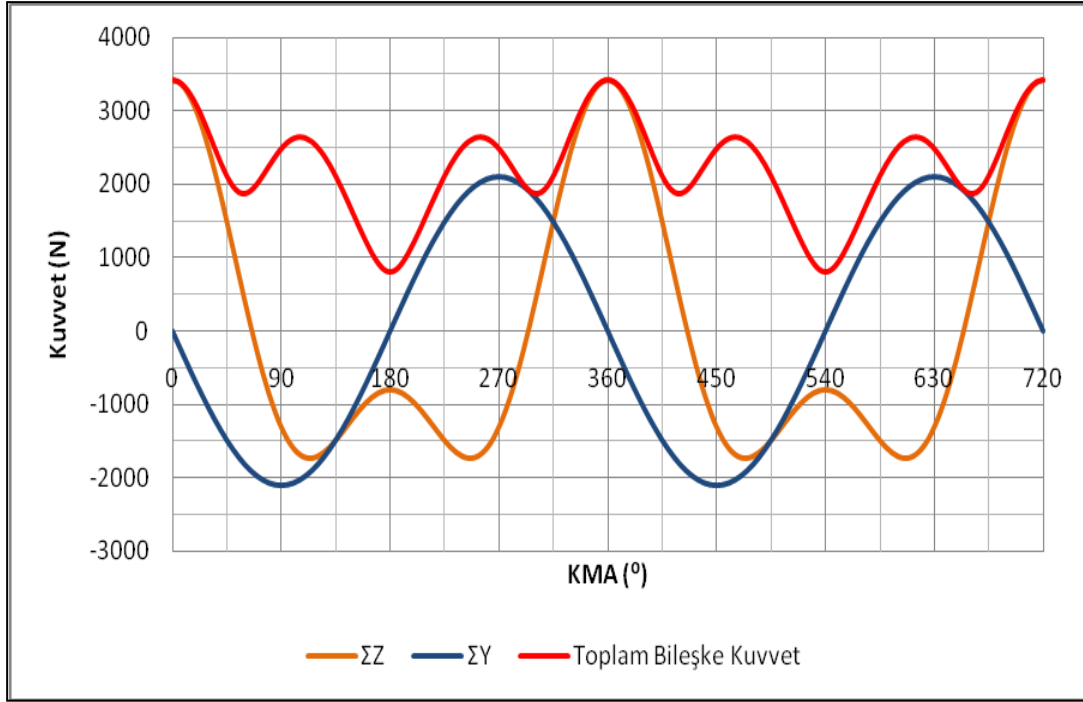
Bu durumda her bir karşı ağırlığın kütlesi:

$$m_{cw} = 1464,85 \text{ g}$$

Toplam karşı ağırlık kütlesi ise:

$$m_{cw,cw} = 1464,85 \times 2 = 2929,70 \text{ g olur.}$$

Bu durumda motorun birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin %50'sini dengelenmesi durumunda oluşacak olan düşey ve yatay kuvvetler Şekil 6.14'te gösterilmiştir.



Şekil 6.14 : 1. mertebeden atalet kuvvetlerinin %50'sinin dengelenmesi durumu.

Şekil 6.14'ten okunacağı gibi:

Silindir eksenini doğrultusunda meydana gelen maksimum ve minimum düşey kuvvet:

$$\sum P_{z,max} = 3420,0697 \text{ N}$$

$$\sum P_{z,min} = -1734,083 \text{ N}$$

Silindir eksenine dik doğrultuda meydana gelen maksimum ve minimum yatay kuvvet:

$$\sum P_{y,max} = 2210,643 \text{ N}$$

$$\sum P_{y,min} = -2210,643 \text{ N}$$

değerinde çıkmaktadır. Bu sonuçlar, krank karşı ağırlığı kütesinin azaltılması durumunda, yatay yöndeki kuvvetlerin bir kısmının düşey yöndeki kuvvetlere aktarıldığını göstermiş olmaktadır.

Standart motorda dişli tarafındaki krank karşı ağırlığı 1406,56 g, volan tarafındaki krank karşı ağırlığı ise 1475,8 g'dır. Dişli tarafındaki krank karşı ağırlıklarının ağırlık merkezinin krank dönme merkezine uzaklığı 32,23 mm, volan tarafındaki karşı ağırlığın ise 32,49 mm'dir.

Standart motordaki toplam karşı ağırlık:

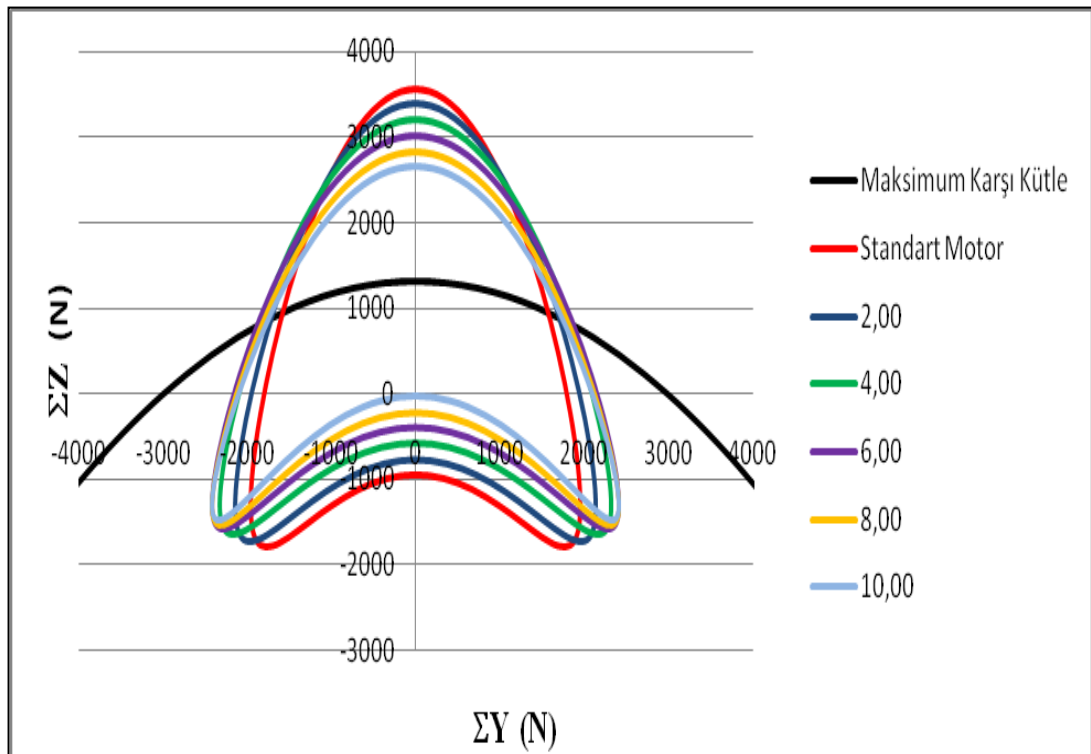
$$m_{cw,cw,std} = 1406,56 + 1475,8 = 2882,36 \text{ g}$$

Merkezkaç kuvvetinin ve 1. mertebeden atalet kuvvetlerini tamamının dengelendiği karşı ağırlık kütlesi $m_{cw,cw} = 1795,28 \times 2 = 3590,56 \text{ g}$ olmak üzere standart motorda 1.mertebeden atalet kuvvetinin % olarak:

$$\frac{m_{cw,cw,std} - m_{cwR,cwR}}{2m_{cw,j}} \times 100 \Rightarrow \frac{2882,36 - 2268,85}{1321,71} \times 100 = 46,42 \text{ 'si dengelenmektedir.}$$

Teorik hesaplamalarla bir kıyaslama yapıldığında genel kabul gören 1. mertebeden atalet kuvvetlerinin yarısının dengelenmesi durumu üretici firma tarafından standart motorda yaklaşık olarak uygulanmıştır.

