



**DÖRT SİLİNDİRLİ DÖRT ZAMANLI BİR DİZEL MOTORUNUN
DİNAMİK MODELİ VE TİTREŞİMLERİNİN İNCELENMESİ**

Hamit SOLMAZ

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

EYLÜL 2014

Hamit SOLMAZ tarafından hazırlanan “DÖRT SİLİNDİRLİ DÖRT ZAMANLI BİR DİZEL MOTORUNUN DİNAMİK MODELİ VE TİTREŞİMLERİNİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Eğitimi Anabilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Halit KARABULUT

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunun onaylıyorum

.....

Başkan: Prof. Dr. Ahmet ÖZDEMİR

İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunun onaylıyorum

.....

Üye: Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunun onaylıyorum

.....

Üye: Prof. Dr. Can ÇINAR

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunun onaylıyorum

.....

Üye: Doç. Dr. Mehmet Ali GÜLER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, TOBB Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunun onaylıyorum

.....

Tez Savunma Tarihi: 15 /09 /2014

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Doktora Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Şeref SAĞIROĞLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

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

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

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

Hamit SOLMAZ

15/09/2014

DÖRT SİLİNDİRLİ DÖRT ZAMANLI BİR DİZEL MOTORUNUN DİNAMİK MODELİ VE TİTREŞİMLERİNİN İNCELENMESİ

(Doktora Tezi)

Hamit SOLMAZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Eylül 2014

ÖZET

Taşıtlarda sürüş güvenliği ve konforu olumsuz yönde etkileyen unsurlardan birisi titreşimlerdir. Taşıt titreşimlerinin temel kaynakları yol pürüzlülüğü ve motor titreşimleridir. İçten yanmalı motorda meydana gelen titreşimler, motorun çalışma prensibinin gereği olarak tamamen yok edilememektedir. Ancak hareketli parçaların kütlelerinde yapılacak optimizasyonlarla bu titreşimler azaltılabilir. Ayrıca uygun motor takozlarının kullanılmasıyla meydana gelen titreşimlerin karoseriye iletimi de minimize edilebilmektedir. Bu çalışmada dört silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun dinamik modeli geliştirilmiş ve motor titreşimleri incelenmiştir. Geliştirilen model motor bloğunun üç eksendeki öteleme hareketlerini, bu eksenler etrafındaki dönme hareketlerini ve krank milinde meydana gelen hız dalgalanmalarını ihtiva eden yedi serbestlik derecesine sahip bir modeldir. Modelde silindir gaz basınç kuvvetleri, hareketli parçaların atalet kuvvetleri, hidrodinamik ve kuru sürtünme kuvvetleri, harici yük momenti ve marş momenti dikkate alınmıştır. Motor bloğunun sabit bir zemine önden iki ve arkadan bir takoz ile bağlandığı kabul edilmiştir. Analizin daha gerçekçi olması için tek silindirli bir dizel motorundan deneysel olarak elde edilen silindir içi basınç verileri kullanılmıştır. Modelin sayısal çözümü için Taylor seri metodu kullanılmış ve FORTRAN dilinde bir program hazırlanmıştır. Geliştirilen simülasyon programı kullanılarak farklı motor yüklerinin, silindir basıncında meydana gelen çevrimsel farklılıkların, biyellerin atalet kuvvetlerinin, birleştirilmiş krank ve volan atalet momentlerinin, pistonların atalet kuvvetlerinin, karşı ağırlıkların atalet kuvvetlerinin etkileri incelenmiştir. Uygun takoz parametrelerinin belirlenebilmesi için öncelikle her eksenindeki optimum eşdeğer takoz parametreleri belirlenmiş daha sonra tork dönme eksenine dikkate alınarak üç takoz için ayırıklaştırma işlemi gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, geliştirilen modelin içten yanmalı motorların titreşim kaynaklarının belirlenmesinde, bu titreşimleri azaltma çalışmalarında ve uygun takoz parametrelerinin belirlenmesinde kullanılabileceği belirlenmiştir.

Bilim Kodu : 708.3.026

Anahtar Kelimeler : İçten yanmalı motorlar, dinamik, motor titreşimleri, krank mili titreşimleri, motor takozları

Sayfa Adedi : 269

Danışman : Prof. Dr. Halit KARABULUT

DYNAMIC MODEL OF A FOUR-CYLINDER FOUR-STROKE DIESEL ENGINE AND INVESTIGATION OF ITS VIBRATIONS

(Ph. D. Thesis)

Hamit SOLMAZ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

September 2014

ABSTRACT

Vibrations are one of the factors that affect vehicle driving safety and comfort negatively. Principal sources of vehicle vibrations are ground roughness and engine vibrations. The vibrations occurring in the internal combustion engines are not completely eliminated because of the working principle of the engine. Despite that, vibrations can be reduced by optimizing the mass of the moving parts. In addition this, the transmission of the engine vibrations to the chassis frame can be minimized by using appropriate engine mountings. In this study, a dynamic model of a four-cylinder four-stroke diesel engine was developed and engine vibrations were investigated. The model developed has seven degrees of freedom involving three translational and three rotational movements of the engine block and the crankshaft speed fluctuations. In the model, the cylinder gas pressure forces, inertia forces of the moving parts, hydrodynamic and dry friction forces, external load torque and starter torque were taken into consideration. It was assumed that the engine block was fixed to a rigid ground with two fronts and one rear mount. To improve the reliability of the analysis, the cylinder pressure was taken from a single cylinder four stroke diesel engine experimentally. For the solution of dynamic model a method based on Taylor series was used and a simulation program was developed in FORTRAN. By using the prepared simulation program the influences of; different engine loads, the cyclic variation of the in-cylinder pressure, the connecting rods inertia forces, the combined flywheel and crankshaft inertia moment, inertia forces of pistons, inertia forces counterweights; were examined. In order to determine appropriate mount parameters, primarily optimal equivalent mount parameters were determined on each axes, then decoupling of equivalent parameters into three engine mounts was carried out by considering torque roll axis decoupling. As the result, it is proved that, the model developed can be used for determination of vibrations generated by the engine, reducing these vibrations and determining appropriate engine mounting parameters.

Science Code : 708.3.026

Key Words : Internal combustion engines, dynamic, engine vibrations, crankshaft vibrations, engine mountings

Page Number : 269

Supervisor : Prof. Dr. Halit KARABULUT

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada engin bilgilerinden faydalandığım çok değerli Danışmanım sayın Prof. Dr. Halit KARABULUT'a, tez çalışmam boyunca bana yol gösteren sayın TİK üyeleri sayın Prof. Dr. Serdar YÜCESU ve sayın Prof. Dr. Ahmet ÖZDEMİR'e, matematik modelin bilgisayar koduna dönüştürülmesinde yardımlarını esirgemeyen arkadaşım Arş. Gör. Emre YILMAZ'a, tez yazımı ve düzenlenmesinde katkıları bulunan Öğr. Gör. Dr. Ahmet UYUMAZ'a, manevi olarak her zaman beni destekleyen aileme, çalışmam boyunca büyük bir sabır ve anlayışla yanımda olan sevgili eşim Neslihan Turan SOLMAZ'a ve en büyük motivasyon kaynağım olan kızım Betül SOLMAZ'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvii
 1. GİRİŞ	 1
 2. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA TİTREŞİM KAYNAKLARI ...	 5
2.1. Zorlama Kuvvetleri.....	5
2.1.1. Gaz basınç kuvvetleri	6
2.1.2. Piston-biyel-krank mekanizmasının atalet kuvvetleri	7
2.1.3. Sürtünme kuvvetleri ve diğer atalet kuvvetleri	8
 3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	 11
3.1. Titreşimlerin Belirlenmesi Amacıyla Yapılan Çalışmalar	12
3.2. Motor Bağlantı Elemanları	46
3.2.1. Elastomerik (Kauçuk) takozlar.....	54
3.2.2. Pasif hidrolik takozlar	56
3.2.3. Yarı aktif takozlar.....	59
3.2.4. Aktif takozlar.....	61
 4. HAREKET DENKLEMLERİNİN ELDE EDİLMESİ.....	 65
4.1. Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Kinematığı	67
4.2. Zorlama Kuvvetleri ve Momentlerinin Belirlenmesi	73
4.2.1. Pistona etki eden kuvvetler ve pistonların hareket denklemleri.....	74

	Sayfa
4.2.2. Biyellerin kütle ataletleri	77
4.2.3. Sürtünme kuvvetleri ve momentleri	78
4.2.4. Silindir gaz basınç kuvvetleri	81
4.3. Hareket Denklemlerinin Türetilmesi	85
4.3.1. Krank milinin dairesel hareket denklemi	85
4.3.2. Krank milinin düşey ve yatay hareket denklemi	87
4.3.3. Motor bloğunun hareket denklemleri	90
4.4. Takoz Parametrelerinin Belirlenmesi	99
4.5. Denklemlerin Çözülmesi	106
4.5.1. Bir serbestlik dereceli basit bir model için Taylor serisi çözümü	113
5. ANALİZ SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRME	121
5.1. Krank Mili Hız Dalgalanmaları	121
5.2. Blok Titreşimleri.....	132
5.3. Takoz Parametreleri.....	161
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	171
KAYNAKLAR	177
EKLER.....	187
EK-1 Modelde Kullanılan Diğer Denklemler	188
EK-2 FORTRAN’da Hazırlanan Analiz Programı	222
ÖZGEÇMİŞ	267

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Dört farklı basınç profili için Fourier katsayıları.....	84
Çizelge 4.2. Motor parametreleri ve sürtünme katsayıları.....	112
Çizelge 4.3. Kütle-yay-damperden oluşan Şekil 4.18'deki sistemin özellikleri.....	113
Çizelge 5.1. Motor bloğunun öteleme hareketleri için belirlenen doğal frekanslar.....	164
Çizelge 5.2. Motor bloğunun dönme hareketleri için belirlenen doğal frekanslar	165
Çizelge 5.3. Eşdeğer yay ve sönüm sabitlerinin ayrıklaştırılması	169

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Zamana bağlı krank mili burulma salınımları	15
Şekil 3.2. Volanın sallanma hareketleri	15
Şekil 3.3. Zamana bağlı volan sallanma hareketleri	16
Şekil 3.4. Piston ikincil hareketleri ve segman-silindir yüzeyi temas ilişkisi.....	18
Şekil 3.5. Krank açısına bağlı piston dönme hareketi.....	19
Şekil 3.6. Pistona etki eden sürtünme kuvvetleri.....	20
Şekil 3.7. Krank yatağındaki sürtünme katsayısının bir çevrim boyunca değişimi.....	21
Şekil 3.8. Piston-biyel-krank mekanizması ve zorlama kuvvetleri.....	22
Şekil 3.9. Sürekli rejimde tek silindirli bir motordaki krank mili burulma miktarı.....	23
Şekil 3.10. Motor hızının ve çeşitli moment değerlerinin tek silindirli bir motorda bir çevrimdeki değişimleri	24
Şekil 3.11. 6 silindirli bir dizel motorunda motor yük artışı sırasında meydana gelen krank mili burulma miktarları	25
Şekil 3.12. Zweiri ve ark. modelde kullandıkları tek silindirli dizel motorunun şematik görünümü	26
Şekil 3.13. Atalet değişimlerinin krank mili anlık hızına etkisi	28
Şekil 3.14. Hızlanma rejiminde krank mili hızındaki dalgalanmalar	28
Şekil 3.15. Anlık piston sürtünme momentleri	29
Şekil 3.16. Motor modellerinin şematik resimleri a) Tek silindirli motor b) Altı silindirli motor	31
Şekil 3.17. Tek silindirli motorda krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi	34
Şekil 3.18. Sağ arka takoz kuvvetinin zaman bağlı değişimi	34
Şekil 3.19. Tek silindirli motorda yerçekiminin krank mili açısal hız değişimlerine etkisi	35
Şekil 3.20. Altı silindirli motorda krank mili balans ağırlığının krank mili açısal hızına etkisi	36
Şekil 3.21. Çevrimsel farklılıkların krank mili hızına etkisi.....	36

Şekil	Sayfa
Şekil 3.22. Öztürk'ün modelinde kullandığı koordinat sistemleri ve serbestlik dereceleri	37
Şekil 3.23. Dairesel hareketli parçaların kütle ataletlerinin krank mili açısal hızına etkileri	39
Şekil 3.24. Biyel kütle ataletinin motor bloğu yatay öteleme hareketine etkisi	40
Şekil 3.25. Farklı motor yüklerinin krank mili açısal hızına etkisi.....	41
Şekil 3.26. Tekleme probleminin krank mili açısal hızına etkisi.....	42
Şekil 3.27. Guzzomi ver ark.'nın kullandıkları serbest cisim diyagramı.....	43
Şekil 3.28. 420 min^{-1} 'de yan yüzey kuvveti ve bloğa etki eden kuvvetlerin tahmini.....	45
Şekil 3.29. Motor bloğu momentinin deneysel verilerle karşılaştırılması	46
Şekil 3.30. Taşıta enine yerleştirilmiş bir motorun altı serbeslik derecesi	47
Şekil 3.31. Kütle yay ve damperden oluşan basit bir sistem	48
Şekil 3.32. İletim oranının frekans oranına bağlı değişimi	50
Şekil 3.33. İdeal bir takozun dinamik sertliğinin frekansa bağlı değişimi.....	51
Şekil 3.34. Dört silindirli Plymouth motorunun takoz bağlantıları ve tork yuvarlanma eksenini	52
Şekil 3.35. Üç noktadan bağlantılı motor askı sistemi (a) Enine yerleştirilmiş motor (b) Uzunlamasına yerleştirilmiş motor	53
Şekil 3.36. Üç ve dört noktadan bağlantılı motor askı sistemi	54
Şekil 3.37. Çeşitli şekillerdeki elastomerik motor takozları	54
Şekil 3.38. Elastomerik takozun mekanik modeli	55
Şekil 3.39. Elastomerik takozun dinamik sertliğinin frekansa bağlı değişimi.....	55
Şekil 3.40. Hidrolik takozlar (a) Basit delikli takoz (b) Ayırıcılı takoz	56
Şekil 3.41. Atalet kanallı pasif hidrolik takoz.....	57
Şekil 3.42. Ayırıcılı ve atalet kanallı pasif hidrolik takoz	57
Şekil 3.43. Pasif hidrolik takoz için mekanik modeli	58
Şekil 3.44. Hidrolik bir motor takozunun frekansa bağlı dinamik sertliği	59
Şekil 3.45. Yarı-aktif hidrolik motor takozu.....	60

Şekil	Sayfa
Şekil 3.46. Yarı-aktif bir hidrolik motor takozunun mekanik modeli	60
Şekil 3.47. Pasif hidrolik takoz ile yarı-aktif hidrolik takozun karşılaştırılması	61
Şekil 3.48. Aktif motor takozlarının mekanik modeli (a) elastomerik takoz (b) pasif hidrolik takoz	62
Şekil 3.49. Elektromagnetik bir aktif takozun şematik resmi	63
Şekil 3.50. 25 Hz frekansında şekil 3.48'deki takozun performansı	63
Şekil 3.51. Aktif takozun frekansa bağlı titreşim izolasyon performansı	64
Şekil 4.1. Koordinat merkezinin yerleşimi ve motor bloğunun solid çizimi	66
Şekil 4.2. Piston-biyel-krank mekanizması	68
Şekil 4.3. Piston-biyel-krank mekanizmasının anlık bir konumu	71
Şekil 4.4. Pistona etki eden kuvvetler ve pistonun serbest cisim diyagramı	75
Şekil 4.5. Biyelin salınım hareketi	77
Şekil 4.6. Silindir içi basınç ölçüm düzeneğinin şematik görünümü	81
Şekil 4.7. Silindir içi gaz basınçları ile Fourier serisi sonuçlarının karşılaştırılması	83
Şekil 4.8. Farklı varyans katsayılarına sahip iki basınç profilinin Fourier serisi ile fit edilmesi	85
Şekil 4.9. Krank milini döndürmeye zorlayan kuvvet ve momentler	86
Şekil 4.10. Krank miline düşey ve yatay eksenlerde etki eden kuvvetler	88
Şekil 4.11. Motor bloğunu z_b ekseninde döndürmeye zorlayan kuvvet ve momentler	91
Şekil 4.12. Motor bloğunun y_b ekseninde dönmesi	93
Şekil 4.13. Motor bloğunun x_b ekseninde dönmesi	95
Şekil 4.14. Motor bloğunun x_b ve y_b eksenlerinde ötelemeye zorlayan kuvvetler	96
Şekil 4.15. Motor bloğunun z_b doğrultusundaki ötelemesi	98
Şekil 4.16. Tork dönme ekseninin minimum atalet eksenine ve tork zorlama eksenine göre yerleşimi	99

Şekil	Sayfa
Şekil 4.17. Tork dönme ekseninde gerçekleşen dönmenin takoz yer değiştirmelerine etkisi	102
Şekil 4.18. Kütle yay ve damperden oluşan basit bir sistem	113
Şekil 4.19. Taylor serisi ile analitik çözümün karşılaştırılması	118
Şekil 4.20. Taylor serisi çözümünde terim sayısının hata miktarına etkisi	118
Şekil 4.21. Taylor serisi çözümünde adım aralığının hata miktarına etkisi.....	119
Şekil 5.1. Farklı motor hızlarında krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi	121
Şekil 5.2. Farklı indike ortalama efektif basınç değerleri için silindir içi gaz basınç kuvvetlerinin bir çevrimdeki değişimleri	122
Şekil 5.3. Farklı motor yüklerinde krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi ...	123
Şekil 5.4. Piston kütesinin krank mili açısal hızına etkisi ile bir çevrimdeki piston hız değişimleri	124
Şekil 5.5. Sürtünmeli ve sürtünmesiz şartlar için krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi	125
Şekil 5.6. Farklı volan-krank mili kütle atalet momentlerinin krank mili açısal hızına etkisi.....	126
Şekil 5.7. Biyel kütle atalet momentinin krank mili açısal hızına etkisi.....	127
Şekil 5.8. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 5.15 olan silindir içi basınç profilinin krank mili hız dalgalanmalarına etkisi	128
Şekil 5.9. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 12.92 olan silindir içi basınç profilinin krank mili hız dalgalanmalarına etkisi	129
Şekil 5.10. Bir çevrimlik ve sürekli tekleme durumunda silindir gaz basınç kuvvetinin değişimi.....	130
Şekil 5.11. Bir çevrimlik tekleme durumunda krank mili hızının zamana bağlı değişimi.....	130
Şekil 5.12. Sürekli tekleme durumunda krank mili hızının zamana bağlı değişimi	131
Şekil 5.13. Motor bloğunun öteleme hareketleri	133
Şekil 5.14. Motor bloğunun dönme hareketleri	135
Şekil 5.15. Piston kütesinin motor bloğunun düşey ötelemesine etkisi.....	136
Şekil 5.16. Pistonların bir çevrimdeki birincil ikincil ve toplam ivme değişimleri.....	137

Şekil	Sayfa
Şekil 5.17. Piston kütlelerinin motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi	139
Şekil 5.18. Piston kütlelerinin motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi	139
Şekil 5.19. Biyel kütle atalet momentlerinin motor bloğunun düşey ötelemesine etkisi	140
Şekil 5.20. Biyel atalet kuvvetlerinin düşey bileşenleri	141
Şekil 5.21. Biyel kütle atalet momentlerindeki balanssızlığın motor bloğunun x_b doğrultusundaki öteleme hareketine etkisi	142
Şekil 5.22. Krank mili karşı ağırlığındaki balanssızlığın motor bloğu düşey ötelemesine etkisi	143
Şekil 5.23. Karşı ağırlıktaki balanssızlığın x_b eksenindeki ötelemeye etkisi	144
Şekil 5.24. Krank mili karşı ağırlığındaki balanssızlığın motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi	144
Şekil 5.25. Krank mili karşı ağırlığındaki balanssızlığın motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi	145
Şekil 5.26. Sürtünmelerin motor bloğu düşey hareketine etkisi	146
Şekil 5.27. Sürtünmelerin motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi	147
Şekil 5.28. Yan yüzey kuvvetinin sürtünmeli ve sürtünmesiz çalışma durumlarındaki değişimi	148
Şekil 5.29. Sürtünmelerin motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi ...	148
Şekil 5.30. Volan-krank mili toplam kütle atalet momentinin motor bloğu düşey ötelemesine etkisi	149
Şekil 5.31. Volan-krank mili toplam kütle atalet momentinin motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki dönme hareketine etkisi	149
Şekil 5.32. Volan-krank mili toplam kütle atalet momentinin motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönme hareketine etkisi	150
Şekil 5.33. Farklı silindir içi basınç profillerinin blok düşey ötelemesine etkisi	152

Şekil	Sayfa
Şekil 5.34. Farklı silindir içi basınç profillerinin motor bloğunun x_b eksenindeki dönme hareketine etkisi	152
Şekil 5.35. Krank miline bir çevrimde etki eden tork dalgalanmalarının silindir içi basıncına bağlı değişimi	153
Şekil 5.36. Farklı silindir içi basınç profillerinin motor bloğunun z_b eksenindeki dönme hareketine etkisi	154
Şekil 5.37. Motor hızının motor bloğu düşey öteleme hareketine etkisi	154
Şekil 5.38. Motor hızının motor bloğunun x_b eksenindeki dönme hareketine etkisi	155
Şekil 5.39. Motor hızının motor bloğunun z_b eksenindeki dönme hareketine etkisi	156
Şekil 5.40. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 5.15 olan silindir içi basınç profilinin motor bloğu düşey ötelemesine etkisi.....	157
Şekil 5.41. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 12.92 olan silindir içi basınç profilinin motor bloğu düşey ötelemesine etkisi.....	158
Şekil 5.42. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 5.15 olan silindir içi basınç profilinin, motor bloğunun z_b eksenindeki dönmesine etkisi	159
Şekil 5.43. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 12.92 olan silindir içi basınç profilinin, motor bloğunun z_b eksenindeki dönmesine etkisi	159
Şekil 5.44. Bir çevrimlik teklemenin motor bloğunun z_b eksenindeki dönmesine etkisi.....	160
Şekil 5.45. Sürekli teklemenin motor bloğunun z_b eksenindeki dönmesine etkisi	161
Şekil 5.46. Yay ve sönüm sabitlerinin motor bloğu öteleme ve dönme hareketlerine etkisi	162
Şekil 5.47. Motor bloğu ötemelerinin farklı sönüm değerlerinde zamana bağlı değişimi	166
Şekil 5.48. z_b eksenindeki dönme hareketinin farklı sönüm değerlerinde zamana bağlı değişimi.....	167

Şekil**Sayfa**

Şekil 5.49. x_b ve y_b eksenleri etrafındaki dönme hareketlerinin farklı sönüm değerlerinde zamana bağlı değişimi.....	168
--	-----

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
a	Piston tepesinin piston pimine olan uzaklığı, m
A	Isı transferi yüzey alanı, m ²
A_f	Bir pistonu ait kompresyon segmanlarındaki toplam sürtünme yüzeyi, m ²
A_k	Fourier katsayısı
A_{2_n}	Pistonun doğrusal hızı ile krank mili açısal hızının oranı
B_k	Fourier katsayısı
c	Yatak boşluğu, m
C_k	Kısıtlama fonksiyonu
C_p	Piston ile silindir arasındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, Ns/m
c_x	Ön takozların x_b eksenindeki sönüm sabitleri, Ns/m
c_y	Ön takozların y_b eksenindeki sönüm sabitleri, Ns/m
c_z	Ön takozların z_b eksenindeki sönüm sabitleri, Ns/m
C_0	Krank mili ana yataklarındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, Nms/rad
C_u	Piston ile silindir arasındaki kuru sürtünme katsayısı, Ns/m
c_{bx}	Arka takozun x_b eksenindeki sönüm sabiti, Ns/m
c_{by}	Arka takozun y_b eksenindeki sönüm sabiti, Ns/m
c_{bz}	Arka takozun z_b eksenindeki sönüm sabiti, Ns/m
C_{km}	Kol muylularındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, Nms/rad

Simgeler**Açıklamalar**

c_{tx}	x_b doğrultusundaki eşdeğer sönüm sabiti, Ns/m
c_{ty}	y_b doğrultusundaki eşdeğer sönüm sabiti, Ns/m
c_{tz}	z_b doğrultusundaki eşdeğer sönüm sabiti, Ns/m
$c_{t\alpha}$	y_b eksenini etrafındaki eşdeğer sönüm sabiti, Nms/rad
$c_{t\phi}$	z_b eksenini etrafındaki eşdeğer sönüm sabiti, Nms/rad
$c_{t\psi}$	x_b eksenini etrafındaki eşdeğer sönüm sabiti, Nms/rad
F_f	Kompresyon segmanı ile silindir duvarı arasındaki sürtünme kuvveti, N
F_g	Pistona etki eden gaz kuvveti, N
F_I	Biyel atalet kuvveti, N
F_r	Segmanların silindir duvarına uyguladıkları baskı kuvveti nedeniyle oluşan sürtünme kuvveti, N
F_s	Piston yan yüzey kuvveti, N
F_w	Silindir gaz basınç kuvveti, N
F_u	Pistona etki eden kuru sürtünme kuvveti, N
F_v	Kol muylularındaki hidrodinamik sürtünmenin piston pimi üzerinde yarattığı kuvvet, N
F_0	Zorlama kuvvetinin genliği, N
F_L	Biyel kuvveti, N
F_μ	Pistona etki eden hidrodinamik sürtünme kuvveti, N
F_β	Biyel tarafından krank miline uygulanan kuvvet, N
F_∞	Piston ile silindir arasında segmanların yarattığı sabit bir sürtünme kuvveti, N
F_{by}	Ana yataklar tarafından krank miline uygulanan kuvvet, N
F_{bl}	Biyel kuvveti, N
F_{c_n}	Gaz basınç kuvveti, N

Simgeler**Açıklamalar**

F_{qj}	Genelleştirilmiş kuvvetler, N
$F_{\mu p}$	Piston kuru sürtünme kuvveti, N
F_{fp}	Piston hidrodinamik sürtünme kuvveti, N
F_{CH}	Karter basınç kuvveti, N
F_{tbx}	Arka takozdaki x_b doğrultusundaki iletim kuvveti, N
F_{tby}	Arka takozdaki y_b doğrultusundaki iletim kuvveti, N
F_{tbz}	Arka takozdaki z_b doğrultusundaki iletim kuvveti, N
F_{tlx}	Sol ön takozun x_b doğrultusundaki iletim kuvveti, N
F_{tly}	Sol ön takozun y_b doğrultusundaki iletim kuvveti, N
F_{tlz}	Sol ön takozun z_b doğrultusundaki iletim kuvveti, N
F_{trx}	Sağ ön takozun x_b doğrultusundaki iletim kuvveti, N
F_{try}	Sağ ön takozun y_b doğrultusundaki iletim kuvveti, N
F_{trz}	Sağ ön takozun z_b doğrultusundaki iletim kuvveti, N
$\vec{F}_c$	Motor takozlarındaki sönümleme kuvveti, N
$\vec{F}_k$	Motor takozlarındaki sertlik kuvveti, N
$\vec{F}_u$	Zorlama kuvveti vektörü, N
G	Krank mili açısına bağlı geometrik fonksiyon
G_1	Krank mili açısına bağlı geometrik fonksiyon
h	Yağ filmi kalınlığı, m
h_b	Arka takozların ağırlık merkezine olan dik uzaklıkları, m
h_c	Yakıtın alt ısı değeri, kJ/kg
h_f	Ön takozların ağırlık merkezine olan dik uzaklıkları, m
h_t	Isı transfer katsayısı, W/m ² K
h_0	Minimum yağ filmi kalınlığı, m

Simgeler

Açıklamalar

h_1	1. Silindir ekseninin ağırlık merkezine dik uzaklığı, m
h_2	2. Silindir ekseninin ağırlık merkezine dik uzaklığı, m
h_3	3. Silindir ekseninin ağırlık merkezine dik uzaklığı, m
h_4	4. Silindir ekseninin ağırlık merkezine dik uzaklığı, m
I_B	Motor bloğunun krank mili eksenine göre kütle ataleti, kgm^2
I_B	Biyelin pim eksenini etrafındaki kütle atalet momenti, kgm^2
I_r	Biyelin kütle merkezi etrafındaki kütle atalet momenti, kgm^2
I_{bx}	Motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki kütle atalet momenti, kgm^2
I_{by}	Motor bloğunun y_b eksenini etrafındaki kütle atalet momenti, kgm^2
I_{bz}	Bloğun z_b eksenine göre kütle atalet momenti, kgm^2
I_{cr}	Krank mili ve volanın toplam kütle atalet momenti, kgm^2
J	Dinamometrenin atalet momenti, kgm^2
K	Kinetik enerji, J
k_x	Ön takozların x doğrultusundaki sertlikleri, N/m
k_x	Ön takozların x_b eksenindeki yay sabitleri, N/m
k_y	Ön takozların y_b eksenindeki yay sabitleri, N/m
k_z	Ön takozların z_b eksenindeki yay sabitleri, N/m
k_{bx}	Arka takozun x_b eksenindeki yay sabiti, N/m
k_{by}	Arka takozun y_b eksenindeki yay sabiti, N/m
k_{bz}	Arka takozun z_b eksenindeki yay sabiti, N/m
k_{tx}	x_b doğrultusundaki eşdeğer yay sabiti, N/m

Simgeler**Açıklamalar**

k_{ty}	y_b doğrultusundaki eşdeğer yay sabiti, N/m
k_{tz}	z_b doğrultusundaki eşdeğer yay sabiti, N/m
$k_{t\phi}$	z_b eksenini etrafındaki eşdeğer yay sabiti, Nm/rad
$k_{t\alpha}$	y_b eksenini etrafındaki eşdeğer yay sabiti, Nm/rad
$k_{t\psi}$	x_b eksenini etrafındaki eşdeğer yay sabiti, Nm/rad
l	Biyel uzunluğu, m
ℓ	Yatak uzunluğu, m
L_{rod}	Biyel uzunluğu, m
m	Yanan yakıt kütlesi, kg
m_b	Motor bloğunun kütlesi, kg
m_c	Krank milinin kütlesi, kg
m_p	Piston kütlesi, kg
m_w	Balans ağırlıklarının kütlesi, kg
$\vec{M}_c$	Motor takozlarındaki sönümleme momenti, Nm
M_f	Ana yatak sürtünme momenti, Nm
$\vec{M}_k$	Motor takozlarındaki sertlik momenti, Nm
M_r	Doğrusal hareketli parçaların toplam kütlesi, kg
M_s	Marş motoru momenti, Nm
M_v	Kol muylusundaki sürtünme momenti, Nm
M_v	Krank mili kol muylularındaki sürtünmelerin meydana getirdiği moment, Nm
M_μ	Krank mili ana yataklarındaki hidrodinamik sürtünmeler sonucunda oluşan sürtünme momenti, Nm
N	Silindir sayısı
$N_2(\theta)g$	Yerçekimi kuvveti, N
P	Silindir basıncı, Pa

Simgeler**Açıklamalar**

$\bar{P}$	Ortalama indike efektif basınç, kPa
q_1	x eksenini etrafındaki dönme açısı, rad
q_2	y eksenini etrafındaki dönme açısı, rad
q_3	z eksenini etrafındaki dönme açısı, rad
q_j	Genelleştirilmiş koordinatlar
Q	Silindire sürülen ya da silindirden atılan ısı, J
r	Krank yarıçapı, m
r_k	Takozlar ile silindir eksenini arasındaki dik mesafe, m
r_w	Balans ağırlığının krank mili ekseninden uzaklığı, m
r_x	Ön takozların ağırlık merkezine x_b eksenindeki dik mesafesi, m
r_y	Öndeki takozların ağırlık merkezine y_b eksenindeki dik mesafesi, m
r_{tt}	Yaslanma yüzeyi tarafındaki piston yarıçapı, m
R	Segman temas yarıçapı, m
R_j	Muylu yarıçapı, m
s_b	Arka takozun ağırlık merkezine dik mesafesi, m
S	Piston yan yüzey kuvveti, N
t	Zaman, s
$T_e(\varphi)$	Gaz kuvveti, atalet kuvveti ve yer çekiminin oluşturduğu indike motor momenti, Nm
$T_{fr}(\varphi)$	Toplam sürtünme kuvveti, N
T_s	Krank milinin sertlik katsayılarından kaynaklanan moment, Nm
T_D	Krank milinin sönümlleme katsayılarından kaynaklanan moment, Nm
T_s	Motor ile dinamometre arasındaki yaylanma momenti, Nm

Simgeler**Açıklamalar**

T_D	Motor ile dinamometre arasındaki sönümleme momenti, Nm
T_g	Silindir içi gaz sıcaklığı, K
T_w	Silindir duvar sıcaklığı, K
T_L	Harici yük momenti, Nm
T_{f5}	Supap mekanizmasında meydana gelen sürtünme momenti, Nm
T_{fk}	Sürtünme momenti, Nm
T_{load}	Motor yükü, Nm
v_p	Pistonun anlık doğrusal hızı, m/s
V	Anlık silindir hacmi, m ³
ω	Zorlama frekansı, Hz
ω	Krank mili açısal hızı, rad/s
ω_n	Sistemin doğal frekansı, Hz
ω_{rod}	Biyelin açısal hızı, rad/s
$\dot{\omega}_1$	Krank mili açısal ivmesi, rad/s ²
$\dot{\omega}_2$	Dinamometre açısal ivmesi, rad/s ²
x	x eksenindeki öteleme, m
x_L	Pistonun yatay düzlemde aldığı yol, m
$x(\varphi)$	Anlık piston konumu, m
$\dot{x}_b$	Motor bloğunun x_b eksenindeki hızı, m/s
$\ddot{x}_b$	Bloğun x_b eksenindeki ivmesi, rad/s ²
X_{tb}	Arka takozdaki x_b eksenindeki yer değiştirme, m
X_{tl}	Sol ön takozdaki x_b eksenindeki yer değiştirme, m
X_{tr}	Sağ ön takozdaki x_b eksenindeki yer değiştirme, m
y	y eksenindeki öteleme, m
y_p	Pistonun krank mili eksenine göre konumu, m

Simgeler**Açıklamalar**

$\dot{y}_b$	Motor bloğunun y_b eksenindeki hızı, m/s
$\ddot{y}_b$	Bloğun y_b eksenindeki ivmesi, rad/s^2
$\ddot{y}_c$	Krankın silindir eksenindeki doğrusal ivmesi, m/s^2
Y_{tb}	Arka takozdaki y_b eksenindeki yer değiştirme, m
Y_{tl}	Sol ön takozdaki y_b eksenindeki yer değiştirme, m
Y_{tr}	Sağ ön takozdaki y_b eksenindeki yer değiştirme, m
z	z eksenindeki öteleme, m
$\dot{z}_b$	Motor bloğunun z_b eksenindeki hızı, m/s
Z_{tb}	Arka takozdaki z_b eksenindeki yer değiştirme, m
Z_{tl}	Sol ön takozdaki z_b eksenindeki yer değiştirme, m
Z_{tr}	Sağ ön takozdaki z_b eksenindeki yer değiştirme, m
π	Pi sayısı
β	Biyel açısı, rad
ε	Yatak eksantrikliği, m
ε	Krank mili açısal ivmesi, rad/s^2
θ	Krank mili açısı, rad
λ	Balans ağırlığının silindir ekseni ile yaptığı açı, rad
λ	Krank yarıçapı ile biyel uzunluğunun oranı
τ	Periyodik değişken
τ	Pistona düşey yönde etki eden viskoz sürtünme, N
η_0	Dinamik viskozite
γ	Politropik üs
ϑ	Pistonun pim ekseni etrafındaki dönme açısı, derece
ζ	Sönüm oranı
Ω	Minumum atalet ekseni ile tork dönme ekseni arasındaki açı, rad
Φ	Minumum atalet ekseni ile z_b arasındaki açı, rad
μS	Piston yan yüzey kuvvetinden kaynaklanan sürtünme kuvveti, N

Simgeler**Açıklamalar** σ_{imep}

İndike ortalama efektif basıncın standart sapması

 $\dot{\phi}_{cr}$

Krank mili açısal hızı, rad/s

 α Bloğun y_b eksenini etrafındaki dönme açısı, rad φ Bloğun z_b eksenini etrafındaki dönme açısı, rad ψ Bloğun x_b eksenini etrafındaki dönme açısı, rad $\dot{\alpha}$ Bloğun y_b eksenini etrafındaki açısal hızı, rad/s $\dot{\phi}$ Bloğun z_b eksenini etrafındaki açısal hızı, rad/s $\dot{\psi}$ Bloğun x_b eksenini etrafındaki açısal hızı, rad/s $\ddot{\alpha}$ Bloğun y_b eksenini etrafındaki açısal ivmesi, rad/s² $\ddot{\phi}$ Bloğun z_b eksenini etrafındaki açısal ivmesi, rad/s² $\ddot{\psi}$ Bloğun x_b eksenini etrafındaki açısal ivmesi, rad/s²**Kısaltmalar****Açıklamalar****AÖN**

Alt ölü nokta

 COV_{imep}

İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı

İOEB

İndike ortalama efektif basınç

ÜÖN

Üst ölü nokta

TDE

Tork Dönme Eksenini

1. GİRİŞ

Günümüzde karayolu ulaşımı yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu nedenle karayolu ulaşımında kullanılan otomobil, otobüs, kamyon ve benzeri araçların sürüş emniyeti ve konforu son derecede önemlidir. Sürüş güvenliğinin ve konforunun bir arada optimum düzeyde sağlanması mühendislik bilimini ilgilendiren konuların başında gelmektedir.

Titreşim ve gürültü, taşıt sürüş güvenliğini ve konforunu etkileyen önemli unsurlardan ikisidir. Oldukça karmaşık dinamik bir sisteme sahip olan motorlu taşıtlar, içerisinde bulunan yolcular, eşyalar, yol zemini ve taşıt etrafında akan hava ile sürekli etkileşim halindedirler. Karayolu taşıtlarında titreşim ve gürültünün temel kaynakları, içten yanmalı motor, yol yüzeyi ve aerodinamik etkilerdir. Sürekli olarak titreşime ve gürültüye maruz kalan kişilerde dikkat dağınıklığı, stres, sinirlilik hali ve yorgunluk belirtileri gözlenmektedir [1-4]. Bu durumdaki bir sürücünün kaza yapma olasılığı daha da yükselmektedir. Ayrıca taşıttaki titreşimler, taşıt üzerindeki sistemlerin darbelere, malzeme yorgunluğuna, sürtünmelere ve ısıl gerilmelere maruz kalmalarına ve kısa sürede arızalanmalarına neden olabilir. Malzeme yorgunluğuna bağlı arızalanmalar, titreşimin en önemli sonuçları arasında yer almaktadır [5,6].

Karayolu taşıtı üreticileri rekabetçi pazarda tutunabilmek için daha küçük hacimli, daha yüksek güçlü ve daha düşük yakıt tüketimine sahip motorlar geliştirmeyi amaçlamaktadırlar. Ancak tüm bu iyileştirmelerin yanında tüketicinin daha konforlu ve güvenilir taşıt beklentisi araştırmacıları taşıt titreşimlerini ve gürültüsünü azaltma arayışına sokmuştur [7-10]. Titreşim ve gürültü bağımsız iki ayrı problem gibi görünmesine rağmen aslında birbirleri ile yakından alakalıdır. Gürültünün en temel kaynağı titreşimdir. Titreşimin azaltılması gürültü miktarını yaklaşık iki kat kadar azaltmaktadır [11].

İçten yanmalı motorlarda meydana gelen titreşimler temel olarak; yanma sonucu oluşan ve piston ile silindir kapağına etki eden değişken gaz kuvvetlerinden, ivmeli doğrusal ve döngüsel hareket gerçekleştiren motor parçalarının balanssızlıklarından ve ataletlerinden, volanın meydana getirdiği merkezden kaçık dönme hareketinden, supap mekanizması ve zaman ayar mekanizmasındaki geçici rejim etkileşimlerinden meydana gelmektedir [12-15]. İvmeli doğrusal ve döngüsel hareket gerçekleştiren parçalar ile balanslanmamış kütlelerin yarattığı zorlama kuvvetleri, harmonik motor frekanslarının tam katlarını

meydana getirirler. Gaz kuvvetleri ise harmonik motor frekanslarının hem tam hem de yarım katlarının oluşumuna katkı yaparlar. Harmonik frekanslı motor titreşimlerinin daha küçük katları, parçaların esnekliklerinden, parçalar arası boşluklardan ve süreksiz temaslar gibi bazı diğer faktörlerden kaynaklanmaktadır [11,16].

İçten yanmalı motorlarda meydana gelen bu kuvvetler motor bloğunun üç ekseninde öteleme hareketi ile bu eksenler etrafında dönme hareketi yapmasına ve krank milinde hız dalgalanmalarına neden olmaktadır. Motor bloğunda meydana gelen öteleme ve dönme hareketlerinin olabildiğince izole edilerek taşıtın şasesine iletimi sınırlandırılmalıdır. Bu amaçla motor bloğunun karoseriye bağlantısında titreşimi belirli ölçüde izole edebilme özelliğine sahip takozlar kullanılmaktadır. En eski ve yaygın bağlantı şekillerinden olan kauçuk takozların yay sabitleri hemen hemen sabittir. Bu durum değişken titreşim frekanslarında (1-250 Hz) ve genliklerinde kauçuk takozların yetersiz kalmasına neden olmaktadır [17-19]. Bu nedenle frekans ve genlik değişimlerine bağlı olarak yay sabiti değişebilen takozlara ihtiyaç duyulmaktadır. Pasif, yarı aktif ve aktif hidrolik takozlar günümüzde bu ihtiyaca en iyi cevap verebilecek titreşim izolasyon elemanlarıdır [20-22].

Taşıt titreşimlerinin azaltılabilmesi amacıyla deneysel çalışmalar yapılabilir. Ancak üretim aşamasından önce yapılacak kapsamlı bir dinamik analiz maliyetlerden ve zamandan önemli ölçüde tasarruf edilmesine imkân sağlar. Dinamik analizlerin gerçekçiliğinin arttırılabilmesi ve hem motor hem de yol kaynaklı titreşimlerin bir arada analiz edilebilmesi için çok sayıda serbestlik derecesi içeren modellerin ele alınması gerekmektedir. Bu tarz bir model yaklaşımı ise oldukça karmaşık olması ve çok sayıda parametre içermesi nedeniyle çoğu zaman kullanışsız olabilir. Bu nedenle karayolu taşıtlarında titreşimler analiz edilirken, genellikle motor titreşimleri ve yol kaynaklı şasi titreşimleri birbirinden ayrı olarak ele alınmaktadır. Motorun titreşim analizi sonucunda elde edilen motor takozu kuvvetleri, şasi analizinde zorlayıcı kuvvet olarak kullanılabilir.

Bu çalışmanın amacı dört silindirli, sıra tipi bir içten yanmalı motorun dinamik modelinin oluşturulması ve titreşimlerin incelenmesidir. Motor bloğunun üç düzlemde öteleme ve bu düzlemler etrafında dönme hareketi yaptığı, ayrıca krank milinde hız dalgalanmalarının olduğu kabulü ile oluşturulan modelde, motor parçalarının hareketleri krank açısına bağlı olarak türetilmiştir. Yedi serbestlik derecesi ihtiva eden bu modelin gerçeğe daha yakın

sonuçlar verebilmesi amacıyla deneysel verilerden elde edilen silindir içi gaz basınc değerleri kullanılmıştır. Yine daha gerçekçi sonuçlar elde edebilmek amacıyla, parçaların atalet kuvvetleri ve gaz basınc kuvvetlerinin yanı sıra pistonlar ile silindirler arasındaki, krank muyluları ile yatakları arasındaki ve kol muyluları ile biyeller arasındaki sürtünmeler modele dahil edilmiştir. Modelin oluşturulmasında bağımlı model olarak tanımlanan yöntem kullanılmış olup, piston-biyel-krank mekanizmasının hareketleri blok hareketleri ile bir arada modellenmiştir.

Oluşturulan model ile motor bloğu hareketleri ve krank mili hız dalgalanmaları belirlenmiş, doğrusal ve döngüsel hareket gerçekleştiren parçaların ataletlerinin, sürtünmelerin ve farklı gaz basınc profillerinin motor bloğu hareketlerine ve krank mili hız dalgalanmalarına olan etkileri incelenmiştir. Aynı zamanda motor bloğu hareketlerine bağlı olarak meydana gelen takoz kuvvetlerinin optimum şekilde izole edilebilmesi için uygun takoz parametreleri belirlenmiştir.

Motor dinamiği ve motor titreşimleri konularında ülkemizde yapılmış araştırma sayısı oldukça azdır. Bu alışma motor dinamiği ve titreşimleri konularında Türkçe bir kaynak olması bakımındna önem taşımaktadır. Ayrıca bu tez çalışmasında oluşturulan modelin ve çözüm programının Türkiyenin yerli motor üretme hedefine katkı sağlayabileceği düşünülmektedir.

2. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA TİTREŞİM KAYNAKLARI

Günümüzde kara yolu ulaşımında kullanılan taşıtların tahrik edilmesinde en çok kullanılan güç kaynağı olan içten yanmalı motorlar, ısı enerjisini mekanik doğrusal harekete ve bu doğrusal hareketi de dairesel harekete çeviren makinelerdir. Kullandığı yakıt türü ne olursa olsun içten yanmalı bir motor temel olarak motor bloğu, silindir kapağı, piston, biyel ve krank mili olmak üzere beş ana elemandan meydana gelmektedir. İçten yanmalı motorlarda meydana gelen titreşimlerin temel kaynağı da motorun ana elemanlarından oluşan hareketli piston-biyel-krank mekanizmasıdır.

Motor bloğu hareketli ya da hareketsiz diğer bütün motor parçalarına yataklık etmektedir. Şasiye takozlar vasıtasıyla bağlanmış olan motor bloğunun belirli ölçüde hareket kabiliyeti mevcuttur [23]. Piston-krank-biyel mekanizmasının gaz basınç kuvvetinin etkisi ile gerçekleştirdiği doğrusal ve döngüsel hareketlerden kaynaklanan atalet kuvvetleri ve silindir kapağına etki eden gaz basınç kuvveti motor bloğunun çeşitli eksenlerde periyodik doğrusal ve rotasyonel hareketler gerçekleştirmesine neden olur [11,12,16,24-27]. Bu periyodik hareketler motor titreşimi olarak isimlendirilmektedir ve buradan anlaşılabileceği gibi motor titreşimlerinin oluşumunda en etkili unsurlar değişken gaz kuvvetleri ve hareketli parçaların yarattığı atalet kuvvetleridir. Motor bloğunu harekete zorlayarak titreşimlerine neden olan kuvvetlere genel olarak zorlama kuvvetleri denilmektedir [23-25,28,29].

2.1. Zorlama Kuvvetleri

Motor bloğu üzerinde doğrusal ya da döngüsel hareket gerçekleştiren bütün elemanlar, belirli ölçülerde zorlama kuvvetleri meydana getirerek motor titreşimlerine etki ederler. Gaz kuvvetleri ve piston-biyel-krank mekanizmasının yarattığı atalet kuvvetlerinin yanında, piston ile silindir, muylular ile yataklar, iticiler ile supaplar, supaplar ile kılavuzlar, zincir trigger ve dişliler arasındaki sürtünmeler, alternatör ve su pompası gibi yardımcı düzeneklerdeki sürtünmeler ve atalet kuvvetleri, soğutma sıvısı ve yağın yarattığı atalet kuvvetleri, supapların hareketinden kaynaklanan atalet kuvvetleri, kam milindeki sürtünmeler ve atalet kuvvetleri ve benzer diğer kuvvetlerin tamamı zorlama kuvveti olarak motor titreşimine etki eder. Ancak motordaki bütün bu zorlama kuvvetlerinin tamamını dinamik modelde dikkate almak modelin gerçekçiliğini arttırsa da modelin oldukça

karmaşık bir hale gelmesine neden olacaktır. Bu nedenle birçok çalışmada sadece gaz kuvvetleri ile piston-biyel-krank mekanizmasının atalet kuvvetleri dikkate alınmış diğer zorlama kuvvetleri ihmal edilmiştir [30-35].

2.1.1. Gaz basınç kuvvetleri

İçten yanmalı motorlarda hareket, yanma odasında yanma sonucu meydana gelen yüksek basınçlı gazlar ile sağlanmaktadır. Açığa çıkan bu gaz basıncı pistonun tepesinde, silindir cidarlarında ve motor bloğuna bağlı olan silindir kapağında basınç ve yüzey alanı ile doğru orantılı bir kuvvet meydana getirir. Dairesel silindir cidarlarına etki eden bu kuvvetin önemli bir etkisi bulunmazken, silindir kapağına etki eden basınç kuvveti motor bloğunu yukarıya doğru, piston tepesine etki eden basınç kuvveti ise pistonu aşağıya doğru harekete zorlar. Piston tepesine etki eden bu zorlama kuvveti biyel vasıtasıyla krank miline ve krank milinden de motor bloğuna aktarılır. Biyel muylularında kesme gerilmesi oluşturan bu hareket iletimi krank milini de burulmaya zorlamaktadır [10-12,16,23,36]. Aynı zamanda bu zorlama kuvveti iş zamanında piston ÜÖN'dan AÖN'ya inerken meydana gelen büyük yaslanma yüzeyinden motor bloğuna yatay doğrultuda etki eden bir kuvvetin de oluşmasına neden olur. Yatay doğrultuda meydana gelen bu kuvvet motor bloğunu krank mili eksenine etrafında dönme hareketi yapmaya zorlamaktadır [11,23,37]. Gaz basıncının meydana getirdiği zorlama kuvveti bütün, tam ve yarı harmonik frekansların oluşumuna katkı yapmaktadır [11,23,38,39].

Silindir içi basıncı krank mili açısına bağlı olarak sürekli değişmektedir. Bu nedenle gaz basıncının meydana getirdiği bu zorlama kuvvetleri, değişen silindir içi basıncına bağlı olarak artmakta ya da azalmaktadırlar [40-43]. Gaz basıncı kaynaklı titreşimlerin temel nedeni budur. Emme zamanında silindir içi basıncı normal emişli motorlarda atmosferik basıncın altındadır. Dolayısıyla emme işlemi boyunca pistonu zıt yönde etki eden bir kuvvet mevcuttur. Sıkıştırma zamanında piston önünde bulunan gazı ya da gaz karışımını yanma odası hacmine sıkıştırmaktadır. Bu durum pistonu zıt yönde daha büyük bir kuvvetin etki etmesine neden olur. İş zamanında ise yanma sonucu açığa çıkan yüksek basınçlı gazlar piston tepesine etki ederek pistonun silindir içerisinde AÖN'ya doğru hareket etmesini sağlarlar. Egzoz zamanında piston önündeki 5-6 bar basıncındaki egzoz gazlarını dışarıya süpürmektedir. Buradan anlaşılabileceği gibi motorda negatif işlerin meydana geldiği emme, sıkıştırma ve egzoz zamanlarında pistonu zıt yönde kuvvetler etki

ederken iş zamanında ise pozitif bir zorlama kuvveti etki etmektedir. Sürekli olarak değişen bu zorlama kuvveti krank mili hız dalgalanmalarında ve motor bloğunun krank mili eksenini etrafındaki titreşimlerinde önemli rol oynarlar. Ayrıca vuruntu ve teklemeye gibi problemlerin meydana gelmesi basınç profillerinin daha hızlı değişmesine neden olarak titreşimleri arttırabilir [40,44-46]. Basınç profilindeki bu ani değişimler pistonun silindiri cidarına hızla çarparak yanıl kuvvetlerin ve gürültünün artmasına neden olmaktadır.

İçten yanmalı bir motor sürekli değişken ortam koşullarında çalıştığından her çevrimde elde edilen silindir içi basınç profilleri çoğu zaman farklılık göstermektedir [47]. Çevrimsel farklılık olarak adlandırılan bu çalışma şartı zorlama kuvvetlerinin de çevrimden çevrime farklılık göstermesine neden olur. Çevrimsel farklılıklar krank mili açısal hız salınımlarını arttırırlar. Çevrimsel farklılıkların fazla olduğu rölanti devri civarında motorun çalışma frekansı doğal frekans bölgesine yaklaşmaktadır [10,48,49]. Çevrimsel farklılıklar krank milini burulmaya zorlamaktadırlar. Ayrıca çok silindirli motorlarda her bir silindirde elde edilen basınç profili aynı olmayabilir. Tek silindirli motorlarda motor bloğu krank mili etrafında dönmeye zorlanırken, çok silindirli motorlarda her bir eksen etrafında dönme hareketi meydana gelebilir. Çok silindirli motorlarda diğer eksenler etrafında dönme hareketi meydana gelmesinin nedeni silindirler arasında basınç profili farklılıklarıdır [50-53].

2.1.2. Piston-biyel-krank mekanizmasının atalet kuvvetleri

İçten yanmalı motorlarda kullanılan piston hareket gerçekleştirmekte, biyel ve krank mili vasıtasıyla bu doğrusal hareket dairesel harekete dönüştürülmektedir [54]. Piston ve biyel silindir içerisinde kurs miktarı kadar ilerlerken ÜÖN ve AÖN’da yön değiştirmekte ve bu noktalarda anlık doğrusal hızları sıfır olmaktadır. Bu periyodik yön değiştirme hareketi, belirli bir kütle ve ivmeye sahip olan piston ve biyelin, hareket yönüne zıt doğrusal bir atalet kuvveti yaratmasına neden olmaktadır. Bu atalet kuvveti krank mili vasıtasıyla motor bloğuna iletilerek motor bloğunda dikey doğrultuda titreşimlere neden olmaktadır [11,55].

İçten yanmalı bir motorda atalet kuvvetlerinin önemli bir kısmı doğrusal hareket gerçekleştiren parçalardan kaynaklanmaktadır. Bunun yanında özellikle iyi balanslanmamış volan, krank mili, kasnak gibi parçaların dairesel hareketleri de atalet

kuvvetleri yaratmaktadır [23]. Piston hareketini krank muylusuna aktaran biyel kolu diğer motor parçalarına göre daha fazla serbestlik derecesi içeren hareketler gerçekleştirmektedir. Piston pimine bağlı olan biyel, piston ile beraber doğrusal hareket gerçekleştirirken piston pimi etrafında da salınım hareketi yapmaktadır. Ayrıca biyelin kol muylusuna bağlı olan kısmı kol muylusu ile birlikte dairesel hareket meydana getirmektedir [36]. Biyelin salınım hareketi ile diğer tüm dairesel hareketlerden kaynaklanan atalet kuvvetleri motor bloğunun yatay eksen titreşimlerini meydana getirmektedirler. Ayrıca biyelin yatay ekseninde yaratmış olduğu atalet kuvveti piston pimi ve piston üzerinden motor bloğuna aktararak, motor bloğunu krank mili eksenini etrafında dönme hareketine zorlamaktadır.

Dairesel ve doğrusal hareket gerçekleştiren parçaların yaratmış olduğu atalet kuvvetleri sadece motor bloğu üzerinde etkili değildir. Tek silindirli motorlarda büyük bir kütleye sahip olan volanın atalet kuvvetinin etkisi ile krank mili burulmaya zorlanmaktadır [56]. Çok silindirli motorlarda piston-biyel-krank mekanizmasının yarattığı atalet kuvvetleri krank milini hem burulmaya hem de eğilmeye zorlamaktadır. Burulmanın etkisiyle krank milinde hız dalgalanmaları meydana getirmekte ve yapısal burulma titreşimleri oluşmaktadır. Krank milinde meydana gelen burulma titreşimleri hem ana yataklarda aşınmayı arttırmakta hem de malzeme yorgunluğuna neden olarak krank milinin kesilmesine yol açmaktadır [57].

2.1.3. Sürtünme kuvvetleri ve diğer atalet kuvvetleri

Piston-biyel-krank mekanizması ve gaz kuvvetlerinin meydana getirdiği zorlama kuvvetleri motor titreşimlerini oluşturan en büyük kuvvetlerdir. Bir çok araştırmada motor titreşimlerinin sadece bu iki tip zorlama kuvvetinin etkisi altında olduğu kabul edilerek matematik modeller oluşturulmuştur [30-33,58,59]. Ancak içten yanmalı bir motorda bu iki tip zorlama kuvvetinin dışında, motor titreşimlerine etki eden çok sayıda başka zorlama kuvvetleri mevcuttur. Silindir ve piston yüzeyleri arasındaki sürtünmeler, muylular ile yatakları arasındaki sürtünmeler, krank, biyel ve volan dışında dairesel hareket gerçekleştiren alternatör, su pompası, klima kompresörü gibi mekanizmalarda meydana gelen sürtünme ve atalet kuvvetleri, zaman ayar mekanizmasında kullanılan triger, zincir, dişli hareket iletim sistemlerindeki sürtünme ve atalet kuvvetleri, supap mekanizmasında kam milinin dairesel hareketinden kaynaklanan atalet kuvvetleri ile yataklarında meydana

gelen sürtünmeler, supapların ve iticilerin periyodik doğrusal hareketlerinden kaynaklanan atalet kuvvetleri, supaplar ile kılavuzları ve iticiler arasındaki sürtünme kuvvetleri ve benzeri diğer kuvvetler de zorlama kuvveti olarak değerlendirilebilir. Kısacası motor üzerinde doğrusal ya da dairesel hareket gerçekleştiren her bir parçada belirli miktarda atalet kuvveti ve birbiri ile temas halinde çalışan her bölgede bir sürtünme kuvveti meydana gelmekte ve bu kuvvetlerin motor titreşimlerine katkıları bulunmaktadır.

İçten yanmalı motorlarda hareketli bütün parçalarda bir miktar sürtünme mevcuttur. Ancak en önemli sürtünme kuvveti piston ile silindir yüzeyi arasında meydana gelmektedir. İçten yanmalı bir motorda toplam yakıt enerjisinin % 5'i pistonda meydana gelen sürtünmelere harcanmaktadır. Motordaki toplam sürtünme kaybının % 20-30'u piston ile silindir arasında meydana gelmektedir [60,61]. Bunun dışında piston pimi ile biyel ya da piston arasında, kol muylusu ile biyel yatağı arasında, krank mili ana muylusu ile yatakları arasında ve supap mekanizmasında önemli sürtünmeler mevcuttur [62]. Doğrusal hareket gerçekleştiren supaplar ve piston gibi parçalarda sürtünme kuvveti hareket yönüne bağlı olarak sürekli yön değiştirmektedir [29]. Doğrusal hareket eden parçalarda sürtünme kuvvetinin büyüklüğü, parçanın hızı, yağın viskozitesi, yüzey pürüzlülüğü ve sıcaklık gibi parametrelerle doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle piston ile silindir yüzeyi arasında meydana gelen sürtünme kuvveti krank mili hız dalgalanmalarına etki etmektedir. Ayrıca motor bloğunun dönme titreşimlerine de etkisi mevcuttur. Krank mili muylularında dairesel hareket sonucu oluşan sürtünme kuvveti ile kam mili mekanizmasında meydana gelen sürtünmeler krank milinde harici bir moment etkisi yaratmaktadır.

Supap mekanizmasında sürtünmelerin yanında, supapların kütlelerinin ve kam mili eksantrikliğinin etkisi ile atalet kuvvetleri de meydana gelmektedir [63]. Özellikle çok silindirli motorlarda supaplarda oluşan atalet kuvvetleri dikey yöndeki motor bloğu titreşimlerine önemli katkı yapabilirler. Kam milinde meydana gelen atalet kuvvetleri ise bloğun yatay yöndeki titreşimlerine etki edebilirler.

Motor bloğunda meydana gelen yatay doğrultudaki titreşimlerin ve gürültünün önemli nedenlerinden biriside piston çarpmasıdır. Piston ile silindir yüzeyi arasında oldukça küçük bir boşluk bulunmaktadır. Bu boşluk oldukça küçük olmasına rağmen pistonu ikinci bir hareket doğrultusu kazandırabilmesi için yeterlidir [41]. Ayrıca bu boşluktan dolayı piston pim eksenine etrafında küçük bir miktar dönme hareketi de gerçekleştirebilmektedir [23].

Özellikle iş zamanında yüksek basınçlı gazların etkisi ile piston silindir yüzeyine çarpar. Bu durum silindir yüzeyine yatay doğrultuda bir kuvvetin etki etmesine ve gürültü oluşumuna neden olur [42,43].

Motorda kullanılan soğutma sıvısı ve yağlama yağı, silindir içerisine alınan hava ve dışarı atılan egzoz gazı gibi akışkanlar da belirli bir miktar atalet kuvveti meydana getirmektedirler. Karterde bulunan ve sürekli çalkalanan motor yağı, soğutma kanallarındaki soğutma sıvısının yön değiştirmesi ve çalkalanması, çarpma ile yağlamalı sistemlerde piston-krank-biyel mekanizmasına çarpan yağ motor titreşimlerine etki eder [23].

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

İçten yanmalı motorlarda titreşimlerin araştırılması ve bu titreşimlerin izole edilmesi çalışmaları 1950'lere kadar uzanmaktadır [64]. Bu yıllarda özellikle elastik motor bağlantı elemanları üzerine yapılmış çalışmalara rastlanılmaktadır [64-68]. Motor bloğu titreşimlerinin modellenmesinde önceleri oldukça basit yaklaşımlar kullanılmıştır. En basit yaklaşımlardan birisi motor bloğunun katı bir cisim olarak kabul edildiği modeldir. Bu modelde motor bloğunun harmonik zorlamalara lineer cevaplar verdiği ve bloğun lineer elastik izolasyon elemanları ile bağlandığı kabulleri yapılmaktadır [30,67-70]. İçten yanmalı bir motor, dairesel ve doğrusal hareket gerçekleştiren parçalara sahiptir ve bu parçaların ataletlerinin etkisi altındadır. Motor bloğunun içerisinde hareketli akışkanlar mevcuttur. Ayrıca motor bloğunda da belirli miktarlarda eğilmeler gerçekleşebilir. Bu nedenle çalışma şartlarındaki içten yanmalı bir motor için katı cisim yaklaşımı yanlış sonuçlar doğuracaktır. Dahası hiçbir içten yanmalı motor bloğu çalışma şartlarında tek bir frekansta (harmonik olarak) zorlanmaya maruz kalmaz. Gaz basınç kuvvetleri ve hareketli parçaların yarattığı zorlama kuvvetleri motor bloğu geniş bir frekans aralığında zorlamaktadırlar [30,31].

Motor bağlantı elemanlarının seçiminde en önemli husus takozların sertlik ve sönümleme değerlerinin motora uygun olması ve takozların bağlanacağı yerlerin iyi seçilmesidir. Birçok araştırmacı tarafından uygun takoz parametrelerinin belirlenebilmesi için kullanılan, harmonik zorlanan katı cisim yaklaşımı yetersiz bir yaklaşımdır [71-76]. Takoz parametrelerinin doğru belirlenebilmesi için harekeli parçaların ve yanma işleminin yaratmış olduğu atalet ve gaz basınç kuvvetlerini dikkate alan bir modelin oluşturulması ya da deneysel yöntemler ile sonuca gidilmesi gereklidir. Bu amaçla bazı araştırmacılar motor bloğu titreşimlerini deneysel olarak ölçmüşlerdir [77-82]. Deneysel verilerden faydalanılarak takoz parametreleri yine deneysel olarak bulunabileceği gibi, verilerin motor bağlantı elemanı için oluşturulan bir modele zorlama kuvveti olarak tatbik edilmesi de mümkündür.

Deneysel yöntemler oldukça başarılı sonuçlar vermelerinin yanında, bu sonuçlar için bir genelleme yapılması mümkün değildir. Başka bir deyişle deneysel yöntem üzerinde çalışılan motor için başarılı olsa bile herhangi başka bir motor için bu verilerin kullanılması imkânsızdır. Bu nedenle deney işleminin her bir sistem için tekrarlanması

gerekmektedir. Oysaki matematiksel olarak hazırlanan bir modele motor boyut ve kütleleri girilerek her motor için analiz gerçekleştirilerek sonuca gidilebilir. Bu nedenle motorda çalışma esnasında meydana gelen zorlama kuvvetlerini kapsayan modeller zamandan ve maliyetten önemli ölçüde tasarruf edilmesini mümkün kılabilir. Ayrıca üretim aşamasından önce deney yapma imkânı bulunmadığından, gelişmiş modeller ile yapılacak analizlerle motorun boyutları, balans ağırlıklarının ve hareketli parçaların kütleleri ve uygun takozlar daha kolay belirlenebilir.

Bu güne kadar motor titreşimlerinin belirlenmesi amacıyla, harmonik zorlanan katı cisim yaklaşımının dışında daha gelişmiş modeller ortaya konulmuştur. Ancak bu modellerde de iki çeşit yaklaşımın mevcut olduğu görülmektedir. Bazı modeller sadece piston-biyel-krank mekanizması ve volan titreşimlerini kapsamakta iken bazıları ise piston-biyel-krank mekanizmasıyla beraber motor bloğu titreşimlerini ve motor bağlantı elamanlarını kapsamaktadır. Motor bloğunun titreşimleri harici titreşimler, piston-biyel-krank mekanizmasının titreşimleri ise dahili titreşimler olarak adlandırılmaktadırlar [23,28,30,83]. Harici titreşim modellerinde krank mili hız dalgalanmaları, blok hareketleri ve motor takoz parametreleri incelemektedir. Dahili titreşim modellerinde ise motor bloğu sabit kabul edilerek krank mili hız dalgalanmaları, krank mili burulma titreşimleri incelenmektedir. Gaz kuvvetleri, atalet kuvvetleri ve sürtünme gibi zorlama kuvvetlerinin krank mili üzerindeki etkilerinin daha kolay anlaşılabilirdiği ve bazı çalışmalarda yağlamadan kaynaklanan viskoz sürtünmelerin ve eksenden kaçık hareketlerin ele alındığı dahili titreşim modellerinin irdelenmesi daha kapsamlı ve gelişmiş harici titreşim modellerinin oluşturulabilmesi bakımından faydalı olabilir.

3.1. Titreşimlerin Belirlenmesi Amacıyla Yapılan Çalışmalar

Boysal ve Rahnejat [12] tek silindirli bir motorda krank mili burulma titreşimlerini incelemek amacıyla bir model oluşturmuşlardır. Model piston, biyel, krank mili, volan, zaman ayar dişlisi, burulma damperi ve krank mili ana yataklarını kapsamaktadır. Termodinamik esaslara dayanan silindir içi basınç profili ve Lagrange metodundan elde ettikleri hareket denklemlerini kullanmışlardır. Piston sürtünme kuvveti için deneysel yöntemle elde edilmiş dataları yaklaşık olarak sağlayan bir matematiksel ifadeden faydalanmışlardır. Ayrıca ana yataklarda oluşan hidrodinamik yağlama kuvvetlerini de modele dahil etmişlerdir. Silindir içi basıncı hesaplayabilmek için yanan yakıt sonucu

açığa çıkan ısıyı Eş. 3.1’de verilen Wiebe fonksiyonu ile silindir yüzeyinden gerçekleşen anlık ısı transferini de Eş. 3.2’deki Woschini ifadesi ile belirlemişlerdir.

$$\frac{dQ}{d\tau} = h_c \frac{d(m\theta)}{dt} \quad (3.1)$$

$$\frac{dQ}{dt} = h_t A (T_g - T_w) \quad (3.2)$$

Bu iki ifadeden faydalanarak silindir içi basıncı termodinamiğin 1. Kanununa göre,

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\gamma-1}{V} \frac{dQ}{d\tau} - \frac{\gamma}{V} P \frac{dV}{dt} - \frac{\gamma-1}{V} \frac{dQ}{dt} \quad (3.3)$$

eşitliği ile hesaplamışlardır [12]. Burada γ politropik üssü, V ise anlık silindir hacmini ifade etmektedir. Hareket denklemlerinin çözümü için Newton-Raphson metodunu kullanmışlar ve eş zamanlı olarak tahmin-düzeltilme (prediction-correction) yönteminden yararlanmışlardır. 0,5, 1, 1,5 ve 2’ncil frekansların oluşumunda gaz kuvvetlerinin, 2. frekanstan daha büyük frekansların oluşumunda ise atalet kuvvetlerinin etkili olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca krank milinin volan tarafında daha çok burulmaya zorlandığını ifade etmişler ve bunun volan tarafında daha büyük atalet kuvvetlerinin meydana gelmesinden kaynaklandığını vurgulamışlardır [12]. Bu çalışma bundan sonra Rahnejat ve ark. tarafından yapılmış olan üç çalışmaya [38,84,85] zemin oluşturması bakımından da önem taşımaktadır.

Kushwaha ve ark. [84] dört silindirli, dört zamanlı bir dizel motoru için parçaların deformasyonunu da içeren bir model geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri model volan, piston düzeneği, biyel, krank mili, kam dişlisi ve marş motoru gibi atalet kuvveti yaratan elemanları dikkate almaktadır. Ayrıca model muylu yataklarında meydana gelen direnç momentlerini de içermektedir. Modelde krank milinin esneyebildiği ve kol muylularının lineer olmayan elastik bir yapıya sahip olduğu kabul edilmiştir. Geliştirdikleri model yardımı ile krank milinde meydana gelen hız dalgalanmalarını, krank mili burulma titreşimlerini ve volanda meydana gelen sallanma hareketlerini incelemişlerdir. Modele bir kavrama sistemi ekleyerek volanda meydana gelen sallanmaların kavrama titreşimine ve gürültüye etkilerini araştırmışlardır.

Hareket denklemlerinin elde edilmesinde Lagrange metodunu kullanmışlardır. Piston-biyel-krank mekanizmasının x , y ve z eksenlerinde öteleme ve bu eksenler etrafında dönme hareketi (ψ, θ, φ) yaptığını kabul etmişlerdir. Genelleştirilmiş koordinatları $\{q_j\}_{j=1 \rightarrow 6} = \{x, y, z, \psi, \theta, \varphi\}^T$ kabul ederek, hareket denklemlerinin türetilmesinde kullandıkları Lagrange ifadesi,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_f} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_j} - F_{q_j} + \sum_{k=1}^n \lambda_k \frac{\partial C_k}{\partial q_j} = 0 \quad (3.4)$$

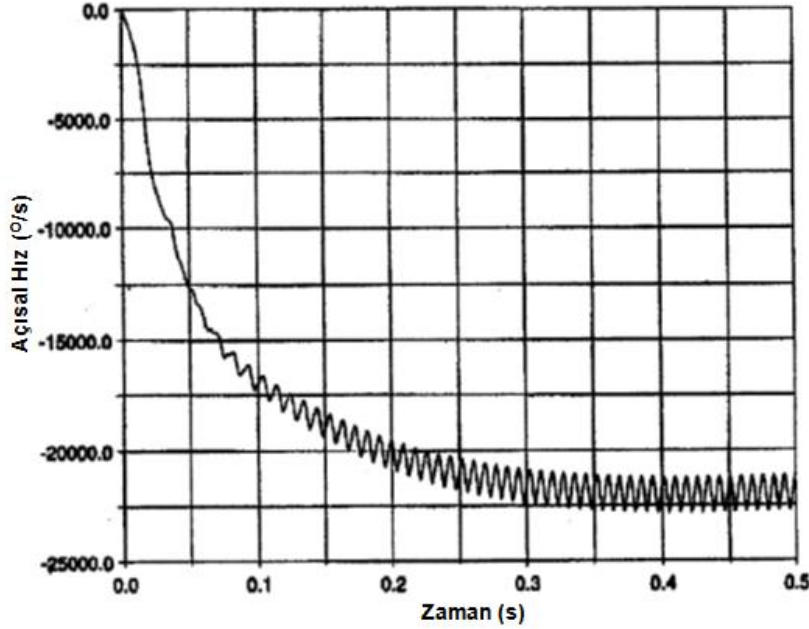
şeklindedir [84]. Burada K kinetik enerjiyi, F_{q_j} genelleştirilmiş kuvvetleri, C_k ise her bir serbestlik derecesi için kısıtlama fonksiyonlarını ifade etmektedir. Kompresyon segmanları ile silindir yüzeyleri arasında meydana gelen sürtünme kuvvetini tanımlayabilmek için,

$$F_f = 0.25 A_f \left(\dot{\phi}_{cr} \right) \frac{2}{\pi} \tan^{-1} (100 v_p) \quad (3.5)$$

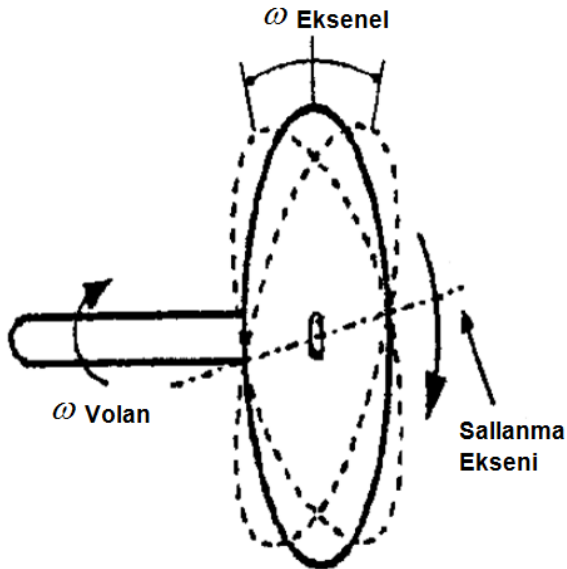
ifadesini kullanmışlardır [84]. Bu ifadede F_f sürtünme kuvvetini, A_f bir pistonu ait kompresyon segmanlarındaki toplam sürtünme yüzeyini, $\dot{\phi}_{cr}$ krank mili açısal hızını ve v_p ise pistonun anlık doğrusal hızını ifade etmektedir. Hareket denklemlerinin çözümü için yanma basınç değerinin modele tanıtılması gerekmektedir. Modelde kullanılacak olan basınç verisi Ford Motor tarafından deneysel olarak belirlenmiştir. Ancak her silindirde her çevrimde aynı basınç profilinin meydana geldiği kabul edilerek çevrimsel ve silindirler arası basınç farklılıkları göz ardı edilmiştir [84]. Hareket denklemlerinin çözümünde Newton-Raphson metodunu kullanmışlardır.

Şekil 3.1’de motorun stop halinden kararlı çalışma rejimine girene kadar krank milinde meydana gelen burulma salınımları görülmektedir. İlk 0.1 s boyunca marş motoru ile tahrik edilen motorun çalışmasından sonra kararlı rejim şartlarına ulaşabilmesi için 0.4 s’ye zaman geçmektedir. Modelde krank mili hızı 3500 min^{-1} olarak seçilmesine rağmen simülasyon sonucunda gerçek krank mili ortalama hızı 3660 min^{-1} olarak gerçekleşmiş ve 127 min^{-1} gibi büyük bir dalgalanma gözlenmiştir. Kushwaha ve arkadaşları bu durumun

motorun çalışması sırasında gerçekleşen düzenli motor titreşimlerinin çeşitli harmoniklerinden kaynaklandığını belirtmişlerdir [84].



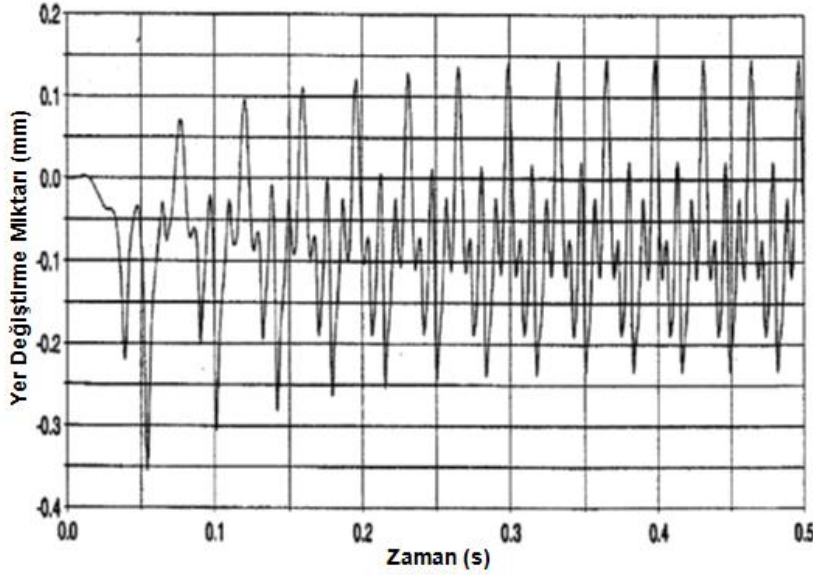
Şekil 3.1. Zamana bağlı krank mili burulma salınımları [84]



Şekil 3.2. Volanın sallanma hareketleri [84]

İçten yanmalı bir motorda çalışma şartlarında krank milinde hız dalgalanmalarının yanında karmaşık konik dönme hareketleri meydana gelmektedir. Bu karmaşık hareketler esnasında krank milin bağlı olan volan şekil 3.2'de görüldüğü gibi yanıl yatay eksen etrafında

sallanma hareketleri gerçekleştirmektedir. Bu hareket volanın alt ve üst kısımlarının kavrama sistemine yaklaşip uzaklaşmasına ve bazı durumlarda kavrama üzerine darbe yüklemeleri yapmasına neden olmaktadır [84].



Şekil 3.3. Zamana bağlı volan sallanma hareketleri [84]

Volanın sallanma hareketi kavrama ve güç aktarma sisteminde gürültü, uğultu ve titreşim problemlerine neden olmaktadır. Şekil 3.3'te Kushwaha ve arkadaşlarının analizden elde ettikleri zamana bağlı volan sallanma hareketleri görülmektedir. Kararlı çalışma şartlarında volan sallanma miktarının maksimum değerini 0,14 mm olarak belirlemişlerdir. Elde ettikleri bu değer daha önceki deneysel çalışmalarla oldukça uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca kavramanın aktif hale getirilmesi esnasında, volanın kavrama üzerine bir darbe kuvveti uyguladığını ve bu kuvvetin 140-150 Hz frekans aralığında baskın bir gürültüye neden olduğunu ifade etmişlerdir [84].

Perera ve ark. [38] tek silindirli bir motor için katı cisim modeli ile elastik deformasyonları birleştiren ayrıca tribolojik etkileride kapsayan 136 serbestlik derecesine sahip bir model oluşturmuşlardır. Geliştirdikleri model ile piston ve silindir arasındaki sürtünme kuvvetini, pistonun ikincil hareketini, ana yataklardaki sürtünme katsayısının krank açısına bağlı değişimini ve milu eksantrikliğini incelemişlerdir. Model sonuçlarını deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır. Hareket denklemlerinin elde edilmesinde daha önceki çalışmalardakine benzer olarak [12,38,84] Lagrange metodunu kullanmışlardır.

Krank yataklarında meydana gelen sürtünme kuvvetinin belirlenmesinde,

$$F = -\frac{\pi\eta_0\omega R_j^2\ell}{c} \frac{1}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} \quad (3.6)$$

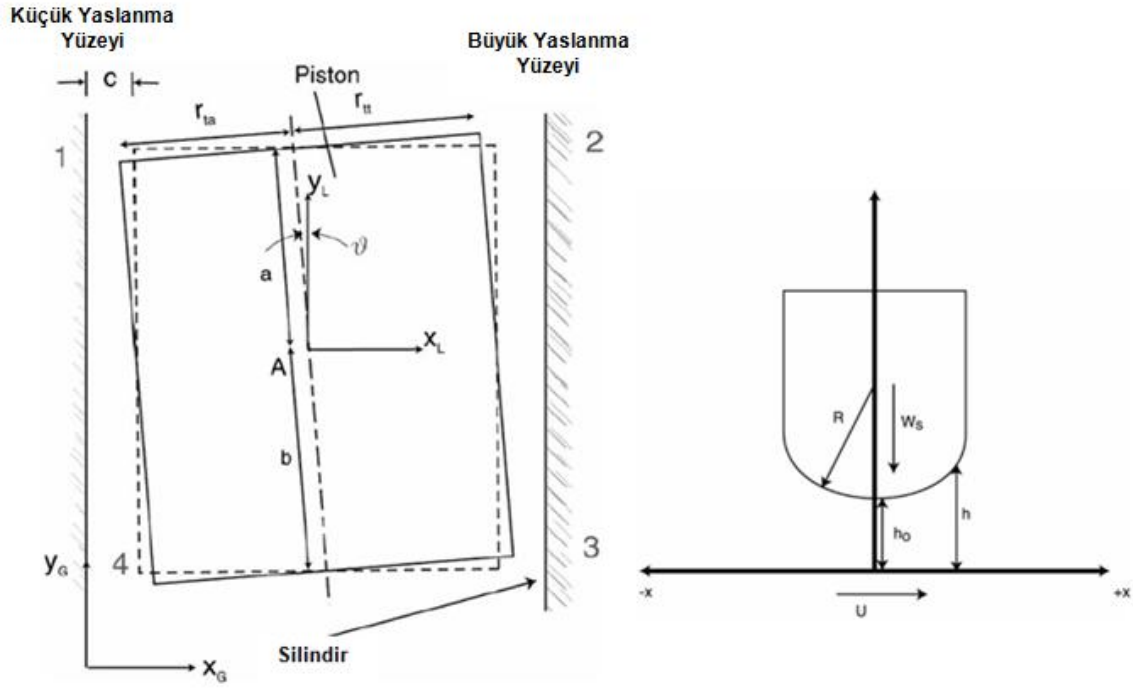
eşitliğini kullanmışlardır [38]. Burada η_0 , ω , R_j , ℓ , c ve ε sırasıyla dinamik viskozite, krank mili açısal hızı, muylu yarıçapı, yatak uzunluğu, yatak boşluğu ve yatak eksantrikliğini ifade etmektedir.

Pistona etki eden sürtünme kuvvetlerinin hesaplanabilmesi için yağ filmi kalınlığı ile minimum yağ filmi kalınlığını pistonun ikincil hareketlerini dikkate alarak belirlemişlerdir. Yağ filmi kalınlıkları için,

$$h = h_0 \left(1 + \frac{x^2}{2Rh_0} \right) \quad (3.7)$$

$$h_0 = x_L - a \sin \vartheta - r_t \cos \vartheta \quad (3.8)$$

Eşitliklerini kullanmışlardır. Burada h yağ filmi kalınlığını, h_0 minimum yağ filmi kalınlığını, R segman temas yarıçapını, a piston tepesinin piston pimine olan uzaklığını, x_L pistonun yatay düzlemde aldığı yolu, r_t yaslanma yüzeyi tarafındaki piston yarıçapını ve ϑ ise pistonun pim eksenine etrafındaki dönme miktarını ifade etmektedir.

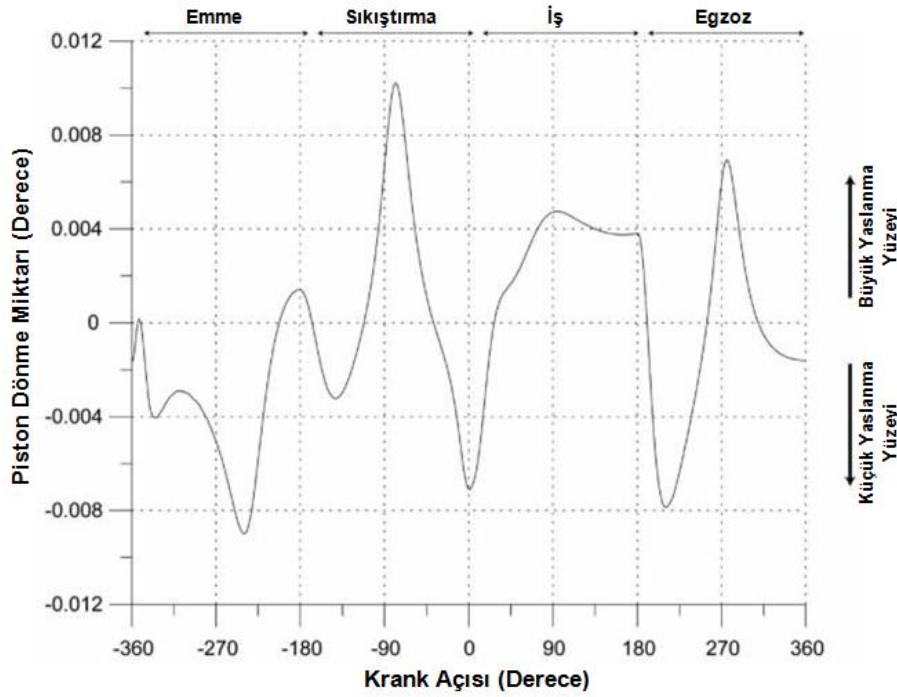


Şekil 3.4. Piston ikincil hareketleri ve segman-silindir yüzeyi temas ilişkisi [38]

Pistona düşey yönde etki eden viskoz sürtünme kuvvetini,

$$\tau = \mp \frac{h}{2} \frac{dP}{dx} + \eta_0 \frac{\Delta U}{h} \quad (3.9)$$

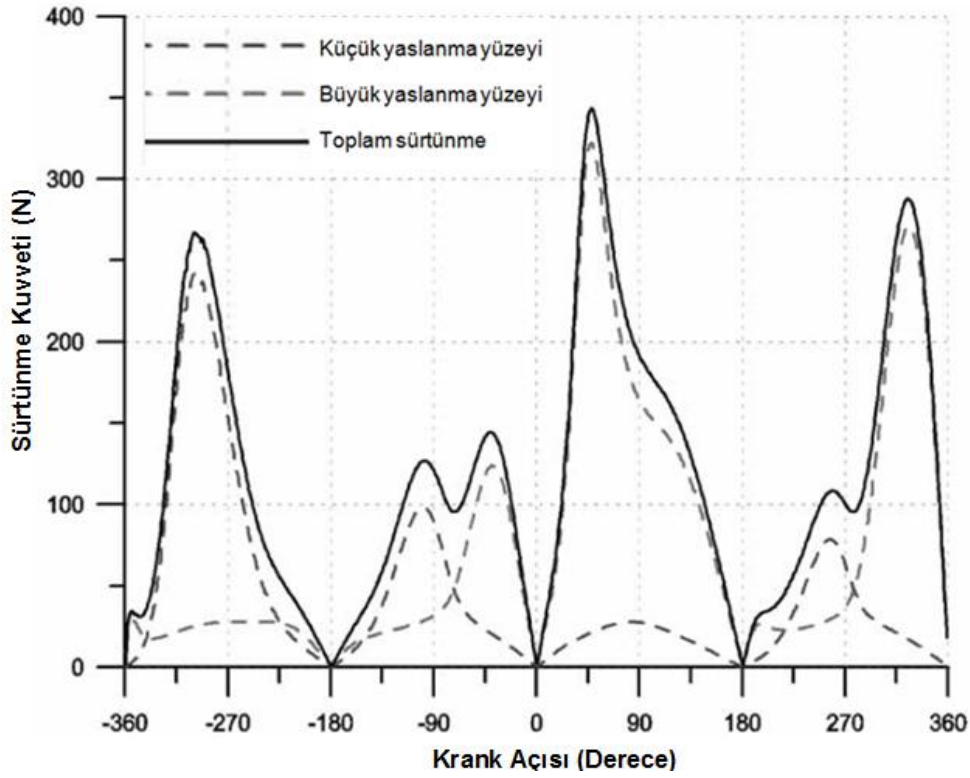
eşitliğini kullanarak belirlemişlerdir. Ancak hidrodinamik yağlamada basınç dağılımının viskoz sürtünme üzerine etkisinin oldukça az olduğunu belirterek denklemde bu terimi göz ardı etmişlerdir [38].



Şekil 3.5. Krank açısına bağlı piston dönme hareketi [38]

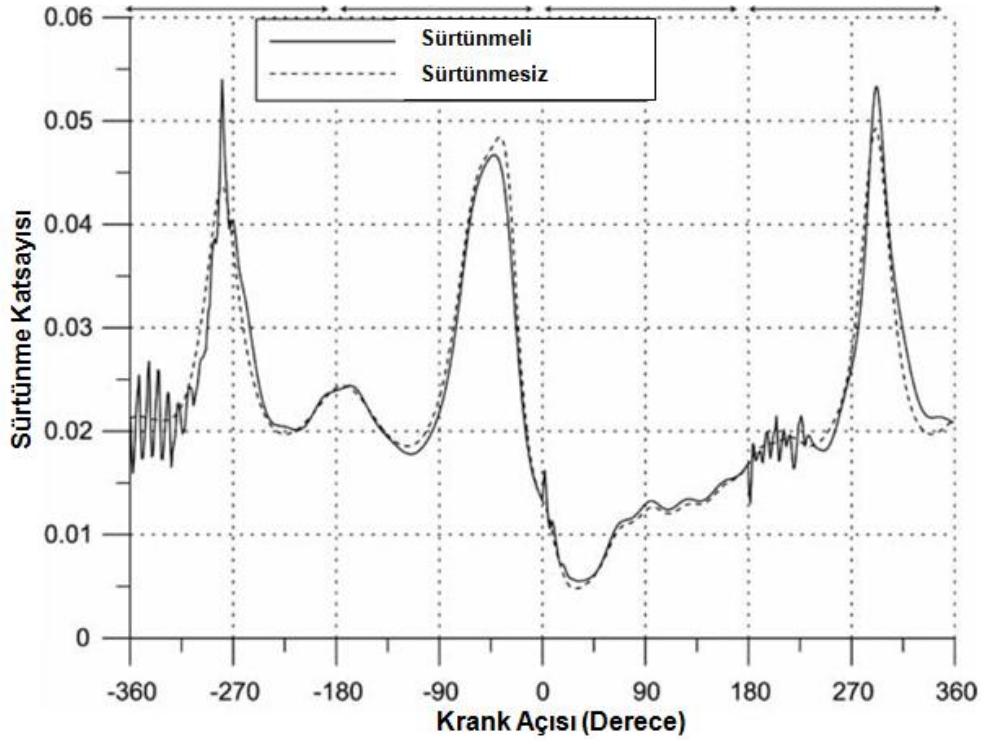
Pistona etki eden sürtünme kuvveti piston hızı ile doğrudan ilişkilidir ancak sürtünme kuvveti hiçbir zaman piston hızı ile lineer olarak değişmez. Sürtünme yüzeylerine uygulanan kuvvetlerin ve yağ filmi kalınlıklarının pistonun ikincil hareketleri ile değişmesi pistona etki eden sürtünme kuvvetinin krank mili açısına bağlı olarak sürekli değişmesine neden olmaktadır. Şekil 3.5'te pistonun pim eksenine etrafında gerçekleştirdiği dönme hareketleri görülmektedir. Piston emme zamanında küçük yaslanma yüzeyine yapışırken, sıkıştırma zamanında büyük yaslanma yüzeyine doğru baskı yapmaktadır. Bu değişken yüzey kuvvetlerinin etkisi ile çevrim boyunca pistona etki eden sürtünme kuvvetleri de değişmektedir [38].

Şekil 3.6'da ise bir çevrim boyunca pistona etki eden sürtünme kuvvetleri görülmektedir. Sıkıştırma zamanında toplam sürtünme kuvvetinin diğer kurlara göre daha düşük olduğu ve beklenildiği gibi en büyük sürtünme kuvvetinin iş zamanında meydana geldiği görülmektedir. Küçük yaslanma yüzeyinde en büyük sürtünme kuvveti emme zamanında ortaya çıkarken büyük yaslanma yüzeyinde en büyük sürtünme kuvveti iş zamanında oluşmaktadır [38].



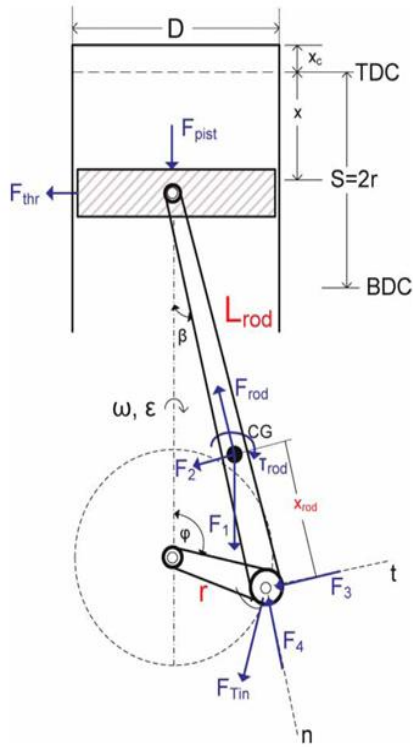
Şekil 3.6. Pistona etki eden sürtünme kuvvetleri [38]

Motorlardaki sürtünme kaybının büyük bir bölümü piston-silindir arasındaki etkileşimlerden ve supap mekanizmasından kaynaklanmaktadır. Krank mili yataklarında meydana gelen sürtünme kuvveti motordaki toplam sürtünme kuvvetinin %10-15'i gibi önemli bir kısmını oluşturmaktadır. Yataklarda meydana gelen sürtünme kuvvetlerinin diğer bir önemi ise sürtünme momenti yaratarak krank milinin burulma titreşimlerine katkı yapmalarıdır. Şekil 3.7'de Perera ve ark. oluşturdukları modelden elde ettikleri krank mili yatağındaki sürtünme katsayısının bir çevrim boyunca değişimi görülmektedir. En düşük sürtünme katsayısı değerinin iş zamanında elde edildiği görülmektedir. Perera ve ark. bu durumun, iş zamanında hızla artan gaz kuvvetinin etkisi ile yatak içerisinde reaksiyon olarak daha yüksek hidrodynamic basıncın oluşması ve yüzeyleri birbirinden ayırmasından kaynaklandığını belirtmişlerdir [38].



Şekil 3.7. Krank yatağındaki sürtünme katsayısının bir çevrim boyunca değişimi [38]

Giakoumis ve ark. [86] turboşarjlı bir dizel motorunda geçici rejim ve sürekli rejim şartlarında krank milinde meydana gelen burulma deformasyonlarını incelemişlerdir. Çalışmalarında altı silindirli bir dizel motoruna ait deneysel veriler yardımıyla bilgisayar kodu oluşturmuşlar ve dinamik analizde direkt silindir içi gaz basıncı değeri yerine sürekli ve geçici rejim şartlarını sağlayabildikleri bilgisayar kodunu kullanmışlardır. Simülasyonda hava için mükemmel gaz yaklaşımı yapmışlar ve tek bölge yanma modelini kullanmışlardır. Özgül ısıların değiştiğini kabul etmişler, iç enerji ve özgül ısılar için polinomial bağıntılar kullanmışlardır.



Şekil 3.8. Piston-biyel-krank mekanizması ve zorlama kuvvetleri [86]

Şekil 3.8’de Giakoumis ve arkadaşlarının dinamik modeli oluştururken kullandıkları şematik piston-biyel-krank mekanizması görülmektedir. Pistonun yer değiştirmesini,

$$x(\varphi) = r(1 - \cos \varphi) + L_{rod} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \quad (3.10)$$

eşitliği ile tanımlamışlardır [86]. Burada $x(\varphi)$, φ , r , L_{rod} ve λ sırasıyla anlık piston konumunu, krank mili açısını, krank yarıçapını, biyel uzunluğunu ve krank yarıçapı ile biyel uzunluğunun oranını ifade etmektedir. Anlık piston hızını ise Eş. 3.10’un zamana göre türevini alarak belirlemişlerdir. İçten yanmalı motorların dinamik modellemesinde biyel genellikle bir kısmı piston ve diğer kısmı krank muylusu ile hareket eden eşdeğer iki kütle gibi kabul edilmiştir. Bu kabul modeli basitleştirme adına fayda sağlamakta ancak biyelin gerçek atalet momentinin ve çeşitli kinematik kuvvetlerinin hesaplanmasında hatalara neden olmaktadır. Giakoumis ve arkadaşları daha gerçekçi bir hesaplama yapabilmek adına biyel için daha gelişmiş bir model kullanmışlardır. Biyelin kütle merkezinin açısal hızını ve açısal ivmesini,

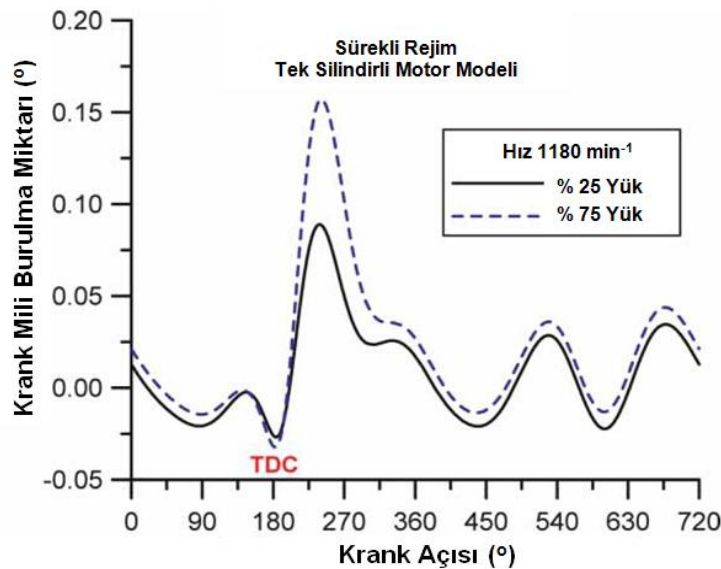
$$\omega_{rod} = \lambda \omega \frac{\cos \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{0.5}} \quad (3.11)$$

$$\frac{d\omega_{rod}}{dt} = \lambda \omega^2 \sin \varphi \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{1.5}} + \lambda \varepsilon \frac{\cos \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{0.5}} \quad (3.12)$$

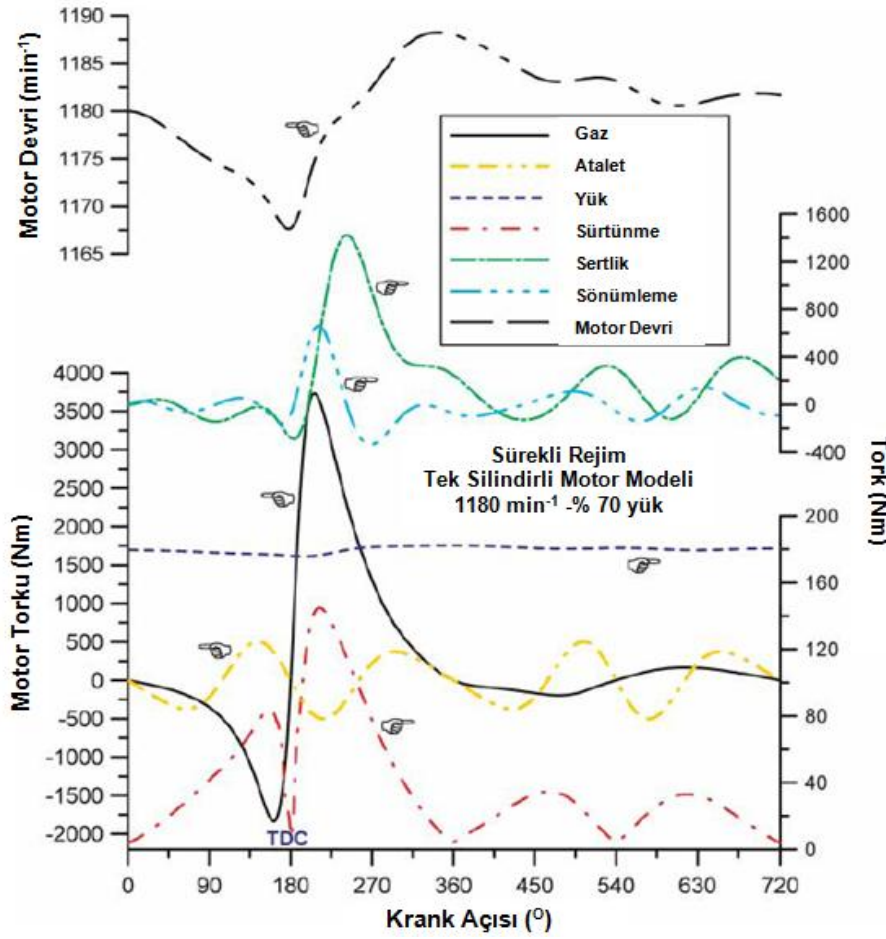
eşitlikleri ile hesaplamışlardır [86]. Burada ω_{rod} biyelin açısal hızını, ε ise krank mili açısal ivmesini ifade etmektedir. Kuvvet dengelerinden yola çıkarak krank mili moment dengesi için,

$$T_e(\varphi) - T_{fr}(\varphi) - T_s - T_D = \frac{d\omega}{dt} (G_e + G_{fl} + G_{coupl}) \quad (3.13)$$

eşitliğini kullanmışlardır. Bu eşitlikte $T_e(\varphi)$ gaz kuvveti, atalet kuvveti ve yer çekiminin oluşturduğu indike motor momentidir. $T_{fr}(\varphi)$ toplam sürtünme kuvvetini, T_s ve T_D ise sırasıyla krank milinin serlik ve sönümleme katsayılarından kaynaklanan momentleri ifade etmektedir [86].



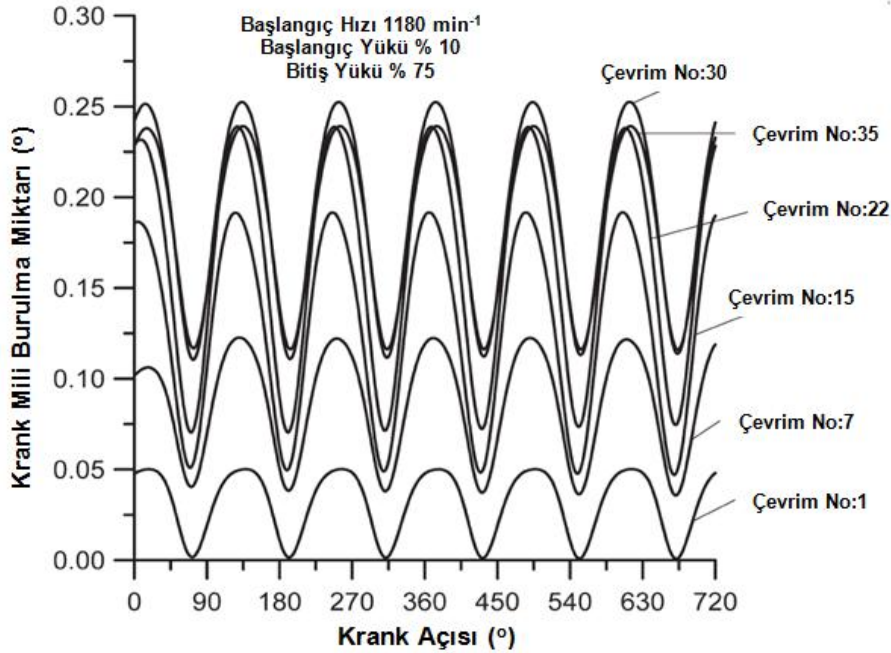
Şekil 3.9. Sürekli rejimde tek silindirli bir motordaki krank mili burulma miktarı [86]



Şekil 3.10. Motor hızının ve çeşitli moment değerlerinin tek silindirli bir motorda bir çevrimdeki değişimleri [86]

Giakoumis ve arkadaşları geliştirdikleri modeli öncelikle tek silindirli bir motor için çalıştırarak çeşitli zorlama kuvvetlerinin yarattığı momentlerin etkilerinin daha net anlaşılmasını amaçlamışlardır. Şekil 3.9'da bir çevrimde krank milinde meydana gelen burulma miktarları krank açısına bağlı olarak verilmiştir. Şekil 3.10'da ise 1180 min^{-1} 'de ve %70 yükte çalıştırdıkları tek silindirli bir motorda bir çevrimde meydana gelen tork değişimleri ve hız dalgalanması görülmektedir. Sıkıştırma zamanında (0° - 180°) krank miline etki eden negatif moment, krank mili hızının düşmesine ve Şekil 3.9'da görüldüğü gibi krank milinin negatif yönde burulmasına neden olmaktadır. Yanma işleminin başlaması gaz basıncından kaynaklanan momentin hızla artmasına neden olmaktadır. Bunun sonucunda krank mili pozitif yönde burulmaya zorlanmakta ve devride artmaktadır. %70 motor yükünde krank mili sıkıştırma zamanında $-0,03^\circ$ burulmakta iken genişleme zamanında yüksek gaz basıncının etkisi ile maksimum $0,16^\circ$ burulmaktadır. Sürtünme kaynaklı momentin de hızla artan gaz basıncının bir sonucu olarak arttığı görülmektedir. Atalet kuvvetlerinin yarattığı momentlerin krank mili deformasyonu üzerindeki etkisi

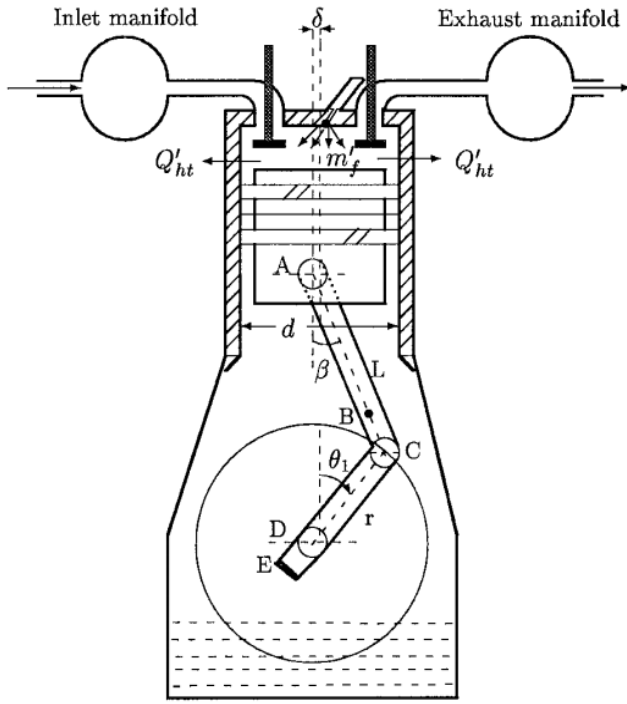
genişleme zamanının sonuna doğru egzoz supabının açılarak silindir içi basıncın daha stabil hale gelmesinden sonra daha net anlaşılabilmektedir. Şekil 3.9’da görüldüğü gibi bu noktadan sonra krank mili atalet kuvvetlerinin etkisi ile pozitif ve negatif yönlerde burulmaktadır. Krank mili setliğinden kaynaklanan momentin, krank milindeki burulma deformasyonlarına bir tepki olarak ortaya çıktığı açıkça görülmektedir. Benzer şekilde krank mili sönümleme momentinin de artan burulma deformasyonu ile ortaya çıkmaktadır. Krank milinin yapısına bağlı olan bu iki momentin diğer momentlere göre oldukça küçük olduğu görülmektedir. Ancak yinede bu momentler krank milindeki maksimum deformasyonu bir miktar azaltmaktadır [86].