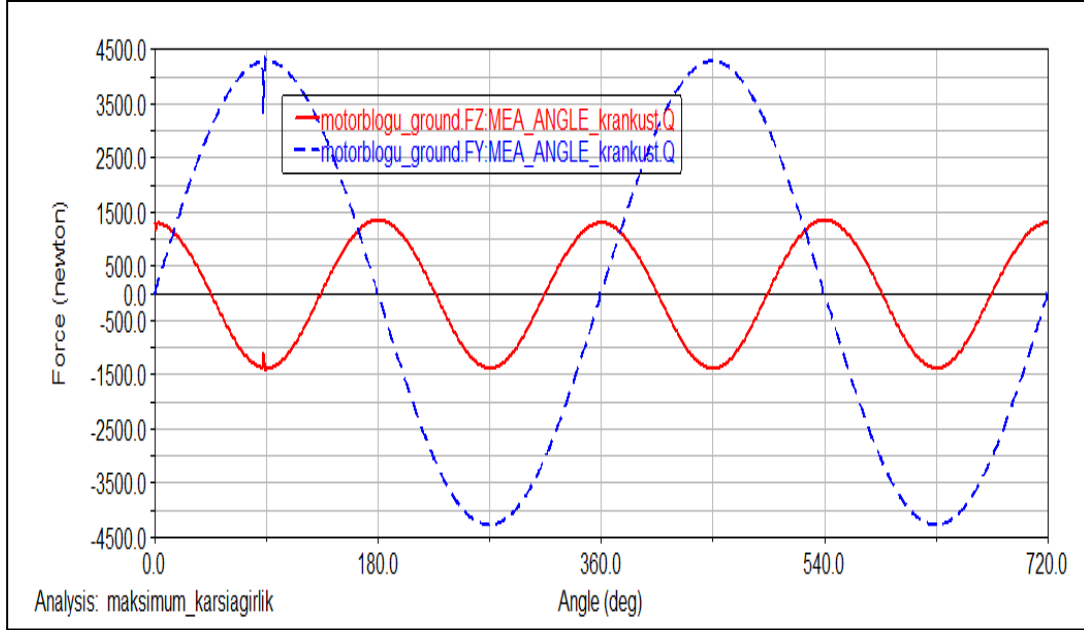
Standart motordaki krank karşı ağırlığının kütlesi artırılarak düşey ve yatay yöndeki kuvvet değişimleri Şekil 6.15'den gösterilmiştir. Burada standart motorun krank karşı ağırlığı % olarak artırılmıştır. Bunun sonucunda düşey ve yatay yöndeki kuvvet değişimleri incelenmiştir. Şekil 6.15'den de görüleceği gibi kütle artırımında düşey yöndeki kuvvette azalma olurken, yatay yöndeki kuvvette artış olmaktadır. Başka bir ifadeyle düşeydeki kuvvet yataya aktarılmaktadır.



Şekil 6.15 : Krank karşı ağırlık değişiminin düşey ve yatay yöndeki etkisi.

6.3.1.2 Adams analizi

Adams'ta yapılan analiz sonucu motorun 1.mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamının dengelenmesinde oluşacak olan düşey ve yatay kuvvetler Şekil 6.16'da gösterilmiştir.



Şekil 6.16 : Maksimum karşı ağırlıktaki düşey ve yatay kuvvetler.

Silindir eksenini doğrultusunda meydana gelen maksimum ve minimum düşey kuvvet:

$$\sum P_{z,max} = 1345,835 \text{ N}$$

$$\sum P_{z,min} = -1386,112 \text{ N}$$

Silindir eksenine dik doğrultuda meydana gelen maksimum ve minimum yatay kuvvet:

$$\sum P_{y,max} = 4216,507 \text{ N}$$

$$\sum P_{y,min} = -4281,911 \text{ N} \text{ olmaktadır.}$$

❖ Teorik hesaplardan elde edilen sonuçlar:

Maksimum ve minimum düşey kuvvet:

$$\sum P_{z,max} = 1310,054 \text{ N}$$

$$\sum P_{z,min} = -1310,054 \text{ N}$$

Maksimum ve minimum yatay kuvvet:

$$\sum P_{y,\max} = 4221,285 \text{ N}$$

$$\sum P_{y,\max} = -4221,285 \text{ N dur.}$$

Bunlara göre, teorik hesaplamaların sonuçları ile Adams programında elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında:

Maksimum düşey kuvvetteki sapma oranı:

$$\frac{1310,054 \times -1345,835}{1310,054} \times 100 = -2,67$$

Minimum düşey kuvvetteki sapma oranı:

$$\frac{-1386,112 \times -1345,835}{-1386,112} \times 100 = 2,96$$

Maksimum yatay kuvvetteki sapma:

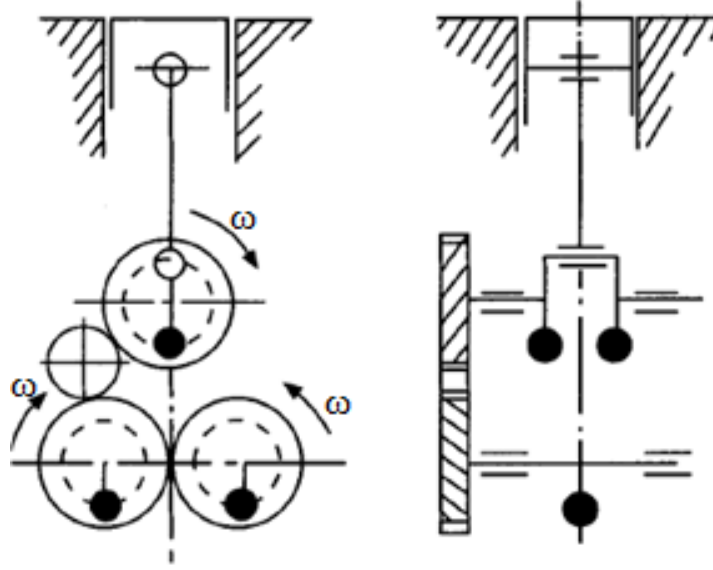
$$\frac{4221,285 \times -4216,507}{4221,285} \times 100 = 0,117$$

Minimum yatay kuvvetteki sapma:

$$\frac{4221,285 \times -4281,911}{4221,285} \times 100 = -1,66 \text{ elde edildi.}$$

6.3.2 Lanchester metodu (bir çift mil) ile dengeleme

Birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamen dengelenmesi Lanchester metoduna göre yapılabilir. Lanchester metodunda, Şekil 6.17’de gösterildiği gibi krank-biyel mekanizmasına, açısal hızları krankın açısal hızına (ω) eşit olan iki kütle yerleştirilir [1].



Şekil 6.17 : Lanchester metodunda krank-biyel mekanizması [5].

Miller birbirinin aksi yönde döndüklerinden; dönen kütlelerin merkezkaç kuvvetlerinin silindir eksenine paralel bileşenlerinin toplamı, birinci mertebeden atalet kuvvetlerini dengelerken, silindir eksenine dik bileşenlerinin toplamı sıfır olmakta, dolayısıyla yatay ekseninde hiçbir etki yapmamaktadırlar [5].

Senkronizasyon şartı için kütleler piston üst ölü noktada iken krank kollarının tersi yönünde yerleştirilirler [1].