Şekil 3.11. 6 silindirli bir dizel motorunda motor yük artışı sırasında meydana gelen krank mili burulma miktarları [86]

Şekil 3.11’de 1180 min⁻¹’le çalışan 6 silindirli dizel motorunda motor yükünün % 10’dan % 70’e çıkarılması sırasında krank milinde meydana gelen deformasyon miktarları görülmektedir. Motor yükünün artmasıyla beraber krank mili burulma deformasyonunun da arttığı görülmektedir. Ancak çevrimler incelendiğinde bu artışlar arasında lineer ya da non-lineer bir ilişkinin olmadığı görülmektedir. Bunun nedeni geçici rejim koşullarında oldukça kararsız çalışan turboşarj nedeni ile hava/yakıt oranının istenilen şekilde sağlanamaması, dolayısıyla silindir içi basınç profillerinin çevrimden çevrime oldukça fazla farklılık göstermesidir [86].

Zweiri ve ark. [87] tek silindirli bir dizel motoru için hem dinamik hem de termodinamik ilişkileri kapsayan bir model geliştirmişlerdir. Modelde segmanlar, piston eteği, muylular ve supap mekanizmasında meydana gelen sürtünmeler ayrı ayrı ele alınmıştır. Ayrıca motorun dinamometre ile olan dinamik bağlantısı da modele dahil edilmiştir.



Şekil 3.12. Zweiri ve ark. modelde kullandıkları tek silindirli dizel motorunun şematik görünümü [87]

Hareket denklemlerinin elde edilmesinde Lagrange metodu kullanan Zweiri ve ark. bağımsız değişken olarak krank mili açısını seçmişlerdir. Şekil 3.12’de modelde kullandıkları geometrik ilişkiler görülmektedir. Krank mili açısal hızı ve dinamometre açısal hızı için kullandıkları hareket denklemleri,

$$\dot{\omega}_1 = \frac{1}{\tau\omega_1} \left\{ T_i(\theta_1) - \left[M_r G(\theta_1) G_1(\theta_1) + \frac{1}{2} \frac{\partial J(\theta_1)}{\partial \theta_1} \right] \omega_1^2 - \sum_{k=1}^5 T_{fk} - T_s - T_D \right\} \quad (3.14)$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{1}{J_1\omega_1} (T_D + T_s - T_L) \quad (3.15)$$

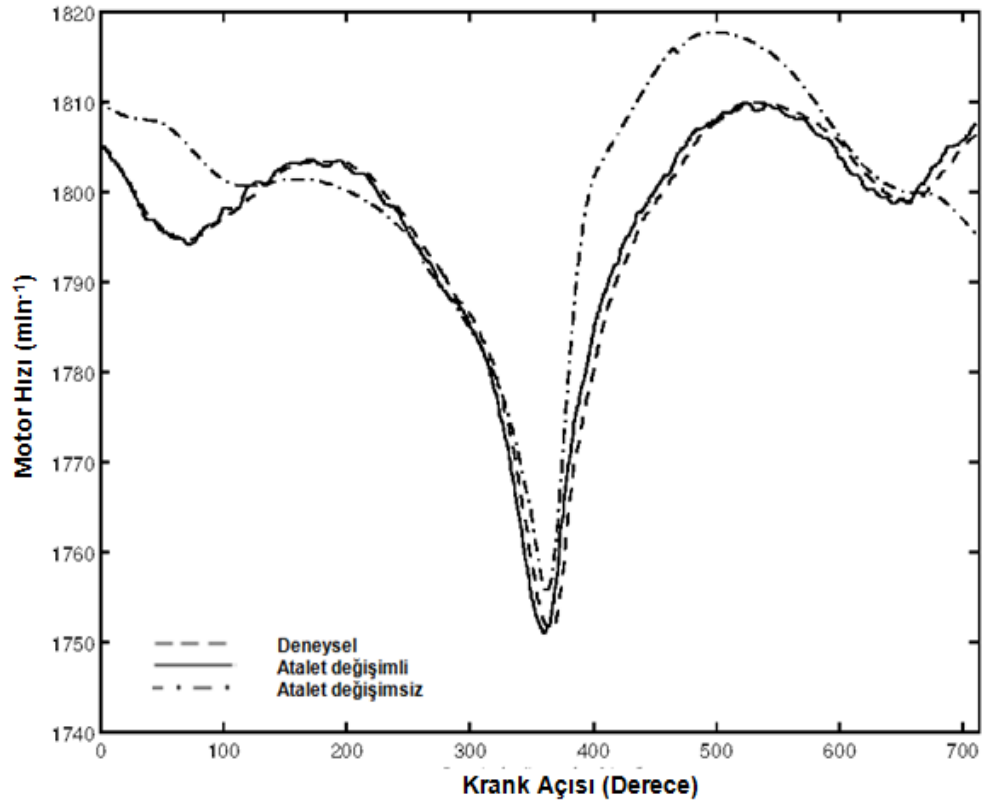
şeklindedir [87]. Bu denklemlerde $\dot{\omega}_1$ ve $\dot{\omega}_2$ krank mili ve dinamometre açısal ivmelerini, τ piston-biyel-krank mekanizmasının toplam kütle ataletini, M_r doğrusal hareketli parçaların toplam kütesini, T_{fk} sürtünme momentini, T_s ve T_D motor ve dinamometre arasındaki yaylanma ve sönümlleme momentlerini ve T_L harici yük momentini ifade etmektedir. J dinamometrenin atalet momentini ifade etmektedir. G ve G_1 ise krank mili açısına bağlı geometrik fonksiyonlardır.

Supap mekanizmasındaki sürtünme kuvvetleri, kam mili yataklarında, kam ve itici temas yüzeyinde, manivela üzerinde, supaplar ile kılavuzları ve contaları arasında meydana gelmektedir. Zweiri ve ark. supap mekanizmasından kaynaklanan sürtünme momentinin belirlenmesinde analizi kolaylaştırabilmek için supap mekanizmasında manivela kullanılmadığını, kamların direkt olarak iticilere temas ettiğini kabul etmişlerdir. Böylece supap mekanizmasında meydana gelen sürtünme momentini,

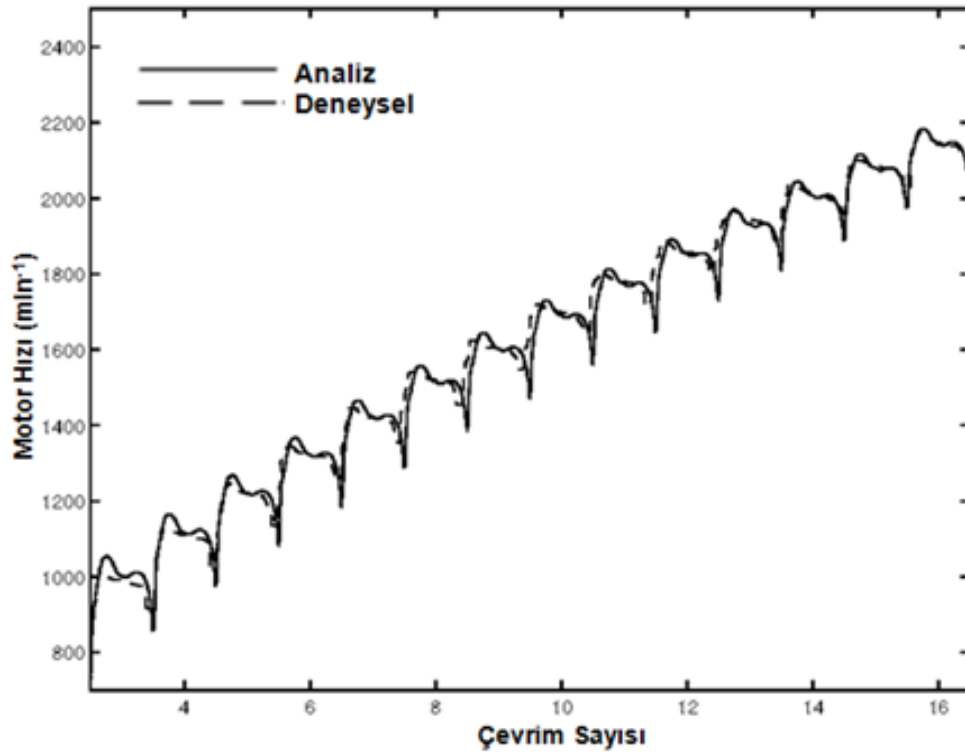
$$T_{f5} = \left(\frac{d_i^4 G_v}{8d_0^3 N_t} \right) V_1 N_v (1 - c_3 \dot{\theta}_1) r |G(\theta_1)| \quad (3.16)$$

eşitliği ile hesaplamışlardır [87]. Denklemlerin çözümünde MATLAB/SIMULINK programını kullanmışlardır. Çözüm metodu olarak Runge-Kutta metodunu kullanmışlar ve analizden elde ettikleri sonuçları tek silindirli bir dizel motorunun deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Şekil 3.13'te motor hızının krank açısına bağlı değişimi görülmektedir. Gaz kuvvetleri ve atalet kuvvetlerinin tamamının hesaba dahil edildiği durumda analiz sonuçlarının deney sonuçları ile oldukça uyumlu oldukları görülmektedir. Modelden elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlara göre çok az bir miktar daha küçük belirlenmiştir. Zweiri ve ark. modelde deneysel basınç profilinin yerine termodinamik modelden elde ettikleri basınç profilini kullanmışlardır. Deney ve analiz sonuçları arasındaki bu küçük farklılığın buradan kaynaklandığını belirtmektedirler. Atalet değişimlerinin dikkate alınmadığı durumda ise deneysel sonuçlardan uzaklaşıldığı görülmektedir. Zweiri ve ark. daha yüksek hızlarda bu farklılığın daha da arttığını belirtmişlerdir [87].



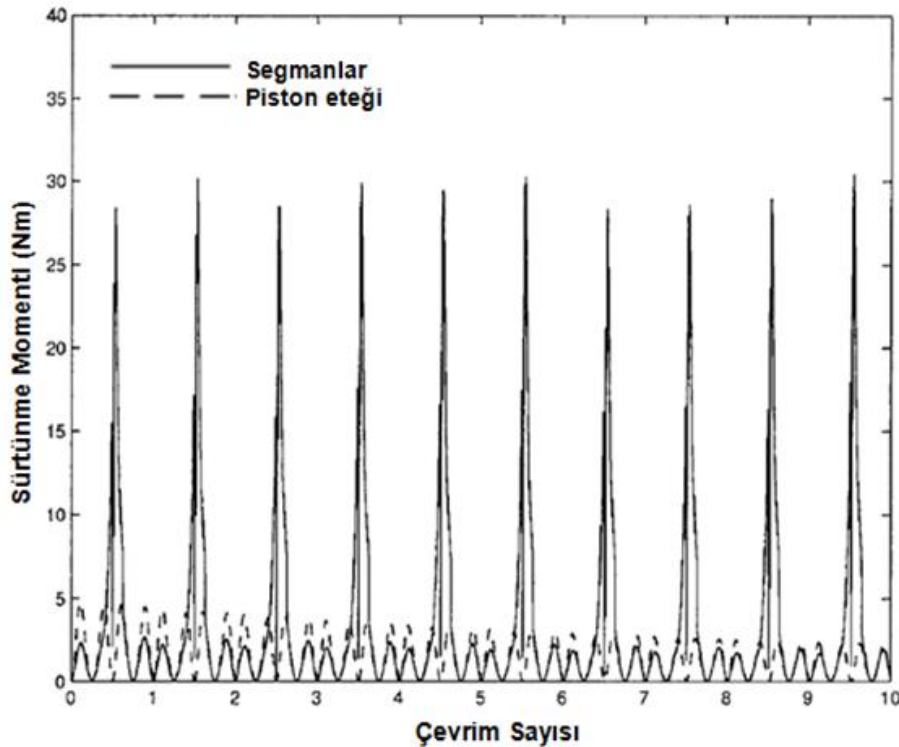
Şekil 3.13. Atalet değişimlerinin krank mili anlık hızına etkisi [87]



Şekil 3.14. Hızlanma rejiminde krank mili hızındaki dalgalanmalar [87]

Şekil 3.14’de hızlanma sürecinde krank mili hızında meydana gelen dalgalanmaların deneysel verilerle karşılaştırılması görülmektedir. Motor devri arttıkça analiz sonuçlarının deneysel verilerle giderek örtüştüğü görülmektedir. Zweiri ve ark. bu durumu sürtünme denklemlerinde kullandıkları gerçekçi deneysel katsayılarla bağlamaktadırlar [87].

Şekil 3.15’te ise piston segmanlarında ve piston eteğinde meydana gelen sürtünmelerin yarattığı momentlerin değişimleri görülmektedir. Piston segmanlarının yarattığı sürtünme momenti silindir içi basıncının artışıyla beraber artar ve ÜÖN’den hemen sonra basıncın maksimum olduğu yerde maksimum değerine ulaşır. Ancak bu noktadan sonra hızla düşüş gösterir. Hidrokinamik yağlamanın gerçekleştiği piston eteğinde ise sürtünme momenti kursun ortalarına doğru pistonun hızlanmasıyla birlikte maksimum değerine ulaşmaktadır. Yağ sıcaklığındaki artış viskoziteyi azaltacağından buradaki sürtünme momentini de azaltacaktır. Çevrim sayısının artarken piston eteği sürtünme momentindeki azalma yağ sıcaklığındaki artış ile ilgilidir [87].



Şekil 3.15. Anlık piston sürtünme momentleri [87]

Dahili titreşim çalışmaları piston-krank-biyel mekanizması ve volan titreşimlerini, bu titreşimlerin yataklar üzerindeki etkilerini, yataklarda, pistonlarda ve supap mekanizmasındaki sürtünmelerin etkilerinin anlaşılabilmesi ve buralarda optimizasyon

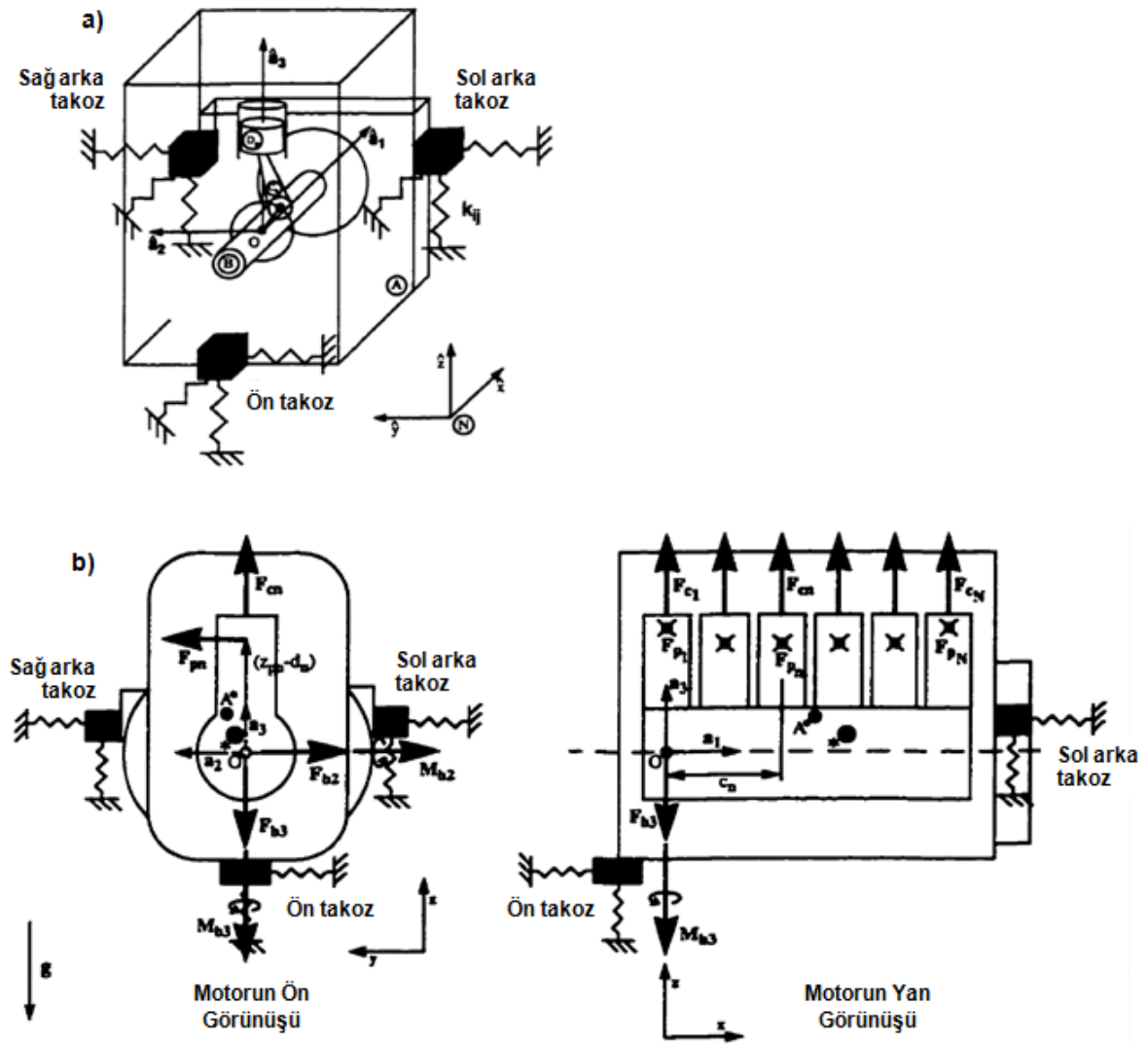
yapılarak muhtemel arızaların önüne geçilmesi ve motor ömrünün uzatılabilmesi adına fayda sağlamaktadır. Ancak blok titreşimlerinin dahili titreşim çalışmalarında dikkate alınmaması önemli bir dezavantajdır. Blok titreşimleri takozlar üzerinden şasiye aktarılarak gövde üzerinde titreşimlere neden olmaktadır. Benzer şekilde yol zemininden gelen titreşimlerde yine takozlar üzerinden motora aktarılır. Bu titreşim hareketleri gürültüye neden olan ve konforu olumsuz etkileyen titreşimlerin oluşmasına neden olmaktadır. Dolayısı ile blok titreşimlerinin incelenmesi, optimum takoz parametrelerinin belirlenerek bu titreşimlerin izole edilmesi oldukça önemlidir.

İçten yanmalı bir motorda harici titreşimlerin incelenebilmesi için dahili titreşimlerdeki gibi piston-krank-biyel mekanizmasının yarattığı atalet kuvvetleri ve gaz kuvvetleri gibi zorlama kuvvetlerinin modellenmesi gerekmektedir. Ancak harici titreşim modellerinin farkı, elde edilen zorlama kuvvetlerinin silindir yan yüzeyi ve krank mili yataklarından motor bloğuna iletilerek blok titreşimlerine neden olmalarıdır. Harici titreşimlerin ele alınmasında bağımsız model, bir yönden bağımlı model ve bağımlı model olarak isimlendirilen modeller kullanılmıştır. Bağımsız modelde elde edilen denklemler ayrı ayrı çözülebilmekte iken bağımlı model eş zamanlı çözüm gerektiren denklem takımlarından oluşmaktadır. Bir yönden bağımlı modelde piston-biyel-krank mekanizmasının hareketi tanımlanırken blok sabit kabul edilmiş, fakat bloğun hareketi tanımlanırken piston-biyel-krank mekanizması dikkate alınmıştır [23,30-32].

Harici titreşimlerin incelenmesi ve uygun takoz parametrelerinin belirlenmesi hususunda Hoffmann [30] kapsamlı bir araştırma gerçekleştirmiştir. Hoffmann tek silindirli ve altı silindirli iki ayrı motorun bir yönden bağımlı modellerini ve tam bağımlı modellerini oluşturarak her iki model arasındaki farkları incelemiştir. Ayrıca modelden elde ettiği sonuçları deneysel verilerle kıyaslayarak hangi modelin daha gerçekçi sonuçlar ortaya koyduğunu da belirlemeye çalışmıştır. Blok hareketlerini motorların kauçuk takozlarla sabit bir zemine bağlandığını kabul ederek tanımlamıştır. Hoffmann'ın tek silindirli ve altı silindirli motor modellemesinde kullandığı referans düzlemleri takoz yerleşimlerinin şematik resimleri şekil 3.16'da görülmektedir.

Tek silindirli motor bloğunun üç eksenle öteleme ve bu eksenler etrafında küçük dönme hareketi yaptığını kabul etmiştir. Şekil 3.16 a' da görüldüğü üzere koordinat merkezini krank mili üzerindeki "O" noktasına yerleştirerek dönme hareketlerinden birinin krank mili

ekseni etrafında gerçekleştiğini kabul etmiştir. Bir yönden bağımlı modeli oluştururken öncelikle piston-biyel krank mekanizmasını modellemiştir. Piston-biyel-krank mekanizmasının da bir serbestlik derecesine sahip olduğu kabulü ile oluşturduğu model toplamda yedi serbestlik derecesine sahiptir. Benzer şekilde altı silindirli motor modeli de yedi serbestlik derecesi içermektedir. Şekil 3.16 b’de görüldüğü üzere altı silindirli motorda dönme eksenini motor bloğunun ortaları



Şekil 3.16. Motor modellerinin şematik resimleri a) Tek silindirli motor b) Altı silindirli motor [30]

Hoffmann bir yönden bağımlı modelde krank milinin açısal hareketi için,

$$N_4(\theta)\ddot{\theta} = -P_4(\theta)\dot{\theta}^2 - \sum_{n=1}^N [A_{2_n}(\theta)F_{c_n}(\theta)] - T_{load}(\theta) - N_2(\theta)g \quad (3.17)$$

eşitliğini kullanmıştır [30]. Burada θ krank mili açısını, N silindir sayısını, F_{c_n} gaz basınç kuvvetini, T_{load} motor yükünü, $N_2(\theta)g$ yerçekimi kuvvetini, A_{z_n} ise pistonun doğrusal hızı ile krank mili açısal hızının oranıdır. Bir yönden bağımlı bu modelde piston-biyel-krank mekanizmasının modellenmesinde motor bloğu sabit kabul edilmiştir. Motor bloğu hareketleri için çözüm sırasında her bir zaman dilimi için doğrusal piston kuvveti, yatak reaksiyon kuvveti ve yatak reaksiyon momenti hesaplanarak motor bloğuna uygulanmıştır. Motor bloğunun hareket denklemleri,

$$[M_u] \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \end{Bmatrix} = {}^A\vec{F}_u + \begin{Bmatrix} {}^A\vec{F}_k \\ {}^A\vec{M}_k \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} {}^A\vec{F}_c \\ {}^A\vec{M}_c \end{Bmatrix} \quad (3.18)$$

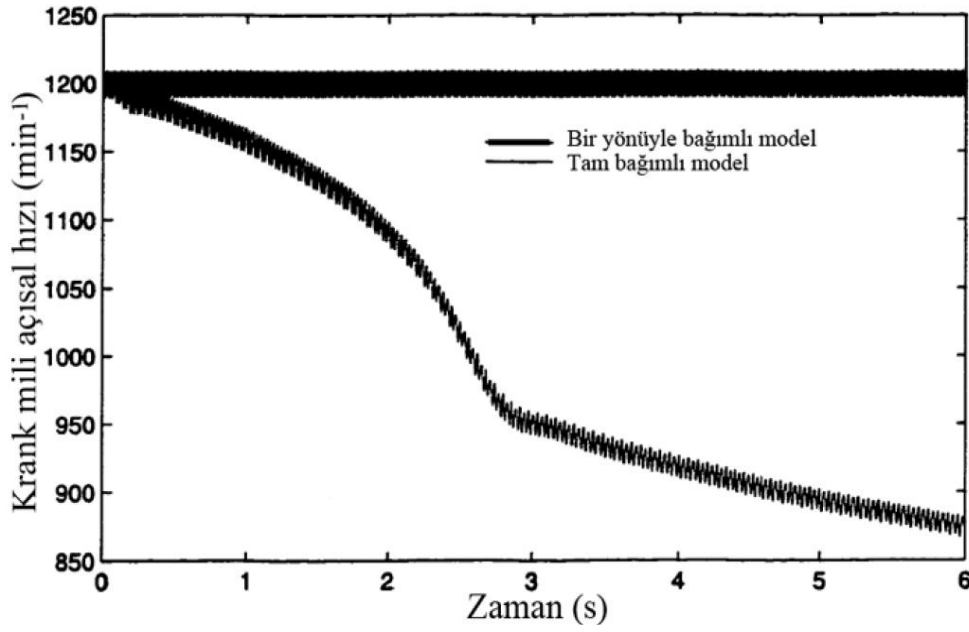
ifadesiyle tanımlanmıştır. Burada x, y ve z motor bloğunun doğrusal hareket gerçekleştirdiği eksenleri, q_1, q_2 ve q_3 ise sırasıyla x, y ve z eksenleri etrafındaki küçük dönme açılarını tanımlamaktadır. $\vec{F}_u$ piston-biyel-krank mekanizmasından belirlenen doğrusal piston kuvveti, yatak reaksiyon kuvvetleri ve momentlerinin oluşturduğu bir yönden bağımlı zorlama kuvvet vektörüdür. $\vec{F}_k$ ve $\vec{M}_k$ motor takozlarındaki sertlik kuvvet ve momentlerini, $\vec{F}_c$ ve $\vec{M}_c$ ise motor takozlarındaki sönümleme kuvvet ve momentlerini ifade etmektedir [30].

Hoffmann bir yönden bağımlı modelde motor bloğu ile piston-krank-biyel mekanizması arasındaki bazı kuvvet etkileşimlerinin ihmal edildiğini bu nedenle tam bağımlı modellere ihtiyaç olduğunu belirtmiştir. Hoffmann'ın tam bağımlı modelde kullandığı hareket denklemlerinin Eş. 3.19'da matris formunda verilmiştir. Burada $[M_c]$ bağımlı kütle matrisini ifade etmektedir. Eşitliğin sağ tarafındaki 1 ve 2 numaralı terimler sırasıyla motor takozlarındaki sönümleme ve sertlik kuvvet ve momentlerini tanımlamaktadırlar. 3. Terim piston-biyel-krank mekanizmasının yarattığı ve krank mili açısal hızının karesi ile orantılı olan zorlama kuvvetlerini ifade etmektedir. 4. Terim piston-biyel krank mekanizması ile motor bloğu arasındaki jiroskopik ve merkezkaç ilişkisi sağlamaktadır. 5. Terim motor

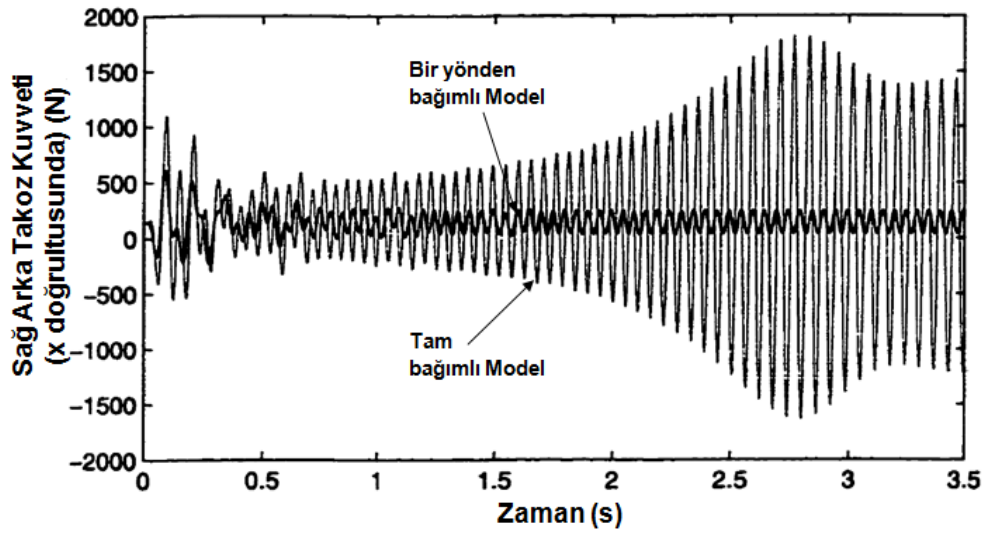
yükü ve silindir içi basıncını tanımlarken 6 ve 7.terimler yerçekiminin etkilerini tanımlayan ifadelerdir. Hoffmann geliştirdiği modele yerçekimi kuvvetinin etkilerini dahil etmiş ancak sürtünmeleri ihmal etmiştir. Ayrıca tam bağımlı modelinde merkezkaç kuvvetlerin etkilerini dikkate almış, bir yönden bağımlı modelde ise bu etkileri ihmal etmiştir.

$$\begin{aligned}
 [M_c] \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} = & - \underbrace{\begin{bmatrix} C_{tt} & C_{tr} \\ C_{rt} & C_{rr} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_1 \underbrace{\begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \end{Bmatrix}}_2 - \underbrace{\begin{bmatrix} K_{tt} & K_{tr} \\ K_{rt} & K_{rr} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_2 \underbrace{\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{Bmatrix}}_3 - \underbrace{\begin{Bmatrix} 0 \\ P_y \\ P_z \\ P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{Bmatrix}}_3 \dot{\theta}^2 - \underbrace{\begin{Bmatrix} S_x \\ S_y \\ S_z \\ S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ 0 \end{Bmatrix}}_4 \dot{\theta} \\
 & - \underbrace{\begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ T_{load} \\ 0 \\ 0 \\ T_{load} + \sum_n (A_{2_n} F_{c_n}) \end{Bmatrix}}_5 + \underbrace{\begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ [K'_{rl}]([K'_{rl}])^{-1} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ mg \end{Bmatrix} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}}_6 - \underbrace{\begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ m \\ (M_2 - M_3 q_1) \\ -(M_1 + M_3 q_2) \\ (M_1 q_1 + M_2 q_2) \\ (N_z + N_y q_1) \end{Bmatrix}}_7 g
 \end{aligned} \tag{3.19}$$

Tek silindirli motor modelinde krank mili açısal hızının zamana göre değişimi şekil 3.17’de görülmektedir. Hoffmann burada bir yönden bağımlı ve tam bağımlı modelleri birbirleri ile karşılaştırmıştır. Her iki modelde motor yüksüz şartlar altında çalıştırılmış ve başlangıç şartı olarak motor devri $1208,4 \text{ min}^{-1}$ olarak seçilmiştir. Şekil 3.17 incelendiğinde bir yönden bağımlı modelde krank mili hızının sabit kaldığı tam bağımlı modelde ise krank mili hızının azaldığı görülmektedir. Her iki modelde de sürtünmeler dikkate alınmamıştır. Hoffmann tam bağımlı modelde krank mili hızındaki bu düşüşün nedeninin motor bağlantı elemanlarındaki enerji kayıplarının neden olduğunu belirtmektedir [30].

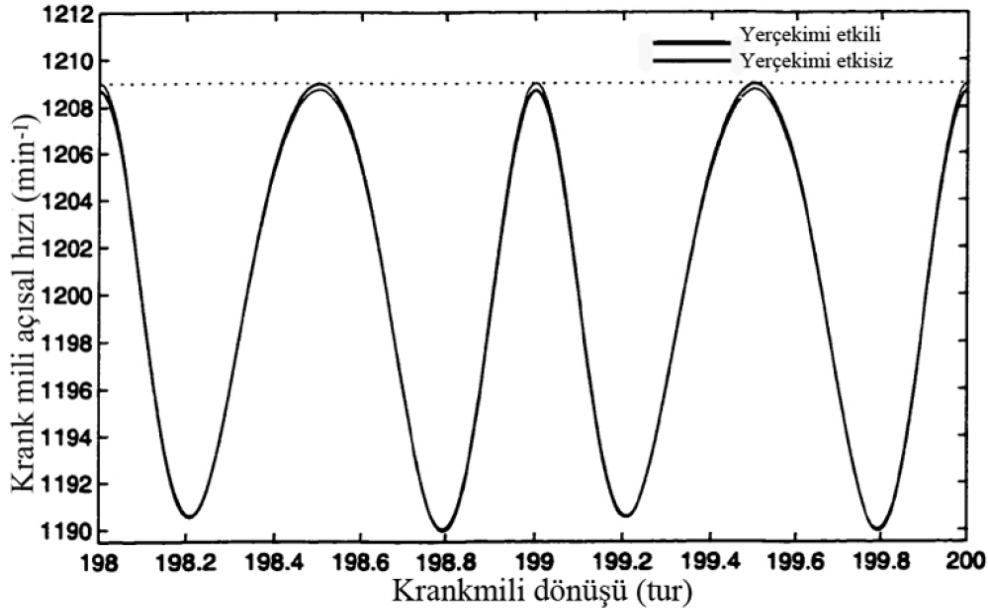


Şekil 3.17. Tek silindirli motorda krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi [30]



Şekil 3.18. Sağ arka takoz kuvvetinin zaman bağlı değişimi [30]

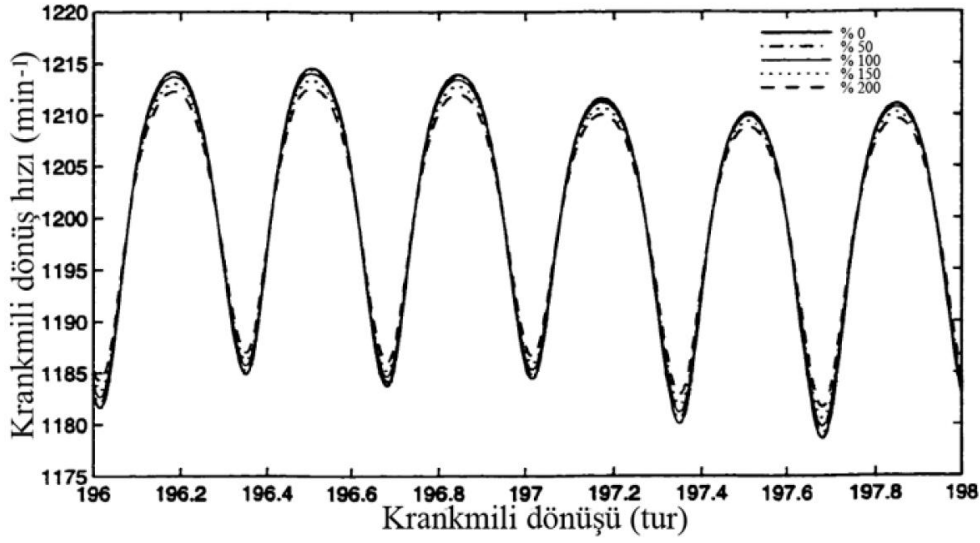
Şekil 3.18'de sağ arka motor takozundaki x doğrultusunda meydana gelen takoz kuvvetinin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Bir önceki şekilde olduğu gibi burada da motor yüksüz şartlar altında ve $1208,4 \text{ min}^{-1}$ devirde çalıştırılmaya başlanmıştır. Şekil incelendiğinde bir yönden bağımlı modelde takoz kuvvetinin 1,5 s'den sonra kararlı ve düşük bir genlikte olduğu görülmektedir. Tam bağımlı modelde ise takoz kuvvetinin genliği bir yönden bağımlı modele göre daha fazla ve sürekli değişmektedir. Hoffmann tam bağımlı modelde motor devrindeki azalmanın motoru doğal frekans bölgesine yaklaştırdığını ve bu nedenle takoz kuvvetlerinin arttığını belirtmektedir [30].



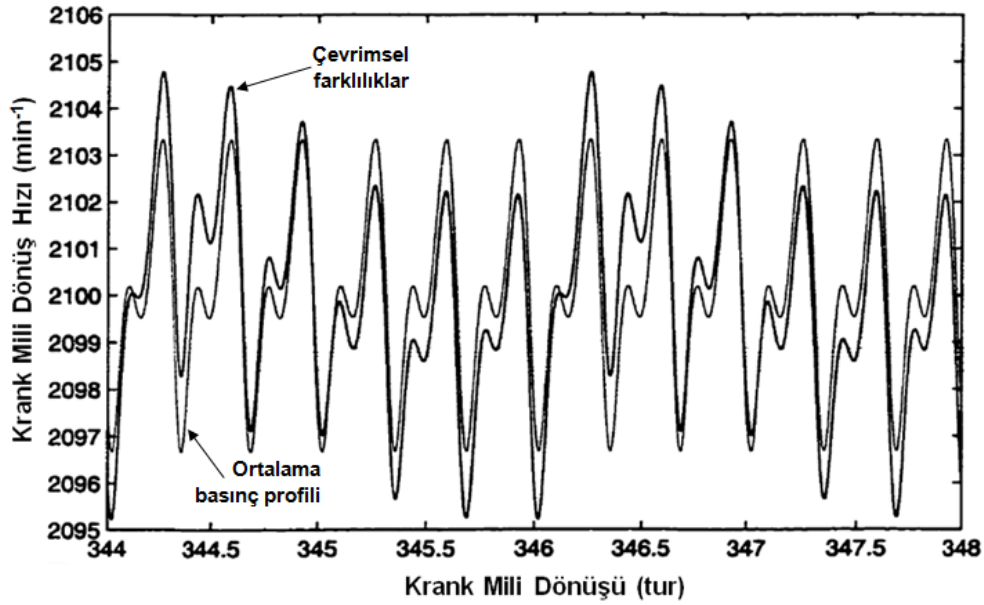
Şekil 3.19. Tek silindirli motorda yerçekiminin krank mili açısal hız değişimlerine etkisi [30]

Hoffmann geliştirdiği tam bağımlı model ile yerçekiminin krank mili açısal hızına olan etkilerini de incelemiştir. Şekil 3.19’da yüksüz şartlarda çalıştırılan motorda yerçekiminin krank mili açısal hızına etkisi görülmektedir. Yerçekiminin krank milini hızını ÜÖN’da azalttığı, AÖN’da ise bir miktar arttırdığı belirtilmiştir. Krank mili hızında oldukça küçük değişimlere neden olan yerçekiminin takoz kuvvetlerine de etkisi bulunmaktadır. Yer çekiminin 1’ncil frekanslardaki takoz kuvvetlerini % 0,42, 2’ncil frekanslardaki takoz kuvvetlerini ise % 0,72 oranında değiştirdiği ifade edilmiştir [30].

Tam bağımlı model ile altı silindirli motorda krank mili balans ağırlıklarındaki değişimin krank mili açısal hız değişimlerine etkisi şekil 3.20’de görülmektedir. Motor tam yükte ve ortalama 1200 min^{-1} devirle çalıştırılmıştır. Balans ağırlığı kademeli olarak sıfıra indirilmiş ve iki katına çıkartılmıştır. Hoffmann balans ağırlığındaki artışın krank mili açısal hızındaki değişim miktarını azalttığını belirtmiştir. Ancak balans ağırlığındaki artışın, modellemesini yaptığı ağır hizmet tipi altı silindirli dizel motorunda blok hareketlerine çok az etki ettiğini ifade etmiştir. Bu durumun hafif ve daha az silindire sahip motorlar için geçerli olmayacağını belirtmiştir [30].



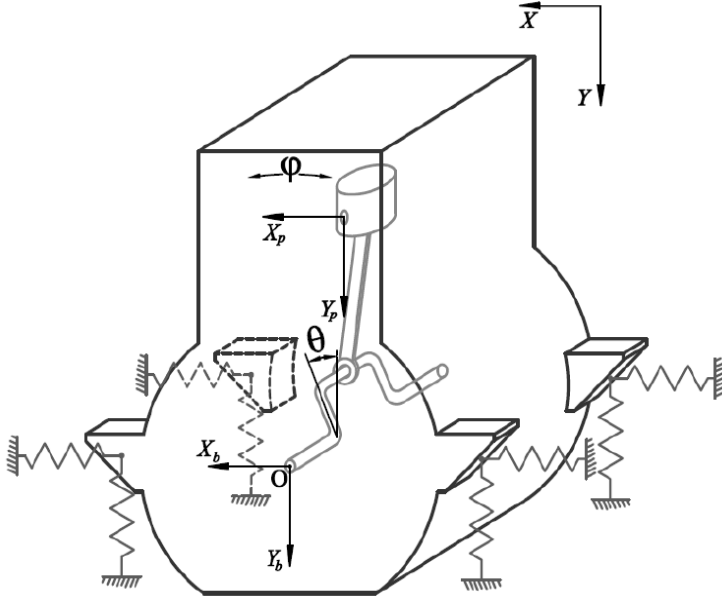
Şekil 3.20. Altı silindirli motorda krank mili balans ağırlığının krank mili açısal hızına etkisi [30]



Şekil 3.21. Çevrimsel farklılıkların krank mili hızına etkisi [30]

Hoffmann modellerin çözümü sırasında kullandığı basınç profilini, altı silindirli bir dizel motorunun 2100 min^{-1} devirde 1640 Nm motor yükünde çalışması sırasında deneysel olarak elde etmiştir. Hem tam bağımlı hem de bir yönden bağımlı modellerin çalıştırılmasında çevrimsel farklılıkları göz ardı edip ortalama bir basınç profili kullanmıştır. Tam bağımlı model ile altı silindirli motorda çevrimsel farklılıkları dikkate alarak yaptığı çalışmanın sonucu şekil 3.21’de görülmektedir. Hoffmann çevrimsel farklılıkların göz ardı edilerek ortalama basınç profili ile çalıştırılan modelde krank mili açısal hızının ortalama değerinin her çevrimde 2100 min^{-1} olarak sabit kaldığını, ancak

çevrimsel farklılıklar dikkate alındığında krank mili ortalama hızının her çevrimde değiştiğini ifade etmektedir [30].



Şekil 3.22. Öztürk'ün modelinde kullandığı koordinat sistemleri ve serbestlik dereceleri [23]

Blok titreşimleri üzerine başka bir çalışma 2011 yılında Öztürk [23] tarafından gerçekleştirilmiştir. Öztürk tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun modellemesini gerçekleştirmiştir. Geliştirdiği model motor bloğunun dikey doğrultudaki öteleme hareketlerini, krank mili ekseninde dönme hareketini ve krank mili hız dalgalanmalarını kapsayan toplam üç serbestlik derecesine sahiptir. Şekil 3.22'de kullanılan koordinat sistemi ve serbestlik dereceleri görülmektedir. Model doğrusal ve dairesel atalet kuvvet ve momentlerini, gaz kuvvetlerini, hidrodinamik ve kuru sürtünme kuvvet ve momentlerini, marş momentini, harici yük momentini ve takoz kuvvetlerini içermektedir. Çalışmada yerçekiminin etkisi ise ihmal edilmiştir.

Öztürk hareket denklemlerinin türetilmesinde Newton'un II. Yasasından yararlanmıştır. Motor bloğunun krank mili etrafında gerçekleştirdiği dönme hareketini,

$$\ddot{\phi} = - \frac{4c_y \dot{\phi} r_k + 4k_y \phi r_k + y_p F_S - M_f - M_v + M_s}{I_B} \quad (3.20)$$

eşitliği ile tanımlamıştır. Burada φ motor bloğunun krank mili eksenini etrafındaki dönme miktarını, I_B motor bloğunun krank mili eksenine göre kütle ataletini, r_k takozlar ile silindir eksenini arasındaki dik mesafeyi, y_p pistonun krank mili eksenine göre konumunu, F_s piston yan yüzey kuvvetini, c_y ve k_y takozların düşey doğrultudaki sönümleme ve sertliklerini, M_f , M_v ve M_s ise sırasıyla ana yatak sürtünme momentini, kol muylusundaki sürtünme momentini ve marş motoru momentini ifade etmektedir [23].

Motor bloğunun düşey ve yatay doğrultulardaki hareketleri ise sırasıyla,

$$\ddot{Y}_b = \frac{F_{\mu p} + F_{fp} - F_g}{m_b} \cos \varphi - \frac{F_s}{m_b} \sin \varphi + \frac{F_{bl}}{m_b} \cos(\beta - \varphi) + \frac{F_l}{m_b} \sin(\beta - \varphi) + \frac{m_w}{m_b} r_w \cos(\lambda) \dot{\theta}^2 - \frac{4k_y}{m_b} Y_b - \frac{4c_y}{m_b} \dot{Y}_b \quad (3.21)$$

$$\ddot{X}_b = \frac{F_g - F_{\mu p} - F_{fp}}{m_b} \sin \varphi - \frac{F_s}{m_b} \cos \varphi + \frac{F_{bl}}{m_b} \sin(\beta - \varphi) - \frac{F_l}{m_b} \cos(\beta - \varphi) + \frac{m_w}{m_b} r_w \sin(\lambda) \dot{\theta}^2 - \frac{4k_x}{m_b} X_b - \frac{4c_x}{m_b} \dot{X}_b \quad (3.22)$$

eşitlikleri ile tanımlamıştır. Bu eşitliklerde Y ve X bloğun düşey ve yatay eksenlerdeki öteleme hareketlerinin miktarını, $F_{\mu p}$, F_{fp} , F_g , F_l ve F_{bl} sırasıyla pistondaki kuru sürtünmeyi, pistondaki hidrodinamik sürtünmeyi, pistonu etki eden gaz kuvvetini, biyel atalet kuvvetini ve biyel kuvvetini, m_b ve m_w blok kütlesi ile balans ağırlıklarının kütlesini, r_w balans ağırlığının krank mili ekseninden uzaklığını λ balans ağırlığının silindir eksenini ile yaptığı açığı, β biyel açısını, k_x ve c_x ise takozların yatay doğrultudaki sertlik ve sönümlmelerini ifade etmektedir [23].

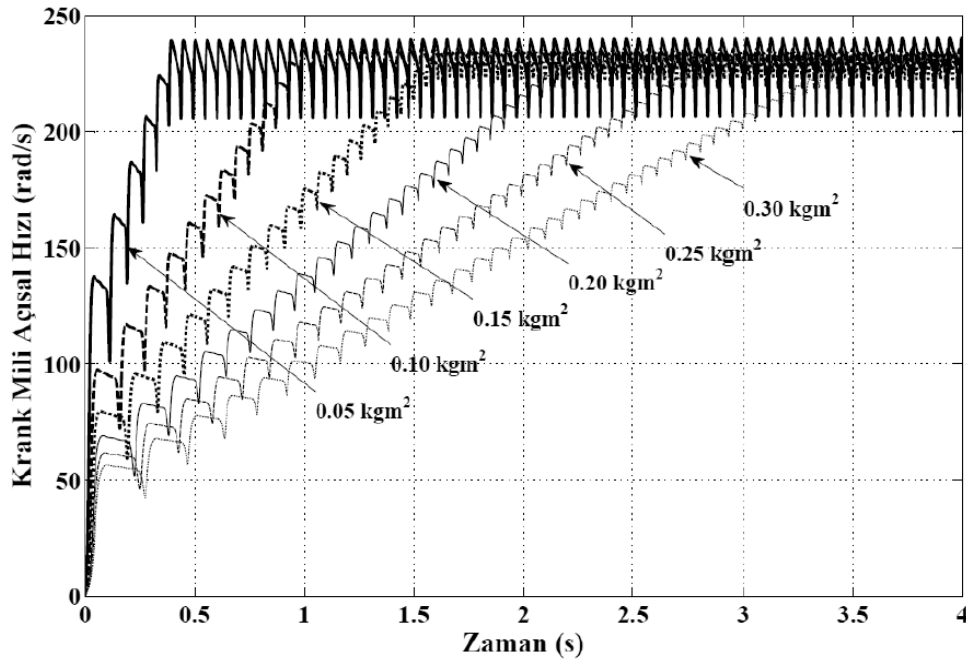
Biyel iki kütleyle ayrılarak bir kısmının piston ile beraber doğrusal, diğer kısmının ise krank muylusu ile beraber dairesel hareket gerçekleştirdiği kabulü yapılmıştır. Krank milinin hareket denklemi,

$$\ddot{\theta} = \frac{F_{bl}r}{I_{cr}} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta - \theta\right) - \frac{F_l r}{I_{cr}} \cos(\beta + \theta) - \frac{M_L}{I_{cr}} + \frac{M_s}{I_{cr}} - \frac{M_f}{I_{cr}} - \frac{M_v}{I_{cr}} - \ddot{\phi} \quad (3.23)$$

şeklinde tanımlanmıştır [23]. Öztürk hareket denklemlerinin çözümünde Taylor serisi metodunu kullanmış iterasyon sayısını 100 zaman aralığını ise $\Delta t = 0,0001$ s olarak seçmiştir. Analizde dört farklı motor yükü için dört farklı basınç profili kullanmıştır. Basınç profillerinin analizde kullanımını kolaylaştırmak için deneysel basınç eğrilerini,

$$P(\theta) = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^n (A_k \cos k\theta + B_k \sin k\theta) \quad (3.24)$$

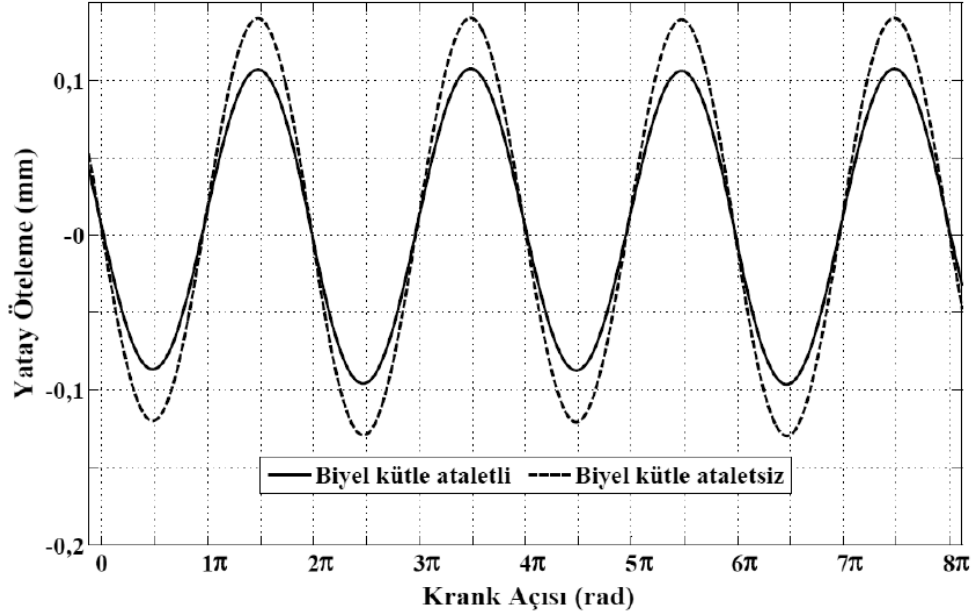
şeklinde Fourier serilerine dönüştürmüştür. Analizlerde sürtünme etkilerini, doğrusal ve dairesel hareket eden parçaların ataletlerinin etkilerini, farklı motor yüklerinin ve teklemeye probleminin etkilerini incelemiş ve uygun takoz parametreleri belirlemiştir [23].



Şekil 3.23. Dairesel hareketli parçaların kütle ataletlerinin krank mili açısal hızına etkileri [23]

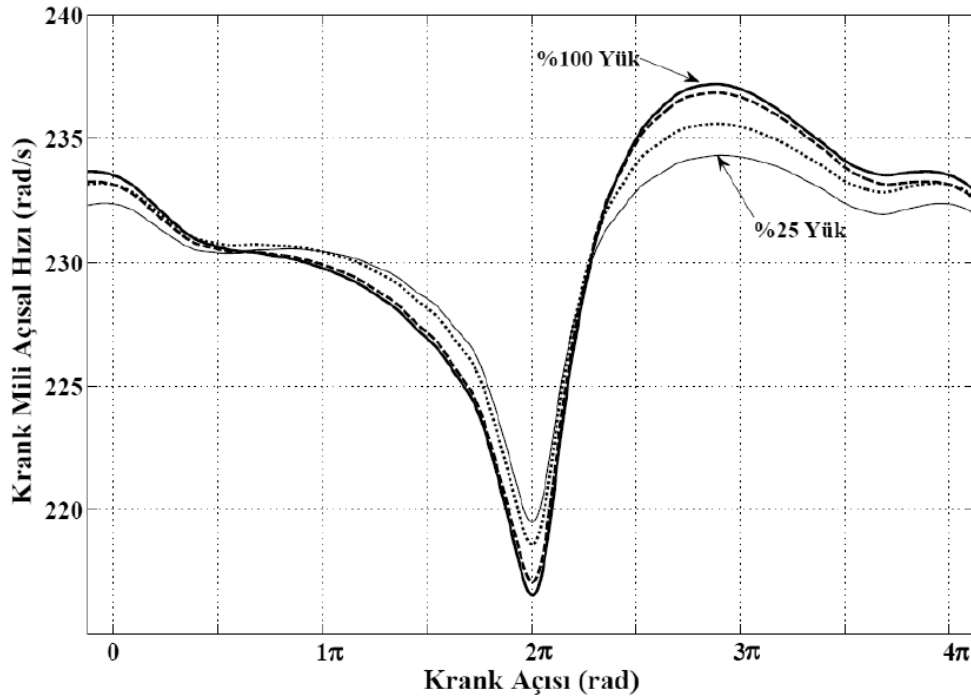
Şekil 3.23'te dairesel hareketli parçaların kütle ataletlerinin krank mili açısal hızına etkileri görülmektedir. Tam yük basınç profili için kütle atalet momentleri $0,05-0,30 \text{ kgm}^2$ aralığında değiştirilmiş ve ortalama krank mili açısal hızı 230 rad/s seçilmiştir. Kütle atalet

değerlerindeki artışın ivmelenme sürelerini arttırdığı görülmektedir. Ancak kütle atalet momentlerindeki artış krank mili açısal hız genliklerinin azalmasına neden olmuştur.



Şekil 3.24. Biyel kütle ataletinin motor bloğu yatay öteleme hareketine etkisi [23]

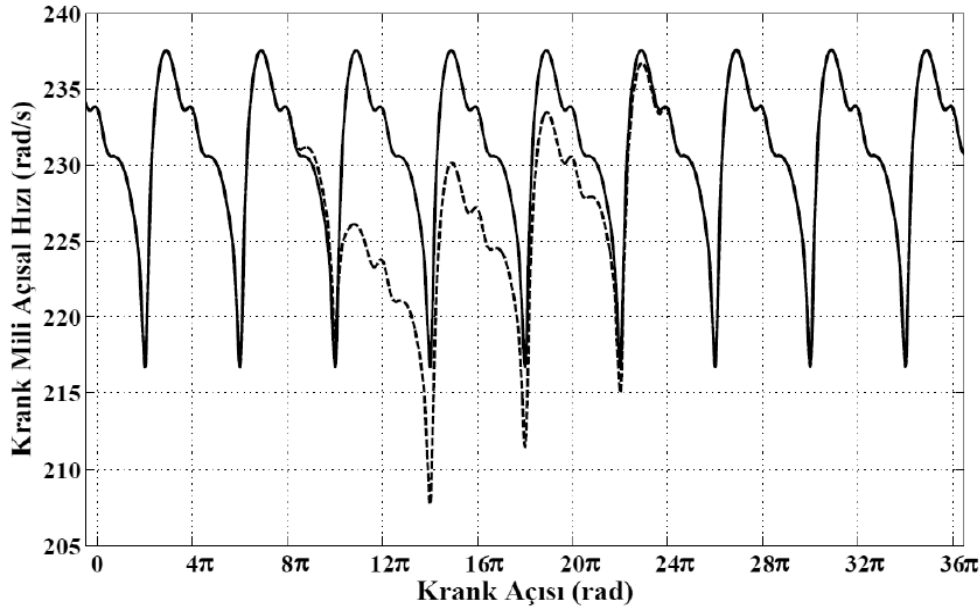
Motor bloğunun yatay doğrultuda yaptığı öteleme hareketlerinin oluşumunda biyelin kütle atalet momentinin önemli bir etkisinin olduğu bilinmektedir. Öztürk biyel kütlesini dikkate alarak ve ihmal ederek yaptığı analiz sonuçlarını karşılaştırmıştır. Şekil 3.24'te bu karşılaştırma görülmektedir. Biyelin ataletinin ihmal edildiği durumda öteleme genliği 0,27 mm iken dahil edildiği durumda 0,2 mm'ye düşmüştür. Öztürk biyel kütle ataletinin etkisinin daha çok biyelin açısal ivmesinin yükseldiği bölgelerde görüldüğünü belirtmektedir [23].



Şekil 3.25. Farklı motor yüklerinin krank mili açısal hızına etkisi [23]

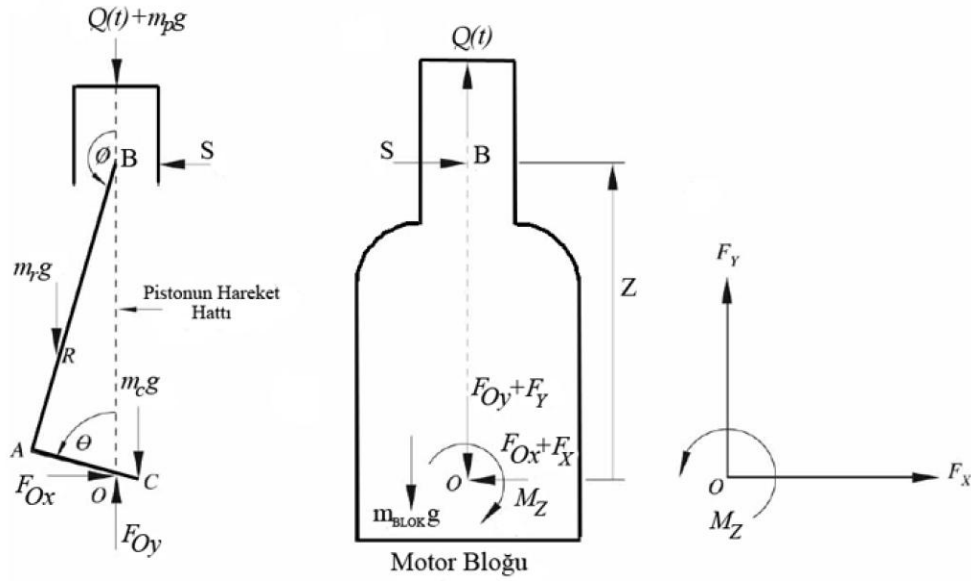
Öztürk farklı motor yüklerinin krank mili açısal hız genliğini ve ivmelenme sürelerini etkilediğini belirtmiştir. Şekil 3.25'te dört farklı motor yükünün krank milinin açısal hız genliklerine etkileri görülmektedir. Motor yükü arttıkça krank mili açısal hız genliğinin artışı görülmektedir. Ancak Öztürk motor yükündeki artışın ivmelenme süresini azalttığını ifade etmiştir. Ayrıca motor yükündeki artışın motor bloğunun dönme açısı genliğini de arttırdığı vurgulanmıştır [23].

Öztürk motorlardaki teklemeye problemlerinin motor titreşimlerine etkilerini de incelemiştir. Bir çevrimlik teklemeye probleminin krank mili açısal hızına ve motor bloğu titreşimlerine olan etkilerini araştırmıştır. Bu amaçla teklemenin meydana geldiği çevrimi yanmasız silindir içi basınç profilini uygulayarak analiz etmiştir. Şekil 3.26'da bir çevrimlik teklemenin krank mili açısal hızına etkisi görülmektedir. Ortalama krank mili açısal hızı 230 rad/s iken teklemenin meydana geldiği çevrimde açısal hız 221,5 rad/s'ye kadar düşmektedir. Tekrar kararlı çalışma şartlarına gelinebilmesi için harici yük yarı yarıya azaltılmasına rağmen motorun çalışması ancak 3,5 çevrim sonra kararlı koşullara gelebilmiştir. Ayrıca Öztürk teklemenin motor bloğu dönme açısı genliğini düşürdüğünü ancak blok öteleme hareketleri üzerinde önemli bir etkisinin olmadığını belirtmiştir [23].



Şekil 3.26. Tekleme probleminin krank mili açısal hızına etkisi [23]

Guzzomi ve ark. [88] piston sürtünmelerinin piston yan yüzey kuvveti, düşey ve yatay doğrultulardaki ana yatak reaksiyon kuvvetleri ve blok momentine etkilerini incelemişlerdir. Modelden elde ettikleri sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmışlar ve sürtünmenin ihmal edildiği durumlarda gerçek çalışma şartlarından oldukça uzaklaşıldığını ifade etmişlerdir. Motor bloğunu sabit kabul ederek piston-biyel-krank mekanizmasının hareketlerini tanımlamışlardır. Şekil 3.27’de motora etki eden kuvvetler ve koordinat sistemi görülmektedir. Zamana bağlı kurdukları modelde $Q(t)$ pistona etki eden net düşey kuvveti ifade emektedir. Bu kuvvet gaz kuvvetlerini, karter basınç kuvvetini ve aynı zamanda sürtünme kuvvetlerini de içermektedir. F_{ox} ve F_{oy} yataklara etki eden kuvvetlerini M_z ise motor bloğunu döndürmeye zorlayan momenti ifade etmektedir.



Şekil 3.27. Guzzomi ver ark.'nın kullandıkları serbest cisim diyagramı [88]

Krank yataklarından bloğa etki eden F_{ox} ve F_{oy} kuvvetlerinin belirlenmesinde sırasıyla,

$$F_{ox} = r\ddot{\theta} \cos \theta [m_c h - m_r (1 - j)] - r\dot{\theta}^2 \sin \theta [m_c h - m_r (1 - j)] + S \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} F_{oy} = & r\ddot{\theta} [m_p (\cos \theta \tan \phi - \sin \theta) + m_r (j \cos \theta \tan \phi - \sin \theta) + m_c h \sin \theta] \\ & + r\dot{\theta}^2 \left[m_p \left(\frac{r \cos^2 \theta}{l \cos^3 \phi} - \sin \theta \tan \phi - \cos \theta \right) + \right. \\ & \left. m_r \left(\frac{j r \cos^2 \theta}{j l \cos^3 \phi} - j \sin \theta \tan \phi - \cos \theta \right) + m_c h \cos \theta \right] \\ & + g (m_p + m_r + m_c) + Q(t) \end{aligned} \quad (3.26)$$

eşitliklerini kullanmışlardır. Bu eşitliklerde r krank yarıçapını, h OC uzunluğunun OA uzunluğuna oranını, j AR uzunluğunun RB uzunluğuna oranını, l biyel uzunluğunu ifade etmektedir. Bloğun hareket etmediği kabul edilerek bloğa etki eden momentlerin dengesini,

$$M_z = -S Z \quad (3.27)$$

eşitliği ile tanımlamışlardır. Piston yan yüzey kuvveti S ise,

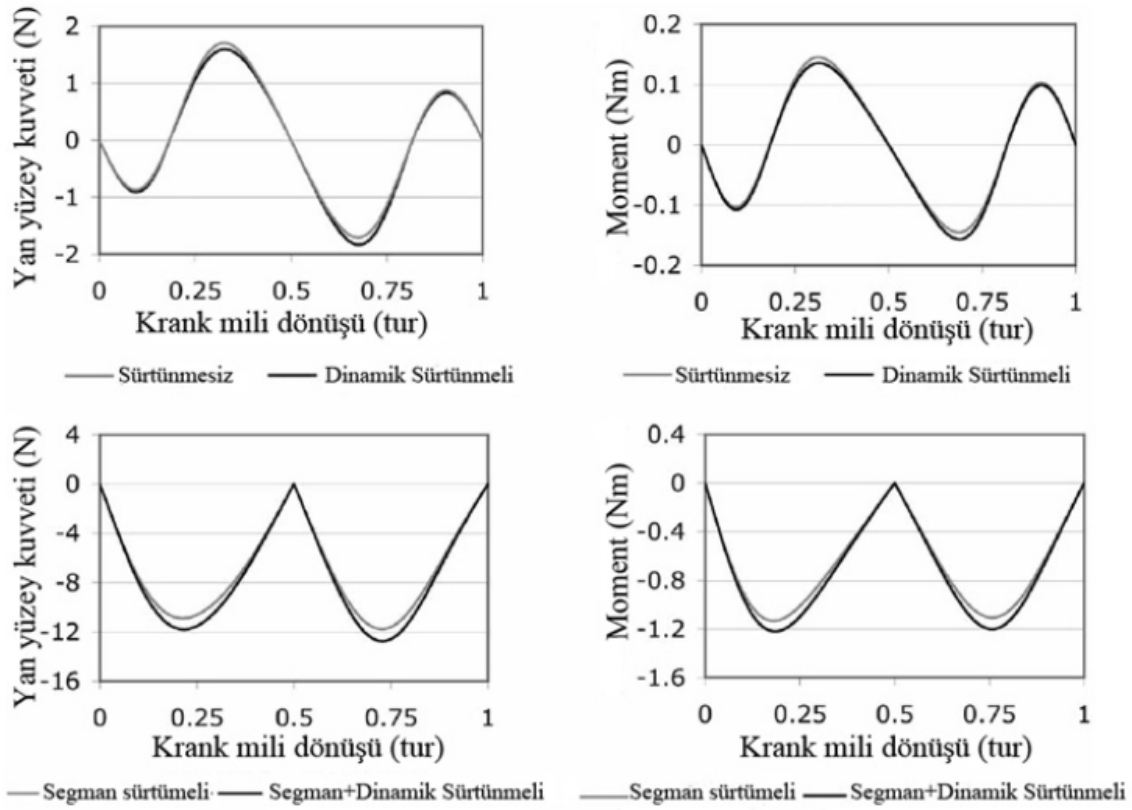
$$S = \begin{bmatrix} -r\ddot{\theta} \left[\frac{I_r \cos \theta}{(l \cos \theta)^2} + m_p \tan \phi (\cos \theta \tan \phi - \sin \theta) + \right. \\ \left. j m_r \left(\frac{j \cos \theta}{\cos^2 \theta} - \sin \theta \tan \phi - \cos \theta \right) \right] - g \tan \phi (m_p + j m_r) - F_r \tan \phi \\ -r\dot{\theta}^2 \left[\frac{I_r}{(l \cos \phi)^2} \left(\frac{r \cos^2 \theta \tan \phi}{l \cos \phi} - \sin \theta \right) + \right. \\ \left. m_p \tan \phi \left(\frac{r \cos^2 \theta}{l \cos^3 \theta} - \sin \theta \tan \phi - \cos \theta \right) \right. \\ \left. + j m_r \left(\frac{j r \cos^2 \theta \tan \phi}{l \cos^3 \phi} - \cos \theta \tan \phi + \sin \theta - \frac{j \sin \theta}{\cos^2 \phi} \right) \right] \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

D

eşitliği ile belirlenmiştir. Bu eşitlikte I_r biyelin kütle merkezi etrafındaki kütle atalet momentini, F_r segmanların silindir duvarına uyguladıkları baskı kuvveti nedeniyle oluşan sürtünme kuvvetini, D ise segman ve dinamik sürtünmeleri içeren dört parçalı bir fonksiyonu ifade etmektedir. Yanma işleminin gerçekleşmediği ve pompalama kayıplarının ihmal edildiği bir motorda

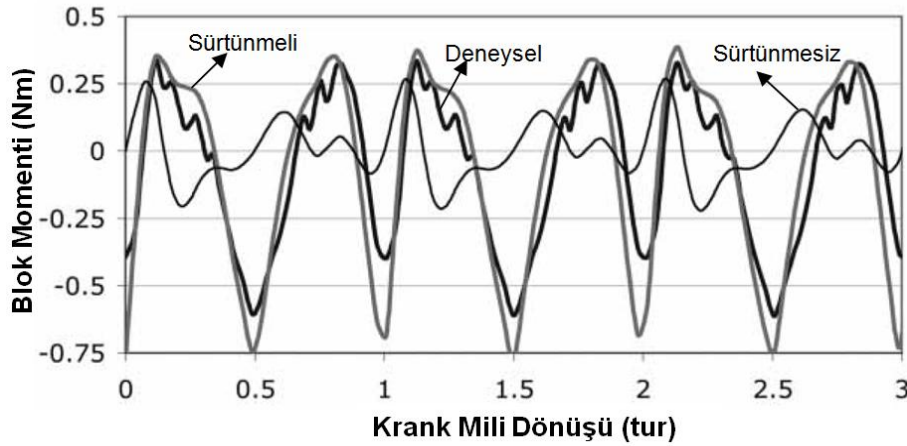
$$Q(t) = F_r \pm \mu S \quad (3.29)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. μS terimi piston yan yüzey kuvvetinden kaynaklanan sürtünme kuvvetini ifade etmektedir. Bu tarz bir yaklaşım düşük hızlarda sürtünme etkilerinin net olarak anlaşılması için faydalı olabileceği gibi yüksek hızlarda sıkıştırma ve karter basınçlarının, yanma gerçekleşen bir motorda ise yanma basınçlarının ilave edilmesi gerekmektedir [88].



Şekil 3.28. 420 min⁻¹'de yan yüzey kuvveti ve bloğa etki eden momentlerin tahmini [88]

Şekil 3.28'de sürtünmenin yan yüzey kuvveti ve blok momentine olan etkisi ile segman sürtünmesi ile dinamik sürtünmenin etkileri görülmektedir. Piston yan yüzey kuvveti atalet kuvvetlerinin etkisi ile oluşmakta ve motor yüklendiğinde bloğa etki eden negatif yöndeki moment etkisine reaksiyon olarak artmaktadır. Piston yan yüzey kuvvetinin sadece atalet etkisiyle oluştuğu durum Şekil 3.28'de üstteki iki grafikte görülmektedir. Atalet kuvvetleri piston-krank-biyel mekanizmasının hareketine bağlı olarak yön değiştirdiğinden piston yan yüzey kuvvetleri de yön değiştirmektedir. Motor yüklendiğinde bloğa etki eden momenti karşılayacak bir kuvvete ihtiyaç olduğundan piston yan yüzey kuvveti artmakta ve sürekli bloğa etki eden momentin zıttı istikametinde değişmektedir. Şekil 3.28'de alttaki iki grafik bu durumu açıklamaktadır. Ayrıca dinamik sürtünmenin yan yüzey kuvvetini arttırdığı da görülmektedir [88].



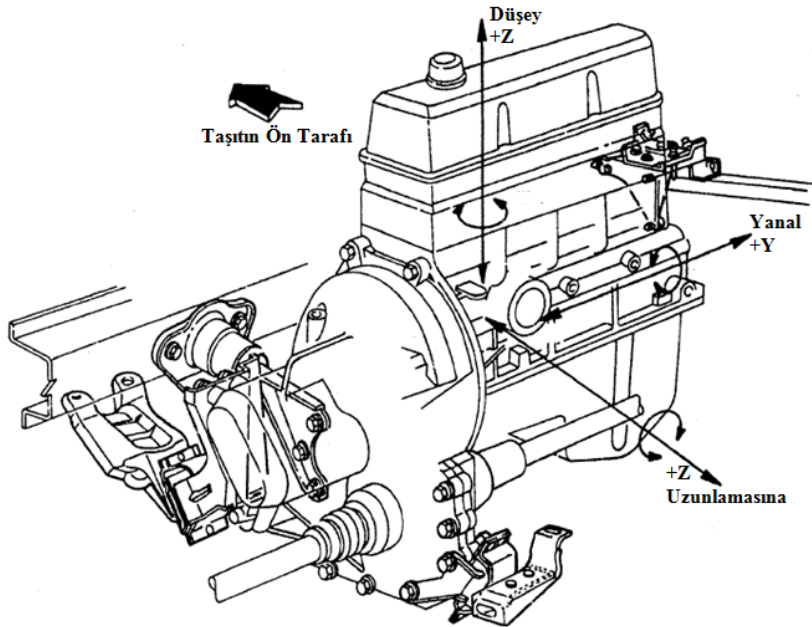
Şekil 3.29. Motor bloğu momentinin deneysel verilerle karşılaştırılması [88]

Şekil 3.29’da 420 min^{-1} ’de motor bloğuna etki eden momentin sürtünmeli ve sürtünmesiz analiz sonuçları ile deneysel verilerin karşılaştırılması görülmektedir. Sürtünmesiz durumda bloğun karşıladığı moment gerçek verilerin oldukça altında kalmıştır. Bunun nedeni sürtünmesiz koşullarda yan yüzey kuvvetinin düşük olmasıdır. Sürtünmeli analiz sonuçlarının deneysel verilere daha yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Guzzomi ve ark. düşük motor hızlarında segman sürtünme kuvveti önemli bir etkiye sahip olduğunu belirtmektedirler. Sürtünmeli durumdaki moment genliğinin deneysel verilerden daha büyük olmasının nedeninin segman sürtünmesi değerinin hatalı olarak bir miktar daha büyük elde edilmesinden kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Ayrıca farklılığın sebeplerinden birisinin de kol muylusu ve yataklardaki sürtünmelerin ihmal edilmesi olabileceğini vurgulamışlardır [88].

3.2. Motor Bağlantı Elemanları

Motor bağlantı elemanları konusunda yapılan çalışmalar motor takozlarına gelen kuvvetlerin analizlerini, farklı bağlantı elemanlarının bu kuvvetler altında sergilediği davranışların ve taşıt şasisine iletilen kuvvetlerin azaltılabilmesi amacıyla optimum takoz parametrelerinin belirlenmesi ve uygun takoz bağlantı pozisyonlarının seçilmesi konularını kapsamaktadır [24,59,66,71]. Motor takozlarının birinci görevi statik durumda motor ağırlığını karşılamaktır. Motor ağırlığı düşey yük taşıyan takozlara iyi bir şekilde dağıtılmalıdır [92-94]. Motor takozlarının en önemli görevi ise motor titreşimlerinin şasiye iletimini azaltmaktır. Motor titreşimlerinin azaltılmadan şasiye aktarılması özellikle doğal frekans bölgelerine yakın çalışma şartlarında artan kuvvetler nedeniyle şasinin zarar

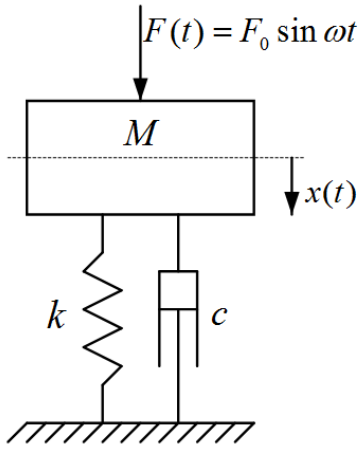
görmesine hatta bazı bağlantı parçalarının yorularak kırılmalarına neden olabilir. Ayrıca izole edilmeyen titreşimler gürültü seviyesinin de artmasına neden olur ve sürüş konforunu olumsuz şekilde etkiler [94]. İçten yanmalı motorlardaki en temel iki titreşim kaynağı bloğu döndürmeye zorlayan yanma gaz basınç kuvvetleri ve motor bloğunu sarsmaya zorlayan hareketli parçaların meydana getirdiği atalet kuvvetleridir. Krank miline karşı ağırlık yerleştirilerek bu kuvvetler bir miktar azaltılsa da özellikle ikincil atalet kuvvetlerini tamamen ortadan kaldırmak balanslama işlemi ile pek mümkün olmamaktadır [94,95]. Bu nedenle motorun şasiye esnek ve sönümleyici bir bağlantı ile bağlanması gerekmektedir.



Şekil 3.30. Taşıta enine yerleştirilmiş bir motorun altı serbeslik derecesi [71]

Motor bloğu taşıt üzerine uzunlamasına ya da enine yerleştirilebilir. Her iki durumda da motor bloğu altı serbestlik derecesine sahip olmaktadır. Şekil 3.30'da görüldüğü gibi bunlar motor bloğunun üç eksendeki öteleme hareketleri ve bu eksenler etrafındaki dönme hareketleridir. Motor takozları bu altı hareketi azaltacak şekilde tasarlanmalı ve yerleştirilmelidirler [24,71,94]. Balanslanmamış kütlelerin yarattığı atalet kuvvetleri motor hızı, silindir sayısı ve kurs sayısı ile ilişkilidir. Örneğin dört silindirli dört zamanlı bir motorda ana blok titreşimleri motor çalışma frekansının iki katında meydana gelmektedir. Atalet kuvvetleri motor hızı 750-6000 1/min aralığında iken, motor bloğunda 25-200 Hz frekans aralığında genliği 0,3 mm'den küçük titreşimlere neden olurlar. Motor bloğunun titreşimlerinde yoldan gelen zorlama kuvvetleri ile taşıtın ivmelenmesi ve dönmesi

sırasında meydana gelen zorlama momentleri de etkilidir. Bu tip zorlamalar genellikle 30 Hz'in altında bir frekansa sahiptirler ve motor bloğunda 0,3 mm'den daha büyük genlikli titreşimlerin meydana gelmesine neden olurlar [81,94,96,97]. Bu nedenle başarılı bir motor bağlantı sisteminin hem düşük frekanslı yüksek genlikli titreşimleri hem de yüksek frekanslı düşük genlikli titreşimleri izole etmesi gerekmektedir. Bu gereklilik basit bir kütle yay ve damperden oluşan sistem üzerinden kolayca anlaşılabilir.



Şekil 3.31. Kütle yay ve damperden oluşan basit bir sistem

Şekil 3.31'de harmonik olarak zorlanan basit bir kütle yay damper sistemi görülmektedir. Buradaki zorlama kuvveti,

$$F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (3.30)$$

şeklinde harmonik bir fonksiyondur. F_0 zorlama kuvvetinin genliğini, ω ise zorlama frekansını ifade etmektedir. Zorlama kuvvetin frekansının sistemin doğal frekansına eşit olması durumunda sistemin rezonansa gireceği bilinmektedir. Sistemin frekans oranı,

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (3.31)$$

şeklindedir. Burada ω_n sistemin doğal frekansını ifade etmektedir. İletim oranı zorlama kuvvetin zemine iletilen kuvvete oranı ile belirlenebilir. Bu oran şekil 3.30'da görülen sistem için,

$$T = \frac{\sqrt{1+(2\zeta r)^2}}{\sqrt{(2\zeta r)^2 + (1-r^2)^2}} \quad (3.32)$$

şeklinde belirlenir. Burada ζ sönüm oranını ifade etmektedir ve değeri,

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{kM}} \quad (3.33)$$

eşitliği ile belirlenmektedir.

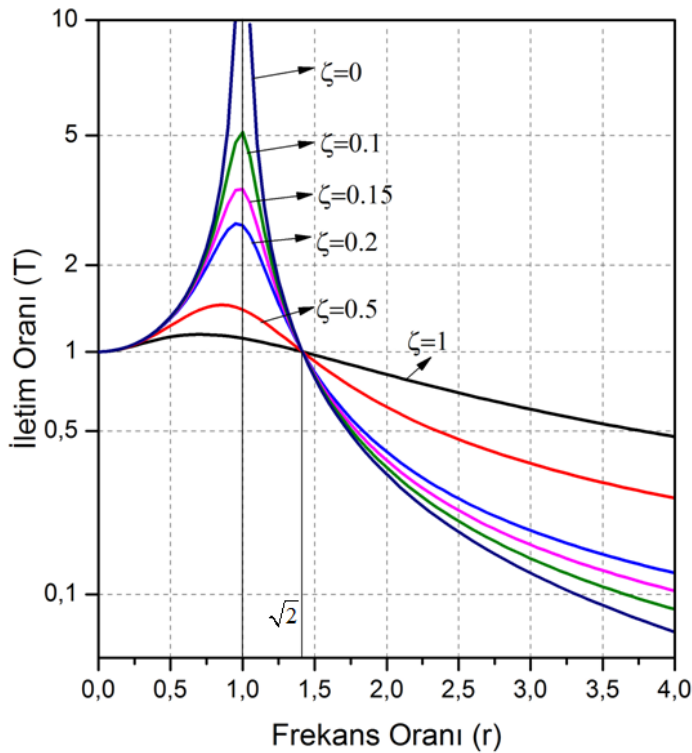
Şekil 3.31’de bu sistemin frekans oranına bağlı iletim oranı değişimi görülmektedir. Frekans oranının 1’e eşit olduğu durumda sistemin rezonansa girdiği görülmektedir. Frekans oranının $\sqrt{2}$ ’ye eşit olduğu durum özel bir durum olup burada sönüm oranı ne olursa olsun iletim oranı 1’e eşittir. $r < \sqrt{2}$ olduğu durumlarda iletim oranı 1’in üzerindedir. Buradan anlaşıldığı üzere iletim oranının azaltılabilmesi için çalışma frekansının arttırılması gerekmektedir. Bu nedenle içten yanmalı motorlarda rölanti devri doğal frekantan büyük olacak şekilde tasarlanır [10,23,48,66,94,96,98]. Frekans oranının arttırılabilmesi için doğal frekansın düşürülmesi ya da çalışma frekansının arttırılması gerekmektedir. Çalışma frekansı içten yanmalı motorlarda çalışma şartları gereği minimum hız olan rölanti devri ile maksimum motor devri arasında sınırlı ve değişkendir. Bu durumda motorun doğal frekansının azaltılması gerekmektedir.

Şekil 3.31’deki sistemin doğal frekansı,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (3.34)$$

eşitliği ile belirlenebilir. Burada doğal frekansın azaltılabilmesi için kütlenin arttırılması ya da yay sertliğinin azaltılması gereklidir. Kütle artışı taşıtlar için istenmeyen bir durum olduğundan yay sertliğinin azaltılması daha akılcı bir çözüm olarak görülmektedir. Ancak Eş. 3.3’ten anlaşıldığı gibi yay sertliğinin azaltılması sönüm oranının artmasına neden olmaktadır. Bu durumda takozlar yol zemininden gelen yüksek genlikli şok kuvvetlerinin azaltılmasında yetersiz kalabilirler [94,96]. Bu durum yüksek frekans oranı bölgelerinde

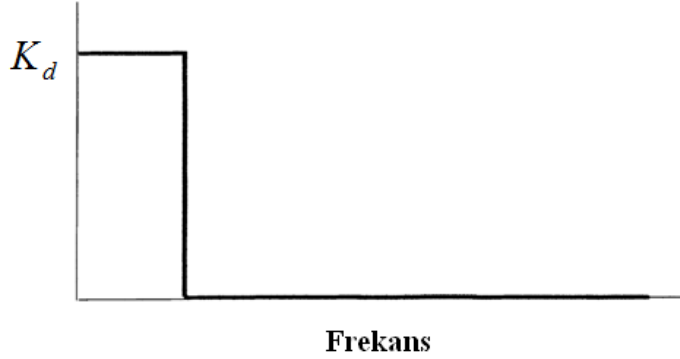
takozun sönüm değerinin azaltılması ile önlenabilir. Sönüm değerinin azaltılması sönüm oranının tekrar azalarak şok darbelerini izole edebilmesine imkan verir. Bununla birlikte eğer motor doğal frekansı yoldan gelen kuvvetlerin frekansına yakın olursa iletim oranı 1'in üzerinde bir değer alır ve motor bloğunun aşırı derecede sarsılmasına neden olur. Düşük frekans oranlarında takoz sertlik ve sönümleme değerlerinin çok düşük olması motorun statik yer değiştirmesinin çok fazla olmasına ve parçaların zarar görmesine neden olabilir. Bu nedenle özellikle yoldan gelen düşük frekanslı ve yüksek genlikli titreşimlerin izole edilmesinde yay sertliğinin yüksek olması istenir. Böylece doğal frekans artar ve frekans oranı düşer. Ancak yay sertliğinin artması sönüm oranını azaltacağından takoz sönüm değerinin de artması gerekmektedir [96]. Buradan anlaşılabileceği gibi iyi bir takozun sertlik ve sönümleme değerlerinin düşük frekans bölgelerinde yüksek olması, yüksek frekans bölgelerinde ise daha düşük sertlik ve sönüm değerlerine sahip olması beklenmektedir [94,99].



Şekil 3.32. İletim oranının frekans oranına bağlı değişimi

Şekil 3.33'de ideal bir takozun sertlik değerinin çalışma frekansına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Düşük frekans bölgelerinde sertlik değerinin yüksek olduğu, frekans arttıkça sertlik değerinin hızla düştüğü görülmektedir. Bununla birlikte takozların çok düşük ve çok yüksek sıcaklıklarda özelliklerini kaybetmemesi sertlik ve sönüm değerlerinin mümkün

olduğunca değişmemesi istenmektedir. Ayrıca takozların tasarımında maliyet, güvenilirlik ve kullanım ömründe dikkate alınmalıdır [66,94,101].



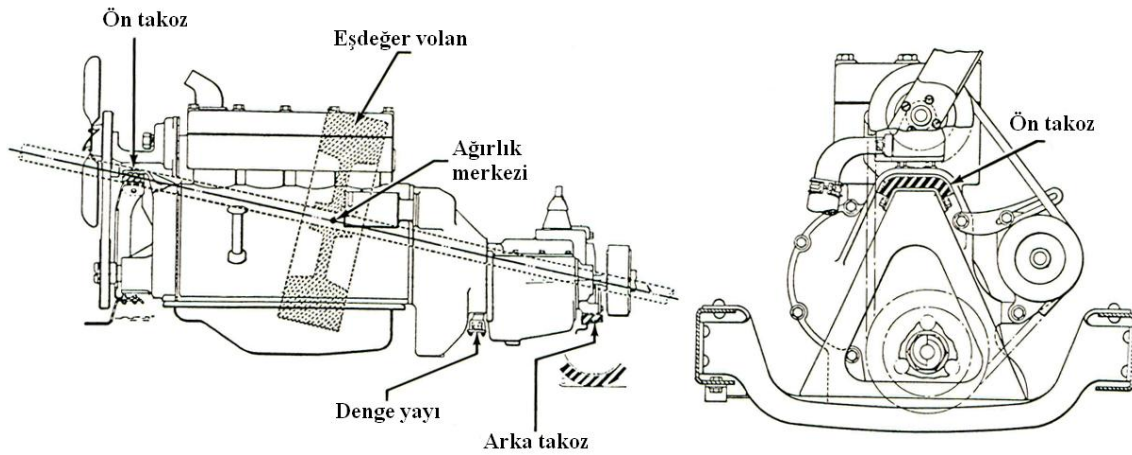
Şekil 3.33. İdeal bir takozun dinamik sertliğinin frekansa bağlı değişimi [94,99]

Motorun taşıt üzerine uzunlamasına ya da enine yerleştirilmesi, motor bağlantı elemanlarının motor üzerindeki yerleşimlerinin de farklı olmasına neden olmaktadır. Ayrıca bağlantı elemanının motor hareket eksenlerine göre konumlandırma açıları da titreşimlerin şasiye iletimi ve tokozların çalışma ömürleri bakımından önem arz etmektedir. Bu nedenle motor takozlarının optimizasyonu, takoz parametreleri (sertlik ve sönüm), takozların motor üzerindeki konumları ve takozların konumlandırma açıları olmak üzere üç aşamada ele alınmaktadır.

Binek otomobillerde motorlar şasiye üç ya da dört noktadan bağlanmaktadır. Ancak motor ağırlığı arttıkça bağlantı sayısı artmaktadır. Ağır iş makineleri, gemi motorları gibi büyük ve ağır motorlar takoz başına düşen statik yükün azaltılması ve takzo ömrünün artırılması amacıyla daha fazla noktadan şasiye bağlanmaktadır. Motor ağırlığının takozlara dengeli bir şekilde dağıtılması hem motor titreşimlerinin daha iyi izole edilmesini hem de takozların ömrünün uzamasını sağlamaktadır. İçten yanmalı motorların bloğu ile şanzıman kompakt bir yapıdadır. Bu durumda motor ağırlığına şanzıman ağırlığı da eklenmekte motorun ağırlık merkezi bir miktar arkaya doğru kaymaktadır. Bu nedenle ister üç ister dört noktadan bağlantı olsun şanzımanı destekleyen mutlaka bir takoz bulunmaktadır.

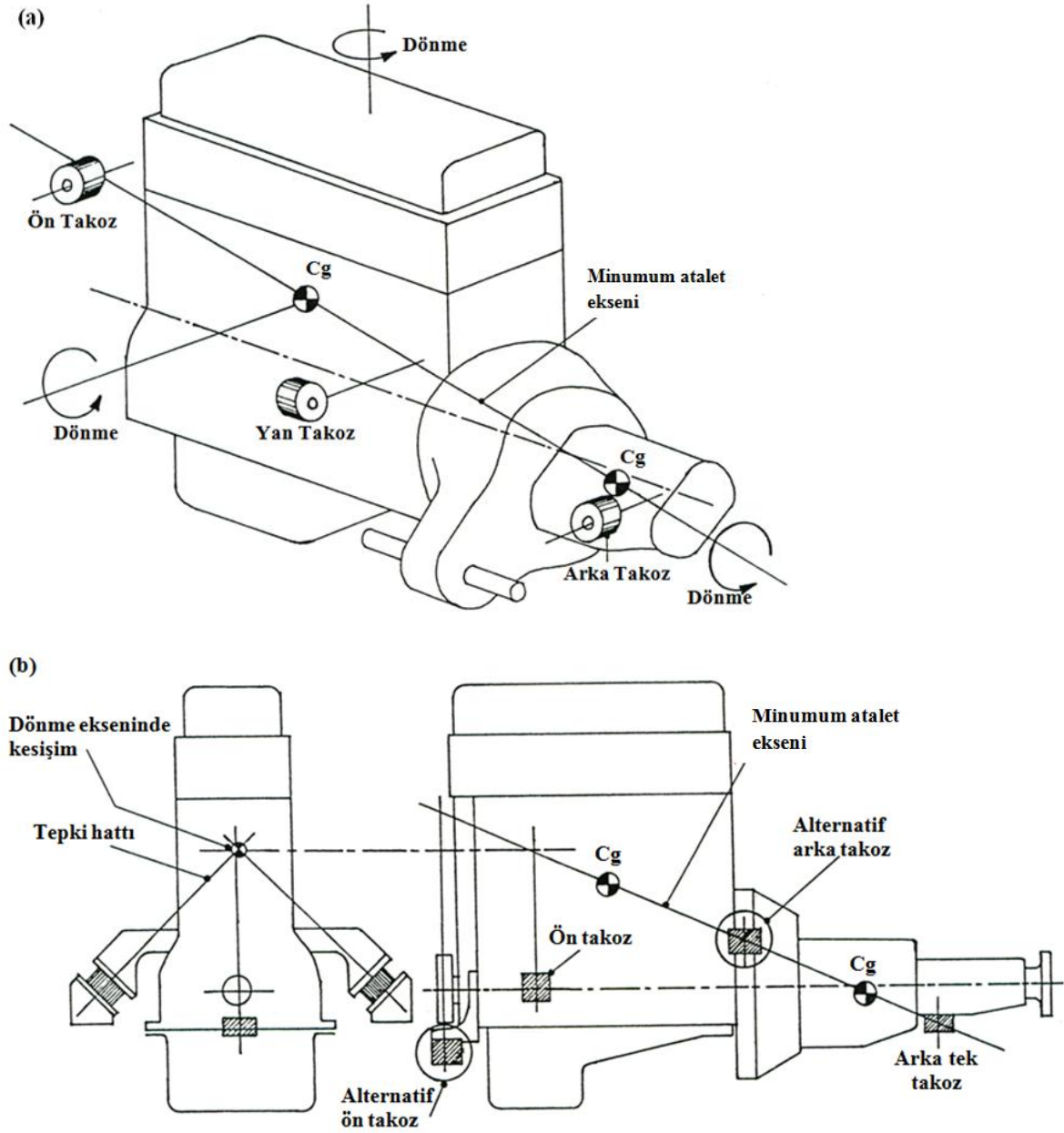
Motor takozlarının, takoz kuvvetlerinin bileşkelerinin motorun ağırlık merkezine yakın bir yerde oluşacak şekilde yerleştirilmesi motor titreşimlerinin azaltılmasında etkili olabilir [23,94,102,103]. Motor bloğunun gerçekte zorlama momenti ekseninde değil minimum kütle atalet eksenini etrafında dönme eğiliminde olduğu belirtilmiştir. Crysler firması

tarafından 1931 yılında dört silindirli Plymouth motorunun taşıta yerleştirilmesinde kullanılan eksen temel atalet ekseni olarak ifade edilmiştir. Motorun sanki düzgün dağılmış kütleli bir volana benzer şekilde bu eksen etrafında döneceği dikkate alınmıştır. Şekil 3.34'te Plymouth motorunun iki takoz ve bir denge yayı ile şasiye bağlantısı görülmektedir. Motor önden ve arkadan yuvarlanma eksenine mümkün olan en yakın mesafede iki takoz ile desteklenmiş, motorun dönme hareketi ise volan muhafazasının yan tarafına yerleştirilmiş bir denge yayı ile karşılanmıştır [83].



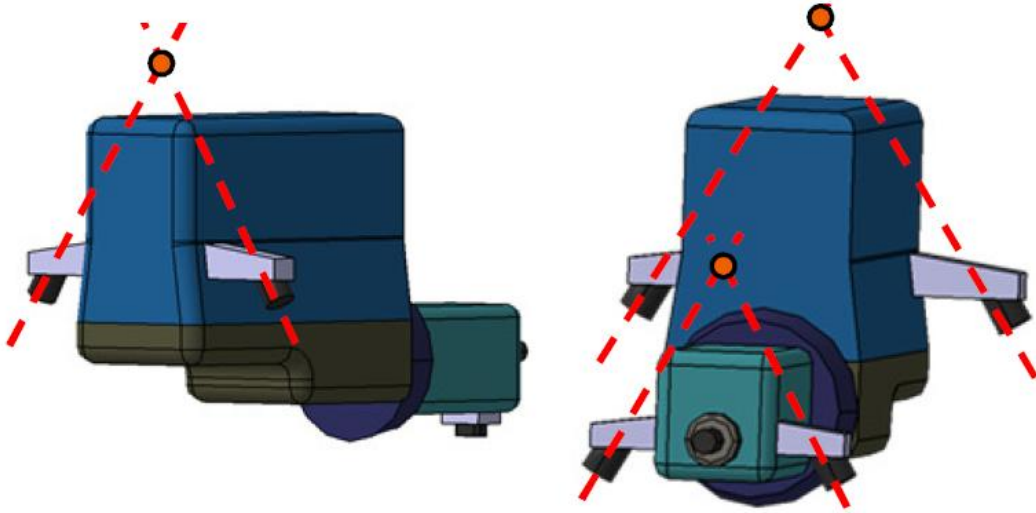
Şekil 3.34. Dört silindirli Plymouth motorunun takoz bağlantıları ve tork yuvarlanma eksenini

Motor ve şanzımanın, krank mili eksenini ile yaklaşık 10° - 30° 'lik bir açı yapan minumum atalet eksenini etrafında dönme hareketi gerçekleştireceği düşünülmektedir. Motor takozlarının bu eksen üzerinde yer alması ya da takozların kesişimlerinin bu eksen üzerine düşmesi motora yoldan kaynaklanan bir zorlama momentinin etki etmesini engellemektedir. Böylece uzunlamasına yerleştirilmiş bir motorda taşıt dönme gerçekleştiren ya da kasisli bir yolda motor ve transmisyon dönme eğilimi sergilemeyecektir. Benzer şekilde enine yerleştirilmiş bir motorda da hızlanma ve frenleme esnasında motora bir döndürme momenti etki etmeyecektir [104]. Şekil 3.35'de uzunlamasına ve enine yerleştirilmiş iki motorun minumum kütle atalet eksenlerine göre takoz yerleşimleri görülmektedir. Bu yerleşim şartlarının sağlanması durumunda sadece bir motor hızında motorun doğal frekansı ile zorlama kuvvetlerinin doğal frekanslarının birbirine yaklaşacağı, başka bir deyişle sadece bir bölgede rezonans eğilimi görüleceği belirtilmektedir [83].



Şekil 3.35. Üç noktadan bağlantılı motor askı sistemi (a. Enine yerleştirilmiş motor b. Uzunlamasına yerleştirilmiş motor) [83]

Motor askı sisteminin tasarımına göre üç ya da dört takoz ile karoseriye bağlanabilmektedir. Şekil 3.36'da üç ve dört noktadan bağlantılı iki motor askı sistemi görülmektedir. Burada motorların taşıt üzerine yerleşimi uzunlamasına'dır. Dört noktadan bağlı sistemin avantajı takozlara binen yükün daha az olması ve titreşimlere daha iyi cevap vermesidir. Üç noktadan bağlı sistem ise daha ucuz olması, daha az yer kaplaması ve eksenlemenin dört takozlu sistme göre daha basit olması bakımından avantaja sahiptir. Ancak üç takozlu sistemin en büyük dezavantajı takozlara daha fazla yük gelmesidir [105].



Şekil 3.36. Üç ve dört noktadan bağlantılı motor askı sistemi [105]

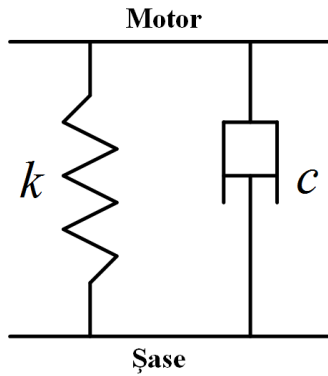
3.2.1. Elastomerik (Kauçuk) takozlar

Elastomerik takozlar uzun yıllardır motor titreşimlerinin izole edilmesinde kullanılmışlardır. Günümüzde halen uygulama alanı olan elastomerik takozlar ilk kez 1930'lu yıllarda kullanılmışlardır [106,107]. Doğal kauçuk kauçuk ağacının lateks adı verilen öz suyundan elde edilmektedir. Doğal kauçuğun metaller ile yapışma özelliği iyidir ve yüksek gerilme dayanımına sahiptir. Ancak doğal kauçuğun sönümleme kapasitesi ve dinamik yay sertliği düşüktür. Ayrıca doğal kauçuğun bir başka dezavantajı 9-100 °C sıcaklıklarında özelliğini kaybetmesidir. Doğal kauçuğun içerisine çeşitli katkıları katılarak ve gerekli kimyasal işlemlerden geçirilerek istenilen sönümleme ve sertlik değerlerine sahip takozların elde edilebilmesi mümkündür. Ayrıca günümüzde kauçuk sentetik olarak imal edilebilmektedir [98,108-110].

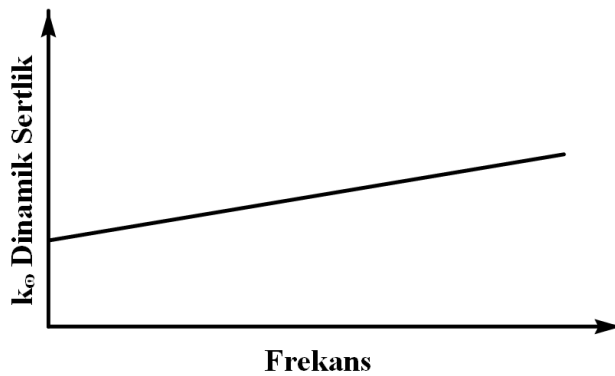


Şekil 3.37. Çeşitli şekillerdeki elastomerik motor takozları

Elastomerik takozların istenilen şekilde imal edilmesi oldukça kolay ve ucuzdur. Uygun titreşim izolasyonu için istenilen ekseninde belirlenen sertlik ve sönüm değerinin elde edilmesi mümkündür. Uzun ömürlü olmaları ve bakım gerektirmemeleri diğer takozlara göre en önemli avantajlarındandır [23,94]. Ancak ideal bir motor takozundan beklenen bütün şartları sağlayamamaktadırlar. Yumuşak bir kauçuk takoz düşük yay sertliğine ve sönümlemeye sahiptir. Bu özelliği ile yüksek frekanslardaki titreşim izolasyonu iyi olmasına rağmen düşük frekanslı büyük genlikli zorlamalara ve şok yüklerine cevap verememektedir. Bunun yanında sert bir kauçuk motor takozu sahip olduğu yüksek yay sertliği ve sönüm kabiliyeti ile düşük frekanslı yüksek genlikli titreşimlerde iyi bir etki gösterirken yüksek frekanslı titreşimlerin izolasyonunda sorunlar yaratmaktadır. Ayrıca kauçuk takozların sertlik ve sönüm değerlerinin sıcaklık değişimlerinden etkilenmesi izolasyon karakteristiklerinin değişmesine neden olmaktadır. Bu nedenle kauçuk motor takozları bir motor takozundan beklenen özellikleri kısmi olarak karşılayabilmektedirler [23,58,94,110,111].



Şekil 3.38. Elastomerik takozun mekanik modeli [94,112]

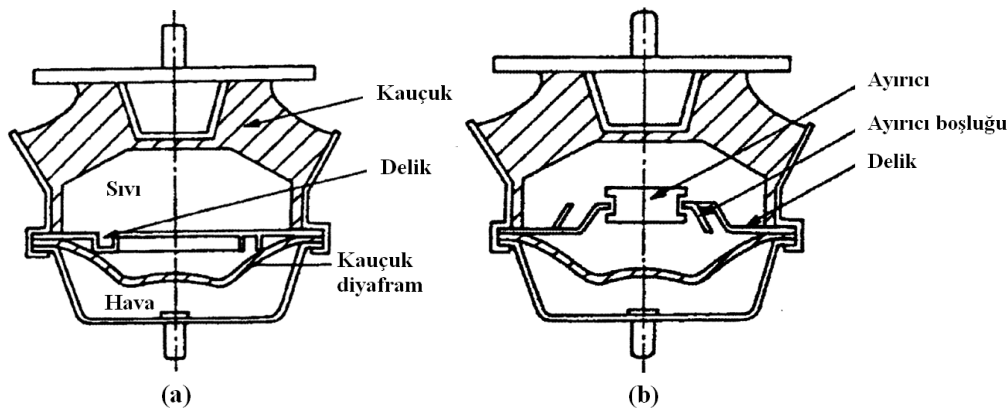


Şekil 3.39. Elastomerik takozun dinamik sertliğinin frekansa bağlı değişimi [94,112]

Elastomerik takozların mekanik modeli şekil 3.38’de görüldüğü gibi tanımlanmaktadır. Ayrıca şekil 3.38’de elastomerik takozun dinamik sertliğinin frekans ile değişimi görülmektedir [94,112]. Şekil 3.3’te görüldüğü gibi takoz sertlik değerinin frekansa bağlı olarak artması motor bağlantı sisteminin tasarımındaki en büyük zorluklardan birini oluşturmaktadır. Çünkü bir önceki bölümde de ele alındığı üzere yüksek frekans değerlerinde düşük sertlik ve sönüm değerine ihtiyaç duyulmaktadır. Aksine düşük frekans değerlerinde ise yüksek sertlik ve sönümlenme istenmektedir. Kauçuk mootr takozları bu karakteristiklerinden dolayı motorun bütün çalışma frekanslarındaki titreşimleri başarılı bir şekilde izole edememektedirler [23,94,112,113].

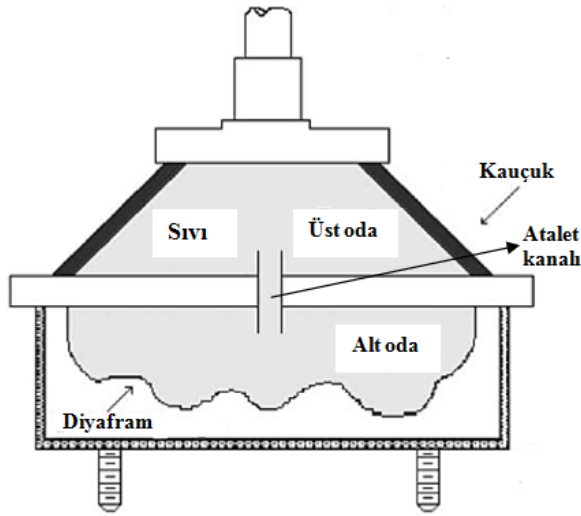
3.2.2. Pasif hidrolik takozlar

Elastomerik takozların motorun çalışma frekansı aralığına uyum sağlayamadığından, çalışma frekansına göre sertlik ve sönüm değerleri değişebilen hidrolik takozlar geliştirilmiştir. Teorisi ilk kez 1962 yılında Richard Rasmussen tarafından General Motor firması adına patentlenmiş hidrolik takoz 1980’lerin ortalarından itibaren kullanılmaya başlanmıştır [114,115]. İdeal bir takozun sönüm ve sertlik değerinin düşük frekans ve yüksek genlikli titreşimlerde yüksek, yüksek frekans ve düşük genlikli titreşimlerde düşük olması gerektiği önceki bölümlerde açıklanmıştı. Pasif hidrolik motor takozları sahip oldukları çift sönümlenme karakteristikleri sayesinde yol kaynaklı düşük frekanslı yüksek genlikli titreşimlerde ve motor kaynaklı yüksek frekanslı düşük genlikli titreşimlerde başarılıdır [115]. Birçok araştırma sonucu hidrolik motor takozu kullanımıyla elastomerik takozlara göre gürültü ve konforda önemli iyileşmeler kaydedildiğini göstermektedir [81,94,115,116].

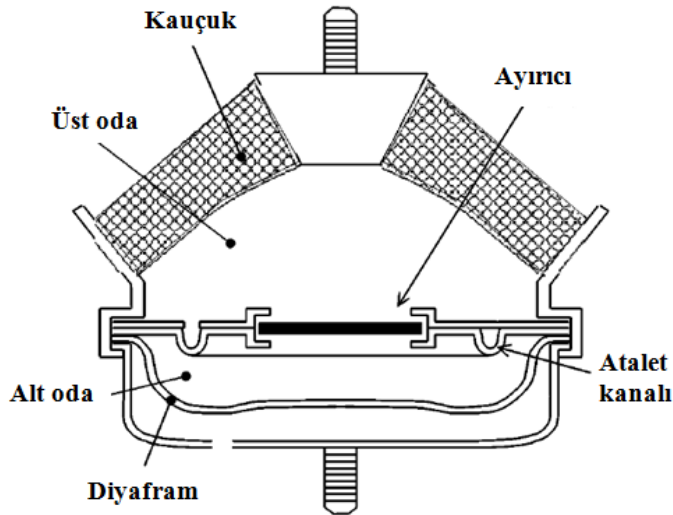


Şekil 3.40. Hidrolik takozlar (a) Basit delikli takoz (b) Ayırıcılı takoz [94]

Çok çeşitli hidrolik takoz tipi mevcut olsa da hepsinin çalışma prensibi sıvıların viskoz etkisinden faydalanarak sönümlenmenin artırılmasıdır. Hidrolik takozlarda sıvı olarak genellikle su ile karıştırılmış etilen glikol kullanılmaktadır [82]. En yaygın olarak kullanılan ve üzerine araştırma yapılmış olan hidrolik takoz tipleri basit delikli, atalet kanallı, ayırıcılı ve delikli, atalet kanallı ve ayırıcılı takozlardır [24,82,94,115]. Şekil 3.40’da basit delikli bir hidrolik takoz ile ayırıcılı bir takozun şematik resimleri görülmektedir. Şekil 3.41’de ise atalet kanallı pasif bir hidrolik takoz yer almaktadır.