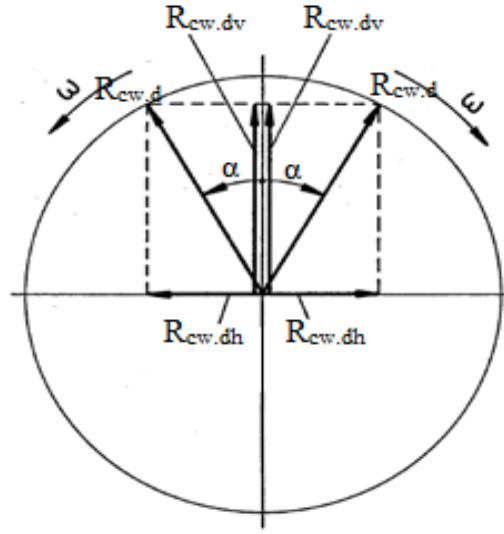
Lanchester kaçık kütlelerinde oluşan kuvvetler (Şekil 6.18) şunlardır:

$$P_{j_i} = m_j r \omega^2 \cos \alpha \quad (6.19)$$

$$R_{cw.d} = m_d \rho_d \omega^2 \quad (6.20)$$

$$R_{cw.dv} = m_d \rho_d \omega^2 \cos \alpha \quad (6.21)$$

$$R_{cw.dh} = m_d \rho_d \omega^2 \sin \alpha \quad (6.22)$$



Şekil 6.18 : Bir çift milde oluşan kuvvetler [7].

Lanchester dengelemede kullanılan karşı ağırlıkların kütleleri, kütle dengeleme formülleri kullanılarak elde edilir. Bunun sonucunda Lanchester da kullanılan (m_d) kütlesi şu şekildedir:

$$m_d = m_j \frac{r}{2\rho_d} \quad (6.23)$$

elde edilir.

Çift mille (Lanchester) dengelemede krank karşı ağırlıkları sadece krank muylusuna indirgenen kütlelerden kaynaklanan merkezkaç kuvvetini yenecek kadar bir kütleyle sahip olmalıdır. Dengeleme millerinde kaçık eksenli kütleler 1. mertebeden atalet kuvvetlerini yenecek kadar bir moment oluşturmalıdır. Bu şartlara göre önceki bölümlerde hesaplanan sadece merkezkaç kuvvetini yenecek kütle tek karşı ağırlık için $m_{cwR} = 1134,423$ g olmak üzere, toplam karşı ağırlık $m_{cwR,cwR} = 2268,485$ g değerinde hesaplanmıştır.

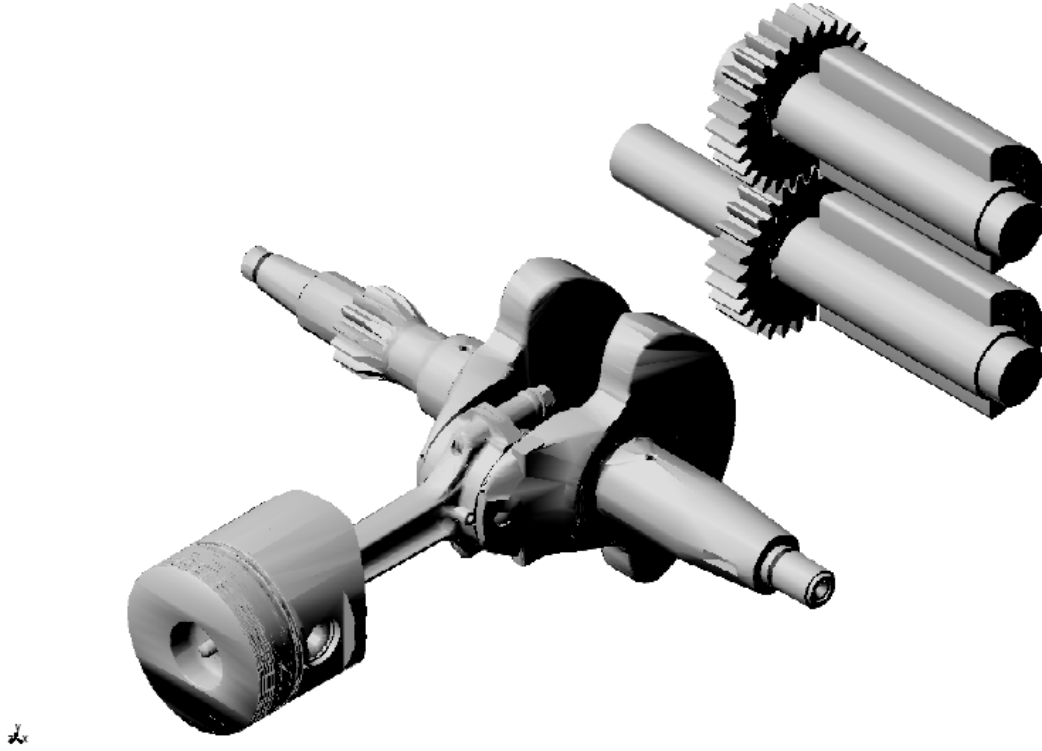
Kaçık kütlelerin mil dönme eksenine olan uzaklıkları model üzerinden $\rho_d = 17,38$ mm olarak okundu. Buna göre:

$$m_d = \frac{m_j r}{2\rho_d} = \frac{950,457 \times 45}{2 \times 17,38} = 1230,45 \text{ g olarak bulunur.}$$

Bulunan bu kütle birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamının dengelenmesi durumunda her bir mile konulması gereken kaçık kütleyi gösterir. Toplam kaçık kütle ise $m_{d,d} = 2460,91 \text{ g}$ 'dır.

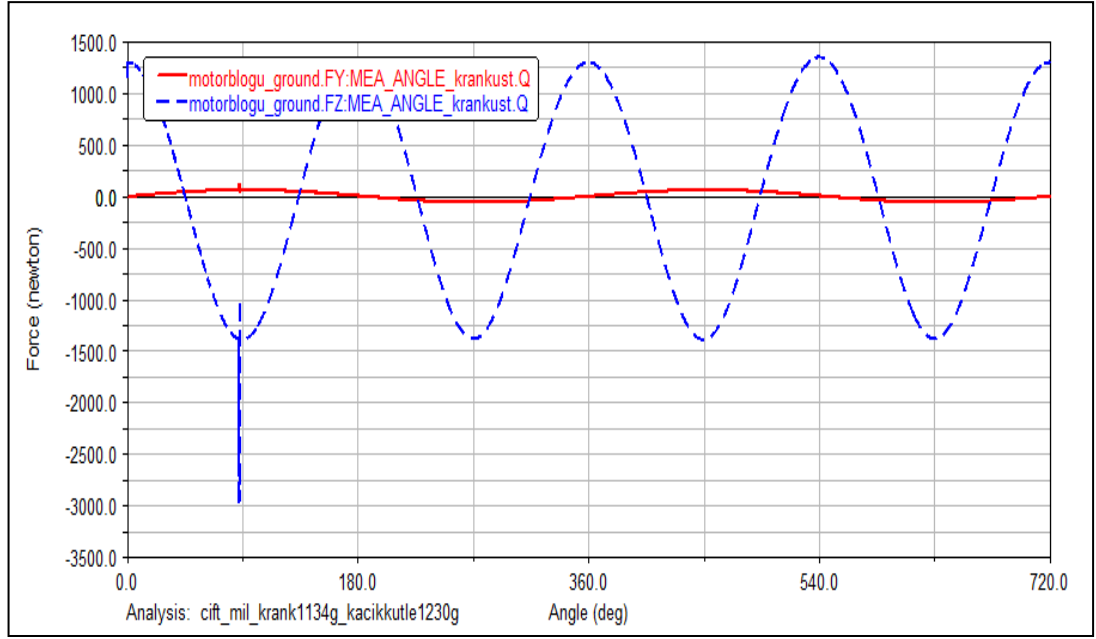
Bu teorik veriler, standart motorun katı modeline ilave edilen çift mil ve bu millerin üzerlerine ağırlıklar yerleştirilerek oluşturulan yeni modelin üzerinde kullanılarak Adams'ta analiz gerçekleştirilmiştir.