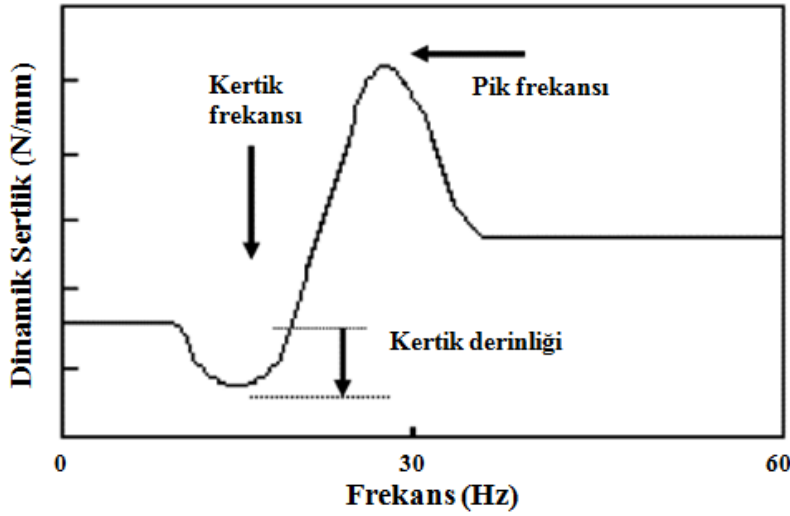


Şekil 3.41. Atalet kanallı pasif hidrolik takoz [117]



Şekil 3.42. Ayırıcılı ve atalet kanallı pasif hidrolik takoz [81,96]

Şekil 3.39 ve şekil 3.40’da görülen üç farklı tip pasif hidrolik takoz bazı farklılıklara sahip olsada hepsi düşük frekanslarda yüksek sertlik ve sönüm değerlerine sahiptirler. Atalet



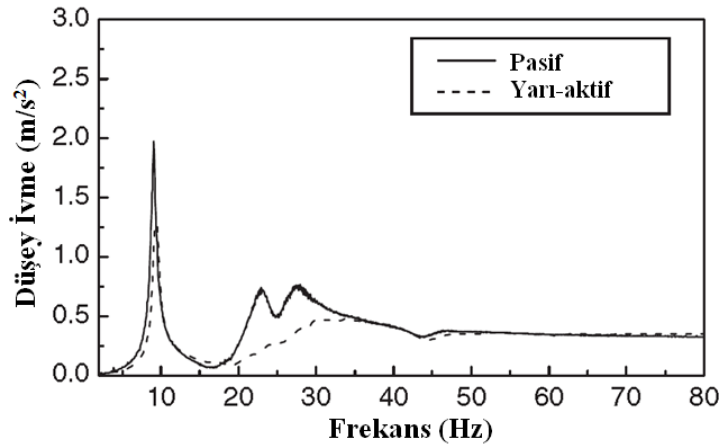
Şekil 3.44. Hidrolik bir motor takozunun frekansa bağlı dinamik sertliği [120]

Şekil 3.43’de hidrolik bir takoz için Miller ve Ahmadian tarafından verilmiş basit bir mekanik model görülmektedir [100]. Elastomerik takozun mekanik modeline M kütlesi ve K_2 yayının ilave edilmesi ile elde edilen modelde M geçiş kanallarındaki akışkanı, K_2 ise kauçuk diyaframın akışkana uyguladığı sertliği ifade etmektedir. Analitik ve deneysel çalışmalar takozdaki hidrolik sistemin dinamik cevabının yapısal tasarım parametrelerine bağlı olduğunu göstermiştir [94]. Ayrıca çalışmalar doğru tasarlanmış bir takozun dinamik sertlik değerinin statik sertlik değerinden daha düşük olabildiği bir frekans değerinin olduğunu göstermiştir. Kertik (notching) etkisi adı verilen bu durumda düşük bir frekans aralığında minimum sertlik değeri elde edilmektedir. Şekil 3.44’te hidrolik bir motor takozunun frekansa bağlı dinamik sertliği görülmektedir. Takoz içeriisindeki akışkan sinüsoidal bir harekete sahip olduğunda belirli bir frekansta akışkan rezonansa girmektedir. Akışkanın rezonansa girdiği bu frekansa kertik frekansı ismi verilmektedir. Kertik frekansına yaklaşıldığında takozun sertlik değeri oldukça fazla düşmektedir. Kertik frekansını tasarım parametreleri ile değiştirerek motordaki en fazla genliğin meydana geldiği frekans bölgesine yaklaştırmak optimum izolasyonun elde edilmesine imkan verecektir [117,119,120].

3.2.3. Yarı-aktif takozlar

Pasif hidrolik takozlar düşük frekanslarda yüksek sönüm ve sertlik, yüksek frekanslarda ise düşük sönüm ve sertlik karakteristiği gösterecek şekilde tasarlanmışlardır. Bu karakteristikler takozun kullanılacağı motora ait rezonans frekans bölgesi ile genliğin

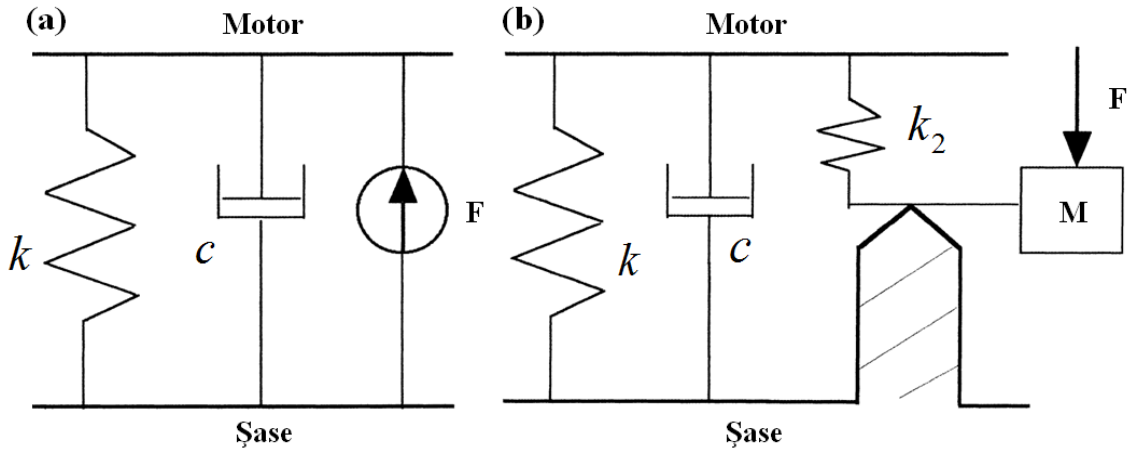
Şekil 3.46’da yarı-aktif hidrolik takozun mekanik modeli görülmektedir. Şekildeki ayrılanabilir M kütlesi sayesinde sönüm değerini değiştirilebilmektedir. Fiziksel olarak ise düşük frekans yüksek genlik meydana geldiğinde ya da başka bir deyişle sönüm değerinin artırılması gerektiğinde bu motor üzerindeki sensörden algılanarak elektronik kontrol ünitesine bildirilir. Kontrol ünitesi gerekli olan voltaj bilgisini hesaplayarak sıvıya uygulanmasını sağlar. Bu sayede reolojik sıvının viskozitesi artar ve üst odadan alt odaya geçişi zorlaşır. Bu sayede sönümleme ve sertlik artırılmış olur [94,122,123]. Şekil 3.47’de pasif bir hidrolik takoz ile yarı-aktif bir takozun karşılaştırılması görülmektedir. Yarı-aktif takozun motorun düşey ivmelenmelerini pasif hidrolik takozla göre oldukça azaltmaktadır [124].



Şekil 3.47. Pasif hidrolik takoz ile yarı-aktif hidrolik takozun karşılaştırılması [124]

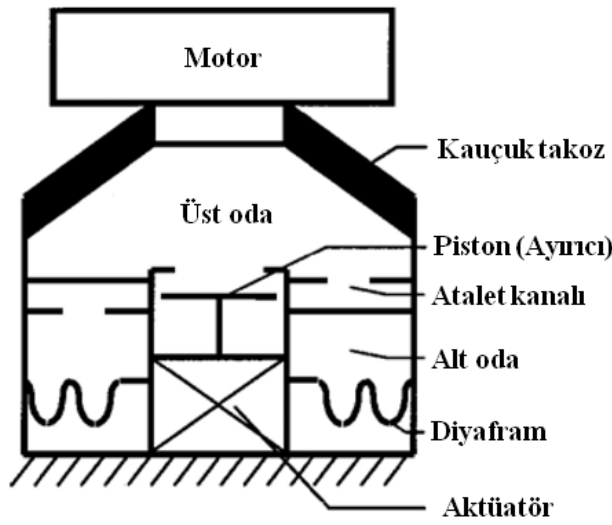
3.2.4. Aktif takozlar

Önceki bölümlerde açıklandığı üzere motor takozları yoldan gelen düşük frekanslı titreşimlerden kaynaklanan motor hareketlerini sınırlandırmalıdır. Ayrıca motor kaynaklı titreşimlerin de taşıt şasesine iletilmesini engellemelidir. Ancak motor titreşimlerinin sınırlandırılması yüksek sertlik ve sönüm gerektirirken, izolasyon işlemi daha esnek bir bağlantı gerektirmektedir. Bütün motor çalışma frekanslarında klasik elastomerik, pasif hidrolik ya da yarı-aktif takozlar bu her iki optimum çalışma şartlarını tam olarak sağlayamazlar. Bu problemin giderilebilmesi için aktif takozlar geliştirilmiştir [125,126].



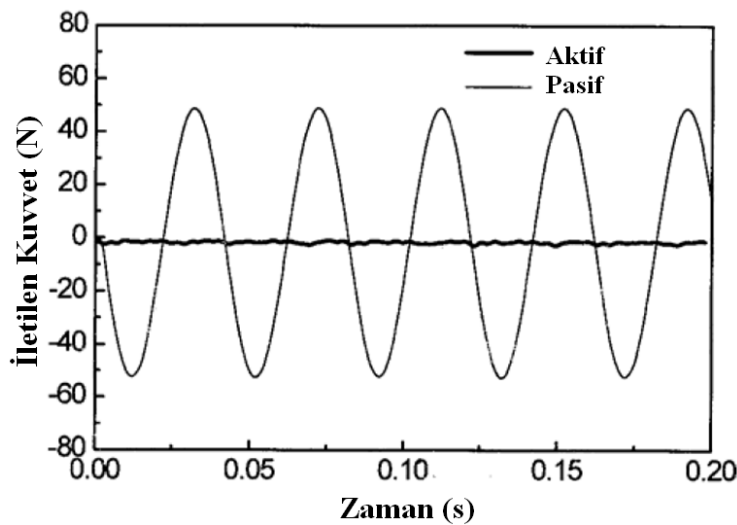
Şekil 3.48. Aktif motor takozlarının mekanik modeli (a) elastomerik takoz (b) pasif hidrolik takoz [100]

Motor titreşimlerinin aktif olarak kontrol edilmesi prensibi motoru sarsmaya çalışan kuvvetlere karşı kuvvetler üretilmesine dayanmaktadır. Aktif bir motor takozu elastomerik ya da hidrolik pasif bir takoz, kuvvet üretimi için bir aktüatör, bir titreşim sensörü ve kontrol ünitesinden meydana gelmektedir [93,94,126,127]. Sistemde kullanılan titreşim sensörü ya bir kuvvet sensörü ya da ivme sensörüdür. Sensörün görevi anlık olarak motorun titreşim bilgisini elektronik kontrol ünitesine bildirmektir. Elektronik kontrol ünitesi gelen bu bilgiye göre anlık olarak hangi frekansta ve büyüklükte bir kuvvetin uygulanması gerektiğini hesaplar ve belirlenen kuvvetin motora uygulanması için aktüatöre bilgi verir. Aktüatör gelen bilgiye göre istenilen frekansta ve büyüklükteki kuvveti motora uygulamakla görevlidir [126-128]. Şekil 3.48’de elastomerik ve hidrolik tabanlı aktif takozların mekanik modelleri görülmektedir. Şekildeki F kuvvetleri aktüatör tarafından motora uygulanan dinamik kuvvetleri ifade etmektedir [94,100]. Aktüatörlerdeki karşı kuvvet üretimi genellikle elektromagnetik, servo-hidrolik ve piezoelektrik prensiplerine göre gerçekleştirilmektedir. Piezoaktüatörler çok hızlı tepki verebilmeleri bakımından avantajlıdır. Ancak genliklerinin çok düşük olması genlik arttırıcı ek bir sistem kullanılmasını gerektirmekte bu da maliyetin giderek artmasına neden olmaktadır [94].

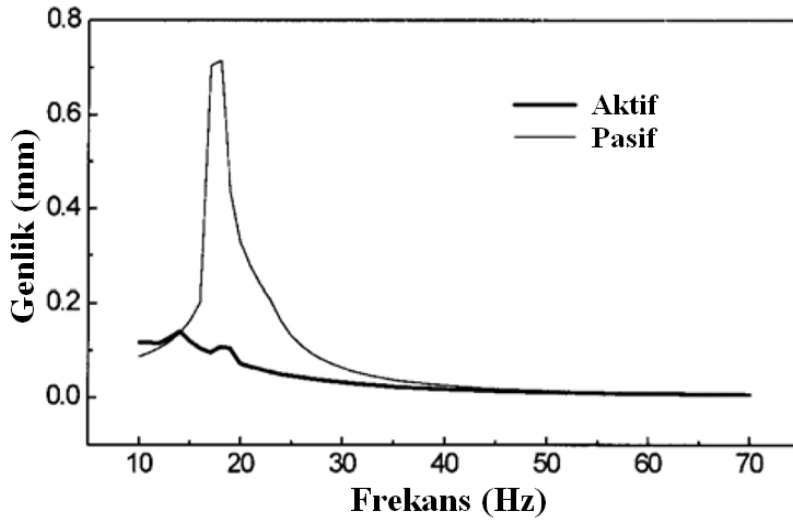


Şekil 3.49. Elektromagnetik bir aktif takozun şematik resmi [93]

Şekil 3.49'da aktif bir takozun şematik resmi görülmektedir. Takoz aktif durumda olmadığında pasif bir hidrolik takoz gibi davranış sergilemektedir. Sistemde bulunan ayırıcı bir silindirin içerisine yerleştirilmiş piston görevi gerçekleştirmektedir. Bu pistona bağlı olan aktüatör kontrol ünitesinden gelen bilgilere göre üst odanın hacmini değiştirerek burada basınç kontrolü gerçekleştirmektedir. Bu sayede takozun sertlik ve sönüm değeri hızlı bir şekilde değiştirilebilmektedir [93]. Şekil 3.50 ve 3.51'de bu takozun ait performans eğrileri görülmektedir. Takozun aktif hale gelmesiyle birlikte iletim kuvvetlerinin neredeyse sıfırlandığı görülmektedir. Ayrıca düşük frekanslardaki izolasyon kabiliyetinin de pasif hidrolik takozun göre oldukça iyi olduğu Şekil 3.50'de açıkça görülmektedir.



Şekil 3.50. 25 Hz frekansında şekil 3.48'deki takozun performansı [93]



Şekil 3.51. Aktif takozun frekansa bağlı titreşim izolasyon performansı [93]

Aktif takzolar düşük frekanslarda oldukça sert ve yüksek frekanslarda oldukça yumuşak bir yapıya sahip olabilmektedirler. Mükemmel adaptasyonlarının aksine izolasyonu iyileştirmek adına bazı durumlarda motor salınımlarının artmasına neden olabilmektedirler. Ayrıca sistemde kullanılan elektronik donanım ve mekanik parçalar ağırlığı ve maliyeti arttırdığı gibi sistemin güvenilirliğini ve dayanım ömrünü olumsuz etkilemektedirler. Bu nedenle halen geliştirilmeye ihtiyaç duyulan ve ileriki dönemlerde taşıtlarda yaygın olarak kullanılabilecek sistemlerdir [94,100].

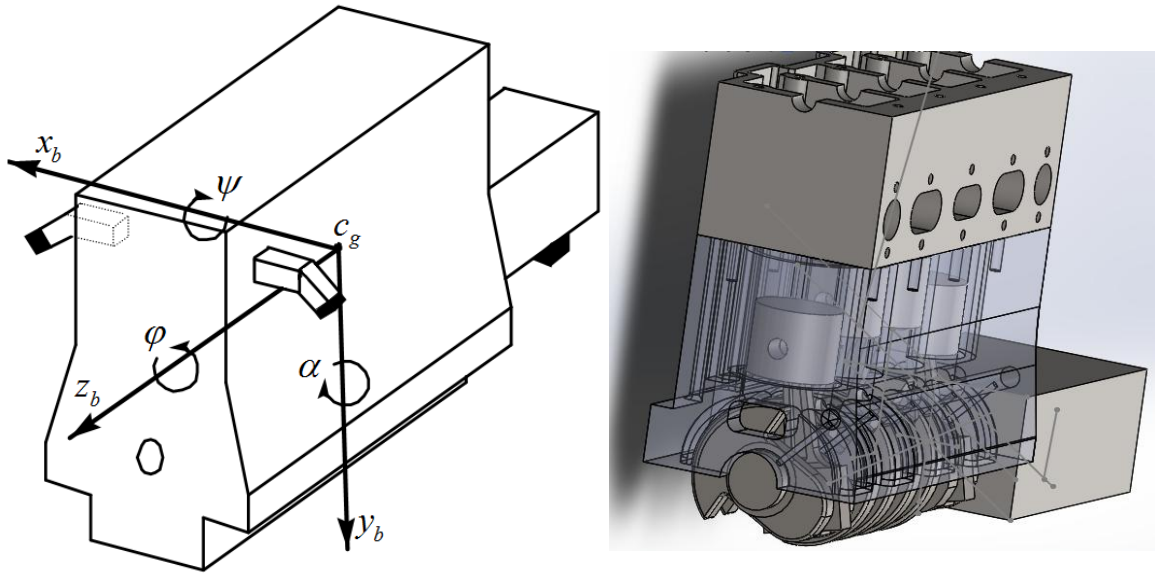
4. HAREKET DENKLEMLERİNİN ELDE EDİLMESİ

Bu bölümde blok titreşimleri ve krank mili açısal hız değişimlerinin analizi için gerekli olan zorlama kuvvetleri ve hareket denklemleri türetilmiştir. Silindir içi gaz basınç kuvvetleri, sürtünme kuvvetleri, hareketli parçaların atalet kuvvetleri ve bu kuvvetlerin yarattığı momentler zorlayıcı kuvvet ve momentler olarak ele alınmıştır. Motor bloğu, koordinat eksenleri x_b , y_b ve z_b olmak üzere, üç ekseninde öteleme ve bu eksenler etrafında dönme hareketi gerçekleştirmektedir. Krank mili hız dalgalanmaları da dikkate alınarak oluşturulan model toplamda yedi serbestlik derecesine sahiptir. Koordinat yerleşimi ve motor bloğunun hareketleri Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Parçaların kütleleri ve kütle atalet moment değerleri SolidWorks programı kullanılarak oluşturulan Şekil 4.1’deki katı modelden belirlenmiştir.

Hareket denklemleri ve zorlama kuvvetlerinin belirlenmesinde yapılan kabuller şu şekildedir;

1. Yer çekiminin etkileri göz ardı edilmiştir.
2. Modellenen motorun ateşleme sırasının 1-3-4-2 olduğu kabul edilmiştir.
3. Motor bloğunun hareketlerinin belirlenmesinde kullanılan koordinat merkezi blok ağırlık merkezi üzerine yerleştirilmiştir.
4. Pistonların hareketlerinin belirlenmesinde kullanılan yerel koordinat merkezi ise piston ÜÖN’da iken piston pimi üzerine yerleştirilmiştir.
5. Motor bloğunun x_b , y_b , z_b eksenlerinde öteleme ve bu eksenler etrafında dönme hareketi gerçekleştirdiği kabul edilmiştir.
6. Biyel iki parçaya ayrılarak küçük tarafın piston ile birlikte, büyük tarafın ise krank mili kol muylusu ile birlikte hareket ettiği kabul edilmiştir.
7. Pistonun pim ekseninde dönme hareketi gerçekleştirmediği kabul edilmiştir.

8. Pistonlar ve krank ana yatakları arasındaki mesafelerin eşit olduğu kabul edilmiştir.
9. Pistonlardaki ve yataklardaki sürtünmelerin her silindirde eşit olduğu kabul edilmiştir.
10. Motor bloğunun ön taraftan simetrik iki takoz ve arka taraftan bir takoz ile sabit bir zemine bağlandığı kabul edilmiş, gerçek taşıt üzerindeki yol zemininden gelen kuvvetler ile taşıtın hızlanma, yavaşlama ve dönmesinden kaynaklanan atalet etkileri dikkate alınmamıştır.
11. Takoz parametrelerinin belirlenebilmesi için öncelikle motor bloğunun öteleme hareketlerinin birer eşdeğer yay ve damper ile, dönme hareketlerinin ise birer eşdeğer torsiyonel yay ve torsiyonel damper ile sönümlendiği kabul edilmiştir. Motor takoz parametreleri, belirlenen bu eşdeğer sertlik ve sönüm değerlerinin ayrıklaştırılması ile elde edilmiştir.



Şekil 4.1. Koordinat merkezinin yerleşimi ve motor bloğunun solid çizimi

Hareket denklemlerinde piston yolu ve hızı gibi piston-biyel-krank mekanizmasının kinematikini ilgilendiren ifadelerle ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle modellemeye piston-biyel-krank mekanizmasının kinematik ilişkileri ile başlanmıştır. Daha sonra motor bloğuna etki eden zorlama kuvvet ve momentleri belirlenmiştir. Son aşamada ise bu zorlama kuvvet ve momentlerinden yararlanılarak bloğun ve krank milinin hareket denklemleri türetilmiştir.

4.1. Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Kinematığı

Hareket denklemlerinin türetilmesinde krank mili açısına (θ) bağlı biyel açılarına (β) ihtiyaç duyulmaktadır. Bu açılar piston-biyel-krank mekanizmasının kinematik ilişkilerinden elde edilebilir. Şekil 4.2’de piston-biyel-krank mekanizmasının anlık iki pozisyonu görülmektedir. Bu konumdaki krank mili açısı ve biyel açısı arasındaki trigonometrik ifade,

$$\lambda \sin \beta = r \sin \theta \quad (4.1)$$

şeklindedir. Burada λ biyel uzunluğunu ve r ise krank yarıçapını ifade etmektedir.

Ateşleme sırası 1-3-4-2 olan bir motorda birinci silindirde yanma gerçekleştikten π rad sonra 3. silindirde, 2π rad sonra 4. silindirde ve 3π rad sonra 2. silindirde yanma meydana gelir. Ateşleme sırası dikkate alınarak Eş. 4.1’den 1., 2., 3. ve 4. silindirlerin biyel açılarının krank mili açısına bağlı tanımları sırasıyla,

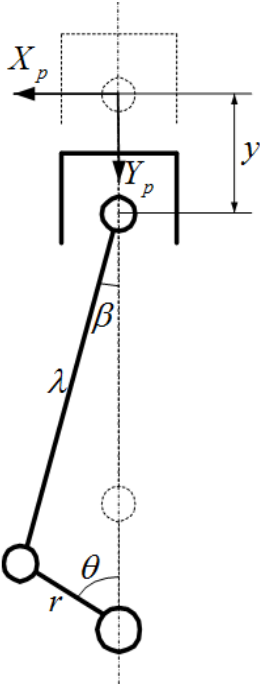
$$\beta_1 = \arcsin \left[\frac{r}{\lambda} \sin (\theta - 0) \right] \quad (4.2)$$

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{r}{\lambda} \sin (\theta - 3\pi) \right] \quad (4.3)$$

$$\beta_3 = \arcsin \left[\frac{r}{\lambda} \sin (\theta - \pi) \right] \quad (4.4)$$

$$\beta_4 = \arcsin \left[\frac{r}{\lambda} \sin (\theta - 2\pi) \right] \quad (4.5)$$

şeklinde elde edilebilir.



Şekil 4.2. Piston-biyel-krank mekanizması

Biyel açılarının krank mili açısına göre türevleri modelde ihtiyaç duyulan diğer matematiksel ifadelerdir. Biyel açılarının türevleri,

$$\frac{d\beta_1}{d\theta} = \frac{r \cos \theta}{\lambda \cos \beta_1} \quad (4.6)$$

$$\frac{d\beta_2}{d\theta} = \frac{r \cos(\theta - 3\pi)}{\lambda \cos \beta_2} \quad (4.7)$$

$$\frac{d\beta_3}{d\theta} = \frac{r \cos(\theta - \pi)}{\lambda \cos \beta_3} \quad (4.8)$$

$$\frac{d\beta_4}{d\theta} = \frac{r \cos(\theta - 2\pi)}{\lambda \cos \beta_4} \quad (4.9)$$

eşitlikleri ile tanımlanmaktadır. Modelde biyel açılarının ikinci, üçüncü ve dördüncü mertebe türevlerine de ihtiyaç duyulmaktadır. Bu eşitlikler Ek 1’de verilmiştir.

Pistonların silindirler içerisindeki hareketlerinin tanımlanmasında koordinat merkezi piston ÜÖN’da iken piston pim merkezi olarak seçilmiştir. Şekil 4.2 yardımıyla pistonların silindirler içerisinde aldığı yollar,

$$y_1 = r + \lambda - (r \cos \theta + \lambda \cos \beta_1) \quad (4.10)$$

$$y_2 = r + \lambda - [r \cos(\theta - 3\pi) + \lambda \cos \beta_2] \quad (4.11)$$

$$y_3 = r + \lambda - [r \cos(\theta - \pi) + \lambda \cos \beta_3] \quad (4.12)$$

$$y_4 = r + \lambda - [r \cos(\theta - 2\pi) + \lambda \cos \beta_4] \quad (4.13)$$

eşitlikleri ile tanımlanabilir. Piston yollarının zamana göre birinci türevleri pistonların hızlarını ikinci türevleri ise ivmelerini vermektedir.

Pistonların hızları,

$$\dot{y}_1 = \left(r \sin \theta + \lambda \sin \beta_1 \cdot \frac{d\beta_1}{d\theta} \right) \dot{\theta} \quad (4.14)$$

$$\dot{y}_2 = \left(r \sin(\theta - 3\pi) + \lambda \sin \beta_2 \cdot \frac{d\beta_2}{d\theta} \right) \dot{\theta} \quad (4.15)$$

$$\dot{y}_3 = \left(r \sin(\theta - \pi) + \lambda \sin \beta_3 \cdot \frac{d\beta_3}{d\theta} \right) \dot{\theta} \quad (4.16)$$

$$\dot{y}_4 = \left(r \sin(\theta - 2\pi) + \lambda \sin \beta_4 \cdot \frac{d\beta_4}{d\theta} \right) \dot{\theta} \quad (4.17)$$

şeklindedir. Burada biyel açısal hızları yerlerine yazılarak piston hızları,

$$\dot{y}_1 = (\sin \theta + \cos \theta \cdot \tan \beta_1) r \dot{\theta} \quad (4.18)$$

$$\dot{y}_2 = [\sin(\theta - 3\pi) + \cos(\theta - 3\pi) \cdot \operatorname{tg} \beta_2] r \dot{\theta} \quad (4.19)$$

$$\dot{y}_3 = [\sin(\theta - \pi) + \cos(\theta - \pi) \cdot \operatorname{tg} \beta_3] r \dot{\theta} \quad (4.20)$$

$$\dot{y}_4 = [\sin(\theta - 2\pi) + \cos(\theta - 2\pi) \cdot \operatorname{tg} \beta_4] r \dot{\theta} \quad (4.21)$$

şeklinde düzenlenebilir. Pistonların anlık ivmeleri ise,

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 = & \left[\cos \theta - \sin \theta \cdot \operatorname{tg} \beta_1 + \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1 \right) \frac{d\beta_1}{d\theta} \cos \theta \right] r \dot{\theta}^2 \\ & + (\sin \theta + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \beta_1) r \ddot{\theta} \end{aligned} \quad (4.22)$$

$$\begin{aligned} \ddot{y}_2 = & \left[\cos(\theta - 3\pi) - \sin(\theta - 3\pi) \cdot \operatorname{tg} \beta_2 + \cos(\theta - 3\pi) \cdot \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2 \right) \frac{d\beta_2}{d\theta} \right] r \dot{\theta}^2 \\ & + [\sin(\theta - 3\pi) + \cos(\theta - 3\pi) \cdot \operatorname{tg} \beta_2] r \ddot{\theta} \end{aligned} \quad (4.23)$$

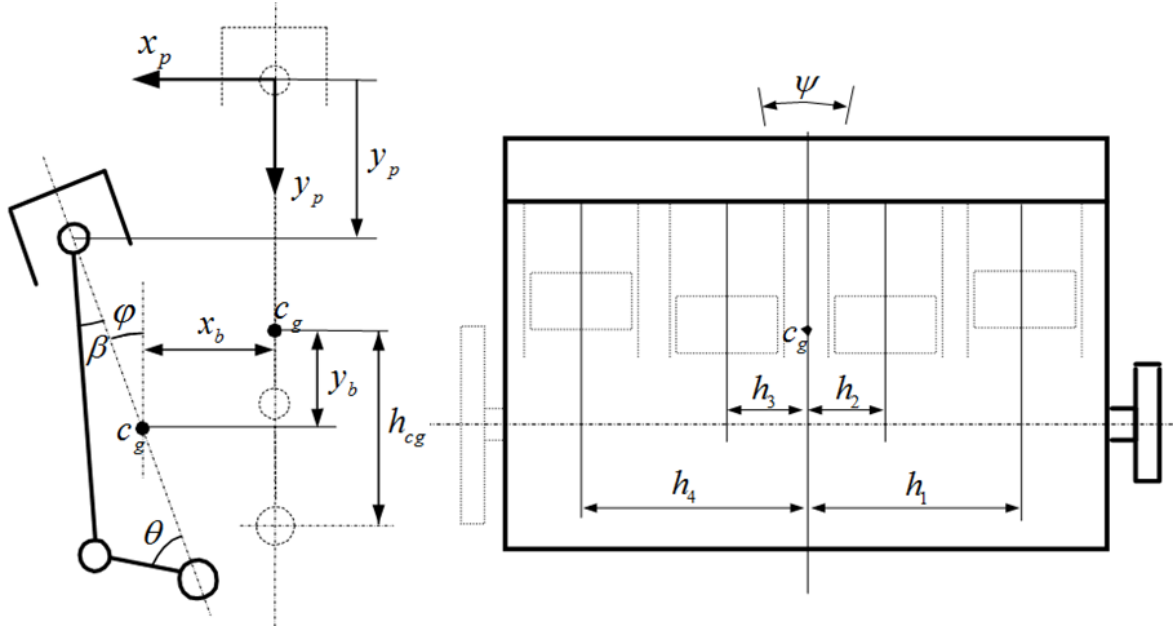
$$\begin{aligned} \ddot{y}_3 = & \left[\cos(\theta - \pi) - \sin(\theta - \pi) \operatorname{tg} \beta_3 + \cos(\theta - \pi) \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3 \right) \frac{d\beta_3}{d\theta} \right] r \dot{\theta}^2 \\ & + [\sin(\theta - \pi) + \cos(\theta - \pi) \cdot \operatorname{tg} \beta_3] r \ddot{\theta} \end{aligned} \quad (4.24)$$

$$\begin{aligned} \ddot{y}_4 = & \left[\cos(\theta - 2\pi) - \sin(\theta - 2\pi) \operatorname{tg} \beta_4 + \cos(\theta - 2\pi) \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_4 \right) \frac{d\beta_4}{d\theta} \right] r \dot{\theta}^2 + \\ & [\sin(\theta - 2\pi) + \cos(\theta - 2\pi) \operatorname{tg} \beta_4] r \ddot{\theta} \end{aligned} \quad (4.25)$$

eşitlikleri ile belirlenebilir. Piston yollarının üçüncü ve dördüncü türevleri ise Ek 1’de verilmiştir.

Pistonların silindir içerisindeki hareketlerini tanımlayan eşitlikler sürtünme kuvvetlerinin belirlenmesinde kullanılabilir. Ancak pistonlar aynı zamanda motor bloğu ile birlikte yatay ve düşey doğrultularda da hareket etmektedirler. Bu nedenle pistonların genel koordinat sistemine göre x_p ve y_p doğrultularındaki hareketlerinin de tanımlanması gerekmektedir.

Şekil 4.3'te pistonun genel koordinat sistemine göre yatayda ve düşeyde aldığı yollar görülmektedir.



Şekil 4.3. Piston-biyel-krank mekanizmasının anlık bir konumu

Pistonların genel koordinat sistemine göre düşeyde alacakları yollar;

$$y_{p1} = y_b + r + \lambda - h_{cg} - (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \cos \varphi - h_1 \psi \quad (4.26)$$

$$y_{p2} = y_b + r + \lambda - h_{cg} - (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \cos \varphi - h_2 \psi \quad (4.27)$$

$$y_{p3} = y_b + r + \lambda - h_{cg} - (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \cos \varphi + h_3 \psi \quad (4.28)$$

$$y_{p4} = y_b + r + \lambda - h_{cg} - (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \cos \varphi + h_4 \psi \quad (4.29)$$

şeklindedir. Pistonların yatayda alacakları yollar ise,

$$x_{p1} = x_b + (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \sin \varphi + h_1 \alpha \quad (4.30)$$

$$x_{p2} = x_b + (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \sin \varphi + h_2 \alpha \quad (4.31)$$

$$x_{p3} = x_b + (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \sin \varphi - h_3 \alpha \quad (4.32)$$

$$x_{p4} = x_b + (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \sin \varphi - h_4 \alpha \quad (4.33)$$

eşitlikleri ile belirlenebilir. Pistonların y_p doğrultusundaki hız denklemleri,

$$\dot{y}_{p1} = \dot{y}_b + \dot{y}_1 \cos \varphi + (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} - h_1 \dot{\psi} \quad (4.34)$$

$$\dot{y}_{p2} = \dot{y}_b + \dot{y}_2 \cos \varphi + (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} - h_2 \dot{\psi} \quad (4.35)$$

$$\dot{y}_{p3} = \dot{y}_b + \dot{y}_3 \cos \varphi + (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} + h_3 \dot{\psi} \quad (4.36)$$

$$\dot{y}_{p4} = \dot{y}_b + \dot{y}_4 \cos \varphi + (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} + h_4 \dot{\psi} \quad (4.37)$$

eşitlikleri ile x_p doğrultularındaki hız denklemleri ise,

$$\dot{x}_{p1} = \dot{x}_b - \dot{y}_1 \sin \varphi + (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} + h_1 \dot{\alpha} \quad (4.38)$$

$$\dot{x}_{p2} = \dot{x}_b - \dot{y}_2 \sin \varphi + (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} + h_2 \dot{\alpha} \quad (4.39)$$

$$\dot{x}_{p3} = \dot{x}_b - \dot{y}_3 \sin \varphi + (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} - h_3 \dot{\alpha} \quad (4.40)$$

$$\dot{x}_{p4} = \dot{x}_b - \dot{y}_4 \sin \varphi + (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} - h_4 \dot{\alpha} \quad (4.41)$$

eşitlikleri ile tanımlanabilir. Pistonların y_p ve x_p doğrultularındaki ivmeleri Eş. 4.34-4.41 denklemlerinin türevleri alınarak,

$$\ddot{y}_{p1} = \ddot{y}_b + \ddot{y}_1 \cos \varphi - 2\dot{y}_1 \sin \varphi \dot{\varphi} + (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) (\cos \varphi (\dot{\varphi})^2 + \sin \varphi \ddot{\varphi}) - h_1 \ddot{\psi} \quad (4.42)$$

$$\ddot{y}_{p2} = \ddot{y}_b + \ddot{y}_2 \cos \varphi - 2\dot{y}_2 \sin \varphi \dot{\varphi} + (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \left(\cos \varphi (\dot{\varphi})^2 + \sin \varphi \ddot{\varphi} \right) - h_2 \ddot{\psi} \quad (4.43)$$

$$\ddot{y}_{p3} = \ddot{y}_b + \ddot{y}_3 \cos \varphi - 2\dot{y}_3 \sin \varphi \dot{\varphi} + (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \left(\cos \varphi (\dot{\varphi})^2 + \sin \varphi \ddot{\varphi} \right) + h_3 \ddot{\psi} \quad (4.44)$$

$$\ddot{y}_{p4} = \ddot{y}_b + \ddot{y}_4 \cos \varphi - 2\dot{y}_4 \sin \varphi \dot{\varphi} + (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \left(\cos \varphi (\dot{\varphi})^2 + \sin \varphi \ddot{\varphi} \right) + h_4 \ddot{\psi} \quad (4.45)$$

$$\ddot{x}_{p1} = \ddot{x}_b - \ddot{y}_1 \sin \varphi - 2\dot{y}_1 \cos \varphi \dot{\varphi} + (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \left(\cos \varphi \ddot{\varphi} - \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 \right) + h_1 \ddot{\alpha} \quad (4.46)$$

$$\ddot{x}_{p2} = \ddot{x}_b - \ddot{y}_2 \sin \varphi - 2\dot{y}_2 \cos \varphi \dot{\varphi} + (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \left(\cos \varphi \ddot{\varphi} - \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 \right) + h_2 \ddot{\alpha} \quad (4.47)$$

$$\ddot{x}_{p3} = \ddot{x}_b - \ddot{y}_3 \sin \varphi - 2\dot{y}_3 \cos \varphi \dot{\varphi} + (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \left(\cos \varphi \ddot{\varphi} - \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 \right) - h_3 \ddot{\alpha} \quad (4.48)$$

$$\ddot{x}_{p4} = \ddot{x}_b - \ddot{y}_4 \sin \varphi - 2\dot{y}_4 \cos \varphi \dot{\varphi} + (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \left(\cos \varphi \ddot{\varphi} - \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 \right) - h_4 \ddot{\alpha} \quad (4.49)$$

şeklinde elde edilir. Pistonların y_p ve x_p doğrultularındaki üçüncü mertebe ve dördüncü mertebe türevleri Ek 1’de verilmiştir.

4.2. Zorlama Kuvvetleri ve Momentlerinin Belirlenmesi

İçten yanmalı motorlarda hareketin kaynağı silindir içi gaz basınç kuvvetleridir. Piston ve biyel vasıtasıyla krank miline iletilen bu kuvvet krank milinin belirli bir yük altında ve belirli bir devirle dönebilmesine imkân sağlamaktadır. Kuvvet ve hareket iletimi esnasında, belirli bir kütleye sahip olan hareketli parçalarda atalet kuvvetleri meydana gelmektedir. Ayrıca hareketli parçaların arasında yağ filmi olan bölgelerde hidrodinamik, yağ filminin olmadığı bölgelerde ise kuru sürtünmeler meydana gelmektedir. İçten yanmalı bir motordaki bütün bu kuvvetler zorlama kuvvetleri olarak ele alınmaktadırlar.

4.2.1. Pistona etki eden kuvvetler ve pistonların hareket denklemleri

İçten yanmalı motorlarda pistonlar gaz kuvveti, sürtünme kuvveti, yan yüzey kuvveti, karter basıncı kuvveti, biyel kuvveti ve kol muylusundaki sürtünmeden kaynaklanan kuvvetlerin etkisi altındadırlar. Şekil 4.4'te pistona etki eden kuvvetler ve serbest cisim diyagramı görülmektedir. Pistonun hareket denklemleri pistona etki eden ve değeri belirsiz bazı kuvvetlerin belirlenebilmesi için kullanılmaktadır. Şekil 4.4 yardımıyla pistonların y_p doğrultusundaki hareket denklemleri,

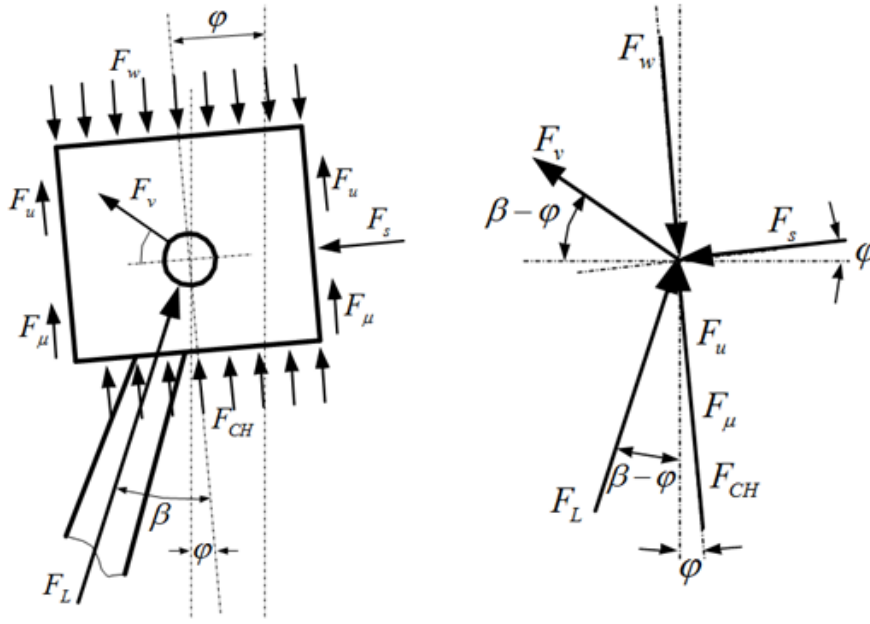
$$m_p \ddot{y}_{p1} = \left[\begin{array}{l} (F_{w1} - F_{u1} - F_{\mu1} - F_{CH}) \cos \varphi + F_{s1} \sin \varphi \\ -F_{v1} \sin(\beta_1 - \varphi) - F_{L1} \cos(\beta_1 - \varphi) \end{array} \right] \cos \psi \quad (4.50)$$

$$m_p \ddot{y}_{p2} = \left[\begin{array}{l} (F_{w2} - F_{u2} - F_{\mu2} - F_{CH}) \cos \varphi + F_{s2} \sin \varphi \\ -F_{v2} \sin(\beta_2 - \varphi) - F_{L2} \cos(\beta_2 - \varphi) \end{array} \right] \cos \psi \quad (4.51)$$

$$m_p \ddot{y}_{p3} = \left[\begin{array}{l} (F_{w3} - F_{u3} - F_{\mu3} - F_{CH}) \cos \varphi + F_{s3} \sin \varphi \\ -F_{v3} \sin(\beta_3 - \varphi) - F_{L3} \cos(\beta_3 - \varphi) \end{array} \right] \cos \psi \quad (4.52)$$

$$m_p \ddot{y}_{p4} = \left[\begin{array}{l} (F_{w4} - F_{u4} - F_{\mu4} - F_{CH}) \cos \varphi + F_{s4} \sin \varphi \\ -F_{v4} \sin(\beta_4 - \varphi) - F_{L4} \cos(\beta_4 - \varphi) \end{array} \right] \cos \psi \quad (4.53)$$

eşitlikleri ile tanımlanabilir. Bu eşitliklerde φ motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönme açısını, m_p piston kütlelerini, F_w gaz basınç kuvvetini, F_{CH} karter basınç kuvvetini, F_u ve F_{μ} pistona etki eden kuru sürtünme ve hidrodinamik sürtünme kuvvetlerini, F_L biyel kuvvetini ve F_v ise kol muylularındaki hidrodinamik sürtünmenin piston pimi üzerinde yarattığı kuvveti ifade etmektedir.



Şekil 4.4. Pistona etki eden kuvvetler ve pistonun serbest cisim diyagramı

Pistonların x_p doğrultusundaki hareket denklemleri ise,

$$m_p \ddot{x}_{p1} = \left[\begin{array}{l} (F_{u1} + F_{\mu1} + F_{CH} - F_{w1}) \sin \varphi + F_{s1} \cos \varphi \\ + F_{v1} \cos(\beta_1 - \varphi) - F_{L1} \sin(\beta_1 - \varphi) \end{array} \right] \cos \alpha \quad (4.54)$$

$$m_p \ddot{x}_{p2} = \left[\begin{array}{l} (F_{u2} + F_{\mu2} + F_{CH} - F_{w2}) \sin \varphi + F_{s2} \cos \varphi \\ + F_{v2} \cos(\beta_2 - \varphi) - F_{L2} \sin(\beta_2 - \varphi) \end{array} \right] \cos \alpha \quad (4.55)$$

$$m_p \ddot{x}_{p3} = \left[\begin{array}{l} (F_{u3} + F_{\mu3} + F_{CH} - F_{w3}) \sin \varphi + F_{s3} \cos \varphi \\ + F_{v3} \cos(\beta_3 - \varphi) - F_{L3} \sin(\beta_3 - \varphi) \end{array} \right] \cos \alpha \quad (4.56)$$

$$m_p \ddot{x}_{p4} = \left[\begin{array}{l} (F_{u4} + F_{\mu4} + F_{CH} - F_{w4}) \sin \varphi + F_{s4} \cos \varphi \\ + F_{v4} \cos(\beta_4 - \varphi) - F_{L4} \sin(\beta_4 - \varphi) \end{array} \right] \cos \alpha \quad (4.57)$$

şeklindedir. Pistonların x_p doğrultusundaki hareket denklemlerinden piston yan yüzey kuvvetleri, y_p doğrultusundaki hareket denklemlerinden ise biyel kuvvetleri belirlenebilir.

y_p doğrultusundaki hareket denklemlerinden F_L kuvvetleri,

$$F_{L1} = \frac{(F_{w1} - F_{u1} - F_{\mu1} - F_{CH}) \cos \varphi + F_{s1} \sin \varphi - F_{v1} \sin(\beta_1 - \varphi) - m_p \frac{\ddot{y}_{p1}}{\cos \psi}}{\cos(\beta_1 - \varphi)} \quad (4.58)$$

$$F_{L2} = \frac{(F_{w2} - F_{u2} - F_{\mu2} - F_{CH}) \cos \varphi + F_{s2} \sin \varphi - F_{v2} \sin(\beta_2 - \varphi) - m_p \frac{\ddot{y}_{p2}}{\cos \psi}}{\cos(\beta_2 - \varphi)} \quad (4.59)$$

$$F_{L3} = \frac{(F_{w3} - F_{u3} - F_{\mu3} - F_{CH}) \cos \varphi + F_{s3} \sin \varphi - F_{v3} \sin(\beta_3 - \varphi) - m_p \frac{\ddot{y}_{p3}}{\cos \psi}}{\cos(\beta_3 - \varphi)} \quad (4.60)$$

$$F_{L4} = \frac{(F_{w4} - F_{u4} - F_{\mu4} - F_{CH}) \cos \varphi + F_{s4} \sin \varphi - F_{v4} \sin(\beta_4 - \varphi) - m_p \frac{\ddot{y}_{p4}}{\cos \psi}}{\cos(\beta_4 - \varphi)} \quad (4.61)$$

olarak tanımlanabilir. Analizde kullanılan biyel kuvvetlerinin birinci ve ikinci merteye türevleri Ek 1’de verilmiştir.

Pistonun x_p doğrultusundaki hareket denklemlerinde gerekli düzenlemeler yapılarak F_s kuvvetleri,

$$F_{s1} = \frac{m_p \frac{\ddot{x}_{p1}}{\cos \alpha} - (F_{u1} + F_{\mu1} + F_{CH} - F_{w1}) \sin \varphi - F_{v1} \cos(\beta_1 - \varphi) + F_{L1} \sin(\beta_1 - \varphi)}{\cos \varphi} \quad (4.62)$$

$$F_{s2} = \frac{m_p \frac{\ddot{x}_{p2}}{\cos \alpha} - (F_{u2} + F_{\mu2} + F_{CH} - F_{w2}) \sin \varphi - F_{v2} \cos(\beta_2 - \varphi) + F_{L2} \sin(\beta_2 - \varphi)}{\cos \varphi} \quad (4.63)$$

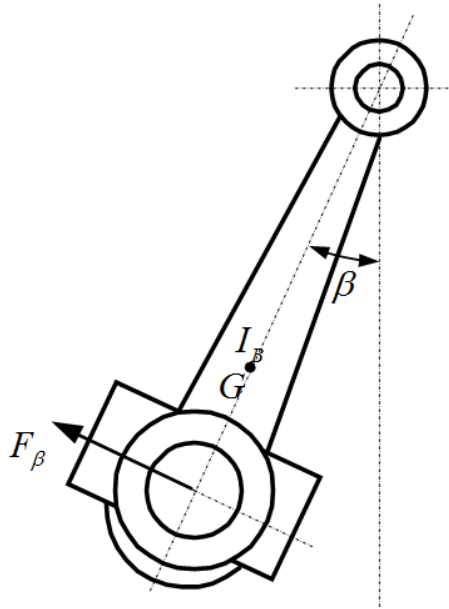
$$F_{s3} = \frac{m_p \frac{\ddot{x}_{p3}}{\cos \alpha} - (F_{u3} + F_{\mu3} + F_{CH} - F_{w3}) \sin \varphi - F_{v3} \cos(\beta_3 - \varphi) + F_{L3} \sin(\beta_3 - \varphi)}{\cos \varphi} \quad (4.64)$$

$$F_{s4} = \frac{m_p \frac{\ddot{x}_{p4}}{\cos \alpha} - (F_{u4} + F_{\mu 4} + F_{CH} - F_{w4}) \sin \varphi - F_{v4} \cos(\beta_4 - \varphi) + F_{L4} \sin(\beta_4 - \varphi)}{\cos \varphi} \quad (4.65)$$

şeklinde belirlenmiştir. F_s kuvvetlerinin birinci ve ikinci merteye türevleri Ek 1’de verilmiştir.

4.2.2. Biyelerin kütle ataletleri

Biyel silindir içerisinde piston ile beraber doğrusal hareket gerçekleştirirken, bir taraftan da piston pimi etrafında salınım hareketi meydana getirmektedir. Bu salınım hareketi, biyelin kol muylusuna bağlı olan kısmının krank mili ile birlikte gerçekleştirdiği dairesel hareket sonucu ortaya çıkmaktadır. Bu salınım sırasında piston pimi eksenine etrafında oluşan biyel atalet momenti, krank muylusuna biyel tarafından bir kuvvetin uygulanmasına neden olur. Şekil 4.5’de biyelin piston pimi eksenine etrafında gerçekleştirdiği salınım hareketi sonucu oluşan ve krank muylusuna etki eden kuvvet görülmektedir.



Şekil 4.5. Biyelin salınım hareketi

Biyel için moment dengesi,

$$I_b \ddot{\beta} = F_{\beta} \lambda - M_v \quad (4.66)$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitlikte I_B biyelin pim eksenine etrafındaki kütle atalet momentini F_β ise biyel atalet kuvvetini ifade etmektedir. Son eşitlikten biyel atalet kuvveti çekilerek her bir silindir için,

$$F_{\beta 1} = \frac{I_B}{\lambda} \ddot{\beta}_1 + \frac{M_{v1}}{\lambda} = \frac{I_B}{\lambda} \left[(\dot{\theta})^2 \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} + \frac{d\beta_1}{d\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{M_{v1}}{\lambda} \quad (4.67)$$

$$F_{\beta 2} = \frac{I_B}{\lambda} \ddot{\beta}_2 + \frac{M_{v2}}{\lambda} = \frac{I_B}{\lambda} \left[(\dot{\theta})^2 \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} + \frac{d\beta_2}{d\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{M_{v2}}{\lambda} \quad (4.68)$$

$$F_{\beta 3} = \frac{I_B}{\lambda} \ddot{\beta}_3 + \frac{M_{v3}}{\lambda} = \frac{I_B}{\lambda} \left[(\dot{\theta})^2 \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} + \frac{d\beta_3}{d\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{M_{v3}}{\lambda} \quad (4.69)$$

$$F_{\beta 4} = \frac{I_B}{\lambda} \ddot{\beta}_4 + \frac{M_{v4}}{\lambda} = \frac{I_B}{\lambda} \left[(\dot{\theta})^2 \frac{d^2 \beta_4}{d\theta^2} + \frac{d\beta_4}{d\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{M_{v4}}{\lambda} \quad (4.70)$$

şeklinde yazılabilir.

4.2.3. Sürtünme kuvvetleri ve momentleri

Sürtünme kuvvet ve momentleri motor titreşimlerine önemli ölçüde katkı yapmaktadır. Bu nedenle modellerde sürtünmenin ihmal edilmesi modelin doğruluğunu ve geçerliliğini azaltmaktadır [23,58,59]. İçten yanmalı motorlardaki en büyük sürtünme kuvvetlerinden biri piston ile silindir yüzeyleri arasında meydana gelmektedir. Buradaki sürtünme hidrodinamik ve kuru tip sürtünme olarak ortaya çıkmaktadır. Ayrıca krank ana yataklarında ve kol muylularında sürtünmeye bağlı momentler meydana gelmektedir.

Pistonun Y_p doğrultusundaki hareket denklemlerinde bulunan kuru sürtünme kuvvetlerinin (F_u) belirlenebilmesi için,

$$F_{u1} = [F_\infty + C_u |F_{s1}|] \operatorname{sgn}(\dot{y}_1) \quad (4.71)$$

$$F_{u2} = [F_\infty + C_u |F_{s2}|] \operatorname{sgn}(\dot{y}_2) \quad (4.72)$$

$$F_{u3} = [F_{\infty} + C_u |F_{s3}|] \text{sgn}(\dot{y}_3) \quad (4.73)$$

$$F_{u4} = [F_{\infty} + C_u |F_{s4}|] \text{sgn}(\dot{y}_4) \quad (4.74)$$

eşitlikleri kullanılabilir. Piston yan yüzey kuvveti anlık olarak sıfır olsa bile segmanlar silindir yüzeyine bir miktar baskı uygulamakta ve sürtünmeye neden olmaktadır. Bu eşitliklerde F_{∞} piston ile silindir arasında segmanların yarattığı sabit bir sürtünme kuvvetidir. C_u piston ile silindir arasındaki kuru sürtünme katsayısını ifade etmektedir. Eşitliklerdeki sgn ifadesi ise sürtünme kuvvetinin yönünün piston hızına bağlı olarak değişmesini sağlamaktadır. Yine pistonun hareket denklemlerinde bulunan hidrodinamik sürtünme kuvvetlerinin (F_{μ}) belirlenmesi için kullanılacak eşitlikler,

$$F_{\mu 1} = C_p \dot{y}_1 \quad (4.75)$$

$$F_{\mu 2} = C_p \dot{y}_2 \quad (4.76)$$

$$F_{\mu 3} = C_p \dot{y}_3 \quad (4.77)$$

$$F_{\mu 4} = C_p \dot{y}_4 \quad (4.78)$$

şeklinde düzenlenebilir. Burada C_p piston ve silindir arasındaki hidrodinamik sürtünme katsayısını ifade etmektedir. Krank mili kol muylularındaki sürtünmelerin meydana getirdiği moment (M_v) krank milini yavaşlatmaya çalışmaktadır. Kol muylularındaki sürtünme momenti M_v ,

$$M_{v1} = C_{km} \left(\dot{\theta} + \frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} \right) \quad (4.79)$$

$$M_{v2} = C_{km} \left(\dot{\theta} + \frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} \right) \quad (4.80)$$

$$M_{v3} = C_{km} \left(\dot{\theta} + \frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} \right) \quad (4.81)$$

$$M_{v4} = C_{km} \left(\dot{\theta} + \frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} \right) \quad (4.82)$$

eşitlikleri ile belirlenebilir. Bu eşitliklerde C_{km} kol muylularındaki hidrodinamik sürtünme katsayısıdır. Kol muylularında meydana gelen sürtünme momentleri piston pimlerinde F_v kuvvetlerinin oluşmasına neden olmaktadır. F_v kuvvetleri,

$$F_{v1} = \frac{M_{v1}}{\lambda} \quad (4.83)$$

$$F_{v2} = \frac{M_{v2}}{\lambda} \quad (4.84)$$

$$F_{v3} = \frac{M_{v3}}{\lambda} \quad (4.85)$$

$$F_{v4} = \frac{M_{v4}}{\lambda} \quad (4.86)$$

şeklinde tanımlanabilir. Modelde ihtiyaç duyulan F_v kuvvetlerinin birinci ve ikinci mertebe türevleri Ek 1’de verilmiştir.

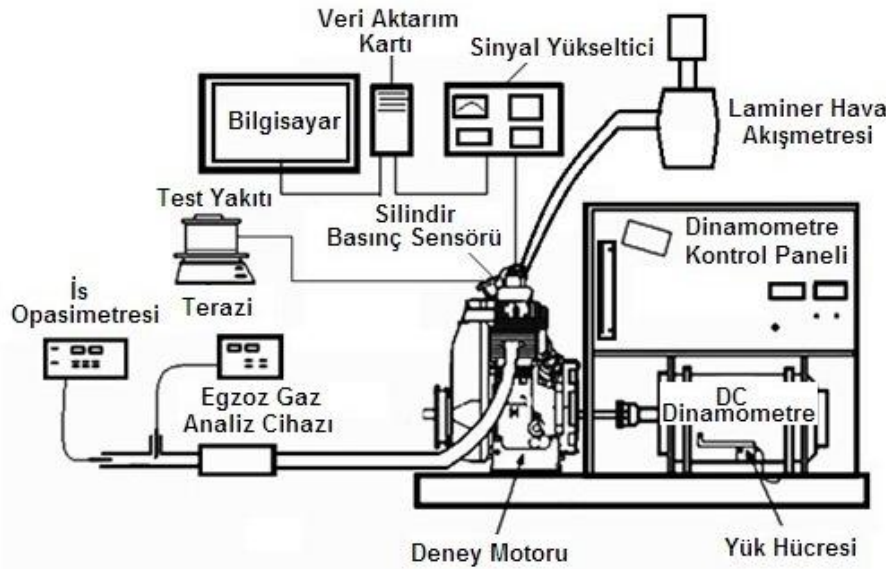
Krank mili ana yataklarındaki hidrodinamik sürtünmeler sonucunda oluşan sürtünme momenti (M_μ) ise,

$$M_\mu = C_0 \dot{\theta} \quad (4.87)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada C_0 krank mili ana yataklarındaki hidrodinamik sürtünme katsayısıdır. M_v ve M_μ momentlerinin birinci ve ikinci mertebe türevleri Ek 1’de verilmiştir.

4.2.4. Silindir gaz basınç kuvvetleri

Pistona etki eden gaz basıncının modelde kullanılabilmesi için krank mili açısı cinsinden matematiksel bir ifadesinin kullanılması gerekmektedir. Basınç verileri için deneysel ya da termodinamik ifadelerden elde edilen sonuçlar kullanılabilir. Ancak deneysel verilerin daha gerçekçi sonuçlar verdiği belirtilmektedir [11,23,30]. Bu çalışmada deneysel olarak elde edilen basınç verileri kullanılmıştır. Deneysel basınç verileri Antor 6LD400 tek silindirli dizel motorundan dört farklı yükte ve maksimum motor moment devri olan 2200 1/min'de elde edilmiştir. Silindir içi basınç ölçümünde kullanılan deney düzeneği şekil 4.6'da görülmektedir. Silindir içi basınç sinyalleri su soğutmalı AVL 8QP500c quartz silindir içi basınç sensörü ölçülmüştür. Analog basınç sinyalleri Cussons P4110 amplifikatörü ile yükseltilmiştir. Analog sinyallerin dijital sinyallere dönüştürülerek bilgisayara toplanması için National Instruments USB 6259 veri toplama kartı kullanılmıştır. Krank mili üzerine yerleştirilen 1000 pulse'lık encoder 0,36° aralıklarla veri kaydedilmesine imkân sağlamaktadır.



Şekil 4.6. Silindir içi basınç ölçüm düzeneğinin şematik görünümü

Dört farklı yük değeri için indike ortalama efektif basınçlar (IOEB) sırasıyla 1,21; 2,76; 4,19 ve 6,93 bar olarak belirlenmiştir. İndike ortalama efektif basınçlar ve basınç profilleri 50 çevrimin ortalaması alınarak elde edilmiştir. Modelde basınç profillerinin,

$$P(\theta) = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^n (A_k \cos k\theta + B_k \sin k\theta) \quad (4.88)$$

şeklinde trigonometrik Fourier serisine dönüştürülmüş hali kullanılmıştır. Burada $P(\theta)$ krank açısına bağlı basıncı, A_k ve B_k ise Fourier katsayılarını ifade etmektedir. Dört farklı basınç profili için A_k ve B_k değerleri çizelge 4.1’de verilmiştir.

Şekil 4.7’de deneysel basınç verileri ile Fourier serisi sonuçlarının karşılaştırması görülmektedir. Deneysel basınç profilleri ile Fourier serilerinin uyumlu oldukları görülmektedir.

Pistona etki eden gaz basınç kuvvetleri,

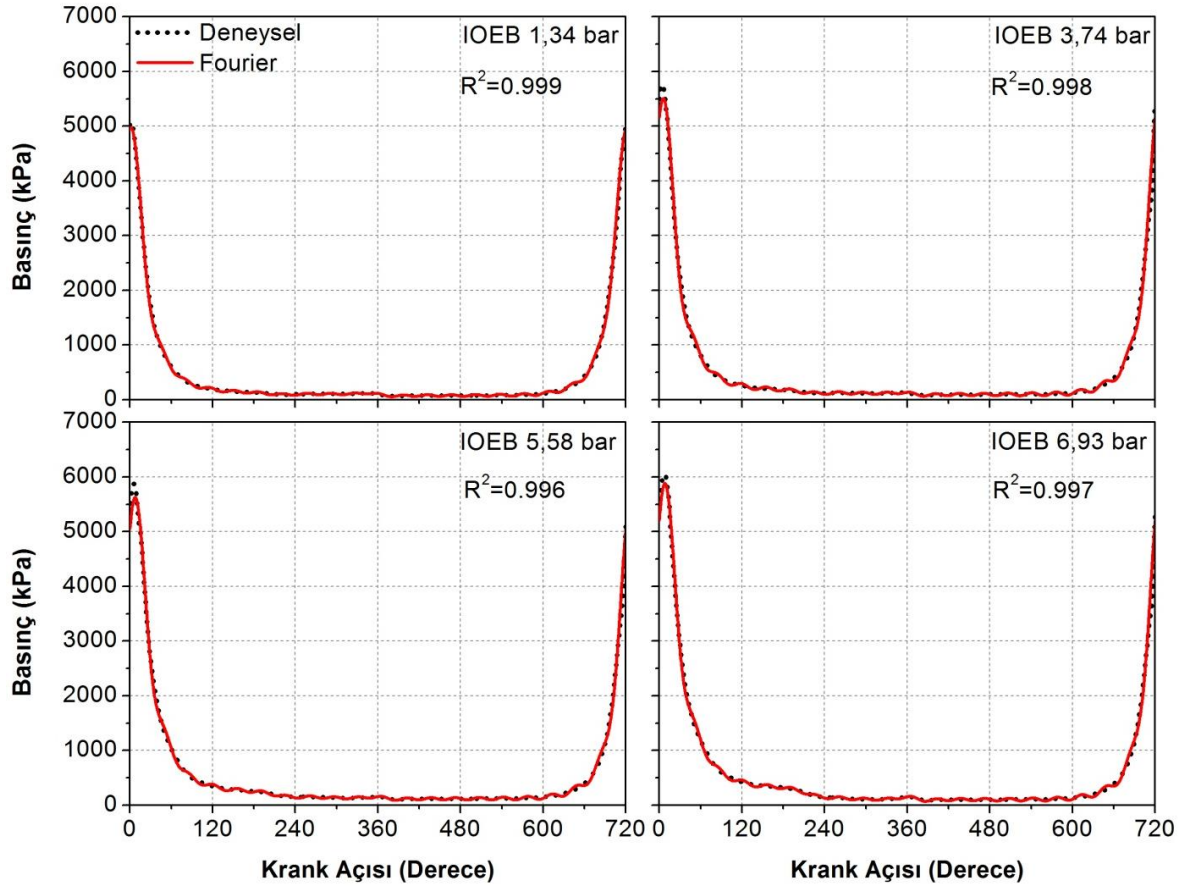
$$F_w(\theta) = A_p P(\theta) \quad (4.89)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Bu eşitlikte F_w pistona etki eden gaz basınç kuvvetini, A_p ise piston tepesi yüzey alanını ifade etmektedir.

Çevrimsel farklılıklar, çevrimden çevrime indike ortalama efektif basınçta meydana gelen değişikliklerle ifade edilmektedir. Çevrimsel farklılıklar krank mili hız dalgalanmalarında etkili oldukları kadar, motor bloğu titreşimlerinin artmasına da neden olabilirler. Kararlı çalışan bir motorda çevrimsel farklılığın % 10’dan daha düşük olması gerekmektedir [129]. Basınç profillerindeki çevrimsel farklılıklar,

$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{\bar{P}} 100 \quad (4.90)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanabilir. Burada COV_{imep} yüzdesel olarak basınç profilinin çevrimsel farklılığını, σ_{imep} indike ortalama efektif basıncın standart sapmasını $\bar{P}$ ise ortalama indike efektif basıncı ifade etmektedir.

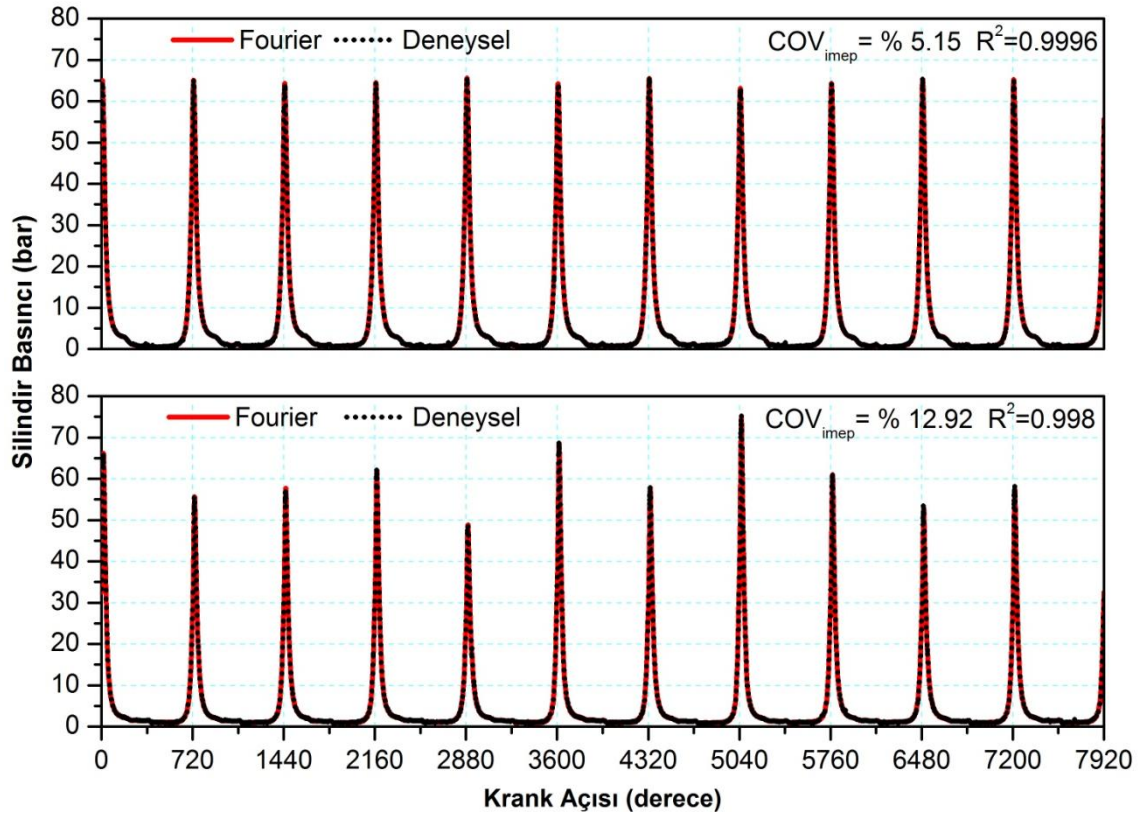


Şekil 4.7. Silindir içi gaz basınçları ile Fourier serisi sonuçlarının karşılaştırılması

Oluşturulan modelde çevrimsel farklılıkların etkilerini inceleyebilmek amacıyla iki farklı COV_{imep} değerine sahip 11 çevrimlik silindir içi basınç datası Fourier serisi ile fit edilmiştir. Şekil 4.8’de kullanılan iki farklı basınç profili ile Fourier serisi fit işleminin uyumu görülmektedir. 11 çevrimlik basınç profillerinin fourier serisi ile tanımlanabilmesi için 1001 terimli bir seriye ihtiyaç duyulmuştur. Düzenli çalışma sırasında alınan basınç profilindeki çevrimsel farklılık değerinin % 5.15 ve fit işleminin korelasyon katsayısının 0.9996 olduğu görülmektedir. Düzensiz çalışma sırasında ise çevrimsel farklılık % 12.92’ye çıkmıştır. Bu basınç profilinin fit edilmesi işlemindeki korelasyon katsayısı ise 0.998 olarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.1. Dört farklı basınç profili için Fourier katsayıları

İOEB	1,34 bar		3,74 bar		5,58 bar		6,93 bar	
Katsayılar	Ak	Bk	Ak	Bk	Ak	Bk	Ak	Bk
0	934,726	-	1036,821	-	1142,549	-	1203,736	-
1	713,684	63,105	768,468	102,050	810,530	145,829	873,634	199,112
2	625,758	71,723	657,247	126,738	667,671	179,042	687,110	233,031
3	524,447	85,474	548,777	141,418	550,310	186,673	562,246	220,890
4	442,706	79,707	460,287	142,049	456,622	190,976	468,966	232,983
5	364,939	88,701	374,964	150,559	361,054	195,477	356,242	234,885
6	300,844	81,155	305,865	140,599	287,907	179,501	280,778	210,105
7	247,301	78,668	249,898	133,271	230,369	165,283	220,836	191,552
8	208,951	70,810	210,473	123,959	190,934	152,512	180,259	178,462
9	169,145	70,168	167,718	118,999	146,579	141,611	130,148	162,034
10	141,817	60,709	140,169	106,139	120,500	124,551	105,971	143,264
11	115,721	58,975	112,841	101,148	93,929	115,209	76,503	130,547
12	96,281	53,062	92,530	93,165	74,462	105,226	57,592	119,090
13	76,605	50,059	71,047	86,335	53,590	94,657	35,330	104,273
14	63,283	44,642	57,095	78,758	40,964	85,596	24,291	94,055
15	49,152	41,254	41,020	71,770	25,466	75,724	8,796	80,707
16	40,344	35,729	32,046	63,664	17,784	66,253	3,054	70,179
17	31,201	32,028	22,080	56,584	9,021	56,918	-4,591	58,739
18	26,049	27,298	17,362	49,809	5,596	49,586	-6,724	51,331
19	20,577	24,341	11,569	44,338	1,062	42,564	-9,957	42,678
20	17,674	20,967	9,425	39,784	-0,045	37,971	-10,295	38,466
21	14,168	18,891	5,536	35,943	-2,828	33,017	-12,360	32,312
22	12,379	16,343	4,281	32,475	-3,250	29,722	-12,372	28,918
23	10,058	14,594	1,701	29,471	-4,701	26,047	-13,156	24,307
24	8,948	12,685	1,105	26,725	-4,833	23,583	-12,838	21,691
25	7,541	11,214	-0,252	24,128	-5,213	20,629	-12,531	18,033
26	6,847	9,636	-0,245	22,058	-4,794	18,950	-11,719	16,214
27	6,064	8,469	-0,844	20,077	-4,606	16,908	-11,169	13,564
28	5,685	7,232	-0,477	18,493	-4,011	15,765	-10,194	12,356
29	5,195	6,271	-0,570	17,083	-3,470	14,531	-9,305	10,700
30	5,000	5,350	-0,012	16,118	-2,907	14,085	-8,581	9,967



Şekil 4.8. Farklı varyans katsayılarına sahip iki basınç profilinin Fourier serisi ile fit edilmesi

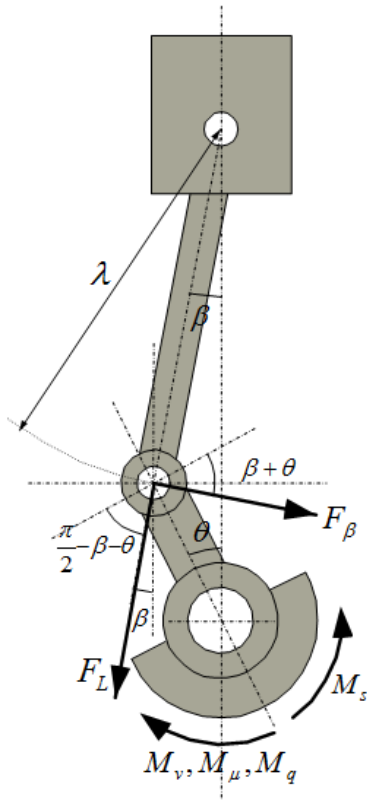
4.3. Hareket Denklemlerinin Türetilmesi

Yedi serbestlik derecesine sahip olan bu çalışmada hareket denklemleri Newton yasası kullanılarak türetilmiştir. Hareket denklemlerinin türetilmesine krank milinin dairesel hareket denklemlerinden başlanılmıştır. Daha sonra krank milinin yatay ve düşey hareket denklemleri türetilmiş, bu doğrultularda krank milinin sertbestliği olmadığından bu denklemlerden ana muylulara etki eden yatay ve düşey kuvvetler belirlenmiştir. Bir sonraki aşamada ise motor bloğuna etki eden bütün kuvvetler dikkate alınarak, bloğun x_b , y_b ve z_b eksenleri etrafındaki dönme hareket denklemleri ile x_b , y_b ve z_b doğrultularındaki öteleme hareket denklemleri türetilmiştir.

4.3.1. Krank milinin dairesel hareket denklemi

İçten yanmalı motorlarda krank mili, gaz basınç kuvvetleri, atalet kuvvetleri ve sürtünme kuvvetlerinin etkisi altındadır. Krank açısına bağlı olarak değişmekte olan bu zorlama kuvvetleri krank milinde hız dalgalanmalarına neden olur. Şekil 4.9'da krank miline etki

eden kuvvet ve momentler ile geometrik ilişkiler görülmektedir. Pistona etki eden gaz basınç kuvvetinin bir bileşeni olan ve krank miline biyel doğrultusunda etki eden F_L kuvvetinin krank miline dik bileşeni ve sadece marş sırasında etki eden M_s harici marş momenti krank milini pozitif yönde hızlandırmaktadırlar. Motora uygulanan harici yük M_q ile krank mili kol ve ana yataklarındaki sürtünmelerin yarattığı momentler M_v ve M_μ ise krank milini yavaşlatan zorlama momentleridir. Ayrıca sıkıştırma ve egzoz zamanlarında F_L kuvveti de krank miline zıt yönde bir momentin oluşmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.9. Krank milini döndürmeye zorlayan kuvvet ve momentler

Krank milinin hareket denklemi şekil 4.9'a göre,

$$\ddot{\theta} I_{cr} = r \left\{ F_{L1} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_1 + \theta) \right] + F_{L2} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_2 + \theta - 3\pi) \right] + \right. \\ \left. F_{L3} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_3 + \theta - \pi) \right] + F_{L4} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_4 + \theta - 2\pi) \right] \right\} \\ - r \left\{ F_{\beta 1} \cos(\beta_1 + \theta) + F_{\beta 2} \cos(\beta_2 + \theta - 3\pi) + \right. \\ \left. F_{\beta 3} \cos(\beta_3 + \theta - \pi) + F_{\beta 4} \cos(\beta_4 + \theta - 2\pi) \right\} \\ + (M_S - M_{v1} - M_{v2} - M_{v3} - M_{v4} - M_q - M_\mu) \quad (4.91)$$

şeklinde yazılabilir. Burada I_{cr} krank mili ve volanın toplam kütle atalet momentidir.

Krank milini açısal ivmesi,

$$\ddot{\theta} = \frac{r}{I_{cr}} \left\{ F_{L1} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_1 + \theta) \right] + F_{L2} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_2 + \theta - 3\pi) \right] + \right. \\ \left. F_{L3} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_3 + \theta - \pi) \right] + F_{L4} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_4 + \theta - 2\pi) \right] \right\} \\ - \frac{r}{I_{cr}} \left\{ F_{\beta 1} \cos(\beta_1 + \theta) + F_{\beta 2} \cos(\beta_2 + \theta - 3\pi) + \right. \\ \left. F_{\beta 3} \cos(\beta_3 + \theta - \pi) + F_{\beta 4} \cos(\beta_4 + \theta - 2\pi) \right\} \\ + \frac{1}{I_{cr}} (M_S - M_{v1} - M_{v2} - M_{v3} - M_{v4} - M_q - M_\mu) \quad (4.92)$$

eşitliği ile belirlenebilir. Krank mili ivme denkleminin üçüncü ve dördüncü türevleri Ek 1'de verilmiştir.

4.3.2. Krank milinin düşey ve yatay hareket denklemi

Krank miline etki eden biyel kuvveti, biyel atalet kuvveti, karşı ağırlıkların yarattıkları merkezkaç kuvvetler krank milini ana yataklar içerisinde düşey ve yatay olarak harekete zorlarlar. Krank mili ile blok arasında serbestlik olmadığı durumda bu kuvvetler blok ana yatakları tarafından dengelenmektedirler. Şekil 4.10'da krank milini düşeyde eksen ve yatay eksen de zorlayan kuvvetler görülmektedir.

olacaktır. Bu nedenle Eş. 4.92'nin sağ tarafındaki her bir terimin sıfıra eşit olması gerekmektedir. Bu özellikten yararlanılarak blok tepki kuvvetleri,

$$F_{by1} = F_{L1} \cos \beta_1 + F_{\beta1} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) + m_{w1} r_{w1} \dot{\theta}^2 \cos \theta \quad (4.95)$$

$$F_{by2} = F_{L2} \cos \beta_2 + F_{\beta2} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2 \right) + m_{w2} r_{w2} \dot{\theta}^2 \cos (\theta - 3\pi) \quad (4.96)$$

$$F_{by3} = F_{L3} \cos \beta_3 + F_{\beta3} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_3 \right) + m_{w3} r_{w3} \dot{\theta}^2 \cos (\theta - \pi) \quad (4.97)$$

$$F_{by4} = F_{L4} \cos \beta_4 + F_{\beta4} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_4 \right) + m_{w4} r_{w4} \dot{\theta}^2 \cos (\theta - 2\pi) \quad (4.98)$$

şeklinde yazılabilir.

Şekil 4.10'a göre krank milinin yatay hareket denklemi,

$$\begin{aligned} m_c \ddot{x}_c = & \left(F_{L1} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) - F_{\beta1} \cos \beta_1 - m_{w1} r_{w1} \dot{\theta}^2 \cos \left(\frac{\pi}{2} - \theta \right) - F_{bx1} \right) \cos \varphi \cos \psi \\ & + \left(F_{L2} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2 \right) - F_{\beta2} \cos \beta_2 - m_{w2} r_{w2} \dot{\theta}^2 \cos \left(\frac{7\pi}{2} - \theta \right) - F_{bx2} \right) \cos \varphi \cos \psi \\ & + \left(F_{L3} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_3 \right) - F_{\beta3} \cos \beta_3 - m_{w3} r_{w3} \dot{\theta}^2 \cos \left(\frac{3\pi}{2} - \theta \right) - F_{bx3} \right) \cos \varphi \cos \psi \\ & + \left(F_{L4} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_4 \right) - F_{\beta4} \cos \beta_4 - m_{w4} r_{w4} \dot{\theta}^2 \cos \left(\frac{5\pi}{2} - \theta \right) - F_{bx4} \right) \cos \varphi \cos \psi \end{aligned} \quad (4.99)$$

olarak yazılabilir. Krank milinin yatay eksenindeki ivmesi,

$$\ddot{x}_c = 0 \quad (4.100)$$

olduğundan krank miline blok tarafından yatay ekseninde uygulanan kuvvetler,

$$F_{bx1} = F_{L1} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) - F_{\beta1} \cos \beta_1 - m_{w1} r_{w1} \dot{\theta}^2 \cos \left(\frac{\pi}{2} - \theta \right) \quad (4.101)$$

$$F_{bx2} = F_{L2} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) - F_{\beta2} \cos \beta_2 - m_{w2} r_{w2} \dot{\theta}^2 \cos\left(\frac{7\pi}{2} - \theta\right) \quad (4.102)$$

$$F_{bx3} = F_{L3} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_3\right) - F_{\beta3} \cos \beta_3 - m_{w3} r_{w3} \dot{\theta}^2 \cos\left(\frac{3\pi}{2} - \theta\right) \quad (4.103)$$

$$F_{bx4} = F_{L4} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_4\right) - F_{\beta4} \cos \beta_4 - m_{w4} r_{w4} \dot{\theta}^2 \cos\left(\frac{5\pi}{2} - \theta\right) \quad (4.104)$$

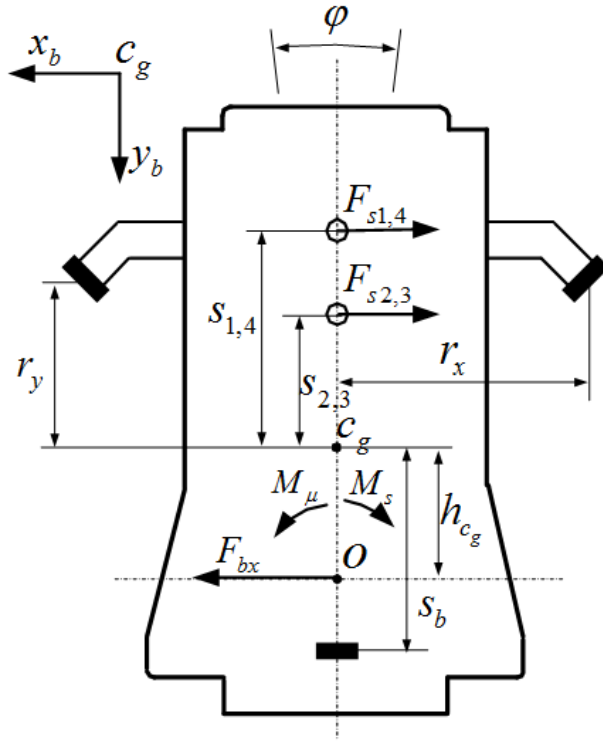
şeklinde hesaplanabilir.

4.3.3. Motor bloğunun hareket denklemleri

Motor bloğunun sahip olduğu altı serbestlik derecesi için altı adet hareket denklemi türetilmiştir. Hareket denklemleri, motor bloğuna etki eden gaz basınç kuvvetleri, yan yüzey kuvvetleri, sürtünme kuvvetleri ve momentleri, atalet kuvvetleri ve takoz kuvvetleri dikkate alınarak elde edilmiştir. x_b , y_b ve z_b eksenlerindeki öteleme hareket denklemleri ile blok dönme hareket denklemleri birbirlerine bağlı olarak türetilmiştir. Bloğun z_b eksenindeki dönme açısı φ , x_b eksenindeki dönme açısı ψ ve y_b eksenindeki dönme açısı α sembolü ile ifade edilmiştir. Motor bloğunun öteleme hareketleri, bloğun dönme hareketlerinden etkilenmektedir. Öteleme hareketleri tanımlanırken bloğun dönme hareketlerinin de dikkate alınması gerekmektedir. Bu nedenle öncelikle bloğun dönme hareketlerinin tanımlanması faydalı olacaktır.

Motor bloğunun z_b ekseninde dönmesi

Bloğun z_b ekseninde dönmeye zorlayan kuvvet ve momentler, yan yüzey kuvvetleri, krank mili muylularındaki sürtünme momenti ve krank mili kol muylularındaki sürtünmeden kaynaklanan momentler, biyel kuvvetleri, biyel atalet kuvveti ve karşı ağırlıkların yarattığı merkezkaç kuvvetlerdir. Şekil 4.11’de motor bloğunu z_b ekseninde döndürmeye zorlayan kuvvet ve momentler görülmektedir.



Şekil 4.11. Motor bloğunu z_b ekseninde döndürmeye zorlayan kuvvet ve momentler

Motor bloğunu z_b ekseninde dönmeye zorlayan en önemli kuvvet yan yüzey kuvvetleridir. Silindirlere etki eden yan yüzey kuvvetleri de pistonların hareket denklemlerinden elde edilen Eş. 4.62, 4.63, 4.64 ve 4.65'deki piston yan yüzey kuvvetleri ile aynı büyüklükte ve ters yönlüdür. Yan yüzey kuvvetleri ile blok ağırlık merkezi arasındaki mesafeler 1-4 numaralı silindirler için S_{1-4} ile 2-3 numaralı silindirler için S_{2-3} ile ifade edilmiştir. Silindir yüzeylerine etki eden diğer bir kuvvet gaz basınç kuvvetidir. Ancak silindir gaz basınç kuvveti silindir cidarlarına çepeçevre etki ettiği için kendi kendini dengelemekte ve bloğun dönmesi üzerine bir etkisi bulunmamaktadır. Bloğu z_b ekseninde döndürmeye zorlayan diğer unsurlar ise krank mili ana yataklarındaki sürtünmelerden kaynaklanan momentlerdir. M_μ momentleri bloğu krank mili dönüş yönünde döndürmeye zorlamaktadırlar.

Bloğu z_b ekseninde döndürmeye zorlayan bu kuvvet ve momentler motorun ön tarafında yerleştirilmiş simetrik iki takoz ile şanzımanın altına yerleştirilen bir takoz tarafından dengelenmeye çalışılmaktadır. Ön tarafa bulunan takozların ağırlık merkezine yatay ve düşey dik mesafeleri r_x ve r_y ile tanımlanmıştır. Arka tarafta şanzımanın altına

yerleştirilen üçüncü takozun ağırlık merkezine olan mesafesi ise s_b ile ifade edilmiştir.

Motor bloğuna z_b eksenine göre etki eden toplam moment,

$$\sum M_{z_b} = I_{bz} \ddot{\varphi} \quad (4.105)$$

eşitliği ile ifade edilebilir. Eşitliğin sol tarafı bloğa etki eden zorlama kuvvetlerinin yarattığı momentler ile zorlama momentlerini ihtiva etmektedir. Sağ tarafta ise dönme hareketinden kaynaklanan atalet momenti yer almaktadır. Burada I_{bz} bloğun z_b eksenine göre kütle atalet momentini $\ddot{\varphi}$ ise dönme ivmesini ifade etmektedir. Zorlama kuvvetlerinin yarattığı momentler ve zorlama momentleri yerlerine yazıldığında Eş. 4.105,

$$\ddot{\varphi} I_{bz} = \begin{bmatrix} M_{\mu} - M_s - s_{1,4} (F_{s1} + F_{s4}) \cos \alpha \cos \psi - s_{2,3} (F_{s2} + F_{s3}) \cos \alpha \cos \psi \\ -h_{cg} (F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4}) \cos \alpha \cos \psi - k_{t\varphi} \varphi - c_{t\varphi} \dot{\varphi} \end{bmatrix} \quad (4.106)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu eşitlikteki son iki terim sırasıyla takoz kuvvetini ifade etmektedir. Yan yüzey kuvvetleri ile krank eksenini arasındaki mesafeler,

$$s_{1,4} = r + \lambda - y_1 - h_{cg} \quad (4.107)$$

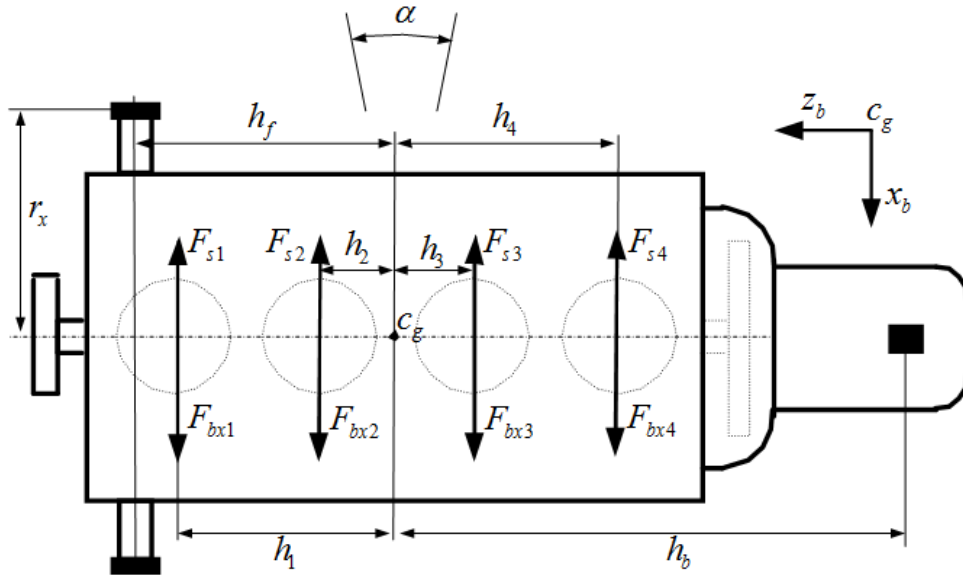
$$s_{2,3} = r + \lambda - y_2 - h_{cg} \quad (4.108)$$

olarak tanımlanmıştır. Eş 4.106 tekrar düzenlenirse z_b eksenini etrafındaki açısal ivme,

$$\ddot{\varphi} = \frac{\begin{bmatrix} M_{\mu} - M_s - s_{1,4} (F_{s1} + F_{s4}) \cos \alpha \cos \psi - s_{2,3} (F_{s2} + F_{s3}) \cos \alpha \cos \psi \\ -h_{cg} (F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4}) \cos \alpha \cos \psi - k_{t\varphi} \varphi - c_{t\varphi} \dot{\varphi} \end{bmatrix}}{I_{bz}} \quad (4.109)$$

şeklinde yazılabilir. Analiz için gerekli olan Eş. 4.109'nın üçüncü ve dördüncü mertebe türevleri Ek 1'de verilmiştir.

Motor bloğunun y_b eksenini etrafındaki dönme hareketinde ana muylulara etki eden F_{bx} kuvvetleri ile piston yan yüzey kuvvetlerinin etkisi vardır. Şekil 4.12’de motor bloğunun y_b eksenini etrafında dönmesinde etkili olan kuvvetler ve kuvvet kolları görülmektedir. Koordinat merkezi ağırlık merkezine yerleştirildiğinden dönme ağırlık merkezinde ve y_b eksenini etrafında gerçekleşmektedir. α y_b eksenini etrafındaki dönme açısını tanımlarken, h_1 , h_2 , h_3 ve h_4 silindir eksenlerinin, h_f ve h_b ise ön ve arka takozların ağırlık merkezine olan dik uzaklıklarını ifade etmektedir.



Şekil 4.12. Motor bloğunun y_b eksenini etrafında dönmesi

Newton yasasından yararlanılarak y_b eksenini etrafındaki dönme,

$$\sum M_{y_b} = I_{y_b} \ddot{\alpha} \quad (4.110)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada I_{y_b} motor bloğunun y_b eksenini etrafındaki kütle atalet momentini, $\ddot{\alpha}$ ise bloğun y_b eksenini etrafındaki dönme ivmesini ifade etmektedir. F_{bx} kuvvetleri ile takoz kuvvetleri Eş. 4.110’da yerine yazılırsa hareket denklemi,

$$\ddot{\alpha} I_{y_b} = \begin{pmatrix} F_{bx1} h_1 + F_{bx2} h_2 - F_{bx3} h_3 - F_{bx4} h_4 \\ -F_{s1} h_1 - F_{s2} h_2 + F_{s3} h_3 + F_{s4} h_4 \end{pmatrix} \cos \varphi \cos \psi - k_{t\alpha} \alpha - c_{t\alpha} \dot{\alpha} \quad (4.111)$$

olarak elde edilir. Bu denklemde F_{bx} kuvvetlerinin işaretleri peşin olarak bilinmediğinden tamamı pozitif işaretli olarak kabul edilmiştir. Bu kuvvetlerin Eş. 4.101-4.104 denklemlerinden belirlenen gerçek değerlerinin negatif olması durumunda Eş. 4.111 denkleminde de aynı değeri alacağından hem modelde hem de programlama tekniğinde bir sorun yaşanmayacaktır. Eş. 4.111'daki son iki terim eşdeğer takoz kuvvetini tanımlamaktadır. Burada $k_{t\alpha}$ eşdeğer torsiyonel yay sabitini $c_{t\alpha}$ ise eşdeğer torsiyonel damper sabitini ifade etmektedir. Eş 4.111 tekrar düzenlenip y_b eksenine etrafındaki dönme ivmesi bu eşitlikten çekilirse,

$$\ddot{\alpha} = \frac{\begin{pmatrix} F_{bx1}h_1 + F_{bx2}h_2 - F_{bx3}h_3 - F_{bx4}h_4 \\ -F_{s1}h_1 - F_{s2}h_2 + F_{s3}h_3 + F_{s4}h_4 \end{pmatrix} \cos \varphi \cos \psi - k_{t\alpha}\alpha - c_{t\alpha}\dot{\alpha}}{I_{by}} \quad (4.112)$$

eşitliği elde edilir. Eş. 4.112'nin üçüncü ve dördüncü mertebe türevleri Ek 1'de verilmiştir.

Motor bloğunun x_b eksenine etrafında dönmesi

Motor bloğunun x_b eksenine etrafında dönme hareketini sağlayan kuvvetler silindirlerdeki gaz kuvvetleri, piston sürtünmeleri ve ana muyluya etki eden F_{by} kuvvetlerinin bileşkeleridir. Şekil 4.13'te blokun x_b eksenine etrafındaki dönme hareketinde etkili olan kuvvetler ve kuvvet kolları görülmektedir. ψ motor bloğunun x_b eksenine etrafındaki dönme açısını ifade etmektedir. h_f ve h_b ön ve arka takozların, h_1 , h_2 , h_3 ve h_4 ise silindir eksenlerinin ağırlık merkezine dik mesafelerini tanımlamaktadır.

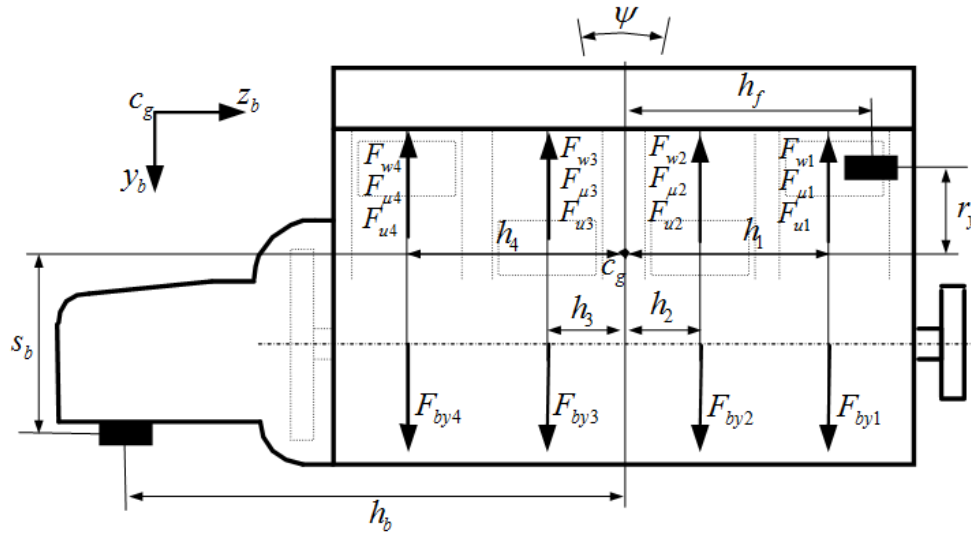
Koordinat merkezinin yerleştirildiği ağırlık merkezi c_g 'ye göre moment dengesi,

$$\sum M_{x_b} = I_{bx}\ddot{\psi} \quad (4.113)$$

olarak tanımlanabilir. Hareket denklemi kuvvetlerin oluşturduğu momentler yerlerine yazılarak,

$$\ddot{\psi} I_{bx} = \begin{bmatrix} h_1 \begin{pmatrix} -F_{by1} + F_{w1} \\ -F_{\mu1} - F_{u1} \end{pmatrix} \cos \alpha \cos \varphi + h_2 \begin{pmatrix} -F_{by2} + F_{w2} \\ -F_{\mu2} - F_{u2} \end{pmatrix} \cos \alpha \cos \varphi \\ + h_3 \begin{pmatrix} F_{by3} - F_{w3} \\ +F_{\mu3} + F_{u3} \end{pmatrix} \cos \alpha \cos \varphi + h_4 \begin{pmatrix} F_{by4} - F_{w4} \\ +F_{\mu4} + F_{u4} \end{pmatrix} \cos \alpha \cos \varphi - k_{t\psi} \psi - c_{t\psi} \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (4.114)$$

şeklinde elde edilir.



Şekil 4.13. Motor bloğunun x_b ekseninde dönmesi

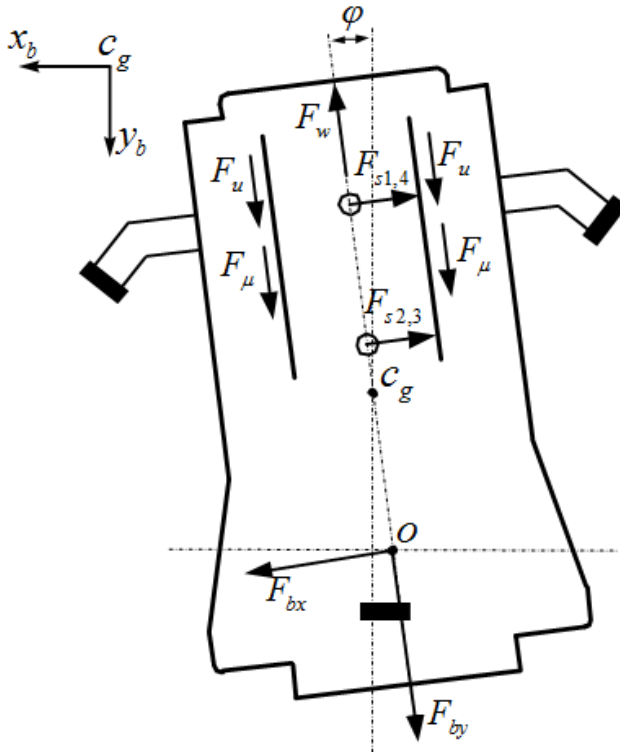
Eş 4.114'den ivme terimi çekilerek,

$$\ddot{\psi} = \frac{h_1 \begin{pmatrix} -F_{by1} + F_{w1} - F_{\mu1} - F_{u1} \end{pmatrix} \cos \alpha \cos \varphi + h_2 \begin{pmatrix} -F_{by2} + F_{w2} - F_{\mu2} - F_{u2} \end{pmatrix} \cos \alpha \cos \varphi + h_3 \begin{pmatrix} F_{by3} - F_{w3} + F_{\mu3} + F_{u3} \end{pmatrix} \cos \alpha \cos \varphi + h_4 \begin{pmatrix} F_{by4} - F_{w4} + F_{\mu4} + F_{u4} \end{pmatrix} \cos \alpha \cos \varphi - k_{t\psi} \psi - c_{t\psi} \dot{\psi}}{I_{bx}} \quad (4.115)$$

eşitliği elde edilir. Bu denklemde I_{bx} bloğun x_b eksenine göre kütle atalet momentini, $\ddot{\psi}$ ise bloğun x_b ekseninde dönme ivmesini ifade etmektedir. İvme denkleminin üçüncü ve dördüncü mertebeye türevleri Ek 1'de verilmiştir.

Motor bloğunun öteleme hareketleri

Motor bloğunun x_b , y_b ve z_b eksenlerindeki öteleme hareketlerinin tanımlanabilmesi için koordinat merkezinin orijini motor bloğunun ağırlık merkezine yerleştirilmiştir. Şekil 4.14'te bloğun öteleme hareketlerinde etkili olan kuvvetler görülmektedir. Bloğun x_b doğrultusunda gerçekleştirdiği öteleme hareketlerinde silindirlerdeki kuvvelerin yatay bileşenleri, y_b doğrultusunda gerçekleştirdiği öteleme hareketlerinde ise düşey bileşenleri etkilidir. Ayrıca biyel ve krank mili üzerinden ana yataklara etki eden F_{bx} ve F_{by} kuvvetleri de motor bloğunu bu iki eksende ötelemeye zorlamaktadırlar.



Şekil 4.14. Motor bloğunun x_b ve y_b eksenlerinde ötelemeye zorlayan kuvvetler

Bir kütleye etki eden kuvvetlerin toplamı cismin ivmesi ile kütlesinin çarpımına eşit olduğundan x_b ve y_b doğrultularındaki hareket denklemleri sırasıyla,

$$\sum F_{x_b} = m_b \ddot{x}_b \quad (4.116)$$

$$\sum F_{y_b} = m_b \ddot{y}_b \quad (4.117)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada m_b motor bloğunun kütlesini $\ddot{x}_b$ ve $\ddot{y}_b$ ise bloğun yatay ve düşeydeki ivmelerini ifade etmektedir. Bloğa etki eden yatay ve düşey bileşenler yerlerine yazılarak x_b ve y_b doğrultularındaki hareket denklemleri sırasıyla,

$$\begin{aligned}
 m_b \ddot{x}_b = & (F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4}) \cos \varphi \cos \alpha - (F_{by1} + F_{by2} + F_{by3} + F_{by4}) \sin \varphi \cos \alpha \\
 & - \left(\begin{array}{l} F_{u1} + F_{u2} + F_{u3} + F_{u4} \\ + F_{\mu1} + F_{\mu2} + F_{\mu3} + F_{\mu4} \end{array} \right) \sin \varphi \cos \alpha - (F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4}) \cos \varphi \cos \alpha \\
 & + (F_{w1} + F_{w2} + F_{w3} + F_{w4}) \sin \varphi \cos \alpha - k_{tx} x_b - c_{tx} \dot{x}_b
 \end{aligned} \quad (4.118)$$

$$\begin{aligned}
 m_b \ddot{y}_b = & (F_{by1} + F_{by2} + F_{by3} + F_{by4}) \cos \varphi \cos \psi + (F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4}) \sin \varphi \cos \psi \\
 & + \left(\begin{array}{l} F_{u1} + F_{u2} + F_{u3} + F_{u4} \\ + F_{\mu1} + F_{\mu2} + F_{\mu3} + F_{\mu4} \end{array} \right) \cos \varphi \cos \psi - (F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4}) \sin \varphi \cos \psi \\
 & - (F_{w1} + F_{w2} + F_{w3} + F_{w4}) \cos \varphi \cos \psi - k_{ty} y_b - c_{ty} \dot{y}_b
 \end{aligned} \quad (4.119)$$

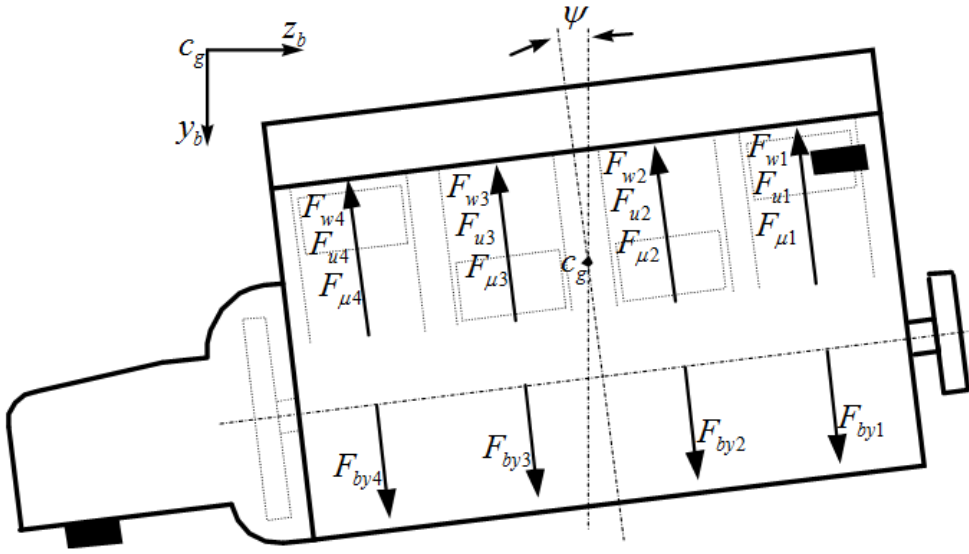
şeklinde tanımlanabilir. Bu iki eşitlikteki son terimler eşdeğer takoz kuvvetlerini ifade etmektedir. Motor bloğunun x_b ve y_b doğrultularındaki ivmeleri Eş. 118 ve Eş. 119'dan çekilerek sırasıyla,

$$\ddot{x}_b = \frac{\left[\begin{array}{l} (F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4}) \cos \varphi \cos \alpha - (F_{by1} + F_{by2} + F_{by3} + F_{by4}) \sin \varphi \cos \alpha \\ - \left(\begin{array}{l} F_{u1} + F_{u2} + F_{u3} + F_{u4} \\ + F_{\mu1} + F_{\mu2} + F_{\mu3} + F_{\mu4} \end{array} \right) \sin \varphi \cos \alpha - (F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4}) \cos \varphi \cos \alpha \\ + (F_{w1} + F_{w2} + F_{w3} + F_{w4}) \sin \varphi \cos \alpha - k_{tx} x_b - c_{tx} \dot{x}_b \end{array} \right]}{m_b} \quad (4.120)$$

$$\ddot{y}_b = \frac{\left[\begin{array}{l} (F_{by1} + F_{by2} + F_{by3} + F_{by4}) \cos \varphi \cos \psi + (F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4}) \sin \varphi \cos \psi \\ + \left(\begin{array}{l} F_{u1} + F_{u2} + F_{u3} + F_{u4} \\ + F_{\mu1} + F_{\mu2} + F_{\mu3} + F_{\mu4} \end{array} \right) \cos \varphi \cos \psi - (F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4}) \sin \varphi \cos \psi \\ - (F_{w1} + F_{w2} + F_{w3} + F_{w4}) \cos \varphi \cos \psi - k_{ty} y_b - c_{ty} \dot{y}_b \end{array} \right]}{m_b} \quad (4.121)$$

olarak elde edilir. Bu iki ivme denklemlerinin üçüncü ve dördüncü merteye türevleri Ek 1'de verilmiştir.

İçten yanmalı motorlarda normal şartlarda motor bloğunun z_b doğrultusunda hareket etmesini sağlayacak bir eleman bulunmamaktadır. Ancak motor bloğunun x_b ve y_b eksenleri etrafında gerçekleştirdiği dönme hareketleri silindirlerdeki yatay ve düşey bileşke kuvvetlerinin z_b doğrultusunda bir bileşenlerinin daha oluşmasına neden olmaktadır. Şekil 4.15’de bloğu z_b doğrultusunda ötelemeye zorlayan kuvvetler görülmektedir.



Şekil 4.15. Motor bloğunun z_b doğrultusundaki ötelemesi

z_b doğrultusundaki hareket denklemi,

$$\sum F_{z_b} = m_b \ddot{z}_b \quad (4.122)$$

olarak tanımlanabilir. Buradan şekil 4.15 yardımıyla motor bloğunun z_b doğrultusundaki hareket denklemi,

$$m_b \ddot{z}_b = (F_{by1} + F_{by2} + F_{by3} + F_{by4}) \sin \psi \cos \alpha + (F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4}) \sin \alpha \cos \psi - \left(\frac{F_{w1} + F_{w2}}{+F_{w3} + F_{w4}} \right) \sin \psi \cos \alpha + \left(\frac{F_{u1} + F_{u2} + F_{u3} + F_{u4}}{+F_{\mu1} + F_{\mu2} + F_{\mu3} + F_{\mu4}} \right) \sin \psi \cos \alpha - k_{tz} z_b - c_{tz} \dot{z}_b \quad (4.123)$$

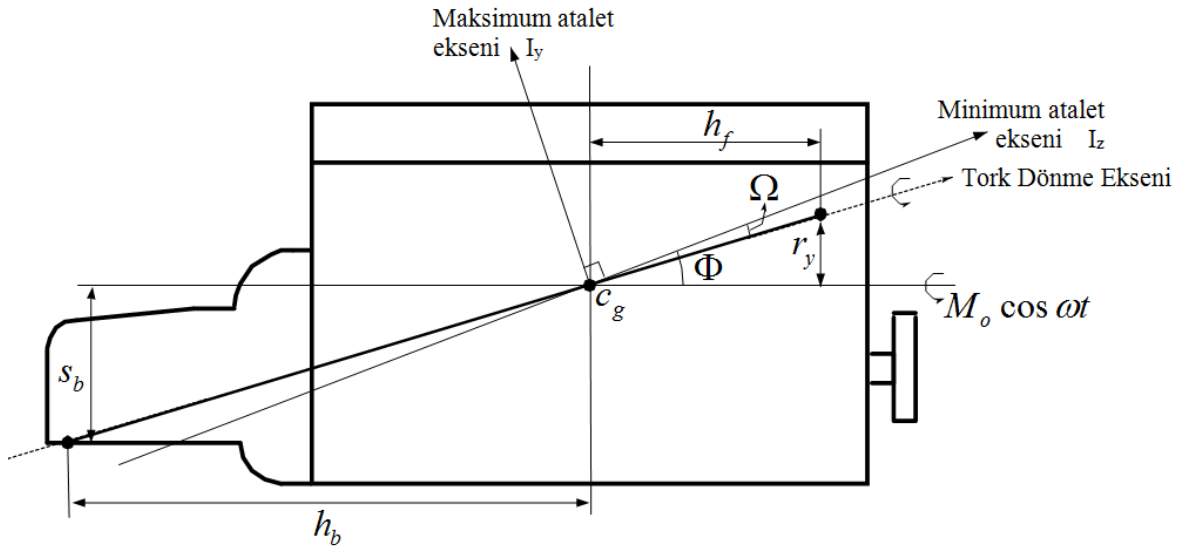
şeklinde ifade edilebilir. Eş. 4.123'ten ivme terimi çekilerek,

$$\ddot{z}_b = \frac{\left(F_{by1} + F_{by2} + F_{by3} + F_{by4} + F_{u1} + F_{u2} + F_{u3} + F_{u4} \right) \sin \psi \cos \alpha + F_{\mu1} + F_{\mu2} + F_{\mu3} + F_{\mu4} - F_{w1} - F_{w2} - F_{w3} - F_{w4}}{m_b} + \frac{(F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4}) \sin \alpha \cos \psi - k_{tz} z_b - c_{tz} \dot{z}_b}{m_b} \quad (4.124)$$

olarak belirlenir. Bu eşitliğin üçüncü ve dördüncü merteye türevleri Ek 1’de verilmiştir.

4.4. Takoz Parametrelerinin Belirlenmesi

Esnek takozlarla bağlanmış olan bir motor altı serbestlik derecesine sahiptir. Bu altı serbestlik derecesinin üç tanesi koordinat eksenlerinde öteleme diğer üç tanesi ise bu eksenler etrafında dönme hareketi olarak meydana gelmektedir. Ancak özellikle arkadan çekişli araçlarda en büyük dönme hareketi Tork Dönme Eksen (TDE) olarak adlandırılan bir eksen etrafında gerçekleşmektedir. TDE’ni motor ve şanzıman ünitesinin minimum kütle atalet moment eksenine ile krank eksenine arasında bir bölgede yer almaktadır. Şekil 4.16’da minumum atalet eksenine ve TDE’nin yerleşimi görülmektedir. İçten yanmalı motorlarda tork zorlama eksenine genellikle, krank eksenine ya da ağırlık merkezinden geçen ve krank eksenine paralel bir eksen olarak ele alınmaktadır.



Şekil 4.16. Tork dönme ekseninin minimum atalet eksenine ve tork zorlama eksenine göre yerleşimi

TDE ilk olarak 1950 yılında Reising tarafından kullanılmıştır. Reising motor takozlarının TDE üzerine yerleştirilmesi durumunda en ideal izolasyonun sağlanabileceğini belirtmiştir [130,131]. Bunun aksine Horovitz en büyük tork zorlamasının minimum kütle atalet eksenine etki ettiğini belirterek takoz yerleşiminin minimum kütle atalet eksenine göre yapılması gerektiğini belirtmiştir. Ancak Nicolaisen bu çalışmaya yaptığı eleştiride diğer atalet eksenleri üzerine etki eden zorlama momentleri nedeniyle maksimum dönmenin TDE üzerinde gerçekleşeceğini belirtmiş ve Reising ile aynı görüşü savunarak takozların bu eksen üzerinde yer alması gerektiğini ifade etmiştir [132].

TDE'nin yerinin belirlenmesi takoz yerleşimleri ve titreşimlerin minimize edilebilmesi için önem taşımaktadır. Şekil 4.16'da görüldüğü gibi ağırlık merkezinden geçen ve motor ile şanzıman ünitesi boyunca uzanan eksene $M_o \cos \omega t$ şeklinde bir moment uygulandığı kabul edilir ve bu momentin maksimum ve minimum atalet eksenlerindeki bileşenleri belirlenirse, aşağıdaki gibi iki diferansiyel eşitlik yazılabilir.

$$I_z \ddot{\phi} \cos \Omega = M_o \cos \Phi \cos \omega t \quad (4.125)$$

$$I_y \ddot{\phi} \sin \Omega = M_o \sin \Phi \cos \omega t \quad (4.126)$$

Bu iki eşitlikte I_z minimum kütle atalet momentini, I_y ise maksimum kütle atalet momentini ifade etmektedir. Bu iki eşitliğin $\phi = \phi_o \cos \omega t$ şeklinde bir çözümü mevcut olup bu çözüm diferansiyel eşitliklerde yerine yazılırsa,

$$\phi_o = - \frac{M_o \frac{\cos \Phi}{\cos \Omega}}{I_z \omega^2} \quad (4.127)$$

$$\phi_o = - \frac{M_o \frac{\sin \Phi}{\sin \Omega}}{I_y \omega^2} \quad (4.128)$$

eşitlikleri elde edilir.

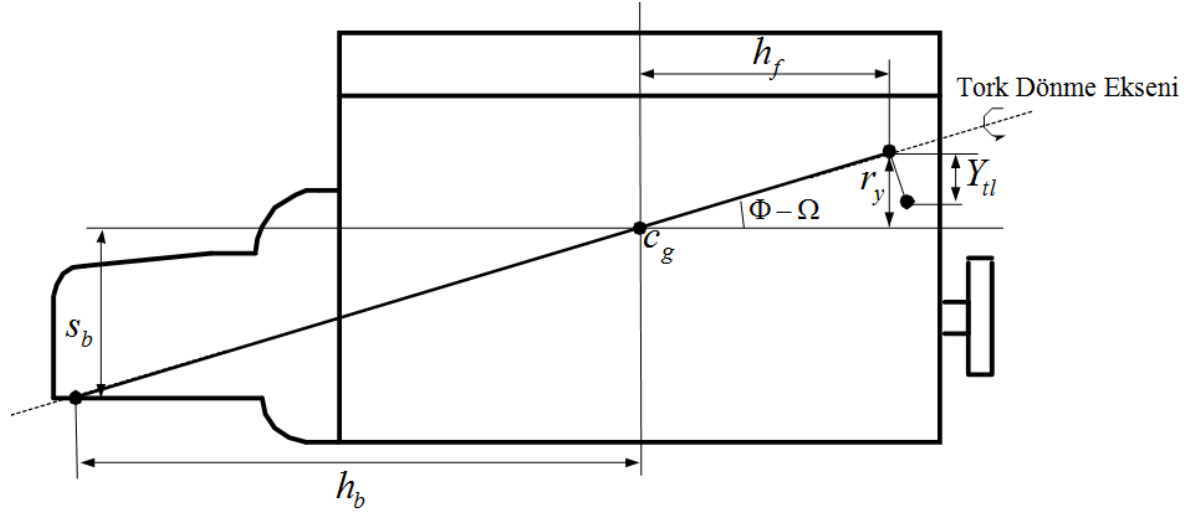
Eş 4.127 ve Eş 4.128 birbirine eşitlenerek,

$$\frac{M_o \frac{\cos \Phi}{\cos \Omega}}{I_z \omega^2} = \frac{M_o \frac{\sin \Phi}{\sin \Omega}}{I_y \omega^2} \quad (4.129)$$

şeklinde bir denklik elde edilir. Son eşitlik tekrar düzenlenerek TDE, moment eksen ve minimum kütle atalet eksen arasındaki ilişki,

$$\tan \Omega = \left(I_z / I_y \right) \tan \Phi \quad (4.130)$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitlik kullanılarak TDE'nin yeri kolaylıkla belirlenebilir. Ancak TDE'nin belirlenebilmesi için minimum kütle atalet ekseninin yerinin belirlenmesi gerekmektedir. Minimum kütle atalet ekseninin yerinin belirlenmesi için deneysel yöntemler mevcut olup bunlar genellikle uzun süren işlemlerdir. Deneysel yöntemde motor bloğu çeşitli eksenlerden asılarak sarkaç prensibi ile bu eksenin yerinin belirlenmesi hedeflenmektedir. Oldukça eski bir yöntem olan bu uygulamanın yerine günümüzde çeşitli katı model programları birincil kütle atalet eksenleri ve kütle atalet değerlerini hızlı bir şekilde belirleyebilmektedir. Bu çalışmada minimum ve maksimum kütle atalet ekseninin doğrultusu ve sayısal değeri SolidWorks programında oluşturulan katı modelden elde edilmiştir. Buna göre I_x , I_y ve I_z birincil kütle atalet eksenlerindeki kütle atalet değerleri sırasıyla 10,3928; 11,9812 ve 2,9631 kgm² olarak belirlenmiştir. Minimum kütle atalet eksen ile moment eksen arasındaki Φ açısının 18,72° olduğu belirlenmiştir. Böylece Eş. 4.130 vasıtasıyla TDE ile minimum kütle atalet eksen arasındaki Ω açısı 4,79° olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.17. Tork dönme ekseninde gerçekleşen dönmenin takoz yer değiştirmelerine etkisi

Takoz parametrelerinin belirlenebilmesi için gerekli diğerk bir husus ise takozlardaki yer değıştirme miktarlarıdır. Takozlar TDE üzerine yerleştirildiğinden, arka takozun bu eksen üzerinde oluşan momente karşı bir tepki yaratması söz konusu değildir. TDE etrafında gerçekleşen dönme motorun ön tarafında ve TDE üzerine dik olarak yerleştirilen iki simetrik takoz tarafından karşılanmaktadır. Bu durum şekil 4.17’de görölmektedir. Şekil 4.17 yardımıyla sağ ön, sol ön ve arka takozdaki düşey yer değıştirmeler sırasıyla,

$$Y_{tr} = y_b - r_x \varphi \cos(\Phi - \Omega) \quad (4.131)$$

$$Y_{tl} = y_b + r_x \varphi \cos(\Phi - \Omega) \quad (4.132)$$

$$Y_{tb} = y_b \quad (4.133)$$

eşitlikleri ile tanımlanabilir. Bu eşitliklerde r_x , ön takozların ağırlık metkezine dik uzaklığını ifade etmektedir. Takoz kuvvetlerinin belirlenebilmesi için yer değıştirme denklemlerinin türevlerine de ihtiyaç duyulmaktadır. Bu eşitliklerin türevleri sırasıyla,

$$\dot{Y}_{tr} = \dot{y}_b - r_x \dot{\varphi} \cos(\Phi - \Omega) \quad (4.134)$$

$$\dot{Y}_{tl} = \dot{y}_b + r_x \dot{\varphi} \cos(\Phi - \Omega) \quad (4.135)$$

$$\dot{Y}_{tb} = \dot{y}_b \quad (4.136)$$

şeklindedir. Diğer eksenlerdeki kütle atalet momentlerinin ve bu eksenlerdeki dönmelerin oldukça küçük olması nedeniyle, bu eksenlerdeki dönme hareketlerinin takoz yer değiştirmeleri üzerindeki küçük etkileri göz ardı edilebilir. Bu nedenle takozlardaki x_b ve z_b doğrultularındaki yer değiştirmeler ve türevleri,

$$X_{tr} = X_{tl} = X_{tb} = x_b \quad (4.137)$$

$$Z_{tr} = Z_{tl} = Z_{tb} = z_b \quad (4.138)$$

olarak alınabilir. Bu iki eşitliğin türevleri ise,

$$\dot{X}_{tr} = \dot{X}_{tl} = \dot{X}_{tb} = \dot{x}_b \quad (4.139)$$

$$\dot{Z}_{tr} = \dot{Z}_{tl} = \dot{Z}_{tb} = \dot{z}_b \quad (4.140)$$

şeklindedir.

Takoz yay ve sönüm sabitlerinin belirlenmesinde hareket denklemlerinin çözümünde kullanılan eşdeğer yay ve sönüm sabiti değerleri kullanılmıştır. Eşdeğer yay sabitlerinden takozlardaki yay sabitleri, eşdeğer sönüm sabitlerinden ise takoz sönüm değerleri belirlenmiştir. Düşey eksenlerdeki yay sabitlerinin belirlenebilmesi için, TDE'deki dönme ile ön ve arka takozların yarattığı moment dengesinden,

$$(Y_{tl} - Y_{tr})r_x k_y = \varphi k_{t\varphi} \cos(\Phi - \Omega) \quad (4.141)$$

$$Y_{tb} k_{by} h_b = (Y_{tr} + Y_{tl}) k_y h_f \quad (4.142)$$

eşitlikleri yazılabilir. Bu eşitlikler düzenlenerek ön takozların düşey yay sabiti k_y ile arka takozun düşey yay sabiti k_{by} ,

$$k_y = \frac{\phi k_{t\phi} \cos(\Phi - \Omega)}{(Y_{tl} - Y_{tr}) r_x} \quad (4.143)$$

$$k_{by} = \frac{(Y_{tr} + Y_{tl}) k_y h_f}{h_b Y_{tb}} \quad (4.144)$$

eşitlikleri ile belirlenebilir. Benzer şekilde x_b doğrultusundaki yay sabitlerinin belirlenebilmesi için öteleme ve moment dengesi,

$$X_{tr} k_x + X_{tl} k_x + X_{tb} k_{bx} = x_b k_{tx} \quad (4.145)$$

$$h_f (X_{tr} + X_{tl}) k_x = h_b X_{tb} k_{bx} \quad (4.146)$$

olarak yazılabilir. Buradan k_x ve k_{bx} değerleri,

$$k_x = \frac{x_b k_{tx} - X_{tb} k_{bx}}{(X_{tr} + X_{tl})} \quad (4.147)$$

$$k_{bx} = \frac{h_f x_b k_{tx}}{(h_b X_{tb} + h_f X_{tb})} \quad (4.148)$$

şeklinde tanımlanabilir. Takozlardaki z_b doğrultusundaki k_z ve k_{bz} değerleri,

$$Z_{tr} k_z + Z_{tl} k_z + Z_{tb} k_{bz} = z_b k_{tz} \quad (4.149)$$

$$r_y (Z_{tr} + Z_{tl}) k_z = z_b Z_{tb} k_{bz} \quad (4.150)$$

eşitlikleri kullanılarak,

$$k_z = \frac{z_b k_{tz} - Z_{tb} k_{bz}}{(Z_{tr} + Z_{tl})} \quad (4.151)$$

$$k_{bz} = \frac{r_y z_b k_{tz}}{(s_b Z_{tb} + r_y Z_{tb})} \quad (4.152)$$

şeklinde belirlenebilir. Takoz sönüm sabitlerinin belirlenmesinde yay sabitlerinin belirlenmesinde izlenilen metot kullanılabilir. Takozlardaki c_y , c_{by} , c_x , c_{bx} , c_z ve c_{bz} değerlerinin belirlenebilmesi için sırasıyla,

$$c_y = \frac{\dot{\varphi} c_{t\varphi} \cos(\Phi - \Omega)}{(\dot{Y}_{tl} - \dot{Y}_{tr}) r_x} \quad (4.153)$$

$$c_{by} = \frac{(\dot{Y}_{tr} + \dot{Y}_{tl}) c_y h_f}{h_b \dot{Y}_{tb}} \quad (4.154)$$

$$c_x = \frac{\dot{X}_b c_{tx} - \dot{X}_{tb} c_{bx}}{(\dot{X}_{tr} + \dot{X}_{tl})} \quad (4.155)$$

$$c_{bx} = \frac{h_f \dot{X}_b c_{tx}}{(h_b \dot{X}_{tb} + h_f \dot{X}_{tb})} \quad (4.156)$$

$$c_z = \frac{\dot{Z}_b c_{tz} - \dot{Z}_{tb} c_{bz}}{(\dot{Z}_{tr} + \dot{Z}_{tl})} \quad (4.157)$$

$$c_{bz} = \frac{r_y \dot{Z}_b c_{tz}}{(s_b \dot{Z}_{tb} + r_y \dot{Z}_{tb})} \quad (4.158)$$

eşitlikleri kullanılabilir.

Takozlarda meydana gelen kuvvetler şasiye iletilerek sürüş konforunu olumsuz etkilemektedir. Ön takozlardaki x_b doğrultusundaki iletim kuvvetleri,

$$F_{trx} = k_x X_{tr} + c_x \dot{X}_{tr} \quad (4.159)$$

$$F_{tlx} = k_x X_{tl} + c_x \dot{X}_{tl} \quad (4.160)$$

eşitlikleri ile belirlenebilir. Ön takozlardaki y_b doğrultusundaki iletim kuvvetleri,

$$F_{try} = k_y Y_{tr} + c_y \dot{Y}_{tr} \quad (4.161)$$

$$F_{tly} = k_y Y_{tl} + c_y \dot{Y}_{tl} \quad (4.162)$$

olarak belirlenir. Ön takozlardaki z_b doğrultusundaki iletim kuvvetleri ise,

$$F_{trz} = k_z Z_{tr} + c_z \dot{Z}_{tr} \quad (4.163)$$

$$F_{tlz} = k_z Z_{tl} + c_z \dot{Z}_{tl} \quad (4.164)$$

şeklinde belirlenebilir. Arka takozdaki x_b , y_b ve z_b doğrultusundaki iletim kuvvetleri sırasıyla,

$$F_{tbx} = k_{bx} X_{tb} + c_{bx} \dot{X}_{tb} \quad (4.165)$$

$$F_{tby} = k_{by} Y_{tb} + c_{by} \dot{Y}_{tb} \quad (4.166)$$

$$F_{tbz} = k_{bz} Z_{tb} + c_{bz} \dot{Z}_{tb} \quad (4.167)$$

olarak belirlenir.

4.5. Denklemlerin Çözülmesi

Motor titreşimlerini ele alan çalışmalarda hareket denklemlerinin çözümünde kullanılan en yaygın metotlar için Runge-Kutta ve Taylor serisi metotlarıdır. Runge-Kutta çözüm yöntemini kullanan araştırmacıların genellikle paket program kullandıkları görülmüştür [12,15,16,38,84]. Büyük adım aralıklarında Runge-Kutta metodu Taylor serisi metodundan daha iyi sonuçlar vermektedir. Ancak adım aralığı küçüldükçe Taylor serisi metodunun da

oldukça iyi sonuçlar verdiği belirtilmektedir. Ayrıca Taylor serisi metodu Runge-Kutta metoduna göre çok daha çabuk sonuç vermektedir. Taylor serisi metodunun başka bir avantajı ise iteratif programlamaya imkân vermesidir [23].

Taylor serisi bir fonksiyonu, o fonksiyonun herhangi bir noktadaki bütün türevlerinin toplamı ile tanımlamaya imkân sağlamaktadır. Buna göre bir fonksiyonun değeri bu fonksiyonun sonsuz sayıdaki türevinin toplamı ile elde edilebilir. Ancak sonsuz sayıda türev ve değerinin hesaplanması mümkün olmadığından Taylor serileri genellikle belirli bir türev mertebesine kadar açılırlar ve geri kalan türevler kesme hatası olarak adlandırılırlar. Bu durum fonksiyonun gerçek değerinin belirlenmesinde bir miktar hataya neden olmakla birlikte bu hatalar genellikle göz ardı edilebilecek kadar küçük hatalardır.

Taylor serisi,

$$f(x) = a_0 + a_1(x - x_0) + a_2(x - x_0)^2 + a_3(x - x_0)^3 + a_4(x - x_0)^4 + \dots \quad (4.168)$$

şeklindeki bir polinomdan elde edilmektedir. Bu eşitlikte x_0 , x 'in alacağı değerlerden herhangi bir tanesi olmakla birlikte tek şart x_0 'da $f(x)$ fonksiyonu ve türevleri tanımlı olmak zorundadır. $f(x)$ fonksiyonunun türevleri,

$$f'(x) = a_1 + 2a_2(x - x_0) + 3a_3(x - x_0)^2 + 4a_4(x - x_0)^3 + \dots \quad (4.169)$$

$$f''(x) = 2a_2 + 3 \cdot 2a_3(x - x_0) + 4 \cdot 3a_4(x - x_0)^2 + 5 \cdot 4a_5(x - x_0)^3 \dots \quad (4.170)$$

$$f'''(x) = 3 \cdot 2a_3 + 4 \cdot 3 \cdot 2a_4(x - x_0) + 5 \cdot 4 \cdot 3a_5(x - x_0)^2 + \dots \quad (4.171)$$

şeklindedir. Türev sayısı isteğe ve problemin hassasiyetine bağlı olarak arttırılabilir. Eş. 4.168-4.171 aralığındaki fonksiyon ve türev denklemlerinde $x = x_0$ değeri verilerek,

$$a_0 = f(x_0) \quad (4.172)$$

$$a_1 = \frac{f'(x_0)}{1!} \quad (4.173)$$

$$a_2 = \frac{f''(x_0)}{2!} \quad (4.174)$$

$$a_3 = \frac{f'''(x_0)}{3!} \quad (4.175)$$

değerleri belirlenebilir. Bu değerler Eş. 4.168'deki polinomda yerlerine yazılırsa,

$$f(x) = f(x_0) + \frac{f'(x_0)}{1!}(x-x_0) + \frac{f''(x_0)}{2!}(x-x_0)^2 + \frac{f'''(x_0)}{3!}(x-x_0)^3 + \dots \quad (4.176)$$

şeklindeki Taylor serisi elde edilmiş olur. Başlangıç değer problemlerinin çözümünde oldukça fazla kullanılan basit bir yöntemdir. Taylor serisi yönteminin kullanılabilmesi için fonksiyonun ve türevlerinin başlangıç anındaki bütün değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Başlangıç değerleri kullanılarak bir sonraki adımda fonksiyonun kendisi Taylor serisinden belirlenir. Eğer çözülen denklem yüksek mertebeden bir denklem ise ihtiyaç duyulan bazı ana denklemden daha düşük mertebeli türevler Taylor serisinin türevi alınarak belirlenebilir. Sayısal çözüm hatalarını azaltmak amacıyla seride kullanılan türev mertebesi arttırılabilir. Bununla birlikte çözüm adım aralığının azaltılması da hataların minimiz edilmesinde etkili bir yöntemdir. Ancak yüksek mertebeli bir seri kullanımı özellikle mertebesi yüksek olan denklemlerin çözümünde denklemin seride kullanılan kadar türevlenmesini gerektirdiğinden zahmetli ve karmaşık bir yöntem olabilir. Adım aralığının çok fazla azaltılması sayısal çözümde yuvarlama hatalarının (round-off) artmasına ve ayrıca çözüm süresinin uzamasına neden olabilir.

Bu çalışmada serbestlik derecesi ihtiva eden parçaların hareket denklemlerinin çözümünde dört mertebeli Taylor serisi kullanılmıştır. Krank milinin açısı ve krank mili açısal hızı,

$$\theta_i = \theta_{i-1} + \frac{\dot{\theta}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{\theta}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\dddot{\theta}_{i-1}}{3!} \Delta t^3 + \frac{\theta^{iv}_{i-1}}{4!} \Delta t^4 + \dots \quad (4.177)$$

$$\dot{\theta}_i = \dot{\theta}_{i-1} + \frac{\ddot{\theta}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{\theta}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\ddot{\theta}_{i-1}}{3!} \Delta t^3 + \dots \quad (4.178)$$

bloğun z_b eksenini etrafındaki dönme miktarı ve hızı,

$$\varphi_i = \varphi_{i-1} + \frac{\dot{\varphi}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{\varphi}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\ddot{\varphi}_{i-1}}{3!} \Delta t^3 + \frac{\varphi^{iv}_{i-1}}{4!} \Delta t^4 + \dots \quad (4.179)$$

$$\dot{\varphi}_i = \dot{\varphi}_{i-1} + \frac{\ddot{\varphi}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{\varphi}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\varphi^{iv}_{i-1}}{3!} \Delta t^3 + \dots \quad (4.180)$$

bloğun x_b eksenini etrafındaki dönme miktarı ve hızı,

$$\psi_i = \psi_{i-1} + \frac{\dot{\psi}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{\psi}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\ddot{\psi}_{i-1}}{3!} \Delta t^3 + \frac{\psi^{iv}_{i-1}}{4!} \Delta t^4 + \dots \quad (4.181)$$

$$\dot{\psi}_i = \dot{\psi}_{i-1} + \frac{\ddot{\psi}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{\psi}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\psi^{iv}_{i-1}}{3!} \Delta t^3 + \dots \quad (4.182)$$

bloğun y_b eksenini etrafındaki dönme miktarı ve hızı,

$$\alpha_i = \alpha_{i-1} + \frac{\dot{\alpha}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{\alpha}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\ddot{\alpha}_{i-1}}{3!} \Delta t^3 + \frac{\alpha^{iv}_{i-1}}{4!} \Delta t^4 + \dots \quad (4.183)$$

$$\dot{\alpha}_i = \dot{\alpha}_{i-1} + \frac{\ddot{\alpha}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{\alpha}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\alpha^{iv}_{i-1}}{3!} \Delta t^3 + \dots \quad (4.184)$$

bloğun x_b doğrultusundaki yer değiştirme miktarı ve hızı,

$$x_{b(i)} = x_{b(i-1)} + \frac{\dot{x}_{b(i-1)}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{x}_{b(i-1)}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\ddot{x}_{b(i-1)}}{3!} \Delta t^3 + \frac{x^{iv}_{b(i-1)}}{4!} \Delta t^4 + \dots \quad (4.185)$$

$$\dot{x}_{b(i)} = \dot{x}_{b(i-1)} + \frac{\ddot{x}_{b(i-1)}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{x}_{b(i-1)}}{2!} \Delta t^2 + \frac{x^{iv}_{b(i-1)}}{3!} \Delta t^3 + \dots \quad (4.186)$$

bloğun y_b doğrultusundaki yer değiştirme miktarı ve hızı,

$$y_{b(i)} = y_{b(i-1)} + \frac{\dot{y}_{b(i-1)}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{y}_{b(i-1)}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\dddot{y}_{b(i-1)}}{3!} \Delta t^3 + \frac{y_{b(i-1)}^{iv}}{4!} \Delta t^4 + \dots \quad (4.187)$$

$$\dot{y}_{b(i)} = \dot{y}_{b(i-1)} + \frac{\ddot{y}_{b(i-1)}}{1!} \Delta t + \frac{\dddot{y}_{b(i-1)}}{2!} \Delta t^2 + \frac{y_{b(i-1)}^{iv}}{3!} \Delta t^3 + \dots \quad (4.188)$$

bloğun z_b doğrultusundaki yer değiştirme miktarı ve hızı,

$$z_{b(i)} = z_{b(i-1)} + \frac{\dot{z}_{b(i-1)}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{z}_{b(i-1)}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\dddot{z}_{b(i-1)}}{3!} \Delta t^3 + \frac{z_{b(i-1)}^{iv}}{4!} \Delta t^4 + \dots \quad (4.189)$$

$$\dot{z}_{b(i)} = \dot{z}_{b(i-1)} + \frac{\ddot{z}_{b(i-1)}}{1!} \Delta t + \frac{\dddot{z}_{b(i-1)}}{2!} \Delta t^2 + \frac{z_{b(i-1)}^{iv}}{3!} \Delta t^3 + \dots \quad (4.190)$$

eşitlikleri ile belirlenmiştir. Hareket denklemlerinin ikinci, üçüncü ve dördüncü mertebe türevleri ise hareket denkleminin kendisinden elde edilmiştir. Adım aralığı olarak $\Delta t = 0.0001s$ seçilmiş, başlangıç şartları ise,

$$\begin{aligned} t = 0 &\rightarrow \theta = 0, \quad \dot{\theta} = 0 \\ t = 0 &\rightarrow \varphi = 0, \quad \dot{\varphi} = 0 \\ t = 0 &\rightarrow \alpha = 0, \quad \dot{\alpha} = 0 \\ t = 0 &\rightarrow \psi = 0, \quad \dot{\psi} = 0 \\ t = 0 &\rightarrow x_b = 0, \quad \dot{x}_b = 0 \\ t = 0 &\rightarrow y_b = 0, \quad \dot{y}_b = 0 \\ t = 0 &\rightarrow z_b = 0, \quad \dot{z}_b = 0 \end{aligned} \quad (4.191)$$

olarak seçilmiştir. Kinematik ilişkilerin, zorlama kuvvetleri ve momentlerinin belirlenmesinde ise tahmin-düzeltilme algoritması kullanılmıştır. Zorlama kuvvetleri ve momentleri kinematik ilişkiler ile doğrudan bağlantılı olduğundan, bütün kinematik ilişki eşitlikleri, zorlama kuvvet ve moment eşitlikleri, piston hareket denklemleri, krank mili hareket denklemi, motor bloğu hareket denklemleri ile bunların birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü mertebe türevleri 4.191'deki başlangıç şartları kullanılarak hesaplanmış ve

iteratif işleme tabi tutulmuştur. Başlangıç şartlarındaki açısal ilişkiler ile zorlama kuvvetleri belirledikten sonra Eş. 4.177 ie Eş. 4.190 aralığındaki denklemler kullanılarak kullanılarak θ , $\dot{\theta}$, φ , $\dot{\varphi}$, α , $\dot{\alpha}$, x_b , $\dot{x}_b$, y_b , $\dot{y}_b$, z_b ve $\dot{z}_b$ belirlenmiştir. Böylece ikinci adım aralığı için bütün giriş değerleri hesaplanmış olmaktadır. Bu aşamadan sonra ikinci adım aralığına geçilerek aynı işlemler tekrarlanmıştır.

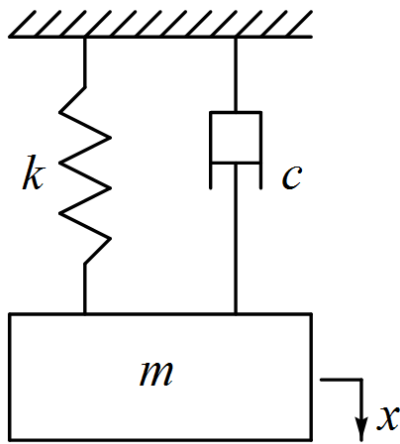
Sayısal çözümün gerçekleştirilebilmesi için temel motor boyutlarının, sürtünme ile ilgili katsayıların ve motor takozlarının sertlik ve sönüm değerlerinin girdi olarak programa tanıtılması gerekmektedir. Ancak mevcut aşamada model tek serbestlik derecesi ihtiva ettiğinden takoz parametrelerine ihtiyaç duyulmamaktadır. Motor boyutları ve sürtünme katsayıları çizelge 4.2’de verilmiştir. Sürtünme katsayılarının belirlenmesinde literatürde yer alan çalışmalardan faydalanılmıştır [11,23,28,29,88-91].

Çizelge 4.2. Motor parametreleri ve sürtünme katsayıları

Motor Parametreleri	Silindir sayısı	4
	Krank yarıçapı, r , (m)	0,045
	Piston çapı, D , (m)	0,09
	Biyel uzunluğu, λ , (m)	0,15
	Volan ve krank mili toplam kütle atalet momenti, I_{cr} , (m^2kg)	0,08
	Biyelin pim eksenine göre kütle atalet momenti, I_b , (m^2kg)	0,003
	Piston ve piston pimi toplam kütlesi, m_p , (kg)	0,85
	Motor bloğunun kütlesi, m_b , (kg)	200
	Marş momenti, M_s , (Nm)	50
	Bloğun z_b eksenine etrafındaki kütle atalet momenti, I_{bz} , (m^2kg)	3,126
	Bloğun y_b eksenine etrafındaki kütle atalet momenti, I_{by} , (m^2kg)	8,872
	Bloğun x_b eksenine etrafındaki kütle atalet momenti, I_{bx} , (m^2kg)	10,631
	Bloğun minimum kütle atalet momenti, I_z , (m^2kg)	2,9631
	Bloğun maksimum kütle atalet momenti, I_y , (m^2kg)	11,9812
	Bloğun ortalama kütle atalet momenti, I_x , (m^2kg)	10,3928
	Krank eksenine ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe, h_{cg} , (m)	0,101
	1. Silindir eksenine ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe, h_1 , (m)	0,264
	2. Silindir eksenine ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe, h_2 , (m)	0,161
	3. Silindir eksenine ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe, h_3 , (m)	0,058
	4. Silindir eksenine ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe, h_4 , (m)	0,045
Takoz Parametreleri	x_b doğrultusundaki eşdeğer sertlik değeri, k_x , (N/m)	150000-300000
	x_b eksenine etrafındaki dönmenin eşdeğer sertlik değeri, $k_{\theta x}$, (Nm/rad)	5000-15000
	y_b doğrultusundaki eşdeğer sertlik değeri, k_y , (N/m)	150000-300000
	y_b eksenine etrafındaki dönmenin eşdeğer sertlik değeri, $k_{\theta y}$, (Nm/rad)	5000-15000
	z_b doğrultusundaki eşdeğer sertlik değeri, k_z , (N/m)	150000-300000
	z_b eksenine etrafındaki dönmenin eşdeğer sertlik değeri, $k_{\theta z}$, (Nm/rad)	5000-15000
	x_b doğrultusundaki eşdeğer sönüm değeri, c_x , (Ns/m)	300-600
	x_b eksenine etrafındaki dönmenin eşdeğer sönüm değeri, $c_{\theta x}$, (Nms/rad)	50-150
	y_b doğrultusundaki eşdeğer sönüm değeri, c_y , (Ns/m)	1200-1500
	y_b eksenine etrafındaki dönmenin eşdeğer sönüm değeri, $c_{\theta y}$, (Nms/rad)	50-150
	z_b doğrultusundaki eşdeğer sönüm değeri, c_z , (Ns/m)	150-300
	z_b eksenine etrafındaki dönmenin eşdeğer sönüm değeri, $c_{\theta z}$, (Nms/rad)	150-300
	Ön takozların ağırlık merkezi eksenine yatay uzaklığı, r_x , (m)	0,115
	Ön takozların ağırlık merkezi eksenine düşey uzaklığı, r_y , (m)	0,0744
	Ön takozların ağırlık merkezine dik uzaklığı, h_f , (m)	0,3
	Arka takozun ağırlık merkezi eksenine uzaklığı, s_b , (m)	0,136
	Arka takozun ağırlık merkezine dik uzaklığı, h_b , (m)	0,5483
Sürtünme Katsayıları	Segman sürtünme kuvveti, F_s , (N)	55
	Piston kuru sürtünme katsayısı, c_u	0,05
	Piston ile silindir arasındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, c_p , (Ns/m)	2,5
	Krank ana yataklarındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, c_0 , (Nms/rad)	0,01
	Biyel yataklarındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, c_{km} , (Nms/rad)	0,0025

4.5.1. Bir serbestlik dereceli basit bir model için Taylor serisi çözümü

Taylor serisi metodunun daha iyi anlaşılabilmesi ve analitik çözüm ile kıyaslanabilmesi amacıyla basit bir sistem üzerinde uygulaması gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla şekil 4.18'deki kütle yay ve damperden oluşan basit bir sistem ele alınmıştır. Sistemin özellikleri çizelge 4.3'de verilmiştir Şekil 4.18'deki sistemdeki kütlenin bir miktar aşağı çekildikten sonra serbest bırakıldığı düşünülmektedir. Bu nedenle sistem serbest titreşim gerçekleştiren bir sistemdir.



Şekil 4.18. Kütle yay ve damperden oluşan basit bir sistem

Çizelge 4.3. Kütle-yay-damperden oluşan Şekil 4.18'deki sistemin özellikleri

Sistem Özellikleri	
Kütle, m , kg	80
Yay sabiti, k , N/m	20000
Damper sabiti, c , Ns/m	100
Kritik sönüm, c_k , Ns/m	2530
Sönüm oranı, ζ	0,004
Doğal frekans, ω , Hz	15,81
Başlangıç Değerleri	
Konum, m	0,3
Hız, m/s	0

Yaydaki iç direnç ve ortam sürtünmesi göz ardı edilerek sistemin genel hareket denklemi,

$$\ddot{x} + \frac{c}{m} \dot{x} + \frac{k}{m} x = 0 \quad (4.192)$$

şeklindedir. Bu denklemin çözümü,

$$x(t) = e^{-\frac{c}{2m}t} \left(Ae^{\sqrt{-\frac{k}{m} + \frac{c^2}{4m^2}}t} + Be^{-\sqrt{-\frac{k}{m} + \frac{c^2}{4m^2}}t} \right) \quad (4.193)$$

şeklindedir. Eş. 4.193'deki çözümde sistemin davranışı kareköklü terimin içerisinde pozitif, negatif ya da sıfır olması durumlarına göre değişiklik gösterir. Bu denklemin analitik çözümünde üç farklı durum ortaya çıkmaktadır. Bu durumları göz önünde bulundurabilmek için doğal frekans ve kritik sönüm değeri ile Eş. 4.192'de bazı düzenlemeler gereklidir. Karekökün içerisi sıfıra eşitlenerek kritik sönüm değeri,

$$c_k = 2\sqrt{km} \quad (4.194)$$

olarak belirlenir. Sönüm oranı sistemin sönüm değerinin kritik sönüm değerine oranıdır. Sönüm oranı,

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (4.195)$$

şeklinde belirlenir. Sistemin doğal frekansı,

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.196)$$

şeklinde ifade edilir. Bu ifadelerden faydalanılarak Eş. 4.192,

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\zeta\omega \frac{dx}{dt} + \omega^2x = 0 \quad (4.197)$$

olarak düzenlenebilir. Son eşitliğin karakteristik denklemi,

$$S^2 + 2\zeta\omega S + \omega^2 = 0 \quad (4.198)$$

olarak belirlenir. Buradan denklemin kökleri,

$$S_1 = -\zeta\omega + \omega\sqrt{\zeta^2 - 1} \quad (4.199)$$

$$S_2 = -\zeta\omega - \omega\sqrt{\zeta^2 - 1} \quad (4.200)$$

olarak belirlenir. $\zeta = 0$ olması durumunda sönümsüz titreşim, $0 < \zeta < 1$ olması durumunda düşük sönümlü titreşim, $\zeta = 1$ olması durumunda kritik sönümlü titreşim ve $\zeta > 1$ olması durumunda aşırı sönümlü titreşim durumu görülmektedir. Şekil 4.18’de verilen sistemin düşük sönümlü bir sistem olduğu ($0 < \zeta < 1$) çizelge 4.3’de görülmektedir. Bu durumda kökler,

$$S_1 = -\zeta\omega + \omega i\sqrt{1 - \zeta^2} \quad (4.201)$$

$$S_2 = -\zeta\omega - \omega i\sqrt{1 - \zeta^2} \quad (4.202)$$

şeklini alır ve genel çözüm,

$$x = C_1 e^{S_1 t} + C_2 e^{S_2 t} \quad (4.203)$$

$$x = e^{-\zeta\omega t} \left[C_1 e^{\omega i\sqrt{1 - \zeta^2} t} + C_2 e^{-\omega i\sqrt{1 - \zeta^2} t} \right] \quad (4.204)$$

şekinde elde edilir. Son eşitlikte bulunan imajiner terimler Euler dönüşümü uygulanarak trigonometrik ifadelerle dönüştürülebilir. Bu durumda yer değiştirme denklemi,

$$x(t) = e^{-\zeta\omega t} \left[C_1 \cos \omega\sqrt{1 - \zeta^2} t + C_2 \sin \omega\sqrt{1 - \zeta^2} t \right] \quad (4.205)$$

olarak belirlenir. Bu eşitlik sistemin genel çözümünü ifade etmektedir. Denklemdaki C_1 ve C_2 katsayılarının belirlenmesi için başlangıç şartlarından faydalanılmaktadır. Şekil 4.18’deki sistem için başlangıç şartlarının,

$$\begin{aligned} t = 0 & \rightarrow x = x_0 \\ t = 0 & \rightarrow \dot{x} = \dot{x}_0 \end{aligned} \quad (4.206)$$

olduğu kabul edilip birinci sınır şartı genel çözüme uygulanırsa,

$$C_1 = x_0 \quad (4.207)$$

olarak elde edilir. İkinci sınır şartının uygulanabilmesi için Eş. 4.205'un türevi,

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) = \omega e^{-\zeta\omega t} \sqrt{1-\zeta^2} \left[-C_1 \sin \omega \sqrt{1-\zeta^2} t + C_2 \cos \omega \sqrt{1-\zeta^2} t \right] \\ - \omega \zeta e^{-\zeta\omega t} \left[C_1 \cos \omega \sqrt{1-\zeta^2} t + C_2 \sin \omega \sqrt{1-\zeta^2} t \right] \end{aligned} \quad (4.208)$$

olarak alınır. İkinci sınır şartı Eş. 4.208'e uygulandığında,

$$C_2 = \frac{\dot{x}_0 + \omega \zeta x_0}{\omega \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (4.209)$$

şeklinde belirlenir. C_1 ve C_2 sabitlerinin değerleri genel çözümde yerine yazılarak şekil 4.18'deki sistemin öteleme denklemi analitik olarak,

$$x(t) = e^{-\zeta\omega t} \left[x_0 \cos \omega \sqrt{1-\zeta^2} t + \frac{\dot{x}_0 + \omega \zeta x_0}{\omega \sqrt{1-\zeta^2}} \sin \omega \sqrt{1-\zeta^2} t \right] \quad (4.210)$$

şeklinde belirlenmiş olur.

Eş. 4.197'deki sistemin hareket denkleminin Taylor serisi metoduyla çözümü için yer değiştirme ifadesi x 'in,

$$x_i = x_{i-1} + \frac{\dot{x}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{x}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 + \frac{\dddot{x}_{i-1}}{3!} \Delta t^3 + \frac{x_{i-1}^{iv}}{4!} \Delta t^4 + \frac{x_{i-1}^v}{5!} \Delta t^5 \quad (4.211)$$

şeklindeki beşinci mertebe türev ihtiva eden Taylor serisi açılımı kullanılacaktır. Birinci mertebe türev olan hız ifadesi için Eş. 4.211'in türevi,

$$\dot{x}_i = \dot{x}_{i-1} + \frac{\ddot{x}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\dddot{x}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 + \frac{x_{i-1}^{iv}}{3!} \Delta t^3 + \frac{x_{i-1}^v}{4!} \Delta t^4 \quad (4.212)$$

şeklinde alınır. İkinci mertebe türev Eş. 4.197'nin kendisinden çekilerek,

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -2 \zeta \omega \frac{dx}{dt} - \omega^2 x \quad (4.213)$$

olarak belirlenir. Taylor serisinde ihtiyaç duyulan üçüncü, dördüncü ve beşinci mertebe türevler son eşitliğin türevleri alınarak sırasıyla,

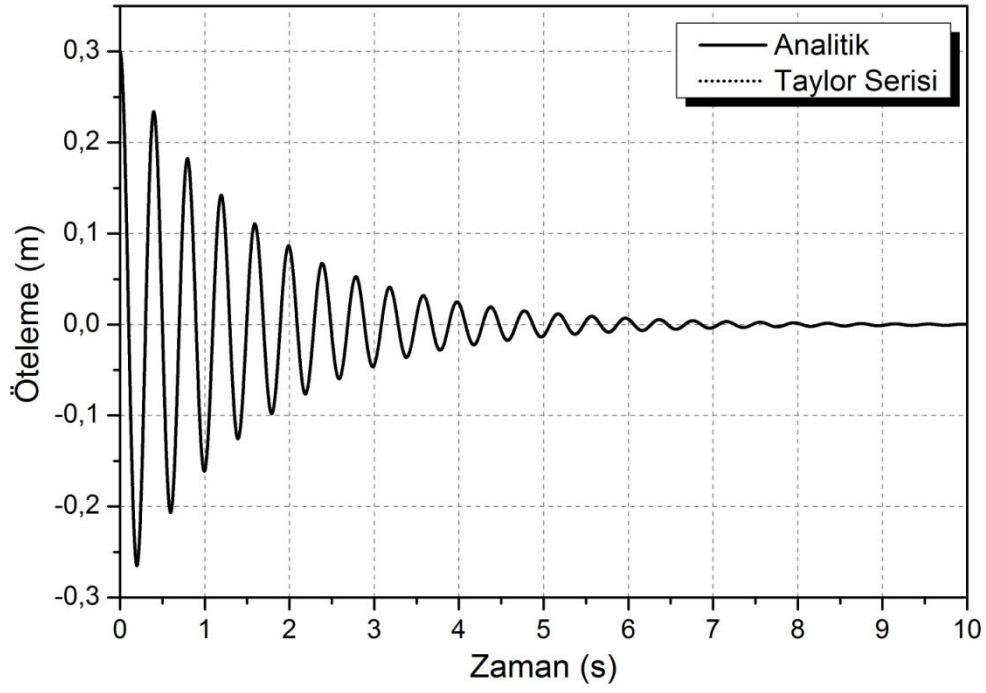
$$\frac{d^3x}{dt^3} = -2 \zeta \omega \frac{d^2x}{dt^2} - \omega^2 \frac{dx}{dt} \quad (4.214)$$

$$\frac{d^4x}{dt^4} = -2 \zeta \omega \frac{d^3x}{dt^3} - \omega^2 \frac{d^2x}{dt^2} \quad (4.215)$$

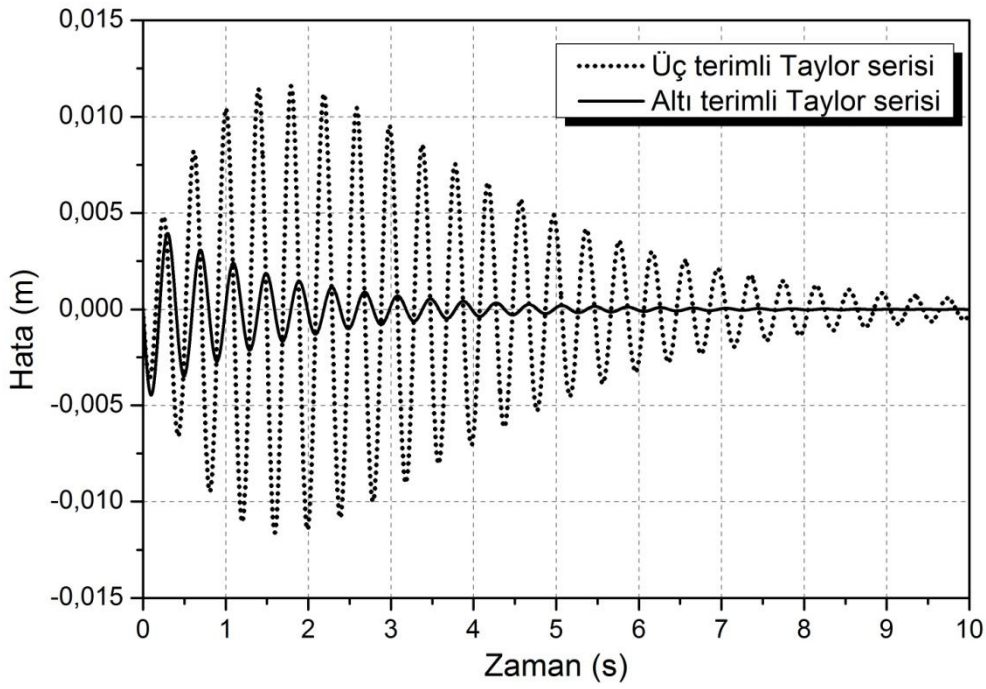
$$\frac{d^5x}{dt^5} = -2 \zeta \omega \frac{d^4x}{dt^4} - \omega^2 \frac{d^3x}{dt^3} \quad (4.216)$$

olarak belirlenir. Eş. 4.206'daki başlangıç şartları kullanılarak ikinci, üçüncü, dördüncü ve beşinci mertebe türev değerleri hesaplanılabilir. Bu aşamadan sonra başlangıç ile ilgili bütün değerler bilindiğinden ikinci zaman aralığına geçilerek bir sonraki değerler hesaplanır.

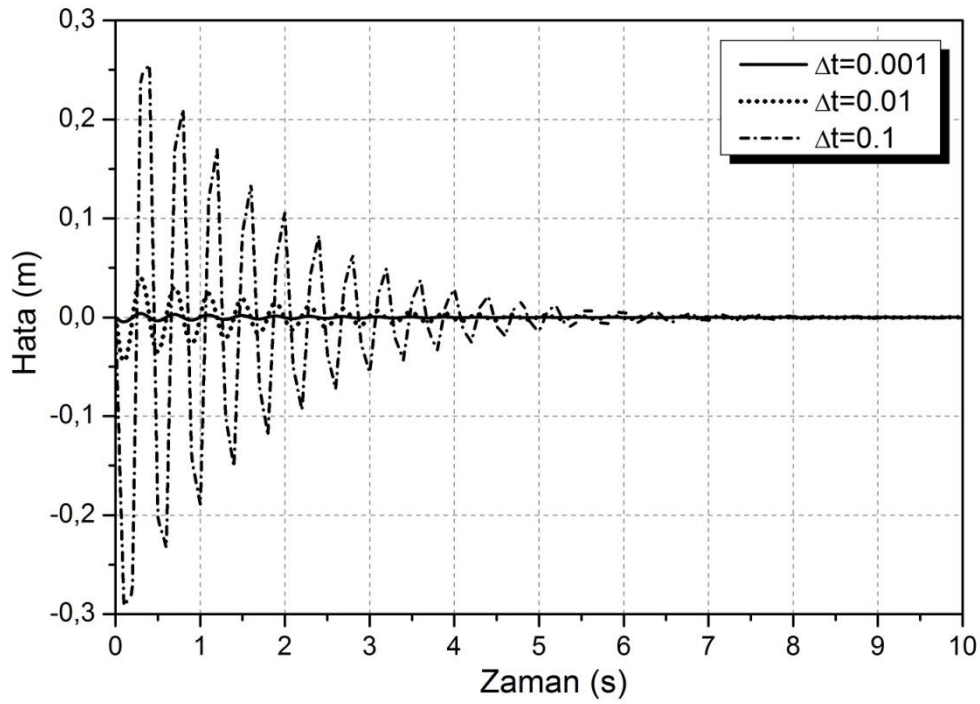
Şekil 4.19'da kütle-yay-damperden oluşan sistemin zamana bağlı yer değiştirme grafiği görülmektedir. Analitik çözüm ile Taylor serisi metoduyla gerçekleştirilen sayısal çözüm karşılaştırıldığında sistemin genel titreşim karakteristiğinin değişmediği görülmektedir. Taylor serisi metodunda kullanılan terim sayısı altıdır. Başka bir ifadeyle beşinci mertebeden türev hesaba dahil edilmiş diğer yüksek mertebeli terimler göz ardı edilmiştir. Ayrıca adım aralığı olarak $\Delta t = 0,001$ s seçilmiştir. Bu durumda Şekil 4.19'da da görüldüğü gibi sayısal çözüm ile analitik çözüm sonuçları birbirine oldukça yakındır.



Şekil 4.19. Taylor serisi ile analitik çözümün karşılaştırılması



Şekil 4.20. Taylor serisi çözümünde terim sayısının hata miktarına etkisi



Şekil 4.21. Taylor serisi çözümünde adım aralığının hata miktarına etkisi

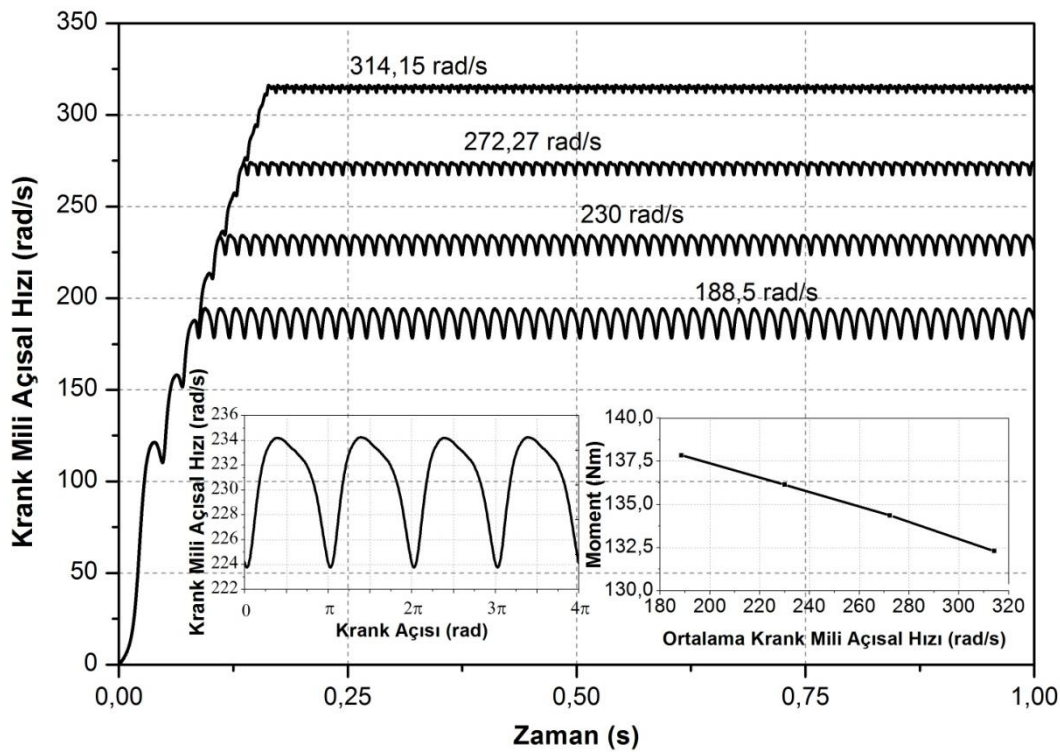
Şekil 4.20’de Taylor serisi metodunda kullanılan terim sayısının çözüm üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çözümde adım aralığı $\Delta t = 0,001$ s olarak alınmıştır. Üç terimli bir Taylor serisi kullanıldığında maksimum hata miktarı yaklaşık 12 cm iken altı terimli Taylor serisi kullanıldığında maksimum hata miktarı 4 mm’ye düşmüştür. İstenilen çözüm hassasiyetine göre terim sayısının artırılması Taylor serisi metodunda hatayı azaltmaktadır. Buradaki hata kesme hatası olarak adlandırılan diğer türev terimlerinin ihmal edilmesinden kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.21’de ise adım aralığı seçiminin Taylor serisi sayısal çözümüne etkisi görülmektedir. Burada sayısal çözüm altı terimli Taylor serisi kullanılarak $\Delta t = 0,001$ s, $\Delta t = 0,01$ s ve $\Delta t = 0,1$ s adım aralıkları ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.20’de görüldüğü gibi adım aralığı azaldıkça hat miktarı da azalmıştır. $\Delta t = 0,001$ s olarak seçildiğinde hata miktarının minimuma indiği görülmektedir. Bu durum Taylor serisi metodunun küçük adım aralıklarında başarılı sonuçlar verebildiğini göstermektedir. Ancak adım aralığının aşırı derecede küçük seçilmesi çözüm süresinin çok fazla uzamasına, veri kaydedilmesinde çok fazla data nedeniyle problemlere ve en önemlisi bilgisayarın çözümleme sırasındaki bazı yuvarlama hatalarının artmasına neden olabilir. Problemin karmaşıklığına ve serbestlik derecelerinin sayısına göre bir adım aralığının belirlenmesi gerekmektedir.

5. ANALİZ SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRME

Bu bölümde hareket denklemlerinin sayısal çözümünden elde edilen sonuçlar incelenmiştir. Yedi serbestlik derecesi için titreşim karakteristikleri belirlenmiştir. Farklı basınç profilleri ve farklı çalışma hızlarında krank mili hız dalgalanmalarının ve blok hareketlerinin değişimleri irdelenmiştir. Ayrıca sürtünme ve parçaların kütle atalet momentlerinin de titreşim hareketlerine etkileri araştırılmıştır.

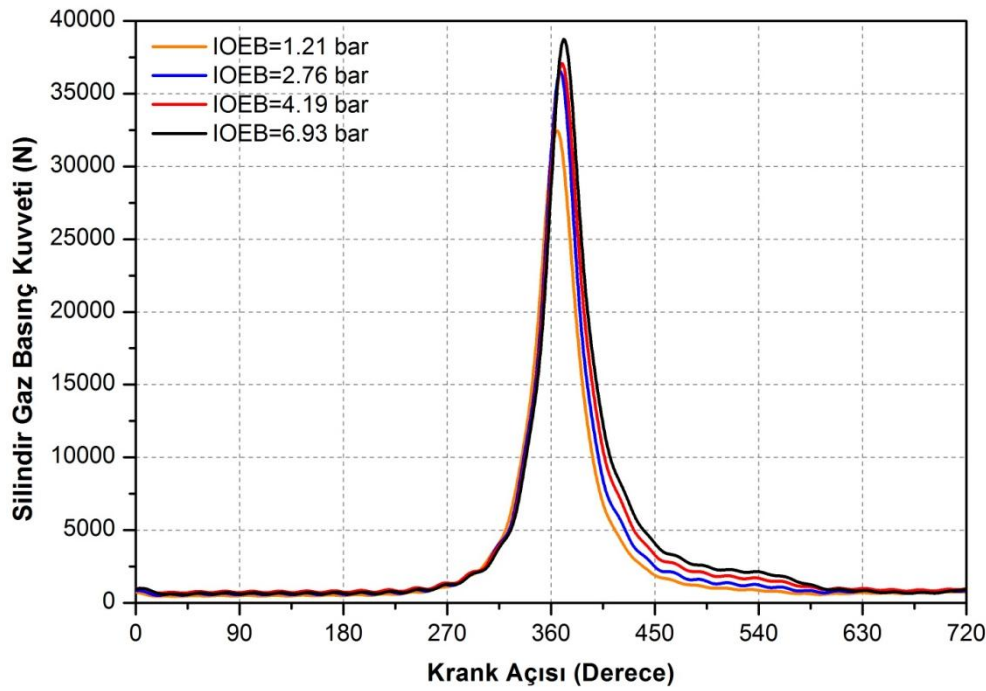
5.1. Krank Mili Hız Dalgalanmaları



Şekil 5.1. Farklı motor hızlarında krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi

Şekil 5.1’de farklı ortalama hızlardaki zamana bağlı krank mili hız dalgalanmaları görülmektedir. Eğriler 6,93 bar İOEB profili kullanılarak elde edilmiştir. Motora krank mili açısı $0 \leq \theta \leq 1$ aralığında 50 Nm’lik marş momentı tatbik edilerek motorun ilk harekete geçmesi sağlanmıştır. $\theta > 1$ krank açısından sonra marş momentı kesilmiştir. Motorun ilk hareketinden belirlenen ortalama hız değerlerine kadar motora herhangi harici bir yük uygulanmamıştır. Bu nedenle motor hızı grafikte görüldüğü gibi hızla artmaktadır. Belirlenen ortalama hız değerlerine ulaşıldığında motora harici yük tatbik edilerek ortalama krank mili hızının sabitlenmesi sağlanmıştır. Krank mili ortalama hızlarını 188,5;

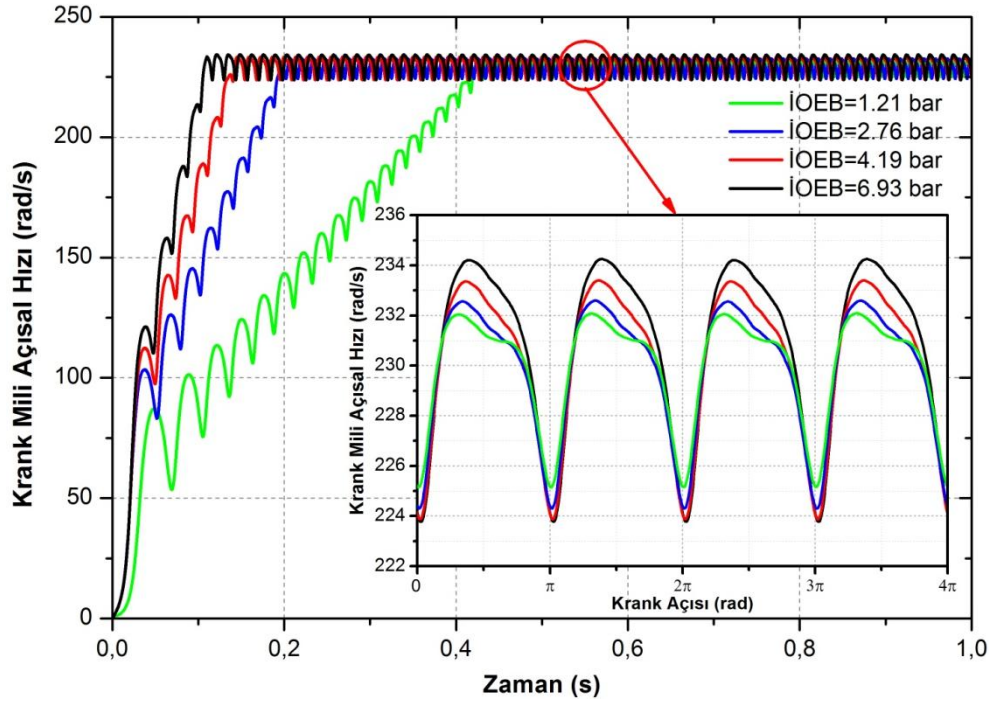
230; 272,27 ve 314,15 rad/s'de sabit tutabilmek için krank miline sırasıyla 137,85; 136,15; 134,35 ve 132,1 Nm harici yük uygulanmıştır. Ortalama krank mili hızı arttıkça uygulanan harici yükün lineer bir şekilde azaldığı görülmektedir. Oysaki pratikte motor moment değişimi ile motor hızı arasında lineer bir ilişki bulunmamaktadır. Analizde elde edilen bu sonuç her devir için aynı basınç profilinin kullanılmasından kaynaklanmaktadır. Pratikte ise motor hızı değiştiğinde silindir içerisine alınan hava miktarı değişeceğinden basınç profili de değişim göstermektedir. Ortalama krank mili hızı arttıkça krank mili hız dalgalanmalarının azaldığı görülmektedir. Ortalama 188,5; 230; 272,27 ve 314,15 rad/s krank mili hızlarında sırasıyla % 8,4; % 4,5; % 4,4 ve % 1,2 hız dalgalanması meydana gelmektedir.



Şekil 5.2. Farklı indike ortalama efektif basınç değerleri için silindir içi gaz basınç kuvvetlerinin bir çevrimdeki değişimleri

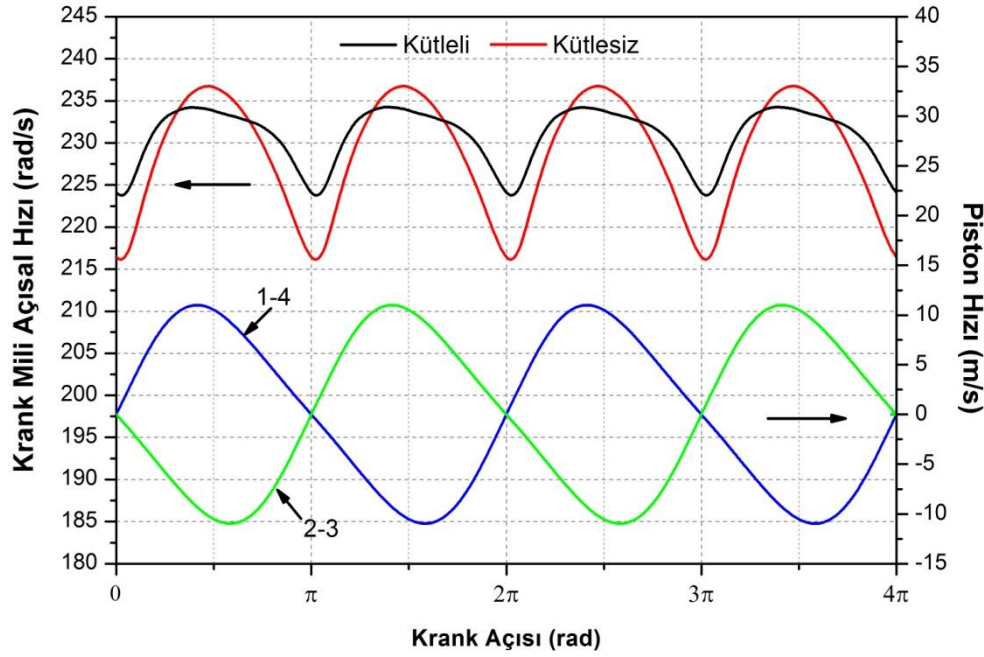
Şekil 5.2'de dört farklı indike ortalama efektif basınçta silindir içi gaz basınç kuvvetinin bir çevrimdeki değişimi görülmektedir. Deneysel olarak ortalama 2200 1/min devrinde dört farklı yükte elde edilen basınç profilleri piston üzerinde birbirinden farklı gaz kuvvetleri meydana getirmektedir. Motor yükü arttıkça ya da başka bir deyişle indike ortalama efektif basınç arttıkça pistona etki eden gaz kuvveti de artmaktadır. 1,21; 2,76; 4,19 ve 6,93 bar indike ortalama basınç değerleri için maksimum silindir içi gaz kuvvetlerinin sırasıyla 32,45; 36,52; 37,07 ve 38,73 kN olduğu belirlenmiştir. Çevrim boyunca değişim gösteren gaz basınç kuvveti krank mili hız dalgalanmalarına etki

etmektedir. Gaz basınç kuvvetinin büyüklüğü ise krank milinin ivmelenme süresini etkilemektedir.



Şekil 5.3. Farklı motor yüklerinde krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi

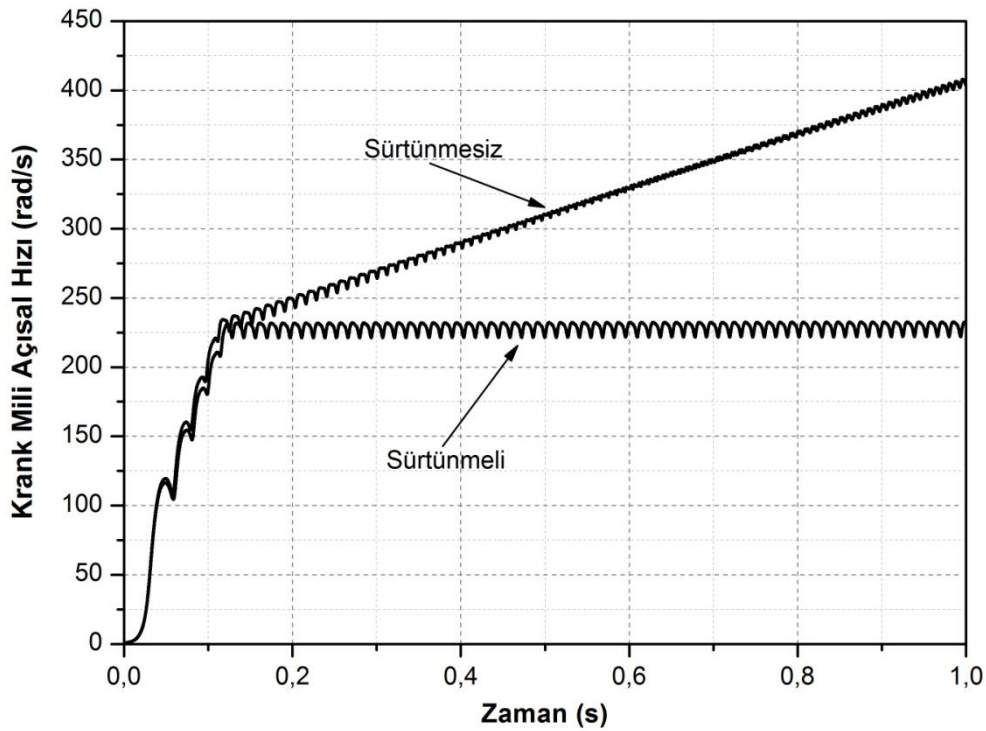
Şekil 5.3'te dört farklı indike ortalama efektif basınçta krank mili açısal hızlarının zamana bağlı değişimleri görülmektedir. Başlangıç anından itibaren krank mili açısal hızı 230 rad/s'ye ulaşınca kadar harici yük uygulanmamıştır. Ortalama krank mili açısal hızını 230 rad/s'de tutabilmek için 1,21; 2,76; 4,19 ve 6,93 bar indike ortalama efektif basınçları için sırasıyla 31,59; 68,17; 101,87 ve 136,15 Nm harici yük uygulanmıştır. İndike ortalama efektif basınç arttıkça ivmelenme süreleri kısalmaktadır. İvmelenme sürelerinin sırasıyla 0,12; 0,15; 0,21 ve 0,44 s olduğu belirlenmiştir. Motor yükü arttıkça krank mili açısal hız genliğinin de arttığı görülmektedir. Krank mili açısal hız genlikleri 1,21; 2,76; 4,19 ve 6,93 bar indike ortalama efektif basınçları için sırasıyla 6,89; 8,26; 9,48 ve 10,43 rad/s olarak belirlenmiştir. Grafikte dikkat çeken bir diğer nokta ise indike ortalama efektif basınçlar azaldıkça hız dalgalanmalarındaki tepe bölgesinin giderek yatay konuma gelmesidir. Bu durumda krank mili hızı aniden düşmemekte bir süre daha sabit kalmaktadır. Bunun nedeni yükün azalmasıyla piston ivmelerinden kaynaklanan enerjinin daha etkili hale gelmesidir.



Şekil 5.4. Piston kütlesinin krank mili açısal hızına etkisi ile bir çevrimdeki piston hız değişimleri

Piston kütlesinin krank mili açısal hızı üzerindeki bir çevrimlik etkisi şekil 5.4'te görülmektedir. Daha önceden belirtildiği gibi, burada piston kütlesi piston pimi ve iki ayrı kütleye ayrılan biyelin pistona bağlı olan kısmını da içermektedir. Piston, piston pimi ve biyelin pistona dahil edilen kısmı silindir içerisinde doğrusal hareket gerçekleştirmekte ve her π açısında yön değiştirmektedirler. Piston kütlesinin krank mili açısal hızına etkisini inceleyebilmek için piston kütlesinin ihmal edildiği ve ihmal edilmediği durumlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma işlemi 230 rad/s ortalama krank mili açısal hızında ve 6,93 bar indike ortalama efektif basınçta gerçekleştirilmiştir. Piston kütlesinin ortalama krank mili açısal hızına herhangi bir etkisinin bulunmadığı belirlenmiştir. Ancak anlık krank mili açısal hızında önemli değişiklikler meydana getirdiği ve krank mili hız dalgalanmasının genliğini arttırdığı görülmektedir. Piston kütlesi hesaba katıldığında 10,43 rad/s olan krank mili açısal hız genliği kütleler ihmal edildiğinde 20,58 rad/s'ye çıkmaktadır. $0-\pi$ aralığında 1. silindirde iş, 4. silindirde emme, 2. silindirde egzoz ve 3. silindirde sıkıştırma işlemi gerçekleştirmektedir. 1. Silindirde meydana gelen yanma işlemine bağlı olarak artan gaz basınç kuvvetinin etkisi ile krank mili hızlanmaktadır. Bu sırada belirli bir kütleyle sahip olan pistonlar eylemsizlik prensibinin bir gereği olarak gaz basınç kuvvetine zıt yönde bir kuvvet oluşmasına ve krank milinde meydana gelen hız artışının belirli bir seviyede kalmasına neden olmaktadır. Pistonların kütleleri ihmal edildiğinde ise eylemsizlik ortadan kalktığı için krank mili hızı daha fazla artmaktadır. İş zamanının

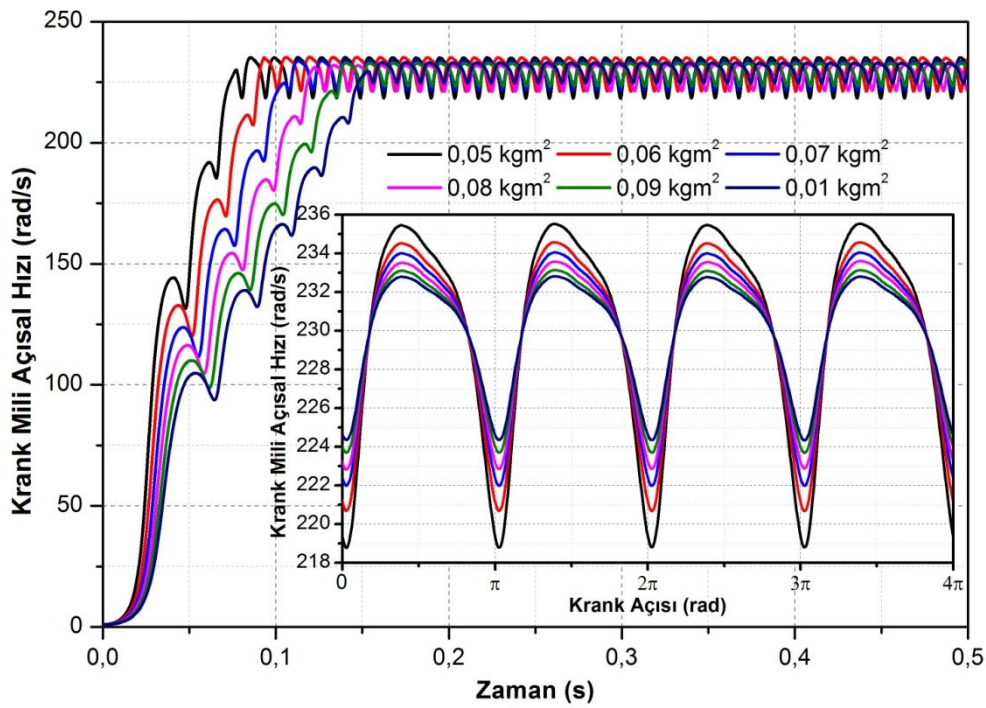
ortalarına yaklaşıldığında düşen gaz basıncının etkisi ile piston hızı da düşmeye başlamaktadır. Piston hızının azalmaya başlaması pistona etki eden atalet kuvvetinin yön değiştirmesine ve pistonu AÖN'ya doğru itmesine neden olur. Bu sayede azalan gaz basınç kuvveti ve diğer silindirlerde meydana gelen negatif işlerden dolayı düşme eğilimine giren krank mili açısal hızındaki düşüş belirli bir noktada sınırlandırılmış olur. Piston kütleleri ihmal edildiğinde ise gaz kuvvetine ilave herhangi bir kuvvet oluşmadığından negatif işlerden dolayı krank mili açısal hızı çok daha fazla düşmektedir.



Şekil 5.5. Sürtünmeli ve sürtünmesiz şartlar için krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi

Şekil 5.5'te sürtünmenin dikkate alındığı ve alınmadığı durumlar için krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi görölmektedir. Her iki durum için 6,93 bar indike ortalama efektif basınç profili kullanılmış ve başlangıç anından 230 rad/s ortalama krank mili açısal hızına kadar harici yük uygulanmamıştır. Ortalama hız 230 rad/s değerine ulaştığında krank miline 136,15 Nm'lik harici yük uygulanmıştır. Sürtünmelerin ihmal edilmesinin krank mili açısal hızında daha hızlı bir yükselmeye neden olduğu görölmektedir. Sürtünmeler ihmal edildiğinde krank mili açısal hızı 0,16 s'de 230 rad/s'ye ulaşırken sürtünmeler dahil edildiğinde bu süre 0,18 s olmaktadır. Harici yük uygulandığında sürtünmeli şartlarda ortalama krank mili açısal hızı 230 rad/s'de sabit kalırken, sürtünmesiz şartlarda krank mili açısal hızı giderek artmaktadır. Bu durumda hızın sabit tutulabilmesi

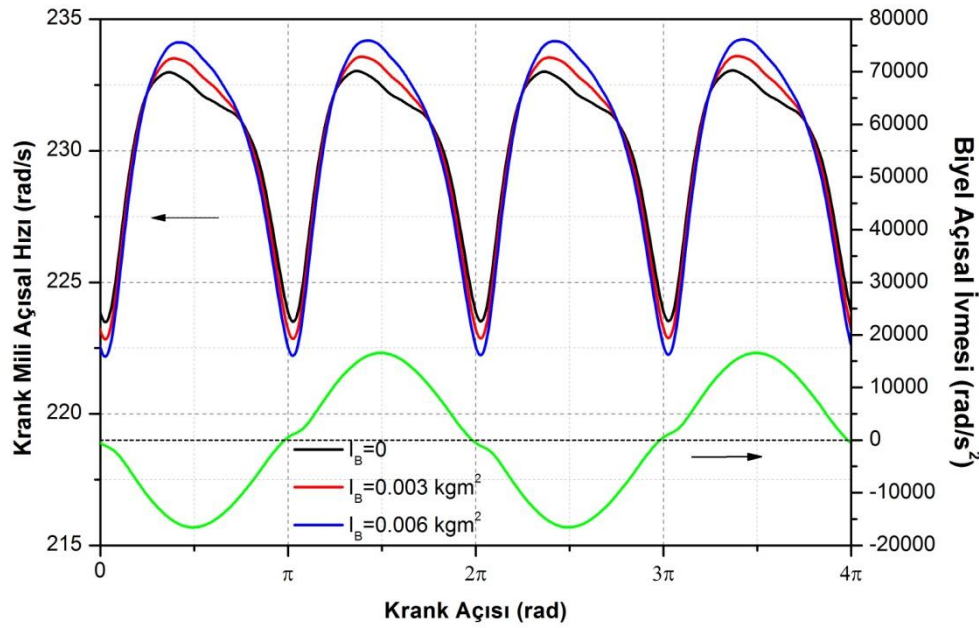
için harici yük momentinin en az sürtünmelerin yarattığı moment kadar artırılması gerekmektedir. Sürtünmenin ihmal edildiği durumda harici yük 17,55 Nm artırılarak 153,7 Nm'ye çıkarıldığında krank mili açısal hızının tekrar sabitlendiği belirlenmiştir. Bu durum 230 rad/s ortalama krank mili açısal hızında sürtünmelerin yarattığı momentin 17,55 Nm olduğunu göstermektedir. Motor gücü açısından ele alındığında 230 rad/s'de efektif motor gücünün 31,36 kW olduğu, sürtünmelere harcanan gücün ise 4,05 kW olduğu belirlenmiştir. Sonuç olarak % 12,9 gibi pratikle uyuşan bir sürtünme kaybı tespit edilmiştir.



Şekil 5.6. Farklı volan-krank mili kütle atalet momentlerinin krank mili açısal hızına etkisi

Şekil 5.6'da ise krank mili ve volanın toplam kütle atalet momentinin krank mili açısal hızına etkisi görülmektedir. 6,93 bar indike ortalama basınç profili kullanılarak ortalama 230 rad/s krank mili ortalama hızında 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09 ve 0,1 kgm² kütle atalet momentleri için zamana bağlı krank mili açısal hız değişimleri incelenmiştir. Şekil 5.6'da görüldüğü gibi kütle atalet moment değeri arttıkça hızlanma süresinin uzadığı ancak krank mili hız dalgalanma genliğinin azaldığı görülmektedir. 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09 ve 0,1 kgm² volan-krank kütle atalet momenleri için ivmelenme süreleri sırasıyla 0,085; 0,093; 0,112; 0,122; 0,14 ve 0,16 s olarak, krank mili açısal hız genlikleri ise sırasıyla 16,66; 13,83; 12,01; 10,43; 9,4 ve 8,44 rad/s olarak belirlenmiştir. Kütle ataleti 0,05 kgm²'den 0,1 kgm²'ye çıkarıldığında ivmelenme süresi yaklaşık 2 kat artarken açısal hız genliği de

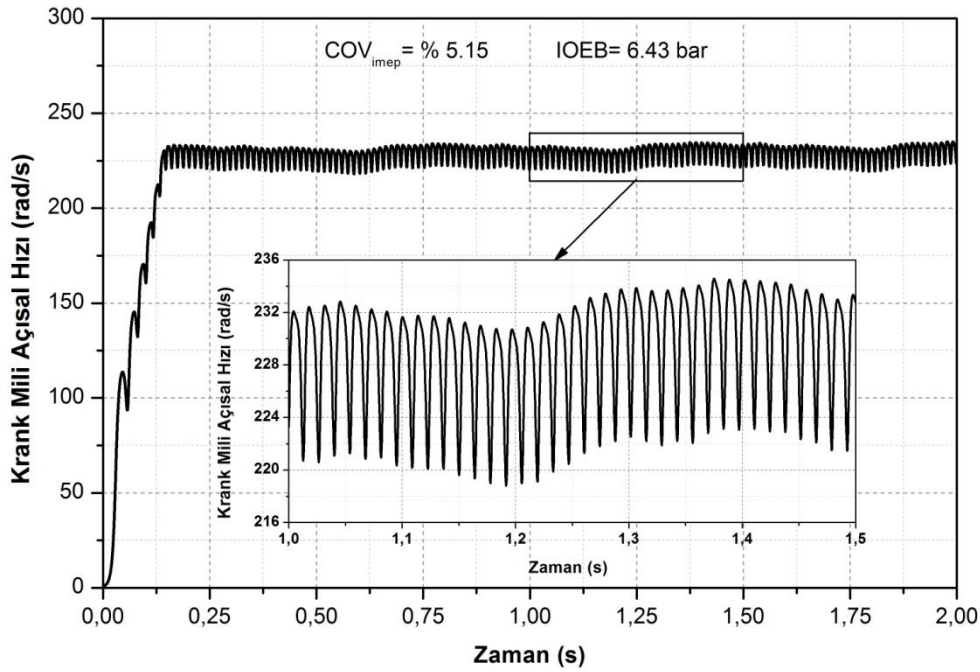
yaklaşık 2 kat azalmaktadır. Volan-krank kütle atalet momenti azaldıkça depolanacak enerji azalacağından negatif iş bölgelerinde krank mili açısal hızı daha fazla azalmaktadır. Ayrıca depolanan enerji daha az olduğundan iş zamanında krank mili açısal hızı normalden daha fazla artmaktadır. Uygun kütle atalet momenti değeri için ivmelenme süresi, krank mili açısal hız genliği ve volan ile krank milinin toplam kütlesi arasında bir optimizasyon yapılması gerekmektedir. Kütle atalet değerinin artırılması hız dalgalanmalarını azaltırken ivmelenme süresi ve toplam kütleyi artırmaktadır.



Şekil 5.7. Biyel kütle atalet momentinin krank mili açısal hızına etkisi

Şekil 5.7’de biyel kütle atalet momentindeki değişimin krank mili açısal hız dalgalanmalarına etkisi görülmektedir. Değerler 6,93 bar indike ortalama efektif basınç profili için 230 rad/s ortalama krank mili açısal hızında elde edilmiştir. Biyel kütle atalet momentinin göz ardı edildiği, ayrıca 0,003 kgm² ve 0,006 kgm² olarak kabul edildiği durumlarda krank mili açısal hız dalgalanmaları incelenmiştir. Biyel kütle atalet momentindeki değişimin krank milinin hızlanma süresine bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir. Ayrıca biyel kütle atalet momentinin azalmasının krank mili açısal hız dalgalanmasını azalttığı tespit edilmiştir. Biyel kütle atalet momentinin 0, 0,003 ve 0,006 kgm² olarak alındığı şartlarda krank mili açısal hız genliklerinin sırasıyla 9,42, 10,43 ve 11,91 rad/s olduğu belirlenmiştir. Biyel büyük tarafı piston ÜÖN ve AÖN’da iken maksimum hızına ulaşmakta ve bu noktadan sonra hızı azalmaya başlamaktadır. Biyel ivmesinin negatif yönde arttığı bu durum Şekil 5.7’de alt kısımda yer alan birinci silindir

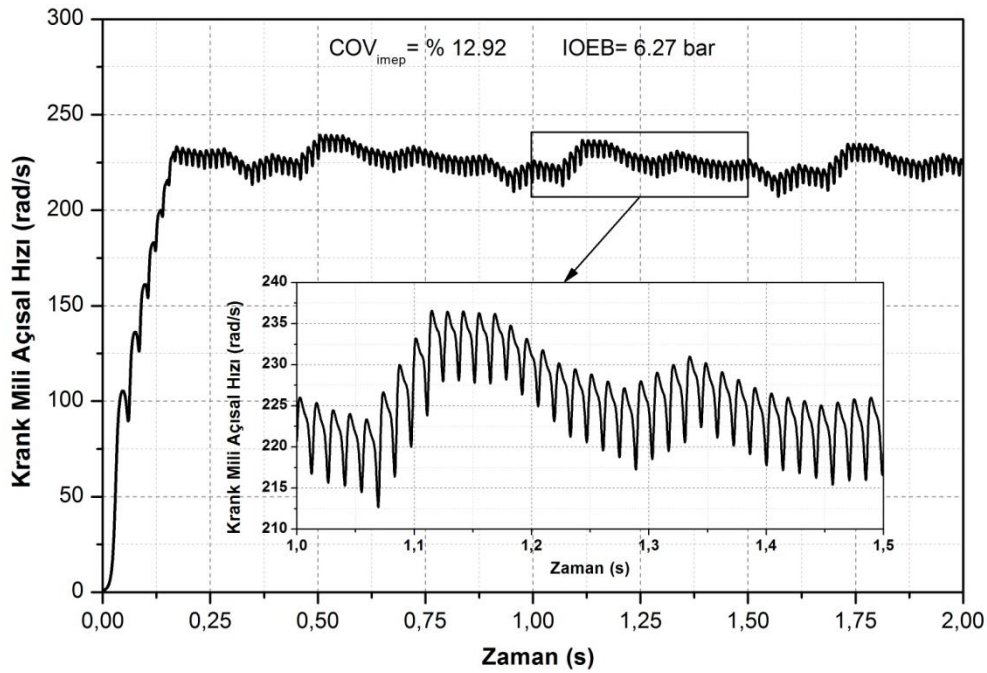
biyelinin ivme grafiğinde görülmektedir. İvmenin negatif olması nedeniyle biyel atalet kuvveti krank mili dönüş yönünde meydana gelmekte ve krank mili açısal hızının bir miktar daha artmasına neden olmaktadır. AÖN'dan $\pi/2$ rad sonra biyel salınım hareketini anlık olarak durur ve yön değiştirir. Ancak eylemine devam etme eğilimi gösteren biyel bu sefer krank mili açısının da etkisi ile krank mili kol muylusunda dönüş yönünün tersinde bir kuvvet uygular. Bu kuvvet nedeni ile krank mili açısal hızı normalden daha fazla düşmektedir.



Şekil 5.8. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 5.15 olan silindir içi basınç profilinin krank mili hız dalgalanmalarına etkisi

Şekil 5.8'de COV_{imep} değeri % 5,15 olan onbir çevrimlik basınç profilinin krank mili açısal hızına etkisi görülmektedir. Ortalama krank mili açısal hızı 230 rad/s'ye ulaştığında motora 105,5 Nm'lik bir harici moment tatbik edilmiştir. Her çevrimdeki basınç profili farklı olduğundan, krank mili hızının sadece çevrimlik olarak değil, aynı zamanda zamana bağlı olarak değiştiği görülmektedir. Maksimum krank mili hız dalgalanmasının % 7,4 olduğu belirlenmiştir. IOEB değeri 6,93 bar olan bir çevrimlik basınç profili kullanıldığında % 4,5 olan krank mili hız dalgalanmalarının % 7,4'e yükselmesi, çevrimsel farklılıkların motor çalışma karakteristiğini önemli derecede etkilediğini göstermektedir. İçten yanmalı motorlar için sınır COV_{imep} değeri % 10 olarak belirtilmektedir [129]. Şekil 5.9'da COV_{imep} değeri % 12,92 olan onbir çevrimlik basınç profilinin krank mili açısal

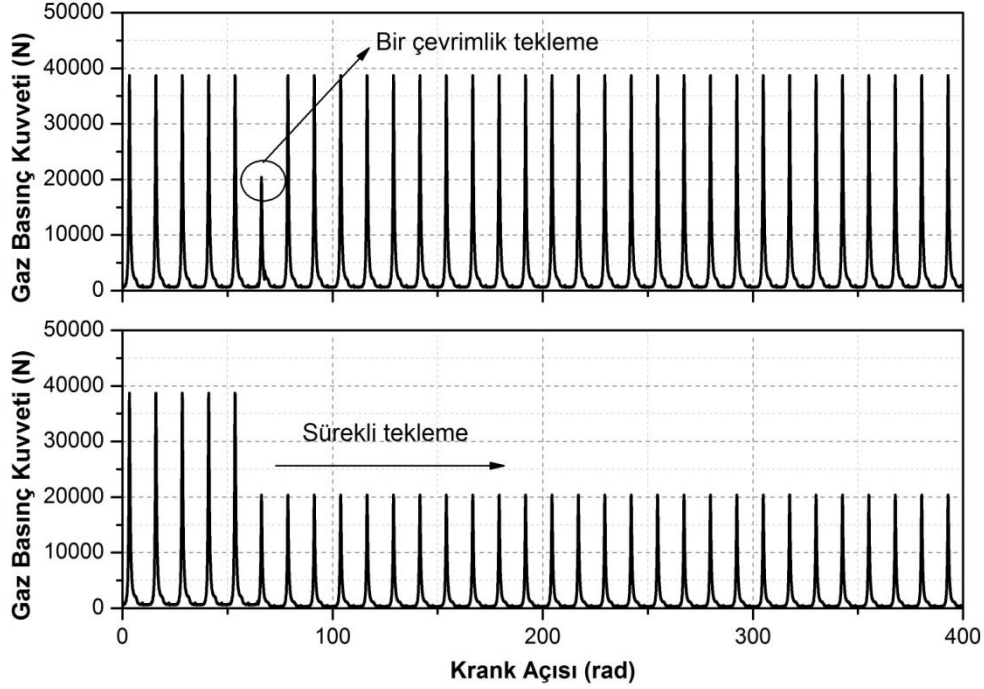
hızına etkisi görülmektedir. Krank milindeki hız dalgalanmalarının ve düzensizliklerin bir önceki grafiğe göre oldukça arttığı görülmektedir. Çevrimsel farklılıkların % 12,92'ye çıkması krank mili hız dalgalanmalarının da % 14,29'a yükselmesine neden olmuştur. Ortalama krank mili açısal hızını 230 rad/s civarında tutabilmek için motora 91,5 Nm'lik harici moment uygulanmıştır. IOEB değerleri yaklaşık olarak aynı olmalarına rağmen COV_{imep} değeri daha yüksek olan basınç profili kullanıldığında motor momentinin yaklaşık 14 Nm azaldığı belirlenmiştir. Bu durum çevrimsel farklılıkların artmasının motorda önemli bir güç kaybına neden olduğunu göstermektedir. Buradaki güç kaybının en önemli nedeni çevrimsel farklılıklar nedeniyle artan blok titreşimlerinin sönümlenmesi için harcanan enerjinin de artmasıdır.



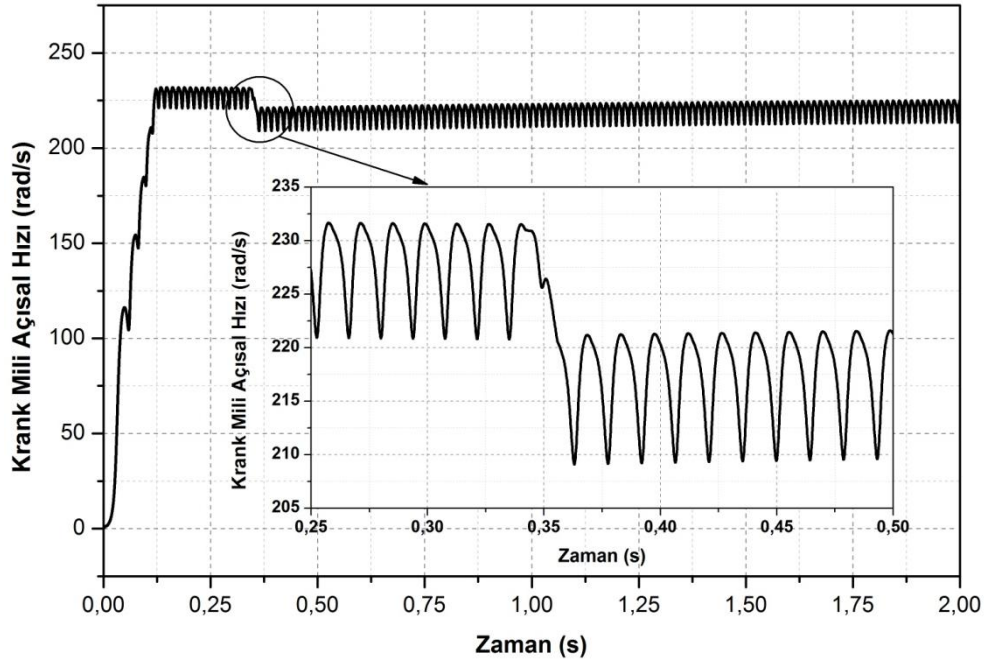
Şekil 5.9. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 12.92 olan silindir içi basınç profilinin krank mili hız dalgalanmalarına etkisi

İçten yanmalı motorlarda tekleme problemleri de çevrimsel farklılıkların artmasında etkilidir. Bununla birlikte tekleme sorunu krank milinde ve motor bloğunda ani ivme değişimlerine neden olabilir. Oluşturulan model ile tekleme probleminin incelenebilmesi amacıyla üç numaralı silindir içi basıncında değişikliğe gidilmiştir. Şekil 5.10'da üç numaralı silindirde gaz basınç kuvvetinin krank açısına bağlı değişimi görülmektedir. Üç numaralı silindirde öncelikle sadece bir çevrimlik yanma gerçekleşmediği kabulü ile

silindir içi basıncı sıkıştırma sonu basıncına yaklaştırılmıştır. Daha sonra teklemenin sürekli olduğu kabul edilerek analiz tekrarlanmıştır.

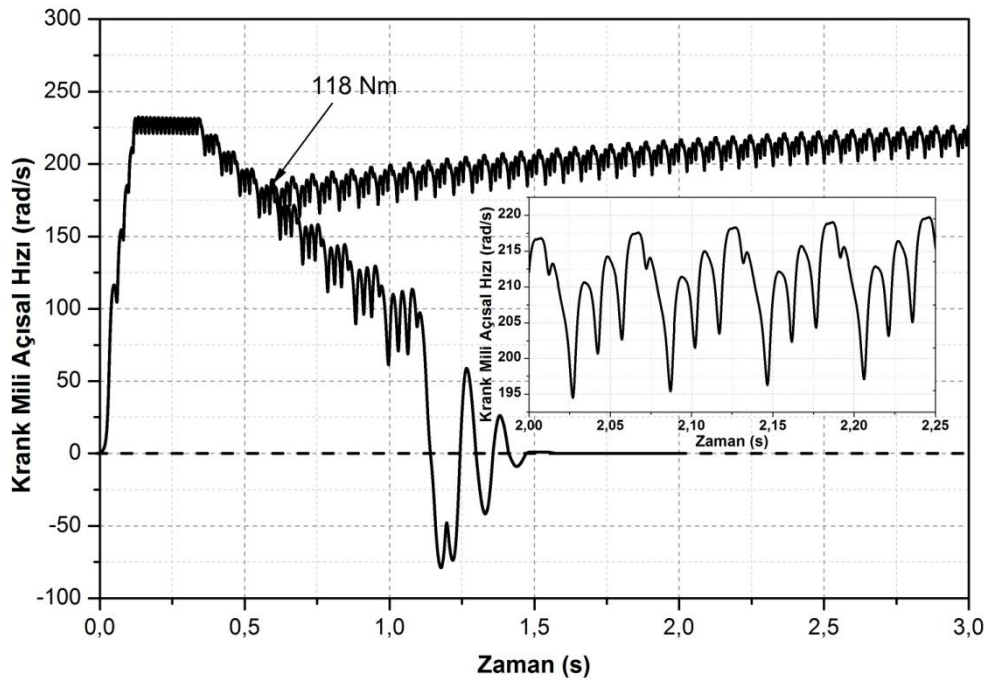


Şekil 5.10. Bir çevrimlik ve sürekli teklemeye durumunda silindir gaz basınç kuvvetinin değişimi



Şekil 5.11. Bir çevrimlik teklemeye durumunda krank mili hızının zamana bağlı değişimi

Şekil 5.11’de üçüncü silindirde meydana gelen bir çevrimlik teklemenin krank mili hızında yarattığı değişim görülmektedir. Krank mili açısal hızı 230 rad/s’ye ulaştığında motor 136,15 Nm’lik bir harici yük ile yüklenerek hızın sabit kalması sağlanmıştır. Bir süre sonra üçüncü silindirde meydana gelen tekleme sonucu krank mili açısal hızının hızla düştüğü görülmektedir. Tekleme sırasındaki hız azalmasının 9,83 rad/s olduğu belirlenmiştir. Motora uygulanan harici yük değiştirilmediğinden krank milinin tekrar eski hızına ulaşması 2 s’den fazla sürmektedir. Pratikte motor hızı azaldığında taşıt hızıda bir miktar azalacağından, taşıta etki eden dirençlerin azalması sonucunda motor yükü kısmen azalacaktır. Bu nedenle krank milinin eski hızına ulaşması daha az sürebilir.



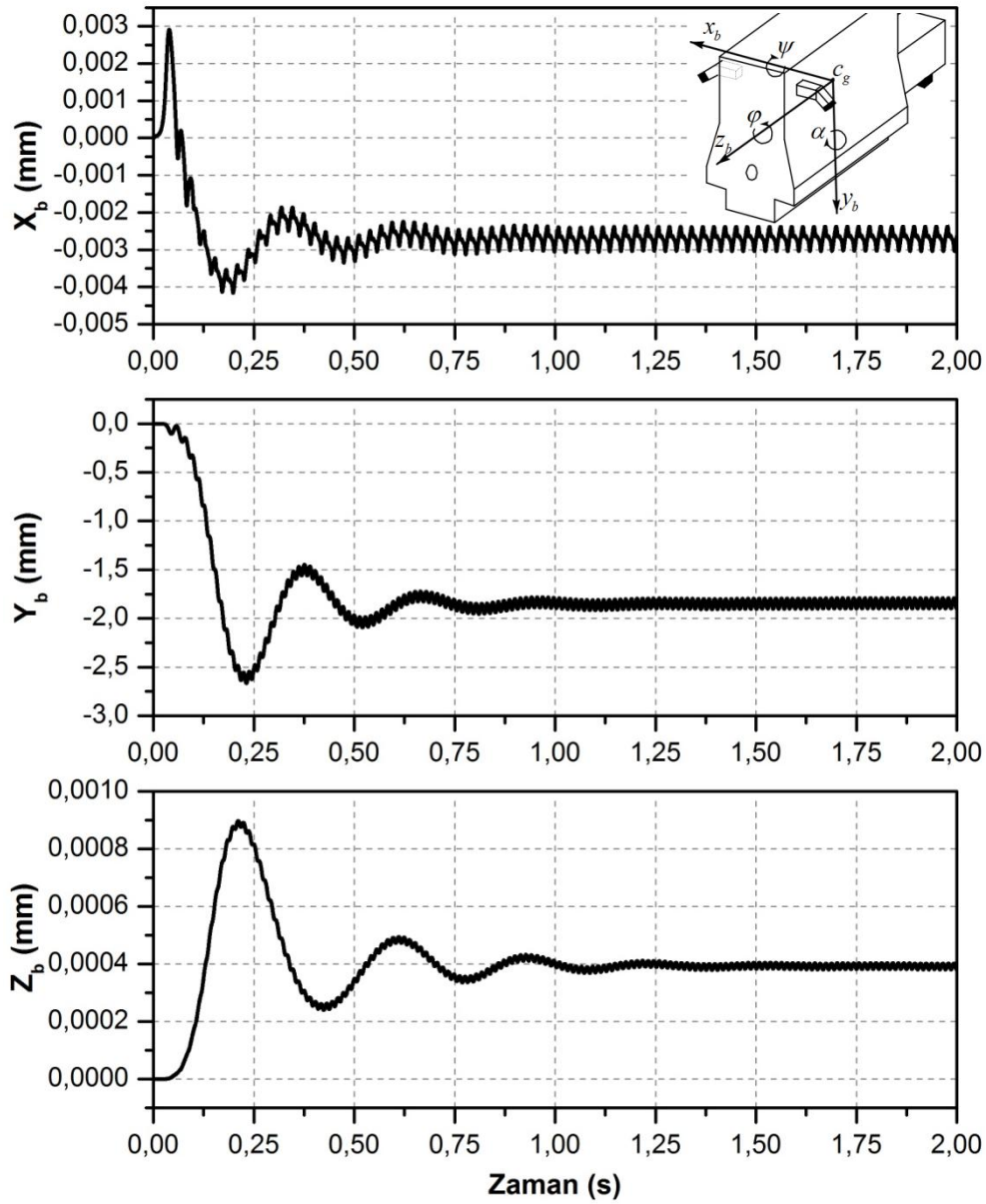
Şekil 5.12. Sürekli tekleme durumunda krank mili hızının zamana bağlı değişimi

Şekil 5.12’de ise teklemenin sürekli olması durumunda krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi görülmektedir. Üçüncü silindirde meydana gelen sürekli tekleme nedeniyle krank mili açısal hızı giderek düşmektedir. Motor yükünün azaltılmaması durumunda motorun stop ettiği görülmektedir. Ancak teklemenin başlamasından sonra motor yükünün 118 Nm’ye düşürülmesi motor hızının tekrar artmasını sağlamaktadır. Bu durum motorun teklemeye başlamasından sonra vites küçültülerek tekerleklerden motora iletilen harici yükün azaltılması şeklinde düşünülebilir. Ancak üçüncü silindirdeki tekleme devam ettiğinden, krank mili açısal hızındaki dalgalanma % 11,1’e çıkmaktadır.

5.2.Blok Titreşimleri

Motor bloğu üç eksenle öteleme ve bu üç eksen etrafında dönme hareketi olmak üzere toplam altı serbestlik derecesine sahiptir. Oluşturulan model tam bağımlı bir model olduğundan her serbestlik derecesinin diğeri üzerinde etkisi bulunmaktadır. Bu bölümde piston-biyel-krank mekanizmasındaki balanssızlıkların, silindir içi basınç profillerinin, sürtünmelerin ve motor hızının motor bloğu titreşimlerine etkileri incelenmiştir.

şekil 5.8’de motor bloğunun gerçekleştirdiği öteleme hareketlerinin zamana bağlı değişmi görölmektedir. Bütün öteleme hareketlerinin 1s civarında kararlı hale geldiği görölmektedir. Grafikte en üstte bulunan eğri motor bloğunun x_b doğrultusundaki ötelemesini göstermektedir. Motor bloğu x_b doğrultusunda -0,003 mm gibi oldukça küçük bir öteleme gerçekleştirmektedir. Motor bloğunda x_b doğrultusunda titreşime neden olabilecek zorlama kuvvetlerinin başında biyel kütle atalet momentinin yarattığı kuvvet, yan yüzey kuvveti ve krank karşı ağırlığındaki balanssızlıkların meydana getirdiği kuvvetler gelmektedir. Dört silindirli bir motorda krank karşı ağırlıkları ve biyel kütle atalet kuvvetleri birbirlerini dengelemektedirler. Dolayısıyla motor bloğunu x_b doğrultusunda ötelemeye zorlayan tek kuvvet yan yüzey kuvvetleridir. Bu nedenle x_b doğrultusunda öteleme miktarı ve genliği oldukça küçüktür.