Analizin gerçekleştirildiği Lanchester milli model Şekil 6.19'da gösterilmiştir.



Şekil 6.19 : Lanchester milli model.

Analiz sonucunda bulunan düşey ve yatay yöndeki kuvvetler Şekil 6.20'den okunmuştur.



Şekil 6.20 : Lanchester metodu ile dengelemedeki kuvvetler.

Şekil 6.20’den kuvvetler okunacak olursa:

Silindir eksenini doğrultusunda meydana gelen maksimum ve minimum düşey kuvvet:

$$\sum P_{z,max} = 1347,58 \text{ N}$$

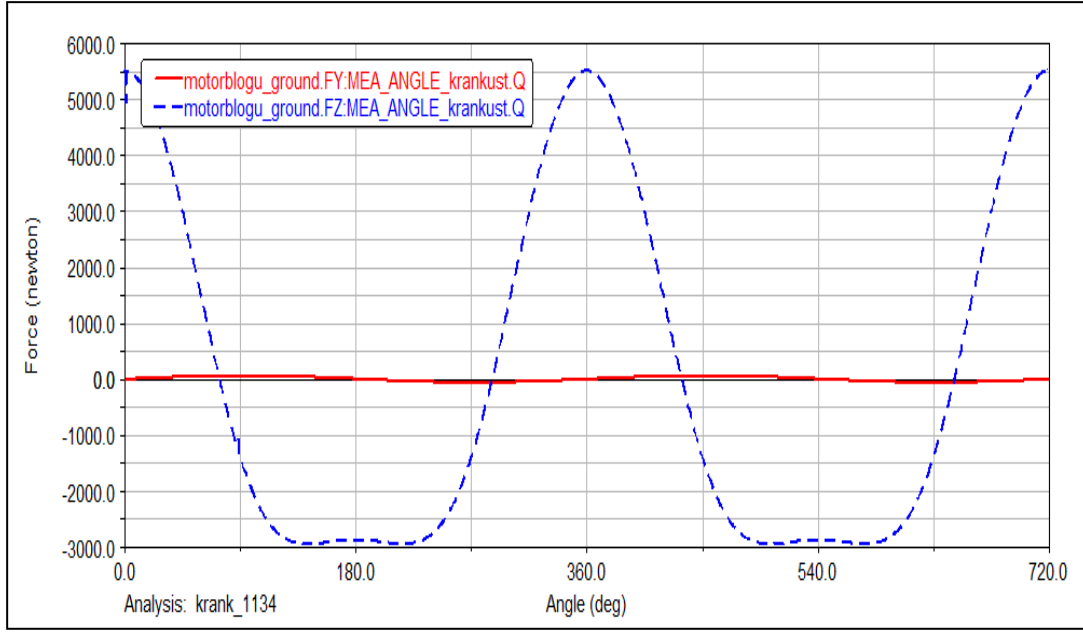
$$\sum P_{z,min} = -1393,49 \text{ N}$$

Silindir eksenine dik doğrultuda meydana gelen maksimum ve minimum yatay kuvvet:

$$\sum P_{y,max} = 60,79 \text{ N}$$

$$\sum P_{y,min} = -60,71 \text{ N} \text{ olmaktadır.}$$

Şekil 6.21’de dengeleme milleri, dolayısıyla kaçık kütleler kaldırıldığında analiz görülmektedir. Krank karşı ağırlığı $m_{cwR}=1134,423 \text{ g}$ dır. Burada Lanchester metodunun prensibi olan çift milin yatay yöndeki kuvvetlere etki etmediği gösterilmek istenmiştir.



Şekil 6.21 : Çift mil yok iken sadece merkezkaç dengelendiğindeki kuvvetler.

Silindir eksenine dik doğrultuda meydana gelen maksimum ve minimum yatay kuvvet:

$$\sum P_{y,\max} = 60,79 \text{ N}$$

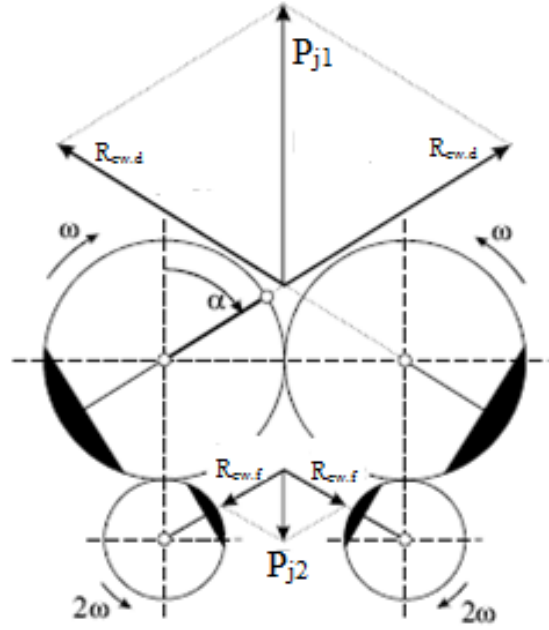
$$\sum P_{y,\max} = -60,71 \text{ N}$$

Sonuçlardan da görüleceği gibi yatay yönde kuvvetlerde değişim olmamıştır.

Yapılan analiz sonucunda yatay yöndeki kuvvet değeri standart motora göre çok büyük oranda düşmüştür. Çünkü kullanılan kaçık kütlelerin birbirlerine eşit olması ve zıt yönlerde dönmesi nedeniyle yatay yönde oluşan kuvvetler birbirlerini dengelemektedirler. Yatay yöndeki bu kuvvetler sadece krank muylusundaki kütleden kaynaklanmaktadır. 1.mertebeden atalet kuvvetleri için de düşey yöndeki kuvvetlerin standart motora göre düştüğü görülmektedir.

6.3.3 İki Lanchester dengeleme mili (iki çift mil) ile dengeleme

Tek silindirli bir makinede ikinci mertebeden atalet kuvvetlerinin dengelenmesi için, Şekil 6.22'deki şemaya göre açısal hızları krankın açısal hızının iki katı olan (2ω), iki karşı ağırlık daha yerleştirilir.



Şekil 6.22 : İki Lancester mili ile dengeleme mekanizması ve kuvvetler [7].

Lanchester metoduna benzer şekilde, krank hızının iki kat hızında (2ω) dönen kütlelerin merkezkaç kuvvetlerinin silindir eksenine paralel bileşenlerinin toplamı ikinci mertebeden atalet kuvvetlerinin dengelerken, silindir eksenine dik bileşenlerinin toplamı birbirlerini dengeler [5].