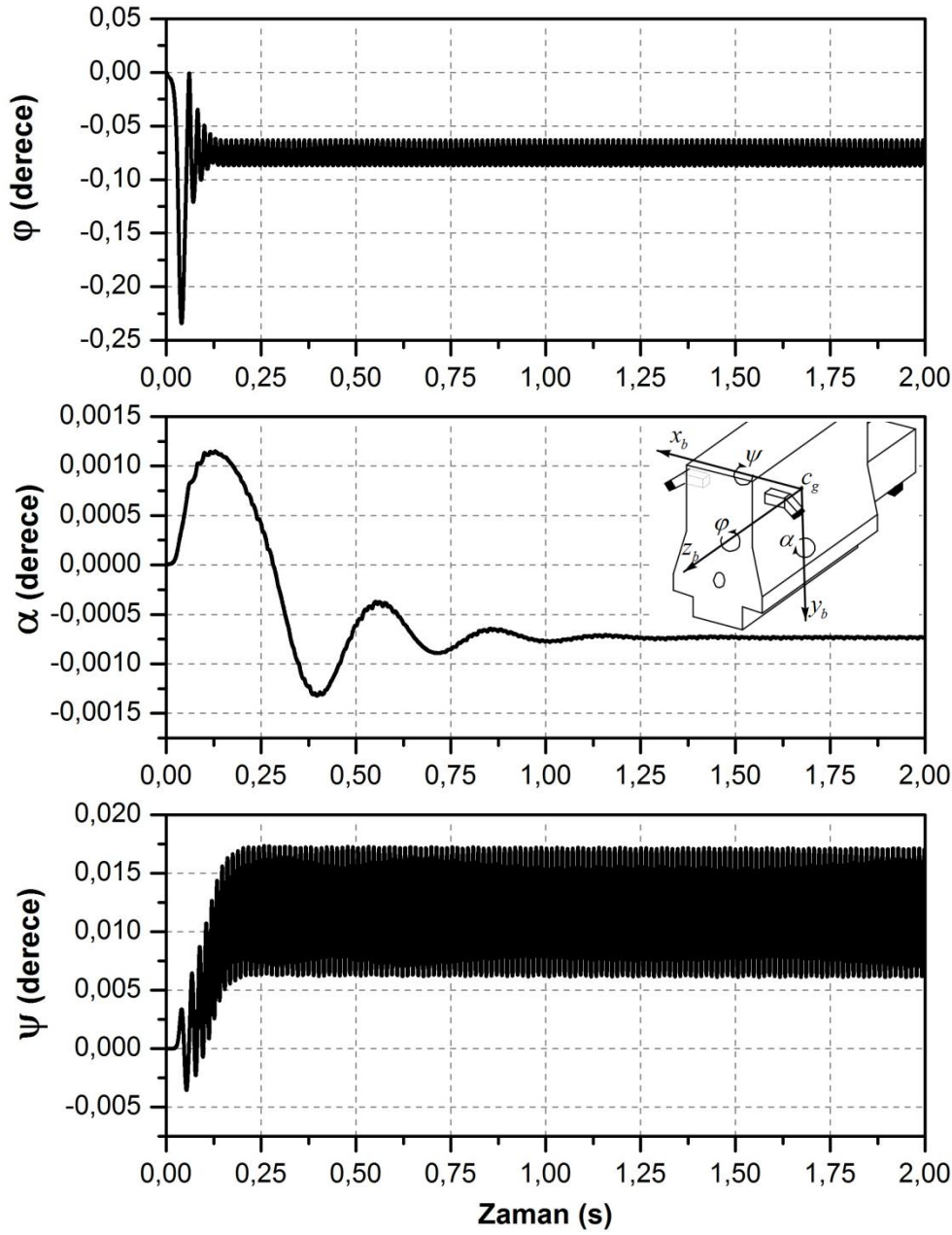


Şekil 5.13. Motor bloğunun öteleme hareketleri

Şekil 5.13'te ortadaki eğri motor bloğunun y_b doğrultusundaki ötelemesini göstermektedir. Motor bloğu -1,84 mm kadar yukarı hareket ettikten sonra 0,1 mm genlikli bir titreşim hareketi gerçekleştirmektedir. Bu doğrultudaki titreşimin temel kaynakları ise yine kütle balanssızlıklarından kaynaklanmaktadır. Dört silindirli motorlarda herhangi bir balanssızlık olmadığı sürece parçalar birbirlerini dengelediğinden titreşim miktarı düşük olmaktadır. Şekil 5.13'te son grafikte motor bloğunun z_b doğrultusundaki öteleme hareketi görülmektedir. Normalde motor bloğunu bu ekseninde harekete zorlayan herhangi bir kuvvet bulunmamaktadır. Ancak bloğun x_b ekseninde etrafındaki küçük dönme hareketi bu doğrultuda bir kuvvetin oluşmasına neden olur. Grafikte görüldüğü gibi öteleme miktarı

0,0004 mm civarındadır. Buradan anlaşılabileceği gibi piston-biyel-krank mekanizmasında herhangi bir balanssızlık olmaması durumunda, motor bloğunun x_b ve z_b doğrultusundaki öteleme hareketleri çok düşük düzeyde kalmaktadır.

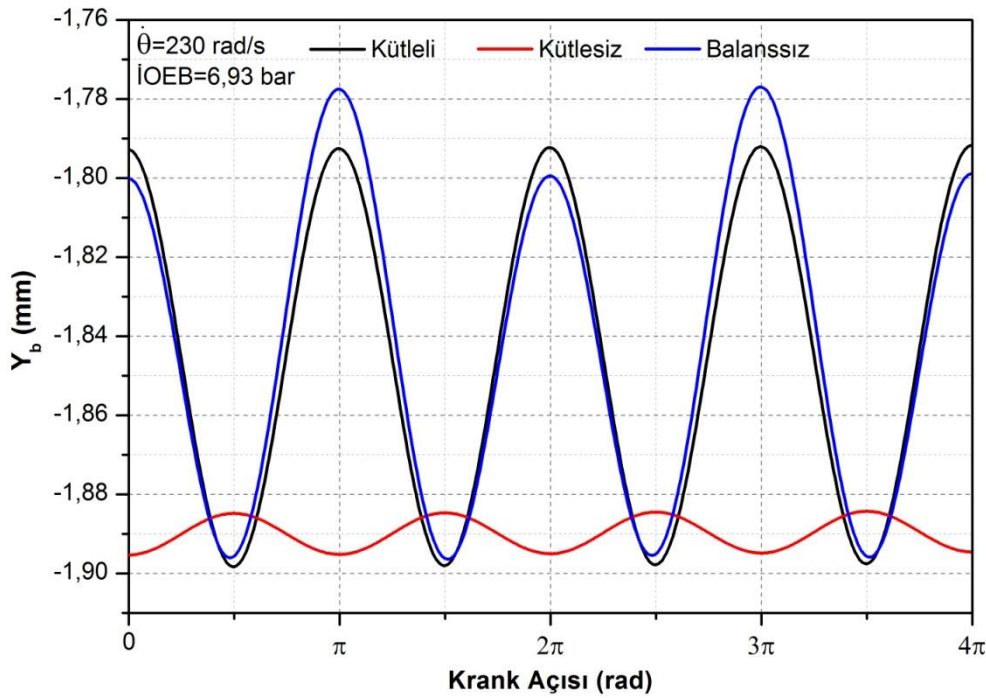
Motor bloğunun x_b , y_b ve z_b eksenleri etrafında gerçekleştirdiği dönme hareketleri sırasıyla ψ , α ve φ açılarıyla tanımlanmıştır. Şekil 5.14’de motor bloğunun x_b , y_b ve z_b eksenleri etrafında gerçekleştirdiği dönme hareketleri görülmektedir. Şekilde en üstteki grafik z_b eksen etrafındaki dönmeyi göstermektedir. Motor bloğunun z_b eksen etrafında bir miktar negatif yönde yaslanma gerçekleştirmektedir. Blok negatif yönde $0,075^\circ$ dönmektedir. Motor bloğunun bu yönde dönmesine neden olan kuvvet piston yan yüzey kuvvetidir. Şekilde ortadaki grafik motor bloğunun y_b eksen etrafındaki dönme hareketini göstermektedir. Motor bloğu bu eksen etrafında da bir miktar negatif yönde dönmektedir. Dönme miktarı $-0,0007^\circ$ civarındadır. Motor bloğunun y_b eksen etrafında negatif yönde dönmesinin nedeni motorun ağırlık merkezinin üçüncü ve dördüncü silindirler arasında olmasıdır. Dolayısıyla ilk üç silindirde x_b doğrultusunda meydana gelen kuvvetler motoru negatif yönde dönmeye zorlarken sadece dördüncü silindirde meydana gelen kuvvetler pozitif yönde döndürmeye çalışmaktadır. Şekil 5.14’de en alttaki grafik motor bloğunun x_b eksen etrafında gerçekleştirdiği dönme hareketini göstermektedir. Motor bloğu bu eksen etrafında pozitif yönde $0,012^\circ$ dönme gerçekleştirmektedir. Buradaki yaslanmanın nedeni de ağırlık merkezinin konumu ile ilgilidir. Birinci, ikinci ve üçüncü silindirlerde meydana gelen düşey kuvvetler bloğu pozitif yönde döndürmeye zorlarken, dördüncü silindir negatif yönde döndürmeye zorlamaktadır.



Şekil 5.14. Motor bloğunun dönme hareketleri

Şekil 5.15’de piston kütlelerinin motor bloğunun düşey ekseninde gerçekleştirdiği öteleme hareketine etkisi görülmektedir. Eğriler 230 rad/s ortalama krank mili açısal hızında ve 6,93 bar indike ortalama efektif basınç profili kullanılarak elde edilmiştir. Pistonların kütleleri dikkate alındığında ve her bir piston kütlelerinin birbirine eşit olduğu durumda motor bloğu -1,84 mm civarında yaklaşık 0,1 mm genlikli bir titreşim hareketi gerçekleştirmektedir. Analizde kullanılan pistonların kütlesi 0,85 kg’dır. Önceden belirtildiği gibi piston kütlelerine biyel küçük tarafının kütlesi de dahil edilmiştir. Dört silindirli motorlarda 1-4 ve 2-3 nolu silindirler eş zamanlı ve birbirlerine karşı olarak

çalışmaktadırlar. Bu nedenle bu motorlar oldukça dengelidirler. Balanssızlık durumunu inceleyebilmek için ikinci pistonun kütlesi 0,05 kg artırılarak 0,9 kg'a çıkartılmıştır. Pistonlar arasında kütle balanssızlığı olması durumunda salınım bölgesinin çok fazla değişmediği ancak titreşim genliğinin arttığı görülmektedir. Bu durum piston ivmesi değişmemesine rağmen, artan kütleyle bağlı olarak blok sarsma kuvvetinin artmasından kaynaklanmaktadır. Balanssızlık durumunda titreşimin genliği 0,1 mm'den 0,12 mm'ye çıkmaktadır.

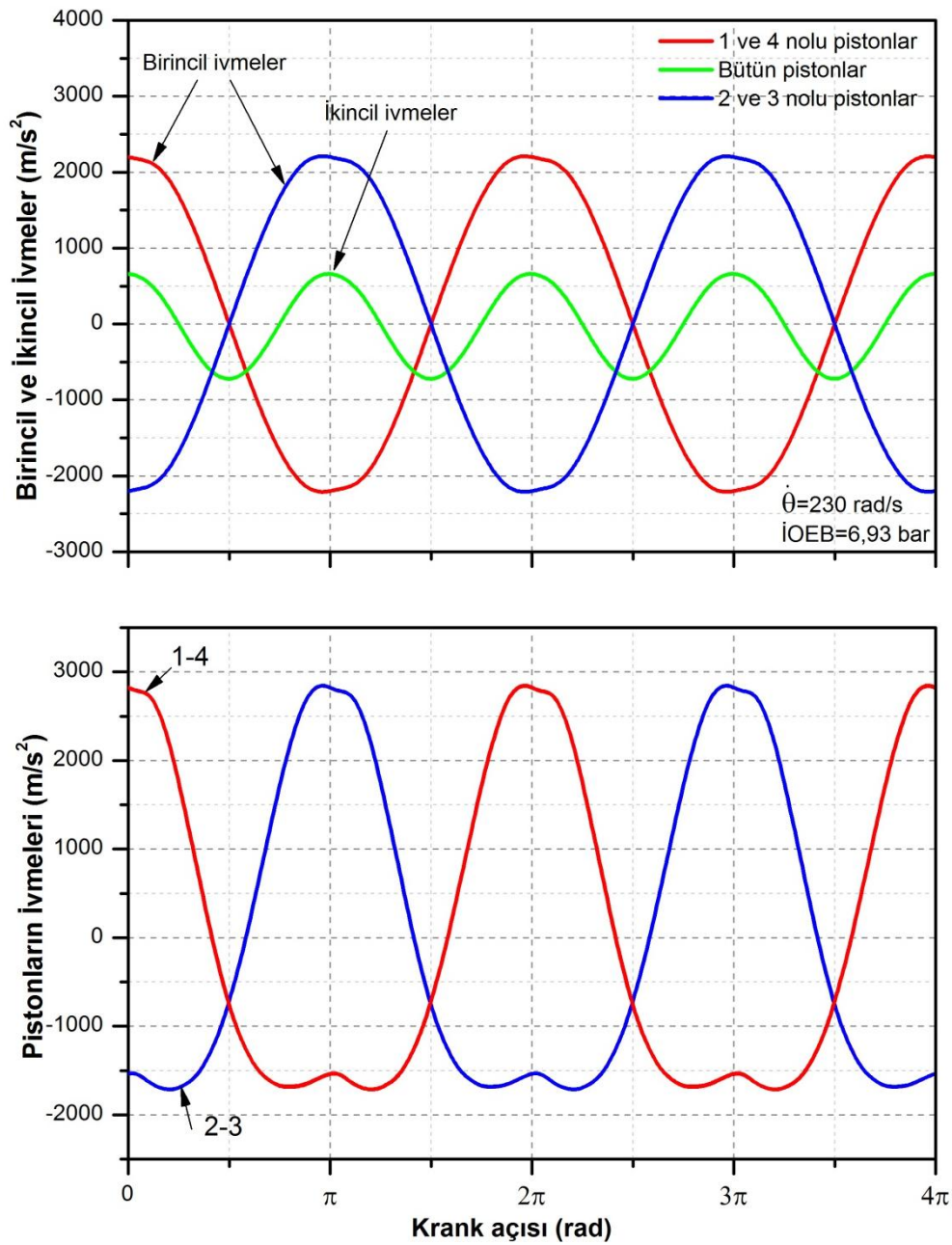


Şekil 5.15. Piston kütlesinin motor bloğunun düşey ötelemesine etkisi

Dört silindirli motorlar her ne kadar dengeli motorlar olarak bilinselerde, piston kütleleri ve pistonların ikincil ivmeleri motor hızına bağlı olarak motor bloğunu düşey ekseninde sarsan önemli kuvvetler doğurabilirler. Şekil 5.15 incelendiğinde piston kütlelerinin ihmal edilmesi durumunda hem salınım yerinin hemde titreşim genliğinin önemli ölçüde değiştiği görülmektedir. Bu değişikliğin nedeninin anlaşılabilmesi için piston ivmelerinin incelenmesi gerekmektedir. Şekil 5.16'da pistonların birincil, ikincil ve toplam ivmelerinin bir çevrimdeki değişimleri görülmektedir. Pistonlarının ivme denklemi,

$$\ddot{y}_p = r\dot{\theta}^2 \cos(\theta) + \frac{r^2\dot{\theta}^2 \cos(2\theta)}{l} \quad (5.1)$$

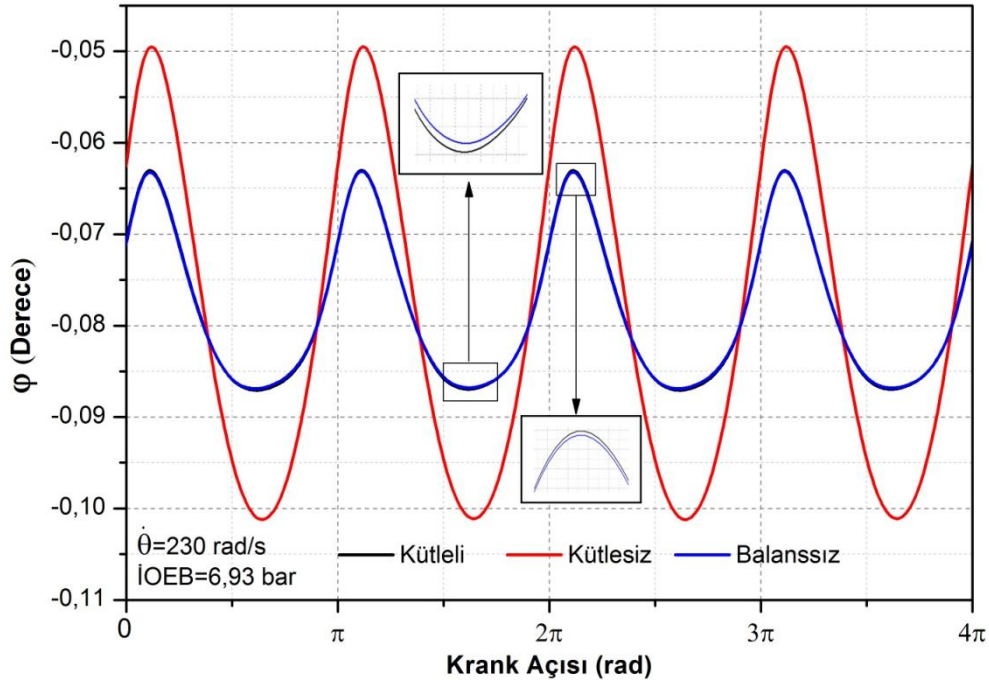
şeklindedir. Bu denklemde doğrudan krank açısı ile değişen ilk terim pistonların birincil ivmelerini ifade etmektedir. Krank açısının iki katı ile değişen ikinci terim ise pistonların ikincil ivmelerini tanımlamaktadır. Krank mili 90° döndüğünde piston biyel açısı nedeniyle toplam kurs boyunun yarısından fazla yol kat eder. Dolayısı ile 90° - 180° ve 180° - 270° arasında daha az yol kat etmektedir. Bu durumda pistona etki eden pozitif ivme daha büyük olmaktadır. Bu nedenle piston kütleleri aynı olsalar bile ivme balanssızlığından dolayı düşey ekseninde bir sarsma kuvveti meydana gelmektedir.



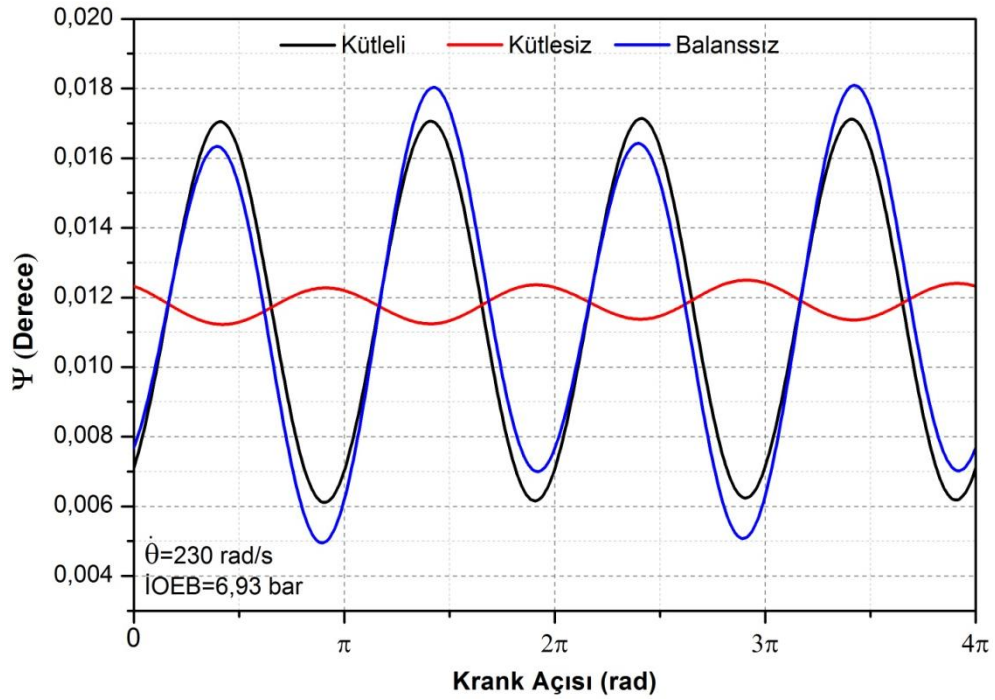
Şekil 5.16. Pistonların bir çevrimdeki birincil ikincil ve toplam ivme değişimleri

Şekil 5.16'da 230 rad/s ortalama krank mili açısal hızı için elde edilen piston ivmeleri görülmektedir. Üstteki grafikte pistonların birincil ve ikincil ivmeleri görülürken alttaki grafikte bunların toplamaları yer almaktadır. Üstteki grafik incelendiğinde birincil piston ivmelerinin 1-4 ve 2-3 piston çiftleri için zıt yönlü ve aynı büyüklükte olduğu görülmektedir. Bu durum piston kütleleri aynı olan bir motor bloğu için mükemmel bir balanslama sağlamaktadır. Ancak pistonların ikincil ivmelerinin sürekli olarak aynı yönde ve aynı büyüklükte olduğu görülmektedir. Bu durum bütün pistonlar tarafından balanslanamayan bir sarsma kuvvetinin meydana gelmesine neden olacaktır. Nitekim şekil 5.15'te bu kolaylıkla görülmektedir. Piston kütleleri ihmal edildiğinde titreşim genliği yaklaşık on kat azalarak 0,01 mm'ye düşmüştür. Buradan anlaşılabileceği gibi motor bloğunun düşey yöndeki titreşim genliğinde en önemli unsurlardan birisi pistonların ikincil ivmeleridir. Ayrıca salınım yeri de -1,84 mm'den -1,89 mm'ye çıkmakta, dolayısı ile motor bloğu bir miktar daha yükselmektedir. Pistonların ikincil ivmelerinin negatif maksimumları $-716,5 \text{ m/s}^2$ iken pozitif maksimumları $660,1 \text{ m/s}^2$ 'dir. Negatif ivmelerin yüksek olması motor bloğunun bir miktar pozitif yönde ötelenmesi ile sonuçlanmaktadır. Piston kütleleri ihmal edildiğinde bloğu pozitif yönde ötelemeye zorlayan ikincil kuvvetler ortadan kalktığından motor bloğu bir miktar daha yükselmiştir. Dört silindirli motorlarda genellikle ikincil piston ivmelerinin balanslanması için hareketini krank milinden alan ve krank milinin iki katı hızda dönen dengeleyiciler kullanılmaktadır [95].

Piston kütlelerinin bloğun z_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi Şekil 5.17'de görülmektedir. Normal çalışma şartlarında motor bloğu z_b eksenini etrafında $-0,75^\circ$ civarında $0,024^\circ$ genlikli bir titreşim hareketi gerçekleştirmektedir. İkinci piston kütlelerinin 50 g artırılması sonucu yaratılan balanssızlığın bu dönme hareketi üzerinde çok önemli bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Piston kütlelerinin artırılması sonucu piston daha fazla enerji potansiyeline sahip olacağından piston yan yüzey kuvveti bir miktar azalacaktır. Bunun sonucunda bloğun z_b eksenini etrafındaki dönme açısı genliğinin bir miktar azaldığı görülmektedir. Piston kütleleri tamamen ihmal edildiğinde ise salınımın yeri değişmemesine rağmen dönme açısı genliği $0,052^\circ$ 'ye çıkmıştır. Piston kütlelerinin ihmal edilmesi sonucunda pistonların ivmelenme sürecinde üzerlerine depolayacağı enerjinin tamamı biyele aktarılmıştır. Dolayısı ile daha büyük bir biyel kuvveti ve daha büyük bir piston yan yüzey kuvveti meydana gelmiştir. Artan yan yüzey kuvvetleri z_b eksenini etrafındaki dönme açısı genliğinin de artmasına neden olmuştur.



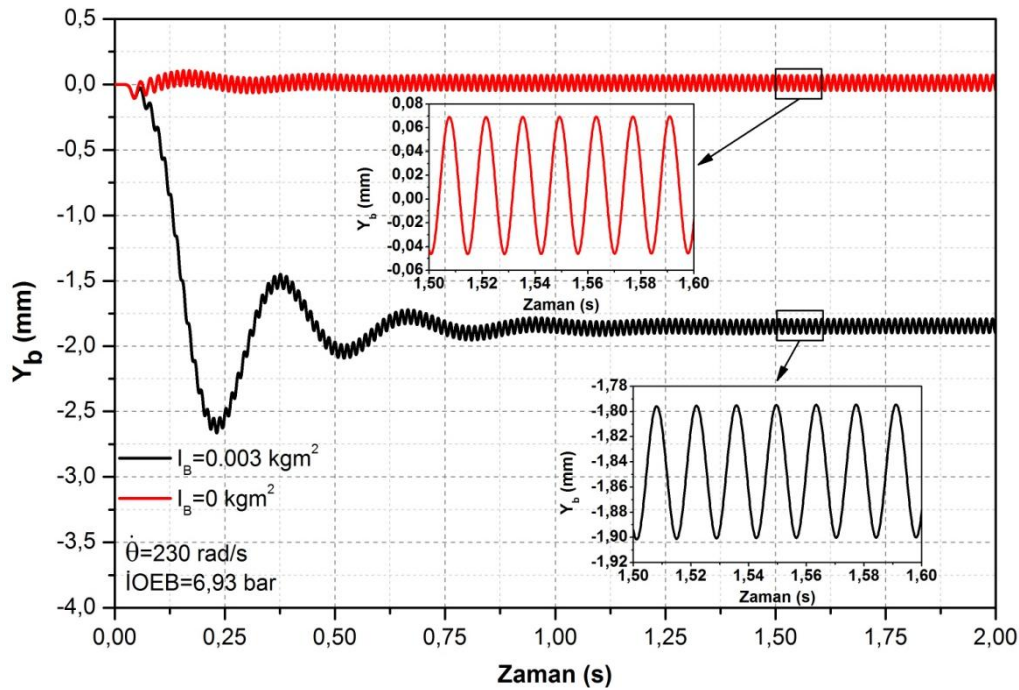
Şekil 5.17. Piston kütlelerinin motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi



Şekil 5.18. Piston kütlelerinin motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi

Şekil 5.18’de piston kütlelerinin motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi görülmektedir. Daha önce belirtildiği gibi pistonların ikincil ivmeleri silindirlere düşey ekseninde sarsma kuvvetlerinin meydana gelmesine neden olmaktadır. Bu kuvvetler aynı

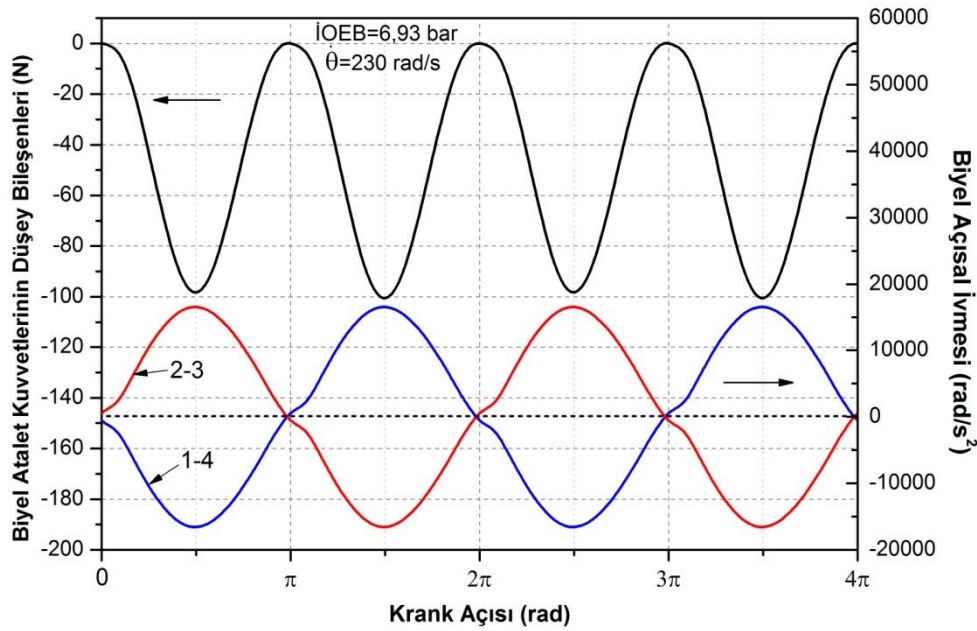
zamanda motor bloğunu x_b ekseninde döndürmeye zorlamaktadırlar. Piston kütleleri dikkate alındığında $0,044^\circ$ olan titreşim genliği, kütleler ihmal edildiğinde $0,0001^\circ$ 'ye düşmüştür. Bu durum kütleler ihmal edildiğinde ikincil sarsma kuvvetlerinin sıfır olmasından kaynaklanmaktadır. İkinci piston kütlelerinin artırılarak balanssızlık durumu incelendiğinde ise titreşim genliğinin $0,013^\circ$ 'ye çıktığı belirlenmiştir. Piston kütlelerinin artırılması ikinci silindirdeki sarsma kuvvetinin artmasına neden olmakta ve buna bağlı olarak titreşim genliği artmaktadır.



Şekil 5.19. Biyel kütle atalet momentlerinin motor bloğunun düşey ötelemesine etkisi

Şekil 5.19'da biyel kütle atalet momentlerinin motor bloğunun düşey öteleme hareketine etkisi görülmektedir. Biyel kütle ataletleri dikkate alındığında ve her biri eşit olduğunda motor bloğu $-1,84$ mm civarında $0,1$ mm genlikte bir titreşim hareketi meydana getirmektedir. Biyel kütle atalet momentleri ihmal edildiğinde ise salınım $0,01$ mm civarında meydana gelmekte ve titreşim genliği $0,115$ mm'ye çıkmaktadır. Görüldüğü üzere motor bloğunun salınım yeri statik pozisyonun altına inerek pozitif değer almış ve genlikte küçük bir artış meydana gelmiştir. Motor bloğunun öteleme yerinin değişmesi biyel kütle atalet momentlerinin negatif yönde düşey kuvvetler yaratmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 5.20'de bu durum görülebilmektedir. Piston ÜÖN'da iken tam düz konuma gelen biyel maksimum açısal hızına ulaşır ve bu noktadan sonra yavaşlamaya başlar. Ancak belirli bir kütle atalet momentine sahip olan biyel hareketini sürdürme

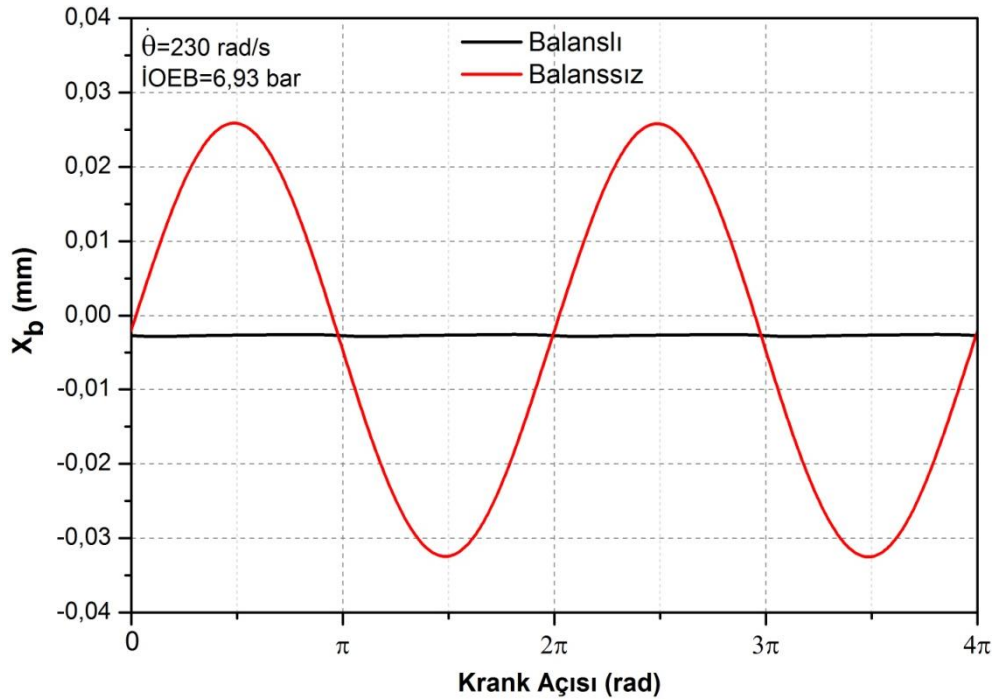
eğiliminde olacağından krank miline biyel dönüş yönünde bir kuvvet uygular. Biyel açısı ile değişen bu kuvvet krank milini hızlandırmaya çalışırken aynı zamanda motor bloğunu da bir miktar negatif yönde ötelemeye zorlar. Krank mili 90° döndüğünde biyel anlık olarak durur ve yön değiştirir. Krank tarafından ters yönde hızlandırılmaya çalışan biyel bu sefer krank mili dönüş yönüne ters yönde bir kuvvet uygulayarak krank milinden enerji alır. Motor bloğuna göre negatif düşey doğrultuda olan bu kuvvet krank mili üzerinden motor bloğuna iletilir. Dolayısı ile biyel kütle atalet momentinin motor bloğu üzerinde yarattığı kuvvet sürekli olarak düşey eksenin tersine doğrudur. Bu nedenle motor bloğu biyeler tarafından yukarı doğru ötelenmeye zorlanmaktadır. Biyel kütle atalet momentleri ihmal edildiğinde motor bloğunun statik konumun altınsa salınım gerçekleştirmesinin nedeni ise pistonların ikincil ivmeleridir. Negatif maksimumları büyük olan ikincil piston ivmeleri motor bloğunu aşağıya doğru ötelemeye zorlamaktadırlar. Biyel kütle atalet momentinin ihmal edilmesinin diğer motor bloğu öteleme ve dönme hareketleri üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir.



Şekil 5.20. Biyel atalet kuvvetlerinin düşey bileşenleri

Dört silindirli bir motorda biyeler karşılıklı olarak çalıştıklarından birbirlerini dengelemekte ve motor bloğunu x_b doğrultusunda öteleyecek herhangi bir kuvvet yaratmamaktadırlar. Ancak imalat problemleri gibi nedenlerden dolayı biyel kütlelerinin birbirlerinden farklı olması ya da biyeldeki kütle dağılımlarının dengesiz olması nedeniyle

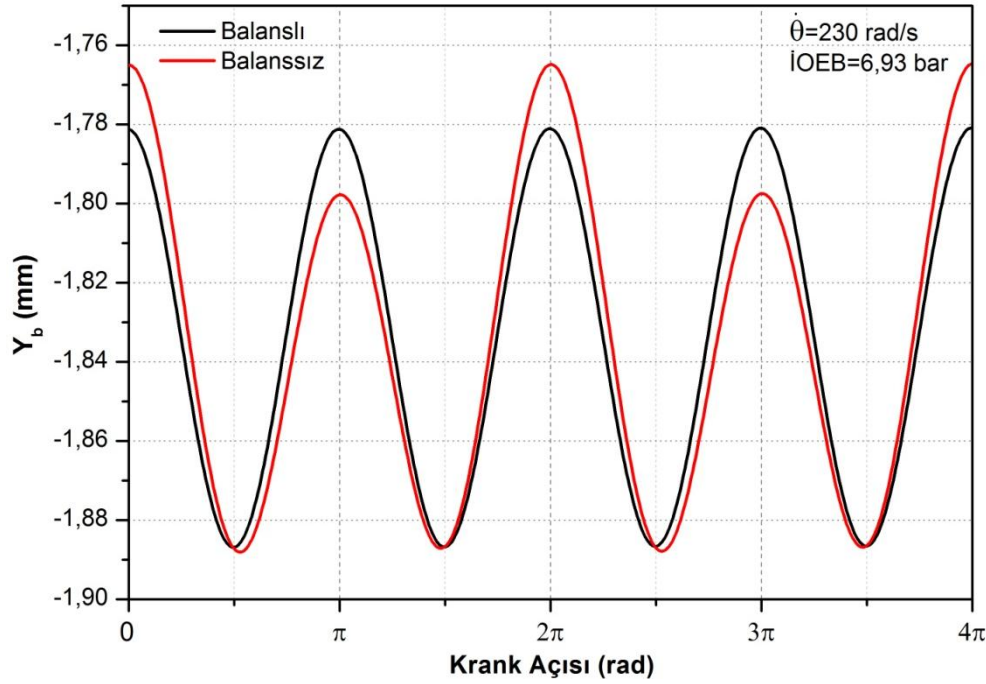
x_b doğrultusunda zorlama kuvvetleri yaratabilirler. Biyellerdeki balanssızlığı analiz edebilmek amacıyla ikinci silindirin biyel kütle atalet momenti $0,006 \text{ kgm}^2$ 'ye çıkarılarak balanslı durumla karşılaştırma gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.21'de biyel kütle atalet momentlerinin balanslı ve balanssız olduğu durumlarda motor bloğunun x_b doğrultusundaki ötelemesi görülmektedir. Biyel kütle atalet momentleri eşit olduğunda motor bloğunun x_b doğrultusundaki ötelemesi hemen hemen sıfırdır. İkinci silindirdeki biyel kütle atalet momentinin arttırılması bloğun x_b doğrultusundaki ötelemesini oldukça arttırmıştır. Balanssız durumda x_b doğrultusundaki öteleme genliği yaklaşık olarak $0,06 \text{ mm}$ 'ye çıkmıştır.



Şekil 5.21. Biyel kütle atalet momentlerindeki balanssızlığın motor bloğunun x_b doğrultusundaki öteleme hareketine etkisi

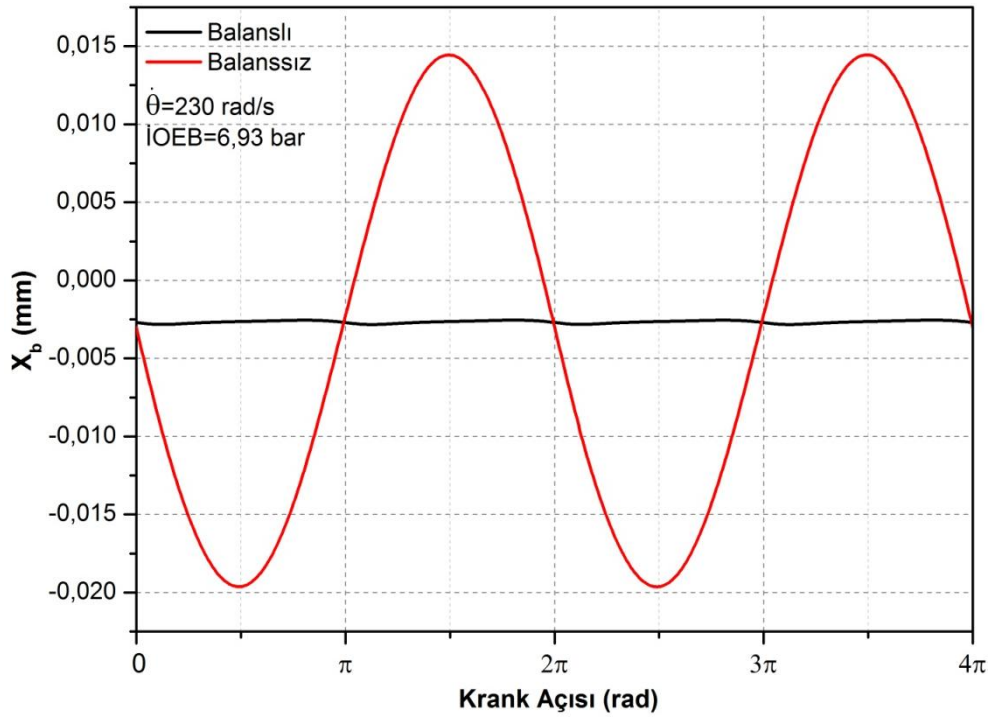
Şekil 5.22'de krank mili karşı ağırlığındaki balanssızlığın motor bloğunun düşey ötelemesine etkisi görülmektedir. Krank karşı ağırlıkları krank açısına bağlı harmonik bir yer değiştirme hareketi sergilemektedirler. Dolayısı ile krank karşı ağırlıklarında sadece birincil ivmeler mevcuttur. Dört silindirli sıra tipi motorlarda 1 ve 4 numaralı silindirlerin karşı ağırlıkları ile 2 ve 3 numaralı silindirlerin karşı ağırlıkları krank üzerinde birbirlerine zıt yönde yerleştirilmişlerdir. Bu sayede karşı ağırlıklar birbirlerini dengelemektedirler. Bu durumda motor bloğunda herhangi bir öteleme ve döndürme etkileri bulunmamaktadır.

Ancak imalat ve balanslama hatalarından kaynaklanan küçük kütle farklılıkları motorda büyük titreşimlere neden olabilir. Bu durumu inceleyebilmek için ikinci silindir krank karşı ağırlığı 75 g arttırılarak 230 rad/s ortalama krank mili açısal hızı ve 6,93 bar indike ortalama efektif basınç için bir analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.22’de görüldüğü gibi balanssızlık durumunda motor bloğu düşey öteleme genliği artmaktadır.

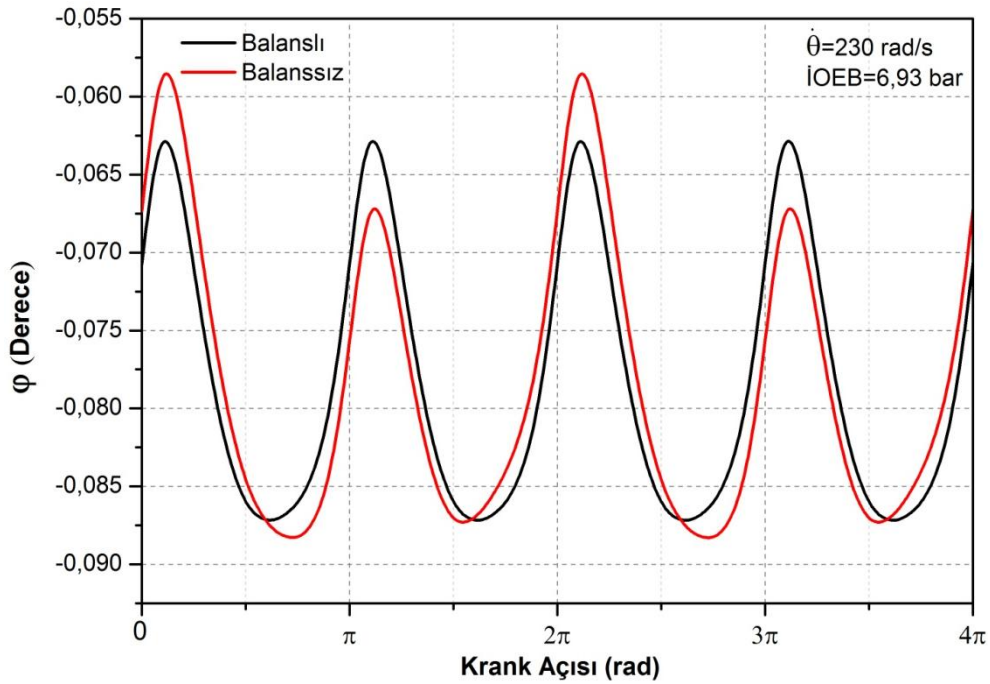


Şekil 5.22. Krank mili karşı ağırlığındaki balanssızlığın motor bloğu düşey ötelemesine etkisi

Tek silindirli motorlarda krank karşı ağırlıklarını yatay düzlemde dengeleyecek herhangi bir kuvvet bulunmadığından motor bloğu yatay ekseninde de önemli bir titreşim hareketi gerçekleştirmektedir. Ancak dört silindirli motorlarda karşı ağırlıkların birbirlerini dengelemesi sonucu motor bloğunun yatay düzlemdeki titreşim hareketleri oldukça küçük kalmaktadır. Şekil 5.23’te krank karşı ağırlığındaki balanssızlığın motor bloğunun x_b eksenindeki ötelemesine etkisi görülmektedir. Karşı ağırlıklar arasında kütle farkı olmadığı durumda bu eksenindeki titreşim sıfıra oldukça yakındır. Ancak ikinci silindir karşı ağırlığı 75 g arttırıldığında titreşim genliği büyük ölçüde artmaktadır. Balanslı durumda x_b eksenindeki öteleme genliği 0,00535 mm iken balanssızlık durumunda 0,0341 mm’ye çıkmıştır.



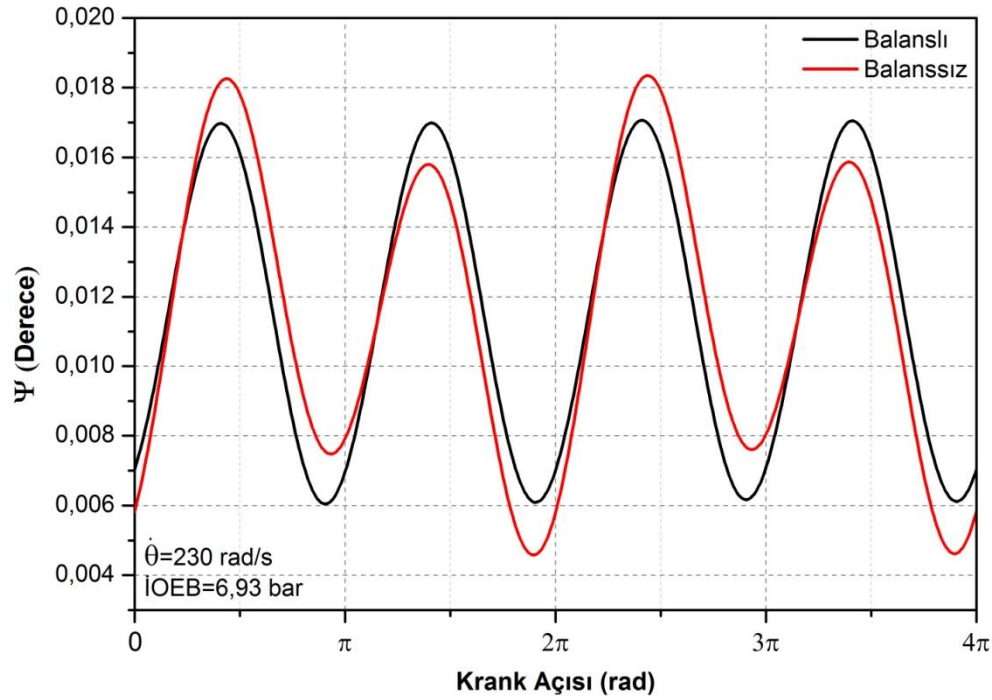
Şekil 5.23. Karşı ağırlıktaki balanssızlığın x_b eksenindeki ötelemeye etkisi



Şekil 5.24. Krank mili karşı ağırlığındaki balanssızlığın motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi

Şekil 5.24’de karşı ağırlıktaki balanssızlığın z_b eksenini etrafındaki dönme hareketine etkisi görülmektedir. Krank mili karşı ağırlığındaki balanssızlık yatay ekseninde balanslanamayan

bir kuvvetin oluşmasına neden olmaktadır. Bu kuvvet motor bloğunu hem x_b ekseninde ötelemeye hem de ağırlık merkezi etrafında döndürmeye zorlamaktadır. Şekilde görüldüğü gibi krank mili karşı ağırlıklarında balanssızlık olması durumunda motor bloğunun dönme açısı genliği artmaktadır. Balanslı durumda dönme açısı genliği $0,024^\circ$ iken balanssızlık durumunda $0,03^\circ$ 'ye çıkmıştır.

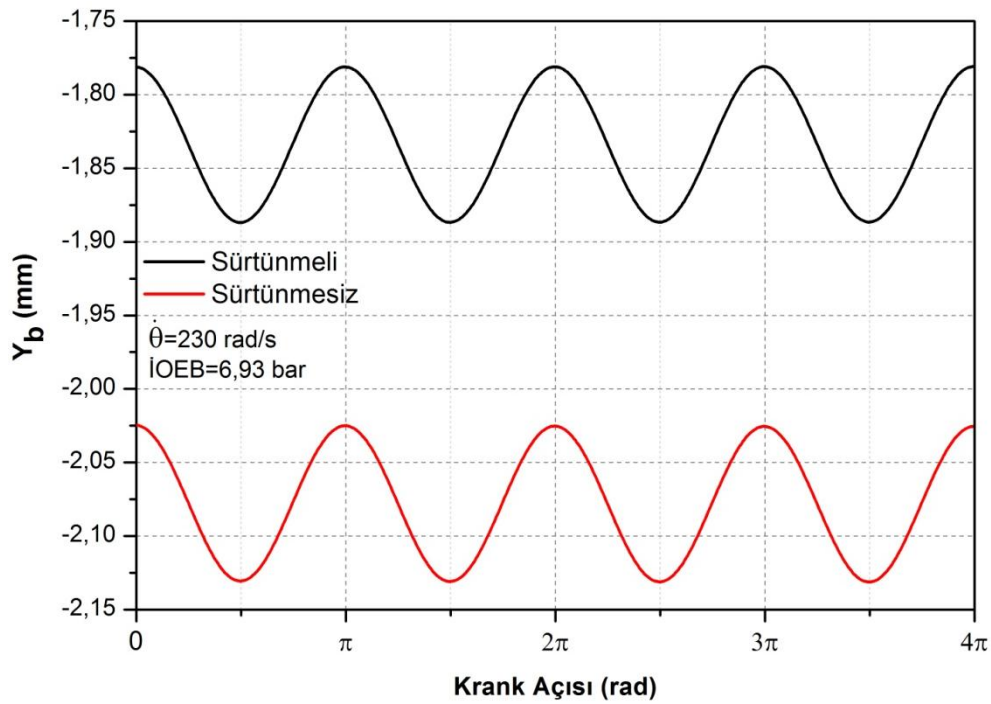


Şekil 5.25. Krank mili karşı ağırlığındaki balanssızlığın motor bloğunun x_b eksenindeki dönmesine etkisi

Şekil 5.25’de krank mili karşı ağırlığındaki balanssızlığın, motor bloğunun x_b eksenindeki dönme hareketine etkisi görülmektedir. Karşı ağırlıklardaki balanssızlık sonucu meydana gelen düley doğrultudaki zorlama kuvveti motor bloğunu x_b ekseninde etrafında döndürmeye zorlamaktadır. Balanslı durumda $0,01^\circ$ olan dönme genliği ikinci silindir karşı ağırlık kütlelerinin 75 g artması sonucunda $0,014^\circ$ 'ye çıkmıştır.

Şekil 5.26’da sürtünmelerin motor bloğunun düşey hareketine etkisi görülmektedir. Eğriler ortalama 230 rad/s krank mili açısal hızında 6,93 bar indike ortalama efektif basınç profili kullanılarak elde edilmiştir. Sürtünmenin motor bloğu titreşim hareketine etkilerini inceleyebilmek için bütün sürtünmeler sıfırlanmıştır. Sürtünmelerin ortadan kalkmasıyla artma eğilimine giren ortalama krank mili açısal hızını 230 rad/s’de sabit tutabilmek için harici yük 17,55 Nm arttırılarak 153,7 Nm’ye çıkartılmıştır. Motor bloğunun düşey

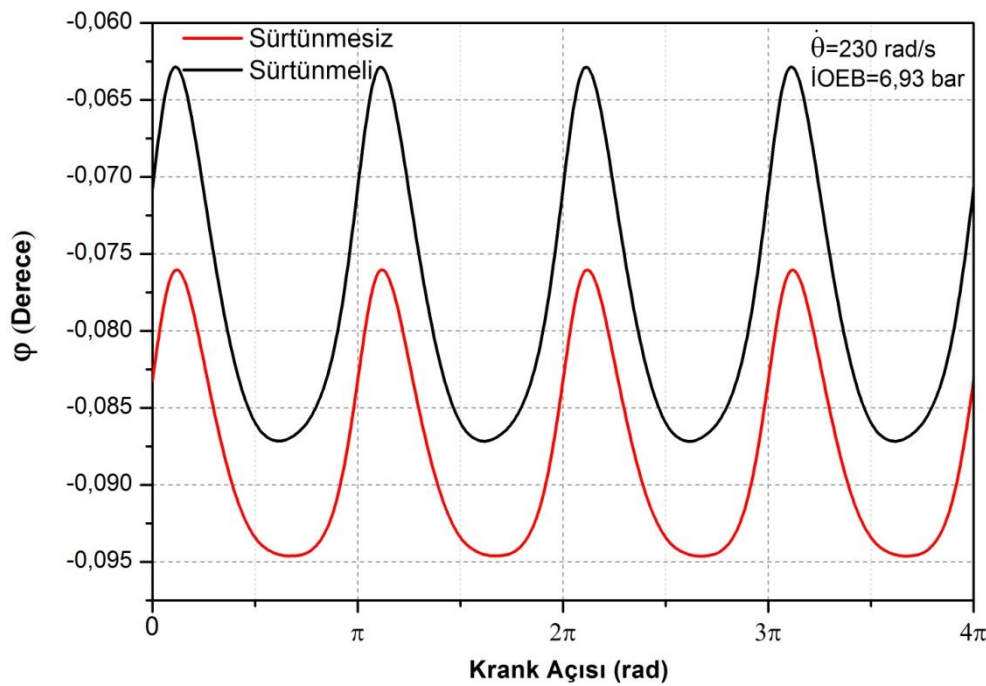
ötelemesinde piston kuru ve hidrodinamik sürtünmelerinin önemli bir etkisi bulunmamaktadır. Dört silindirli bir motorda 1 ve 4 numaralı pistonlar aşağı doğru hareket ederken piston sürtünmeleri bloğa aşağı doğru bir kuvvet uygular. Bununla birlikte 2 ve 3 numaralı pistonlar aynı anda yukarı doğru hareket etmekte ve piston sürtünmeleri bloğu yukarı doğru ötelemeye zorlamaktadır. Birbirine zıt yönde oluşan bu sürtünme kuvvetleri birbirlerini dengelemektedirler. Burada sadece piston hızlarındaki farklılıklardan dolayı çok küçük zorlama kuvvetleri meydana gelebilir. Grafik incelendiğinde sürtünme kuvvetleri ihmal edildiğinde titreşim genliğinin değişmediği ancak salınımın yukarı doğru kaydığı görülmektedir. Motor bloğunun daha yukarı ötelenmesinin nedeni sürtünmelerin ortadan kalkmasına bağlı olarak artan biyel atalet kuvvetleridir. Kol muylularındaki sürtünmenin ortadan kalması biyel atalet kuvvetlerinin artmasına neden olmuş ve bu nedenle motor bloğu daha yukarı ötelenmiştir.



Şekil 5.26. Sürtünmelerin motor bloğu düşey hareketine etkisi

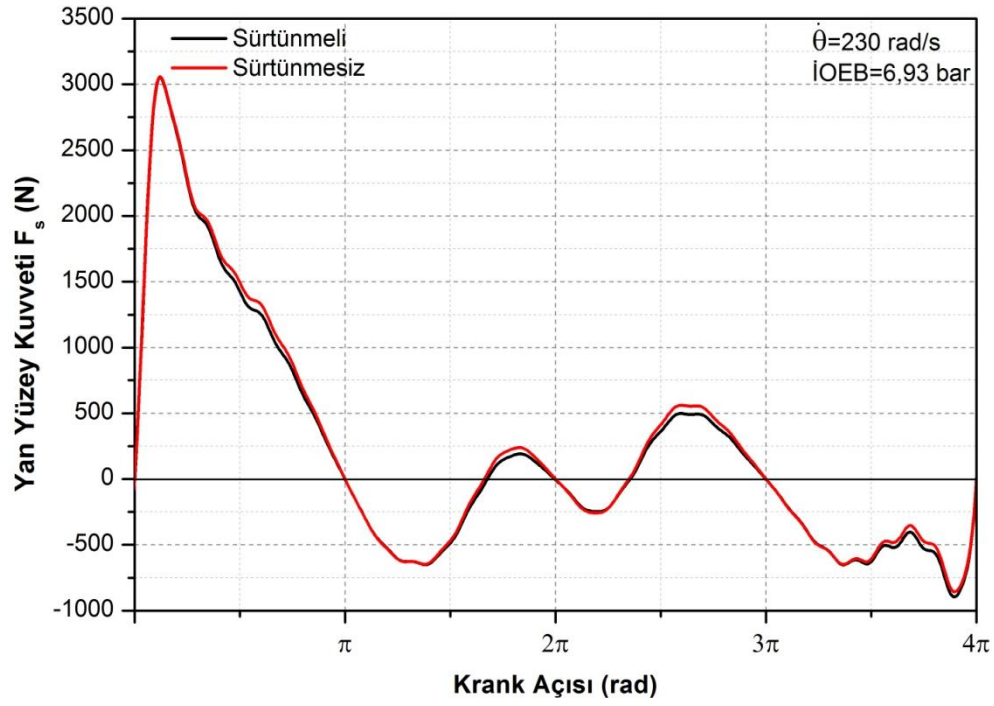
Şekil 5.27’de ise sürtünmelerin motor bloğunun x_b eksenine etrafındaki dönmesine etkisi görülmektedir. Sürtünmeli durumda $-0,075^\circ$ olan blok dönme açısı sürtünmelerin ihmal edilmesiyle birlikte $-0,085^\circ$ ’ye çıkmıştır. Bu durum motor bloğunun krank dönüş yönünün tersine bir miktar daha yaslandığını göstermektedir. Bunun nedeni sürtünmelerin ihmal edilmesinden dolayı piston yan yüzey kuvvetlerinin artmasıdır. Şekil 5.28’de sürtünmeli ve

sürtünmesiz durumlar için piston yan yüzey kuvvetleri görülmektedir. Sürtünmeli şartlarda 202,2 N olan ortalama yan yüzey kuvveti sürtünme ortadan kaldırıldığında 227,5 N'a çıkmıştır. Bunun bir sonucu olarak motor bloğu yaslanma miktarı artmıştır. Yaslanma miktarı artmasına rağmen sürtünmesiz durumdaki titreşim genliğinin $0,024^\circ$ 'den $0,019^\circ$ 'ye düştüğü görülmektedir. Genlikteki bu azalmanın nedeni motora uygulanan harici yükün artmasıdır. Harici yükün artması silindir içerisinde üretilen torkun daha büyük bir kısmından faydalı iş elde edilmesine olanak sağlamak ve bu nedenle bloğun dönmesi için daha az enerji kaybı olmaktadır.

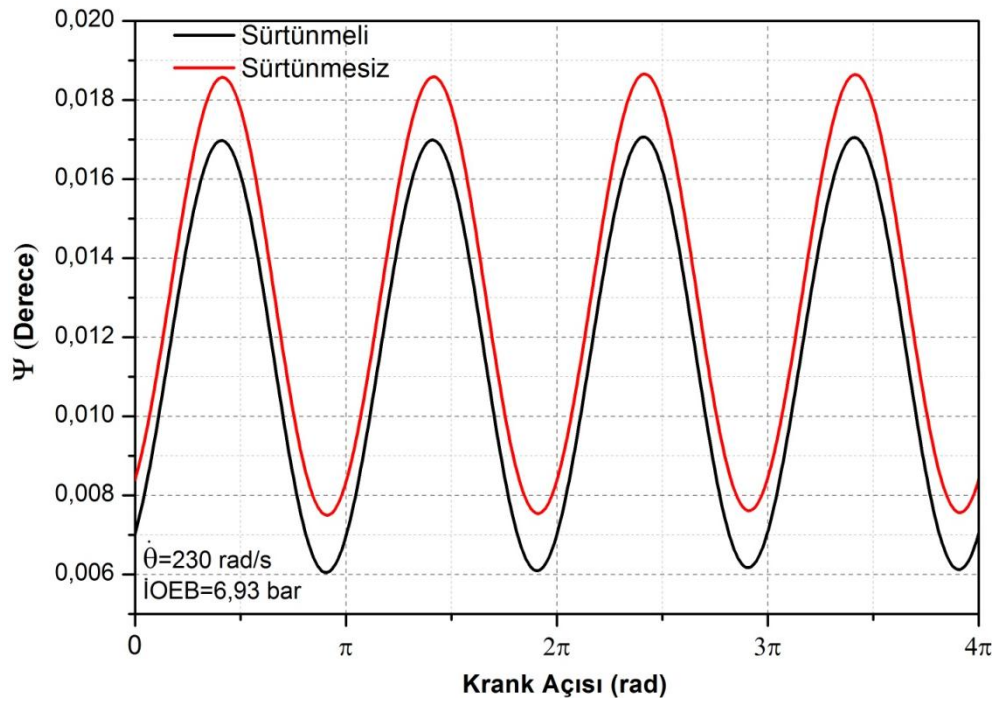


Şekil 5.27. Sürtünmelerin motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi

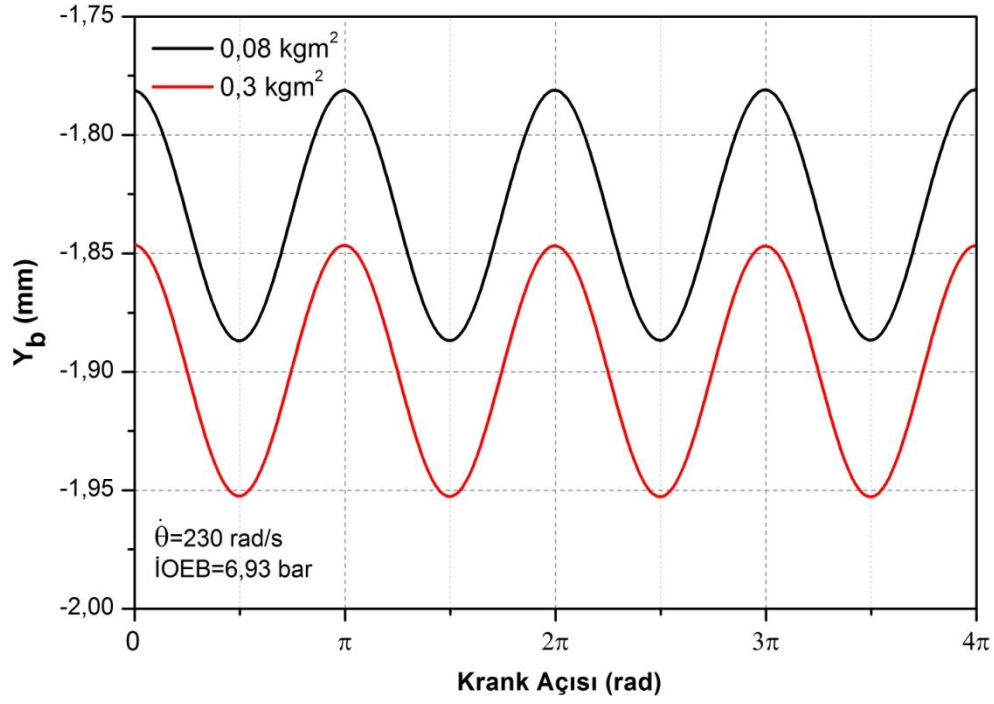
Şekil 5.29'da ise sürtünmelerin motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi görülmektedir. Sürtünmelerin ortadan kalmasıyla birlikte bloğun bir miktar daha pozitif yönde dönme hareketi gerçekleştirdiği ancak dönme açısı genliğinin değişmediği görülmektedir. Dönme miktarındaki bu artışın nedeni biyel atalet kuvvetlerinin artmasıdır.



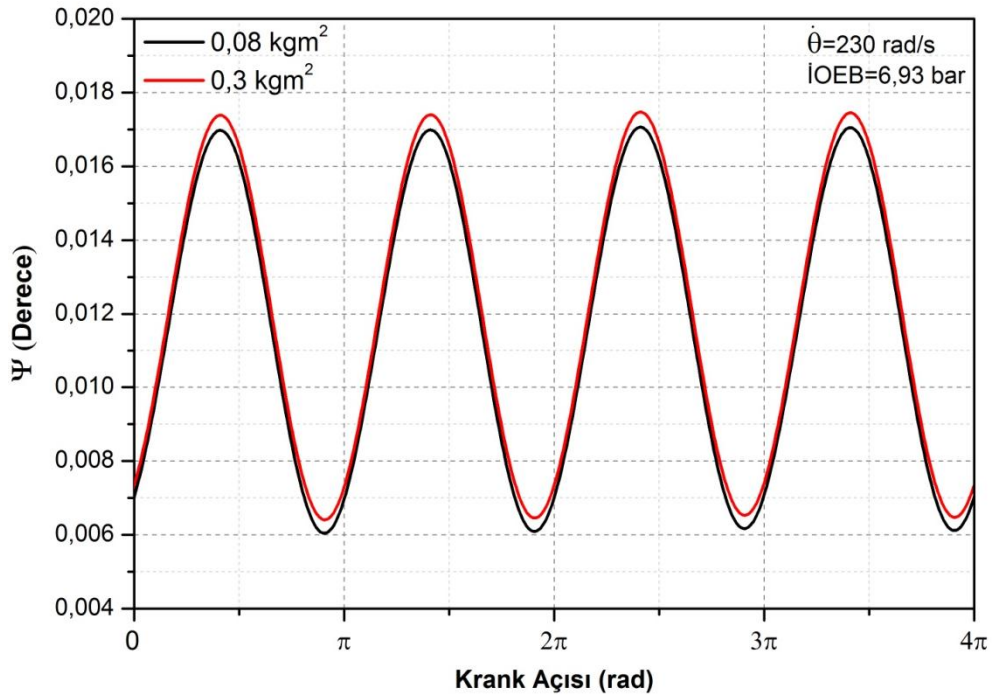
Şekil 5.28. Yan yüzey kuvvetinin sürtülmeli ve sürtünmesiz çalışma durumlarındaki değişimi



Şekil 5.29. Sürtünmelerin motor bloğunun x_b eksenine etrafındaki dönmesine etkisi



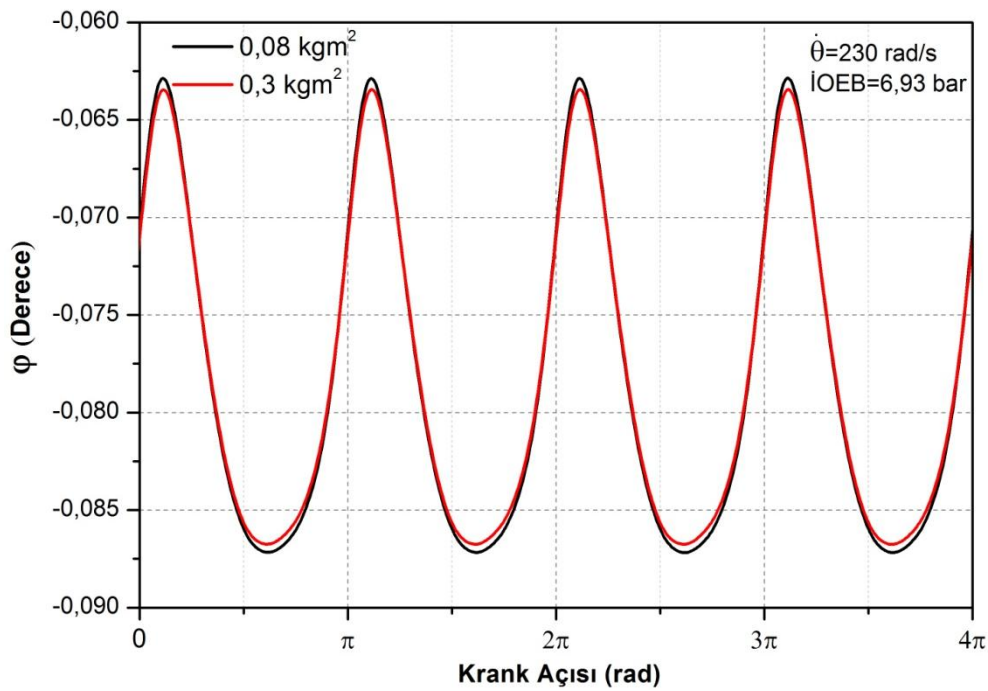
Şekil 5.30. Volan-krank mili toplam kütle atalet momentinin motor bloğu düşey ötelemesine etkisi



Şekil 5.31. Volan-krank mili toplam kütle atalet momentinin motor bloğunun x_b eksenindeki dönem hareketine etkisi

Şekil 5.30’da volan ve krank mili toplam kütle atalet momentinin motor boğunun düşey öteleme hareketine etkisi görülmektedir. Grafik 6,93 bar indike ortalama efektif basınç

profili kullanılarak ortalama 230 rad/s krank mili hızı için elde edilmiştir. Krank-volan kütle ataletinin etkisinin incelenebilmesi için $0,08 \text{ kgm}^2$ ve $0,3 \text{ kgm}^2$ olmak üzere iki farklı kütle atalet momenti seçilmiştir. Krank ve volan için kütle atalet momenti $0,08 \text{ kgm}^2$ olarak seçildiğinde motor bloğu $-1,84 \text{ mm}$ civarında $0,1 \text{ mm}$ genlikli bir titreşim hareketi sergilemektedir. Kütle atalet moment değeri $0,3 \text{ kgm}^2$ 'ye çıkarıldığında ise titreşimin genliği değişmemekte ancak motor bloğu bir miktar daha yukarı doğru ötelenmektedir. Krank ve volanın kütle atalet momentinin artması enerji depolayabilme yeteneğinin artmasına neden olmaktadır. İkincil piston ivmelerinin motor bloğunu pozitif yönde ötelemeye çalıştığı daha önce belirtilmişti. Enerji depolayabilme yeteneği artan krank mili ve volan pistonların ikincil ivmelerinden kaynaklanan enerjinin bir miktarını daha üzerine alabildiğinden biyel atalet kuvvetleri bloğu bir miktar daha yukarıya doğru öteleyebilmektedirler. Aynı nedenle motor bloğunun x_b eksenine etrafında bir miktar daha pozitif yönde döndüğü görülmektedir. Şekil 5.30'da bu durum görülmektedir.



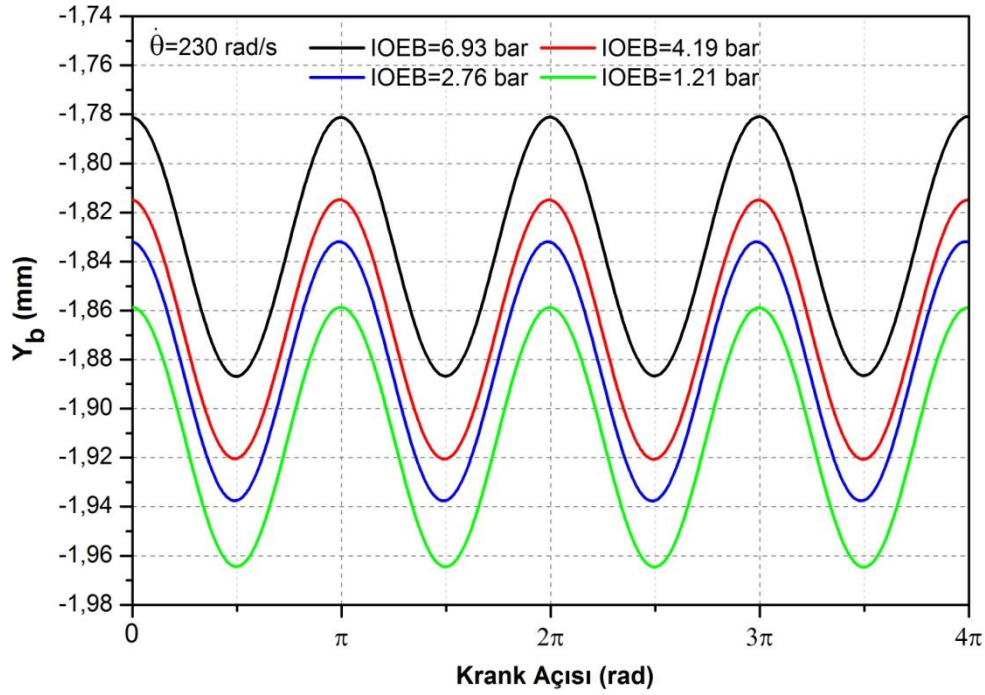
Şekil 5.32. Volan-krank mili toplam kütle atalet momentinin motor bloğunun z_b eksenine etrafındaki dönme hareketine etkisi

Şekil 5.32'de z_b eksenine etrafındaki dönme hareketi görülmektedir. Krank ve volanın kütle atalet değernin artması motor bloğu dönme açısı genliğinin çok az bir miktar azalmasına neden olmuştur. Krank ve volanın kütle atalet moment değeri arttıkça enerji depolayabilme

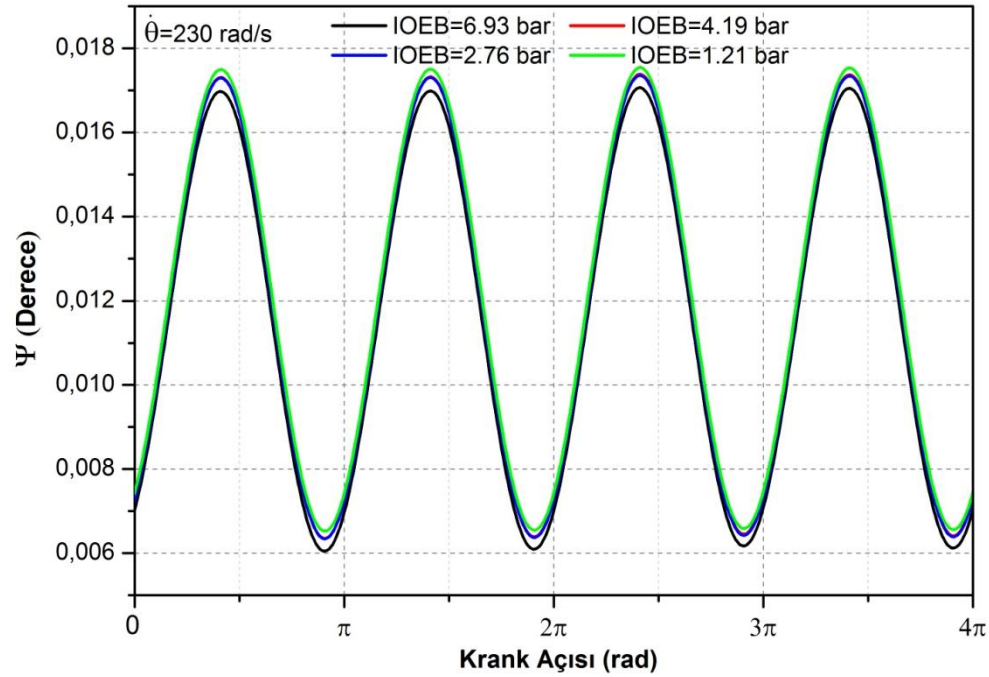
yeteneği arttığından krank mili açısal hız dalgalanmaları azalmaktadır. z_b eksenine etrafındaki dönmede meydana gelen genlik azalmasının nedeninin krank mili hız dalgalanmalarının azalmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Özellikle piston ivmelerinden kaynaklanan enerjinin daha büyük bir kısmı krank ve volan tarafından absorbe edildiğinden yan yüzey kuvveti bir miktar azalmakta ve bunun sonucunda blok dönme açısı genliği düşmektedir.

Şekil 5.33'te silindir içi basınç değişiminin motor bloğunun düşey öteleme hareketi üzerindeki etkisi görülmektedir. Motorun farklı indike ortalama basınç profilleri ile çalıştırılmasının motor bloğu düşey titreşim genliği üzerinde herhangi bir etkisi bulunmamaktadır. Bununla birlikte indike ortalama efektif basınç değeri azaldıkça motor bloğunun bir miktar daha yukarıya doğru ötelendiği görülmektedir. 6,93; 4,19; 2,76 ve 1,21 bar indike ortalama efektif basınç değerleri için motor bloğunun ortalama düşey ötelemeleri sırasıyla -1,84; -1,65; -1,885 ve -1,915 mm olarak belirlenmiştir. İndike ortalama basınç değeri azaldıkça motor bloğu düşey ötelemesinin artmasının nedeninin anlaşılabilmesi için krank miline etki eden tork dalgalanmaları ve krank mili açısal hızının incelenmesi gerekmektedir. Şekil 5.35'de krank miline bir çevrimde etki eden piston atalet torku, gaz kuvveti torku ve bu iki torkun toplamı görülmektedir. Yanma gerçekleştiğinde artan silindir içi basıncına bağlı olarak oldukça yüksek bir gaz kuvveti torku meydana gelmektedir. Bu sırada AÖN'ya ve ÜÖN'ya doğru ivmelenen pistonlar krank miline negatif bir tork uygulamaktadırlar. Pistonlar silindir içerisinde yavaşlamaya başladığında ise krank milini hızlandırmaya çalışmaktadırlar. Bu durum Şekil 5.3'te de görülmektedir. Şekil 5.34'de görüldüğü gibi silindir içi basınç azaldıkça gaz kuvvetlerinin krank mili üzerinde yarattığı tork azalmakta ancak piston ataletlerinden kaynaklanan tork miktarında herhangi bir değişiklik olmamaktadır. Bunun nedeni bütün analizlerin 230 rad/s ortalama krank açısal hızında gerçekleştirilmiş olmasıdır. Silindir içi basınç azaldıkça krank mili piston ataletlerinden kaynaklanan enerjinin daha büyük bir kısmını üzerine alabilmektedir. Bunun sonucunda krank mili açısal hızı Şekil 5.3'te görüldüğü gibi daha düşük bir eğimle azalmaktadır. Bununla birlikte piston atalet etkisinin krank tarafından absorbe edilmesi ikincil atalet kuvvetlerinin yarattığı ve motor bloğunu aşağı doğru ötelemeye çalışan zorlama kuvvetlerinin bir miktar azalmasına neden olmaktadır. Bunun bir sonucu olarak daha baskın hale gelen biyel atalet kuvvetlerinin etkisi ile motor bloğu bir miktar daha

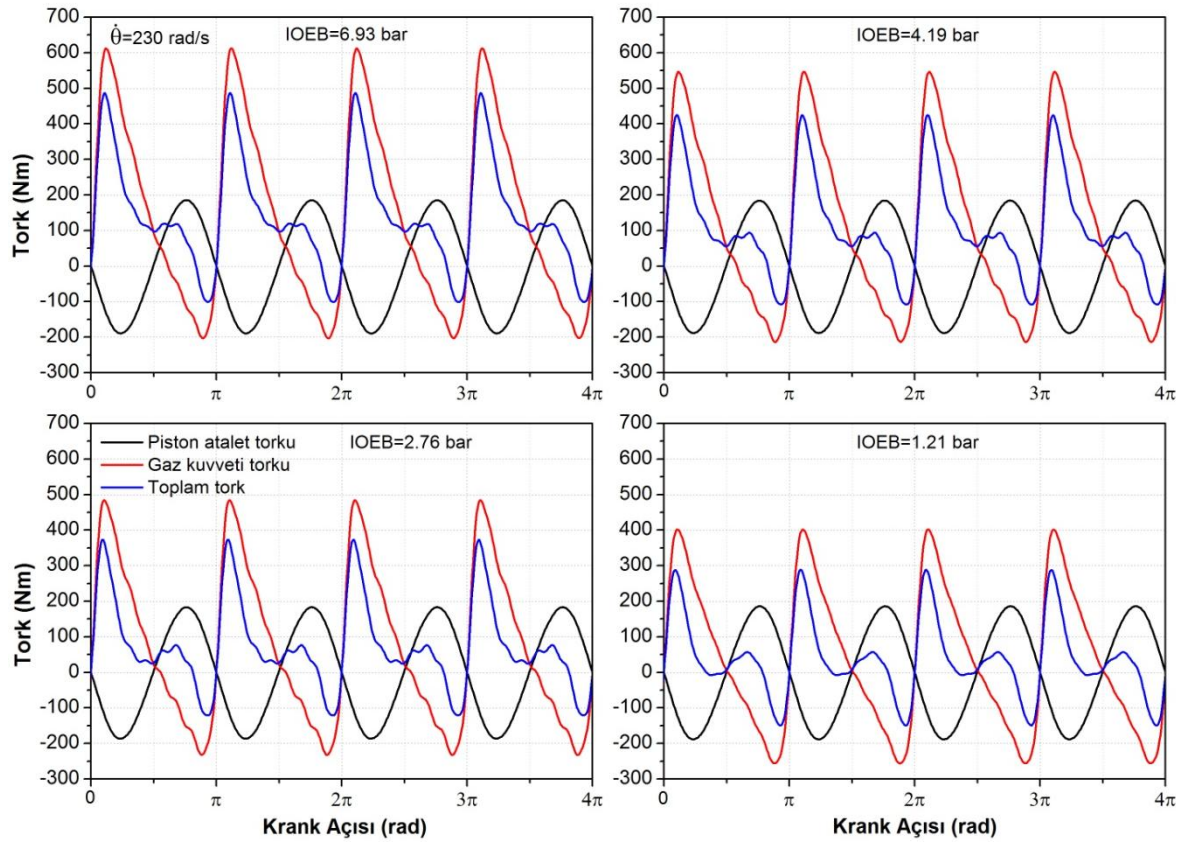
yukarıya doğru ötelenmektedir. Aynı nedenle motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki dönme miktarının da çok az miktarda arttığı Şekil 5.34’de görülmektedir.



Şekil 5.33. Farklı silindir içi basınç profillerinin blok düşey ötelemesine etkisi

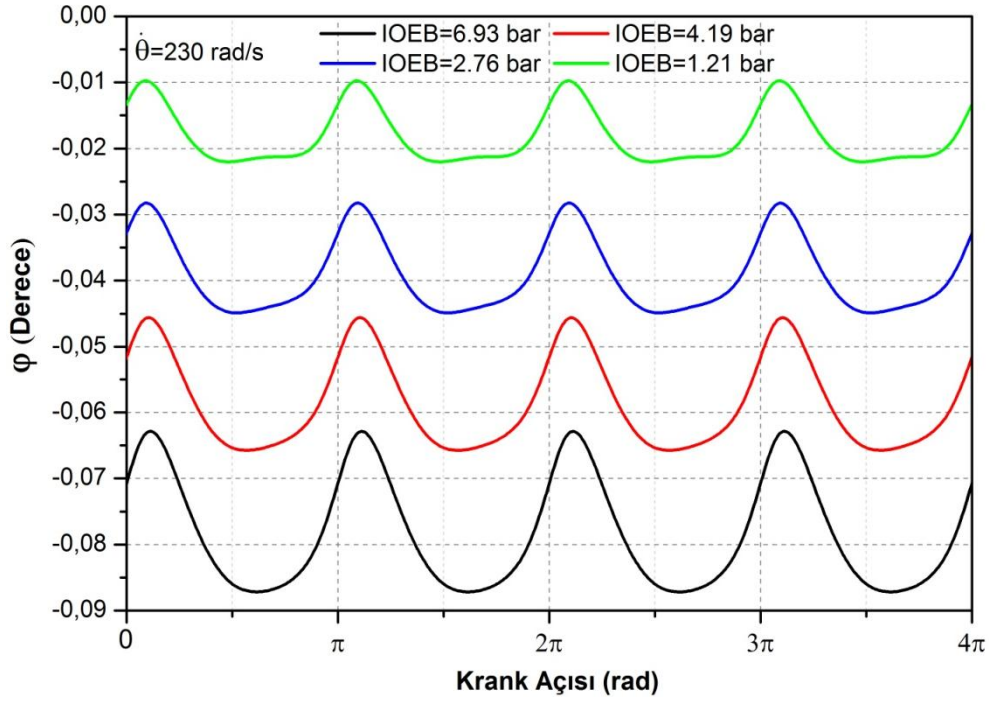


Şekil 5.34. Farklı silindir içi basınç profillerinin motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki dönme hareketine etkisi

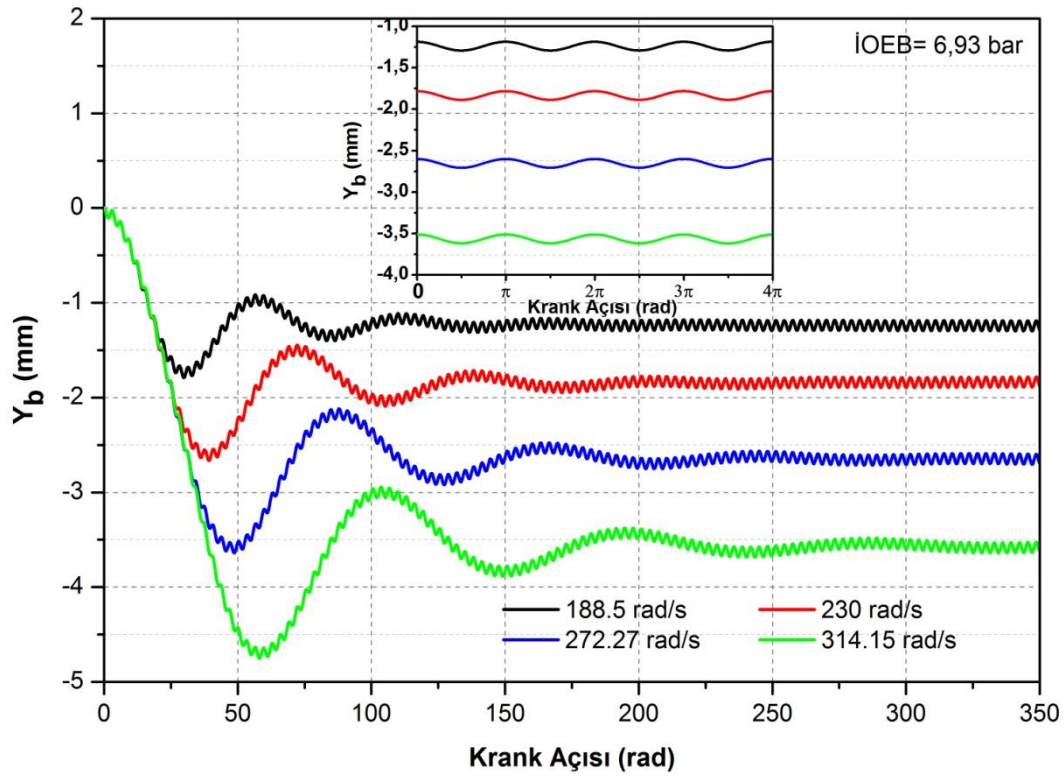


Şekil 5.35. Krank miline bir çevrimde etki eden tork dalgalanmalarının silindir içi basıncına bağlı değişimi

Şekil 5.36'da ise farklı basınç profillerinin kullanılması durumunda motor bloğunun z_b eksenine etrafındaki dönme hareketinin değişimi görülmektedir. Silindir basıncı arttıkça hem dönme miktarının hem de dönme genliğinin arttığı görülmektedir. Motor bloğunun z_b eksenine etrafındaki dönme miktarı 6,93; 4,19; 2,76 ve 1,21 bar indike ortalama efektif basınç değerleri için sırasıyla -0,016; -0,036; 0,056 ve -0,075° olarak belirlenmiştir. Titreşim genliklerinin ise sırasıyla 0,012; 0,017; 0,02 ve 0,024° olduğu görülmüştür. Silindir içi basıncın artmasıyla piston yan yüzey kuvvetleri de artmaktadır. Bunun bir sonucu olarak bloğun dönme miktarı ve titreşim genlikleri artmaktadır.



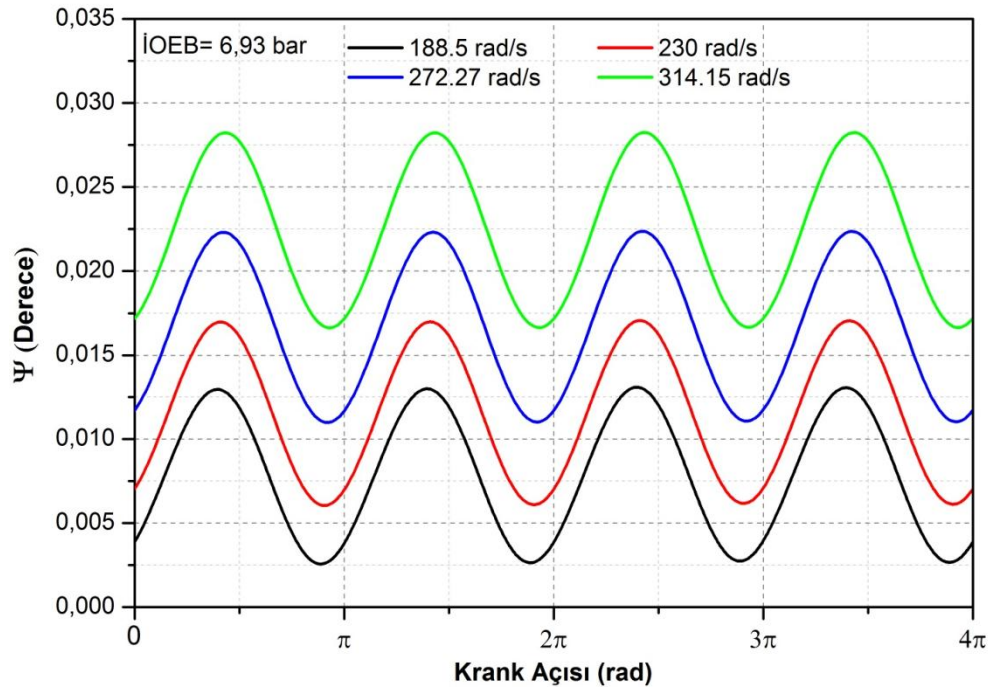
Şekil 5.36. Farklı silindir içi basınç profillerinin motor bloğunun z_b eksenine etrafındaki dönme hareketine etkisi



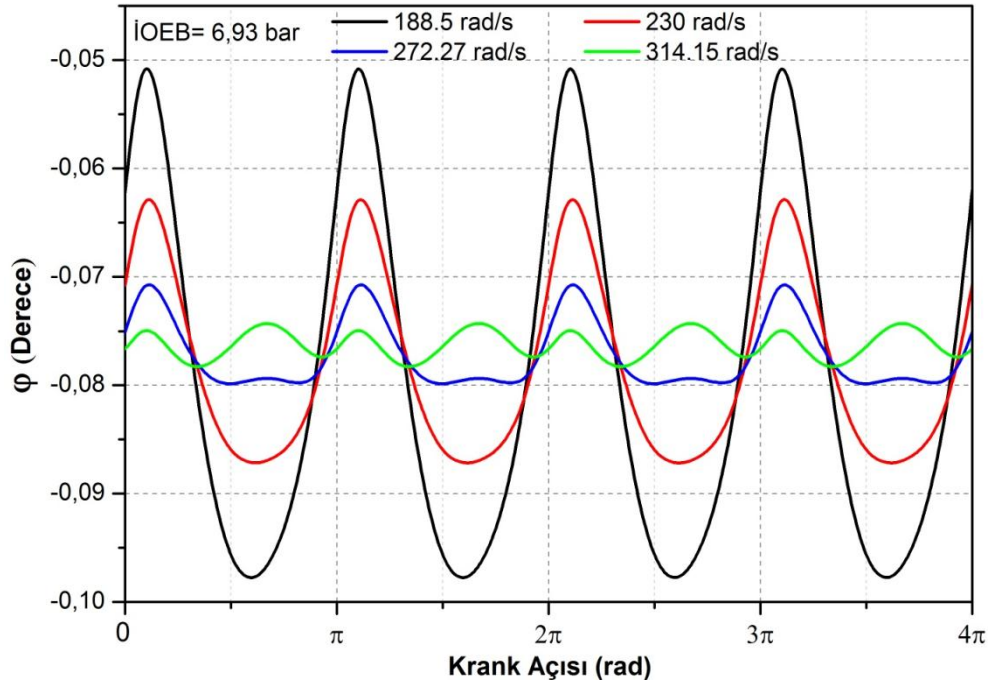
Şekil 5.37. Motor hızının motor bloğu düşey öteleme hareketine etkisi

Şekil 5.37’de motor hızının motor bloğu düşey ötelemesine etkisi görülmektedir. Dört farklı motor hızı için gerçekleştirilen analizde 6,93 bar indike ortalama efektif basınç

profili kullanılmıştır. Motor hızı arttıkça bloğun yukarıya doğru olan ötelemesinin arttığı görülmektedir. Ayrıca titreşim genliklerinin de çok az miktarda arttığı belirlenmiştir. 188,5; 230; 272,27 ve 314,15 rad/s ortalama krank açısı hızları için motor bloğunun öteleme miktarları sırasıyla -1,236; -1,84; -2,64 ve -3,57 mm olarak belirlenmiştir. Titreşim genliklerinin ise sırasıyla 0,1053; 0,1055; 0,1056 ve 0,1061 mm olduğu belirlenmiştir. Motor bloğu öteleme miktarındaki artışın nedeni motor hızı arttıkça hareketli parçaların ivmelerinin artmasıdır. Bloğu yukarı yönde zorlayan biyel atalet kuvvetlerinin düşey bileşenleri biyel açısal ivmesinin artmasıyla hızla artış göstermektedir. Bu nedenle motor bloğu bir miktar daha yukarıya doğru ötelenmektedir. Genliklerdeki küçük artışlar ise pistonların ikincil ivmelerindeki pozitif ve negatif maksimumlar arasındaki farkın motor hızının artması ile birlikte bir miktar artmasından kaynaklanabilir. Ayrıca biyel atalet kuvvetlerindeki artış Şekil 5.38’de görüldüğü gibi motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki dönme miktarını da arttırmaktadır.

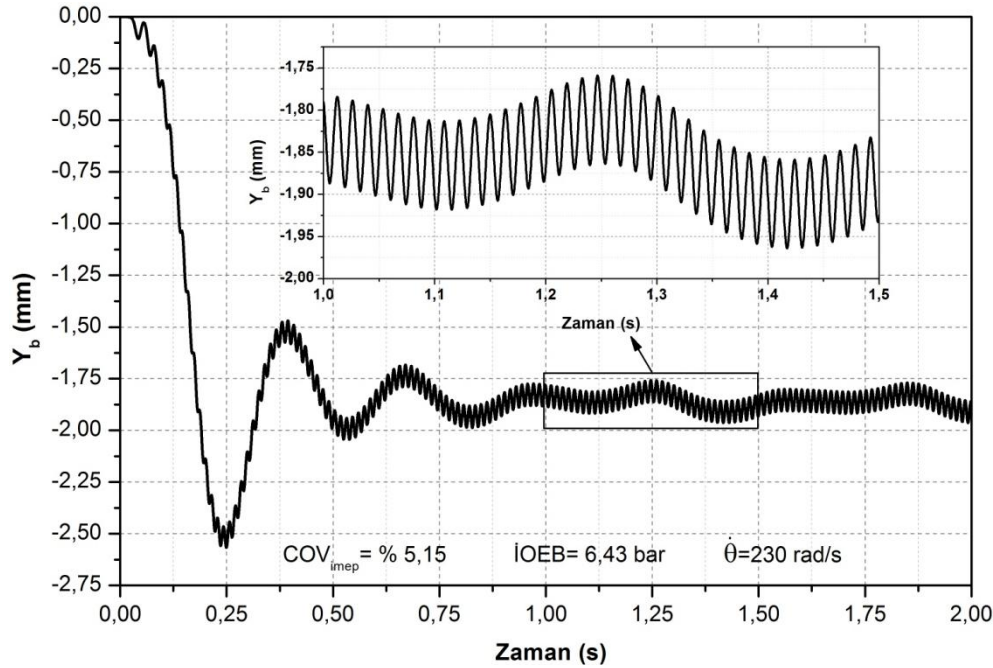


Şekil 5.38. Motor hızının motor bloğunun x_b eksenini etrafındaki dönme hareketine etkisi



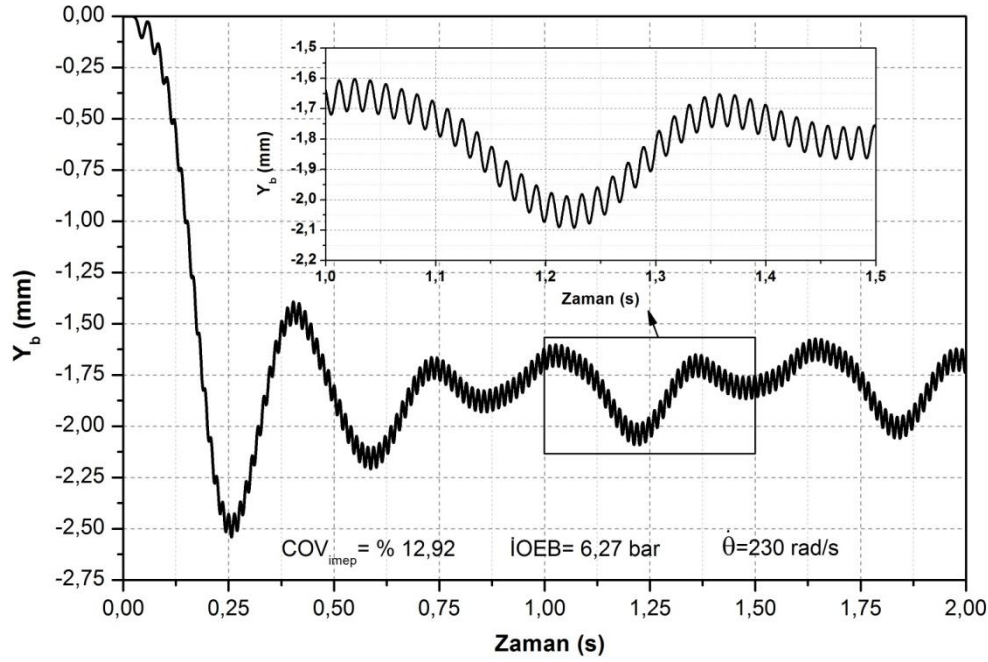
Şekil 5.39. Motor hızının motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönme hareketine etkisi

Şekil 5.39’da motor bloğunun z_b eksenini etrafında bir çevrimde gerçekleştirdiği dönme hareketinin motor hızına bağlı değişimi görülmektedir. Motor hızının artması bloğun yaslanma miktarını çok fazla değiştirmemiştir. Ancak dönme açısı genliği motor hızına bağlı olarak önemli ölçüde değişmiştir. 188,5; 230; 272,27 ve 314,15 rad/s ortalama krank açısal hızları için motor bloğunun dönme miktarları sırasıyla 0,047; 0,024; 0,0091 ve 0,0031° olarak belirlenmiştir. Motor hızı arttıkça dönme açısı genliğinin azalmasının nedeni harici momentin azalmasıdır. Motor hızı arttıkça motor torku azaldığından yaslanma yüzeyi kuvvetleri azalmaktadır. Buna bağlı olarak motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönme açısı genliği de azalmaktadır.



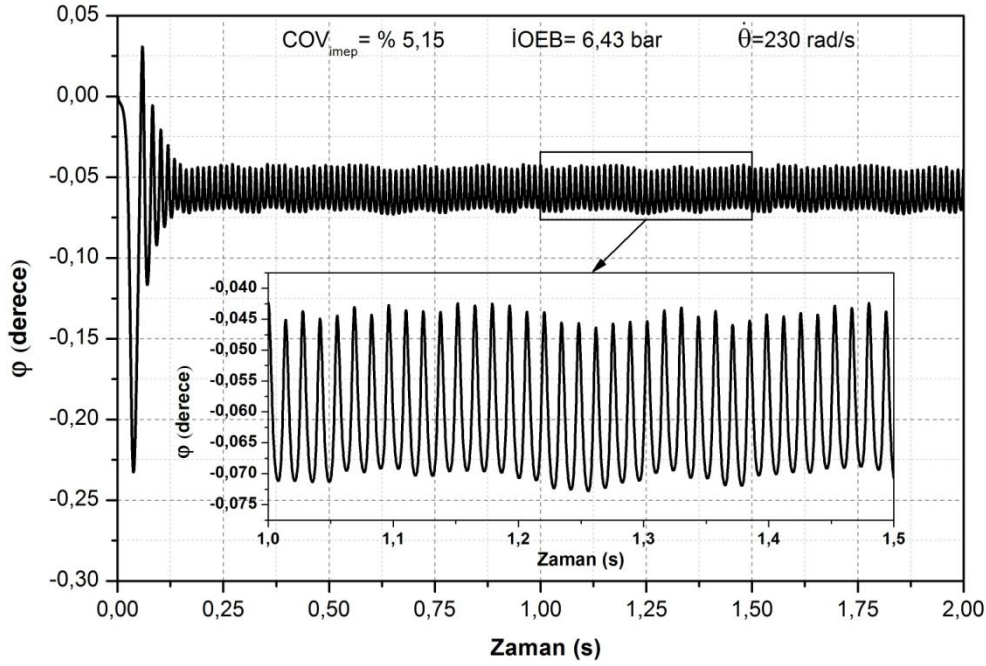
Şekil 5.40. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 5.15 olan silindir içi basınç profilinin motor bloğu düşey ötelemesine etkisi

Şekil 5.40'da İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 5,15 olan silindir içi basınç profilinin, motor bloğu düşey ötelemesine etkisi görülmektedir. Silindir içi basınç profilinin çevrimden çevrime değişmesiyle birlikte motor bloğunun düşey ötelemesi de düzensiz titreşim hareketi sergilemeye başlamıştır. Motor bloğunun öteleme hareketi hem çevrimden çevrime hem de zamana bağlı olarak sürekli değişmektedir. Tek bir basınç profilinin kullanıldığı düzenli şartlarda titreşim genliği 0,1 mm iken, çevrimsel farklılıkların dikkate alınmasıyla 0,2 mm'ye yükselmiştir. Blok öteleme miktarının sürekli değiştiği görülmektedir. Blok düşey hareketindeki bu değişim krank mili açısal hız dalgalanmalarının artmasından kaynaklanmaktadır. Açısal hız genliğinin artmasına bağlı olarak hareketli parçaların ivmeleri de artmaktadır. Bu nedenle motor bloğu daha büyük zorlama kuvvetleri ile karşı karşıya kalmaktadır. Şekil 5.41'de varyans katsayısı % 12,92 olan 11 çevrimlik basınç profili kullanıldığında bu durumun daha net olduğu anlaşılmaktadır. Çevrimsel farklılıkların daha da artması krank mili açısal hız dalgalanmalarını oldukça arttırmaktadır. Bunun sonucunda motor bloğu daha büyük genlikli titreşim hareketleri sergilemektedir.

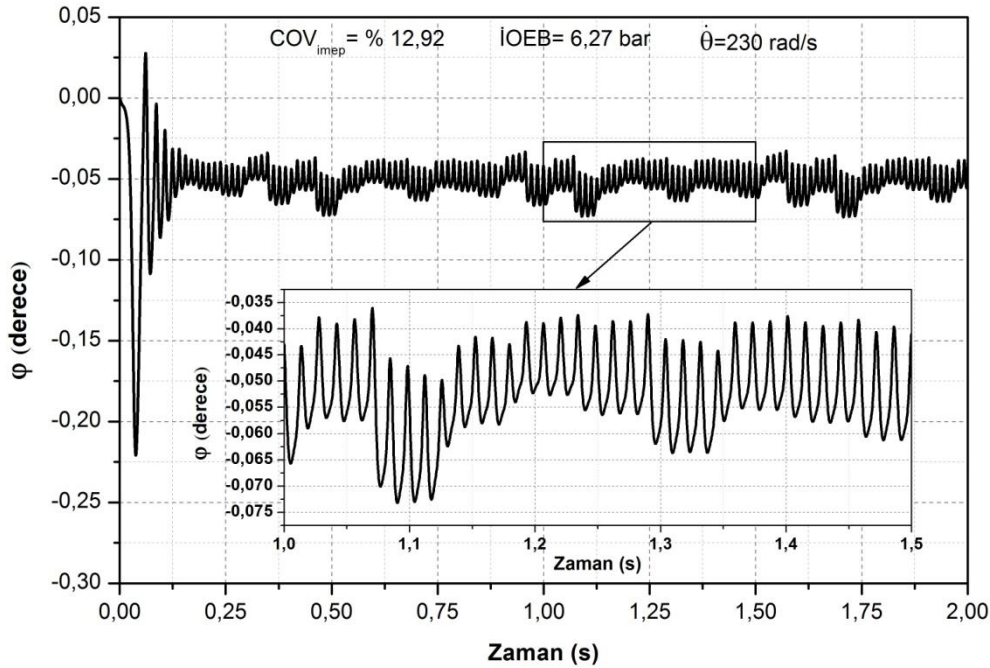


Şekil 5.41. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 12,92 olan silindir içi basınç profilinin motor bloğu düşey ötelemesine etkisi

Şekil 5.42 ve Şekil 5.43'te ise sırasıyla çevrimsel farklılıkları % 5,15 ve % 12,92 olan 11 çevrimlik basınç profillerinin kullanılması durumunda, motor bloğunun z_b eksenindeki dönme hareketindeki değişimler görülmektedir. Çevrimsel farklılıkları daha düşük olan basınç profili kullanıldığında motor yaslanma miktarının kısmen düzensizleştiği ve titreşim genliği artmaktadır. Çevrimsel farklılıkları % 12,92 olan basınç profili kullanıldığında ise titreşim genliğinin giderek artmakta ve titreşim daha düzensiz bir hal almaktadır. Motor bloğunun düzensiz ve büyük genlikli titreşimleri, motor takozları tarafından sönümlenmektedir. Bu sönümleme işlemi motorda enerji kaybına neden olduğundan faydalı güç bir miktar azalmaktadır. Kararlı bir motorun çalışmasında çevrimsel farklılıkların % 10'u geçmemesi istenmektedir.



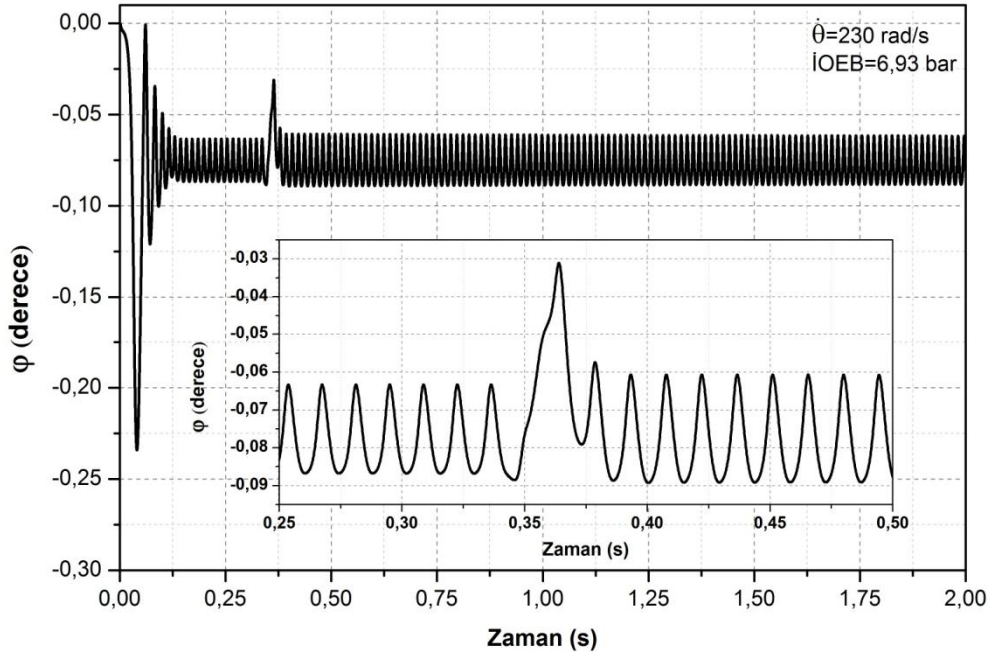
Şekil 5.42. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 5,15 olan silindir içi basınç profilinin, motor bloğunun z_b eksenine etrafındaki dönmesine etkisi



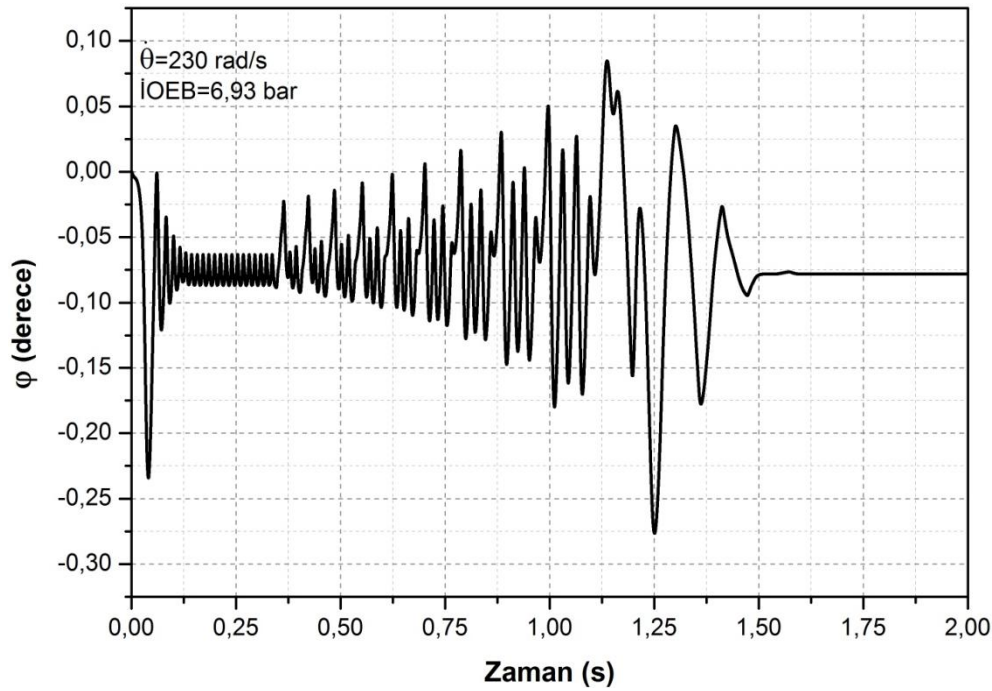
Şekil 5.43. İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı % 12,92 olan silindir içi basınç profilinin, motor bloğunun z_b eksenine etrafındaki dönmesine etkisi

Şekil 5.44'de bir çevrimlik teklemeye probleminin, motor bloğunun z_b eksenine etrafındaki dönmesine etkisi görülmektedir. Teklemenin motor bloğunun düşey ve yatay öteleme hareketleri ile diğer dönme hareketlerine önemli bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir.