Bu dengelemede kullanılacak olan ikinci Lancester milindeki karşı ağırlıklarda oluşan kuvvetler şunlardır:

$$P_{j_2} = m_j r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad (6.24)$$

$$R_{cw,f} = m_f \rho_f 4\omega^2 \quad (6.25)$$

$$R_{cw,fv} = m_f \rho_f 4\omega^2 \cos 2\alpha \quad (6.26)$$

$$R_{cw,fn} = m_f \rho_f 4\omega^2 \sin 2\alpha \quad (6.27)$$

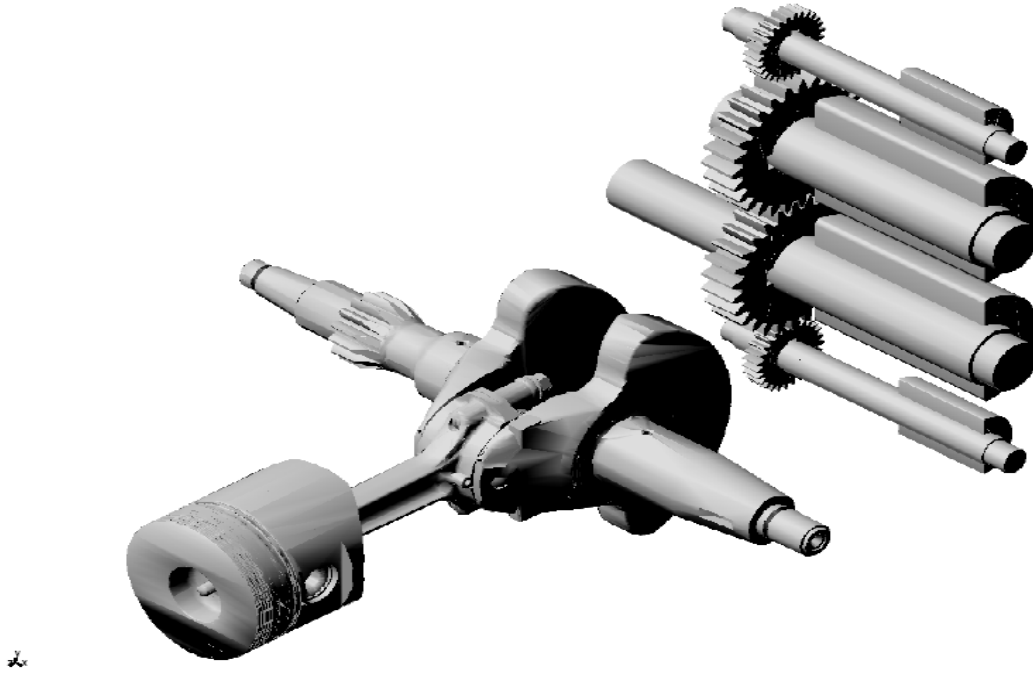
İkili Lancester da kullanılan m_f kütlesi şu şekildedir:

$$m_f = m_j \lambda \frac{r}{8\rho_f} \quad (6.28)$$

elde edilir.

İki çift mille dengelemede krank karşı ağırlıkları sadece krank muylusuna indirgenen kütlelerden kaynaklanan merkezkaç kuvvetini yenecek kadar bir kütleye sahip olmalıdır. 1. ve 2. dengeleme millerinde kaçık eksenli kütleler 1.mertebeden atalet kuvvetlerini yenecek kadar bir moment oluşturmalıdır. 3. ve 4. dengeleme millerinde ise kaçık eksenli kütleler 2.mertebeden atalet kuvvetlerini yenecek kadar bir moment oluşturmalıdır. Bu şartlara göre önceki bölümlerde hesaplanan sadece merkezkaç kuvvetini yenecek kütle tek karşı ağırlık için $m_{cwR}=1134,423$ g olmak üzere, toplam karşı ağırlık $m_{cwR,cwR} = 2268,485$ g değerinde hesaplanmıştır. Ayrıca 1.mertebeden atalet kuvvetlerinin tamamının dengelenmesi durumunda her bir mile konulması gereken kaçık kütle $m_d=1230,45$ g ve toplam kaçık kütle ise $m_{d,d} = 2460,91$ g olduğu Lanchester mili ile dengeleme hesaplamalarında bulunmuştur.

Analiz edilen model Şekil 6.23'te gösterilmiştir.



Şekil 6.23 : İki Lanchester milli model.

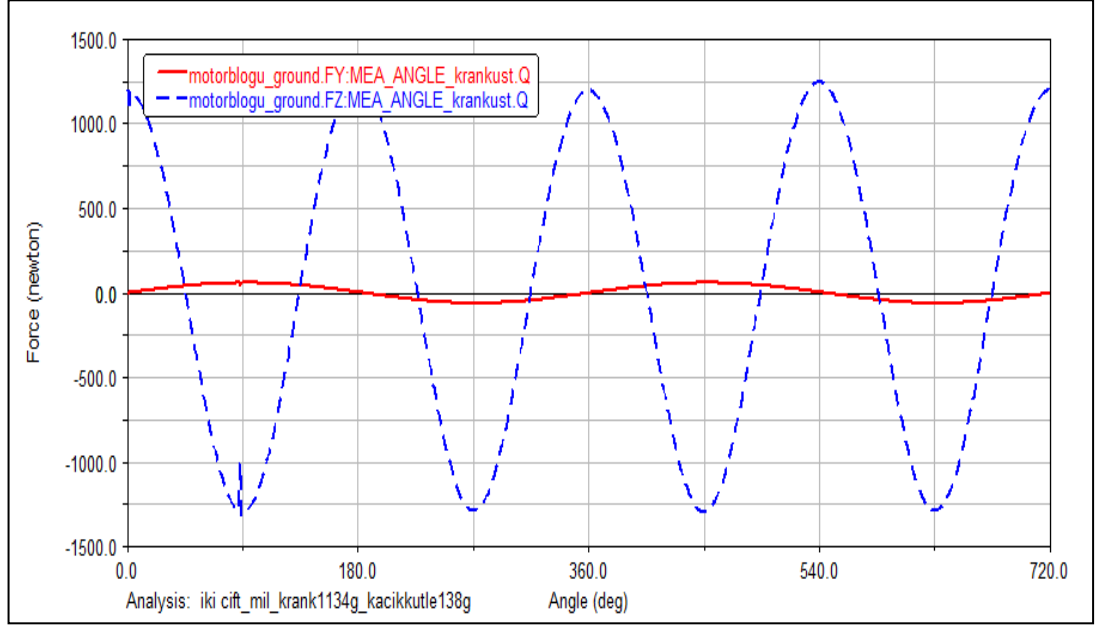
3. ve 4. mildeki kaçık kütlelerin mil dönme eksenine olan uzaklıkları model üzerinden $\rho_f=12$ mm olarak okundu. Buna göre:

$$m_f = m_j \lambda \frac{r}{8\rho_f} = 950,457 \times 0,31 \frac{45}{8 \times 12} = 138,27 \text{ g}$$

olarak bulunur.

Toplam kaçık kütle ise: $m_{f,f} = 276,53 \text{ g}$ dır.

Bu veriler doğrultusunda analiz gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda bulunan düşey ve yatay kuvvetler Şekil 6.24'ten okunmuştur.



Şekil 6.24 : İki Lanchester metodu ile dengelemedeki kuvvetler.