Teklemenin meydana gelmesiyle birlikte motor bloğu anlık olarak z_b eksenini etrafında pozitif yönde dönmektedir. Bunun nedeni silindir içi gaz kuvvetinin azalmasından dolayı yan yüzey kuvvetinin çok fazla düşmesidir. Dolayısıyla bu sırada negatif iş gerçekleştiren diğer pistonlar küçük yaslanma yüzeyine kuvvet uyguladıklarından motor bloğu pozitif yönde bir dönme eğilimi sergilemektedir. Tekleme sırasındaki dönme açısı genliğinin $0,057^\circ$ 'ye çıktığı belirlenmiştir. Şekil 5.45'de ise teklemenin sürekli olması durumunda motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönme hareketindeki değişimler incelenmiştir. Üçüncü silindirdeki teklemenin sürekli olması ve motor yükünün azaltılmaması durumunda motor hızı giderek azalmaktadır. Motor hızı sıfıra doğru inerken rezonan bölgesi civarında titreşim genliğinin aşırı derecede arttığı görülmektedir.



Şekil 5.44. Bir çevrimlik teklemenin motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi

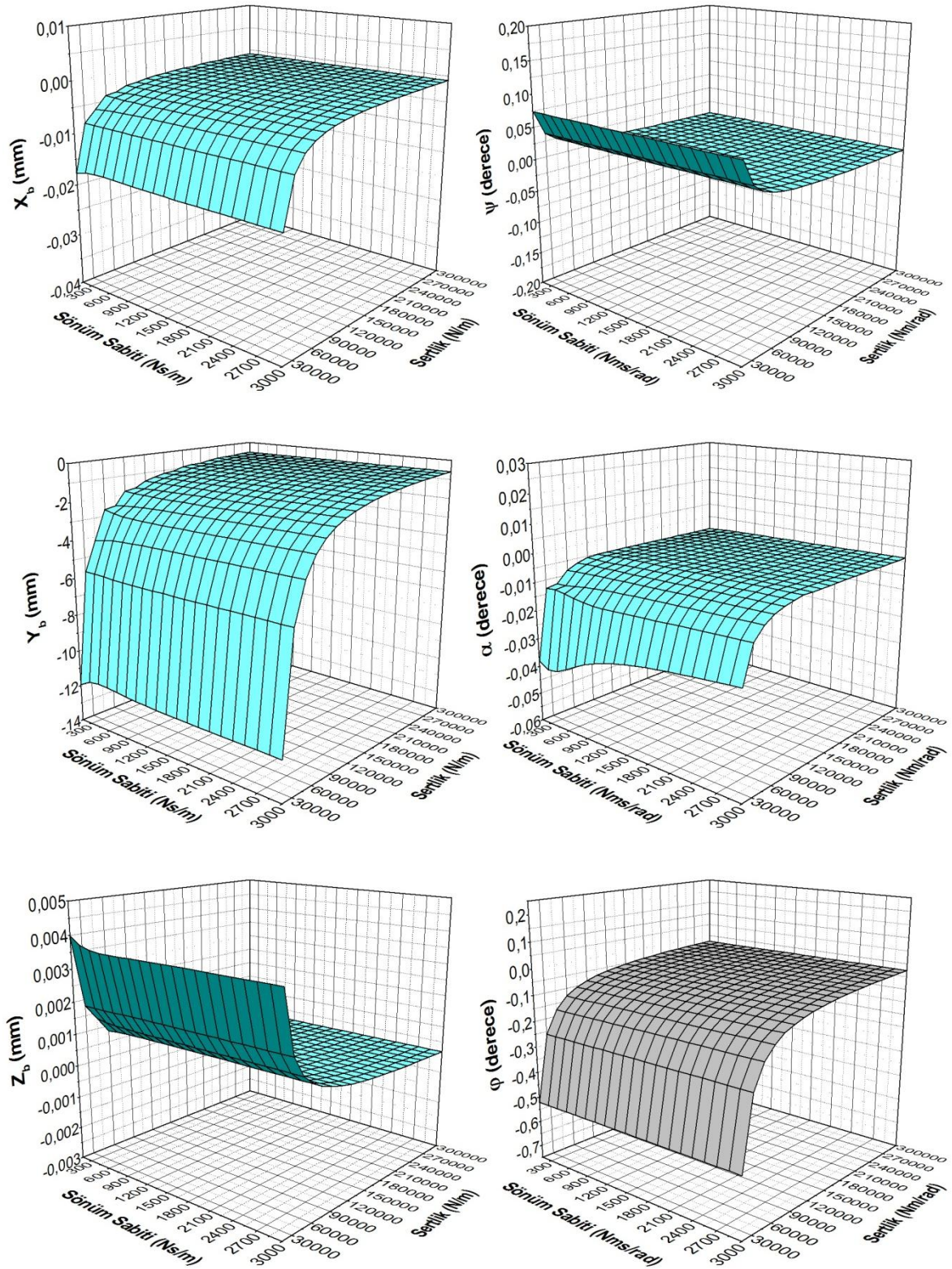


Şekil 5.45. Sürekli teklemenin motor bloğunun z_b eksenini etrafındaki dönmesine etkisi

5.3. Takoz Parametreleri

Motor takozlarının sertlik ve sönüm değerleri motor bloğunun titreşim hareketlerini etkileyen en önemli parametrelerdir. İçten yanmalı bir motorun doğası gereği oluşan titreşim hareketlerinin, uygun takoz parametreleri ile minimize edilerek karoseriye iletilen kuvvetlerin azaltılması amaçlanmaktadır. Bu çalışmada motor bloğunun gerçekleştirdiği öteleme hareketlerinin aynı eksenindeki bir eşdeğer yay ve damper ile, dönme hareketlerinin ise eşdeğer torsiyonel bir yay ve torsiyonel bir damper ile sönümlendiği kabul edilmiştir. Buradan elde edilen optimum yay ve damper sabitleri kullanılarak ayırıştırma işlemi gerçekleştirilmiş ve motora bağlı olan üç adet takozun gerçek parametreleri belirlenmiştir. Bu nedenle öncelikle her eksenindeki eşdeğer yay ve damper sabitlerinin belirlenmesi gerekmektedir.

Şekil 5.46'da yay ve sönüm sabitlerinin motor bloğunun öteleme ve dönme miktarlarına etkileri görülmektedir. Yay sabitleri 15000-300000 N/m aralığında sönüm sabitleri ise 150-3000 Ns/m aralığında değiştirilerek hem yay sabitinin hem de sönüm sabitinin etkileri incelenmiştir. İncelemeler 6,93 bar indike ortalama efektif basınç profili kullanılarak 230 rad/s ortalama krank mili açısal hızında gerçekleştirilmiştir. Öteleme ve dönme miktarları motorun kararlı çalıştığı bölgelerden alınmıştır.



Şekil 5.46. Yay ve sönüm sabitlerinin motor bloğu öteleme ve dönme hareketlerine etkisi

Şekil 5.46'da x_b eksenindeki öteleme miktarı incelendiğinde, eşdeğer yay sabiti küçüldükçe öteleme miktarının arttığı görülmektedir. Yay sabiti 75000 N/m'nin üzerinde öteleme miktarının çok fazla değişmediği görülmektedir. Ancak daha düşük yay sertlik

değerlerinde de öteleme miktarı oldukça küçüktür. Bu nedenle yay sabiti küçük seçilebilir. Ancak dönüşlerde motora x_b ekseninde etki edecek kuvvetler artacağından yay sabitinin 150000-300000 N/m aralığında seçilebilir. Yay sabitinin daha fazla arttırılması ötelemeyi giderek azaltmaktadır ancak bu durumda takoz kuvvetleri önemli ölçüde artacaktır. x_b eksenini etrafındaki dönme hareketi incelendiğinde düşük yay sabitlerinde bile dönme miktarının oldukça küçük olduğu görülmektedir. Yay sertliğinin 30000 Nm/rad'dan sonra daha fazla arttırılmasının dönme üzerinde bir etkisi olmamaktadır. Bu nedenle x_b eksenini etrafındaki dönme hareketinde kullanılan torsiyonel yay sertlik değerinin 5000-15000 Nm/rad aralığında seçilmesi uygun olacaktır. Motor bloğunun gerçekleştirdiği en büyük öteleme miktarı y_b ekseninde meydana gelmektedir. Yay sertliği 90000 N/m'nin altında olduğu durumlarda öteleme miktarı 2 mm'nin üzerine çıkmaktadır. Ötelemenin düşük seviyelerde tutulabilmesi için yay sertliğinin 300000-500000 N/m aralığında seçilmesi uygun olacaktır. Bununla birlikte yol zemininden gelen şok darbelerinde etkileri göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle y_b eksenindeki eşdeğer yay sabitinin 150000-300000 N/m aralığında seçilmesi daha uygun olacaktır. y_b eksenini etrafındaki dönme miktarının torsiyonel yay sabiti 15000 Nm/rad seçildiğinde sadece 0,04°'ye yaklaştığı görülmektedir. Bu miktar oldukça küçük olduğundan torsiyonel yay sabitinin 5000-15000 Nm/rad aralığında seçilmesi daha uygun olabilir. z_b eksenindeki öteleme miktarının bütün yay sertlik değerlerinde mikrometre seviyelerinde olduğu görülmektedir. Bu nedenle bu eksenindeki yay sabitinin oldukça küçük seçilmesinde herhangi bir mahsur bulunmamaktadır. Ancak motorun uzunlamasına yerleştirildiği bir araçta bu eksenindeki takoz kuvvetlerinin önemi artmaktadır. Çünkü özellikle panik frenleme esnasında araç yavaşlama ivmesi 10 m/s^2 civarına çıkmakta bu durumda motor kütlesi z_b eksenini doğrultusunda bir atalet kuvveti meydana getirmektedir. Bu ani yer değiştirme eyleminin takozlar tarafından karşılanabilmesi için bu doğrultudaki yay sertliğinin büyük olması gerekmektedir. Bu nedenle z_b eksenindeki yay sertliğinin 300000-500000 N/m aralığında alınması uygun olacaktır. z_b eksenini etrafındaki dönme miktarı torsiyonel yay sabiti 15000 Nm/rad seçildiğinde sadece 0,5° civarındadır. Burada da torsiyonel yay sabitinin 5000-15000 Nm/rad aralığında seçilmesi uygun olacaktır.

Takoz parametrelerinin belirlenmesinde diğer önemli bir husus da motorun doğal frekans bölgeleridir. Altı serbestlik dereceli bir harekette altı adet doğal frekans mevcuttur. İçten yanmalı motorlarda motorun doğal frekansının rölanti devrinin altında kalması istenmektedir. Bu durum motorun toplam kütlesi, kütle atalet momentleri ve seçilen takoz sertlik değerleri ile doğrudan ilişkilidir. Motor kütlesi ve kütle atalet momentleri çok fazla değiştirilemeyeceğinden istenen doğal frekans bölgesi uygun takoz sertliğinin seçilmesi ile sağlanabilmektedir. Bu nedenle takoz sertlikleri belirlenirken sadece öteleme miktarları değil aynı zamanda doğal frekans bölgeleri de incelenmelidir. Çizelge 5.1’de öteleme hareketleri için belirlenen doğal frekans devirleri verilmiştir. Takoz sertliği arttıkça doğal frekans devrinin arttığı ve 500000 N/m takoz sertlik değeri için 477,46 1/min’e çıktığı görülmektedir. Binek araçlarda kullanılan dizel motorlarının rölanti devirlerinin genellikle en az 600 1/min olduğu dikkate alınır seçilen takoz sertlik aralığının uygun olduğu anlaşılmaktadır.

Çizelge 5.1. Motor bloğunun öteleme hareketleri için belirlenen doğal frekanslar

Öteleme Hareketleri İçin Doğal Frekans Devirleri			
Yay Sertliği (N/m)	$\omega_x, \omega_y, \omega_z$ (1/min)	Yay Sertliği (N/m)	$\omega_x, \omega_y, \omega_z$ (1/min)
50000	150,99	300000	369,84
100000	213,53	350000	399,48
150000	261,52	400000	427,06
200000	301,98	450000	452,96
250000	337,62	500000	477,46

Çizelge 5.2’de ise motor bloğunun gerçekleştirdiği dönme hareketleri için belirlenen doğal frekans devirleri görülmektedir. Burada ötelemelerin aksine her bir eksendeki kütle atalet momentleri farklı olduğundan, doğal frekans devirleri de her bir dönme hareketi için farklı bir değere sahiptir. Dönme hareketleri küçük genlikli olduğundan yay sabitleri de küçük seçilmiştir. y_b ve z_b eksenleri etrafındaki dönme hareketleri için belirlenen doğal frekans devirlerinin 100 1/min’in altında kaldığı görülmektedir. Ancak x_b eksen etrafında gerçekleşen dönme hareketinin doğal frekansı 60000 Nm/rad eşdeğer yay sertlik değerinde

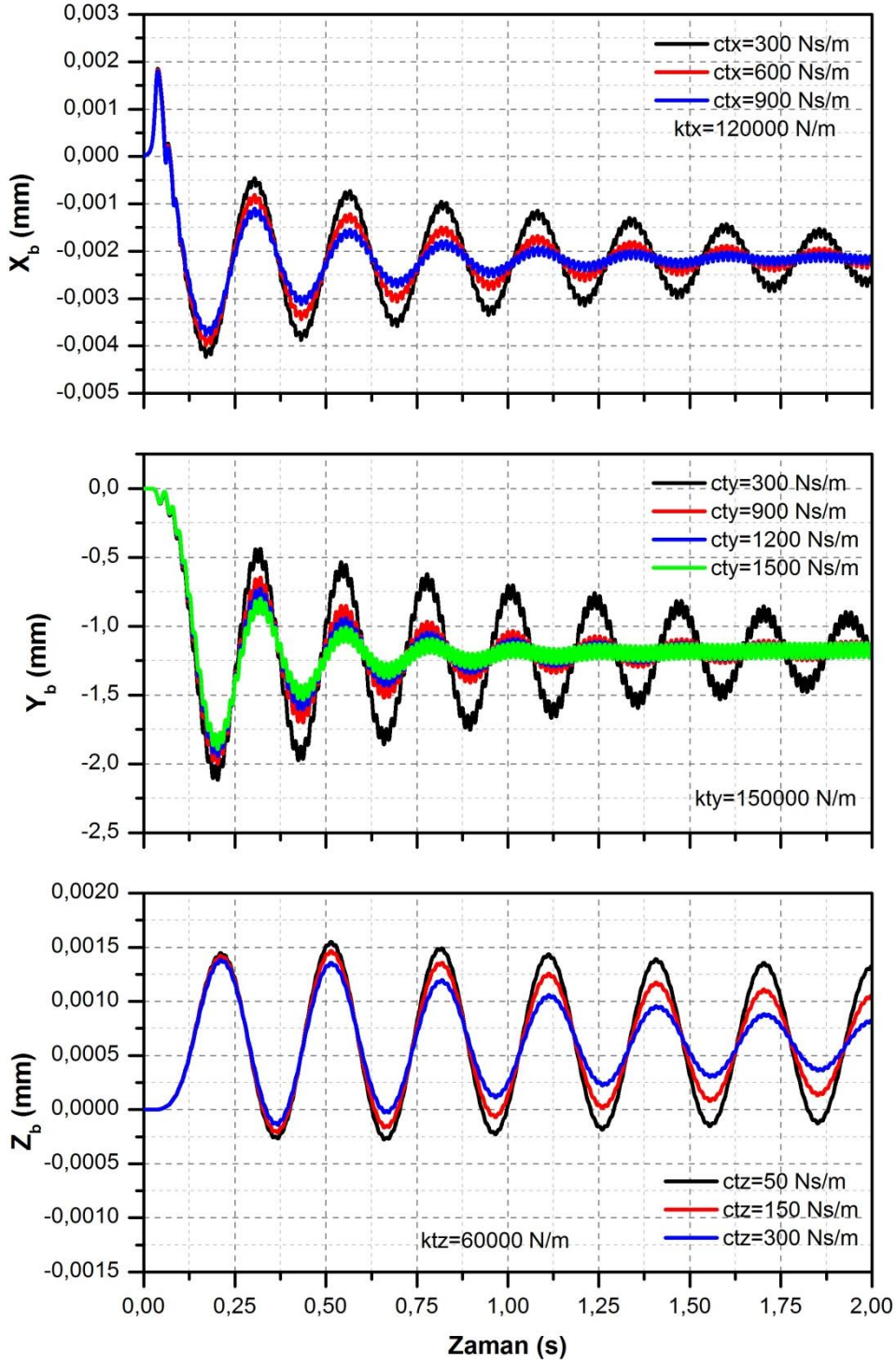
rölanti devrinin üzerine çıkmaktadır. Bununla birlikte 30000 Nm/rad yay sertliği için belirlenen doğal frekans devrinde rölanti devrine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Bu durum vuru olayının meydana gelmesine neden olarak bazı parçaların kısa sürede arızalanmasına neden olabilir. Buradan x_b eksenini etrafındaki dönme hareketi için yay sertlik değerlerinin 5000-15000 Nm/rad aralığında seçilmesinin uygun olacağını göstermektedir.

Çizelge 5.2. Motor bloğunun dönme hareketleri için belirlenen doğal frekanslar

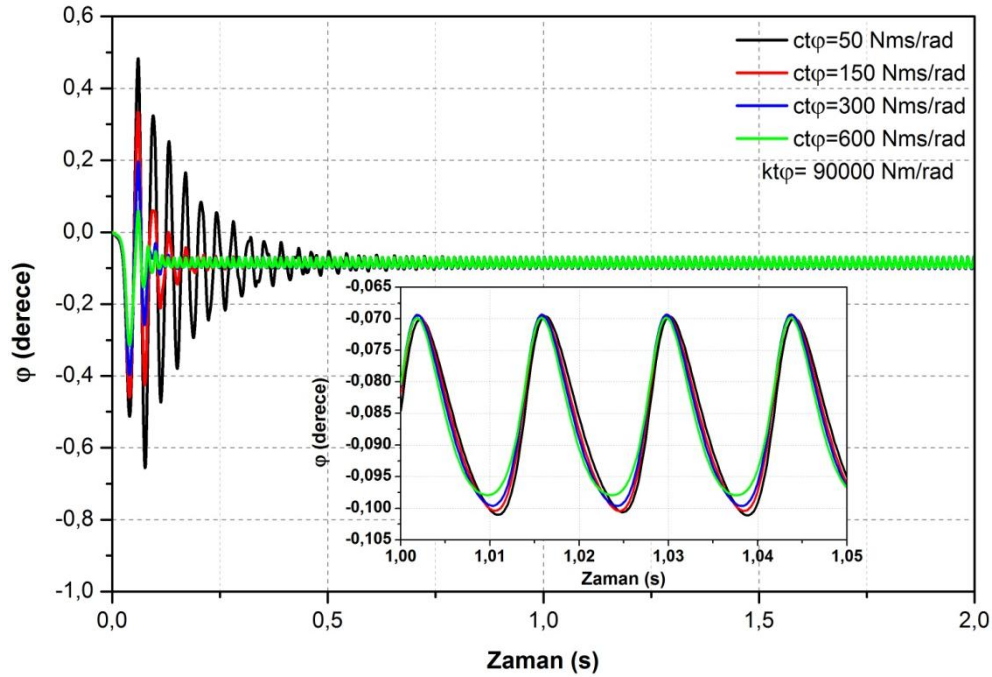
	Dönme Hareketleri İçin Doğal Frekans Devirleri (1/min)		
Yay Sertliği (Nm/rad)	ω_ψ	ω_α	ω_ϕ
5000	207,09	42,15	19,01
10000	292,88	50,12	20,73
15000	358,70	55,47	21,81
30000	507,28	65,96	23,79
60000	717,40	78,44	25,94

Şekil 5.46’da görüldüğü gibi sönüm sabitinin öteleme üzerinde önemli bir etkisi olmamıştır. Sönüm sabitinin blok hareketlerine etkisinin incelenmesi ve belirlenebilmesi için belirli bir takoz sertlik değeri için sönüm sabitleri değiştirilerek titreşim davranışlarının incelenmesi gereklidir. Şekil 5.47’de farklı sönüm değerlerinde blok ötelemelerinin zamana bağlı değişimleri görülmektedir. Sönüm sabiti 600-900 Ns/m aralığında seçildiğinde x_b eksenindeki titreşim hareketinin 1 s’den sonra hemen hemen sönümlendiği görülmektedir. Ancak ötelemenin ve titreşim genliğinin çok düşük olması nedeniyle bu eksenindeki sönüm sabiti 300-600 Ns/m aralığında seçilebilir. y_b eksenindeki titreşim hareketinin, sönüm sabiti 300 Ns/m seçildiğinde 2 s boyunca sönümlenemediği görülmektedir. Marş sonrasında motorun en kısa zamanda kararlı çalışma rejimine ulaşması gerekmektedir. Sönüm sabiti arttırıldığında ötelemenin yeri değişmemekte ancak sönümlenme süresi kısalmaktadır. y_b eksenindeki titreşim hareketinin 1200-1500 Ns/m sönüm sabiti aralığında yaklaşık 1 s sonra sönümlendiği görülmektedir. Sönüm sabitinin daha fazla arttırılması iletim kuvvetlerinin artmasına neden olacaktır. z_b eksenindeki

titreşim hareketi oldukça küçük olduğundan sönüm sabiti 50-150 Ns/m aralığında seçilebilir. Ancak yine yavaşlama esnasındaki atalet kuvvetleri dikkate alınarak bu eksenlerdeki sönüm sabitinin 150-300 Ns/m aralığında seçilmesi uygun olacaktır.



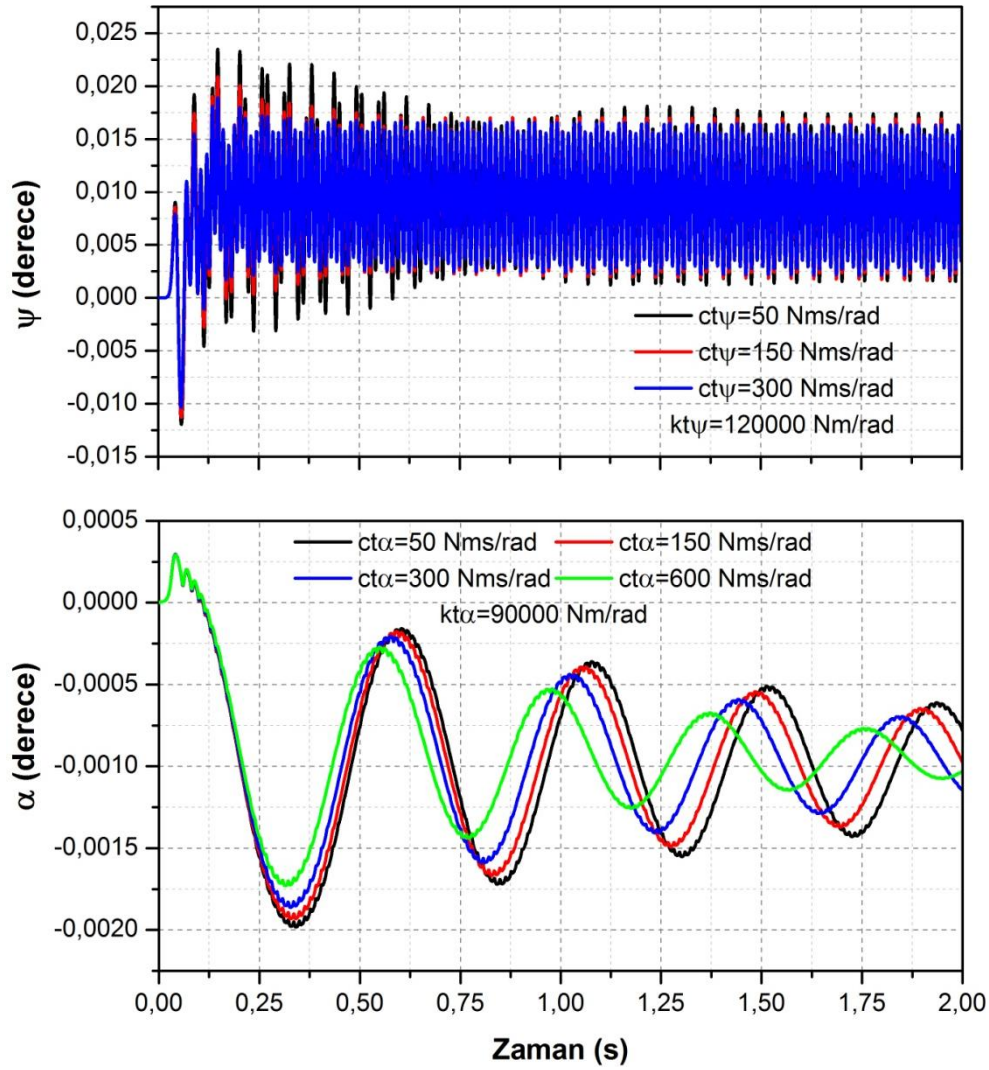
Şekil 5.47. Motor bloğu ötelemelerinin farklı sönüm değerlerinde zamana bağlı değişimi



Şekil 5.48. z_b eksenini etrafındaki dönme hareketinin farklı sönüm değerlerinde zamana bağlı değişimi

Şekil 5.48’de z_b eksenini etrafındaki dönme hareketinin farklı sönüm değerlerinde zamana bağlı değişimi görülmektedir. Sönüm değerinin artırılması sönümlenme süresini azaltmaktadır. Sönüm değeri arttıkça titreşimin genliği çok küçük miktarda azalmaktadır. Sönüm değeri 50 Nms/rad seçildiğinde $0,0309^\circ$ olan titreşim genliği, sönüm değerinin 600 Nms/rad seçilmesiyle $0,0281^\circ$ ’ye düşmüştür. Genlikteki bu azalma çok düşük seviyede olduğundan sönüm sabitinin 150-300 Nms/rad aralığında seçilmesi uygun olacaktır.

Şekil 5.49’da ise x_b eksenini ve y_b eksenini etrafındaki dönme hareketinin farklı sönüm değerlerinde zamana bağlı değişimi görülmektedir. x_b eksenini etrafındaki dönme hareketi incelendiğinde 50, 150 ve 300 Nms/rad sönüm sabitlerinde hareketin 1 s’den sonra kararlı hale geldiği görülmektedir. Hem öteleme miktarının hemde titreşim genliklerinin oldukça küçük olması nedeniyle buradaki sönüm sabiti mümkün olduğunca küçük tutularak 50-150 Nms/rad aralığında seçilebilir. y_b eksenini etrafında ise çok daha küçük bir dönme hareketi meydana gelmektedir. Bu nedenle burada da sönüm sabitini 50-150 Nms/rad aralığında seçmek uygun olacaktır.



Şekil 5.49. x_b ve y_b eksenleri etrafındaki dönme hareketlerinin farklı sönüm değerlerinde zamana bağlı değişimi

Bu kısma kadar eşdeğer yay ve sönüm sabitlerinin optimizasyonuna yönelik değerlendirmeler yapılmıştır. Ancak eşdeğer yay ve sönüm sabitlerinin belirlenmesi tek başına yeterli olmayıp buradan elde edilen parametrelerin üç takoz için ayrıklaştırılması gerekmektedir. Ayrıklaştırma işleminde daha öne bahsedildiği üzere TDE prensibi kullanılmıştır. Çizelge 5.3'te eşdeğer yay ve sönüm sabitlerinin üç takozla dağıtılması ile elde edilen takoz parametreleri görülmektedir. Eşdeğer yay ve sönüm sabitleri ile takoz yay ve sönüm sabitlerinin oldukça farklı olduğu görülmektedir. Motor bloğunun arka tarafında tek takoz bulunması nedeniyle bu takozun sertlik ve sönüm değerleri beklenildiği gibi ön takozlara göre daha büyük olarak belirlenmiştir. Bu durumda arka takoz daha fazla kuvvete maruz kalacak ve çalışma ömrü ön takozlara göre daha az olacaktır.

Çizelge 5.3. Eşdeğer yay ve sönüm sabitlerinin ayrıklaştırılması

		Takoz Sertlikleri (N/m)			
Seçilen Eşdeğer Yay Sertliği		Ön takoz		Arka Takoz	
k_{tx}	150000-300000 N/m	k_x	48500-97000	k_{bx}	53000-106000
k_{ty}	150000-300000 N/m				
k_{tz}	300000-500000 N/m	k_y	189000-567000	k_{by}	207000-621000
$k_{t\psi}$	5000-15000 Nm/rad				
$k_{t\alpha}$	5000-15000 Nm/rad	k_z	97000-161500	k_{bz}	106000-177000
$k_{t\varphi}$	5000-15000 Nm/rad				
		Takoz Sönüm Değerleri (Ns/m)			
Seçilen Eşdeğer Sönüm Değeri		Ön takoz		Arka Takoz	
c_{tx}	300-600 Ns/m	c_x	100-200	c_{bx}	100-250
c_{ty}	1200-1500 Ns/m				
c_{tz}	150-300 Ns/m	c_y	5600-11500	c_{by}	6200-12500
$c_{t\psi}$	50-150 Nms/rad				
$c_{t\alpha}$	50-150 Nms/rad	c_z	50-100	c_{bz}	50-100
$c_{t\varphi}$	150-300 Nms/rad				

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada dört silindirli, dört zamanlı sıra tipi bir dizel motorunun dinamik modeli oluşturulmuştur. Gerçekleştirilen model, motor bloğunun üç ekseninde öteleme hareketi ile bu eksenler etrafındaki dönme hareketlerini ve krank milinde meydana gelen hız dalgalanmalarını ihtiva eden yedi serbestlik dereceli bir modeldir. Modelin oluşturulmasında piston-biyel-krank mekanizmasının kinematik ilişkileri, hareketli parçaların kütle ataletleri, hareketli parçalar arasında meydana gelen sürtünmeler ve farklı silindir içi basınç profilleri dikkate alınmıştır. Ayrıca çevrimsel farklılıklar ve teklemeye gibi durumların etkileri de incelenmiştir. Silindir içi basınç profilleri bir dizel motorundan dört farklı yük ve iki farklı çevrimsel farklılık durumu için deneysel olarak ölçülmüş ve modelde kullanılabilmesi için Fourier serisine açılmıştır. Modelin çözümü için Taylor serisi metodu kullanılmış olup çözümleme için FORTRAN dilinde bir kod hazırlanmıştır. Modelden elde edilen sonuçların özeti aşağıda sunulmuştur.

Farklı silindir içi basınç profilleri, farklı kütle atalet değerleri ve sürtünme gibi faktörlerin krank mili hız dalgalanmalarına etkileri şu şekilde özetlenebilir;

- Aynı basınç profili kullanılarak motor hızı arttırıldıkça krank mili hız dalgalanmalarının azaldığı görülmüştür. Bununla birlikte motor hızı arttıkça motorun taşıyabileceği harici momentin azaldığı tespit edilmiştir.
- Aynı motor hızında yük arttırıldıkça krank milinde meydana gelen hız dalgalanmalarının da arttığı belirlenmiştir.
- COV_{imep} değeri % 5,15 olan silindir içi basınç profili kullanıldığında COV_{imep} değeri %12,92 olan basınç profiline göre beklenildiği gibi daha düşük krank mili açısıl hız genliği kaydedilmiştir. Silindir içinde çevrimden çevrime meydana gelen değişimler krank mili hız dalgalanmalarını arttırmaktadır.
- Silindirlerden birinde meydana gelen tek çevrimlik teklemenin krank mili açısıl hızını aniden düşürdüğü ancak teklemenin ortadan kalkmasıyla birlikte ortalama açısıl hızın bir süre sonra tekrar eski değerine ulaştığı belirlenmiştir.

- Tekleme probleminin sürekli olması ve harici motor yükünün de azaltılmaması durumunda motorun stop ettiği görülmüştür.
- Piston kütesinin azaltılması piston ve krank mili arasındaki enerji alış verişini azalttığından, krank mili açısal hız genliğinin artmasına neden olmaktadır.
- Silindir içi basınç profili ve motora uygulanan harici yük sabit kalmak kaydıyla sürtünmeler ortadan kaldırıldığında krank mili açısal hızının giderek arttığı belirlenmiştir. Modeldeki motor sürtünme kaybının % 12,9 olduğu tespit edilmiştir. Yardımcı donanımların ve supap mekanizmasının etkilerinin dahil edilmediği düşünüldüğünde bu sürtünme kaybının normal olduğu kabul edilebilir.
- Volan ve krank milinin kütle atalet momentindeki artış krank mili açısal hız genliğini azaltmaktadır. Daha büyük kütle atalet değerine sahip volan ve krank mili üzerine daha fazla enerji depolayabilme yeteneğine sahip olduğundan krank mili hız dalgalanmaları azalmaktadır.
- Biyel kütle atalet momentindeki artış ise krank mili hız dalgalanmalarını arttırmaktadır. Biyelin AÖN ve ÜÖN’da maksimum hıza ulaşması ve yön değiştirme eylemi bu artışta etkili olmuştur.

Farklı çalışma koşulları altında motor bloğu titreşim davranışları aşağıda özetlenmiştir;

- Altı serbestlik derecesine sahip olan motor bloğunun normal çalışma şartları altında en önemli öteleme hareketinin y_b ekseninde, en fazla dönme eyleminin ise z_b ekseninde gerçekleştiği belirlenmiştir. Dört silindirli bir motorda pistonlar, biyeler ve karşı ağırlıkları kendi kendilerini dengelediklerinden blok öteleme ve dönme titreşimleri çok küçük mertebelerde kalmaktadır.
- Piston kütlelerinin ihmal edilmesi durumunda motor bloğunun düşey öteleme genliğinin oldukça düştüğü gözlemlenmiştir. Bununla birlikte pistonlar arasında kütle farkı olması durumunda düşey eksenindeki titreşim genliğinin arttığı belirlenmiştir.

- Piston kütlelerinin azaltılması yan yüzey kuvvetinin artmasına ve motor bloğunun z_b eksenini etrafında daha fazla dönmesine neden olmaktadır.
- Motor bloğunun, biyel kütle atalet momentlerinin etkisiyle bir miktar yukarı yönde ötelendiği belirlenmiştir. Biyel kütle ataletlerinin ihmal edilmesi durumunda öteleme pistonların ikincil ivmelerinin etkisiyle bir miktar statik konumun altına inmiştir.
- Biyeler arasında kütle farklılığı olması durumunda motorun x_b eksenindeki titreşim genliğinin oldukça fazla arttığı belirlenmiştir.
- Krank mili karşı ağırlıklarındaki balanssızlıklar hem x_b ekseninde hem de y_b eksenindeki titreşim genliklerini arttırmaktadır.
- Sürtünmelerin ihmal edilmesi durumunda motor bloğunun bir miktar daha yukarı yönde ötelendiği ve z_b eksenini etrafındaki yaslanma miktarının arttığı görülmektedir. Sürtünmelerin ortadan kalkması, piston yan yüzey kuvvetlerinin ve biyel atalet kuvvetlerinin artmasına neden olmakta, bu nedenle öteleme ve yaslanmalar da artmaktadır.
- Krank ve volanın kütle atalet momentinin artması motor bloğunun bir miktar daha yukarıya doğru ötelenmesine neden olmaktadır. Enerji depolayabilme yeteneği artan volan ve krank pistonların ikincil ivmelerinden kaynaklanan enerjinin bir kısmını daha absorbe ettiğinden biyel kütle ataletlerinin etkisi ile motor bloğu bir miktar daha yukarıya doğru ötelenmektedir.
- Motor yükü arttırıldığında motor bloğunun bir miktar daha yukarı doğru ötelendiği belirlenmiştir. Aynı zamanda motor yükündeki artış z_b eksenini etrafındaki yaslanma miktarını da arttırmaktadır.
- Çevrimsel farklılıklardaki artışın, motor bloğunun düşey yöndeki titreşim genliğini arttırdığı görülmüştür.

- Motor hızı arttıkça motor bloğunun daha fazla yukarı doğru ötelendiği ve z_b eksenine etrafındaki dönme genliğinin azaldığı belirlenmiştir.
- Takoz sönümleme değerlerinin titreşim genliklerine önemli bir etkisinin olmadığı ancak sönüm süresini etkilediği belirlenmiştir.
- Takoz sertlik değerleri arttıkça öteleme ve dönme miktarları azalmaktadır. Ancak takoz sertlik değeri arttıkça doğal frekans devrinin rölanti devrine yaklaştığı belirlenmiştir.

Bu çalışmada oluşturulan model ile dört silindirli bir dizel motorunun titreşim karakteristikleri incelenmiştir. Bu çalışmanın devamında aşağıda belirtilen öneriler dikkate alınarak mevcut model geliştirilebilir ya da farklı çalışmalara zemin hazırlanabilir.

- Bu çalışmada incelenen motorun dizel motor olduğu kabul edilmiş, motor boyutları ve silindir içi basınç profilleri bu kabule göre düzenlenmiştir. Motor boyutları, parçaların kütleleri ve silindir içi basınç profillerindeki değişiklikler ile benzinli bir motorun titreşim davranışları incelenebilir.
- Oluşturulan model dört zamanlı bir motor için geliştirilmiştir. Modelde bazı değişiklikler yapılarak iki zamanlı motorların titreşim davranışları incelenebilir.
- Kararlı şartlardaki silindir içi basınç profilleri yerine hızlanma ve yavaşlama rejimlerindeki basınç profilleri kullanılarak daha gerçekçi analizler gerçekleştirilebilir.
- Motor bloğuna yol zemininden etki eden kuvvetler dikkate alınarak daha komplike bir model oluşturulabilir. Benzer şekilde taşıtın hızlanması ve yavaşlaması esnasındaki titreşim davranışları detaylı bir şekilde incelenebilir.
- Motor bloğunun farklı tiplerdeki takozlarla (hidrolik, aktif vs..) bağlanması durumundaki titreşim davranışları karşılaştırılabilir.
- Pistonların ikincil hareketleri dikkate alınabilir ve bu hareketlerin titreşim ve gürültüye etkileri incelenebilir.

- Bu çalışmada motor bloğunun üç adet takoz ile zemine bağlandığı kabul edilmiştir. Takoz sayısı ve bağlantı yerleri değiştirilerek optimizasyon çalışması yapılabilir. Ayrıca motorun enine yerleşiminin etkileri de incelenebilir.
- Model motora bağlı diğer donanımların (kam mili, supaplar, alternatör vs..) etkilerini de dikkate alacak şekilde geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

1. Drugă, C., Barbu, D., Lache, S. (2007). Vibration And The Human Body. *Fascicle of Management and Technological Engineering*, 6 (16), 168-173.
2. Griffin, M.J. (2004). *Handbook of Human Vibration*. Elseiver Academic Press, California, 43-88.
3. Deprez, K., Moshou, D., Anthonis, J., Baerdemeaker, J.D., Ramon, H. (2005). Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspensions. *Computers and Electronics in Agriculture*, 49: 431-440.
4. Hostens, I., Ramon, H. (2003). Descriptive analysis of combine cabin vibrations and their effect on the human body. *Journal of Sound and Vibration*, 266: 453-464.
5. Chu, C.C. (1997). Multiaxial fatigue life prediction method in the ground vehicle industry. *International Journal of Fatigue*, 19: 325-330.
6. Fonta, M., Freitas, M. (2009). Marine main engine crankshaft failure analysis. *Engineering Failure Analysis*, 16:1940-1947.
7. Karimi, H.R., Lohmann, B. (2007). Haar wavelet-based robust optimal control for vibration reduction of vehicle engine-body system. *Electricial Engineering*, 89: 469-478.
8. Nester, T.M., Haddow, A.M., Shaw, S.W. (2003). Vibration Reduction in a Variable Displacement Engine Using Pendulum Absorbers. *SAE International Technical Papers*, 2003-01-1484.
9. Mourelatos, Z.P. (2001). A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines. *Computers and Structures*, 79: 2009-2027.
10. Deck, C.L. (2005). *Variability Analysis of Engine Idle Vibration*, M.Sc. Thesis, University of Windsor, 19-35.
11. Karabulut, H. (2012). Dynamic model of a two-cylinder four-stroke internal combustion engine and vibration treatment. *International Journal of Engine Research*, 13: 616-627.
12. Boysal, A., Rahnejat, H. (1997). Torsional vibration analysis of a multi-body single cylinder internal combustion engine model. *Applied Mathematical Modelling*, 21: 481-493.
13. Hesterman, D.C., Stone B.C. (1994).Secondary inertia effects in the torsional vibration of reciprocating engines - a little literature review. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 208: 11-15.
14. Drew, S.J., Hesterman, D.C. and Stone, B.J. (1999). The torsional excitation of variable inertia effects in a reciprocating engine. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 13(1), 125-144.

15. De la Cruz, M., Theodossiades, S., Rahnejat, H. (2009). An investigation of manual transmission drive rattle. *Journal of Multi-Body Dynamics*, 224: 167-181.
16. Rahnejat, H. (1998). Multi-Body Dynamics: Vehicles, Machines and Mechanisms. *Professional Engineering Publishing*, SAE, London.
17. Shangguan, W.B., Lu, Z.H. (2004). Experimental study and simulation of a hydraulic engine mounth with fully coupled fluid-structure interaction finite element analysis model. *Computers&Structures*, 82: 1751-1771.
18. Richard, A.M. (1984). Hydraulic mounts-Improved engine isolation. *SAE Paper 840410*.
19. Muller M., Eckel, H.G. Redution of noise and vibration in vehicle by an appropriate engine mounth system and active absorbers. *SAE Paper 960185*.
20. Kim, G., Singh, R.A. (1995). A study of passive and adaptive hydraulic engine mount systems with emphasis on nonlinear characteristic. *Journal of Sound an Vibration*, 179: 427-453.
21. Royston, T.J., Sing, R. Study of nonlinear hydraulic engine mounts focusing on decoupler modeling and design. *SAE Paper 971936*.
22. Colgate, J.E., Chang, C.T., Chiou, Y.C. (1995). Modeling of a hydraulic engine mount focusing on response to sinusoidal and composite excitations. *Journal of Sound and Vibration*, 184: 503-528.
23. Öztürk, E. (2011). *İçten Yanmalı Motorlarda Titreşimlerin İncelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 51-55.
24. Wang, R. (2005). *A study of vibration isolation of engine mount system*. M. Sc Thesis, Concordia University, 25-74.
25. Heisler, H. (1985). *Advanced engine technology*. Arnold Press, London, 79-135.
26. Hartog, J.P.D. (1947). *Mechanical Vibrations 3rd edition*. McGraw-Hill, USA, 100-165.
27. Song, Z. (1991). *A Dynamics model for automotive diesel engines*. Ph. D. Thesis, University of Wisconsin, Madison, 5-68.
28. Öztürk, E., Karabulut, H. (2012). Tek silindirli bir motorun dinamik ve titreşim analizi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 27: 491-500.
29. Karabulut, H., Öztürk, E., Çınar, C. (2011). Tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun dinamik modeli ve titreşimlerinin incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 26: 173-183.

30. Hoffman, D.M.W. (1999). *In-line internal combustion engine Dynamics and vibration*. Ph. D. Thesis, The University of Michigan, 5-182.
31. Hoffman, D.M.W., Dowling, D.R. (1999). Modeling fully coupled rigid engine Dynamics and vibrations. *1999 SAE Noise and Vibrations Conference*, 2: Traverse City, MI, Warrandale, PA, 747-755..
32. Hoffman, D.M.W., Dowling, D.R. (2001). Fully coupled rigid internal combustion engine Dynamics and vibration-Part I model development. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123: 677-684.
33. Hoffman, D.M.W., Dowling, D.R. (2001). Fully coupled rigid internal combustion engine dynamics and vibration-Part II model-experiment comparisons. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123: 677-684.
34. Rideout, D.G., Stein, J.L. and Louca, L.S. (2008). Systematic assessment of rigid internal combustion engine dynamic coupling. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 130: 1-12.
35. Giorgio, R. (1986). *A dynamic model for the internal combustion engine*. Ph. D. Thesis, University of Michigan, 15-140.
36. Karabulut, H. and Ersoy, H. (2012). Dynamic behaviours of a two-cylinder four stroke internal combustion engine. *Gazi University Journal of Science*, 25: 519-532.
37. Ramachandran, T., Padmanaban, K.P. (2012). Review on internal combustion engine vibrations and mountings. *International Journal of Engineering Sciences & Emerging Technologies*, 3: 63-73.
38. Perera, M.S.M., Thedossiades, S. and Rahnejat, H. (2007). A multi-physics multi-scale approach in engine design analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 221: 335-348.
39. Tienhaara, H. (2004). *Guidelines to engine dynamics and vibrations*. Marine News, Wärtsilä, Switzerland, 20-25.
40. Carlucci, A.P., Chiara, F.F. And Laforgia, D. (2006). Analysis of the relation between injection parameter variation and block vibration of an internal combustion diesel engine. *Journal of Sound and Vibration*, 295, 141-164.
41. Jang, S. And Cho, J. (2004). Effects of skirt profiles on the piston secondary movements by lubrication behaviors. *International Journal of Automotive Technology*, 5 (1), 23-31.
42. Cho, S.H., Ahn, S.T., Kim, Y.H. (2002). A simple model to estimate the impact force induced by piston slap. *Journal of Sound and Vibration*, 255 (2), 229-242.
43. Geng, Z. And Chen, J. (2005). Investigation into piston-slap-induced vibration for engine condition simulation and monitoring. *Journal of Sound and Vibration*, 282, 735-751.

44. Chang, J., Kim, M. And Min, K. (2002). Detection of misfire and knock in spark ignition engines by wavelet transform of engine block vibration signals. *Measurement Science and Technology*, 13, 1108-1114.
45. Williams, J. (1997). *Misfiring cylinder diagnosis through crankshaft torsional vibration measurement*. Ph. D. Thesis, University of Cincinnati.
46. Samimy, B. and Rizzoni, G. (1996). *Mechanical signature analysis using time-frequency signal processing*: Application to internal combustion engine knock detection. *Proceedings of the IEEE*, 84: 1330-1343.
47. Daw, C.S., Kennel, M.B., Finney, C.E.A. and Connolly, F.T. (1998). Observing and modeling nonlinear dynamics in an internal combustion engine. *The American Physical Society Physical Review E*, 57(3): 2811-2819.
48. Ajovalasit, M. and Giacomini, J. (2003). Analysis of variations of diesel engine idle vibrations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power: Part D—Journal of Automobile Engineering*, 217: 921–933.
49. Shim, D., Park, J., Khargonekar, P.P. and Ribbensen, W.B. (1996). Reduction automotive engine speed fluctuation at idle. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 4(4), 404-410.
50. Offner, G., Krasser, J., Laback, O. And Pribsch, H.H. (2001). Simulation of multi-body dynamics and elastohydrodynamics excitation in engines especially considering piston-liner contact. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part K: Journal of Multi Body Dynamics*, 215, 93-102.
51. Wannatong, K., Chanchaona, S. And Sanitjai, S. (2008). Simulation algorithm for piston ring Dynamics. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 16, 127-146.
52. Xin, Q. (1999). *Analytic and numerical study of lubrication dynamics for internal combustion engine piston assemblies and journal bearings*. Ph. D. Thesis, Washington University.
53. Antoni, J., Daniere, J. And Guillet, F. (2002). Effective vibration analysis of IC engines using cyclostationarity. Part I-A methodology for condition monitoring. *Journal of Sound and Vibration*, 257 (5), 815-837.
54. Erkaya, S., Su, Ş. and Uzmay, İ. (2007). Dynamic analysis of a slider-crank mechanism with eccentric connector and planetary gears. *Mechanism and Machine Theory*, 42: 393-408.
55. Brusa, E., Delprete, C. and Genta, G. (1997). Torsional vibration of crankshafts: effects of non-constant moments of inertia. *Journal of Sound and Vibration*, 205(2): 135-150.
56. Chalhoub, N.G., Nehme, H. and Henein, A. (1999). Effects of structural deformations of the crank-slider mechanism on the estimation of the instantaneous engine friction torque. *Journal of Sound and Vibration*, 224(3): 489-503.

57. Bell, J.R. and Rothberg, S.J. (2000). Rotational vibration measurements using laser doppler vibrometry: Comprehensive theory and practical application. *Journal of Sound and Vibration*, 238(4): 673-690.
58. Hadi R. (2002). *The identification of the inertial characteristics of an ICE through steady state vibration measurement*. Ph. D. Thesis, Wayne State University, 5-47.
59. Tao, J.S., Liui G.R. And Lam, K. Y. (2000). Design optimization of marine engine mount system. *Journal of Sound and Vibration*, 235(3), 477-494.
60. Kim, M. (2005). *Friction force measurement and analysis of rotating liner engine*. Ph. D. Thesis, The University of Texas, Austin.
61. Taylor, C. (1993). *Engine Tribology*. Elsevier Science Publishers, B.V.J.
62. Xu, H. (2005). *Predictive modeling of piston assembly lubrication in reciprocating internal combustion engines*. Ph. D. Thesis, The University of Texas, Austin.
63. Zinolabedini, R. (1997). A mathematical modeling on Dynamics od camshaft drivetrain. Ph. D. Thesis, Cleveland State University, Cleveland, 1-28.
64. Arents, C.A. (1950). Resilient mountings for reciprocating and rotating machinery; Engineering Report 2, Illinois Institute of Technology, Chicago, 1-80.
65. Arents, C.A (1954). Resilient mountings for reciprocating and rotating machinery; Engineering Report 9, Illinois Institute of Technology, Chicago, 1-20.
66. Schmitt, R.V. and Leingang, C.J. (1976). Design of elastomeric vibration isolation mounting systems for internal combustion engines. *SAE Paper 760431*.
67. Fox, G.L. (1977). Matrix methods for the analysis of elastically supported isolation systems. *Shock and Vibration Bulletin*, 46 (5), 135-145.
68. Fox, G.L. (1977). On the determination and characteristics of the centre of elasticity. *Shock and Vibration Bulletin*, 47(1), 163-175.
69. Himmelblau, H. and Rubin, S. (1961). *Vibration of a resilient supported rigid body*. Shock and Vibration Handbook 2nd ed., London, 1-56.
70. Smollen, L.E. (1966). Generalized matrix method fort he design and analysis of vibration-isolation systems. *Journal of the Acoustical Society of America*, 40:195-204.
71. Geck, P.E. and Patton, R.D. (1984). Front Wheel drive engine mount optimization. *SAE paper 840736*.
72. Saitoh, S. and Igarashi, M. (1989). *Optimization study of engine mounting systems*. 12th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Canada, 18(1), 23-28.

73. Arai, T., Kubozuka, T. and Gray, S. (1993). Development of an engine mount optimization method using modal parameters. *SAE paper 932898*.
74. Bretl, J. (1993). Optimization of engine mounting systems to minimize vehicle vibration. *SAE paper 931322*.
75. Swanson, D.A., Miller, L.R. and Norris, M.A. (1994). Multidimensional mount effectiveness for vibration isolation. *Journal of Aircraft*, 31: 188-196.
76. Vietor, T., Deges, R., Hampl, N. and Bürger, K. (1997). Robust design of elastic mounting systems. *SAE paper 97133*.
77. Yoshida, J. (1996). Idle shake simulation with engine exciting force. *J.S.A.E. Review*, 17: 65-67.
78. An, G.W., Ryu, G.D. and Park, T.W. (1991). The effect of engine mounting on the shake of body on key-off of a Jeep. *SAE paper 912572*.
79. Furubayashi, M., Soma, N., Nakada, T. and Iwahara, M. (1991). Estimation of the engine exciting force and the rigid body vibration mode of powerplant. *SAE paper 911295*.
80. Noda, K., Anzai, N. and Furubayashi, M. (1991). Simulation of engine vibration on industrial machinery. *SAE paper 911272*.
81. Geisberger, A., Khajepour, A. and Golnaraghi, F. (2002). Non-linear modelling of hydraulic mounts: theory and experiment. *Journal of Sound and Vibration*, 249 (2), 371-397.
82. Shangguan, W.B. and Lu, Z.H. (2004). Modelling of a hydraulic engine mount with fluid-structure interaction finite element analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 275: 193-221.
83. Taylor, C.F. (1985). *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice Vol. II: Combustion, Fuels, Materials, Design* 2nd ed. The M.I.T. Pres, 240-305.
84. Kushwaha, M., Gupta, S., Kelly, P. and Rahnejat, H. (2002). Elasto-multi-body Dynamics of a multicylinder internal combustion engine. *Journal of Multi-Body Dynamics*, 216(4), 281-293.
85. Perera, M.S.M., Theodossiades, S., Rahnejat, H. (2010). Elasto-multi-body Dynamics of internal combustion engines with tribological conjunctions. *Journal of Multi-Body Dynamics*, 224:261-277.
86. Giakoumis, E.G., Rakopoulos, C.D. and Dimaratos, A.M. (2008). Study of crankshaft torsional deformation under steady-state and transient operation of turbocharged diesel engines. *Journal of Multi-Body Dynamics*, 222: 17-30.

87. Zweiri, Y.H., Whildborne, J.F., and Seneviratne, L.D. (2001). Detailed analytical model of a single-cylinder diesel engine in the crank angle domain. *Proc Instn Mech Engrs Part D J. Automobile Engineering*, 215: 1197-1216.
88. Guzzomi, A.L., Hesterman, D.C., and Stone, B.J. (2007). The effect of piston friction on engine block Dynamics. *ImecE Part K: Journal of Multi Body Dynamics*, 221: 227-289.
89. Ye Z., Zhang C., Wang Y., Cheng H.S., Tung S., Wang Q.J., He X. (2004). An experimental investigation of piston skirt scuffing: a piston scuffing apparatus, experiments, and scuffing mechanism analyses. *Wear*, 257: 8-31.
90. Durak E., Kurbanoglu C., Bıyıkoglu A., Kaleli H. (2003). Measurement of friction force and effect of oil fortifier in engine journal bearings under dynamic loading conditions. *Tribology International*, 36: 599-607.
91. Wang Y., Lim T.C. (2002). Effects of viscous friction and non-friction damping mechanism in a reciprocating engine. *Journal of Sound and Vibration*, 257(1), 177-188.
92. Lisa H. (1992). *High frequency modeling issues for a hydro-mechanical engine mount*. MSc. Thesis, Ohio State University, 11-46.
93. Lee, Y.W., Lee, C.W. (2002). Dynamic analysis and control of an active engine mount system. *Proc Instn Mech Engrs Part D J. Automobile Engineering*, 216: 921-931.
94. Yunhe Y., Naganathan N.G., Dukkipati R.V. (2001). A literature review of automotive vehicle engine mounting systems. *Mechanism and Machine Theory*, 36: 123-142.
95. Çetinkaya S. (2007). *Motor Dinamiği 2. Baskı*. Nobel Yayın Dağıtım, 10-62.
96. Geisberger, A.A. (2000). *Hydrolic engine mount modeling parameter identification and experimental validation*. MSc. Thesis, The University of Waterloo, Ontario, 3-51.
97. Matthew, R., Haddow, A. (1993). On the dynamic response of hydraulic engine mounts. *SAE Paper*, 931321.
98. Korkmaz, İ. (2007). *Araçlarda motor askı sistemlerinin incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 3-55.
99. Darsivan, F.J., Martono, W. (2006, July). *Engine Mounting Characteristic for Vibration Isolation and Active Vibration Control Strategies*. 1st Regional Conference on Vehicle Engineering & Technology, Kuala Lumpur, Malaysia, 3-5 July.
100. Miller, L.R., Ahmadian, M. (1992). *Active mounts-a discussion of future technological trends*. Inter-noise Conference, Toronto, Canada, 20-22 July.
101. Rivin, E.I. (1985). Passive engine mounts-some directions for further development. *SAE Paper*, 850481.

102. Racca, R., Walker, S. (1994, September). *Effective reduction of noise and vibration of internal combustion engines in marine installations*. SAE-International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition, Milwaukee, 12-14 September.
103. Hafidi, A.E., Martin, B., Lored, A., Jegu, E. (2010). Vibration reduction on city buses: Determination of optimal position of engine mounts. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24: 2198-2209.
104. Heisler, H. (1999). Vehicle and engine technology. *SAE International*, London, 328-340.
105. Erdelyi, H., Roesems, D. (2012, February). *Concept stage powertrain mounting system layout tool: 3 and 4 point mounting systems*. VECOM Workshop, 1-2 February, 1-15.
106. Lord, H.C. (1930). *Vibration dampening mounting*. US Patent, 1778503, 14 October.
107. Lord, H.C. (1933). *Vibration dampening mounting*. US Patent, 1940686, 14 October.
108. Rivin, E.I. (2003). *Passive Vibration Isolation*. Asme Press, New York, 5-151.
109. Chavan, V.S., Askhedkar, R., Sanap, S.B. (2013). Analysis of anti vibration mounts for vibration isolation in diesel engine generator set. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 3(3), 1423-1428.
110. Lee, J.S., Kim, S.C. (2007). Optimal design of engine mount rubber considering stiffness and fatigue strength. *Proc Instn Mech Engrs Part D J. Automobile Engineering*, 221: 823-835.
111. Boral, C. (2010). *Design of an engine mount with dry friction damping*. MSc. Thesis, Middle East Technical University, 2-8.
112. Swanson, D.A. (1993). Active engine mounts for vehicles. *SAE Paper*, 932432.
113. Singh, R., Kim, G., Ravindra, P.V. (1992). Linear analysis of automotive hydromechanical mount with emphasis on decoupler characteristics. *Journal of Sound and Vibration*, 158(2), 219-243.
114. Rasmussen, R. (1962). *Engine mount*. US Patent, 3137466, 23 May.
115. Christopherson, J., Jazar, G.N. (2006). Dynamic behaviour comparison of passive hydraulic engine mounts Part 1: Mathematical analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 290: 1040-1070.
116. Flower, W.C. (1985). Understanding hydraulic mounts for improved vehicle noise, vibration and ride qualities. *SAE Paper* 850975.
117. Mashavekhi, M.J., Vahdati, N. (2009). Application of tuned vibration absorbers in fluid mounts. *Shock and Vibration*, 16: 565-580.

118. Kim, G. (1992). *Study of passive and adaptive hydraulic engine mounts*. PhD. Thesis, The Ohio State University, 1-12.
119. Vahdati, N. (1998). A detailed mechanical model of a double pumper fluid mount. *Journal of Vibration and Acoustics*, 120: 361-370.
120. Vahdati, N. (2005). Double-notch single-pumper fluid mounts. *Journal of Sound and Vibration*, 285 (3), 697-710.
121. Ay, Y., Golnaraghi, M.F., Khajepour, A. (2000, May). *Investigation on a semi-active hydro mount using MR fluid*. Symposium on Active Control Technology for Enhanced Performance Operational Capabilities of Military Aircraft Land Vehicles and Sea Vehicles, Braunschweig, Germany, 8-11 May.
122. Mansour, H., Arzanpour, S., Golnaraghi, M.F., Parameswaran, A.M. (2011). Semi-active engine mount design using auxiliary magneto-rheological fluid compliance chamber. *Vehicle System Dynamics*, 49(3), 449-462.
123. Choi, S.B., Song, H.J. (2002). Vibration control of a passenger vehicle utilizing a semiactive ER engine mount. *Vehicle System Dynamics*, 37(3), 193-216.
124. Song, H.J., Choi, S.B. (2005). Vibration control of a structural system using magneto-rheological fluid mount. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 16: 931-936.
125. Hills, A.J., Harrison, A.J.L., Stoten, D.P. (2005). A comparison of two adaptive algorithms for the control of active engine mounts. *Journal of Sound and Vibration*, 286: 37-54.
126. Lee, B.H., Lee, C.W. (2009). Model based feed-forward control of electromagnetic type active control engine mount system. *Journal of Sound and Vibration*, 323: 574-593.
127. Nakaji, Y., Satoh, S., Kimura, T., Hamabe, T., Akatsu, Y., Kawazoe, H. (1999). Development of an active control engine mount system. *Vehicle system Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 32: 185-198.
128. Olsson, C. (2006). Active automotive engine vibration isolation using feedback control. *Journal of Sound and Vibration*, 294: 162-176.
129. Heywood, J.B. (1988). *Internal Combustion Engines Fundamentals*. McGraw-Hill, A.B.D.
130. Riesing, E. F. (1950). Resilient mountings for passenger car powerplants. *SAE Paper*, 4:38.
131. Gupta, K.N., Rao, M.R.K. (1962). Torque roll axis and its influence on automotive engine mountings. *Journal of the Indian Institute of Science*. 44(3):104-120.

132. Horovitz, M. (1957). Suspension of internal-combustion engines in vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*. 11: 17-51

EKLER

EK-1. Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

Biyel açılarının krank mili açısına göre ikinci mertebe türevleri;

$$\frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} = \frac{-r \sin \theta \lambda \cos \beta_1 + \lambda \sin \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta} r \cos \theta}{\lambda^2 \cos^2 \beta_1} \quad (1.1)$$

$$\frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} = \frac{-r \sin(\theta - 3\pi) \lambda \cos \beta_2 + \lambda \sin \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta} r \cos(\theta - 3\pi)}{\lambda^2 \cos^2 \beta_2} \quad (1.2)$$

$$\frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} = \frac{-r \sin(\theta - \pi) \lambda \cos \beta_3 + \lambda \sin \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta} r \cos(\theta - \pi)}{\lambda^2 \cos^2 \beta_3} \quad (1.3)$$

$$\frac{d^2 \beta_4}{d\theta^2} = \frac{-r \sin(\theta - 2\pi) \lambda \cos \beta_4 + \lambda \sin \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta} r \cos(\theta - 2\pi)}{\lambda^2 \cos^2 \beta_4} \quad (1.4)$$

şeklindedir. Biyel açılarının krank mili açısına göre üçüncü mertebe türevleri;

$$\frac{d^3 \beta_1}{d\theta^3} = r \left[\begin{array}{l} -\cos \theta \lambda \cos \beta_1 + \sin \theta \lambda \sin \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta} + \\ \lambda \cos \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta} \frac{d\beta_1}{d\theta} \cos \theta + \lambda \sin \beta_1 \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} \cos \theta - \\ \lambda \sin \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta} \sin \theta \end{array} \right] (\lambda \cos \beta_1)^{-2} \quad (1.5)$$

$$+ 2r \left[-\sin \theta \lambda \cos \beta_1 + \lambda \sin \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta} \cos \theta \right] (\lambda \cos \beta_1)^{-3} \lambda \sin \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta}$$

$$\frac{d^3 \beta_2}{d\theta^3} = r \left[\begin{array}{l} -\cos(\theta - 3\pi) \lambda \cos \beta_2 + \sin(\theta - 3\pi) \lambda \sin \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta} + \\ \lambda \cos \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta} \frac{d\beta_2}{d\theta} \cos(\theta - 3\pi) + \\ \lambda \sin \beta_2 \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} \cos(\theta - 3\pi) - \lambda \sin \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta} \sin(\theta - 3\pi) \end{array} \right] [\lambda \cos \beta_2]^{-2} +$$

$$2r \left[-\sin(\theta - 3\pi) \lambda \cos \beta_2 + \lambda \sin \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta} \cos(\theta - 3\pi) \right] [\lambda \cos \beta_2]^{-3} \left(\lambda \sin \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta} \right) \quad (1.6)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned} \frac{d^3 \beta_3}{d\theta^3} = r & \left[\begin{aligned} & -\cos(\theta - \pi) \lambda \cos \beta_3 + \sin(\theta - \pi) \lambda \sin \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta} + \\ & \lambda \cos \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta} \frac{d\beta_3}{d\theta} \cos(\theta - \pi) + \\ & \lambda \sin \beta_3 \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} \cos(\theta - \pi) - \lambda \sin \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta} \sin(\theta - \pi) \end{aligned} \right] \left[\lambda \cos \beta_3 \right]^{-2} + \\ 2r & \left[-\sin(\theta - \pi) \lambda \cos \beta_3 + \lambda \sin \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta} \cos(\theta - \pi) \right] \left[\lambda \cos \beta_3 \right]^{-3} \left(\lambda \sin \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta} \right) \end{aligned} \quad (1.7)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^3 \beta_4}{d\theta^3} = r & \left[\begin{aligned} & -\cos(\theta - 2\pi) \lambda \cos \beta_4 + \sin(\theta - 2\pi) \lambda \sin \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta} + \\ & \lambda \cos \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta} \frac{d\beta_4}{d\theta} \cos(\theta - 2\pi) + \\ & \lambda \sin \beta_4 \frac{d^2 \beta_4}{d\theta^2} \cos(\theta - 2\pi) - \lambda \sin \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta} \sin(\theta - 2\pi) \end{aligned} \right] \left[\lambda \cos \beta_4 \right]^{-2} + \\ 2r & \left[-\sin(\theta - 2\pi) \lambda \cos \beta_4 + \lambda \sin \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta} \cos(\theta - 2\pi) \right] \left[\lambda \cos \beta_4 \right]^{-3} \left(\lambda \sin \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta} \right) \end{aligned} \quad (1.8)$$

olarak elde edilir. Biyel açılarının krank mili açısına göre dördüncü mertebe türevleri;

$$\begin{aligned} \frac{d^4 \beta_1}{d\theta^4} = \frac{r}{\lambda} & \left[\begin{aligned} & \sin \theta \cos \beta_1 \cos \beta_1 + \\ & \frac{d\beta_1}{d\theta} \cos \theta \sin \beta_1 \left[\begin{aligned} & -3 \cos \beta_1 + 5 \cos \beta_1 \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \right)^2 \\ & + 6 \sin \beta_1 \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} \end{aligned} \right] \\ & -3 \sin \theta \cos \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta} \\ & + 3 \cos \beta_1 \cos \theta \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} \\ & -3 \sin \theta \cos \beta_1 \sin \beta_1 \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} \\ & + \cos \theta \cos \beta_1 \sin \beta_1 \frac{d^3 \beta_1}{d\theta^3} \end{aligned} \right] (\cos \beta_1)^{-3} \\ + 6 \frac{r}{\lambda} & \left[-\sin \theta \cos \beta_1 + \sin \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta} \cos \theta \right] (\cos \beta_1)^{-4} \left(\sin \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta} \right)^2 \end{aligned} \quad (1.9)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
\frac{d^4 \beta_2}{d\theta^4} = & \frac{r}{\lambda} \left[\begin{aligned} & \sin(\theta - 3\pi) \cos \beta_2 \cos \beta_2 + \\ & \frac{d\beta_2}{d\theta} \cos(\theta - 3\pi) \sin \beta_2 \left[\begin{aligned} & -3 \cos \beta_2 + 5 \cos \beta_2 \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \right)^2 \\ & + 6 \sin \beta_2 \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} \end{aligned} \right] \\ & + \frac{d\beta_2}{d\theta} \cos \beta_2 \left[\begin{aligned} & -3 \sin(\theta - 3\pi) \cos \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta} \\ & + 3 \cos \beta_2 \cos(\theta - 3\pi) \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} \end{aligned} \right] \\ & - 3 \sin(\theta - 3\pi) \cos \beta_2 \sin \beta_2 \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} \\ & + \cos(\theta - 3\pi) \cos \beta_2 \sin \beta_2 \frac{d^3 \beta_2}{d\theta^3} \end{aligned} \right] (\cos \beta_2)^{-3} \\
& + 6 \frac{r}{\lambda} \left[\begin{aligned} & -\sin(\theta - 3\pi) \cos \beta_2 \\ & + \sin \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta} \cos(\theta - 3\pi) \end{aligned} \right] (\cos \beta_2)^{-4} \left(\sin \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta} \right)^2
\end{aligned} \tag{1.10}$$

$$\begin{aligned}
\frac{d^4 \beta_3}{d\theta^4} = & \frac{r}{\lambda} \left[\begin{aligned} & \sin(\theta - \pi) \cos \beta_3 \cos \beta_3 + \\ & \frac{d\beta_3}{d\theta} \cos(\theta - \pi) \sin \beta_3 \left[\begin{aligned} & -3 \cos \beta_3 + 5 \cos \beta_3 \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \right)^2 \\ & + 6 \sin \beta_3 \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} \end{aligned} \right] \\ & + \frac{d\beta_3}{d\theta} \cos \beta_3 \left[\begin{aligned} & -3 \sin(\theta - \pi) \cos \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta} \\ & + 3 \cos \beta_3 \cos(\theta - \pi) \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} \end{aligned} \right] \\ & - 3 \sin(\theta - \pi) \cos \beta_3 \sin \beta_3 \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} \\ & + \cos(\theta - \pi) \cos \beta_3 \sin \beta_3 \frac{d^3 \beta_3}{d\theta^3} \end{aligned} \right] (\cos \beta_3)^{-3} \\
& + 6 \frac{r}{\lambda} \left[\begin{aligned} & -\sin(\theta - \pi) \cos \beta_3 \\ & + \sin \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta} \cos(\theta - \pi) \end{aligned} \right] (\cos \beta_3)^{-4} \left(\sin \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta} \right)^2
\end{aligned} \tag{1.11}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
\frac{d^4 \beta_4}{d\theta^4} = \frac{r}{\lambda} & \left[\begin{aligned} & \sin(\theta - 2\pi) \cos \beta_4 \cos \beta_4 + \\ & \frac{d\beta_4}{d\theta} \cos(\theta - 2\pi) \sin \beta_4 \left[\begin{aligned} & -3 \cos \beta_4 + 5 \cos \beta_4 \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \right)^2 \\ & + 6 \sin \beta_4 \frac{d^2 \beta_4}{d\theta^2} \end{aligned} \right] \\ & + \frac{d\beta_4}{d\theta} \cos \beta_4 \left[\begin{aligned} & -3 \sin(\theta - 2\pi) \cos \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta} \\ & + 3 \cos \beta_4 \cos(\theta - 2\pi) \frac{d^2 \beta_4}{d\theta^2} \end{aligned} \right] \\ & - 3 \sin(\theta - 2\pi) \cos \beta_4 \sin \beta_4 \frac{d^2 \beta_4}{d\theta^2} \\ & + \cos(\theta - 2\pi) \cos \beta_4 \sin \beta_4 \frac{d^3 \beta_4}{d\theta^3} \end{aligned} \right] (\cos \beta_4)^{-3} \\ & + 6 \frac{r}{\lambda} \left[\begin{aligned} & -\sin(\theta - 2\pi) \cos \beta_4 \\ & + \sin \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta} \cos(\theta - 2\pi) \end{aligned} \right] (\cos \beta_4)^{-4} \left(\sin \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta} \right)^2 \end{aligned} \quad (1.12)
\end{aligned}$$

şeklinde türetilmiştir. Kinematik ilişkilerden elde edilen piston yolunun üçüncü mertebe türevleri;

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_1 = r(\dot{\theta})^3 & \left(\begin{aligned} & -\sin \theta - \cos \theta \operatorname{tg} \beta_1 - 2 \sin \theta (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1) \frac{d\beta_1}{d\theta} \\ & + 2 \operatorname{tg} \beta_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1) \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \right)^2 \cos \theta + (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1) \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} \cos \theta \end{aligned} \right) \\ & + r \dot{\theta} \ddot{\theta} \left(3 \cos \theta - 3 \sin \theta \operatorname{tg} \beta_1 + 3 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1) \frac{d\beta_1}{d\theta} \cos \theta \right) \\ & + r \ddot{\theta} (\sin \theta + \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \beta_1) \end{aligned} \quad (1.13)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_2 = & r \left(\dot{\theta} \right)^3 \begin{pmatrix} -\sin(\theta - 3\pi) - \cos(\theta - 3\pi) \operatorname{tg} \beta_2 \\ -2 \sin(\theta - 3\pi) \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2 \right) \frac{d\beta_2}{d\theta} \\ + 2 \operatorname{tg} \beta_2 \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2 \right) \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \right)^2 \cos(\theta - 3\pi) \\ + \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2 \right) \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} \cos(\theta - 3\pi) \end{pmatrix} \\
& + r \dot{\theta} \ddot{\theta} \begin{pmatrix} 3 \cos(\theta - 3\pi) - 3 \sin(\theta - 3\pi) \operatorname{tg} \beta_2 \\ + 3 \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2 \right) \frac{d\beta_2}{d\theta} \cos(\theta - 3\pi) \end{pmatrix} \\
& + r \ddot{\theta} \left(\sin(\theta - 3\pi) + \cos(\theta - 3\pi) \operatorname{tg} \beta_2 \right)
\end{aligned} \tag{1.14}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_3 = & r \left(\dot{\theta} \right)^3 \begin{pmatrix} -\sin(\theta - \pi) - \cos(\theta - \pi) \operatorname{tg} \beta_3 \\ -2 \sin(\theta - \pi) \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3 \right) \frac{d\beta_3}{d\theta} \\ + 2 \operatorname{tg} \beta_3 \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3 \right) \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \right)^2 \cos(\theta - \pi) \\ + \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3 \right) \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} \cos(\theta - \pi) \end{pmatrix} \\
& + r \dot{\theta} \ddot{\theta} \begin{pmatrix} 3 \cos(\theta - \pi) - 3 \sin(\theta - \pi) \operatorname{tg} \beta_3 \\ + 3 \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3 \right) \frac{d\beta_3}{d\theta} \cos(\theta - \pi) \end{pmatrix} \\
& + r \ddot{\theta} \left(\sin(\theta - \pi) + \cos(\theta - \pi) \operatorname{tg} \beta_3 \right)
\end{aligned} \tag{1.15}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_4 = & r \left(\dot{\theta} \right)^3 \begin{pmatrix} -\sin(\theta - 2\pi) - \cos(\theta - 2\pi) \operatorname{tg} \beta_4 \\ -2 \sin(\theta - 2\pi) \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_4 \right) \frac{d\beta_4}{d\theta} \\ + 2 \operatorname{tg} \beta_4 \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_4 \right) \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \right)^2 \cos(\theta - 2\pi) \\ + \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_4 \right) \frac{d^2 \beta_4}{d\theta^2} \cos(\theta - 2\pi) \end{pmatrix} \\
& + r \dot{\theta} \ddot{\theta} \begin{pmatrix} 3 \cos(\theta - 2\pi) - 3 \sin(\theta - 2\pi) \operatorname{tg} \beta_4 \\ + 3 \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_4 \right) \frac{d\beta_4}{d\theta} \cos(\theta - 2\pi) \end{pmatrix} \\
& + r \ddot{\theta} \left(\sin(\theta - 2\pi) + \cos(\theta - 2\pi) \operatorname{tg} \beta_4 \right)
\end{aligned} \tag{1.16}$$

olarak elde edilmiştir. Piston yollarının dördüncü mertebe türevleri ise;

$$\begin{aligned}
y_1^{iv} = & r \left(\dot{\theta} \right)^4 \begin{pmatrix} -\cos \theta + \sin \theta \operatorname{tg} \beta_1 + 2 \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1 \right) \left(1 + 3 \operatorname{tg}^2 \beta_1 \right) \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \right)^3 \cos \theta \\ + 6 \left(\operatorname{tg} \beta_1 + \operatorname{tg}^3 \beta_1 \right) \frac{d\beta_1}{d\theta} \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} \cos \theta \\ - 6 \left(\operatorname{tg} \beta_1 + \operatorname{tg}^3 \beta_1 \right) \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \right)^2 \sin \theta + \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1 \right) \frac{d^3 \beta_1}{d\theta^3} \cos \theta \\ - 3 \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1 \right) \sin \theta \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} - 3 \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1 \right) \cos \theta \frac{d\beta_1}{d\theta} \end{pmatrix} \\
& + 6r \left(\dot{\theta} \right)^2 \ddot{\theta} \begin{pmatrix} -\sin \theta - \cos \theta \operatorname{tg} \beta_1 - 2 \sin \theta \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1 \right) \frac{d\beta_1}{d\theta} \\ + 2 \operatorname{tg} \beta_1 \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1 \right) \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \right)^2 \cos \theta + \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1 \right) \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} \cos \theta \end{pmatrix} \\
& + 3r \left(\ddot{\theta} \right)^2 \left(\cos \theta - \sin \theta \operatorname{tg} \beta_1 + \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1 \right) \frac{d\beta_1}{d\theta} \cos \theta \right) \\
& + 4r \ddot{\theta} \ddot{\theta} \left(\cos \theta - \sin \theta \operatorname{tg} \beta_1 + \left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1 \right) \frac{d\beta_1}{d\theta} \cos \theta \right) \\
& + r \theta^{iv} \left(\sin \theta + \cos \theta \operatorname{tg} \beta_1 \right)
\end{aligned} \tag{1.17}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
y_2^{iv} = r(\dot{\theta})^4 & \left[\begin{aligned} & -\cos(\theta - 3\pi) + \sin(\theta - 3\pi) \operatorname{tg} \beta_2 \\ & + 2(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2)(1 + 3\operatorname{tg}^2 \beta_2) \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \right)^3 \cos(\theta - 3\pi) \\ & + 6(\operatorname{tg} \beta_2 + \operatorname{tg}^3 \beta_2) \frac{d\beta_2}{d\theta} \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} \cos(\theta - 3\pi) \\ & - 6(\operatorname{tg} \beta_2 + \operatorname{tg}^3 \beta_2) \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \right)^2 \sin(\theta - 3\pi) \\ & + (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2) \frac{d^3 \beta_2}{d\theta^3} \cos(\theta - 3\pi) - 3(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2) \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} \sin(\theta - 3\pi) \\ & - 3(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2) \frac{d\beta_2}{d\theta} \cos(\theta - 3\pi) \end{aligned} \right] \\
& + 6r(\dot{\theta})^2 \ddot{\theta} \left[\begin{aligned} & -\sin(\theta - 3\pi) - \cos(\theta - 3\pi) \operatorname{tg} \beta_2 \\ & + 2\operatorname{tg} \beta_2 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2) \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \right)^2 \cos(\theta - 3\pi) \\ & + (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2) \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} \cos(\theta - 3\pi) - 2(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2) \frac{d\beta_2}{d\theta} \sin(\theta - 3\pi) \end{aligned} \right] \\
& + 3r(\ddot{\theta})^2 \left[\cos(\theta - 3\pi) - \sin(\theta - 3\pi) \operatorname{tg} \beta_2 + \cos(\theta - 3\pi) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2) \frac{d\beta_2}{d\theta} \right] \\
& + 4r\dot{\theta}\ddot{\theta} \left[\cos(\theta - 3\pi) - \sin(\theta - 3\pi) \operatorname{tg} \beta_2 + \cos(\theta - 3\pi) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2) \frac{d\beta_2}{d\theta} \right] \\
& + r\theta^{iv} \left[\sin(\theta - 3\pi) + \cos(\theta - 3\pi) \operatorname{tg} \beta_2 \right]
\end{aligned} \tag{1.18}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
y_3^{iv} = r(\dot{\theta})^4 & \left[\begin{aligned} & -\cos(\theta - \pi) + \sin(\theta - \pi) \operatorname{tg} \beta_3 \\ & + 2(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3)(1 + 3\operatorname{tg}^2 \beta_3) \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \right)^3 \cos(\theta - \pi) \\ & + 6(\operatorname{tg} \beta_3 + \operatorname{tg}^3 \beta_3) \frac{d\beta_3}{d\theta} \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} \cos(\theta - \pi) \\ & - 6(\operatorname{tg} \beta_3 + \operatorname{tg}^3 \beta_3) \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \right)^2 \sin(\theta - \pi) \\ & + (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3) \frac{d^3 \beta_3}{d\theta^3} \cos(\theta - \pi) - 3(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3) \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} \sin(\theta - \pi) \\ & - 3(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3) \frac{d\beta_3}{d\theta} \cos(\theta - \pi) \end{aligned} \right] \\
& + 6r(\dot{\theta})^2 \ddot{\theta} \left[\begin{aligned} & -\sin(\theta - \pi) - \cos(\theta - \pi) \operatorname{tg} \beta_3 \\ & + 2\operatorname{tg} \beta_3 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3) \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \right)^2 \cos(\theta - \pi) \\ & + (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3) \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} \cos(\theta - \pi) - 2(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3) \frac{d\beta_3}{d\theta} \sin(\theta - \pi) \end{aligned} \right] \\
& + 3r(\ddot{\theta})^2 \left[\cos(\theta - \pi) - \sin(\theta - \pi) \operatorname{tg} \beta_3 + \cos(\theta - \pi) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3) \frac{d\beta_3}{d\theta} \right] \\
& + 4r\dot{\theta} \ddot{\theta} \left[\cos(\theta - \pi) - \sin(\theta - \pi) \operatorname{tg} \beta_3 + \cos(\theta - \pi) (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_3) \frac{d\beta_3}{d\theta} \right] \\
& + r\theta^{iv} \left[\sin(\theta - \pi) + \cos(\theta - \pi) \operatorname{tg} \beta_3 \right]
\end{aligned} \tag{1.19}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
y_4^{iv} = r(\dot{\theta})^4 & \left[\begin{aligned} & +2(1+tg^2\beta_4)(1+3tg^2\beta_4)\left(\frac{d\beta_4}{d\theta}\right)^3 \cos(\theta-2\pi) \\ & +6(tg\beta_4+tg^3\beta_4)\frac{d\beta_4}{d\theta}\frac{d^2\beta_4}{d\theta^2} \cos(\theta-2\pi) \\ & -6(tg\beta_4+tg^3\beta_4)\left(\frac{d\beta_4}{d\theta}\right)^2 \sin(\theta-2\pi) + \sin(\theta-2\pi)tg\beta_4 \\ & + (1+tg^2\beta_4)\frac{d^3\beta_4}{d\theta^3} \cos(\theta-2\pi) - 3(1+tg^2\beta_4)\frac{d^2\beta_4}{d\theta^2} \sin(\theta-2\pi) \\ & - 3(1+tg^2\beta_4)\frac{d\beta_4}{d\theta} \cos(\theta-2\pi) - \cos(\theta-2\pi) \end{aligned} \right] \\
& + 6r(\dot{\theta})^2 \ddot{\theta} \left[\begin{aligned} & -\sin(\theta-2\pi) - \cos(\theta-2\pi)tg\beta_4 \\ & + 2tg\beta_4(1+tg^2\beta_4)\left(\frac{d\beta_4}{d\theta}\right)^2 \cos(\theta-2\pi) \\ & + (1+tg^2\beta_4)\frac{d^2\beta_4}{d\theta^2} \cos(\theta-2\pi) - 2(1+tg^2\beta_4)\frac{d\beta_4}{d\theta} \sin(\theta-2\pi) \end{aligned} \right] \\
& + 3r(\ddot{\theta})^2 \left[\cos(\theta-2\pi) - \sin(\theta-2\pi)tg\beta_4 + \cos(\theta-2\pi)(1+tg^2\beta_4)\frac{d\beta_4}{d\theta} \right] \\
& + 4r\dot{\theta}\ddot{\theta} \left[\cos(\theta-2\pi) - \sin(\theta-2\pi)tg\beta_4 + \cos(\theta-2\pi)(1+tg^2\beta_4)\frac{d\beta_4}{d\theta} \right] \\
& + r\theta^{iv} \left[\sin(\theta-2\pi) + \cos(\theta-2\pi)tg\beta_4 \right] \tag{1.20}
\end{aligned}$$

şeklindedir. Pistonların genel koordinat sistemine göre düşeyde aldıkları yolların üçüncü ve dördüncü merteye türevleri sırasıyla;

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_{p1} = \ddot{y}_b + \ddot{y}_1 \cos \varphi - 3\dot{y}_1 \sin \varphi \dot{\varphi} - 3\dot{y}_1 \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 - 3\dot{y}_1 \sin \varphi \ddot{\varphi} \\
- (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^3 + 3(r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} \\
+ (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \sin \varphi \ddot{\varphi} - h_1 \ddot{\varphi} \tag{1.21}
\end{aligned}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_{p2} = & \ddot{y}_b + \ddot{y}_2 \cos \varphi - 3\ddot{y}_2 \sin \varphi \dot{\varphi} - 3\dot{y}_2 \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 - 3\dot{y}_2 \sin \varphi \ddot{\varphi} \\
& - (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^3 + 3(r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} \\
& + (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \sin \varphi \ddot{\varphi} - h_2 \ddot{\psi}
\end{aligned} \tag{1.22}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_{p3} = & \ddot{y}_b + \ddot{y}_3 \cos \varphi - 3\ddot{y}_3 \sin \varphi \dot{\varphi} - 3\dot{y}_3 \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 - 3\dot{y}_3 \sin \varphi \ddot{\varphi} \\
& - (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^3 + 3(r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} \\
& + (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \sin \varphi \ddot{\varphi} + h_3 \ddot{\psi}
\end{aligned} \tag{1.23}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_{p4} = & \ddot{y}_b + \ddot{y}_4 \cos \varphi - 3\ddot{y}_4 \sin \varphi \dot{\varphi} - 3\dot{y}_4 \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 - 3\dot{y}_4 \sin \varphi \ddot{\varphi} \\
& - (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^3 + 3(r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} \\
& + (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \sin \varphi \ddot{\varphi} + h_4 \ddot{\psi}
\end{aligned} \tag{1.24}$$

$$\begin{aligned}
y_{p1}^{iv} = & y_b^{iv} + y_1^{iv} \cos \varphi - 4\ddot{y}_1 \sin \varphi \dot{\varphi} - 6\ddot{y}_1 \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 - 6\dot{y}_1 \sin \varphi \ddot{\varphi} + 4\dot{y}_1 \sin \varphi (\dot{\varphi})^3 \\
& - 12\dot{y}_1 \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} - 4\dot{y}_1 \sin \varphi \ddot{\varphi} - (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^4 \\
& - 6(r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 \ddot{\varphi} + 3(r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \cos \varphi (\ddot{\varphi})^2 \\
& + 4(r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \sin \varphi \varphi^{iv} - h_1 \psi^{iv}
\end{aligned} \tag{1.25}$$

$$\begin{aligned}
y_{p2}^{iv} = & y_b^{iv} + y_2^{iv} \cos \varphi - 4\ddot{y}_2 \sin \varphi \dot{\varphi} - 6\ddot{y}_2 \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 - 6\dot{y}_2 \sin \varphi \ddot{\varphi} + 4\dot{y}_2 \sin \varphi (\dot{\varphi})^3 \\
& - 12\dot{y}_2 \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} - 4\dot{y}_2 \sin \varphi \ddot{\varphi} - (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^4 \\
& - 6(r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 \ddot{\varphi} + 3(r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \cos \varphi (\ddot{\varphi})^2 \\
& + 4(r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \sin \varphi \varphi^{iv} - h_2 \psi^{iv}
\end{aligned} \tag{1.26}$$

$$\begin{aligned}
y_{p3}^{iv} = & y_b^{iv} + y_3^{iv} \cos \varphi - 4\ddot{y}_3 \sin \varphi \dot{\varphi} - 6\ddot{y}_3 \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 - 6\dot{y}_3 \sin \varphi \ddot{\varphi} + 4\dot{y}_3 \sin \varphi (\dot{\varphi})^3 \\
& - 12\dot{y}_3 \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} - 4\dot{y}_3 \sin \varphi \ddot{\varphi} - (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^4 \\
& - 6(r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 \ddot{\varphi} + 3(r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \cos \varphi (\ddot{\varphi})^2 \\
& + 4(r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \sin \varphi \varphi^{iv} + h_3 \psi^{iv}
\end{aligned} \tag{1.27}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
y_{p4}^{iv} = & y_b^{iv} + y_4^{iv} \cos \varphi - 4\ddot{y}_4 \sin \varphi \dot{\varphi} - 6\ddot{y}_4 \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 - 6\ddot{y}_4 \sin \varphi \ddot{\varphi} + 4\dot{y}_4 \sin \varphi (\dot{\varphi})^3 \\
& - 12\dot{y}_4 \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} - 4\dot{y}_4 \sin \varphi \ddot{\varphi} - (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^4 \\
& - 6(r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 \ddot{\varphi} + 3(r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \cos \varphi (\ddot{\varphi})^2 \\
& + 4(r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \cos \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \sin \varphi \varphi^{iv} + h_4 \psi^{iv}
\end{aligned} \tag{1.28}$$

olarak elde edilmiştir. Pistonların genel koordinat sistemine göre yatayda aldıkları yolların üçüncü ve dördüncü mertebe türevleri sırasıyla;

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_{p1} = & \ddot{x}_b - \ddot{y}_1 \sin \varphi - 3\ddot{y}_1 \cos \varphi \dot{\varphi} + 3\dot{y}_1 \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - 3\dot{y}_1 \cos \varphi \ddot{\varphi} \\
& - (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^3 - 3(r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} \\
& + (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \cos \varphi \ddot{\varphi} + h_1 \ddot{\alpha}
\end{aligned} \tag{1.29}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_{p2} = & \ddot{x}_b - \ddot{y}_2 \sin \varphi - 3\ddot{y}_2 \cos \varphi \dot{\varphi} + 3\dot{y}_2 \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - 3\dot{y}_2 \cos \varphi \ddot{\varphi} \\
& - (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^3 - 3(r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} \\
& + (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \cos \varphi \ddot{\varphi} + h_2 \ddot{\alpha}
\end{aligned} \tag{1.30}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_{p3} = & \ddot{x}_b - \ddot{y}_3 \sin \varphi - 3\ddot{y}_3 \cos \varphi \dot{\varphi} + 3\dot{y}_3 \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - 3\dot{y}_3 \cos \varphi \ddot{\varphi} \\
& - (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^3 - 3(r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} \\
& + (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \cos \varphi \ddot{\varphi} - h_3 \ddot{\alpha}
\end{aligned} \tag{1.31}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_{p4} = & \ddot{x}_b - \ddot{y}_4 \sin \varphi - 3\ddot{y}_4 \cos \varphi \dot{\varphi} + 3\dot{y}_4 \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - 3\dot{y}_4 \cos \varphi \ddot{\varphi} \\
& - (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^3 - 3(r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} \\
& + (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \cos \varphi \ddot{\varphi} - h_4 \ddot{\alpha}
\end{aligned} \tag{1.32}$$

$$\begin{aligned}
x_{p1}^{iv} = & x_b^{iv} - y_1^{iv} \sin \varphi - 4\ddot{y}_1 \cos \varphi \dot{\varphi} + 6\ddot{y}_1 \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - 6\ddot{y}_1 \cos \varphi \ddot{\varphi} + 4\dot{y}_1 \cos \varphi (\dot{\varphi})^3 \\
& + 12\dot{y}_1 \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} - 4\dot{y}_1 \cos \varphi \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^4 \\
& - 6(r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 \ddot{\varphi} - 3(r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \sin \varphi (\ddot{\varphi})^2 \\
& - 4(r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_1 - h_{cg}) \cos \varphi \varphi^{iv} + h_1 \alpha^{iv}
\end{aligned} \tag{1.33}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
x_{p2}^{iv} = & x_b^{iv} - y_2^{iv} \sin \varphi - 4\ddot{y}_2 \cos \varphi \dot{\varphi} + 6\ddot{y}_2 \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - 6\ddot{y}_2 \cos \varphi \ddot{\varphi} + 4\dot{y}_2 \cos \varphi (\dot{\varphi})^3 \\
& + 12\dot{y}_2 \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} - 4\dot{y}_2 \cos \varphi \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^4 \\
& - 6(r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 \ddot{\varphi} - 3(r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \sin \varphi (\ddot{\varphi})^2 \\
& - 4(r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_2 - h_{cg}) \cos \varphi \varphi^{iv} + h_2 \alpha^{iv}
\end{aligned} \tag{1.34}$$

$$\begin{aligned}
x_{p3}^{iv} = & x_b^{iv} - y_3^{iv} \sin \varphi - 4\ddot{y}_3 \cos \varphi \dot{\varphi} + 6\ddot{y}_3 \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - 6\ddot{y}_3 \cos \varphi \ddot{\varphi} + 4\dot{y}_3 \cos \varphi (\dot{\varphi})^3 \\
& + 12\dot{y}_3 \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} - 4\dot{y}_3 \cos \varphi \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^4 \\
& - 6(r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 \ddot{\varphi} - 3(r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \sin \varphi (\ddot{\varphi})^2 \\
& - 4(r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_3 - h_{cg}) \cos \varphi \varphi^{iv} - h_3 \alpha^{iv}
\end{aligned} \tag{1.35}$$

$$\begin{aligned}
x_{p4}^{iv} = & x_b^{iv} - y_4^{iv} \sin \varphi - 4\ddot{y}_4 \cos \varphi \dot{\varphi} + 6\ddot{y}_4 \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - 6\ddot{y}_4 \cos \varphi \ddot{\varphi} + 4\dot{y}_4 \cos \varphi (\dot{\varphi})^3 \\
& + 12\dot{y}_4 \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} - 4\dot{y}_4 \cos \varphi \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^4 \\
& - 6(r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 \ddot{\varphi} - 3(r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \sin \varphi (\ddot{\varphi})^2 \\
& - 4(r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \sin \varphi \dot{\varphi} \ddot{\varphi} + (r + \lambda - y_4 - h_{cg}) \cos \varphi \varphi^{iv} - h_4 \alpha^{iv}
\end{aligned} \tag{1.36}$$

şeklinde elde edilmiştir. Biyel kuvvetlerinin birinci merteye türevleri ise;

$$\dot{F}_{L1} = \frac{\left[\begin{aligned} & (\dot{F}_{w1} - \dot{F}_{u1} - \dot{F}_{\mu1} - \dot{F}_{CH}) \cos \varphi - (F_{w1} - F_{u1} - F_{\mu1} - F_{CH}) \sin \varphi \dot{\varphi} \\ & + \dot{F}_{s1} \sin \varphi + F_{s1} \cos \varphi \dot{\varphi} - \dot{F}_{v1} \sin (\beta_1 - \varphi) \\ & - F_{v1} \cos (\beta_1 - \varphi) \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + F_{L1} \sin (\beta_1 - \varphi) \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) \\ & - m_p \left(\ddot{y}_{p1} (\cos \psi)^{-1} + \ddot{y}_{p1} (\cos \psi)^{-2} \sin \psi \dot{\psi} \right) \end{aligned} \right]}{\cos (\beta_1 - \varphi)} \tag{1.37}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\dot{F}_{L2} = \frac{\left[\begin{aligned} & \left(\dot{F}_{w2} - \dot{F}_{u2} - \dot{F}_{\mu2} - \dot{F}_{CH} \right) \cos \varphi - \left(F_{w2} - F_{u2} - F_{\mu2} - F_{CH} \right) \sin \varphi \dot{\varphi} \\ & + \dot{F}_{s2} \sin \varphi + F_{s2} \cos \varphi \dot{\varphi} - \dot{F}_{v2} \sin (\beta_2 - \varphi) \\ & - F_{v2} \cos (\beta_2 - \varphi) \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + F_{L2} \sin (\beta_2 - \varphi) \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) \\ & - m_p \left(\ddot{y}_{p2} (\cos \psi)^{-1} + \ddot{y}_{p2} (\cos \psi)^{-2} \sin \psi \dot{\psi} \right) \end{aligned} \right]}{\cos (\beta_2 - \varphi)} \quad (1.38)$$

$$\dot{F}_{L3} = \frac{\left[\begin{aligned} & \left(\dot{F}_{w3} - \dot{F}_{u3} - \dot{F}_{\mu3} - \dot{F}_{CH} \right) \cos \varphi - \left(F_{w3} - F_{u3} - F_{\mu3} - F_{CH} \right) \sin \varphi \dot{\varphi} \\ & + \dot{F}_{s3} \sin \varphi + F_{s3} \cos \varphi \dot{\varphi} - \dot{F}_{v3} \sin (\beta_3 - \varphi) \\ & - F_{v3} \cos (\beta_3 - \varphi) \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + F_{L3} \sin (\beta_3 - \varphi) \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) \\ & - m_p \left(\ddot{y}_{p3} (\cos \psi)^{-1} + \ddot{y}_{p3} (\cos \psi)^{-2} \sin \psi \dot{\psi} \right) \end{aligned} \right]}{\cos (\beta_3 - \varphi)} \quad (1.39)$$

$$\dot{F}_{L4} = \frac{\left[\begin{aligned} & \left(\dot{F}_{w4} - \dot{F}_{u4} - \dot{F}_{\mu4} - \dot{F}_{CH} \right) \cos \varphi - \left(F_{w4} - F_{u4} - F_{\mu4} - F_{CH} \right) \sin \varphi \dot{\varphi} \\ & + \dot{F}_{s4} \sin \varphi + F_{s4} \cos \varphi \dot{\varphi} - \dot{F}_{v4} \sin (\beta_4 - \varphi) \\ & - F_{v4} \cos (\beta_4 - \varphi) \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + F_{L4} \sin (\beta_4 - \varphi) \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) \\ & - m_p \left(\ddot{y}_{p4} (\cos \psi)^{-1} + \ddot{y}_{p4} (\cos \psi)^{-2} \sin \psi \dot{\psi} \right) \end{aligned} \right]}{\cos (\beta_4 - \varphi)} \quad (1.40)$$

olarak belirlenmiştir.

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

Biyel kuvvetlerinin ikinci merteye türevleri;

$$\ddot{F}_{L1} = \frac{\left[\begin{aligned} & \left(\ddot{F}_{w1} - \ddot{F}_{u1} - \ddot{F}_{\mu1} - \ddot{F}_{CH} \right) \cos \varphi - 2 \left(\dot{F}_{w1} - \dot{F}_{u1} - \dot{F}_{\mu1} - \dot{F}_{CH} \right) \sin \varphi \dot{\varphi} \\ & - \left(F_{w1} - F_{u1} - F_{\mu1} - F_{CH} \right) \cos \varphi \left(\dot{\varphi} \right)^2 - \left(F_{w1} - F_{u1} - F_{\mu1} - F_{CH} \right) \sin \varphi \ddot{\varphi} \\ & + \ddot{F}_{s1} \sin \varphi + 2 \dot{F}_{s1} \cos \varphi \dot{\varphi} - F_{s1} \sin \varphi \left(\dot{\varphi} \right)^2 \\ & + F_{s1} \cos \varphi \ddot{\varphi} - \ddot{F}_{v1} \sin \left(\beta_1 - \varphi \right) \\ & + 2 \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) \left(\dot{F}_{L1} \sin \left(\beta_1 - \varphi \right) - \dot{F}_{v1} \cos \left(\beta_1 - \varphi \right) \right) \\ & + \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right)^2 \left(F_{v1} \sin \left(\beta_1 - \varphi \right) + F_{L1} \cos \left(\beta_1 - \varphi \right) \right) \\ & + \left(\frac{d^2\beta_1}{d\theta^2} \left(\dot{\theta} \right)^2 + \frac{d\beta_1}{d\theta} \ddot{\theta} - \ddot{\varphi} \right) \left(F_{L1} \sin \left(\beta_1 - \varphi \right) - F_{v1} \cos \left(\beta_1 - \varphi \right) \right) \\ & - m_p \left(\begin{aligned} & y_{p1}^{iv} \left(\cos \psi \right)^{-1} + 2 \ddot{y}_{p1} \left(\cos \psi \right)^{-2} \sin \psi \dot{\psi} \\ & + 2 \ddot{y}_{p1} \left(\cos \psi \right)^{-3} \left(\sin \psi \dot{\psi} \right)^2 + \ddot{y}_{p1} \left(\cos \psi \right)^{-2} \cos \psi \left(\dot{\psi} \right)^2 \\ & + \ddot{y}_{p1} \left(\cos \psi \right)^{-2} \sin \psi \ddot{\psi} \end{aligned} \right) \end{aligned} \right]}{\cos \left(\beta_1 - \varphi \right)} \quad (1.41)$$

$$\ddot{F}_{L2} = \frac{\left[\begin{aligned} & \left(\ddot{F}_{w2} - \ddot{F}_{u2} - \ddot{F}_{\mu2} - \ddot{F}_{CH} \right) \cos \varphi - 2 \left(\dot{F}_{w2} - \dot{F}_{u2} - \dot{F}_{\mu2} - \dot{F}_{CH} \right) \sin \varphi \dot{\varphi} \\ & - \left(F_{w2} - F_{u2} - F_{\mu2} - F_{CH} \right) \cos \varphi \left(\dot{\varphi} \right)^2 - \left(F_{w2} - F_{u2} - F_{\mu2} - F_{CH} \right) \sin \varphi \ddot{\varphi} \\ & + \ddot{F}_{s2} \sin \varphi + 2 \dot{F}_{s2} \cos \varphi \dot{\varphi} - F_{s2} \sin \varphi \left(\dot{\varphi} \right)^2 \\ & + F_{s2} \cos \varphi \ddot{\varphi} - \ddot{F}_{v2} \sin \left(\beta_2 - \varphi \right) \\ & + 2 \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) \left(\dot{F}_{L2} \sin \left(\beta_2 - \varphi \right) - \dot{F}_{v2} \cos \left(\beta_2 - \varphi \right) \right) \\ & + \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right)^2 \left(F_{v2} \sin \left(\beta_2 - \varphi \right) + F_{L2} \cos \left(\beta_2 - \varphi \right) \right) \\ & + \left(\frac{d^2\beta_2}{d\theta^2} \dot{\theta} + \frac{d\beta_2}{d\theta} \left(\dot{\theta} \right)^2 - \ddot{\varphi} \right) \begin{pmatrix} F_{L2} \sin \left(\beta_2 - \varphi \right) \\ -F_{v2} \cos \left(\beta_2 - \varphi \right) \end{pmatrix} \\ & - m_p \left(\begin{aligned} & y_{p2}^{iv} \left(\cos \psi \right)^{-1} + 2 \ddot{y}_{p2} \left(\cos \psi \right)^{-2} \sin \psi \dot{\psi} \\ & + 2 \ddot{y}_{p2} \left(\cos \psi \right)^{-3} \left(\sin \psi \dot{\psi} \right)^2 \\ & + \ddot{y}_{p2} \left(\cos \psi \right)^{-2} \cos \psi \left(\dot{\psi} \right)^2 + \ddot{y}_{p2} \left(\cos \psi \right)^{-2} \sin \psi \ddot{\psi} \end{aligned} \right) \end{aligned} \right]}{\cos \left(\beta_2 - \varphi \right)} \quad (1.42)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\ddot{F}_{L3} = \frac{\left[\begin{aligned} & \left(\ddot{F}_{w3} - \ddot{F}_{u3} - \ddot{F}_{\mu3} - \ddot{F}_{CH} \right) \cos \varphi - 2 \left(\dot{F}_{w3} - \dot{F}_{u3} - \dot{F}_{\mu3} - \dot{F}_{CH} \right) \sin \varphi \dot{\varphi} \\ & - \left(F_{w3} - F_{u3} - F_{\mu3} - F_{CH} \right) \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 - \left(F_{w3} - F_{u3} - F_{\mu3} - F_{CH} \right) \sin \varphi \ddot{\varphi} \\ & + \ddot{F}_{s3} \sin \varphi + 2 \dot{F}_{s3} \cos \varphi \dot{\varphi} - F_{s3} \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 \\ & + F_{s3} \cos \varphi \ddot{\varphi} - \ddot{F}_{v3} \sin (\beta_3 - \varphi) \\ & + 2 \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) \left(\dot{F}_{L3} \sin (\beta_3 - \varphi) - \dot{F}_{v3} \cos (\beta_3 - \varphi) \right) \\ & + \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right)^2 \left(F_{v3} \sin (\beta_3 - \varphi) + F_{L3} \cos (\beta_3 - \varphi) \right) \\ & + \left(\frac{d^2\beta_3}{d\theta^2} (\dot{\theta})^2 + \frac{d\beta_3}{d\theta} \ddot{\theta} - \ddot{\varphi} \right) \left(F_{L3} \sin (\beta_3 - \varphi) - F_{v3} \cos (\beta_3 - \varphi) \right) \\ & - m_p \left(\begin{aligned} & y_{p3}^{iv} (\cos \psi)^{-1} + 2 \ddot{y}_{p3} (\cos \psi)^{-2} \sin \psi \dot{\psi} \\ & + 2 \ddot{y}_{p3} (\cos \psi)^{-3} (\sin \psi \dot{\psi})^2 \\ & + \ddot{y}_{p3} (\cos \psi)^{-2} \cos \psi (\dot{\psi})^2 + \ddot{y}_{p3} (\cos \psi)^{-2} \sin \psi \ddot{\psi} \end{aligned} \right) \end{aligned} \right] \cos (\beta_3 - \varphi)} \quad (1.43)$$

$$\ddot{F}_{L4} = \frac{\left[\begin{aligned} & \left(\ddot{F}_{w4} - \ddot{F}_{u4} - \ddot{F}_{\mu4} - \ddot{F}_{CH} \right) \cos \varphi - 2 \left(\dot{F}_{w4} - \dot{F}_{u4} - \dot{F}_{\mu4} - \dot{F}_{CH} \right) \sin \varphi \dot{\varphi} \\ & - \left(F_{w4} - F_{u4} - F_{\mu4} - F_{CH} \right) \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 - \left(F_{w4} - F_{u4} - F_{\mu4} - F_{CH} \right) \sin \varphi \ddot{\varphi} \\ & + \ddot{F}_{s4} \sin \varphi + 2 \dot{F}_{s4} \cos \varphi \dot{\varphi} - F_{s4} \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 \\ & + F_{s4} \cos \varphi \ddot{\varphi} - \ddot{F}_{v4} \sin (\beta_4 - \varphi) \\ & + 2 \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) \left(\dot{F}_{L4} \sin (\beta_4 - \varphi) - \dot{F}_{v4} \cos (\beta_4 - \varphi) \right) \\ & + \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right)^2 \left(F_{v4} \sin (\beta_4 - \varphi) + F_{L4} \cos (\beta_4 - \varphi) \right) \\ & + \left(\frac{d^2\beta_4}{d\theta^2} (\dot{\theta})^2 + \frac{d\beta_4}{d\theta} \ddot{\theta} - \ddot{\varphi} \right) \left(\begin{aligned} & F_{L4} \sin (\beta_4 - \varphi) \\ & - F_{v4} \cos (\beta_4 - \varphi) \end{aligned} \right) \\ & - m_p \left(\begin{aligned} & y_{p4}^{iv} (\cos \psi)^{-1} + 2 \ddot{y}_{p4} (\cos \psi)^{-2} \sin \psi \dot{\psi} \\ & + 2 \ddot{y}_{p4} (\cos \psi)^{-3} (\sin \psi \dot{\psi})^2 \\ & + \ddot{y}_{p4} (\cos \psi)^{-2} \cos \psi (\dot{\psi})^2 + \ddot{y}_{p4} (\cos \psi)^{-2} \sin \psi \ddot{\psi} \end{aligned} \right) \end{aligned} \right] \cos (\beta_4 - \varphi)} \quad (1.44)$$

şeklindedir.