Şekil 6.24'ten kuvvetler okunacak olursa:

Silindir eksenine doğrultusunda meydana gelen maksimum ve minimum düşey kuvvet:

$$\sum P_{z,\max} = 1236,29 \text{ N}$$

$$\sum P_{z,\min} = -1239,29 \text{ N}$$

Silindir eksenine dik doğrultuda meydana gelen maksimum ve minimum yatay kuvvet:

$$\sum P_{y,\max} = 60,79 \text{ N}$$

$$\sum P_{y,\min} = -60,71 \text{ N olmaktadır.}$$

İki Lanchester mili kullanmak tek Lanchester mili kullanmaya göre düşey yönde maksimum kuvvette $1347,58 - 1236,29 \cong 111 \text{ N}$, minimum yönde ise $1393,49 - 1239,29 \cong 154 \text{ N}$ kadar azalma olmasını sağlamıştır.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada Anadolu Motor'un 3LD 510 model dizel motorunun dengelenmesi hem teorik veriler, hem de analiz programı üzerinden incelenmiştir. Teorik verilerden elde edilen sonuçlar analiz programı vasıtasıyla bulunan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bunun sonucunda model üzerinden yapılan analizin teorik sonuçlara oldukça yakın çıkması yapılacak olan dengeleme çalışmalarının program üzerinden yürütülmesine olanak sağlamıştır.

İçten yanmalı motorlarda dengelenmemiş kütleler önemli miktarda atalet kuvvetlerinin oluşmasına neden olduğundan, ilk aşamada krank-biyel mekanizması incelenmiştir. Bu mekanizmanın meydana getirdiği kuvvetleri kolayca bulabilmek için kütle indirgemesi yapılmıştır. Bu indirgeme "iki kütle metodu" kullanılarak yapılmıştır. İndirgeme sonucunda piston pernosunda öteleme hareketi yapan ve krank muylusunda rotasyon hareketi yapan kütleler belirlenerek bunların düşey ve yatay yönde oluşturdukları kuvvetler bulunmuştur.

Standart motorda karşı ağırlıklar mevcut değilken meydana gelen kuvvetler hesap edilmiştir. Böylece karşı ağırlıkların dengelemeye etkisi kolayca görülebilmektedir. Bu uygulamadan sonra standart motor için teorik hesaplamalar yapıldıktan sonra Adams/View'de analiz gerçekleştirilmiştir. Teorik hesapların sonucu ile analizden elde edilen sonuçlar birbirine çok yakın çıkmıştır. Bu durum modelin doğruluğunu göstermiş ve dolayısıyla yapılacak olan diğer analizlere olan güvenilirliği sağlamıştır. Bu sonuç daha sonra dengeleme üzerine yapılacak olan çalışmalarda, hesapların teorik hesaplamalar üzerinden değil de bu analiz programı vasıtasıyla gerçekleştirilerek alternatif dengeleme metotları üzerinde çalışabilme esnekliğini ortaya çıkarmıştır.

Standart motorun karşı ağırlığının, merkezkaç kuvvetlerinin yanı sıra 1. mertebeden atalet kuvvetlerinin de yaklaşık % 46'sını dengelediği hesaplamalar sonucunda görülmüştür. Amaç düşey yönde oluşan birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin yatay yöne taşınmak istenmesidir. Bu ifadeden de anlaşılacağı gibi herhangi bir kuvvet azalması olmamış sadece kuvvetlerin yönleri değiştirilmiştir.

Birinci mertebeden atalet kuvvetlerinin dengelenmesi iki mil ile dengeleme yani Lanchester metodu kullanarak yapılabilir. Bu metotta miller birbirinin aksi yönde döndüklerinden; dönen kütlelerin merkezkaç kuvvetlerinin silindir eksenine paralel bileşenlerinin toplamı, birinci dereceden atalet kuvvetlerini dengelerken, silindir eksenine dik bileşenlerinin toplamı sıfır olmakta, dolayısıyla yatay ekseninde hiçbir etki yapmamaktadırlar. Adams'ta dengeleme milleri dolayısıyla kaçık kütleler kaldırılıp bir analiz yapıldığında yatay yönde Lanchester modelinde yapılan analizdeki kuvvetler ile denk çıkmıştır. Dolayısıyla Lanchester'ın da yatay ekseninde bir etki yapmadığı görülmüştür. Ayrıca krank karşı ağırlık kütleleri standart motordaki kütlelerinden daha az konulduğundan düşey yöndeki kuvvetlerin standart motora göre düştüğü görülmüştür.

Lanchester metodunda sadece birinci mertebeden atalet kuvvetleri karşılanırken, iki çift mil (İki Lanchester mili) yani dört mil kullanıldığında ikinci mertebeden atalet kuvvetleri de dengelenmektedir. Adams'ta yapılan analiz sonucuna bakıldığında da Lanchester metoduna göre maksimum kuvvette yaklaşık 111 N, minimum kuvvette ise yaklaşık 154 N kadar bir azalma olmuştur. Bu azalmalar toplam kuvvet miktarı düşünüldüğünde çok büyük bir önem teşkil etmemektedir. Dolayısıyla dört mil kullanarak dengeleme yapmak maliyeti artıracak ve motorun kompaktlığını olumsuz yönde etkileyecektir. Bu olumsuzluklar bu metodun uygulanabilirliğini pek mümkün kılmamaktadır.

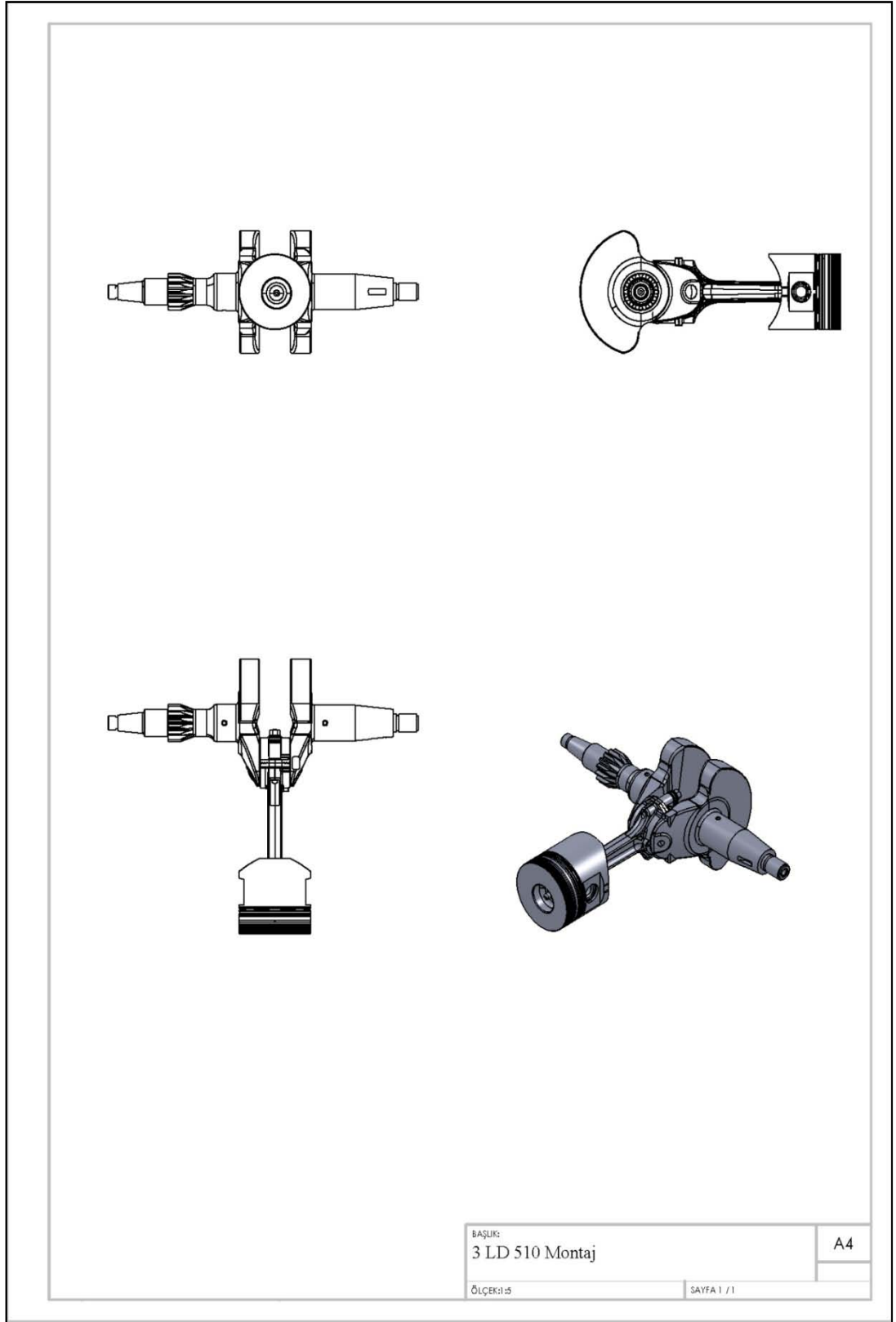
Yapılan analizler sonucunda motor dengelemesinde en uygun metodun Lanchester olduğu görülmüştür. Çünkü bu şekilde yapılan dengelemede kuvvet yatay ve düşey yönler arasında dağıtılmamakta, toplam kuvvette azalma meydana gelmektedir. Bu durum motorun dengelenmesine pozitif yönde katkı sağlamış olmaktadır.

KAYNAKLAR

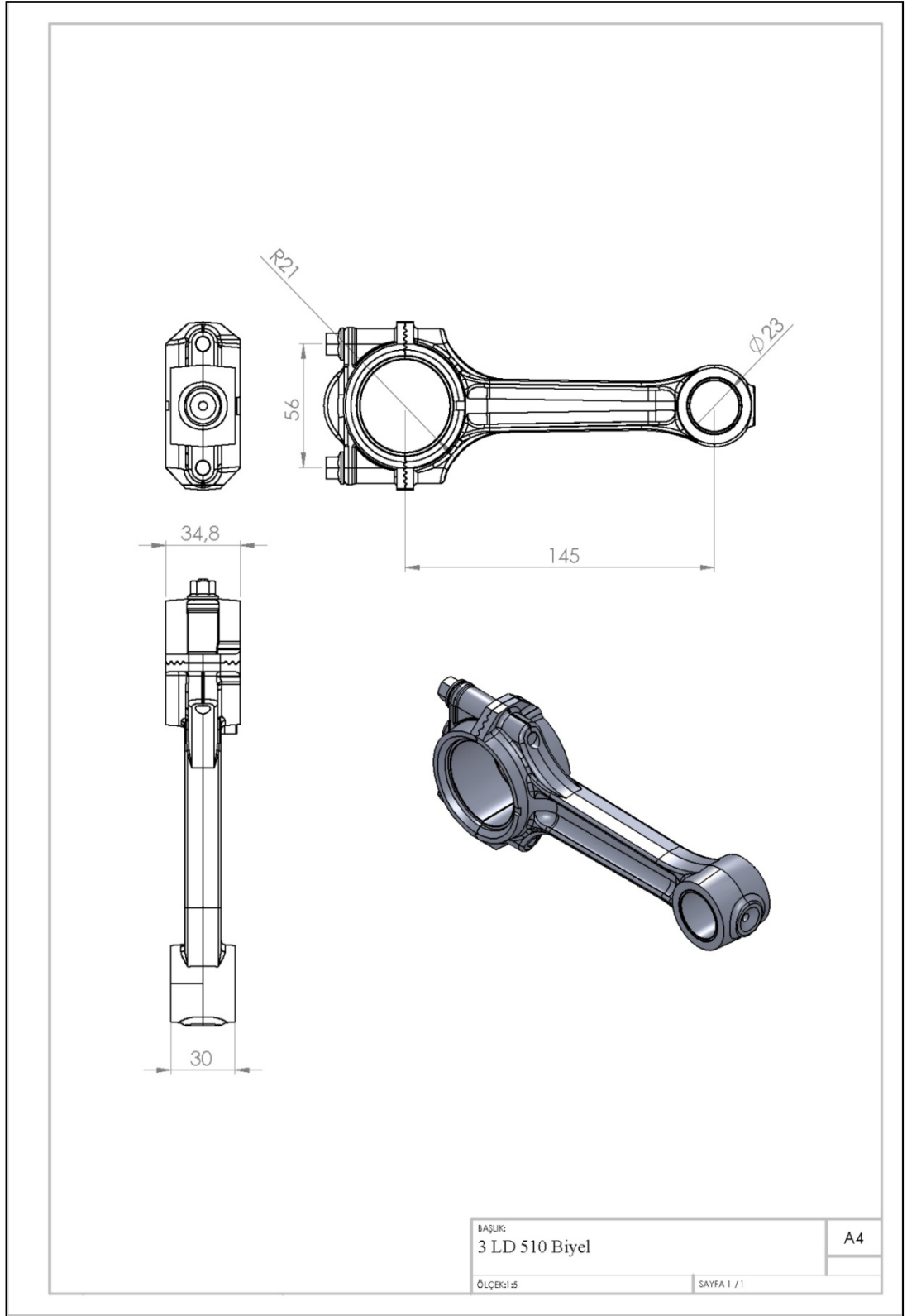
- [1] **Palavan, S.**, 1975: *Pistonlu Makineler Dinamiği*. İ.T.Ü. Kütüphanesi, sayı 1020, 6. Baskı.
- [2] **Çetinkaya, S.**, 1999: *Motor Dinamiği*. Nobel Yayın Dağıtım LTD.ŞTİ, sayı 94.
- [3] **Kolchin, A., and Demidov, V.**, 1984: *Design of Automotive Engines*.
- [4] **Yang, C., Hao, Z., and Zheng, G.**, 2009. *Balance Mechanism Design of Single Cylinder Engine Based on Continuous Mass Distribution of Connecting*. College of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China.
- [5] **Challen, B., Baranescu, R.**, 1999: *Diesel Engine Reference Book*. Second Edition. Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 225 Wildwood Avenue, Woburn, MA 01801-2041 A division of Reed Educational and Professional Publishing Ltd.
- [6] **Sandalcı, T.**, 2007: *Motor Dinamiği Ders Notları*, Y.T.Ü, İstanbul.
- [7] **Pischinger, S.**, 2005: *Internal Combustion Engines*. Volume I.
- [8] **İlksöz, S.**, 2008: Yüksek Lisans Tezi. *Mekanizmaların Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Dinamik Analizi*.
- [9] **Eğitim Notları**, 2008: *Mekanizma Tekniği ve Makina Dinamiği Dersleri*.
- [10] **Bach, E., Pfeiffer, P.**, 2006: *Verbrennungsmotoren/Lehrbrief V4/Bauteile der Verbrennungsmotoren, Grundlagen der Kinematik*. Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden, Maschinenbau / Verfahrenstechnik, Fahrzeugtechnik, Kraftfahrzeugantriebe und Kolbenmaschinen