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

Yan yüzey kuvvetlerinin türevleri;

$$\dot{F}_{s1} = \frac{\begin{bmatrix} m_p \left(\ddot{x}_{p1} (\cos \alpha)^{-1} + \ddot{x}_{p1} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \dot{\alpha} \right) - (\dot{F}_{u1} + \dot{F}_{\mu1} + \dot{F}_{CH} - \dot{F}_{w1}) \sin \varphi \\ - (F_{u1} + F_{\mu1} + F_{CH} - F_{w1}) \cos \varphi \dot{\varphi} - \dot{F}_{v1} \cos (\beta_1 - \varphi) \\ + F_{v1} \sin (\beta_1 - \varphi) \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + \dot{F}_{L1} \sin (\beta_1 - \varphi) \\ + F_{L1} \cos (\beta_1 - \varphi) \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + F_{s1} \sin \varphi \dot{\varphi} \end{bmatrix}}{\cos \varphi} \quad (1.45)$$

$$\dot{F}_{s2} = \frac{\begin{bmatrix} m_p \left(\ddot{x}_{p2} (\cos \alpha)^{-1} + \ddot{x}_{p2} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \dot{\alpha} \right) - (\dot{F}_{u2} + \dot{F}_{\mu2} + \dot{F}_{CH} - \dot{F}_{w2}) \sin \varphi \\ - (F_{u2} + F_{\mu2} + F_{CH} - F_{w2}) \cos \varphi \dot{\varphi} - \dot{F}_{v2} \cos (\beta_2 - \varphi) \\ + F_{v2} \sin (\beta_2 - \varphi) \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + \dot{F}_{L2} \sin (\beta_2 - \varphi) \\ + F_{L2} \cos (\beta_2 - \varphi) \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + F_{s2} \sin \varphi \dot{\varphi} \end{bmatrix}}{\cos \varphi} \quad (1.46)$$

$$\dot{F}_{s3} = \frac{\begin{bmatrix} m_p \left(\ddot{x}_{p3} (\cos \alpha)^{-1} + \ddot{x}_{p3} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \dot{\alpha} \right) - (\dot{F}_{u3} + \dot{F}_{\mu3} + \dot{F}_{CH} - \dot{F}_{w3}) \sin \varphi \\ - (F_{u3} + F_{\mu3} + F_{CH} - F_{w3}) \cos \varphi \dot{\varphi} - \dot{F}_{v3} \cos (\beta_3 - \varphi) \\ + F_{v3} \sin (\beta_3 - \varphi) \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + \dot{F}_{L3} \sin (\beta_3 - \varphi) \\ + F_{L3} \cos (\beta_3 - \varphi) \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + F_{s3} \sin \varphi \dot{\varphi} \end{bmatrix}}{\cos \varphi} \quad (1.47)$$

$$\dot{F}_{s4} = \frac{\begin{bmatrix} m_p \left(\ddot{x}_{p4} (\cos \alpha)^{-1} + \ddot{x}_{p4} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \dot{\alpha} \right) - (\dot{F}_{u4} + \dot{F}_{\mu4} + \dot{F}_{CH} - \dot{F}_{w4}) \sin \varphi \\ - (F_{u4} + F_{\mu4} + F_{CH} - F_{w4}) \cos \varphi \dot{\varphi} - \dot{F}_{v4} \cos (\beta_4 - \varphi) \\ + F_{v4} \sin (\beta_4 - \varphi) \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + \dot{F}_{L4} \sin (\beta_4 - \varphi) \\ + F_{L4} \cos (\beta_4 - \varphi) \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) + F_{s4} \sin \varphi \dot{\varphi} \end{bmatrix}}{\cos \varphi} \quad (1.48)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

olarak belirlenmiştir. Yan yüzey kuvvetlerinin ikinci merteye türevleri;

$$\ddot{F}_{s1} = \frac{\left[\begin{aligned} & m_p \left(x_{p1}^{iv} (\cos \alpha)^{-1} + 2\ddot{x}_{p1} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \dot{\alpha} + 2\ddot{x}_{p1} (\cos \alpha)^{-3} (\sin \alpha \dot{\alpha})^2 \right) \\ & + \ddot{x}_{p1} (\cos \alpha)^{-2} \cos \alpha (\dot{\alpha})^2 + \ddot{x}_{p1} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \ddot{\alpha} \\ & m_p x_{p1}^{iv} - (\ddot{F}_{u1} + \ddot{F}_{\mu1} + \ddot{F}_{CH} - \ddot{F}_{w1}) \sin \varphi - 2(\dot{F}_{u1} + \dot{F}_{\mu1} + \dot{F}_{CH} - \dot{F}_{w1}) \cos \varphi \dot{\varphi} \\ & + (F_{u1} + F_{\mu1} + F_{CH} - F_{w1}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - (F_{u1} + F_{\mu1} + F_{CH} - F_{w1}) \cos \varphi \ddot{\varphi} \\ & - \ddot{F}_{v1} \cos(\beta_1 - \varphi) + 2 \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) (\dot{F}_{v1} \sin(\beta_1 - \varphi) + \dot{F}_{L1} \cos(\beta_1 - \varphi)) \\ & + \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right)^2 (F_{v1} \cos(\beta_1 - \varphi) - F_{L1} \sin(\beta_1 - \varphi)) \\ & + \left(\frac{d^2\beta_1}{d\theta^2} (\dot{\theta})^2 + \frac{d\beta_1}{d\theta} \ddot{\theta} - \ddot{\varphi} \right) (F_{v1} \sin(\beta_1 - \varphi) + F_{L1} \cos(\beta_1 - \varphi)) \\ & + \ddot{F}_{L1} \sin(\beta_1 - \varphi) + 2\dot{F}_{s1} \sin \varphi \dot{\varphi} + F_{s1} \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 + F_{s1} \sin \varphi \ddot{\varphi} \end{aligned} \right]}{\cos \varphi} \quad (1.49)$$

$$\ddot{F}_{s2} = \frac{\left[\begin{aligned} & m_p \left(x_{p2}^{iv} (\cos \alpha)^{-1} + 2\ddot{x}_{p2} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \dot{\alpha} + 2\ddot{x}_{p2} (\cos \alpha)^{-3} (\sin \alpha \dot{\alpha})^2 \right) \\ & + \ddot{x}_{p2} (\cos \alpha)^{-2} \cos \alpha (\dot{\alpha})^2 + \ddot{x}_{p2} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \ddot{\alpha} \\ & - (\ddot{F}_{u2} + \ddot{F}_{\mu2} + \ddot{F}_{CH} - \ddot{F}_{w2}) \sin \varphi - 2(\dot{F}_{u2} + \dot{F}_{\mu2} + \dot{F}_{CH} - \dot{F}_{w2}) \cos \varphi \dot{\varphi} \\ & + (F_{u2} + F_{\mu2} + F_{CH} - F_{w2}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - (F_{u2} + F_{\mu2} + F_{CH} - F_{w2}) \cos \varphi \ddot{\varphi} \\ & - \ddot{F}_{v2} \cos(\beta_2 - \varphi) + 2 \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) (\dot{F}_{v2} \sin(\beta_2 - \varphi) + \dot{F}_{L2} \cos(\beta_2 - \varphi)) \\ & + \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right)^2 (F_{v2} \cos(\beta_2 - \varphi) - F_{L2} \sin(\beta_2 - \varphi)) \\ & + \left(\frac{d^2\beta_2}{d\theta^2} (\dot{\theta})^2 + \frac{d\beta_2}{d\theta} \ddot{\theta} - \ddot{\varphi} \right) (F_{v2} \sin(\beta_2 - \varphi) + F_{L2} \cos(\beta_2 - \varphi)) \\ & + \ddot{F}_{L2} \sin(\beta_2 - \varphi) + 2\dot{F}_{s2} \sin \varphi \dot{\varphi} + F_{s2} \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 + F_{s2} \sin \varphi \ddot{\varphi} \end{aligned} \right]}{\cos \varphi} \quad (1.50)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\ddot{F}_{s3} = \frac{\left[\begin{aligned} & m_p \left(x_{p3}^{iv} (\cos \alpha)^{-1} + 2\ddot{x}_{p3} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \dot{\alpha} + 2\ddot{x}_{p3} (\cos \alpha)^{-3} (\sin \alpha \dot{\alpha})^2 \right) \\ & + \ddot{x}_{p3} (\cos \alpha)^{-2} \cos \alpha (\dot{\alpha})^2 + \ddot{x}_{p3} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \ddot{\alpha} \\ & - (\ddot{F}_{u3} + \ddot{F}_{\mu3} + \ddot{F}_{CH} - \ddot{F}_{w3}) \sin \varphi - 2(\dot{F}_{u3} + \dot{F}_{\mu3} + \dot{F}_{CH} - \dot{F}_{w3}) \cos \varphi \dot{\varphi} \\ & + (F_{u3} + F_{\mu3} + F_{CH} - F_{w3}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - (F_{u3} + F_{\mu3} + F_{CH} - F_{w3}) \cos \varphi \ddot{\varphi} \\ & - \ddot{F}_{v3} \cos(\beta_3 - \varphi) + 2 \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) (\dot{F}_{v3} \sin(\beta_3 - \varphi) + \dot{F}_{L3} \cos(\beta_3 - \varphi)) \\ & + \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right)^2 (F_{v3} \cos(\beta_3 - \varphi) - F_{L3} \sin(\beta_3 - \varphi)) \\ & + \left(\frac{d^2\beta_3}{d\theta^2} (\dot{\theta})^2 + \frac{d\beta_3}{d\theta} \ddot{\theta} - \ddot{\varphi} \right) (F_{v3} \sin(\beta_3 - \varphi) + F_{L3} \cos(\beta_3 - \varphi)) \\ & + \ddot{F}_{L3} \sin(\beta_3 - \varphi) + 2\dot{F}_{s3} \sin \varphi \dot{\varphi} + F_{s3} \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 + F_{s3} \sin \varphi \ddot{\varphi} \end{aligned} \right]}{\cos \varphi} \quad (1.51)$$

$$\ddot{F}_{s4} = \frac{\left[\begin{aligned} & m_p \left(x_{p4}^{iv} (\cos \alpha)^{-1} + 2\ddot{x}_{p4} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \dot{\alpha} + 2\ddot{x}_{p4} (\cos \alpha)^{-3} (\sin \alpha \dot{\alpha})^2 \right) \\ & + \ddot{x}_{p4} (\cos \alpha)^{-2} \cos \alpha (\dot{\alpha})^2 + \ddot{x}_{p4} (\cos \alpha)^{-2} \sin \alpha \ddot{\alpha} \\ & - (\ddot{F}_{u4} + \ddot{F}_{\mu4} + \ddot{F}_{CH} - \ddot{F}_{w4}) \sin \varphi - 2(\dot{F}_{u4} + \dot{F}_{\mu4} + \dot{F}_{CH} - \dot{F}_{w4}) \cos \varphi \dot{\varphi} \\ & + (F_{u4} + F_{\mu4} + F_{CH} - F_{w4}) \sin \varphi (\dot{\varphi})^2 - (F_{u4} + F_{\mu4} + F_{CH} - F_{w4}) \cos \varphi \ddot{\varphi} \\ & - \ddot{F}_{v4} \cos(\beta_3 - \varphi) + 2 \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right) (\dot{F}_{v3} \sin(\beta_3 - \varphi) + \dot{F}_{L3} \cos(\beta_3 - \varphi)) \\ & + \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{\varphi} \right)^2 (F_{v4} \cos(\beta_4 - \varphi) - F_{L4} \sin(\beta_4 - \varphi)) \\ & + \left(\frac{d^2\beta_4}{d\theta^2} (\dot{\theta})^2 + \frac{d\beta_4}{d\theta} \ddot{\theta} - \ddot{\varphi} \right) (F_{v4} \sin(\beta_4 - \varphi) + F_{L4} \cos(\beta_4 - \varphi)) \\ & + \ddot{F}_{L4} \sin(\beta_4 - \varphi) + 2\dot{F}_{s4} \sin \varphi \dot{\varphi} + F_{s4} \cos \varphi (\dot{\varphi})^2 + F_{s4} \sin \varphi \ddot{\varphi} \end{aligned} \right]}{\cos \varphi} \quad (1.52)$$

şeklinde türetilmiştir.

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

Kol muylularındaki hidrodinamik sürtünmelerin yarattığı momentlerin türevleri;

$$\dot{M}_{v1} = C_{km} \left(\ddot{\theta} + (\dot{\theta})^2 \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} + \frac{d\beta_1}{d\theta} \ddot{\theta} \right) \quad (1.53)$$

$$\dot{M}_{v2} = C_{km} \left(\ddot{\theta} + (\dot{\theta})^2 \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} + \frac{d\beta_2}{d\theta} \ddot{\theta} \right) \quad (1.54)$$

$$\dot{M}_{v3} = C_{km} \left(\ddot{\theta} + (\dot{\theta})^2 \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} + \frac{d\beta_3}{d\theta} \ddot{\theta} \right) \quad (1.55)$$

$$\dot{M}_{v4} = C_{km} \left(\ddot{\theta} + (\dot{\theta})^2 \frac{d^2 \beta_4}{d\theta^2} + \frac{d\beta_4}{d\theta} \ddot{\theta} \right) \quad (1.56)$$

şeklindedir. İkinci mertebe türevleri ise;

$$\ddot{M}_{v1} = C_{km} \left(\ddot{\theta} + \frac{d\beta_1}{d\theta} \ddot{\theta} + 3\dot{\theta}\ddot{\theta} \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} + (\dot{\theta})^3 \frac{d^3 \beta_1}{d\theta^3} \right) \quad (1.57)$$

$$\ddot{M}_{v2} = C_{km} \left(\ddot{\theta} + \frac{d\beta_2}{d\theta} \ddot{\theta} + 3\dot{\theta}\ddot{\theta} \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} + (\dot{\theta})^3 \frac{d^3 \beta_2}{d\theta^3} \right) \quad (1.58)$$

$$\ddot{M}_{v3} = C_{km} \left(\ddot{\theta} + \frac{d\beta_3}{d\theta} \ddot{\theta} + 3\dot{\theta}\ddot{\theta} \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} + (\dot{\theta})^3 \frac{d^3 \beta_3}{d\theta^3} \right) \quad (1.59)$$

$$\ddot{M}_{v4} = C_{km} \left(\ddot{\theta} + \frac{d\beta_4}{d\theta} \ddot{\theta} + 3\dot{\theta}\ddot{\theta} \frac{d^2 \beta_4}{d\theta^2} + (\dot{\theta})^3 \frac{d^3 \beta_4}{d\theta^3} \right) \quad (1.60)$$

eşitlikleri ile ifade edilebilir.

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

Kol muylusundaki sürtünmelerden kaynaklanan F_v kuvvetlerinin birinci ve ikinci mertebe türevleri sırasıyla;

$$\dot{F}_{v1} = \frac{\dot{M}_{v1}}{\lambda} \quad (1.61)$$

$$\dot{F}_{v2} = \frac{\dot{M}_{v2}}{\lambda} \quad (1.62)$$

$$\dot{F}_{v3} = \frac{\dot{M}_{v3}}{\lambda} \quad (1.63)$$

$$\dot{F}_{v4} = \frac{\dot{M}_{v4}}{\lambda} \quad (1.64)$$

$$\ddot{F}_{v1} = \frac{\ddot{M}_{v1}}{\lambda} \quad (1.65)$$

$$\ddot{F}_{v2} = \frac{\ddot{M}_{v2}}{\lambda} \quad (1.66)$$

$$\ddot{F}_{v3} = \frac{\ddot{M}_{v3}}{\lambda} \quad (1.67)$$

$$\ddot{F}_{v4} = \frac{\ddot{M}_{v4}}{\lambda} \quad (1.68)$$

şeklindedir.

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

Biyel atalet kuvvetlerinin birinci ve ikinci merteye türevleri sırasıyla;

$$\dot{F}_{\beta_1} = \frac{I_B}{\lambda} \ddot{\beta}_1 + \frac{\dot{M}_{v1}}{\lambda} = \frac{I_B}{\lambda} \left[(\dot{\theta})^3 \frac{d^3 \beta_1}{d\theta^3} + 3\dot{\theta} \ddot{\theta} \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} + \frac{d\beta_1}{d\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{\dot{M}_{v1}}{\lambda} \quad (1.69)$$

$$\dot{F}_{\beta_2} = \frac{I_B}{\lambda} \ddot{\beta}_2 + \frac{\dot{M}_{v2}}{\lambda} = \frac{I_B}{\lambda} \left[(\dot{\theta})^3 \frac{d^3 \beta_2}{d\theta^3} + 3\dot{\theta} \ddot{\theta} \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} + \frac{d\beta_2}{d\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{\dot{M}_{v2}}{\lambda} \quad (1.70)$$

$$\dot{F}_{\beta_3} = \frac{I_B}{\lambda} \ddot{\beta}_3 + \frac{\dot{M}_{v3}}{\lambda} = \frac{I_B}{\lambda} \left[(\dot{\theta})^3 \frac{d^3 \beta_3}{d\theta^3} + 3\dot{\theta} \ddot{\theta} \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} + \frac{d\beta_3}{d\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{\dot{M}_{v3}}{\lambda} \quad (1.71)$$

$$\dot{F}_{\beta_4} = \frac{I_B}{\lambda} \ddot{\beta}_4 + \frac{\dot{M}_{v4}}{\lambda} = \frac{I_B}{\lambda} \left[(\dot{\theta})^3 \frac{d^3 \beta_4}{d\theta^3} + 3\dot{\theta} \ddot{\theta} \frac{d^2 \beta_4}{d\theta^2} + \frac{d\beta_4}{d\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{\dot{M}_{v4}}{\lambda} \quad (1.72)$$

$$\ddot{F}_{\beta_1} = \frac{I_B}{\lambda} \left[6(\dot{\theta})^2 \ddot{\theta} \frac{d^3 \beta_1}{d\theta^3} + (\dot{\theta})^4 \frac{d^4 \beta_1}{d\theta^4} + \frac{d^2 \beta_1}{d\theta^2} \left[3(\ddot{\theta})^2 + 4\dot{\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{d\beta_1}{d\theta} \theta^{iv} \right] + \frac{\ddot{M}_{v1}}{\lambda} \quad (1.73)$$

$$\ddot{F}_{\beta_2} = \frac{I_B}{\lambda} \left[6(\dot{\theta})^2 \ddot{\theta} \frac{d^3 \beta_2}{d\theta^3} + (\dot{\theta})^4 \frac{d^4 \beta_2}{d\theta^4} + \frac{d^2 \beta_2}{d\theta^2} \left[3(\ddot{\theta})^2 + 4\dot{\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{d\beta_2}{d\theta} \theta^{iv} \right] + \frac{\ddot{M}_{v2}}{\lambda} \quad (1.74)$$

$$\ddot{F}_{\beta_3} = \frac{I_B}{\lambda} \left[6(\dot{\theta})^2 \ddot{\theta} \frac{d^3 \beta_3}{d\theta^3} + (\dot{\theta})^4 \frac{d^4 \beta_3}{d\theta^4} + \frac{d^2 \beta_3}{d\theta^2} \left[3(\ddot{\theta})^2 + 4\dot{\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{d\beta_3}{d\theta} \theta^{iv} \right] + \frac{\ddot{M}_{v3}}{\lambda} \quad (1.75)$$

$$\ddot{F}_{\beta_4} = \frac{I_B}{\lambda} \left[6(\dot{\theta})^2 \ddot{\theta} \frac{d^3 \beta_4}{d\theta^3} + (\dot{\theta})^4 \frac{d^4 \beta_4}{d\theta^4} + \frac{d^2 \beta_4}{d\theta^2} \left[3(\ddot{\theta})^2 + 4\dot{\theta} \ddot{\theta} \right] + \frac{d\beta_4}{d\theta} \theta^{iv} \right] + \frac{\ddot{M}_{v4}}{\lambda} \quad (1.76)$$

şeklindeir. Hidrodinamik sürtünme kuvvetlerinin birinci ve ikinci merteye türevleri;

$$\dot{F}_{\mu 1} = C_p \ddot{y}_1 \quad (1.77)$$

$$\dot{F}_{\mu 2} = C_p \ddot{y}_2 \quad (1.78)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\dot{F}_{\mu 3} = C_p \ddot{y}_3 \quad (1.79)$$

$$\dot{F}_{\mu 4} = C_p \ddot{y}_4 \quad (1.80)$$

$$\ddot{F}_{\mu 1} = C_p \ddot{y}_1 \quad (1.81)$$

$$\ddot{F}_{\mu 2} = C_p \ddot{y}_2 \quad (1.82)$$

$$\ddot{F}_{\mu 3} = C_p \ddot{y}_3 \quad (1.83)$$

$$\ddot{F}_{\mu 4} = C_p \ddot{y}_4 \quad (1.84)$$

şeklindedir.

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

Krank mili hareket denkleminin üçüncü merteye türevi;

$$\begin{aligned}
 \ddot{\theta} = & -\frac{r}{I_{CR}} \left[\begin{aligned} & \dot{F}_{\beta 1} \cos(\beta_1 + \theta) + \dot{F}_{\beta 2} \cos(\beta_2 + \theta - 3\pi) \\ & + \dot{F}_{\beta 3} \cos(\beta_3 + \theta - \pi) + \dot{F}_{\beta 4} \cos(\beta_4 + \theta - 2\pi) \\ & - F_{\beta 1} \sin(\beta_1 + \theta) \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{\theta} \right) \\ & - F_{\beta 2} \sin(\beta_2 + \theta - 3\pi) \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{\theta} \right) \\ & - F_{\beta 3} \sin(\beta_3 + \theta - \pi) \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{\theta} \right) \\ & - F_{\beta 4} \sin(\beta_4 + \theta - 2\pi) \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{\theta} \right) \end{aligned} \right] \\
 & + \frac{r}{I_{CR}} \left[\begin{aligned} & \dot{F}_{L1} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_1 + \theta) \right] + \dot{F}_{L2} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_2 + \theta - 3\pi) \right] + \\ & \dot{F}_{L3} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_3 + \theta - \pi) \right] + \dot{F}_{L4} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_4 + \theta - 2\pi) \right] + \\ & F_{L1} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_1 + \theta) \right] \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{\theta} \right) + \\ & F_{L2} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_2 + \theta - 3\pi) \right] \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{\theta} \right) + \\ & F_{L3} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_3 + \theta - \pi) \right] \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{\theta} \right) + \\ & F_{L4} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_4 + \theta - 2\pi) \right] \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{\theta} \right) \end{aligned} \right] \\
 & + \frac{1}{I_{CR}} \left(\dot{M}_S - \dot{M}_{v1} - \dot{M}_{v2} - \dot{M}_{v3} - \dot{M}_{v4} - \dot{M}_Q - \dot{M}_\mu \right) \tag{1.85}
 \end{aligned}$$

eşitliği ile belirlenebilir. Krank mili hareket denkleminin dördüncü merteye türevi ise Eş. 1.86'da verilmiştir.

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
\theta^{iv} = \frac{r}{I_{CR}} & \left[\ddot{F}_{L1} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_1 + \theta) \right] + \ddot{F}_{L2} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_2 + \theta - 3\pi) \right] + \ddot{F}_{L3} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_3 + \theta - \pi) \right] \right. \\
& + \ddot{F}_{L4} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_4 + \theta - 2\pi) \right] - \ddot{F}_{\beta 1} \cos(\beta_1 + \theta) - \ddot{F}_{\beta 2} \cos(\beta_2 + \theta - 3\pi) \\
& - \ddot{F}_{\beta 3} \cos(\beta_3 + \theta - \pi) - \ddot{F}_{\beta 4} \cos(\beta_4 + \theta - 2\pi) \\
& + \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \left[2\dot{F}_{\beta 1} \sin(\beta_1 + \theta) + F_{\beta 1} \cos(\beta_1 + \theta) \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) + 2\dot{F}_{L1} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_1 + \theta) \right] \right. \\
& \left. \left[-F_{L1} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_1 + \theta) \right] \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \right] \right. \\
& + \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \left[2\dot{F}_{\beta 2} \sin(\beta_2 + \theta - 3\pi) + F_{\beta 2} \cos(\beta_2 + \theta - 3\pi) \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \right. \\
& \left. + 2\dot{F}_{L2} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_2 + \theta - 3\pi) \right] \right. \\
& \left. \left[-F_{L2} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_2 + \theta - 3\pi) \right] \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \right] \right. \\
& + \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \left[2\dot{F}_{\beta 3} \sin(\beta_3 + \theta - \pi) + F_{\beta 3} \cos(\beta_3 + \theta - \pi) \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \right. \\
& \left. + 2\dot{F}_{L3} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_3 + \theta - \pi) \right] \right. \\
& \left. \left[-F_{L3} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_3 + \theta - \pi) \right] \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \right] \right. \\
& + \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \left[2\dot{F}_{\beta 4} \sin(\beta_4 + \theta - 2\pi) + F_{\beta 4} \cos(\beta_4 + \theta - 2\pi) \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \right. \\
& \left. + 2\dot{F}_{L4} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_4 + \theta - 2\pi) \right] \right. \\
& \left. \left[-F_{L4} \cos \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_4 + \theta - 2\pi) \right] \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \right] \right. \\
& + \left(\frac{d^2\beta_1}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 + \frac{d\beta_1}{d\theta} \ddot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \left[F_{\beta 1} \sin(\beta_1 + \theta) + F_{L1} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_1 + \theta) \right] \right] \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \\
& + \left(\frac{d^2\beta_2}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 + \frac{d\beta_2}{d\theta} \ddot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \left[F_{\beta 2} \sin(\beta_2 + \theta - 3\pi) + F_{L2} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_2 + \theta - 3\pi) \right] \right] \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \\
& + \left(\frac{d^2\beta_3}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 + \frac{d\beta_3}{d\theta} \ddot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \left[F_{\beta 3} \sin(\beta_3 + \theta - \pi) + F_{L3} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_3 + \theta - \pi) \right] \right] \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \\
& + \left(\frac{d^2\beta_4}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 + \frac{d\beta_4}{d\theta} \ddot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \left[F_{\beta 4} \sin(\beta_4 + \theta - 2\pi) + F_{L4} \sin \left[\frac{\pi}{2} - (\beta_4 + \theta - 2\pi) \right] \right] \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} + \ddot{\theta} \right) \\
& + \frac{1}{r} (\ddot{M}_S - \ddot{M}_{v1} - \ddot{M}_{v2} - \ddot{M}_{v3} - \ddot{M}_{v4} - \ddot{M}_Q - \ddot{M}_\mu) \left. \right] \quad (1.86)
\end{aligned}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

Silindirlerdeki toplam yatay kuvvetlerin birinci ve ikinci merteye türevleri;

$$\begin{aligned}\dot{F}_{bx1} = & \dot{F}_{L1} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1\right) + F_{L1} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1\right) \frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{F}_{\beta1} \cos \beta_1 \\ & + F_{\beta1} \sin \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} - m_{w1} r_{w1} \left(2\dot{\theta}\ddot{\theta} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) + \dot{\theta}^3 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \right)\end{aligned}\quad (1.87)$$

$$\begin{aligned}\dot{F}_{bx2} = & \dot{F}_{L2} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) + F_{L2} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) \frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{F}_{\beta2} \cos \beta_2 \\ & + F_{\beta2} \sin \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} - m_{w2} r_{w2} \left(2\dot{\theta}\ddot{\theta} \cos\left(\frac{7\pi}{2} - \theta\right) + \dot{\theta}^3 \sin\left(\frac{7\pi}{2} - \theta\right) \right)\end{aligned}\quad (1.88)$$

$$\begin{aligned}\dot{F}_{bx3} = & \dot{F}_{L3} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_3\right) + F_{L3} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_3\right) \frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{F}_{\beta3} \cos \beta_3 \\ & + F_{\beta3} \sin \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} - m_{w3} r_{w3} \left(2\dot{\theta}\ddot{\theta} \cos\left(\frac{3\pi}{2} - \theta\right) + \dot{\theta}^3 \sin\left(\frac{3\pi}{2} - \theta\right) \right)\end{aligned}\quad (1.89)$$

$$\begin{aligned}\dot{F}_{bx4} = & \dot{F}_{L4} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_4\right) + F_{L4} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_4\right) \frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} - \dot{F}_{\beta4} \cos \beta_4 \\ & + F_{\beta4} \sin \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} - m_{w4} r_{w4} \left(2\dot{\theta}\ddot{\theta} \cos\left(\frac{5\pi}{2} - \theta\right) + \dot{\theta}^3 \sin\left(\frac{5\pi}{2} - \theta\right) \right)\end{aligned}\quad (1.90)$$

$$\begin{aligned}\ddot{F}_{bx1} = & \ddot{F}_{L1} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1\right) - \ddot{F}_{\beta1} \cos \beta_1 + 2 \left[\dot{F}_{L1} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1\right) + \dot{F}_{\beta1} \sin \beta_1 \right] \frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} \\ & + \left[F_{\beta1} \cos \beta_1 - F_{L1} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1\right) \right] \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} \right)^2 + \left[F_{L1} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1\right) + F_{\beta1} \sin \beta_1 \right] \frac{d\beta_1}{d\theta} \ddot{\theta} \\ & + \left[F_{L1} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1\right) + F_{\beta1} \sin \beta_1 \right] \frac{d^2\beta_1}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 \\ & - m_{w1} r_{w1} \left(\left[2\ddot{\theta}^2 + 2\dot{\theta}\ddot{\theta} - \dot{\theta}^4 \right] \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) + 5\dot{\theta}^2 \ddot{\theta} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \right)\end{aligned}\quad (1.91)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
\ddot{F}_{bx2} = & \ddot{F}_{L2} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) - \ddot{F}_{\beta2} \cos \beta_2 + 2 \left[\dot{F}_{L2} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) + \dot{F}_{\beta2} \sin \beta_2 \right] \frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} \\
& + \left[F_{L2} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) + F_{\beta2} \sin \beta_2 \right] \frac{d^2\beta_2}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 + \left[F_{L2} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) + F_{\beta2} \sin \beta_2 \right] \frac{d\beta_2}{d\theta} \ddot{\theta} \\
& + \left[F_{\beta2} \cos \beta_2 - F_{L2} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) \right] \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} \right)^2 \\
& - m_{w2} r_{w2} \left(\left[2\ddot{\theta}^2 + 2\dot{\theta}\ddot{\theta} - \dot{\theta}^4 \right] \cos\left(\frac{7\pi}{2} - \theta\right) + 5\dot{\theta}^2 \ddot{\theta} \sin\left(\frac{7\pi}{2} - \theta\right) \right)
\end{aligned} \tag{1.92}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{F}_{bx3} = & \ddot{F}_{L3} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_3\right) - \ddot{F}_{\beta3} \cos \beta_3 + 2 \left[\dot{F}_{L3} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_3\right) + \dot{F}_{\beta3} \sin \beta_3 \right] \frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} \\
& + \left[F_{\beta3} \cos \beta_3 - F_{L3} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_3\right) \right] \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} \right)^2 + \left[F_{L3} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_3\right) + F_{\beta3} \sin \beta_3 \right] \frac{d\beta_3}{d\theta} \ddot{\theta} \\
& + \left[F_{L3} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_3\right) + F_{\beta3} \sin \beta_3 \right] \frac{d^2\beta_3}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 \\
& - m_{w3} r_{w3} \left(\left[2\ddot{\theta}^2 + 2\dot{\theta}\ddot{\theta} - \dot{\theta}^4 \right] \cos\left(\frac{3\pi}{2} - \theta\right) + 5\dot{\theta}^2 \ddot{\theta} \sin\left(\frac{3\pi}{2} - \theta\right) \right)
\end{aligned} \tag{1.93}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{F}_{bx4} = & \ddot{F}_{L4} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_4\right) - \ddot{F}_{\beta4} \cos \beta_4 + 2 \left[\dot{F}_{L4} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_4\right) + \dot{F}_{\beta4} \sin \beta_4 \right] \frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} \\
& + \left[F_{\beta4} \cos \beta_4 - F_{L4} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_4\right) \right] \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} \right)^2 + \left[F_{L4} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_4\right) + F_{\beta4} \sin \beta_4 \right] \frac{d\beta_4}{d\theta} \ddot{\theta} \\
& + \left[F_{L4} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_4\right) + F_{\beta4} \sin \beta_4 \right] \frac{d^2\beta_4}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 \\
& - m_{w4} r_{w4} \left(\left[2\ddot{\theta}^2 + 2\dot{\theta}\ddot{\theta} - \dot{\theta}^4 \right] \cos\left(\frac{5\pi}{2} - \theta\right) + 5\dot{\theta}^2 \ddot{\theta} \sin\left(\frac{5\pi}{2} - \theta\right) \right)
\end{aligned} \tag{1.94}$$

olarak belirlenmiştir.

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

Ana muylulardaki düşey kuvvetlerin birinci ve ikinci merteye türevleri;

$$\begin{aligned}\dot{F}_{by1} = & \dot{F}_{L1} \cos \beta_1 - F_{L1} \sin \beta_1 \frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{F}_{\beta1} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) \\ & + F_{\beta1} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) \frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} + m_{w1} r_{w1} (2\dot{\theta}\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^3 \sin \theta)\end{aligned}\quad (1.95)$$

$$\begin{aligned}\dot{F}_{by2} = & \dot{F}_{L2} \cos \beta_2 - F_{L2} \sin \beta_2 \frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{F}_{\beta2} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2 \right) \\ & + F_{\beta2} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2 \right) \frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} + m_{w2} r_{w2} (2\dot{\theta}\ddot{\theta} \cos(\theta - 3\pi) - \dot{\theta}^3 \sin(\theta - 3\pi))\end{aligned}\quad (1.96)$$

$$\begin{aligned}\dot{F}_{by3} = & \dot{F}_{L3} \cos \beta_3 - F_{L3} \sin \beta_3 \frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{F}_{\beta3} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_3 \right) \\ & + F_{\beta3} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_3 \right) \frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} + m_{w3} r_{w3} (2\dot{\theta}\ddot{\theta} \cos(\theta - \pi) - \dot{\theta}^3 \sin(\theta - \pi))\end{aligned}\quad (1.97)$$

$$\begin{aligned}\dot{F}_{by4} = & \dot{F}_{L4} \cos \beta_4 - F_{L4} \sin \beta_4 \frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} + \dot{F}_{\beta4} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_4 \right) \\ & + F_{\beta4} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_4 \right) \frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} + m_{w4} r_{w4} (2\dot{\theta}\ddot{\theta} \cos(\theta - 2\pi) - \dot{\theta}^3 \sin(\theta - 2\pi))\end{aligned}\quad (1.98)$$

$$\begin{aligned}\ddot{F}_{by1} = & \ddot{F}_{L1} \cos \beta_1 + \ddot{F}_{\beta1} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) + 2 \left[\dot{F}_{\beta1} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) - \dot{F}_{L1} \sin \beta_1 \right] \frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} \\ & - \left[F_{\beta1} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) + F_{L1} \cos \beta_1 \right] \left(\frac{d\beta_1}{d\theta} \dot{\theta} \right)^2 + \left[F_{\beta1} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) - F_{L1} \sin \beta_1 \right] \frac{d^2\beta_1}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 \\ & + \left[F_{\beta1} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 \right) - F_{L1} \sin \beta_1 \right] \frac{d\beta_1}{d\theta} \ddot{\theta} + m_{w1} r_{w1} \left(2\ddot{\theta}^2 \cos \theta + 2\dot{\theta}\ddot{\theta} \cos \theta \right. \\ & \left. - 5\dot{\theta}^2 \ddot{\theta} \sin \theta - \dot{\theta}^4 \cos \theta \right)\end{aligned}\quad (1.99)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
\ddot{F}_{by2} = & \ddot{F}_{L2} \cos \beta_2 + \ddot{F}_{\beta_2} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2 \right) + 2 \left[\dot{F}_{\beta_2} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2 \right) - \dot{F}_{L2} \sin \beta_2 \right] \frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} \\
& - \left[F_{L2} \cos \beta_2 + F_{\beta_2} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2 \right) \right] \left(\frac{d\beta_2}{d\theta} \dot{\theta} \right)^2 + \left[F_{\beta_2} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2 \right) - F_{L2} \sin \beta_2 \right] \frac{d^2\beta_2}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 \\
& + \left[F_{\beta_2} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_2 \right) - F_{L2} \sin \beta_2 \right] \frac{d\beta_2}{d\theta} \ddot{\theta} \\
& + m_{w2} r_{w2} \left(2\ddot{\theta}^2 \cos(\theta - 3\pi) + 2\dot{\theta} \ddot{\theta} \cos(\theta - 3\pi) - 2\dot{\theta}^2 \ddot{\theta} \sin(\theta - 3\pi) \right. \\
& \left. - 3\dot{\theta}^2 \ddot{\theta} \sin(\theta - 3\pi) - \dot{\theta}^4 \cos(\theta - 3\pi) \right)
\end{aligned} \tag{1.100}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{F}_{by3} = & \ddot{F}_{L3} \cos \beta_3 + \ddot{F}_{\beta_3} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_3 \right) + 2 \left[\dot{F}_{\beta_3} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_3 \right) - \dot{F}_{L3} \sin \beta_3 \right] \frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} \\
& - \left[F_{L3} \cos \beta_3 + F_{\beta_3} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_3 \right) \right] \left(\frac{d\beta_3}{d\theta} \dot{\theta} \right)^2 + \left[F_{\beta_3} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_3 \right) - F_{L3} \sin \beta_3 \right] \frac{d^2\beta_3}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 \\
& + \left[F_{\beta_3} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_3 \right) - F_{L3} \sin \beta_3 \right] \frac{d\beta_3}{d\theta} \ddot{\theta} \\
& + m_{w3} r_{w3} \left(2\ddot{\theta}^2 \cos(\theta - \pi) + 2\dot{\theta} \ddot{\theta} \cos(\theta - \pi) - 2\dot{\theta}^2 \ddot{\theta} \sin(\theta - \pi) \right. \\
& \left. - 3\dot{\theta}^2 \ddot{\theta} \sin(\theta - \pi) - \dot{\theta}^4 \cos(\theta - \pi) \right)
\end{aligned} \tag{1.101}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{F}_{by4} = & \ddot{F}_{L4} \cos \beta_4 + \ddot{F}_{\beta_4} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_4 \right) + 2 \left[\dot{F}_{\beta_4} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_4 \right) - \dot{F}_{L4} \sin \beta_4 \right] \frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} \\
& - \left[F_{L4} \cos \beta_4 + F_{\beta_4} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_4 \right) \right] \left(\frac{d\beta_4}{d\theta} \dot{\theta} \right)^2 + \left[F_{\beta_4} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_4 \right) - F_{L4} \sin \beta_4 \right] \frac{d^2\beta_4}{d\theta^2} \dot{\theta}^2 \\
& + \left[F_{\beta_4} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \beta_4 \right) - F_{L4} \sin \beta_4 \right] \frac{d\beta_4}{d\theta} \ddot{\theta} \\
& + m_{w4} r_{w4} \left(2\ddot{\theta}^2 \cos(\theta - 2\pi) + 2\dot{\theta} \ddot{\theta} \cos(\theta - 2\pi) - 2\dot{\theta}^2 \ddot{\theta} \sin(\theta - 2\pi) \right. \\
& \left. - 3\dot{\theta}^2 \ddot{\theta} \sin(\theta - 2\pi) - \dot{\theta}^4 \cos(\theta - 2\pi) \right)
\end{aligned} \tag{1.102}$$

olarak belirlenmiştir.

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

Bloğun z_b eksenini etrafındaki dönme açısının üçüncü ve dördüncü mertebe türevleri sırasıyla Eş. 1.87 ve Eş. 1.88’de verilmiştir.

$$\ddot{\phi} = \frac{\left[\begin{aligned} &\dot{M}_\mu - \dot{M}_s - \left(\dot{s}_{1,4} (F_{s1} + F_{s4}) + s_{1,4} (\dot{F}_{s1} + \dot{F}_{s4}) + \dot{s}_{2,3} (F_{s2} + F_{s3}) \right. \\ &\quad \left. + s_{2,3} (\dot{F}_{s2} + \dot{F}_{s3}) + h_{cg} (\dot{F}_{bx1} + \dot{F}_{bx2} + \dot{F}_{bx3} + \dot{F}_{bx4}) \right) \cos \alpha \cos \psi \\ &+ \left(s_{1,4} (F_{s1} + F_{s4}) + s_{2,3} (F_{s2} + F_{s3}) \right) \left(\sin \alpha \dot{\alpha} \cos \psi \right. \\ &\quad \left. + h_{cg} (F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4}) \right) \left(\cos \alpha \sin \psi \dot{\psi} \right) - k_{t\phi} \dot{\phi} - c_{t\phi} \ddot{\phi} \end{aligned} \right]}{I_{bz}} \quad (1.103)$$

$$\phi^{iv} = \frac{\left[\begin{aligned} &\ddot{M}_\mu - \ddot{M}_s - \left(\ddot{s}_{1,4} (F_{s1} + F_{s4}) + 2\dot{s}_{1,4} (\dot{F}_{s1} + \dot{F}_{s4}) + s_{1,4} (\ddot{F}_{s1} + \ddot{F}_{s4}) \right. \\ &\quad \left. + \ddot{s}_{2,3} (F_{s2} + F_{s3}) + 2\dot{s}_{2,3} (\dot{F}_{s2} + \dot{F}_{s3}) + s_{2,3} (\ddot{F}_{s2} + \ddot{F}_{s3}) \right) \cos \alpha \cos \psi \\ &\quad + 2 \left(\dot{s}_{1,4} (F_{s1} + F_{s4}) + s_{1,4} (\dot{F}_{s1} + \dot{F}_{s4}) \right. \\ &\quad \left. + \dot{s}_{2,3} (F_{s2} + F_{s3}) + s_{2,3} (\dot{F}_{s2} + \dot{F}_{s3}) \right) \left(\sin \alpha \dot{\alpha} \cos \psi + \cos \alpha \sin \psi \dot{\psi} \right) \\ &\quad + h_{cg} (\dot{F}_{bx1} + \dot{F}_{bx2} + \dot{F}_{bx3} + \dot{F}_{bx4}) \left(\sin \alpha \dot{\alpha} \cos \psi + \cos \alpha \sin \psi \dot{\psi} \right) \\ &+ \left(s_{1,4} (F_{s1} + F_{s4}) + s_{2,3} (F_{s2} + F_{s3}) \right) \left(\sin \alpha \ddot{\alpha} \cos \psi + \cos \alpha \dot{\alpha}^2 \cos \psi \right. \\ &\quad \left. + h_{cg} (F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4}) \right) \left(\cos \alpha \cos \psi \dot{\psi}^2 + \cos \alpha \sin \psi \ddot{\psi} \right. \\ &\quad \left. - 2 \sin \alpha \dot{\alpha} \sin \psi \dot{\psi} \right) \\ &\quad \left. - k_{t\phi} \ddot{\phi} - c_{t\phi} \phi^{iv} \right] \end{aligned} \right]}{I_{bz}} \quad (1.104)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

Bloğun y_b eksenini etrafında gerçekleştirdiği dönme hareketinin üçüncü ve dördüncü merteye türevleri sırasıyla;

$$\ddot{\alpha} = \frac{\begin{bmatrix} \left(\dot{F}_{bx1}h_1 + \dot{F}_{bx2}h_2 - \dot{F}_{bx3}h_3 - \dot{F}_{bx4}h_4 \right) \cos \varphi \cos \psi \\ - \left(\dot{F}_{s1}h_1 - \dot{F}_{s2}h_2 + \dot{F}_{s3}h_3 + \dot{F}_{s4}h_4 \right) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \sin \varphi \dot{\varphi} \cos \psi \\ + \cos \varphi \sin \psi \dot{\psi} \end{pmatrix} - k_{t\alpha} \dot{\alpha} - c_{t\alpha} \ddot{\alpha}}{I_{by}} \quad (1.105)$$

$$\alpha^{iv} = \frac{\begin{bmatrix} \left(\ddot{F}_{bx1}h_1 + \ddot{F}_{bx2}h_2 - \ddot{F}_{bx3}h_3 - \ddot{F}_{bx4}h_4 \right) \cos \varphi \cos \psi \\ - 2 \left(\dot{F}_{bx1}h_1 + \dot{F}_{bx2}h_2 - \dot{F}_{bx3}h_3 - \dot{F}_{bx4}h_4 \right) \begin{pmatrix} \sin \varphi \dot{\varphi} \cos \psi + \cos \varphi \sin \psi \dot{\psi} \end{pmatrix} \\ - \left(\ddot{F}_{s1}h_1 - \ddot{F}_{s2}h_2 + \ddot{F}_{s3}h_3 + \ddot{F}_{s4}h_4 \right) \begin{pmatrix} \cos \varphi \dot{\varphi}^2 \cos \psi \\ + \sin \varphi \ddot{\varphi} \cos \psi - 2 \sin \varphi \dot{\varphi} \sin \psi \dot{\psi} \\ + \cos \varphi \cos \psi \dot{\psi}^2 + \cos \varphi \sin \psi \ddot{\psi} \end{pmatrix} \\ - k_{t\alpha} \ddot{\alpha} - c_{t\alpha} \alpha^{iv} \end{bmatrix}}{I_{by}} \quad (1.106)$$

şeklinde belirlenmiştir. x_b eksenini etrafındaki dönme hareketinin üçüncü ve dördüncü merteye türevleri ise sırasıyla;

$$\ddot{\psi} = \frac{\begin{bmatrix} \left(h_1 \left(-\dot{F}_{by1} + \dot{F}_{w1} - \dot{F}_{\mu1} - \dot{F}_{u1} \right) + h_2 \left(-\dot{F}_{by2} + \dot{F}_{w2} - \dot{F}_{\mu2} - \dot{F}_{u2} \right) \right) \cos \alpha \cos \varphi \\ + h_3 \left(\dot{F}_{by3} - \dot{F}_{w3} + \dot{F}_{\mu3} + \dot{F}_{u3} \right) + h_4 \left(\dot{F}_{by4} - \dot{F}_{w4} + \dot{F}_{\mu4} + \dot{F}_{u4} \right) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \sin \alpha \dot{\alpha} \cos \varphi \\ + \cos \alpha \sin \varphi \dot{\varphi} \end{pmatrix} - k_{t\psi} \dot{\psi} - c_{t\psi} \ddot{\psi}}{I_{bx}} \quad (1.107)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
\psi^{iv} = & \frac{1}{I_{bx}} \left[\begin{aligned} & \left(\begin{aligned} & h_1 \left(-\ddot{F}_{by1} + \ddot{F}_{w1} - \ddot{F}_{\mu1} - \ddot{F}_{u1} \right) \\ & + h_2 \left(-\ddot{F}_{by2} + \ddot{F}_{w2} - \ddot{F}_{\mu2} - \ddot{F}_{u2} \right) \\ & + h_3 \left(\ddot{F}_{by3} - \ddot{F}_{w3} + \ddot{F}_{\mu3} + \ddot{F}_{u3} \right) \\ & + h_4 \left(\ddot{F}_{by4} - \ddot{F}_{w4} + \ddot{F}_{\mu4} + \ddot{F}_{u4} \right) \end{aligned} \right) \cos \alpha \cos \varphi \\ & - 2 \left(\begin{aligned} & h_1 \left(-\dot{F}_{by1} + \dot{F}_{w1} - \dot{F}_{\mu1} - \dot{F}_{u1} \right) \\ & + h_2 \left(-\dot{F}_{by2} + \dot{F}_{w2} - \dot{F}_{\mu2} - \dot{F}_{u2} \right) \\ & + h_3 \left(\dot{F}_{by3} - \dot{F}_{w3} + \dot{F}_{\mu3} + \dot{F}_{u3} \right) \\ & + h_4 \left(\dot{F}_{by4} - \dot{F}_{w4} + \dot{F}_{\mu4} + \dot{F}_{u4} \right) \end{aligned} \right) (\sin \alpha \dot{\alpha} \cos \varphi + \cos \alpha \sin \varphi \dot{\varphi}) \\ & - \left(\begin{aligned} & h_1 \left(-F_{by1} + F_{w1} - F_{\mu1} - F_{u1} \right) \\ & + h_2 \left(-F_{by2} + F_{w2} - F_{\mu2} - F_{u2} \right) \\ & + h_3 \left(F_{by3} - F_{w3} + F_{\mu3} + F_{u3} \right) \\ & + h_4 \left(F_{by4} - F_{w4} + F_{\mu4} + F_{u4} \right) \end{aligned} \right) \left(\begin{aligned} & \cos \alpha \dot{\alpha}^2 \cos \varphi \\ & + \sin \alpha \ddot{\alpha} \cos \varphi \\ & - 2 \sin \alpha \dot{\alpha} \sin \varphi \dot{\varphi} \\ & + \cos \alpha \cos \varphi \dot{\varphi}^2 \\ & + \cos \alpha \sin \varphi \ddot{\varphi} \end{aligned} \right) - k_{\psi} \ddot{\psi} - c_{\psi} \ddot{\psi} \end{aligned} \right] \quad (1.108)
\end{aligned}$$

şeklinde. x_b doğrultusundaki öteleme hareketinin üçüncü ve dördüncü mertebe türevleri ise sırasıyla Eş. 1.109 ve Eş. 1.110’da verilmiştir.

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_b = & \frac{1}{m_b} \left[\begin{aligned} & \left(\dot{F}_{bx1} + \dot{F}_{bx2} + \dot{F}_{bx3} + \dot{F}_{bx4} - \dot{F}_{s1} - \dot{F}_{s2} - \dot{F}_{s3} - \dot{F}_{s4} \right) \cos \varphi \cos \alpha \\ & - \left(F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4} - F_{s1} - F_{s2} - F_{s3} - F_{s4} \right) \left(\begin{aligned} & \sin \varphi \dot{\varphi} \cos \alpha \\ & + \cos \varphi \sin \alpha \dot{\alpha} \end{aligned} \right) \\ & + \left(\begin{aligned} & \dot{F}_{w1} + \dot{F}_{w2} + \dot{F}_{w3} + \dot{F}_{w4} - \dot{F}_{u1} - \dot{F}_{u2} - \dot{F}_{u3} - \dot{F}_{u4} \\ & - \dot{F}_{\mu1} - \dot{F}_{\mu2} - \dot{F}_{\mu3} - \dot{F}_{\mu4} - \dot{F}_{by1} - \dot{F}_{by2} - \dot{F}_{by3} - \dot{F}_{by4} \end{aligned} \right) \sin \varphi \cos \alpha \\ & + \left(\begin{aligned} & F_{w1} + F_{w2} + F_{w3} + F_{w4} \\ & - F_{u1} - F_{u2} - F_{u3} - F_{u4} \\ & - F_{\mu1} - F_{\mu2} - F_{\mu3} - F_{\mu4} \\ & - F_{by1} - F_{by2} - F_{by3} - F_{by4} \end{aligned} \right) \left(\begin{aligned} & \cos \varphi \dot{\varphi} \cos \alpha \\ & - \sin \varphi \sin \alpha \dot{\alpha} \end{aligned} \right) - k_{tx} \dot{x}_b - c_{tx} \ddot{x}_b \end{aligned} \right] \quad (1.109)
\end{aligned}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

$$\begin{aligned}
x_b^{rv} = & \frac{1}{m_b} \left[\begin{aligned} & \left(\ddot{F}_{bx1} + \ddot{F}_{bx2} + \ddot{F}_{bx3} + \ddot{F}_{bx4} - \ddot{F}_{s1} - \ddot{F}_{s2} - \ddot{F}_{s3} - \ddot{F}_{s4} \right) \cos \varphi \cos \alpha \\ & - 2 \left(\dot{F}_{bx1} + \dot{F}_{bx2} + \dot{F}_{bx3} + \dot{F}_{bx4} - \dot{F}_{s1} - \dot{F}_{s2} - \dot{F}_{s3} - \dot{F}_{s4} \right) \begin{pmatrix} \sin \varphi \dot{\varphi} \cos \alpha \\ + \cos \varphi \sin \alpha \dot{\alpha} \end{pmatrix} \\ & - \left(F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4} - F_{s1} - F_{s2} - F_{s3} - F_{s4} \right) \begin{pmatrix} \cos \varphi \dot{\varphi}^2 \cos \alpha \\ + \sin \varphi \ddot{\varphi} \cos \alpha \\ - 2 \sin \varphi \dot{\varphi} \sin \alpha \dot{\alpha} \\ + \cos \varphi \cos \alpha \dot{\alpha}^2 \\ + \cos \varphi \sin \alpha \ddot{\alpha} \end{pmatrix} \\ & + \left(\ddot{F}_{w1} + \ddot{F}_{w2} + \ddot{F}_{w3} + \ddot{F}_{w4} - \ddot{F}_{u1} - \ddot{F}_{u2} - \ddot{F}_{u3} - \ddot{F}_{u4} \right. \\ & \quad \left. - \ddot{F}_{\mu1} - \ddot{F}_{\mu2} - \ddot{F}_{\mu3} - \ddot{F}_{\mu4} - \ddot{F}_{by1} - \ddot{F}_{by2} - \ddot{F}_{by3} - \ddot{F}_{by4} \right) \sin \varphi \cos \alpha \\ & + 2 \left(\dot{F}_{w1} + \dot{F}_{w2} + \dot{F}_{w3} + \dot{F}_{w4} - \dot{F}_{u1} - \dot{F}_{u2} - \dot{F}_{u3} - \dot{F}_{u4} \right. \\ & \quad \left. - \dot{F}_{\mu1} - \dot{F}_{\mu2} - \dot{F}_{\mu3} - \dot{F}_{\mu4} - \dot{F}_{by1} - \dot{F}_{by2} - \dot{F}_{by3} - \dot{F}_{by4} \right) \begin{pmatrix} \cos \varphi \dot{\varphi} \cos \alpha \\ - \sin \varphi \sin \alpha \dot{\alpha} \end{pmatrix} \\ & + \left(F_{w1} + F_{w2} + F_{w3} + F_{w4} - F_{u1} - F_{u2} - F_{u3} - F_{u4} \right. \\ & \quad \left. - F_{\mu1} - F_{\mu2} - F_{\mu3} - F_{\mu4} - F_{by1} - F_{by2} - F_{by3} - F_{by4} \right) \begin{pmatrix} - \sin \varphi \dot{\varphi}^2 \cos \alpha \\ + \cos \varphi \ddot{\varphi} \cos \alpha \\ - 2 \cos \varphi \dot{\varphi} \sin \alpha \dot{\alpha} \\ - \sin \varphi \cos \alpha \dot{\alpha}^2 \\ - \sin \varphi \sin \alpha \ddot{\alpha} \end{pmatrix} \\ & - k_{t\psi} \ddot{\psi} - c_{t\psi} \dot{\psi} \end{aligned} \right] \quad (1.110)
\end{aligned}$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

y_b doğrultusundaki öteleme hareketinin üçüncü ve dördüncü merteye türevleri ise sırasıyla Eş. 1.111 ve Eş. 1.112’de verilmiştir.

$$\ddot{y}_b = \frac{\left[\begin{aligned} &\left(\dot{F}_{by1} + \dot{F}_{by2} + \dot{F}_{by3} + \dot{F}_{by4} + \dot{F}_{u1} + \dot{F}_{u2} + \dot{F}_{u3} + \dot{F}_{u4} \right) \cos \varphi \cos \psi \\ &+ \left(\dot{F}_{\mu1} + \dot{F}_{\mu2} + \dot{F}_{\mu3} + \dot{F}_{\mu4} - \dot{F}_{w1} - \dot{F}_{w2} - \dot{F}_{w3} - \dot{F}_{w4} \right) \cos \varphi \cos \psi \\ &- \left(F_{by1} + F_{by2} + F_{by3} + F_{by4} + F_{u1} + F_{u2} + F_{u3} + F_{u4} \right) \left(\sin \varphi \dot{\varphi} \cos \psi \right) \\ &+ \left(F_{\mu1} + F_{\mu2} + F_{\mu3} + F_{\mu4} - F_{w1} - F_{w2} - F_{w3} - F_{w4} \right) \left(+ \cos \varphi \sin \psi \dot{\psi} \right) \\ &+ \left(\dot{F}_{bx1} + \dot{F}_{bx2} + \dot{F}_{bx3} + \dot{F}_{bx4} - \dot{F}_{s1} - \dot{F}_{s2} - \dot{F}_{s3} - \dot{F}_{s4} \right) \sin \varphi \cos \psi \\ &+ \left(F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4} \right) \left(\cos \varphi \dot{\varphi} \cos \psi \right) \\ &- \left(F_{s1} - F_{s2} - F_{s3} - F_{s4} \right) \left(- \sin \varphi \sin \psi \dot{\psi} \right) - k_{ty} \dot{y}_b - c_{ty} \ddot{y}_b \end{aligned} \right] }{m_b} \quad (1.111)$$

$$y_b^{iv} = \frac{\left[\begin{aligned} &\left(\ddot{F}_{by1} + \ddot{F}_{by2} + \ddot{F}_{by3} + \ddot{F}_{by4} + \ddot{F}_{u1} + \ddot{F}_{u2} + \ddot{F}_{u3} + \ddot{F}_{u4} \right) \cos \varphi \cos \psi \\ &+ \left(\ddot{F}_{\mu1} + \ddot{F}_{\mu2} + \ddot{F}_{\mu3} + \ddot{F}_{\mu4} - \ddot{F}_{w1} - \ddot{F}_{w2} - \ddot{F}_{w3} - \ddot{F}_{w4} \right) \cos \varphi \cos \psi \\ &- 2 \left(\dot{F}_{by1} + \dot{F}_{by2} + \dot{F}_{by3} + \dot{F}_{by4} + \dot{F}_{u1} + \dot{F}_{u2} + \dot{F}_{u3} + \dot{F}_{u4} \right) \left(\sin \varphi \dot{\varphi} \cos \psi \right) \\ &+ 2 \left(\dot{F}_{\mu1} + \dot{F}_{\mu2} + \dot{F}_{\mu3} + \dot{F}_{\mu4} - \dot{F}_{w1} - \dot{F}_{w2} - \dot{F}_{w3} - \dot{F}_{w4} \right) \left(+ \cos \varphi \sin \psi \dot{\psi} \right) \\ &- \left(F_{by1} + F_{by2} + F_{by3} + F_{by4} + F_{u1} + F_{u2} + F_{u3} + F_{u4} \right) \begin{pmatrix} \cos \varphi \dot{\varphi}^2 \cos \psi \\ + \sin \varphi \ddot{\varphi} \cos \psi \\ - 2 \sin \varphi \dot{\varphi} \sin \psi \dot{\psi} \\ + \cos \varphi \cos \psi \dot{\psi}^2 \\ + \cos \varphi \sin \psi \ddot{\psi} \end{pmatrix} \\ &+ \left(\ddot{F}_{bx1} + \ddot{F}_{bx2} + \ddot{F}_{bx3} + \ddot{F}_{bx4} - \ddot{F}_{s1} - \ddot{F}_{s2} - \ddot{F}_{s3} - \ddot{F}_{s4} \right) \sin \varphi \cos \psi \\ &+ 2 \left(\dot{F}_{bx1} + \dot{F}_{bx2} + \dot{F}_{bx3} + \dot{F}_{bx4} - \dot{F}_{s1} - \dot{F}_{s2} - \dot{F}_{s3} - \dot{F}_{s4} \right) \begin{pmatrix} \cos \varphi \dot{\varphi} \cos \psi \\ - \sin \varphi \sin \psi \dot{\psi} \end{pmatrix} \\ &+ \left(F_{bx1} + F_{bx2} + F_{bx3} + F_{bx4} - F_{s1} - F_{s2} - F_{s3} - F_{s4} \right) \begin{pmatrix} - \sin \varphi \dot{\varphi}^2 \cos \psi \\ + \cos \varphi \ddot{\varphi} \cos \psi \\ - 2 \cos \varphi \dot{\varphi} \sin \psi \dot{\psi} \\ - \sin \varphi \cos \psi \dot{\psi}^2 \\ - \sin \varphi \sin \psi \ddot{\psi} \end{pmatrix} \\ &- k_{ty} \ddot{y}_b - c_{ty} y_b^{iv} \end{aligned} \right] }{m_b} \quad (1.112)$$

EK-1 (Devam) Modelde Kullanılan Diğer Denklemler

z_b doğrultusundaki öteleme hareketinin üçüncü ve dördüncü mertebe türevleri ise sırasıyla;

$$\ddot{z}_b = \frac{\left[\begin{aligned} &\left(\dot{F}_{by1} + \dot{F}_{by2} + \dot{F}_{by3} + \dot{F}_{by4} + \dot{F}_{u1} + \dot{F}_{u2} + \dot{F}_{u3} + \dot{F}_{u4} \right) \sin \psi \cos \alpha \\ &+ \left(\dot{F}_{\mu1} + \dot{F}_{\mu2} + \dot{F}_{\mu3} + \dot{F}_{\mu4} - \dot{F}_{w1} - \dot{F}_{w2} - \dot{F}_{w3} - \dot{F}_{w4} \right) \left(\cos \psi \dot{\psi} \cos \alpha \right) \\ &+ \left(\dot{F}_{s1} + \dot{F}_{s2} + \dot{F}_{s3} + \dot{F}_{s4} \right) \sin \alpha \cos \psi \\ &+ \left(F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4} \right) \left(\cos \alpha \dot{\alpha} \cos \psi \right) \\ &- \left(\sin \alpha \sin \psi \dot{\psi} \right) \end{aligned} \right] - k_{tz} \dot{z}_b - c_{tz} \ddot{z}_b}{m_b} \quad (1.113)$$

$$\ddot{z}_b^{iv} = \frac{\left[\begin{aligned} &\left(\ddot{F}_{by1} + \ddot{F}_{by2} + \ddot{F}_{by3} + \ddot{F}_{by4} + \ddot{F}_{u1} + \ddot{F}_{u2} + \ddot{F}_{u3} + \ddot{F}_{u4} \right) \sin \psi \cos \alpha \\ &+ \left(\ddot{F}_{\mu1} + \ddot{F}_{\mu2} + \ddot{F}_{\mu3} + \ddot{F}_{\mu4} - \ddot{F}_{w1} - \ddot{F}_{w2} - \ddot{F}_{w3} - \ddot{F}_{w4} \right) \left(\cos \psi \dot{\psi} \cos \alpha \right) \\ &+ 2 \left(\dot{F}_{by1} + \dot{F}_{by2} + \dot{F}_{by3} + \dot{F}_{by4} + \dot{F}_{u1} + \dot{F}_{u2} + \dot{F}_{u3} + \dot{F}_{u4} \right) \left(\cos \psi \ddot{\psi} \cos \alpha \right) \\ &+ 2 \left(\dot{F}_{\mu1} + \dot{F}_{\mu2} + \dot{F}_{\mu3} + \dot{F}_{\mu4} - \dot{F}_{w1} - \dot{F}_{w2} - \dot{F}_{w3} - \dot{F}_{w4} \right) \left(-\sin \psi \sin \alpha \dot{\alpha} \right) \\ &+ \left(F_{by1} + F_{by2} + F_{by3} + F_{by4} + F_{u1} + F_{u2} + F_{u3} + F_{u4} \right) \begin{pmatrix} -\sin \psi \dot{\psi}^2 \cos \alpha \\ +\cos \psi \ddot{\psi} \cos \alpha \\ -2 \cos \psi \dot{\psi} \sin \alpha \dot{\alpha} \\ -\sin \psi \cos \alpha \dot{\alpha}^2 \\ -\sin \psi \sin \alpha \ddot{\alpha} \end{pmatrix} \\ &+ \left(\ddot{F}_{s1} + \ddot{F}_{s2} + \ddot{F}_{s3} + \ddot{F}_{s4} \right) \sin \alpha \cos \psi + 2 \left(\dot{F}_{s1} + \dot{F}_{s2} + \dot{F}_{s3} + \dot{F}_{s4} \right) \left(\cos \alpha \dot{\alpha} \cos \psi \right) \\ &+ \left(F_{s1} + F_{s2} + F_{s3} + F_{s4} \right) \begin{pmatrix} -\sin \alpha \dot{\alpha}^2 \cos \psi + \cos \alpha \ddot{\alpha} \cos \psi - 2 \cos \alpha \dot{\alpha} \sin \psi \dot{\psi} \\ -\sin \alpha \cos \psi \dot{\psi}^2 - \sin \alpha \sin \psi \ddot{\psi} \end{pmatrix} \\ &- k_{tz} \ddot{z}_b - c_{tz} \ddot{z}_b^{iv} \end{aligned} \right] - k_{tz} \ddot{z}_b - c_{tz} \ddot{z}_b^{iv}}{m_b} \quad (1.114)$$

olarak belirlenmiştir.

EK-2 FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

PROGRAM VIBRATION
DIMENSION Z (100001), KA (90001), PS (100001)
DIMENSION Q (90001), QD (90001), Q2D (90001), Q3D (90001)
DIMENSION Y1D (90001), Y2D (90001), Y3D (90001), Y4D (90001)
DIMENSION Y12D (90001), Y22D (90001), Y32D (90001), Y42D (90001)
DIMENSION Y13D (90001), Y23D (90001), Y33D (90001), Y43D (90001)
DIMENSION Y14D (90001), Y24D (90001), Y34D (90001), Y44D (90001)
DIMENSION BE1D (90001), Q4D (90001), SS (1000000)
DIMENSION BE2D (90001), BE3D (90001), BE4D (90001), FU2 (90001)
DIMENSION FU2D (90001), FL2 (90001), FL3 (90001), FL4 (90001)
DIMENSION FL1D (90001), FL2D (90001), FL3D (90001), FL4D (90001)
DIMENSION FU3 (90001), FU3D (90001), FS4 (90001), FU4 (90001)
DIMENSION FU12D (90001), FU22D (90001), FU32D (90001), FU42D (90001)
DIMENSION FS1D (90001), FS2D (90001), FS3D (90001), FS4D (90001)
DIMENSION FU1 (90001), FU1D (90001), FU4D (90001)
DIMENSION MM (90001), MS (90001), FL1 (90001), FW1 (90001), FCH (90001)
DIMENSION FS1 (90001), MS2D (90001), FL12D (90001), FL22D (90001)
DIMENSION FL32D (90001), FL42D (90001), FS12D (90001), FS22D (90001)
DIMENSION FS32D (90001), FS42D (90001), MM2D (90001), FW3D (90001)
DIMENSION FW1D (90001), MMD (90001), FS2 (90001), FS3 (90001)
DIMENSION FW2 (90001), FW3 (90001), FW4 (90001), FW2D (90001)
DIMENSION Y1 (90001), Y2 (90001), Y3 (90001), Y4 (90001), FW4D (90001)
DIMENSION FV1 (90001), FV2 (90001), FV3 (90001), FV4 (90001)
DIMENSION MV1 (90001), MV1D (90001), MV22D (90001), MV32D (90001)
DIMENSION MV2 (90001), MV3 (90001), MV4 (90001), MV2D (90001)
DIMENSION MV4D (90001), MV42D (90001), MV12D (90001), MQ2D (90001)
DIMENSION BE1 (90001), BE2 (90001), BE3 (90001), BE4 (90001), MV3D (90001)
DIMENSION BE12D (90001), BE22D (90001), BE32D (90001), BE42D (90001)
DIMENSION BE13D (90001), BE23D (90001), BE33D (90001), BE43D (90001)
DIMENSION BE14D (90001), BE24D (90001), BE34D (90001), BE44D (90001)
DIMENSION FV1D (90001), FV2D (90001), FV3D (90001), FV4D (90001)
DIMENSION FB1 (90001), FB2 (90001), FB3 (90001), FB4 (90001)
DIMENSION FB1D (90001), FB2D (90001), FB3D (90001), FB4D (90001)
DIMENSION FB12D (90001), FB22D (90001), FB32D (90001), FB42D (90001)
DIMENSION MSD (90001), MQ (90001), MQD (90001), FM1 (90001), FM2 (90001)
DIMENSION FM3 (90001), FM4 (90001), FM1D (90001), FM2D (90001)
DIMENSION FM3D (90001), FM4D (90001), FCHD (90001), FCH2D (90001)
DIMENSION FM12D (90001), FM22D (90001), FM32D (90001), FM42D (90001)
DIMENSION FW12D (90001), FW22D (90001), FW32D (90001), FW42D (90001)
DIMENSION FV12D (90001), FV22D (90001), FV32D (90001), FV42D (90001)
DIMENSION YP1 (90001), YP2 (90001), YP3 (90001), YP4 (90001)
DIMENSION YP1D (90001), YP2D (90001), YP3D (90001), YP4D (90001)
DIMENSION YP12D (90001), YP22D (90001), YP32D (90001), YP42D (90001)
DIMENSION YP13D (90001), YP23D (90001), YP33D (90001), YP43D (90001)
DIMENSION YP14D (90001), YP24D (90001), YP34D (90001), YP44D (90001)
DIMENSION XP1 (90001), XP2 (90001), XP3 (90001), XP4 (90001)
DIMENSION XP1D (90001), XP2D (90001), XP3D (90001), XP4D (90001)
DIMENSION XP12D (90001), XP22D (90001), XP32D (90001), XP42D (90001)
DIMENSION XP13D (90001), XP23D (90001), XP33D (90001), XP43D (90001)
DIMENSION XP14D (90001), XP24D (90001), XP34D (90001), XP44D (90001)
DIMENSION FI (90001), FID (90001), FI2D (90001), FI3D (90001), FI4D (90001)
DIMENSION XB (90001), XBD (90001), XB2D (90001), XB3D (90001), XB4D (90001)
DIMENSION YB (90001), YBD (90001), YB2D (90001), YB3D (90001), YB4D (90001)
DIMENSION ZB (90001), ZBD (90001), ZB2D (90001), ZB3D (90001), ZB4D (90001)
DIMENSION FBY1 (90001), FBY2 (90001), FBY3 (90001), FBY4 (90001)
DIMENSION FBY1D (90001)
DIMENSION FBY2D (90001), FBY3D (90001), FBY4D (90001), FBY12D (90001)
DIMENSION FBY22D (90001), FBY32D (90001), FBY42D (90001)

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

DIMENSION FBX1(90001),FBX2(90001),FBX3(90001),FBX4(90001)
DIMENSION FBX1D(90001)
DIMENSION FBX2D(90001),FBX3D(90001),FBX4D(90001),FBX12D(90001)
DIMENSION FBX22D(90001),FBX32D(90001),FBX42D(90001)
DIMENSION A(90001),AD(90001),A2D(90001),A3D(90001),A4D(90001)
DIMENSION P(90001),PD(90001),P2D(90001),P3D(90001),P4D(90001)
DIMENSION XTR(90001),XTL(90001),XTB(90001),YTR(90001),YTL(90001)
DIMENSION YTB(90001),ZTR(90001),ZTL(90001),ZTB(90001),XTRD(90001)
DIMENSION XTLD(90001),XTBD(90001),YTRD(90001),YTLD(90001)
DIMENSION YTB(90001),ZTRD(90001),ZTLD(90001),ZTBD(90001)
DIMENSION FTRX(90001),FTLX(90001),FTBX(90001),FTRY(90001)
DIMENSION FTLY(90001),FTBY(90001),FTRZ(90001),FTLZ(90001)
DIMENSION FTBZ(90001),XTR2D(90001)
DIMENSION XTL2D(90001),XTB2D(90001),YTR2D(90001),YTL2D(90001)
DIMENSION YTB2D(90001),ZTR2D(90001),ZTL2D(90001),ZTB2D(90001)
DIMENSION FTRXD(90001),FTLXD(90001),FTBXD(90001),FTRYD(90001)
DIMENSION FTLYD(90001),FTBYD(90001),FTRZD(90001),FTLZD(90001)
DIMENSION FTBZD(90001),FTRX2D(90001),FTLX2D(90001),FTBX2D(90001)
DIMENSION FTLY2D(90001),FTBY2D(90001),FTRZ2D(90001),FTLZ2D(90001)
DIMENSION FTBZ2D(90001),FTRY2D(90001),XTR3D(90001)
DIMENSION XTL3D(90001),XTB3D(90001),YTR3D(90001),YTL3D(90001)
DIMENSION YTB3D(90001),ZTR3D(90001),ZTL3D(90001),ZTB3D(90001)
DIMENSION XTR1(90001),XTR2(90001),TR1(90001),TR2(90001),TR3(90001)
DIMENSION TR4(90001),TR5(90001),TR6(90001),KY(900001),KBY(900001)
DIMENSION AF(10000),BF(10000),KX(90001),KBX(90001),KBZ(90001)
DIMENSION S14(90001),S14D(90001),S142D(90001),S23(90001),KZ(90001)
DIMENSION S23D(90001),S232D(90001),YAY(5000),DAMP(50),CZ(90001)
DIMENSION CX(90001),CBX(90001),CBZ(90001),CY(90001),CBY(90001)
REAL LAM,MP1,MP2,MP3,MP4,CP,ICR,MS,MQ,MM,IBZ,IBY,IBX,MB,MV1,MV2
REAL MV3,MV4,MV1D,MV2D,MV3D,MV4D,MMD,MM2D,KA,KF
REAL MV12D,MV22D,MV32D,MV42D,MSD,MS2D,MQD,MQ2D
REAL MW1,MW2,MW3,MW4,KX,KY,KZ,KBX,KBZ,KBY
REAL KTX,KTY,KTZ,KTF,KTA,KTP,IB1,IB2,IB3,IB4
INTEGER baslangic,bitis,cozunurluk,gecenzaman,saat,dakika,saniye
INTEGER DTB,TS,CDS,FKA
DOUBLEPRECISION RR
LOGICAL LYUK
CALL SYSTEM CLOCK(baslangic)
OPEN(UNIT=12,FILE='100N.DAT',STATUS='OLD')
OPEN(UNIT=14,FILE='FORS.DAT')
C-----ZAMANIN DİFERANSİYELİ-----
DTB=5000
DT=1.0/DTB
COZSUR=0.5
TS=COZSUR*DTB
C-----CEVRİM SAYISI-----
ECS=1.0
C-----FOURIER-----
FDB=ECS*2.0
C-----CEVRİM DATA SAYICISI-----
CDS=ECS*2000.0+1.0
C-----FOURIER KATSAYI ADEDİ-----
FKA=30
PI=3.141592654
DZ=0.18*PI/180.0
LYUK=.TRUE.
DO I=1,CDS
READ(12,54) KA(I),PS(I)

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      Z(I)=KA(I)/(FDB*57.29577951)
      END DO
C-----FOURIER KATSAYILARININ BELİRLENMESİ-----
      DO J=1,FKA
      AILK=0.0
      AF(J)=0.0
      BF(J)=0.0
      DO I=1,CDS
      AILK=AILK+DZ*(PS(I)+PS(I+1))/(FDB*PI)
      AF(J)=AF(J)+DZ*(PS(I)*COS(J*Z(I))+PS(I+1)*COS(J*Z(I)))/(FDB*PI)
      BF(J)=BF(J)+DZ*(PS(I)*SIN(J*Z(I))+PS(I+1)*SIN(J*Z(I)))/(FDB*PI)
      END DO
      END DO
C-----MOMENT OLARAK HARİCİ YÜKLER-----
C      100 N 188.5RS ~€~N YUK=137.75NM QYUK=8.9RAD
C      100 N 230 RS ~€~N YUK=136.15NM QYUK=14.3
C      75 N 230 RS ~€~N YUK=101.87NM QYUK=19
C      50 N 230 RS ~€~N YUK=68.17NM QYUK=28.2
C      25 N 230 RS ~€~N YUK=31.59NM QYUK=60.3
C      100 N 272.27 RS ~€~N YUK=134.35NM QYUK=20.7
C      100 N 314.15 RS ~€~N YUK=132.3NM QYUK=28.6
C      HCOV YUK 91.5 QYUK 21.5
C      LCOV YUK 105.5 QYUK 18
      YUK=136.4
      QYUK=14.3
C-----PİSTON KURU SÜRTÜNMESİ-----
      FIN=55.0
C-----PİSTON KURU SÜRTÜNME KATSAYISI-----
      CS=0.05
C-----KRANK YARIÇAPI-----
      R=0.045
C-----BİYEL UZUNLUĞU-----
      LAM=0.15
C-----PİSTONLARIN KÜTLELERİ□-----
      MP1=0.85
      MP2=0.85
      MP3=0.85
      MP4=0.85
C-----PİSTON TEPE ALANI-----
      DPS=0.090
      APS=(PI*DPS**2.0)/4.0
C-----PİSTON HİDRODİNAMİK SÜRTÜNME SABİTİ----
      CP=2.5
      MQ(1)=0.0
      MS(1)=50.0
C-----KARTER BASINCI-----
      FCH(1)=101325.0*APS*0.0
      FCHD(1)=0.0
      FCH2D(1)=0.0
C-----BLOĞUN KÜTLESİ---
      MB=200.0
C-----BİYELLERİN ATALET MOMENTLERİ--
      IB1=0.003
      IB2=0.003
      IB3=0.003
      IB4=0.003

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

C-----BLOĞUN ATALET MOMENTLERİ-----
      IBZ=3.126
      IBX=10.631
      IBY=8.872
C-----KRANK VE VOLAN ATALET MOMENTİ---
      ICR=0.08
C-----ANA YATAKLARDAKİ SÜRTÜNME SABİTİ-----
      C0=0.01
C-----KOL MUYLULARINDAKİ SÜRTÜNME SABİTİ-----
      CKM=0.0025
C-----BALANS AĞIRLIKLARI-----
      MW1=0.425
      MW2=0.425
      MW3=0.425
      MW4=0.425
C-----BALANS AĞIRLIKLARININ KRANK MERKEZİNE UZAKLIĞI-----
      RW1=R
      RW2=R
      RW3=R
      RW4=R
C-----TAKOZ VE SİLİNDİR MESAFELERİ-----
      RX=0.115
      RY=0.0744
      HCG=0.101
      H1=0.264
      H2=0.161
      H3=-0.0580
      H4=0.045
      HF=0.300
      HB=0.5483
      SB=0.136
C-----TAKOZLARIN KONUMLARINA GÖRE SABİT AÇILAR VE UZAKLIKLAR-----
      KF=ATAN (RY/RX)
      GM=ATAN (RX/HF)
      OM=4.79*PI/180.0
      BBF=18.72*PI/180.0
      V=ATAN (RY/HF)
      RF=RX/COS (KF)
      RA=HF/COS (GM)
      RP=HF/COS (V)
      RPB=HB/COS (OM)
      print*,GM*180/PI,OM*180/PI,V*180/PI,KF*180/PI,RF,RA,RP,RPB
C-----SINIR ŞARTLARI-----
      Q(1)=0.0
      QD(1)=0.0
      FI(1)=0.0
      FID(1)=0.0
      P(1)=0.0
      PD(1)=0.0
      A(1)=0.0
      AD(1)=0.0
      YB(1)=0.0
      YBD(1)=0.0
      XB(1)=0.0
      XBD(1)=0.0

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

ZB(1)=0.0
ZBD(1)=0.0
MQD(1)=0.0
MSD(1)=0.0
MMD(1)=0.0
MM2D(1)=0.0
MQD(1)=0.0
MQ2D(1)=0.0
MS2D(1)=0.0
C-----PİSTONA ETKİ EDEN GAZ KUVVETLERİ VE TÜREVLERİ-----
DO J=1,FKA
  FW1(1)=FW1(1)+(A0/2.0+AF(J)*COS(L*Q(1)/FDB)+
  *BF(J)*SIN(L*Q(1)/FDB))*APS*1000.0
  FW1D(1)=FW1D(1)+(QD(1)/FDB)*(-L*AF(J)*SIN(L*Q(1)/FDB)+
  *L*BF(J)*COS(L*Q(1)/FDB))*APS*1000.0
  FW12D(1)=FW12D(1)+(Q2D(1)/FDB)*(-L*AF(J)*SIN(L*Q(1)/FDB)+
  *L*BF(J)*COS(L*Q(1)/FDB))*APS*1000.0+(QD(1)/FDB)**2.0*(-
  *L**2.0*AF(J)*COS(L*Q(1)/FDB)-
  *L**2.0*BF(J)*SIN(L*Q(1)/FDB))*APS*1000.0
  FW2(1)=FW2(1)+(A0/2.0+AF(J)*COS(L*(Q(1)-3.0*PI)/FDB)+
  *BF(J)*SIN(L*(Q(1)-3.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
  FW2D(1)=FW2D(1)+(QD(1)/FDB)*(-L*AF(J)*SIN(L*(Q(1)-3.0*PI)/FDB)+
  *L*BF(J)*COS(L*(Q(1)-3.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
  FW22D(1)=FW22D(1)+(Q2D(1)/FDB)*(-L*AF(J)*SIN(L*(Q(1)-3.0*PI)/FDB)+
  *L*BF(J)*COS(L*(Q(1)-3.0*PI)/FDB))*APS*1000.0+(QD(1)/FDB)**2.0*(-
  *L**2.0*AF(J)*COS(L*(Q(1)-3.0*PI)/FDB)-
  *L**2.0*BF(J)*SIN(L*(Q(1)-3.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
  FW3(1)=FW3(1)+(A0/2.0+AF(J)*COS(L*(Q(1)-PI)/FDB)+
  *BF(J)*SIN(L*(Q(1)-PI)/FDB))*APS*1000.0
  FW3D(1)=FW3D(1)+(QD(1)/FDB)*(-L*AF(J)*SIN(L*(Q(1)-PI)/FDB)+
  *L*BF(J)*COS(L*(Q(1)-PI)/FDB))*APS*1000.0
  FW32D(1)=FW32D(1)+(Q2D(1)/FDB)*(-L*AF(J)*SIN(L*(Q(1)-PI)/FDB)+
  *L*BF(J)*COS(L*(Q(1)-PI)/FDB))*APS*1000.0+(QD(1)/FDB)**2.0*(-
  *L**2.0*AF(J)*COS(L*(Q(1)-PI)/FDB)-
  *L**2.0*BF(J)*SIN(L*(Q(1)-PI)/FDB))*APS*1000.0
  FW4(1)=FW4(1)+(A0/2.0+AF(J)*COS(L*(Q(1)-2.0*PI)/FDB)+
  *BF(J)*SIN(L*(Q(1)-2.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
  FW4D(1)=FW4D(1)+(QD(1)/FDB)*(-L*AF(J)*SIN(L*(Q(1)-2.0*PI)/FDB)+
  *L*BF(J)*COS(L*(Q(1)-2.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
  FW42D(1)=FW42D(1)+(Q2D(1)/FDB)*(-L*AF(J)*SIN(L*(Q(1)-2.0*PI)/FDB)+
  *L*BF(J)*COS(L*(Q(1)-2.0*PI)/FDB))*APS*1000.0+(QD(1)/FDB)**2.0*(-
  *L**2.0*AF(J)*COS(L*(Q(1)-2.0*PI)/FDB)-
  *L**2.0*BF(J)*SIN(L*(Q(1)-2.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
  END DO
DO J=1,150
C-----BİYEL AÇILARI-----
  BE1(1)=ASIN(R*SIN(Q(1))/LAM)
  BE2(1)=ASIN(R*SIN(Q(1)-3.0*PI)/LAM)
  BE3(1)=ASIN(R*SIN(Q(1)-PI)/LAM)
  BE4(1)=ASIN(R*SIN(Q(1)-2.0*PI)/LAM)
C-----BİYEL AÇILARININ 1. TÜREVLERİ-----
  BE1D(1)=(R/LAM)*(COS(Q(1))/COS(BE1(1)))
  BE2D(1)=R*COS(Q(1)-3.0*PI)/(COS(BE2(1))*LAM)
  BE3D(1)=(R/LAM)*(COS(Q(1)-PI)/COS(BE3(1)))
  BE4D(1)=(R/LAM)*(COS(Q(1)-2.0*PI)/COS(BE4(1)))
C-----BİYEL AÇILARININ 2. TÜREVLERİ -----
  BE12D(1)=(-R*SIN(Q(1))*LAM*COS(BE1(1))+R*LAM*SIN(BE1(1))*BE1D(1)*
  *COS(Q(1)))/(LAM**2.0)*(COS(BE1(1)))**2.0)

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      BE22D(1)=(-R*SIN(Q(1)-3.0*PI)*LAM*COS(BE2(1))+R*LAM*SIN(BE2(1))*
      *BE2D(1)*COS(Q(1)-3.0*PI))/((LAM**2.0)*(COS(BE2(1)))**2.0)
      BE32D(1)=(-R*SIN(Q(1)-PI)*LAM*COS(BE3(1))+R*LAM*SIN(BE3(1))*
      *BE3D(1)*COS(Q(1)-PI))/((LAM**2.0)*(COS(BE3(1)))**2.0)
      BE42D(1)=(-R*SIN(Q(1)-2.0*PI)*LAM*COS(BE4(1))+R*LAM*SIN(BE4(1))*
      *BE4D(1)*COS(Q(1)-2.0*PI))/((LAM**2.0)*(COS(BE4(1)))**2.0)
C-----BİİYEL AÇILARININ 3. TÜREVLERİ -----
      BE13D(1)=(-R*COS(Q(1))*LAM*COS(BE1(1))+R*SIN(Q(1))*LAM*
      *SIN(BE1(1))*BE1D(1)+LAM*COS(BE1(1))*BE1D(1)*BE1D(1)*R*COS(Q(1))+
      *LAM*SIN(BE1(1))*BE12D(1)*R*COS(Q(1))-LAM*SIN(BE1(1))*
      *BE1D(1)*R*SIN(Q(1)))/((LAM*COS(BE1(1)))**2.0)+(-R*SIN(Q(1))*LAM*
      *COS(BE1(1))+LAM*SIN(BE1(1))*BE1D(1)*R*COS(Q(1)))*2.0*LAM*
      *SIN(BE1(1))*BE1D(1)*(LAM*COS(BE1(1)))**(-3.0)
      BE23D(1)=(-R*COS(Q(1)-3.0*PI)*LAM*COS(BE2(1))+R*SIN(Q(1)-
      *3.0*PI)*LAM*SIN(BE2(1))*BE2D(1)+LAM*COS(BE2(1))*BE2D(1)*BE2D(1)*
      *R*COS(Q(1)-3.0*PI)+LAM*SIN(BE2(1))*BE22D(1)*R*COS(Q(1)-
      *3.0*PI)-LAM*SIN(BE2(1))*BE2D(1)*R*SIN(Q(1)-3.0*PI))/
      *( (LAM*COS(BE2(1)))**2.0)+(-R*SIN(Q(1)-3.0*PI)*LAM*COS(BE2(1))+
      *LAM*SIN(BE2(1))*BE2D(1)*R*COS(Q(1)-3.0*PI))*2.0*LAM*
      *SIN(BE2(1))*BE2D(1)*(LAM*COS(BE2(1)))**(-3.0)
      BE33D(1)=(-R*COS(Q(1)-PI)*LAM*COS(BE3(1))+R*SIN(Q(1)-PI)*LAM*
      *SIN(BE3(1))*BE3D(1)+LAM*COS(BE3(1))*BE3D(1)*BE3D(1)*R*COS(Q(1)-
      *PI)+LAM*SIN(BE3(1))*BE32D(1)*R*COS(Q(1)-PI)-LAM*SIN(BE3(1))*
      *BE3D(1)*R*SIN(Q(1)-PI))/((LAM*COS(BE3(1)))**2.0)+
      *(-R*SIN(Q(1)-PI)*LAM*COS(BE3(1))+LAM*SIN(BE3(1))*BE3D(1)*R*
      *COS(Q(1)-PI))*2.0*LAM*SIN(BE3(1))*BE3D(1)*
      *(LAM*COS(BE3(1)))**(-3.0)
      BE43D(1)=(-R*COS(Q(1)-2.0*PI)*LAM*COS(BE4(1))+R*SIN(Q(1)-
      *2.0*PI)*LAM*SIN(BE4(1))*BE4D(1)+LAM*COS(BE4(1))*BE4D(1)*
      *BE4D(1)*R*COS(Q(1)-2.0*PI)+LAM*SIN(BE4(1))*BE42D(1)*
      *R*COS(Q(1)-2.0*PI)-LAM*SIN(BE4(1))*BE4D(1)*R*SIN(Q(1)-
      *2.0*PI))/((LAM*COS(BE4(1)))**2.0)+(-R*SIN(Q(1)-2.0*PI)*LAM*
      *COS(BE4(1))+LAM*SIN(BE4(1))*BE4D(1)*R*COS(Q(1)-2.0*PI))*2.0*LAM*
      *SIN(BE4(1))*BE4D(1)*(LAM*COS(BE4(1)))**(-3.0)
CC-----BİİYEL AÇILARININ 4. TÜREVLERİ -----
      BE14D(1)=R*(SIN(Q(1))*COS(BE1(1))*COS(BE1(1))+
      *BE1D(1)*COS(Q(1))*SIN(BE1(1))*(-3.0*COS(BE1(1))+
      *5.0*COS(BE1(1))*(BE1D(1)**2.0)+6.0*SIN(BE1(1))*BE12D(1))+
      *BE1D(1)*COS(BE1(1))*(-3.0*SIN(Q(1))*COS(BE1(1))*BE1D(1)+
      *3.0*COS(BE1(1))*COS(Q(1))*BE12D(1))-3.0*SIN(Q(1))*
      *COS(BE1(1))*SIN(BE1(1))*BE12D(1)+COS(Q(1))*COS(BE1(1))*
      *SIN(BE1(1))*BE13D(1))*(COS(BE1(1)))**(-3.0)/LAM+
      *6.0*R*(-SIN(Q(1))*COS(BE1(1))+SIN(BE1(1))*COS(Q(1))*
      *BE1D(1))*(COS(BE1(1)))**(-4.0))*((SIN(BE1(1))*
      *BE1D(1))**2.0)/LAM
      BE24D(1)=R*(SIN(Q(1)-3.0*PI)*COS(BE2(1))*COS(BE2(1))+
      *BE2D(1)*COS(Q(1)-3.0*PI)*SIN(BE2(1))*(-3.0*COS(BE2(1))+
      *5.0*COS(BE2(1))*(BE2D(1)**2.0)+6.0*SIN(BE2(1))*BE22D(1))+
      *BE2D(1)*COS(BE2(1))*(-3.0*SIN(Q(1)-3.0*PI)*COS(BE2(1))*BE2D(1)+
      *3.0*COS(BE2(1))*COS(Q(1)-3.0*PI)*BE22D(1))-3.0*SIN(Q(1)-3.0*PI)*
      *COS(BE2(1))*SIN(BE2(1))*BE22D(1)+COS(Q(1)-3.0*PI)*COS(BE2(1))*
      *SIN(BE2(1))*BE23D(1))*(COS(BE2(1)))**(-3.0)/LAM+
      *6.0*R*(-SIN(Q(1)-3.0*PI)*COS(BE2(1))+SIN(BE2(1))*
      *COS(Q(1)-3.0*PI)*BE2D(1))*(COS(BE2(1)))**(-4.0))*((SIN(BE2(1))*
      *BE2D(1))**2.0)/LAM
      BE34D(1)=R*(SIN(Q(1)-PI)*COS(BE3(1))*COS(BE3(1))+
      *BE3D(1)*COS(Q(1)-PI)*SIN(BE3(1))*(-3.0*COS(BE3(1))+
      *5.0*COS(BE3(1))*(BE3D(1)**2.0)+6.0*SIN(BE3(1))*BE32D(1))+

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*BE3D(1)*COS(BE3(1))*(-3.0*SIN(Q(1)-PI)*COS(BE3(1))*BE3D(1)+
*3.0*COS(BE3(1))*COS(Q(1)-PI)*BE3D(1))-3.0*SIN(Q(1)-PI)*
*COS(BE3(1))*SIN(BE3(1))*BE3D(1)+COS(Q(1)-PI)*COS(BE3(1))*
*SIN(BE3(1))*BE3D(1))*(COS(BE3(1))*(-3.0))/LAM+
*6.0*R*(-SIN(Q(1)-PI)*COS(BE3(1))+SIN(BE3(1))*
*COS(Q(1)-PI)*BE3D(1))*(COS(BE3(1))*(-4.0))*((SIN(BE3(1))*
*BE3D(1))*2.0)/LAM
BE44D(1)=R*(SIN(Q(1)-2.0*PI)*COS(BE4(1))*COS(BE4(1))+
*BE4D(1)*COS(Q(1)-2.0*PI)*SIN(BE4(1))*(-3.0*COS(BE4(1))+
*5.0*COS(BE4(1))*(BE4D(1))*2.0)+6.0*SIN(BE4(1))*BE4D(1))+
*BE4D(1)*COS(BE4(1))*(-3.0*SIN(Q(1)-2.0*PI)*COS(BE4(1))*BE4D(1)+
*3.0*COS(BE4(1))*COS(Q(1)-2.0*PI)*BE4D(1))-3.0*SIN(Q(1)-2.0*PI)*
*COS(BE4(1))*SIN(BE4(1))*BE4D(1)+COS(Q(1)-2.0*PI)*COS(BE4(1))*
*SIN(BE4(1))*BE4D(1))*(COS(BE4(1))*(-3.0))/LAM+
*6.0*R*(-SIN(Q(1)-2.0*PI)*COS(BE4(1))+SIN(BE4(1))*
*COS(Q(1)-2.0*PI)*BE4D(1))*(COS(BE4(1))*(-4.0))*((SIN(BE4(1))*
*BE4D(1))*2.0)/LAM
C-----PİSTON İLE KRANK MERKEZİ ARASINDAKİ MESAFE-----
Y1(1)=R+LAM-(R*COS(Q(1))+LAM*COS(BE1(1)))
Y2(1)=R+LAM-(R*COS(Q(1)-3.0*PI)+LAM*COS(BE2(1)))
Y3(1)=R+LAM-(R*COS(Q(1)-PI)+LAM*COS(BE3(1)))
Y4(1)=R+LAM-(R*COS(Q(1)-2.0*PI)+LAM*COS(BE4(1)))
C-----PİSTONLARIN SİLİNDİR EKSENİNDEKİ HIZLARI-----
Y1D(1)=(SIN(Q(1))+COS(Q(1))*TAN(BE1(1)))*R*QD(1)
Y2D(1)=(SIN(Q(1)-3.0*PI)+COS(Q(1)-3.0*PI)*TAN(BE2(1)))*R*QD(1)
Y3D(1)=(SIN(Q(1)-PI)+COS(Q(1)-PI)*TAN(BE3(1)))*R*QD(1)
Y4D(1)=(SIN(Q(1)-2.0*PI)+COS(Q(1)-2.0*PI)*TAN(BE4(1)))*R*QD(1)
C-----PİSTONLARIN SİLİNDİR EKSENİNDEKİ İVMELERİ -----
Y12D(1)=(COS(Q(1))-SIN(Q(1))*TAN(BE1(1)))+(1+TAN(BE1(1))*2.0)*
*BE1D(1)*COS(Q(1))*R*(QD(1))*2.0+(SIN(Q(1))+
*COS(Q(1))*TAN(BE1(1)))*R*Q2D(1)
Y22D(1)=(COS(Q(1)-3.0*PI)-SIN(Q(1)-3.0*PI)*TAN(BE2(1))+
*(1+TAN(BE2(1))*2.0)*BE2D(1)*COS(Q(1)-3.0*PI))*R*(QD(1))*2.0+
*(SIN(Q(1)-3.0*PI)+COS(Q(1)-3.0*PI)*TAN(BE2(1)))*R*Q2D(1)
Y32D(1)=(COS(Q(1)-PI)-SIN(Q(1)-PI)*TAN(BE3(1))+
*(1+TAN(BE3(1))*2.0)*BE3D(1)*COS(Q(1)-PI))*R*(QD(1))*2.0+
*(SIN(Q(1)-PI)+COS(Q(1)-PI)*TAN(BE3(1)))*R*Q2D(1)
Y42D(1)=(COS(Q(1)-2.0*PI)-SIN(Q(1)-2.0*PI)*TAN(BE4(1))+
*(1+TAN(BE4(1))*2.0)*BE4D(1)*COS(Q(1)-2.0*PI))*R*(QD(1))*2.0+
*(SIN(Q(1)-2.0*PI)+COS(Q(1)-2.0*PI)*TAN(BE4(1)))*R*Q2D(1)
C-----PİSTONLARIN SİLİNDİR EKSENİNDEKİ 3. TÜREVLERİ -----
Y13D(1)=R*(QD(1))*3.0*(-SIN(Q(1))-COS(Q(1))*TAN(BE1(1))-
*2.0*SIN(Q(1))*(1.0+TAN(BE1(1))*2.0)*BE1D(1)+2.0*TAN(BE1(1))*
*COS(Q(1))*(1.0+TAN(BE1(1))*2.0)*(BE1D(1))*2.0+COS(Q(1))*(1.0+
*TAN(BE1(1))*2.0)*BE12D(1))+
*R*QD(1)*Q2D(1)*(3.0*COS(Q(1))-3.0*SIN(Q(1))*TAN(BE1(1))+
*3.0*COS(Q(1))*(1.0+TAN(BE1(1))*2.0)*BE1D(1))+
*R*Q3D(1)*(SIN(Q(1))+COS(Q(1))*TAN(BE1(1)))
Y23D(1)=R*(QD(1))*3.0*(-SIN(Q(1)-3.0*PI)-COS(Q(1)-
*3.0*PI)*TAN(BE2(1))-2.0*SIN(Q(1)-3.0*PI)*(1.0+
*TAN(BE2(1))*2.0)*BE2D(1)+2.0*TAN(BE2(1))*COS(Q(1)-
*3.0*PI)*(1.0+TAN(BE2(1))*2.0)*(BE2D(1))*2.0+COS(Q(1)-
*3.0*PI)*(1.0+TAN(BE2(1))*2.0)*BE22D(1))+
*R*QD(1)*Q2D(1)*(3.0*COS(Q(1)-3.0*PI)-
*3.0*SIN(Q(1)-3.0*PI)*TAN(BE2(1))+3.0*COS(Q(1)-3.0*PI)*(1.0+
*TAN(BE2(1))*2.0)*BE2D(1))+R*Q3D(1)*(SIN(Q(1)-3.0*PI)+COS(Q(1)-
*3.0*PI)*TAN(BE2(1)))
Y33D(1)=R*(QD(1))*3.0*(-SIN(Q(1)-PI)-COS(Q(1)-

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*PI)*TAN(BE3(1))-2.0*SIN(Q(1)-PI)*(1.0+
*TAN(BE3(1))**2.0)*BE3D(1)+2.0*TAN(BE3(1))*COS(Q(1)-PI)*(1.0+
*TAN(BE3(1))**2.0)*(BE3D(1)**2.0)+COS(Q(1)-PI)*(1.0+
*TAN(BE3(1))**2.0)*BE32D(1))+
*R*QD(1)*Q2D(1)*(3.0*COS(Q(1)-PI)-
*3.0*SIN(Q(1)-PI)*TAN(BE3(1))+3.0*COS(Q(1)-PI)*(1.0+
*TAN(BE3(1))**2.0)*BE3D(1))+R*Q3D(1)*(SIN(Q(1)-PI)+COS(Q(1)-
*PI)*TAN(BE3(1)))
Y43D(1)=R*(QD(1)**3.0)*(-SIN(Q(1)-2.0*PI)-COS(Q(1)-
*2.0*PI)*TAN(BE4(1))-2.0*SIN(Q(1)-2.0*PI)*(1.0+
*TAN(BE4(1))**2.0)*BE4D(1)+2.0*TAN(BE4(1))*COS(Q(1)-
*2.0*PI)*(1.0+TAN(BE4(1))**2.0)*(BE4D(1)**2.0)+COS(Q(1)-
*2.0*PI)*(1.0+TAN(BE4(1))**2.0)*BE42D(1))+
*R*QD(1)*Q2D(1)*(3.0*COS(Q(1)-2.0*PI)-
*3.0*SIN(Q(1)-2.0*PI)*TAN(BE4(1))+3.0*COS(Q(1)-2.0*PI)*(1.0+
*TAN(BE4(1))**2.0)*BE4D(1))+R*Q3D(1)*(SIN(Q(1)-2.0*PI)+
*COS(Q(1)-2.0*PI)*TAN(BE4(1)))
C-----PİSTONLARIN SİLİNDİR EKSENİNDEKİ 4. TÜREVLERİ-----
Y14D(1)=R*QD(1)**4.0*(-COS(Q(1))+SIN(Q(1))*TAN(BE1(1))+
*2.0*(1.0+TAN(BE1(1))**2.0)*(1.0+3.0*TAN(BE1(1))**2.0)*
*COS(Q(1))*(BE1D(1)**3.0)+6.0*(TAN(BE1(1))+TAN(BE1(1))**3.0)*
*BE1D(1)*BE12D(1)*COS(Q(1))-6.0*(TAN(BE1(1))+TAN(BE1(1))**3.0)*
*(BE1D(1)**2.0)*SIN(Q(1))+(1.0+TAN(BE1(1))**2.0)*BE13D(1)*
*COS(Q(1))-3.0*(1.0+TAN(BE1(1))**2.0)*BE12D(1)*SIN(Q(1))-
*3.0*(1.0+TAN(BE1(1))**2.0)*BE1D(1)*COS(Q(1))+
*6.0*R*Q2D(1)*(QD(1)**2.0)*(-SIN(Q(1))-COS(Q(1))*TAN(BE1(1))+
*2.0*TAN(BE1(1))*(1.0+TAN(BE1(1))**2.0)*(BE1D(1)**2.0)*COS(Q(1))+
*(1.0+TAN(BE1(1))**2.0)*BE12D(1)*COS(Q(1))-2.0*(1.0+
*TAN(BE1(1))**2.0)*BE1D(1)*SIN(Q(1)))+
*3.0*R*(Q2D(1)**2.0)*(COS(Q(1))-SIN(Q(1))*TAN(BE1(1))+
*COS(Q(1))*(1.0+TAN(BE1(1))**2.0)*BE1D(1))+
*4.0*R*QD(1)*Q3D(1)*(COS(Q(1))-SIN(Q(1))*TAN(BE1(1))+COS(Q(1))*
*(1.0+TAN(BE1(1))**2.0)*BE1D(1))+
*R*Q4D(1)*(SIN(Q(1))+COS(Q(1))*TAN(BE1(1)))
Y24D(1)=R*QD(1)**4.0*(-COS(Q(1)-3.0*PI)+SIN(Q(1)-3.0*PI)*
*TAN(BE2(1))+2.0*(1.0+TAN(BE2(1))**2.0)*(1.0+3.0*
*TAN(BE2(1))**2.0)*COS(Q(1)-3.0*PI)*BE2D(1)**3.0+6.0*(TAN(BE2(1))+
*TAN(BE2(1))**3.0)*BE2D(1)*BE22D(1)*COS(Q(1)-3.0*PI)-
*6.0*(TAN(BE2(1))+TAN(BE2(1))**3.0)*(BE2D(1)**2.0)*SIN(Q(1)-
*3.0*PI)+(1.0+TAN(BE2(1))**2.0)*BE23D(1)*COS(Q(1)-3.0*PI)-
*3.0*(1.0+TAN(BE2(1))**2.0)*BE22D(1)*SIN(Q(1)-3.0*PI)-
*3.0*(1.0+TAN(BE2(1))**2.0)*BE2D(1)*COS(Q(1)-3.0*PI))+
*6.0*R*Q2D(1)*(QD(1)**2.0)*(-SIN(Q(1)-3.0*PI)-COS(Q(1)-3.0*PI)*
*TAN(BE2(1))+2.0*TAN(BE2(1))*(1.0+TAN(BE2(1))**2.0)*
*(BE2D(1)**2.0)*COS(Q(1)-3.0*PI)+(1.0+TAN(BE2(1))**2.0)*
*BE22D(1)*COS(Q(1)-3.0*PI)-2.0*(1.0+TAN(BE2(1))**2.0)*BE2D(1)*
*SIN(Q(1)-3.0*PI))+
*3.0*R*(Q2D(1)**2.0)*(COS(Q(1)-3.0*PI)-SIN(Q(1)-3.0*PI)*
*TAN(BE2(1))+COS(Q(1)-3.0*PI)*(1.0+TAN(BE2(1))**2.0)*BE2D(1))+
*4.0*R*QD(1)*Q3D(1)*(COS(Q(1)-3.0*PI)-SIN(Q(1)-3.0*PI)*
*TAN(BE2(1))+COS(Q(1)-3.0*PI)*(1.0+TAN(BE2(1))**2.0)*BE2D(1))+
*R*Q4D(1)*(SIN(Q(1)-3.0*PI)+COS(Q(1)-3.0*PI)*TAN(BE2(1)))
Y34D(1)=R*(QD(1)**4.0)*(-COS(Q(1)-PI)+SIN(Q(1)-PI)*
*TAN(BE3(1))+2.0*(1.0+TAN(BE3(1))**2.0)*(1.0+3.0*
*TAN(BE3(1))**2.0)*COS(Q(1)-PI)*(BE3D(1)**3.0)+6.0*(TAN(BE3(1))+
*TAN(BE3(1))**3.0)*BE3D(1)*BE32D(1)*COS(Q(1)-PI)-
*6.0*(TAN(BE3(1))+TAN(BE3(1))**3.0)*(BE3D(1)**2.0)*SIN(Q(1)-PI)+
*(1.0+TAN(BE3(1))**2.0)*BE33D(1)*COS(Q(1)-PI)-3.0*(1.0+