EKLER

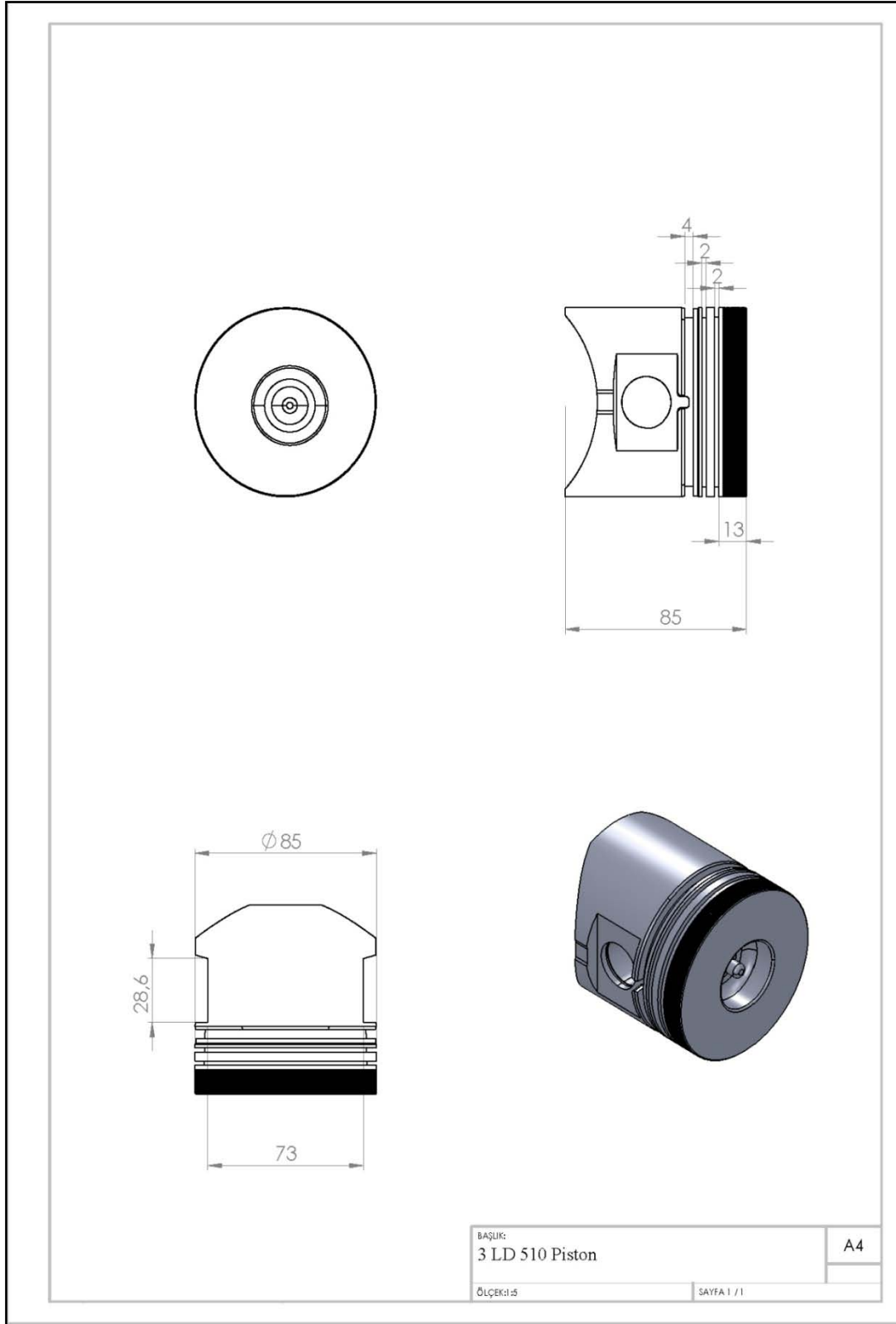
EK A.1: Cad Modeller



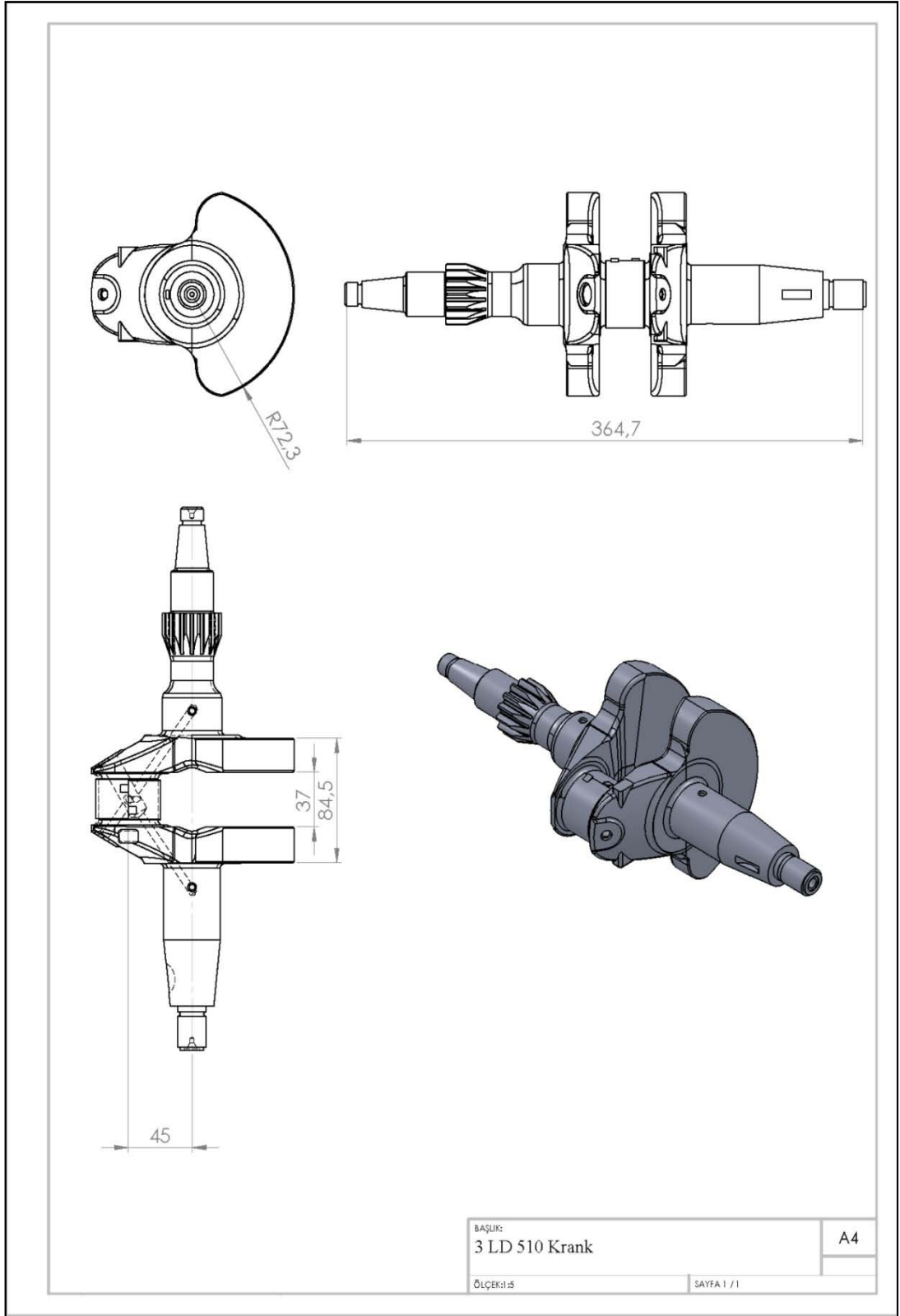
Şekil A.1 : 3 LD 510 montaj



Şekil A.2 : 3 LD 510 biyel



Şekil A.3 : 3 LD 510 piston



Şekil A.4 : 3 LD 510 krank



ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Mehmet OLGUN

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul, 18/05/1985

Lisans Üniversitesi: Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği

Çalıştığı Kurumlar: 2010-Devam Ediyor, T.C Devlet Demiryolları (TCDD)