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      *TAN(BE3(1))**2.0)*BE32D(1)*SIN(Q(1)-PI)-
      *3.0*(1.0+TAN(BE3(1))**2.0)*BE3D(1)*COS(Q(1)-PI))+
      *6.0*R*Q2D(1)*(QD(1)**2.0)*(-SIN(Q(1)-PI)-COS(Q(1)-PI))*
      *TAN(BE3(1))+2.0*TAN(BE3(1))*(1.0+TAN(BE3(1))**2.0)*
      *(BE3D(1)**2.0)*COS(Q(1)-PI)+(1.0+TAN(BE3(1))**2.0)*
      *BE32D(1)*COS(Q(1)-PI)-2.0*(1.0+TAN(BE3(1))**2.0)*
      *BE3D(1)*SIN(Q(1)-PI))+
      *3.0*R*(Q2D(1)**2.0)*(COS(Q(1)-PI)-SIN(Q(1)-PI)*TAN(BE3(1))+
      *COS(Q(1)-PI)*(1.0+TAN(BE3(1))**2.0)*BE3D(1))+
      *4.0*R*QD(1)*Q3D(1)*(COS(Q(1)-PI)-SIN(Q(1)-PI))*
      *TAN(BE3(1))+COS(Q(1)-PI)*(1.0+TAN(BE3(1))**2.0)*BE3D(1))+
      *R*Q4D(1)*(SIN(Q(1)-PI)+COS(Q(1)-PI)*TAN(BE3(1)))
      Y44D(1)=R*(QD(1)**4.0)*(-COS(Q(1)-2.0*PI)+SIN(Q(1)-2.0*PI)*
      *TAN(BE4(1))+2.0*(1.0+TAN(BE4(1))**2.0)*(1.0+
      *3.0*TAN(BE4(1))**2.0)*COS(Q(1)-2.0*PI)*(BE4D(1)**3.0)+
      *6.0*(TAN(BE4(1))+TAN(BE4(1))**3.0)*BE4D(1)*BE42D(1)*COS(Q(1)-
      *2.0*PI)-6.0*(TAN(BE4(1))+TAN(BE4(1))**3.0)*(BE4D(1)**2.0)*
      *SIN(Q(1)-2.0*PI)+(1.0+TAN(BE4(1))**2.0)*BE43D(1)*COS(Q(1)-
      *2.0*PI)-3.0*(1.0+TAN(BE4(1))**2.0)*BE42D(1)*SIN(Q(1)-2.0*PI)-
      *3.0*(1.0+TAN(BE4(1))**2.0)*BE4D(1)*COS(Q(1)-2.0*PI))+
      *6.0*R*Q2D(1)*(QD(1)**2.0)*(-SIN(Q(1)-2.0*PI)-COS(Q(1)-2.0*PI))*
      *TAN(BE4(1))+2.0*TAN(BE4(1))*(1.0+TAN(BE4(1))**2.0)*
      *(BE4D(1)**2.0)*COS(Q(1)-2.0*PI)+(1.0+TAN(BE4(1))**2.0)*
      *BE42D(1)*COS(Q(1)-2.0*PI)-2.0*(1.0+TAN(BE4(1))**2.0)*
      *BE4D(1)*SIN(Q(1)-2.0*PI))+
      *3.0*R*(Q2D(1)**2.0)*(COS(Q(1)-2.0*PI)-SIN(Q(1)-2.0*PI)*
      *TAN(BE4(1))+COS(Q(1)-2.0*PI)*(1.0+TAN(BE4(1))**2.0)*BE4D(1))+
      *4.0*R*QD(1)*Q3D(1)*(COS(Q(1)-2.0*PI)-SIN(Q(1)-2.0*PI))*
      *TAN(BE4(1))+COS(Q(1)-2.0*PI)*(1.0+TAN(BE4(1))**2.0)*BE4D(1))+
      *R*Q4D(1)*(SIN(Q(1)-2.0*PI)+COS(Q(1)-2.0*PI)*TAN(BE4(1)))
C-----YAN YÜZEY KUVVETLERİ İLE AĞIRLIK METKEZİ ARASI MESAFE-----
      S14(1)=R+LAM-Y1(1)-HCG
      S23(1)=R+LAM-Y2(1)-HCG
      S14D(1)=-Y1D(1)
      S23D(1)=-Y2D(1)
      S142D(1)=-Y12D(1)
      S232D(1)=-Y22D(1)
C-----PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY HAREKETİ-----
      YP1(1)=YB(1)+R+LAM-HCG-(R+LAM-Y1(1)-HCG)*COS(FI(1))-H1*P(1)
      YP2(1)=YB(1)+R+LAM-HCG-(R+LAM-Y2(1)-HCG)*COS(FI(1))-H2*P(1)
      YP3(1)=YB(1)+R+LAM-HCG-(R+LAM-Y3(1)-HCG)*COS(FI(1))+H3*P(1)
      YP4(1)=YB(1)+R+LAM-HCG-(R+LAM-Y4(1)-HCG)*COS(FI(1))+H4*P(1)
C-----PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY HIZLARI -----
      YP1D(1)=YBD(1)+Y1D(1)*COS(FI(1))+
      *(R+LAM-Y1(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)-H1*PD(1)
      YP2D(1)=YBD(1)+Y2D(1)*COS(FI(1))+
      *(R+LAM-Y2(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)-H2*PD(1)
      YP3D(1)=YBD(1)+Y3D(1)*COS(FI(1))+
      *(R+LAM-Y3(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)+H3*PD(1)
      YP4D(1)=YBD(1)+Y4D(1)*COS(FI(1))+
      *(R+LAM-Y4(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)+H4*PD(1)
C-----PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY İVMELERİ-----
      YP12D(1)=YB2D(1)+Y12D(1)*COS(FI(1))-2.0*Y1D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)+(R+LAM-Y1(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0+(R+LAM-Y1(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI2D(1)-H1*P2D(1)
      YP22D(1)=YB2D(1)+Y22D(1)*COS(FI(1))-2.0*Y2D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)+(R+LAM-Y2(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0+(R+LAM-Y2(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI2D(1)-H2*P2D(1)

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      YP32D(1)=YB2D(1)+Y32D(1)*COS(FI(1))-2.0*Y3D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)+(R+LAM-Y3(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0+(R+LAM-Y3(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI2D(1)+H3*P2D(1)
      YP42D(1)=YB2D(1)+Y42D(1)*COS(FI(1))-2.0*Y4D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)+(R+LAM-Y4(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0+(R+LAM-Y4(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI2D(1)+H4*P2D(1)
C-----PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY 3. TÜREVLERİ-----
      YP13D(1)=YB3D(1)+Y13D(1)*COS(FI(1))-3.0*Y12D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)-3.0*Y1D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0-3.0*Y1D(1)*
      *SIN(FI(1))*FI2D(1)-(R+LAM-Y1(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)**3.0+3.0*
      *(R+LAM-Y1(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)*FI2D(1)+(R+LAM-Y1(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI3D(1)-H1*P3D(1)
      YP23D(1)=YB3D(1)+Y23D(1)*COS(FI(1))-3.0*Y22D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)-3.0*Y2D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0-3.0*Y2D(1)*
      *SIN(FI(1))*FI2D(1)-(R+LAM-Y2(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)**3.0+3.0*
      *(R+LAM-Y2(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)*FI2D(1)+(R+LAM-Y2(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI3D(1)-H2*P3D(1)
      YP33D(1)=YB3D(1)+Y33D(1)*COS(FI(1))-3.0*Y32D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)-3.0*Y3D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0-3.0*Y3D(1)*
      *SIN(FI(1))*FI2D(1)-(R+LAM-Y3(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)**3.0+3.0*
      *(R+LAM-Y3(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)*FI2D(1)+(R+LAM-Y3(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI3D(1)+H3*P3D(1)
      YP43D(1)=YB3D(1)+Y43D(1)*COS(FI(1))-3.0*Y42D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)-3.0*Y4D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0-3.0*Y4D(1)*
      *SIN(FI(1))*FI2D(1)-(R+LAM-Y4(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)**3.0+3.0*
      *(R+LAM-Y4(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)*FI2D(1)+(R+LAM-Y4(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI3D(1)+H4*P3D(1)
C-----PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY 4. TÜREVLERİ-----
      YP14D(1)=YB4D(1)+Y14D(1)*COS(FI(1))-4.0*Y13D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)-6.0*Y12D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0-6.0*Y12D(1)*SIN(FI(1))*
      *FI2D(1)+4.0*Y1D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**3.0-12.0*Y1D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)*FI2D(1)-4.0*Y1D(1)*SIN(FI(1))*FI3D(1)-(R+LAM-Y1(1)-HCG)*
      *COS(FI(1))*FID(1)**4.0-6.0*(R+LAM-Y1(1)-HCG)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)**2.0*FI2D(1)+3.0*(R+LAM-Y1(1)-HCG)*COS(FI(1))*FI2D(1)**2.0+
      *4.0*(R+LAM-Y1(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)*FI3D(1)+(R+LAM-Y1(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI4D(1)-H1*P4D(1)
      YP24D(1)=YB4D(1)+Y24D(1)*COS(FI(1))-4.0*Y23D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)-6.0*Y22D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0-6.0*Y22D(1)*SIN(FI(1))*
      *FI2D(1)+4.0*Y2D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**3.0-12.0*Y2D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)*FI2D(1)-4.0*Y2D(1)*SIN(FI(1))*FI3D(1)-(R+LAM-Y2(1)-HCG)*
      *COS(FI(1))*FID(1)**4.0-6.0*(R+LAM-Y2(1)-HCG)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)**2.0*FI2D(1)+3.0*(R+LAM-Y2(1)-HCG)*COS(FI(1))*FI2D(1)**2.0+
      *4.0*(R+LAM-Y2(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)*FI3D(1)+(R+LAM-Y2(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI4D(1)-H2*P4D(1)
      YP34D(1)=YB4D(1)+Y34D(1)*COS(FI(1))-4.0*Y33D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)-6.0*Y32D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0-6.0*Y32D(1)*SIN(FI(1))*
      *FI2D(1)+4.0*Y3D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**3.0-12.0*Y3D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)*FI2D(1)-4.0*Y3D(1)*SIN(FI(1))*FI3D(1)-(R+LAM-Y3(1)-HCG)*
      *COS(FI(1))*FID(1)**4.0-6.0*(R+LAM-Y3(1)-HCG)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)**2.0*FI2D(1)+3.0*(R+LAM-Y3(1)-HCG)*COS(FI(1))*FI2D(1)**2.0+
      *4.0*(R+LAM-Y3(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)*FI3D(1)+(R+LAM-Y3(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI4D(1)+H3*P4D(1)
      YP44D(1)=YB4D(1)+Y44D(1)*COS(FI(1))-4.0*Y43D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)-6.0*Y42D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**2.0-6.0*Y42D(1)*SIN(FI(1))*
      *FI2D(1)+4.0*Y4D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**3.0-12.0*Y4D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)*FI2D(1)-4.0*Y4D(1)*SIN(FI(1))*FI3D(1)-(R+LAM-Y4(1)-HCG)*
      *COS(FI(1))*FID(1)**4.0-6.0*(R+LAM-Y4(1)-HCG)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)**2.0*FI2D(1)+3.0*(R+LAM-Y4(1)-HCG)*COS(FI(1))*FI2D(1)**2.0+

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      *4.0*(R+LAM-Y4(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)*FI3D(1)+(R+LAM-Y4(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FI4D(1)+H4*P4D(1)
C-----PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE YATAY HAREKETİ-----
      XP1(1)=XB(1)+(R+LAM-Y1(1)-HCG)*SIN(FI(1))+H1*A(1)
      XP2(1)=XB(1)+(R+LAM-Y2(1)-HCG)*SIN(FI(1))+H2*A(1)
      XP3(1)=XB(1)+(R+LAM-Y3(1)-HCG)*SIN(FI(1))-H3*A(1)
      XP4(1)=XB(1)+(R+LAM-Y4(1)-HCG)*SIN(FI(1))-H4*A(1)
C-----PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE YATAY HIZLARI-----
      XP1D(1)=XBD(1)-Y1D(1)*SIN(FI(1))+
      *(R+LAM-Y1(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)+H1*AD(1)
      XP2D(1)=XBD(1)-Y2D(1)*SIN(FI(1))+
      *(R+LAM-Y2(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)+H2*AD(1)
      XP3D(1)=XBD(1)-Y3D(1)*SIN(FI(1))+
      *(R+LAM-Y3(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)-H3*AD(1)
      XP4D(1)=XBD(1)-Y4D(1)*SIN(FI(1))+
      *(R+LAM-Y4(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)-H4*AD(1)
C-----PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE YATAY İVMELERİ-----
      XP12D(1)=XB2D(1)-Y12D(1)*SIN(FI(1))-2.0*Y1D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)-(R+LAM-Y1(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0+(R+LAM-Y1(1)-HCG)*
      *COS(FI(1))*FI2D(1)+H1*A2D(1)
      XP22D(1)=XB2D(1)-Y22D(1)*SIN(FI(1))-2.0*Y2D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)-(R+LAM-Y2(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0+(R+LAM-Y2(1)-HCG)*
      *COS(FI(1))*FI2D(1)+H2*A2D(1)
      XP32D(1)=XB2D(1)-Y32D(1)*SIN(FI(1))-2.0*Y3D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)-(R+LAM-Y3(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0+(R+LAM-Y3(1)-HCG)*
      *COS(FI(1))*FI2D(1)-H3*A2D(1)
      XP42D(1)=XB2D(1)-Y42D(1)*SIN(FI(1))-2.0*Y4D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)-(R+LAM-Y4(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0+(R+LAM-Y4(1)-HCG)*
      *COS(FI(1))*FI2D(1)-H4*A2D(1)
C-----PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY 3. TÜREVLERİ-----
      XP13D(1)=XB3D(1)-Y13D(1)*SIN(FI(1))-3.0*Y12D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)+3.0*Y1D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0-3.0*Y1D(1)*COS(FI(1))*
      *FI2D(1)-(R+LAM-Y1(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)**3.0-
      *3.0*(R+LAM-Y1(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)*FI2D(1)+
      *(R+LAM-Y1(1)-HCG)*COS(FI(1))*FI3D(1)+H1*A3D(1)
      XP23D(1)=XB3D(1)-Y23D(1)*SIN(FI(1))-3.0*Y22D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)+3.0*Y2D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0-3.0*Y2D(1)*COS(FI(1))*
      *FI2D(1)-(R+LAM-Y2(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)**3.0-
      *3.0*(R+LAM-Y2(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)*FI2D(1)+
      *(R+LAM-Y2(1)-HCG)*COS(FI(1))*FI3D(1)+H2*A3D(1)
      XP33D(1)=XB3D(1)-Y33D(1)*SIN(FI(1))-3.0*Y32D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)+3.0*Y3D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0-3.0*Y3D(1)*COS(FI(1))*
      *FI2D(1)-(R+LAM-Y3(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)**3.0-
      *3.0*(R+LAM-Y3(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)*FI2D(1)+
      *(R+LAM-Y3(1)-HCG)*COS(FI(1))*FI3D(1)-H3*A3D(1)
      XP43D(1)=XB3D(1)-Y43D(1)*SIN(FI(1))-3.0*Y42D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)+3.0*Y4D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0-3.0*Y4D(1)*COS(FI(1))*
      *FI2D(1)-(R+LAM-Y4(1)-HCG)*COS(FI(1))*FID(1)**3.0-
      *3.0*(R+LAM-Y4(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)*FI2D(1)+
      *(R+LAM-Y4(1)-HCG)*COS(FI(1))*FI3D(1)-H4*A3D(1)
C-----PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY 4. TÜREVLERİ-----
      XP14D(1)=XB4D(1)-Y14D(1)*SIN(FI(1))-4.0*Y13D(1)*COS(FI(1))*
      *FID(1)+6.0*Y12D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0-6.0*Y12D(1)*COS(FI(1))*
      *FI2D(1)+4.0*Y1D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**3.0+12.0*Y1D(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)*FI2D(1)-4.0*Y1D(1)*COS(FI(1))*FI3D(1)+(R+LAM-Y1(1)-HCG)*
      *SIN(FI(1))*FID(1)**4.0-6.0*(R+LAM-Y1(1)-HCG)*COS(FI(1))*
      *FID(1)**2.0*FI2D(1)-3.0*(R+LAM-Y1(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FI2D(1)**2.0-

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*4.0*(R+LAM-Y1(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)*FI3D(1)+(R+LAM-Y1(1)-HCG)*
*COS(FI(1))*FI4D(1)+H1*A4D(1)
XP24D(1)=XB4D(1)-Y24D(1)*SIN(FI(1))-4.0*Y23D(1)*COS(FI(1))*
*FID(1)+6.0*Y22D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0-6.0*Y22D(1)*COS(FI(1))*
*FI2D(1)+4.0*Y2D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**3.0+12.0*Y2D(1)*SIN(FI(1))*
*FID(1)*FI2D(1)-4.0*Y2D(1)*COS(FI(1))*FI3D(1)+(R+LAM-Y2(1)-HCG)*
*SIN(FI(1))*FID(1)**4.0-6.0*(R+LAM-Y2(1)-HCG)*COS(FI(1))*
*FID(1)**2.0*FI2D(1)-3.0*(R+LAM-Y2(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FI2D(1)**2.0-
*4.0*(R+LAM-Y2(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)*FI3D(1)+(R+LAM-Y2(1)-HCG)*
*COS(FI(1))*FI4D(1)+H2*A4D(1)
XP34D(1)=XB4D(1)-Y34D(1)*SIN(FI(1))-4.0*Y33D(1)*COS(FI(1))*
*FID(1)+6.0*Y32D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0-6.0*Y32D(1)*COS(FI(1))*
*FI2D(1)+4.0*Y3D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**3.0+12.0*Y3D(1)*SIN(FI(1))*
*FID(1)*FI2D(1)-4.0*Y3D(1)*COS(FI(1))*FI3D(1)+(R+LAM-Y3(1)-HCG)*
*SIN(FI(1))*FID(1)**4.0-6.0*(R+LAM-Y3(1)-HCG)*COS(FI(1))*
*FID(1)**2.0*FI2D(1)-3.0*(R+LAM-Y3(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FI2D(1)**2.0-
*4.0*(R+LAM-Y3(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)*FI3D(1)+(R+LAM-Y3(1)-HCG)*
*COS(FI(1))*FI4D(1)-H3*A4D(1)
XP44D(1)=XB4D(1)-Y44D(1)*SIN(FI(1))-4.0*Y43D(1)*COS(FI(1))*
*FID(1)+6.0*Y42D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0-6.0*Y42D(1)*COS(FI(1))*
*FI2D(1)+4.0*Y4D(1)*COS(FI(1))*FID(1)**3.0+12.0*Y4D(1)*SIN(FI(1))*
*FID(1)*FI2D(1)-4.0*Y4D(1)*COS(FI(1))*FI3D(1)+(R+LAM-Y4(1)-HCG)*
*SIN(FI(1))*FID(1)**4.0-6.0*(R+LAM-Y4(1)-HCG)*COS(FI(1))*
*FID(1)**2.0*FI2D(1)-3.0*(R+LAM-Y4(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FI2D(1)**2.0-
*4.0*(R+LAM-Y4(1)-HCG)*SIN(FI(1))*FID(1)*FI3D(1)+(R+LAM-Y4(1)-HCG)*
*COS(FI(1))*FI4D(1)-H4*A4D(1)
C-----FL KUVVETLERİ-----
FL1(1)=(FW1(1)-FU1(1)-FM1(1)-FCH(1))*COS(FI(1))+
*FS1(1)*SIN(FI(1))-FV1(1)*SIN(BE1(1)-FI(1))-
*MP1*YP12D(1)/COS(P(1))/COS(BE1(1)-FI(1))
FL2(1)=(FW2(1)-FU2(1)-FM2(1)-FCH(1))*COS(FI(1))+
*FS2(1)*SIN(FI(1))-FV2(1)*SIN(BE2(1)-FI(1))-
*MP2*YP22D(1)/COS(P(1))/COS(BE2(1)-FI(1))
FL3(1)=(FW3(1)-FU3(1)-FM3(1)-FCH(1))*COS(FI(1))+
*FS3(1)*SIN(FI(1))-FV3(1)*SIN(BE3(1)-FI(1))-
*MP3*YP32D(1)/COS(P(1))/COS(BE3(1)-FI(1))
FL4(1)=(FW4(1)-FU4(1)-FM4(1)-FCH(1))*COS(FI(1))+
*FS4(1)*SIN(FI(1))-FV4(1)*SIN(BE4(1)-FI(1))-
*MP4*YP42D(1)/COS(P(1))/COS(BE4(1)-FI(1))
C-----FL KUVVETLERİNİN TÜREVLERİ-----
FL1D(1)=(FW1D(1)-FU1D(1)-FM1D(1)-FCHD(1))*COS(FI(1))-FW1(1)-
*FU1(1)-FM1(1)-FCH(1))*SIN(FI(1))*FID(1)+FS1D(1)*SIN(FI(1))+
*FS1D(1)*COS(FI(1))*FID(1)-FV1D(1)*SIN(BE1(1)-FI(1))-FV1(1)*
*COS(BE1(1)-FI(1))*(BE1D(1)*QD(1)-FID(1))-MP1*(YP13D(1)/COS(P(1))+
*YP12D(1)*SIN(P(1))*PD(1)*COS(P(1))**(-2.0))+FL1(1)*
*SIN(BE1(1)-FI(1))*(BE1D(1)*QD(1)-FID(1))/COS(BE1(1)-FI(1))
FL2D(1)=(FW2D(1)-FU2D(1)-FM2D(1)-FCHD(1))*COS(FI(1))-FW2(1)-
*FU2(1)-FM2(1)-FCH(1))*SIN(FI(1))*FID(1)+FS2D(1)*SIN(FI(1))+
*FS2D(1)*COS(FI(1))*FID(1)-FV2D(1)*SIN(BE2(1)-FI(1))-FV2(1)*
*COS(BE2(1)-FI(1))*(BE2D(1)*QD(1)-FID(1))-MP2*(YP23D(1)/COS(P(1))+
*YP22D(1)*SIN(P(1))*PD(1)*COS(P(1))**(-2.0))+FL2(1)*
*SIN(BE2(1)-FI(1))*(BE2D(1)*QD(1)-FID(1))/COS(BE2(1)-FI(1))
FL3D(1)=(FW3D(1)-FU3D(1)-FM3D(1)-FCHD(1))*COS(FI(1))-FW3(1)-
*FU3(1)-FM3(1)-FCH(1))*SIN(FI(1))*FID(1)+FS3D(1)*SIN(FI(1))+
*FS3D(1)*COS(FI(1))*FID(1)-FV3D(1)*SIN(BE3(1)-FI(1))-FV3(1)*
*COS(BE3(1)-FI(1))*(BE3D(1)*QD(1)-FID(1))-MP3*(YP33D(1)/COS(P(1))+
*YP32D(1)*SIN(P(1))*PD(1)*COS(P(1))**(-2.0))+FL3(1)*
*SIN(BE3(1)-FI(1))*(BE3D(1)*QD(1)-FID(1))/COS(BE3(1)-FI(1))

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      FL4D(1)=( (FW4D(1)-FU4D(1)-FM4D(1)-FCHD(1)) *COS (FI (1)) - (FW4(1) -
      *FU4(1)-FM4(1)-FCH(1)) *SIN(FI(1)) *FID(1)+FS4D(1) *SIN(FI(1)) +
      *FS4D(1) *COS (FI (1)) *FID(1)-FV4D(1) *SIN(BE4(1)-FI(1)) -FV4(1) *
      *COS (BE4(1)-FI(1)) * (BE4D(1) *QD(1)-FID(1)) -MP4*(YP43D(1)/COS (P(1)) +
      *YP42D(1) *SIN(P(1)) *PD(1) *COS (P(1)) ** (-2.0)) +FL4(1) *
      *SIN(BE4(1)-FI(1)) * (BE4D(1) *QD(1)-FID(1)) ) /COS (BE4(1)-FI(1))
C-----FL KUVVETLERİNİN 2. TÜREVLERİ-----
      FL12D(1)=( (FW12D(1)-FU12D(1)-FM12D(1)-FCH2D(1)) *COS (FI (1)) -2.0*
      * (FW1D(1)-FU1D(1)-FM1D(1)-FCHD(1)) *SIN(FI(1)) *FID(1) - (FW1(1) -
      *FU1(1)-FM1(1)-FCH(1)) *COS (FI (1)) *FID(1) **2.0- (FW1(1)-FU1(1)-
      *FM1(1)-FCH(1)) *SIN(FI(1)) *FI2D(1)+FS12D(1) *SIN(FI(1)) +2.0*
      *FS1D(1) *COS (FI (1)) *FID(1)-FS1(1) *SIN(FI(1)) *FID(1) **2.0+FS1(1) *
      *COS (FI (1)) *FI2D(1)-FV12D(1) *SIN(BE1(1)-FI(1)) +2.0* (BE1D(1) *QD(1)
      *-FID(1)) * (FL1D(1) *SIN(BE1(1)-FI(1)) -FV1D(1) *COS (BE1(1)-FI(1)) ) +
      * (BE1D(1) *QD(1)-FID(1)) **2.0* (FV1(1) *SIN(BE1(1)-FI(1)) +FL1(1) *
      *COS (BE1(1)-FI(1)) ) + (BE12D(1) *QD(1) **2.0+BE1D(1) *Q2D(1)-FI2D(1)) *
      * (FL1(1) *SIN(BE1(1)-FI(1)) -FV1(1) *COS (BE1(1)-FI(1)) ) -
      *MP1*(YP14D(1)/COS (P(1)) +2.0*YP13D(1) *SIN (P(1)) *PD(1) *
      *COS (P(1)) ** (-2.0)+2.0*YP12D(1) * (COS (P(1)) ) ** (-3.0) * (SIN (P(1)) *
      *PD(1)) **2.0+YP12D(1) *PD(1) **2.0/COS (P(1)) +YP12D(1) *SIN (P(1)) *
      *P2D(1)/COS (P(1)) **2.0) ) /COS (BE1(1)-FI(1))
      FL22D(1)=( (FW22D(1)-FU22D(1)-FM22D(1)-FCH2D(1)) *COS (FI (1)) -2.0*
      * (FW2D(1)-FU2D(1)-FM2D(1)-FCHD(1)) *SIN(FI(1)) *FID(1) - (FW2(1) -
      *FU2(1)-FM2(1)-FCH(1)) *COS (FI (1)) *FID(1) **2.0- (FW2(1)-FU2(1)-
      *FM2(1)-FCH(1)) *SIN(FI(1)) *FI2D(1)+FS22D(1) *SIN(FI(1)) +2.0*
      *FS2D(1) *COS (FI (1)) *FID(1)-FS2(1) *SIN(FI(1)) *FID(1) **2.0+FS2(1) *
      *COS (FI (1)) *FI2D(1)-FV22D(1) *SIN(BE2(1)-FI(1)) +2.0* (BE2D(1) *QD(1)
      *-FID(1)) * (FL2D(1) *SIN(BE1(1)-FI(1)) -FV2D(1) *COS (BE2(1)-FI(1)) ) +
      * (BE2D(1) *QD(1)-FID(1)) **2.0* (FV2(1) *SIN(BE2(1)-FI(1)) +FL2(1) *
      *COS (BE2(1)-FI(1)) ) + (BE22D(1) *QD(1) **2.0+BE2D(1) *Q2D(1)-FI2D(1)) *
      * (FL2(1) *SIN(BE2(1)-FI(1)) -FV2(1) *COS (BE2(1)-FI(1)) ) -
      *MP2*(YP24D(1)/COS (P(1)) +2.0*YP23D(1) *SIN (P(1)) *PD(1) *
      *COS (P(1)) ** (-2.0)+2.0*YP22D(1) * (COS (P(1)) ) ** (-3.0) * (SIN (P(1)) *
      *PD(1)) **2.0+YP22D(1) *PD(1) **2.0/COS (P(1)) +YP22D(1) *SIN (P(1)) *
      *P2D(1)/COS (P(1)) **2.0) ) /COS (BE2(1)-FI(1))
      FL32D(1)=( (FW32D(1)-FU32D(1)-FM32D(1)-FCH2D(1)) *COS (FI (1)) -2.0*
      * (FW3D(1)-FU3D(1)-FM3D(1)-FCHD(1)) *SIN(FI(1)) *FID(1) - (FW3(1) -
      *FU3(1)-FM3(1)-FCH(1)) *COS (FI (1)) *FID(1) **2.0- (FW3(1)-FU3(1)-
      *FM3(1)-FCH(1)) *SIN(FI(1)) *FI2D(1)+FS32D(1) *SIN(FI(1)) +2.0*
      *FS3D(1) *COS (FI (1)) *FID(1)-FS3(1) *SIN(FI(1)) *FID(1) **2.0+FS3(1) *
      *COS (FI (1)) *FI2D(1)-FV32D(1) *SIN(BE3(1)-FI(1)) +2.0* (BE3D(1) *QD(1)
      *-FID(1)) * (FL3D(1) *SIN(BE1(1)-FI(1)) -FV3D(1) *COS (BE3(1)-FI(1)) ) +
      * (BE3D(1) *QD(1)-FID(1)) **2.0* (FV3(1) *SIN(BE3(1)-FI(1)) +FL3(1) *
      *COS (BE3(1)-FI(1)) ) + (BE32D(1) *QD(1) **2.0+BE3D(1) *Q2D(1)-FI2D(1)) *
      * (FL3(1) *SIN(BE3(1)-FI(1)) -FV3(1) *COS (BE3(1)-FI(1)) ) -
      *MP3*(YP34D(1)/COS (P(1)) +2.0*YP33D(1) *SIN (P(1)) *PD(1) *
      *COS (P(1)) ** (-2.0)+2.0*YP32D(1) * (COS (P(1)) ) ** (-3.0) * (SIN (P(1)) *
      *PD(1)) **2.0+YP32D(1) *PD(1) **2.0/COS (P(1)) +YP32D(1) *SIN (P(1)) *
      *P2D(1)/COS (P(1)) **2.0) ) /COS (BE3(1)-FI(1))
      FL42D(1)=( (FW42D(1)-FU42D(1)-FM42D(1)-FCH2D(1)) *COS (FI (1)) -2.0*
      * (FW4D(1)-FU4D(1)-FM4D(1)-FCHD(1)) *SIN(FI(1)) *FID(1) - (FW4(1) -
      *FU4(1)-FM4(1)-FCH(1)) *COS (FI (1)) *FID(1) **2.0- (FW4(1)-FU4(1)-
      *FM4(1)-FCH(1)) *SIN(FI(1)) *FI2D(1)+FS42D(1) *SIN(FI(1)) +2.0*
      *FS4D(1) *COS (FI (1)) *FID(1)-FS4(1) *SIN(FI(1)) *FID(1) **2.0+FS4(1) *
      *COS (FI (1)) *FI2D(1)-FV42D(1) *SIN(BE4(1)-FI(1)) +2.0* (BE4D(1) *QD(1)
      *-FID(1)) * (FL4D(1) *SIN(BE1(1)-FI(1)) -FV4D(1) *COS (BE4(1)-FI(1)) ) +
      * (BE4D(1) *QD(1)-FID(1)) **2.0* (FV4(1) *SIN(BE4(1)-FI(1)) +FL4(1) *
      *COS (BE4(1)-FI(1)) ) + (BE42D(1) *QD(1) **2.0+BE4D(1) *Q2D(1)-FI2D(1)) *

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      * (FL4(1)*SIN(BE4(1)-FI(1))-FV4(1)*COS(BE4(1)-FI(1)))-
      *MP4*(YP44D(1)/COS(P(1))+2.0*YP43D(1)*SIN(P(1))*PD(1)*
      *COS(P(1))*(-2.0)+2.0*YP42D(1)*(COS(P(1))*(-3.0)*(SIN(P(1))*
      *PD(1))*2.0+YP42D(1)*PD(1)*2.0/COS(P(1))+YP42D(1)*SIN(P(1))*
      *P2D(1)/COS(P(1))*2.0)/COS(BE4(1)-FI(1))
C-----FS KUVVETLERİ-----
      FS1(1)=(MP1*XP12D(1)/COS(A(1))-(FU1(1)+FM1(1)+FCH(1)-
      *FW1(1))*SIN(FI(1))-FV1(1)*COS(BE1(1)-FI(1))+FL1(1)*SIN(BE1(1)-
      *FI(1))/COS(FI(1))
      FS2(1)=(MP2*XP22D(1)/COS(A(1))-(FU2(1)+FM2(1)+FCH(1)-
      *FW2(1))*SIN(FI(1))-FV2(1)*COS(BE2(1)-FI(1))+FL2(1)*SIN(BE2(1)-
      *FI(1))/COS(FI(1))
      FS3(1)=(MP3*XP32D(1)/COS(A(1))-(FU3(1)+FM3(1)+FCH(1)-
      *FW3(1))*SIN(FI(1))-FV3(1)*COS(BE3(1)-FI(1))+FL3(1)*SIN(BE3(1)-
      *FI(1))/COS(FI(1))
      FS4(1)=(MP4*XP42D(1)/COS(A(1))-(FU4(1)+FM4(1)+FCH(1)-
      *FW4(1))*SIN(FI(1))-FV4(1)*COS(BE4(1)-FI(1))+FL4(1)*SIN(BE4(1)-
      *FI(1))/COS(FI(1))
C-----FS KUVVETLERİNİN TÜREVLERİ-----
      FS1D(1)=(MP1*(XP13D(1)+XP12D(1)*SIN(A(1))*AD(1)/COS(A(1)))/
      *COS(A(1))-(FU1D(1)+FM1D(1)+FCHD(1)-FW1D(1))*SIN(FI(1))-(FU1(1)+
      *FM1(1)+FCH(1)-FW1(1))*COS(FI(1))*FID(1)-FV1D(1)*COS(BE1(1)-
      *FI(1))+FV1(1)*SIN(BE1(1)-FI(1))*(BE1D(1)*QD(1)-FID(1))
      *+FL1D(1)*SIN(BE1(1)-FI(1))+FL1(1)*COS(BE1(1)-FI(1))*(BE1D(1)*
      *QD(1)-FID(1))+FS1(1)*SIN(FI(1))*FID(1)/COS(FI(1))
      FS2D(1)=(MP2*(XP23D(1)+XP22D(1)*SIN(A(1))*AD(1)/COS(A(1)))/
      *COS(A(1))-(FU2D(1)+FM2D(1)+FCHD(1)-FW2D(1))*SIN(FI(1))-(FU2(1)+
      *FM2(1)+FCH(1)-FW2(1))*COS(FI(1))*FID(1)-FV2D(1)*COS(BE2(1)-
      *FI(1))+FV2(1)*SIN(BE2(1)-FI(1))*(BE2D(1)*QD(1)-FID(1))
      *+FL2D(1)*SIN(BE2(1)-FI(1))+FL2(1)*COS(BE2(1)-FI(1))*(BE2D(1)*
      *QD(1)-FID(1))+FS2(1)*SIN(FI(1))*FID(1)/COS(FI(1))
      FS3D(1)=(MP3*(XP33D(1)+XP32D(1)*SIN(A(1))*AD(1)/COS(A(1)))/
      *COS(A(1))-(FU3D(1)+FM3D(1)+FCHD(1)-FW3D(1))*SIN(FI(1))-(FU3(1)+
      *FM3(1)+FCH(1)-FW3(1))*COS(FI(1))*FID(1)-FV3D(1)*COS(BE3(1)-
      *FI(1))+FV3(1)*SIN(BE3(1)-FI(1))*(BE3D(1)*QD(1)-FID(1))
      *+FL3D(1)*SIN(BE3(1)-FI(1))+FL3(1)*COS(BE3(1)-FI(1))*(BE3D(1)*
      *QD(1)-FID(1))+FS3(1)*SIN(FI(1))*FID(1)/COS(FI(1))
      FS4D(1)=(MP4*(XP43D(1)+XP42D(1)*SIN(A(1))*AD(1)/COS(A(1)))/
      *COS(A(1))-(FU4D(1)+FM4D(1)+FCHD(1)-FW4D(1))*SIN(FI(1))-(FU4(1)+
      *FM4(1)+FCH(1)-FW4(1))*COS(FI(1))*FID(1)-FV4D(1)*COS(BE4(1)-
      *FI(1))+FV4(1)*SIN(BE4(1)-FI(1))*(BE4D(1)*QD(1)-FID(1))
      *+FL4D(1)*SIN(BE4(1)-FI(1))+FL4(1)*COS(BE4(1)-FI(1))*(BE4D(1)*
      *QD(1)-FID(1))+FS4(1)*SIN(FI(1))*FID(1)/COS(FI(1))
C-----FS KUVVETLERİNİN 2. TÜREVLERİ-----
      FS12D(1)=(MP1*(XP14D(1)/COS(A(1))+2.0*XP13D(1)*SIN(A(1))*AD(1)*
      *COS(A(1))*(-2.0)+2.0*XP12D(1)*(COS(A(1))*(-3.0)*(SIN(A(1))*
      *AD(1))*2.0+XP12D(1)*AD(1)*2.0/COS(A(1))+XP12D(1)*SIN(A(1))*
      *A2D(1)/COS(A(1))*2.0-(FU12D(1)+FM12D(1)+FCH2D(1)-FW12D(1))*
      *SIN(FI(1))-2.0*(FU1D(1)+FM1D(1)+FCHD(1)-FW1D(1))*COS(FI(1))*
      *FID(1)+(FU1(1)+FM1(1)+FCH(1)-FW1(1))*SIN(FI(1))*FID(1))*2.0-
      *(FU1(1)+FM1(1)+FCH(1)-FW1(1))*COS(FI(1))*FI2D(1)-FV12D(1)*
      *COS(BE1(1)-FI(1))+2.0*(BE1D(1)*QD(1)-FID(1))*(FV1D(1)*
      *SIN(BE1(1)-FI(1))+FL1D(1)*COS(BE1(1)-FI(1)))+(BE1D(1)*QD(1)-
      *FID(1))*2.0*(FV1(1)*COS(BE1(1)-FI(1))-FL1(1)*SIN(BE1(1)-
      *FI(1)))+(BE12D(1)*QD(1))*2.0+BE1D(1)*Q2D(1)-FI2D(1))*(FV1(1)*
      *SIN(BE1(1)-FI(1))+FL1(1)*COS(BE1(1)-FI(1))+FL12D(1)*
      *SIN(BE1(1)-FI(1))+2.0*FS1D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)+FS1(1)*
      *COS(FI(1))*FID(1))*2.0+FS1(1)*SIN(FI(1))*FI2D(1))/COS(FI(1))

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      FS22D(1)=(MP2*(XP24D(1)/COS(A(1))+2.0*XP23D(1)*SIN(A(1))*AD(1)*
      *COS(A(1))**(-2.0)+2.0*XP22D(1)*(COS(A(1))**(-3.0)*(SIN(A(1))*
      *AD(1))**2.0+XP22D(1)*AD(1)**2.0/COS(A(1))+XP22D(1)*SIN(A(1))*
      *A2D(1)/COS(A(1))**2.0)-(FU22D(1)+FM22D(1)+FCH2D(1)-FW22D(1))*
      *SIN(FI(1))-2.0*(FU2D(1)+FM2D(1)+FCHD(1)-FW2D(1))*COS(FI(1))*
      *FID(1)+(FU2(1)+FM2(1)+FCH(1)-FW2(1))*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0-
      *(FU2(1)+FM2(1)+FCH(1)-FW2(1))*COS(FI(1))*FI2D(1)-FV22D(1)*
      *COS(BE2(1)-FI(1))+2.0*(BE2D(1)*QD(1)-FID(1))*(FV2D(1)*
      *SIN(BE2(1)-FI(1))+FL2D(1)*COS(BE2(1)-FI(1)))+(BE2D(1)*QD(1)-
      *FID(1))**2.0*(FV2(1)*COS(BE2(1)-FI(1))-FL2(1)*SIN(BE2(1)-
      *FI(1)))+(BE22D(1)*QD(1)**2.0+BE2D(1)*Q2D(1)-FI2D(1))*(FV2(1)*
      *SIN(BE2(1)-FI(1))+FL2(1)*COS(BE2(1)-FI(1))+FL22D(1)*
      *SIN(BE2(1)-FI(1))+2.0*FS2D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)+FS2(1)*
      *COS(FI(1))*FID(1)**2.0+FS2(1)*SIN(FI(1))*FI2D(1))/COS(FI(1))
      FS32D(1)=(MP3*(XP34D(1)/COS(A(1))+2.0*XP33D(1)*SIN(A(1))*AD(1)*
      *COS(A(1))**(-2.0)+2.0*XP32D(1)*(COS(A(1))**(-3.0)*(SIN(A(1))*
      *AD(1))**2.0+XP32D(1)*AD(1)**2.0/COS(A(1))+XP32D(1)*SIN(A(1))*
      *A2D(1)/COS(A(1))**2.0)-(FU32D(1)+FM32D(1)+FCH2D(1)-FW32D(1))*
      *SIN(FI(1))-2.0*(FU3D(1)+FM3D(1)+FCHD(1)-FW3D(1))*COS(FI(1))*
      *FID(1)+(FU3(1)+FM3(1)+FCH(1)-FW3(1))*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0-
      *(FU3(1)+FM3(1)+FCH(1)-FW3(1))*COS(FI(1))*FI2D(1)-FV32D(1)*
      *COS(BE3(1)-FI(1))+2.0*(BE3D(1)*QD(1)-FID(1))*(FV3D(1)*
      *SIN(BE3(1)-FI(1))+FL3D(1)*COS(BE3(1)-FI(1)))+(BE3D(1)*QD(1)-
      *FID(1))**2.0*(FV3(1)*COS(BE3(1)-FI(1))-FL3(1)*SIN(BE3(1)-
      *FI(1)))+(BE32D(1)*QD(1)**2.0+BE3D(1)*Q2D(1)-FI2D(1))*(FV3(1)*
      *SIN(BE3(1)-FI(1))+FL3(1)*COS(BE3(1)-FI(1))+FL32D(1)*
      *SIN(BE3(1)-FI(1))+2.0*FS3D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)+FS3(1)*
      *COS(FI(1))*FID(1)**2.0+FS3(1)*SIN(FI(1))*FI2D(1))/COS(FI(1))
      FS42D(1)=(MP4*(XP44D(1)/COS(A(1))+2.0*XP43D(1)*SIN(A(1))*AD(1)*
      *COS(A(1))**(-2.0)+2.0*XP42D(1)*(COS(A(1))**(-3.0)*(SIN(A(1))*
      *AD(1))**2.0+XP42D(1)*AD(1)**2.0/COS(A(1))+XP42D(1)*SIN(A(1))*
      *A2D(1)/COS(A(1))**2.0)-(FU42D(1)+FM42D(1)+FCH2D(1)-FW42D(1))*
      *SIN(FI(1))-2.0*(FU4D(1)+FM4D(1)+FCHD(1)-FW4D(1))*COS(FI(1))*
      *FID(1)+(FU4(1)+FM4(1)+FCH(1)-FW4(1))*SIN(FI(1))*FID(1)**2.0-
      *(FU4(1)+FM4(1)+FCH(1)-FW4(1))*COS(FI(1))*FI2D(1)-FV42D(1)*
      *COS(BE4(1)-FI(1))+2.0*(BE4D(1)*QD(1)-FID(1))*(FV4D(1)*
      *SIN(BE4(1)-FI(1))+FL4D(1)*COS(BE4(1)-FI(1)))+(BE4D(1)*QD(1)-
      *FID(1))**2.0*(FV4(1)*COS(BE4(1)-FI(1))-FL4(1)*SIN(BE4(1)-
      *FI(1)))+(BE42D(1)*QD(1)**2.0+BE4D(1)*Q2D(1)-FI2D(1))*(FV4(1)*
      *SIN(BE4(1)-FI(1))+FL4(1)*COS(BE4(1)-FI(1))+FL42D(1)*
      *SIN(BE4(1)-FI(1))+2.0*FS4D(1)*SIN(FI(1))*FID(1)+FS4(1)*
      *COS(FI(1))*FID(1)**2.0+FS4(1)*SIN(FI(1))*FI2D(1))/COS(FI(1))
C-----BİYEL ATALET KUVVETLERİ-----
      FB1(1)=IB1*(BE12D(1)*(QD(1))**2+BE1D(1)*Q2D(1))/LAM+MV1(1)/LAM
      FB2(1)=IB2*(BE22D(1)*(QD(1))**2+BE2D(1)*Q2D(1))/LAM+MV2(1)/LAM
      FB3(1)=IB3*(BE32D(1)*(QD(1))**2+BE3D(1)*Q2D(1))/LAM+MV3(1)/LAM
      FB4(1)=IB4*(BE42D(1)*(QD(1))**2+BE4D(1)*Q2D(1))/LAM+MV4(1)/LAM
C-----BİYEL ATALET KUVVETLERİNİN TÜREVLERİ-----
      FB1D(1)=IB1*(BE13D(1)*(QD(1))**3.0+2.0*QD(1)*Q2D(1)*BE12D(1)+
      *Q3D(1)*BE1D(1)+QD(1)*Q2D(1)*BE12D(1))/LAM+MV1D(1)/LAM
      FB2D(1)=IB2*(BE23D(1)*(QD(1))**3.0+2.0*QD(1)*Q2D(1)*BE22D(1)+
      *Q3D(1)*BE2D(1)+QD(1)*Q2D(1)*BE22D(1))/LAM+MV2D(1)/LAM
      FB3D(1)=IB3*(BE33D(1)*(QD(1))**3.0+2.0*QD(1)*Q2D(1)*BE32D(1)+
      *Q3D(1)*BE3D(1)+QD(1)*Q2D(1)*BE32D(1))/LAM+MV3D(1)/LAM
      FB4D(1)=IB4*(BE43D(1)*(QD(1))**3.0+2.0*QD(1)*Q2D(1)*BE42D(1)+
      *Q3D(1)*BE4D(1)+QD(1)*Q2D(1)*BE42D(1))/LAM+MV4D(1)/LAM

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

C-----BİYEL ATALET KUVVETLERİNİN 2. TÜREVLERİ-----
      FB12D(1)=IB1*(6.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*BE12D(1)+
      *QD(1)**4.0*BE14D(1)+BE12D(1)*(3.0*Q2D(1)**2.0+
      *4.0*QD(1)*Q3D(1))+BE1D(1)*Q4D(1))/LAM+MV12D(1)/LAM
      FB22D(1)=IB2*(6.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*BE22D(1)+
      *QD(1)**4.0*BE24D(1)+BE22D(1)*(3.0*Q2D(1)**2.0+
      *4.0*QD(1)*Q3D(1))+BE2D(1)*Q4D(1))/LAM+MV22D(1)/LAM
      FB32D(1)=IB3*(6.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*BE32D(1)+
      *QD(1)**4.0*BE34D(1)+BE32D(1)*(3.0*Q2D(1)**2.0+
      *4.0*QD(1)*Q3D(1))+BE3D(1)*Q4D(1))/LAM+MV32D(1)/LAM
      FB42D(1)=IB4*(6.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*BE42D(1)+
      *QD(1)**4.0*BE44D(1)+BE42D(1)*(3.0*Q2D(1)**2.0+
      *4.0*QD(1)*Q3D(1))+BE4D(1)*Q4D(1))/LAM+MV42D(1)/LAM
C-----PİSTON KURU SÜRTÜNMELERİ VE TÜREVLERİ-----
      FU1(1)=SIGN((FIN+ABS(FS1(1))*CS),Y1D(1))
      FU2(1)=SIGN((FIN+ABS(FS2(1))*CS),Y2D(1))
      FU3(1)=SIGN((FIN+ABS(FS3(1))*CS),Y3D(1))
      FU4(1)=SIGN((FIN+ABS(FS4(1))*CS),Y4D(1))
      FU1D(1)=(FU1(1)-FU1(I-1))/DT
      FU2D(1)=(FU2(1)-FU2(I-1))/DT
      FU3D(1)=(FU3(1)-FU3(I-1))/DT
      FU4D(1)=(FU4(1)-FU4(I-1))/DT
      FU12D(1)=(FU1D(1)-FU1D(I-1))/DT
      FU22D(1)=(FU2D(1)-FU2D(I-1))/DT
      FU32D(1)=(FU3D(1)-FU3D(I-1))/DT
      FU42D(1)=(FU4D(1)-FU4D(I-1))/DT
C-----PİSTON HİDRODİNAMİK SÜRTÜNMELERİ-----
      FM1(1)=CP*Y1D(1)
      FM2(1)=CP*Y2D(1)
      FM3(1)=CP*Y3D(1)
      FM4(1)=CP*Y4D(1)
C-----PİSTON HİDRODİNAMİK SÜRTÜNMELERİNİN TÜREVLERİ-----
      FM1D(1)=CP*Y12D(1)
      FM2D(1)=CP*Y22D(1)
      FM3D(1)=CP*Y32D(1)
      FM4D(1)=CP*Y42D(1)
C----- PİSTON HİDRODİNAMİK SÜRTÜNMELERİNİN 2. TÜREVLERİ -----
      FM12D(1)=CP*Y13D(1)
      FM22D(1)=CP*Y23D(1)
      FM32D(1)=CP*Y33D(1)
      FM42D(1)=CP*Y43D(1)
C-----KOL MUYLUSU SÜRTÜNME MOMENTLERİ-----
      MV1(1)=CKM*(QD(1)+BE1D(1)*QD(1))
      MV2(1)=CKM*(QD(1)+BE2D(1)*QD(1))
      MV3(1)=CKM*(QD(1)+BE3D(1)*QD(1))
      MV4(1)=CKM*(QD(1)+BE4D(1)*QD(1))
C-----KOL MUYLUSU SÜRTÜNME MOMENTLERİNİN TÜREVLERİ-----
      MV1D(1)=CKM*(Q2D(1)+BE12D(1)*(QD(1)**2.0+BE1D(1)*Q2D(1))
      MV2D(1)=CKM*(Q2D(1)+BE22D(1)*(QD(1)**2.0+BE2D(1)*Q2D(1))
      MV3D(1)=CKM*(Q2D(1)+BE32D(1)*(QD(1)**2.0+BE3D(1)*Q2D(1))
      MV4D(1)=CKM*(Q2D(1)+BE42D(1)*(QD(1)**2.0+BE4D(1)*Q2D(1))
C-----KOL MUYLUSU SÜRTÜNME MOMENTLERİNİN 2. TÜREVLERİ-----
      MV12D(1)=CKM*(Q3D(1)+BE1D(1)*Q3D(1)+3.0*QD(1)*Q2D(1)*BE12D(1)+
      *BE13D(1)*QD(1)**3.0)
      MV22D(1)=CKM*(Q3D(1)+BE2D(1)*Q3D(1)+3.0*QD(1)*Q2D(1)*BE22D(1)+
      *BE23D(1)*QD(1)**3.0)
      MV32D(1)=CKM*(Q3D(1)+BE3D(1)*Q3D(1)+3.0*QD(1)*Q2D(1)*BE32D(1)+
      *BE33D(1)*QD(1)**3.0)

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      MV42D(1)=CKM*(Q3D(1)+BE4D(1)*Q3D(1)+3.0*QD(1)*Q2D(1)*BE42D(1)+
      *BE43D(1)*QD(1)**3.0)
C-----KOL MUYLUSUNDAN KAYNAKLANAN KUVVETLER-----
      FV1(1)=MV1(1)/LAM
      FV2(1)=MV2(1)/LAM
      FV3(1)=MV3(1)/LAM
      FV4(1)=MV4(1)/LAM
C-----KOL MUYLUSUNDAN KAYNAKLANAN KUVVETLERİN TÜREVLERİ-----
      FV1D(1)=MV1D(1)/LAM
      FV2D(1)=MV2D(1)/LAM
      FV3D(1)=MV3D(1)/LAM
      FV4D(1)=MV4D(1)/LAM
C-----KOL MUYLUSUNDAN KAYNAKLANAN KUVVETLERİN 2. TÜREVLERİ-----
      FV12D(1)=MV12D(1)/LAM
      FV22D(1)=MV22D(1)/LAM
      FV32D(1)=MV32D(1)/LAM
      FV42D(1)=MV42D(1)/LAM
C-----ANA YATAK MOMENTLERİ-----
      MM(1)=C0*QD(1)
      MMD(1)=4.0*C0*Q2D(1)
      MM2D(1)=4.0*C0*Q3D(1)
      MQD(1)=0.0
      MQ2D(1)=0.0
      MS2D(1)=0.0
C-----KRANK IN HAREKET DENKLEMLERİ VE TÜREVLERİ-----
      Q2D(1)=R*(FL1(1)*COS(PI/2.0-BE1(1)-Q(1))+FL2(1)*COS(PI/2.0-
      *BE2(1)-Q(1)+3.0*PI)+FL3(1)*COS(PI/2.0-BE3(1)-Q(1)+PI)+
      *FL4(1)*COS(PI/2.0-BE4(1)-Q(1)+2.0*PI))/ICR-
      *R*(FB1(1)*COS(BE1(1)+Q(1))+FB2(1)*COS(BE2(1)+Q(1)-3.0*PI)+
      *FB3(1)*COS(BE3(1)+Q(1)-PI)+FB4(1)*COS(BE4(1)+Q(1)-2.0*PI))/ICR+
      *(MS(1)-MV1(1)-MV2(1)-MV3(1)-MV4(1)-MM(1)-MQ(1))/ICR
      Q3D(1)=-R*(FB1D(1)*COS(BE1(1)+Q(1))+FB2D(1)*COS(BE2(1)+Q(1)-
      *3.0*PI)+FB3D(1)*COS(BE3(1)+Q(1)-PI)+FB4D(1)*COS(BE4(1)+Q(1)
      *-2.0*PI)-FB1(1)*SIN(BE1(1)+Q(1))* (BE1D(1)*QD(1)+QD(1))-
      *FB2(1)*SIN(BE2(1)+Q(1)-3.0*PI)*(BE2D(1)*QD(1)+QD(1))-
      *FB3(1)*SIN(BE3(1)+Q(1)-PI)*(BE3D(1)*QD(1)+QD(1))-
      *FB4(1)*SIN(BE4(1)+Q(1)-2.0*PI)*(BE4D(1)*QD(1)+QD(1)))/ICR+
      *R*(FL1D(1)*COS(PI/2.0-BE1(1)-Q(1))+FL2D(1)*COS(PI/2.0-
      *BE2(1)-Q(1)+3.0*PI)+FL3D(1)*COS(PI/2.0-BE3(1)-Q(1)+PI)+
      *FL4D(1)*COS(PI/2.0-BE4(1)-Q(1)+2.0*PI)+FL1(1)*SIN(PI/2.0-
      *BE1(1)-Q(1))* (BE1D(1)*QD(1)+QD(1))+FL2(1)*SIN(PI/2.0-BE2(1)-
      *Q(1)+3.0*PI)*(BE2D(1)*QD(1)+QD(1))+FL3(1)*SIN(PI/2.0-BE3(1)-
      *Q(1)+PI)*(BE3D(1)*QD(1)+QD(1))+FL4(1)*SIN(PI/2.0-BE4(1)-
      *Q(1)+2.0*PI)*(BE4D(1)*QD(1)+QD(1)))/ICR+
      *(MSD(1)-MV1D(1)-MV2D(1)-MV3D(1)-MV4D(1)-MMD(1)-MQD(1))/ICR
      Q4D(1)=R*(FL12D(1)*COS(PI/2.0-BE1(1)-Q(1))+FL22D(1)*COS(PI/2.0-
      *BE2(1)-Q(1)+3.0*PI)+FL32D(1)*COS(PI/2.0-BE3(1)-Q(1)+PI)+
      *FL42D(1)*COS(PI/2.0-BE4(1)-Q(1)+2.0*PI)-FB12D(1)*COS(BE1(1)+
      *Q(1))-FB22D(1)*COS(BE2(1)+Q(1)-3.0*PI)-FB32D(1)*COS(BE3(1)+
      *Q(1)-PI)-FB42D(1)*COS(BE4(1)+Q(1)-2.0*PI)+(BE1D(1)*QD(1)+
      *QD(1))*(2.0*FB1D(1)*SIN(BE1(1)+Q(1))+FB1(1)*COS(BE1(1)+
      *Q(1))*(BE1D(1)*QD(1)+QD(1))+2.0*FL1D(1)*SIN(PI/2.0-BE1(1)-
      *Q(1))-FL1(1)*COS(PI/2.0-BE1(1)-Q(1))*(BE1D(1)*QD(1)+QD(1)))+
      *(BE2D(1)*QD(1)+QD(1))*(2.0*FB2D(1)*SIN(BE2(1)+Q(1)-3.0*PI)+
      *FB2(1)*COS(BE2(1)+Q(1)-3.0*PI)*(BE2D(1)*QD(1)+QD(1))+
      *2.0*FL2D(1)*SIN(PI/2.0-BE2(1)-Q(1)+3.0*PI)-FL2(1)*COS(PI/2.0-
      *BE2(1)-Q(1)+3.0*PI)*(BE2D(1)*QD(1)+QD(1)))+(BE3D(1)*QD(1)+
      *QD(1))*(2.0*FB3D(1)*SIN(BE3(1)+Q(1)-PI)+FB3(1)*COS(BE3(1)+

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*Q(1)-PI)*(BE3D(1)*QD(1)+QD(1))+2.0*FL3D(1)*SIN(PI/2.0-BE3(1)-
*Q(1)+PI)-FL3(1)*COS(PI/2.0-BE3(1)-Q(1)+PI)*(BE3D(1)*QD(1)+
*QD(1)))+(BE4D(1)*QD(1)+QD(1))*(2.0*FB4D(1)*SIN(BE4(1)+Q(1)-
*2.0*PI)+FB4(1)*COS(BE4(1)+Q(1)-2.0*PI)*(BE4D(1)*QD(1)+QD(1))+
*2.0*FL4D(1)*SIN(PI/2.0-BE4(1)-Q(1)+2.0*PI)-FL4(1)*COS(PI/2.0-
*BE4(1)-Q(1)+2.0*PI)*(BE4D(1)*QD(1)+QD(1)))+(BE12D(1)*QD(1)**2.0+
*BE1D(1)*Q2D(1)+Q2D(1))*(FB1(1)*SIN(BE1(1)+Q(1))+
*FL1(1)*SIN(PI/2.0-BE1(1)-Q(1))*(BE1D(1)*QD(1)+QD(1)))+
*(BE22D(1)*QD(1)**2.0+BE2D(1)*Q2D(1)+Q2D(1))*(FB2(1)*SIN(BE2(1)+
*Q(1)-3.0*PI)+FL2(1)*SIN(PI/2.0-BE2(1)-Q(1)+
*3.0*PI)*(BE2D(1)*QD(1)+QD(1)))+(BE32D(1)*QD(1)**2.0+
*BE3D(1)*Q2D(1)+Q2D(1))*(FB3(1)*SIN(BE3(1)+Q(1)-PI)+
*FL3(1)*SIN(PI/2.0-BE3(1)-Q(1)+PI)*(BE3D(1)*QD(1)+QD(1)))+
*(BE42D(1)*QD(1)**2.0+BE4D(1)*Q2D(1)+Q2D(1))*(FB4(1)*SIN(BE4(1)+
*Q(1)-2.0*PI)+FL4(1)*SIN(PI/2.0-BE4(1)-Q(1)+
*2.0*PI)*(BE4D(1)*QD(1)+QD(1)))+(MS2D(1)-MV12D(1)-MV22D(1)-
*MV32D(1)-MV42D(1)-MQ2D(1)-MM2D(1))/R)/ICR
C-----FBY KUVVETLERİ-----
    FBY1(1)=FL1(1)*COS(BE1(1))+FB1(1)*COS(PI/2.0-BE1(1))+
    *MW1*RW1*QD(1)**2.0*COS(Q(1))
    FBY2(1)=FL2(1)*COS(BE2(1))+FB2(1)*COS(PI/2.0-BE2(1))+
    *MW2*RW2*QD(1)**2.0*COS(Q(1)-3.0*PI)
    FBY3(1)=FL3(1)*COS(BE3(1))+FB3(1)*COS(PI/2.0-BE3(1))+
    *MW3*RW3*QD(1)**2.0*COS(Q(1)-PI)
    FBY4(1)=FL4(1)*COS(BE4(1))+FB4(1)*COS(PI/2.0-BE4(1))+
    *MW4*RW4*QD(1)**2.0*COS(Q(1)-2.0*PI)
C----- FBY KUVVETLERİNİN TÜREVLERİ-----
    FBY1D(1)=FL1D(1)*COS(BE1(1))-FL1(1)*SIN(BE1(1))*BE1D(1)*QD(1)+
    *FB1D(1)*COS(PI/2.0-BE1(1))+FB1(1)*SIN(PI/2.0-BE1(1))*BE1D(1)*
    *QD(1)+MW1*RW1*(2.0*QD(1)*Q2D(1)*COS(Q(1))-QD(1)**3.0*SIN(Q(1)))
    FBY2D(1)=FL2D(1)*COS(BE2(1))-FL2(1)*SIN(BE2(1))*BE2D(1)*QD(1)+
    *FB2D(1)*COS(PI/2.0-BE2(1))+FB2(1)*SIN(PI/2.0-BE2(1))*BE2D(1)*
    *QD(1)+MW2*RW2*(2.0*QD(1)*Q2D(1)*COS(Q(1)-3.0*PI)-
    *QD(1)**3.0*SIN(Q(1)-3.0*PI))
    FBY3D(1)=FL3D(1)*COS(BE3(1))-FL3(1)*SIN(BE3(1))*BE3D(1)*QD(1)+
    *FB3D(1)*COS(PI/2.0-BE3(1))+FB3(1)*SIN(PI/2.0-BE3(1))*BE3D(1)*
    *QD(1)+MW3*RW3*(2.0*QD(1)*Q2D(1)*COS(Q(1)-PI)-
    *QD(1)**3.0*SIN(Q(1)-PI))
    FBY4D(1)=FL4D(1)*COS(BE4(1))-FL4(1)*SIN(BE4(1))*BE4D(1)*QD(1)+
    *FB4D(1)*COS(PI/2.0-BE4(1))+FB4(1)*SIN(PI/2.0-BE4(1))*BE4D(1)*
    *QD(1)+MW4*RW4*(2.0*QD(1)*Q2D(1)*COS(Q(1)-2.0*PI)-
    *QD(1)**3.0*SIN(Q(1)-2.0*PI))
C----- FBY KUVVETLERİNİN 2. TÜREVLERİ-----
    FBY12D(1)=FL12D(1)*COS(BE1(1))+FB12D(1)*COS(PI/2.0-BE1(1))+
    *2.0*(FB1D(1)*SIN(PI/2.0-BE1(1))-FL1D(1)*SIN(BE1(1))*BE1D(1)*
    *QD(1)-(FB1(1)*COS(PI/2.0-BE1(1))+FL1(1)*COS(BE1(1))*(BE1D(1)*
    *QD(1))**2.0+(FB1(1)*SIN(PI/2.0-BE1(1))-FL1(1)*SIN(BE1(1))*
    *BE12D(1)*QD(1)**2.0+(FB1(1)*SIN(PI/2.0-BE1(1))-FL1(1)*
    *SIN(BE1(1))*BE1D(1)*Q2D(1)+MW1*RW1*(2.0*Q2D(1)**2.0*COS(Q(1))+
    *2.0*QD(1)*Q3D(1)*COS(Q(1))-5.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*SIN(Q(1))-
    *QD(1)**4.0*COS(Q(1))))
    FBY22D(1)=FL22D(1)*COS(BE2(1))+FB22D(1)*COS(PI/2.0-BE2(1))+
    *2.0*(FB2D(1)*SIN(PI/2.0-BE2(1))-FL2D(1)*SIN(BE2(1))*BE2D(1)*
    *QD(1)-(FB2(1)*COS(PI/2.0-BE2(1))+FL2(1)*COS(BE2(1))*(BE2D(1)*
    *QD(1))**2.0+(FB2(1)*SIN(PI/2.0-BE2(1))-FL2(1)*SIN(BE2(1))*
    *BE22D(1)*QD(1)**2.0+(FB2(1)*SIN(PI/2.0-BE2(1))-FL2(1)*
    *SIN(BE2(1))*BE2D(1)*Q2D(1)+MW2*RW2*(2.0*Q2D(1)**2.0*COS(Q(1)-
    *3.0*PI)+2.0*QD(1)*Q3D(1)*COS(Q(1)-3.0*PI)-5.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

* SIN(Q(1)-3.0*PI)-QD(1)**4.0*COS(Q(1)-3.0*PI))
  FBY32D(1)=FL32D(1)*COS(BE3(1))+FB32D(1)*COS(PI/2.0-BE3(1))+
* 2.0*(FB3D(1)*SIN(PI/2.0-BE3(1))-FL3D(1)*SIN(BE3(1)))*BE3D(1)*
* QD(1)-(FB3(1)*COS(PI/2.0-BE3(1))+FL3(1)*COS(BE3(1)))*(BE3D(1)*
* QD(1))**2.0+(FB3(1)*SIN(PI/2.0-BE3(1))-FL3(1)*SIN(BE3(1)))*
* BE32D(1)*QD(1)**2.0+(FB3(1)*SIN(PI/2.0-BE3(1))-FL3(1)*
* SIN(BE3(1)))*BE3D(1)*Q2D(1)+MW3*RW3*(2.0*Q2D(1)**2.0*COS(Q(1)-
* PI)+2.0*QD(1)*Q3D(1)*COS(Q(1)-PI)-5.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*SIN(Q(1)-
* PI)-QD(1)**4.0*COS(Q(1)-PI))
  FBY42D(1)=FL42D(1)*COS(BE4(1))+FB42D(1)*COS(PI/2.0-BE4(1))+
* 2.0*(FB4D(1)*SIN(PI/2.0-BE4(1))-FL4D(1)*SIN(BE4(1)))*BE4D(1)*
* QD(1)-(FB4(1)*COS(PI/2.0-BE4(1))+FL4(1)*COS(BE4(1)))*(BE4D(1)*
* QD(1))**2.0+(FB4(1)*SIN(PI/2.0-BE4(1))-FL4(1)*SIN(BE4(1)))*
* BE42D(1)*QD(1)**2.0+(FB4(1)*SIN(PI/2.0-BE4(1))-FL4(1)*
* SIN(BE4(1)))*BE4D(1)*Q2D(1)+MW4*RW4*(2.0*Q2D(1)**2.0*COS(Q(1)-
* 2.0*PI)+2.0*QD(1)*Q3D(1)*COS(Q(1)-2.0*PI)-5.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*
* SIN(Q(1)-2.0*PI)-QD(1)**4.0*COS(Q(1)-2.0*PI))
C-----FBX KUVVETLERİ-----
  FBX1(1)=FL1(1)*COS(PI/2.0-BE1(1))-FB1(1)*COS(BE1(1))-
* MW1*RW1*QD(1)**2.0*COS(PI/2.0-Q(1))
  FBX2(1)=FL2(1)*COS(PI/2.0-BE2(1))-FB2(1)*COS(BE2(1))-
* MW2*RW2*QD(1)**2.0*COS(7.0*PI/2.0-Q(1))
  FBX3(1)=FL3(1)*COS(PI/2.0-BE3(1))-FB3(1)*COS(BE3(1))-
* MW3*RW3*QD(1)**2.0*COS(3.0*PI/2.0-Q(1))
  FBX4(1)=FL4(1)*COS(PI/2.0-BE4(1))-FB4(1)*COS(BE4(1))-
* MW4*RW4*QD(1)**2.0*COS(5.0*PI/2.0-Q(1))
C-----FBX KUVVETLERİNİN TÜREVLERİ-----
  FBX1D(1)=FL1D(1)*COS(PI/2.0-BE1(1))+FL1(1)*SIN(PI/2.0-BE1(1))*
* BE1D(1)*QD(1)-FB1D(1)*COS(BE1(1))+FB1(1)*SIN(BE1(1))*BE1D(1)*
* QD(1)-MW1*RW1*(2.0*QD(1)*Q2D(1)*COS(PI/2.0-Q(1))+QD(1)**3.0*
* SIN(PI/2.0-Q(1)))
  FBX2D(1)=FL2D(1)*COS(PI/2.0-BE2(1))+FL2(1)*SIN(PI/2.0-BE2(1))*
* BE2D(1)*QD(1)-FB2D(1)*COS(BE2(1))+FB2(1)*SIN(BE2(1))*BE2D(1)*
* QD(1)-MW2*RW2*(2.0*QD(1)*Q2D(1)*COS(7.0*PI/2.0-Q(1))+QD(1)**3.0*
* SIN(7.0*PI/2.0-Q(1)))
  FBX3D(1)=FL3D(1)*COS(PI/2.0-BE3(1))+FL3(1)*SIN(PI/2.0-BE3(1))*
* BE3D(1)*QD(1)-FB3D(1)*COS(BE3(1))+FB3(1)*SIN(BE3(1))*BE3D(1)*
* QD(1)-MW3*RW3*(2.0*QD(1)*Q2D(1)*COS(3.0*PI/2.0-Q(1))+QD(1)**3.0*
* SIN(3.0*PI/2.0-Q(1)))
  FBX4D(1)=FL4D(1)*COS(PI/2.0-BE4(1))+FL4(1)*SIN(PI/2.0-BE4(1))*
* BE4D(1)*QD(1)-FB4D(1)*COS(BE4(1))+FB4(1)*SIN(BE4(1))*BE4D(1)*
* QD(1)-MW4*RW4*(2.0*QD(1)*Q2D(1)*COS(5.0*PI/2.0-Q(1))+QD(1)**3.0*
* SIN(5.0*PI/2.0-Q(1)))
C----- FBX KUVVETLERİNİN 2. TÜREVLERİ -----
  FBX12D(1)=FL12D(1)*COS(PI/2.0-BE1(1))-FB12D(1)*COS(BE1(1))+
* 2.0*(FL1D(1)*SIN(PI/2.0-BE1(1))+FB1D(1)*SIN(BE1(1)))*BE1D(1)*
* QD(1)+(FB1(1)*COS(BE1(1))-FL1(1)*COS(PI/2.0-BE1(1)))*(BE1D(1)*
* QD(1))**2.0+(FL1(1)*SIN(PI/2.0-BE1(1))+FB1(1)*SIN(BE1(1)))*
* BE1D(1)*Q2D(1)+(FL1(1)*SIN(PI/2.0-BE1(1))+FB1(1)*SIN(BE1(1)))*
* BE12D(1)*QD(1)**2.0-MW1*RW1*((2.0*Q2D(1)**2.0+2.0*QD(1)*Q3D(1)-
* QD(1)**4.0)*COS(PI/2.0-Q(1))+5.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*SIN(PI/2.0-
* Q(1)))
  FBX22D(1)=FL22D(1)*COS(PI/2.0-BE2(1))-FB22D(1)*COS(BE2(1))+
* 2.0*(FL2D(1)*SIN(PI/2.0-BE2(1))+FB2D(1)*SIN(BE2(1)))*BE2D(1)*
* QD(1)+(FB2(1)*COS(BE2(1))-FL2(1)*COS(PI/2.0-BE2(1)))*(BE2D(1)*
* QD(1))**2.0+(FL2(1)*SIN(PI/2.0-BE2(1))+FB2(1)*SIN(BE2(1)))*
* BE2D(1)*Q2D(1)+(FL2(1)*SIN(PI/2.0-BE2(1))+FB2(1)*SIN(BE2(1)))*
* BE22D(1)*QD(1)**2.0-MW2*RW2*((2.0*Q2D(1)**2.0+2.0*QD(1)*Q3D(1)-

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*QD(1)**4.0)*COS(7.0*PI/2.0-Q(1))+5.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*
*SIN(7.0*PI/2.0-Q(1))
  FBX32D(1)=FL32D(1)*COS(PI/2.0-BE3(1))-FB32D(1)*COS(BE3(1))+
*2.0*(FL3D(1)*SIN(PI/2.0-BE3(1))+FB3D(1)*SIN(BE3(1)))*BE3D(1)*
*QD(1)+(FB3(1)*COS(BE3(1))-FL3(1)*COS(PI/2.0-BE3(1)))*(BE3D(1)*
*QD(1))**2.0+(FL3(1)*SIN(PI/2.0-BE3(1))+FB3(1)*SIN(BE3(1)))*
*BE3D(1)*Q2D(1)+(FL3(1)*SIN(PI/2.0-BE3(1))+FB3(1)*SIN(BE3(1)))*
*BE32D(1)*QD(1)**2.0-MW3*RW3*((2.0*Q2D(1)**2.0+2.0*QD(1)*Q3D(1)-
*QD(1)**4.0)*COS(3.0*PI/2.0-Q(1))+5.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*
*SIN(3.0*PI/2.0-Q(1)))
  FBX42D(1)=FL42D(1)*COS(PI/2.0-BE4(1))-FB42D(1)*COS(BE4(1))+
*2.0*(FL4D(1)*SIN(PI/2.0-BE4(1))+FB4D(1)*SIN(BE4(1)))*BE4D(1)*
*QD(1)+(FB4(1)*COS(BE4(1))-FL4(1)*COS(PI/2.0-BE4(1)))*(BE4D(1)*
*QD(1))**2.0+(FL4(1)*SIN(PI/2.0-BE4(1))+FB4(1)*SIN(BE4(1)))*
*BE4D(1)*Q2D(1)+(FL4(1)*SIN(PI/2.0-BE4(1))+FB4(1)*SIN(BE4(1)))*
*BE42D(1)*QD(1)**2.0-MW4*RW4*((2.0*Q2D(1)**2.0+2.0*QD(1)*Q3D(1)-
*QD(1)**4.0)*COS(5.0*PI/2.0-Q(1))+5.0*QD(1)**2.0*Q2D(1)*
*SIN(5.0*PI/2.0-Q(1)))
C-----BLOĞUN ZB EKSENİ ETRAFINDA DÖNMESİ-----
  FI2D(1)=(MM(1)-MS(1)-S14(1)*(FS1(1)+FS4(1))*COS(A(1))*COS(P(1))-
*S23(1)*(FS2(1)+FS3(1))*COS(A(1))*COS(P(1))-HCG*(FBX1(1)+FBX2(1)+
*FBX3(1)+FBX4(1))*COS(A(1))*COS(P(1))-KTF*FI(1)-CTF*FID(1))/IBZ
  FI3D(1)=(MMD(1)-MSD(1)-(S14D(1)*(FS1(1)+FS4(1))+S14(1)*(FS1D(1)+
*FS4D(1))+S23D(1)*(FS2(1)+FS3(1))+S23(1)*(FS2D(1)+FS3D(1))+
*HCG*(FBX1D(1)+FBX2D(1)+FBX3D(1)+FBX4D(1)))*COS(A(1))*COS(P(1))+
*(S14(1)*(FS1(1)+FS4(1))+S23(1)*(FS2(1)+FS3(1))+HCG*(FBX1(1)+
*FBX2(1)+FBX3(1)+FBX4(1)))*(SIN(A(1))*AD(1)*COS(P(1))+
*COS(A(1))*SIN(P(1))*PD(1))-KTF*FID(1)-CTF*FI2D(1))/IBZ
  FI4D(1)=(MM2D(1)-MS2D(1)-(S142D(1)*(FS1(1)+FS4(1))+2.0*S14D(1)*
*(FS1D(1)+FS4D(1))+S14(1)*(FS12D(1)+FS42D(1))+S232D(1)*(FS2(1)+
*FS3(1))+2.0*S23D(1)*(FS2D(1)+FS3D(1))+S23(1)*(FS22D(1)+FS32D(1))+
*HCG*(FBX12D(1)+FBX22D(1)+FBX32D(1)+FBX42D(1)))*COS(A(1))*
*COS(P(1))+2.0*(S14D(1)*(FS1(1)+FS4(1))+S14(1)*(FS1D(1)+FS4D(1))+
*S23D(1)*(FS2(1)+FS3(1))+S23(1)*(FS2D(1)+FS3D(1))+HCG*(FBX1D(1)+
*FBX2D(1)+FBX3D(1)+FBX4D(1)))*(SIN(A(1))*AD(1)*COS(P(1))+
*COS(A(1))*SIN(P(1))*PD(1))+(S14(1)*(FS1(1)+FS4(1))+S23(1)*
*(FS2(1)+FS3(1))+HCG*(FBX1(1)+FBX2(1)+FBX3(1)+FBX4(1)))*
*(SIN(A(1))*A2D(1)*COS(P(1))+COS(A(1))*AD(1)**2.0*COS(P(1))+
*COS(A(1))*COS(P(1))*PD(1)**2.0+COS(A(1))*SIN(P(1))*P2D(1)-
*2.0*SIN(A(1))*AD(1)*SIN(P(1))*PD(1))-KTF*FI2D(1)-CTF*FI3D(1))/IBZ
CC-----BLOĞUN YB EKSENİ ETRAFINDA DÖNMESİ -----
  A2D(1)=(FBX1(1)*H1+FBX2(1)*H2-FBX3(1)*H3-FBX4(1)*H4-FS1(1)*H1-
*FS2(1)*H2+FS3(1)*H3+FS4(1)*H4)*COS(FI(1))*COS(P(1))-KTA*A(1)-
*CTA*AD(1))/IBY
  A3D(1)=((FBX1D(1)*H1+FBX2D(1)*H2-FBX3D(1)*H3-FBX4D(1)*H4-
*FS1D(1)*H1-FS2D(1)*H2+FS3D(1)*H3+FS4D(1)*H4)*COS(FI(1))*
*COS(P(1))-(FBX1(1)*H1+FBX2(1)*H2-FBX3(1)*H3-FBX4(1)*H4-
*FS1(1)*H1-FS2(1)*H2+FS3(1)*H3+FS4(1)*H4)*(SIN(FI(1))*FID(1)*
*COS(P(1))+COS(FI(1))*SIN(P(1))*PD(1))-KTA*AD(1)-CTA*A2D(1))/IBY
  A4D(1)=((FBX12D(1)*H1+FBX22D(1)*H2-FBX32D(1)*H3-FBX42D(1)*H4-
*FS12D(1)*H1-FS22D(1)*H2+FS32D(1)*H3+FS42D(1)*H4)*COS(FI(1))*
*COS(P(1))-2.0*(FBX1D(1)*H1+FBX2D(1)*H2-FBX3D(1)*H3-FBX4D(1)*H4-
*FS1D(1)*H1-FS2D(1)*H2+FS3D(1)*H3+FS4D(1)*H4)*(SIN(FI(1))*FID(1)*
*COS(P(1))+COS(FI(1))*SIN(P(1))*PD(1))-(FBX1(1)*H1+FBX2(1)*H2-
*FBX3(1)*H3-FBX4(1)*H4-FS1(1)*H1-FS2(1)*H2+FS3(1)*H3+FS4(1)*H4)*
*(COS(FI(1))*FID(1)**2.0*COS(P(1))+SIN(FI(1))*FI2D(1)*COS(P(1))-
*2.0*SIN(FI(1))*FID(1)*SIN(P(1))*PD(1)+COS(FI(1))*COS(P(1))*
*PD(1)**2.0+COS(FI(1))*SIN(P(1))*P2D(1))-KTA*A2D(1)-CTA*A3D(1))/IBY

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

C-----BLOĞUN XB EKSENİ ETRAFINDA DÖNMESİ -----
      P2D(1)=( (H1*(-FBy1(1)+FW1(1)-FM1(1)-FU1(1))+H2*(-FBy2(1)+FW2(1)-
      *FM2(1)-FU2(1))+H3*(FBy3(1)-FW3(1)+FM3(1)+FU3(1))+H4*(FBy4(1)-
      *FW4(1)+FM4(1)+FU4(1)))*COS(A(1))*COS(FI(1))-KTP*P(1)-
      *CTP*PD(1))/IBX
      P3D(1)=( (H1*(-FBy1D(1)+FW1D(1)-FM1D(1)-FU1D(1))+H2*(-FBy2D(1)+
      *FW2D(1)-FM2D(1)-FU2D(1))+H3*(FBy3D(1)-FW3D(1)+FM3D(1)+FU3D(1))+
      *H4*(FBy4D(1)-FW4D(1)+FM4D(1)+FU4D(1)))*COS(A(1))*COS(FI(1))-
      *(H1*(-FBy1(1)+FW1(1)-FM1(1)-FU1(1))+H2*(-FBy2(1)+FW2(1)-FM2(1)-
      *FU2(1))+H3*(FBy3(1)-FW3(1)+FM3(1)+FU3(1))+H4*(FBy4(1)-FW4(1)+
      *FM4(1)+FU4(1)))*(SIN(A(1))*AD(1)*COS(FI(1))+COS(A(1))*
      *SIN(FI(1))*FID(1))-KTP*PD(1)-CTP*P2D(1))/IBX
      P4D(1)=( (H1*(-FBy12D(1)+FW12D(1)-FM12D(1)-FU12D(1))+H2*(-
      *FBy22D(1)+FW22D(1)-FM22D(1)-FU22D(1))+H3*(FBy32D(1)-FW32D(1)+
      *FM32D(1)+FU32D(1))+H4*(FBy42D(1)-FW42D(1)+FM42D(1)+
      *FU42D(1)))*COS(A(1))*COS(FI(1))-2.0*(H1*(-FBy1D(1)+FW1D(1)-
      *FM1D(1)-FU1D(1))+H2*(-FBy2D(1)+FW2D(1)-FM2D(1)-FU2D(1))+H3*
      *(FBy3D(1)-FW3D(1)+FM3D(1)+FU3D(1))+H4*(FBy4D(1)-FW4D(1)+FM4D(1)+
      *FU4D(1)))*(SIN(A(1))*AD(1)*COS(FI(1))+COS(A(1))*SIN(FI(1))*
      *FID(1))-(H1*(-FBy1(1)+FW1(1)-FM1(1)-FU1(1))+H2*(-FBy2(1)+FW2(1)-
      *FM2(1)-FU2(1))+H3*(FBy3(1)-FW3(1)+FM3(1)+FU3(1))+H4*(FBy4(1)-
      *FW4(1)+FM4(1)+FU4(1)))*(COS(A(1))*AD(1)**2.0*COS(FI(1))+
      *SIN(A(1))*A2D(1)*COS(FI(1))-2.0*SIN(A(1))*AD(1)*SIN(FI(1))*
      *FID(1)+COS(A(1))*COS(FI(1))*FID(1)**2.0+COS(A(1))*SIN(FI(1))*
      *FI2D(1))-KTP*P2D(1)-CTP*P3D(1))/IBX
C-----BLOĞUN YB EKSENİNDEKİ ÖTELEMESİ-----
      YB2D(1)=( (FBy1(1)+FBy2(1)+FBy3(1)+FBy4(1))*COS(FI(1))*COS(P(1))+
      *(FBX1(1)+FBX2(1)+FBX3(1)+FBX4(1))*SIN(FI(1))*COS(P(1))+(FU1(1)+
      *FU2(1)+FU3(1)+FU4(1)+FM1(1)+FM2(1)+FM3(1)+FM4(1))*COS(FI(1))*
      *COS(P(1))-(FS1(1)+FS2(1)+FS3(1)+FS4(1))*SIN(FI(1))*COS(P(1))-
      *(FW1(1)+FW2(1)+FW3(1)+FW4(1))*COS(FI(1))*COS(P(1))-KTY*YB(1)-
      *CTY*YBD(1))/MB
      YB3D(1)=( (FBy1D(1)+FBy2D(1)+FBy3D(1)+FBy4D(1)+FU1D(1)+FU2D(1)+
      *FU3D(1)+FU4D(1)+FM1D(1)+FM2D(1)+FM3D(1)+FM4D(1)-FW1D(1)-FW2D(1)-
      *FW3D(1)-FW4D(1))*COS(FI(1))*COS(P(1))-(FBy1(1)+FBy2(1)+FBy3(1)+
      *FBy4(1)+FU1(1)+FU2(1)+FU3(1)+FU4(1)+FM1(1)+FM2(1)+FM3(1)+FM4(1)-
      *FW1(1)-FW2(1)-FW3(1)-FW4(1))*(SIN(FI(1))*FID(1)*COS(P(1))+
      *COS(FI(1))*SIN(P(1))*PD(1))+(FBX1D(1)+FBX2D(1)+FBX3D(1)+
      *FBX4D(1)-FS1D(1)-FS2D(1)-FS3D(1)-FS4D(1))*SIN(FI(1))*COS(P(1))+
      *(FBX1(1)+FBX2(1)+FBX3(1)+FBX4(1)-FS1(1)-FS2(1)-FS3(1)-FS4(1))*
      *(COS(FI(1))*FID(1)*COS(P(1))-SIN(FI(1))*SIN(P(1))*PD(1))-
      *KTY*YBD(1)-CTY*YB2D(1))/MB
      YB4D(1)=( (FBy12D(1)+FBy22D(1)+FBy32D(1)+FBy42D(1)+FU12D(1)+
      *FU22D(1)+FU32D(1)+FU42D(1)+FM12D(1)+FM22D(1)+FM32D(1)+FM42D(1)-
      *FW12D(1)-FW22D(1)-FW32D(1)-FW42D(1))*COS(FI(1))*COS(P(1))-
      *2.0*(FBy1D(1)+FBy2D(1)+FBy3D(1)+FBy4D(1)+FU1D(1)+FU2D(1)+FU3D(1)+
      *FU4D(1)+FM1D(1)+FM2D(1)+FM3D(1)+FM4D(1)-FW1D(1)-FW2D(1)-FW3D(1)-
      *FW4D(1))*(SIN(FI(1))*FID(1)*COS(P(1))+COS(FI(1))*COS(P(1))*
      *PD(1))-(FBy1(1)+FBy2(1)+FBy3(1)+FBy4(1)+FU1(1)+FU2(1)+FU3(1)+
      *FU4(1)+FM1(1)+FM2(1)+FM3(1)+FM4(1)-FW1(1)-FW2(1)-FW3(1)-FW4(1))*
      *(COS(FI(1))*FID(1)**2.0*COS(P(1))+SIN(FI(1))*FI2D(1)*COS(P(1))-
      *2.0*SIN(FI(1))*FID(1)*SIN(P(1))*PD(1)+COS(FI(1))*COS(P(1))*
      *PD(1)**2.0+COS(FI(1))*SIN(P(1))*P2D(1))+(FBX12D(1)+FBX22D(1)+
      *FBX32D(1)+FBX42D(1)-FS12D(1)-FS22D(1)-FS32D(1)-FS42D(1))*
      *SIN(FI(1))*COS(P(1))+2.0*(FBX1D(1)+FBX2D(1)+FBX3D(1)+FBX4D(1)-
      *FS1D(1)-FS2D(1)-FS3D(1)-FS4D(1))*(COS(FI(1))*FID(1)*COS(P(1))-
      *SIN(FI(1))*SIN(P(1))*PD(1))+(FBX1(1)+FBX2(1)+FBX3(1)+FBX4(1)-
      *FS1(1)-FS2(1)-FS3(1)-FS4(1))*(-SIN(FI(1))*FID(1)**2.0*COS(P(1))+

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      *COS(FI(1))*FI2D(1)*COS(P(1))-2.0*COS(FI(1))*FID(1)*SIN(P(1))*
      *PD(1)-SIN(FI(1))*COS(P(1))*PD(1)**2.0-SIN(FI(1))*SIN(P(1))*
      *P2D(1))-KTY*YB2D(1)-CTY*YB3D(1))/MB
C----- BLOĞUN XB EKSENİNDEKİ ÖTELEMESİ -----
      XB2D(1)=(FBX1(1)+FBX2(1)+FBX3(1)+FBX4(1))*COS(FI(1))*COS(A(1))-
      *(FBY1(1)+FBY2(1)+FBY3(1)+FBY4(1))*SIN(FI(1))*COS(A(1))-(FU1(1)+
      *FU2(1)+FU3(1)+FU4(1)+FM1(1)+FM2(1)+FM3(1)+FM4(1))*SIN(FI(1))*
      *COS(A(1))-(FS1(1)+FS2(1)+FS3(1)+FS4(1))*COS(FI(1))*COS(A(1))+
      *(FW1(1)+FW2(1)+FW3(1)+FW4(1))*SIN(FI(1))*COS(A(1))-KTX*XB(1)-
      *CTX*XBD(1))/MB
      XB3D(1)=(FBX1D(1)+FBX2D(1)+FBX3D(1)+FBX4D(1)-FS1D(1)-FS2D(1)-
      *FS3D(1)-FS4D(1))*COS(FI(1))*COS(A(1))-(FBX1(1)+FBX2(1)+FBX3(1)+
      *FBX4(1)-FS1(1)-FS2(1)-FS3(1)-FS4(1))*(SIN(FI(1))*FID(1))*
      *COS(A(1))+COS(FI(1))*SIN(A(1))*AD(1)+(FW1D(1)+FW2D(1)+FW3D(1)+
      *FW4D(1)-FU1D(1)-FU2D(1)-FU3D(1)-FU4D(1)-FM1D(1)-FM2D(1)-FM3D(1)-
      *FM4D(1)-FBY1D(1)-FBY2D(1)-FBY3D(1)-FBY4D(1))*SIN(FI(1))*
      *COS(A(1))+(FW1(1)+FW2(1)+FW3(1)+FW4(1)-FU1(1)-FU2(1)-FU3(1)-
      *FU4(1)-FM1(1)-FM2(1)-FM3(1)-FM4(1)-FBY1(1)-FBY2(1)-FBY3(1)-
      *FBY4(1))*(COS(FI(1))*FID(1)*COS(A(1))-SIN(FI(1))*
      *SIN(A(1))*AD(1))-KTX*XBD(1)-CTX*XB2D(1))/MB
      XB4D(1)=(FBX12D(1)+FBX22D(1)+FBX32D(1)+FBX42D(1)-FS12D(1)-
      *FS22D(1)-FS32D(1)-FS42D(1))*COS(FI(1))*COS(A(1))-2.0*(FBX1D(1)+
      *FBX2D(1)+FBX3D(1)+FBX4D(1)-FS1D(1)-FS2D(1)-FS3D(1)-FS4D(1))*
      *(SIN(FI(1))*FID(1)*COS(A(1))+COS(FI(1))*SIN(A(1))*AD(1))-
      *(FBX1(1)+FBX2(1)+FBX3(1)+FBX4(1)-FS1(1)-FS2(1)-FS3(1)-FS4(1))*
      *(COS(FI(1))*FID(1)**2.0*COS(A(1))+SIN(FI(1))*FI2D(1)*COS(A(1))-
      *2.0*SIN(FI(1))*FID(1)*SIN(A(1))*AD(1)+COS(FI(1))*COS(A(1))*
      *AD(1)**2.0+COS(FI(1))*SIN(A(1))*A2D(1))+(FW12D(1)+FW22D(1)+
      *FW32D(1)+FW42D(1)-FU12D(1)-FU22D(1)-FU32D(1)-FU42D(1)-FM12D(1)-
      *FM22D(1)-FM32D(1)-FM42D(1)-FBY12D(1)-FBY22D(1)-FBY32D(1)-
      *FBY42D(1))*SIN(FI(1))*COS(A(1))+2.0*(FW1D(1)+FW2D(1)+FW3D(1)+
      *FW4D(1)-FU1D(1)-FU2D(1)-FU3D(1)-FU4D(1)-FM1D(1)-FM2D(1)-FM3D(1)-
      *FM4D(1)-FBY1D(1)-FBY2D(1)-FBY3D(1)-FBY4D(1))*(COS(FI(1))*FID(1))*
      *COS(A(1))-SIN(FI(1))*SIN(A(1))*AD(1))+(FW1(1)+FW2(1)+FW3(1)+
      *FW4(1)-FU1(1)-FU2(1)-FU3(1)-FU4(1)-FM1(1)-FM2(1)-FM3(1)-FM4(1)-
      *FBY1(1)-FBY2(1)-FBY3(1)-FBY4(1))*(-SIN(FI(1))*FID(1)**2.0*
      *COS(A(1))+COS(FI(1))*FI2D(1)*COS(A(1))-2.0*COS(FI(1))*FID(1)*
      *SIN(A(1))*AD(1)-SIN(FI(1))*COS(A(1))*AD(1)**2.0-SIN(FI(1))*
      *SIN(A(1))*A2D(1))-KTX*XB2D(1)-CTX*XB3D(1))/MB
C----- BLOĞUN ZB EKSENİNDEKİ ÖTELEMESİ -----
      ZB2D(1)=(FBI1(1)+FBI2(1)+FBI3(1)+FBI4(1)+FU1(1)+FU2(1)+FU3(1)+
      *FU4(1)+FM1(1)+FM2(1)+FM3(1)+FM4(1)-FW1(1)-FW2(1)-FW3(1)-FW4(1))*
      *SIN(P(1))*COS(A(1))+(FS1(1)+FS2(1)+FS3(1)+FS4(1))*SIN(A(1))*
      *COS(P(1))-KTZ*ZB(1)-CTZ*ZBD(1))/MB
      ZB3D(1)=(FBI1D(1)+FBI2D(1)+FBI3D(1)+FBI4D(1)+FU1D(1)+FU2D(1)+
      *FU3D(1)+FU4D(1)+FM1D(1)+FM2D(1)+FM3D(1)+FM4D(1)-FW1D(1)-FW2D(1)-
      *FW3D(1)-FW4D(1))*SIN(P(1))*COS(A(1))+(FBI1(1)+FBI2(1)+FBI3(1)+
      *FBI4(1)+FU1(1)+FU2(1)+FU3(1)+FU4(1)+FM1(1)+FM2(1)+FM3(1)+FM4(1)-
      *FW1(1)-FW2(1)-FW3(1)-FW4(1))*(COS(P(1))*PD(1)*COS(A(1))-
      *SIN(P(1))*SIN(A(1))*AD(1))+(FS1D(1)+FS2D(1)+FS3D(1)+FS4D(1))*
      *SIN(A(1))*COS(P(1))+(FS1(1)+FS2(1)+FS3(1)+FS4(1))*(COS(A(1))*
      *AD(1)*COS(P(1))-SIN(A(1))*SIN(P(1))*PD(1))-KTZ*ZBD(1)-
      *CTZ*ZB2D(1))/MB
      ZB4D(1)=(FBI12D(1)+FBI22D(1)+FBI32D(1)+FBI42D(1)+FU12D(1)+
      *FU22D(1)+FU32D(1)+FU42D(1)+FM12D(1)+FM22D(1)+FM32D(1)+FM42D(1)-
      *FW12D(1)-FW22D(1)-FW32D(1)-FW42D(1))*SIN(P(1))*COS(A(1))+2.0*
      *(FBI1D(1)+FBI2D(1)+FBI3D(1)+FBI4D(1)+FU1D(1)+FU2D(1)+FU3D(1)+
      *FU4D(1)+FM1D(1)+FM2D(1)+FM3D(1)+FM4D(1)-FW1D(1)-FW2D(1)-FW3D(1)-

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*FW4D(1))*(COS(P(1))*PD(1)*COS(A(1))-SIN(P(1))*SIN(A(1))*AD(1))+
*(FBY1(1)+FBy2(1)+FBy3(1)+FBy4(1)+FU1(1)+FU2(1)+FU3(1)+FU4(1)+
*FM1(1)+FM2(1)+FM3(1)+FM4(1)-FW1(1)-FW2(1)-FW3(1)-FW4(1))*
*(-SIN(P(1))*PD(1)**2.0*COS(A(1))+COS(P(1))*P2D(1)*COS(A(1))-
*2.0*COS(P(1))*PD(1)*SIN(A(1))*AD(1)-SIN(P(1))*COS(A(1))*
*AD(1)**2.0-SIN(P(1))*SIN(A(1))*A2D(1))+(FS12D(1)+FS22D(1)+
*FS32D(1)+FS42D(1))*SIN(A(1))*COS(P(1))+2.0*(FS1D(1)+FS2D(1)+
*FS3D(1)+FS4D(1))*(COS(A(1))*AD(1)*COS(P(1))-SIN(A(1))*SIN(P(1))*
*PD(1))+(FS1(1)+FS2(1)+FS3(1)+FS4(1))*(-SIN(A(1))*AD(1)**2.0*
*COS(P(1))+COS(A(1))*A2D(1)*COS(P(1))-2.0*COS(A(1))*AD(1)*
*SIN(P(1))*PD(1)-SIN(A(1))*COS(P(1))*PD(1)**2.0-SIN(A(1))*
*SIN(P(1))*P2D(1))-KTZ*ZB2D(1)-CTZ*ZB3D(1))/MB
C-----TAKOZLARDAKİ TOPLAM YER DEĞİŞTİRMELER-----
XTR(1)=XB(1)+(RX-RF*COS(KF+FI(1)))+(RX-RA*SIN(GM-A(1)))
XTL(1)=XB(1)+(RF*COS(KF-FI(1))-RX)+(RA*SIN(GM+A(1))-RX)
YTR(1)=YB(1)-(RF*SIN(KF+FI(1))-RY)-(RP*SIN(V+P(1))-RY)
YTL(1)=YB(1)+(RY-RF*SIN(KF-FI(1)))-(RP*SIN(V+P(1))-RY)
ZTR(1)=ZB(1)-(HF-RP*COS(V+P(1)))+(RA*COS(GM-A(1))-HF)
ZTL(1)=ZB(1)-(HF-RP*COS(V+P(1)))-(HF-RA*COS(GM+A(1)))
XTB(1)=XB(1)-SB*SIN(FI(1))-HB*SIN(A(1))
YTB(1)=YB(1)-(SB-SB*COS(FI(1)))+(RPB*SIN(OM+P(1))-SB)
ZTB(1)=ZB(1)+(HB-RPB*COS(OM+P(1)))+(HB-HB*COS(A(1)))
C----- TAKOZLARDAKİ TOPLAM YER DEĞİŞTİRMELERİN TÜREVLERİ--
XTRD(1)=XBD(1)+FID(1)*RF*SIN(KF+FI(1))+AD(1)*RA*COS(GM-A(1))
XTLD(1)=XBD(1)+FID(1)*RF*SIN(KF-FI(1))+AD(1)*RA*COS(GM+A(1))
YTRD(1)=YBD(1)-FID(1)*RF*COS(KF+FI(1))-PD(1)*RP*COS(V+P(1))
YTLD(1)=YBD(1)+FID(1)*RF*COS(KF-FI(1))-PD(1)*RP*COS(V+P(1))
ZTRD(1)=ZBD(1)-PD(1)*RP*SIN(V+P(1))+AD(1)*RA*SIN(GM-A(1))
ZTLD(1)=ZBD(1)-PD(1)*RP*SIN(V+P(1))-AD(1)*RA*SIN(GM+A(1))
XTBD(1)=XBD(1)-SB*FID(1)*COS(FI(1))-HB*AD(1)*COS(A(1))
YTBD(1)=YBD(1)-FID(1)*SB*SIN(FI(1))+PD(1)*RPB*COS(OM+P(1))
ZTBD(1)=ZBD(1)+PD(1)*RPB*SIN(OM+P(1))+AD(1)*HB*SIN(A(1))
C-----TAKOZ İLETİM KUVVETLERİ-----
FTRX(1)=KX*XTR(1)+CX*XTRD(1)
FTLX(1)=KX*XTL(1)+CX*XTLD(1)
FTRY(1)=KY*YTR(1)+CY*YTRD(1)
FTLY(1)=KY*YTL(1)+CY*YTLD(1)
FTRZ(1)=KZ*ZTR(1)+CZ*ZTRD(1)
FTLZ(1)=KZ*ZTL(1)+CZ*ZTLD(1)
FTBX(1)=KBX*XTB(1)+CBX*XTBD(1)
FTBY(1)=KBY*YTB(1)+CBY*YTBD(1)
FTBZ(1)=KBZ*ZTB(1)+CBZ*ZTBD(1)

END DO

C      DO M=1,20
C      YAY(M)=15000*(M*1.0)
C      DO K=1,20
C      DAMP(K)=150*(K*1.0)

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

C-----TORSİYONEL YAY VE DAMPER SABİTLERİ-----
      KTF=15000.0
      KTA=15000.0
      KTP=15000.0
      KTX=300000.0
      KTY=300000.0
      KTZ=500000.0
      CTF=300.0
      CTA=150.0
      CTP=150.0
      CTX=600.0
      CTY=1500.0
      CTZ=300.0
      TR=0.0
C%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%DİĞER ZAMAN ARALIKLARI İÇİN ÇÖZÜM%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

C      PRINT*,M,K
      DO I=2,TS
      PRINT*,I
      Q(I)=Q(I-1)+QD(I-1)*DT+Q2D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *Q3D(I-1)*DT**3.0/6.0+Q4D(I-1)*DT**4.0/24.0
      QD(I)=QD(I-1)+Q2D(I-1)*DT+Q3D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *Q4D(I-1)*DT**3.0/6.0
      FI(I)=FI(I-1)+FID(I-1)*DT+FI2D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *FI3D(I-1)*DT**3.0/6.0+FI4D(I-1)*DT**4.0/24.0
      FID(I)=FID(I-1)+FI2D(I-1)*DT+FI3D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *FI4D(I-1)*DT**3.0/6.0
      A(I)=A(I-1)+AD(I-1)*DT+A2D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *A3D(I-1)*DT**3.0/6.0+A4D(I-1)*DT**4.0/24.0
      AD(I)=AD(I-1)+A2D(I-1)*DT+A3D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *A4D(I-1)*DT**3.0/6.0
      P(I)=P(I-1)+PD(I-1)*DT+P2D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *P3D(I-1)*DT**3.0/6.0+P4D(I-1)*DT**4.0/24.0
      PD(I)=PD(I-1)+P2D(I-1)*DT+P3D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *P4D(I-1)*DT**3.0/6.0
      YB(I)=YB(I-1)+YBD(I-1)*DT+YB2D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *YB3D(I-1)*DT**3.0/6.0+YB4D(I-1)*DT**4.0/24.0
      YBD(I)=YBD(I-1)+YB2D(I-1)*DT+YB3D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *YB4D(I-1)*DT**3.0/6.0
      XB(I)=XB(I-1)+XBD(I-1)*DT+XB2D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *XB3D(I-1)*DT**3.0/6.0+XB4D(I-1)*DT**4.0/24.0
      XBD(I)=XBD(I-1)+XB2D(I-1)*DT+XB3D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *XB4D(I-1)*DT**3.0/6.0
      ZB(I)=ZB(I-1)+ZBD(I-1)*DT+ZB2D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *ZB3D(I-1)*DT**3.0/6.0+ZB4D(I-1)*DT**4.0/24.0
      ZBD(I)=ZBD(I-1)+ZB2D(I-1)*DT+ZB3D(I-1)*DT**2.0/2.0+
      *ZB4D(I-1)*DT**3.0/6.0

      DO J=1,100

C-----KARTER BASINCI-----
      FCH(I)=101325.0*APS
      FCHD(I)=0.0
      FCH2D(I)=0.0

      IF (QD(I).LT.1.0) THEN

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      MS(I)=50.0
      ELSE
      MS(I)=0.0
      END IF
      IF((Q(I).GT.QYUK).AND.(LYUK)) THEN
      DO N=I,TS
      MQ(N)=YUK
      END DO
      LYUK=.FALSE.
      END IF
C      IF(QD(I).GT.750.0) THEN
C      GOTO 88
C      END IF
C-----FOURIER FIT İŞLEMİNİN PERFORMANSI-----
C      DO N=1,CDS
C      Q(N)=KA(N)*PI/180.0
C      FW1(N)=0.0
C      A0=AILK
C      PTOT=0.0
C      SSE=0.0
C      DO L=1,FKA
C      IF(L.GT.1.0) THEN
C      A0=0.0
C      END IF
C      FW1(N)=FW1(N)+(A0/2.0+AF(L)*COS(L*Q(N)/FDB)+
C      *BF(L)*SIN(L*Q(N)/FDB))
C      end do
C      write(14,33)Q(N)*180/PI,FW1(N),PS(N)
C      END DO
C      DO N=1,CDS
C      PTOT=PTOT+FW1(N)
C      END DO
C      PORT=PTOT/CDS
C      DO N=1,CDS
C      SM=SM+(PS(N)-PORT)**2.0
C      SSE=SSE+(PS(N)-FW1(N))**2.0
C      END DO
C      RR=(SM-SSE)/SM
C      PRINT*,RR,PORT,PTOT
C      STOP
C---GAZ BASINÇ KUVVETLERİ-----
      FW1(I)=0.0
      FW1D(I)=0.0
      FW12D(I)=0.0
      FW2(I)=0.0
      FW2D(I)=0.0
      FW22D(I)=0.0
      FW3(I)=0.0
      FW3D(I)=0.0
      FW32D(I)=0.0
      FW4(I)=0.0
      FW4D(I)=0.0
      FW42D(I)=0.0
      A0=AILK
      DO L=1,FKA
      IF(L.GT.1.0) THEN
      A0=0.0
      END IF

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      FW1(I)=FW1(I)+(A0/2.0+AF(L)*COS(L*Q(I)/FDB)+
      *BF(L)*SIN(L*Q(I)/FDB))*APS*1000.0
      FW1D(I)=FW1D(I)+(QD(I)/FDB)*(-L*AF(L)*SIN(L*Q(I)/FDB)+
      *L*BF(L)*COS(L*Q(I)/FDB))*APS*1000.0
      FW12D(I)=FW12D(I)+(Q2D(I)/FDB)*(-L*AF(L)*SIN(L*Q(I)/FDB)+
      *L*BF(L)*COS(L*Q(I)/FDB))*APS*1000.0+(QD(I)/FDB)**2.0*(-
      *L**2.0*AF(L)*COS(L*Q(I)/FDB)-
      *L**2.0*BF(L)*SIN(L*Q(I)/FDB))*APS*1000.0
      FW2(I)=FW2(I)+(A0/2.0+AF(L)*COS(L*(Q(I)-3.0*PI)/FDB)+
      *BF(L)*SIN(L*(Q(I)-3.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
      FW2D(I)=FW2D(I)+(QD(I)/FDB)*(-L*AF(L)*SIN(L*(Q(I)-3.0*PI)/FDB)+
      *L*BF(L)*COS(L*(Q(I)-3.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
      FW22D(I)=FW22D(I)+(Q2D(I)/FDB)*(-L*AF(L)*SIN(L*(Q(I)-3.0*PI)/FDB)+
      *L*BF(L)*COS(L*(Q(I)-3.0*PI)/FDB))*APS*1000.0+(QD(I)/FDB)**2.0*(-
      *L**2.0*AF(L)*COS(L*(Q(I)-3.0*PI)/FDB)-
      *L**2.0*BF(L)*SIN(L*(Q(I)-3.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
      FW3(I)=FW3(I)+(A0/2.0+AF(L)*COS(L*(Q(I)-PI)/FDB)+
      *BF(L)*SIN(L*(Q(I)-PI)/FDB))*APS*1000.0
      FW3D(I)=FW3D(I)+(QD(I)/FDB)*(-L*AF(L)*SIN(L*(Q(I)-PI)/FDB)+
      *L*BF(L)*COS(L*(Q(I)-PI)/FDB))*APS*1000.0
      FW32D(I)=FW32D(I)+(Q2D(I)/FDB)*(-L*AF(L)*SIN(L*(Q(I)-PI)/FDB)+
      *L*BF(L)*COS(L*(Q(I)-PI)/FDB))*APS*1000.0+(QD(I)/FDB)**2.0*(-
      *L**2.0*AF(L)*COS(L*(Q(I)-PI)/FDB)-
      *L**2.0*BF(L)*SIN(L*(Q(I)-PI)/FDB))*APS*1000.0
      FW4(I)=FW4(I)+(A0/2.0+AF(L)*COS(L*(Q(I)-2.0*PI)/FDB)+
      *BF(L)*SIN(L*(Q(I)-2.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
      FW4D(I)=FW4D(I)+(QD(I)/FDB)*(-L*AF(L)*SIN(L*(Q(I)-2.0*PI)/FDB)+
      *L*BF(L)*COS(L*(Q(I)-2.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
      FW42D(I)=FW42D(I)+(Q2D(I)/FDB)*(-L*AF(L)*SIN(L*(Q(I)-2.0*PI)/FDB)+
      *L*BF(L)*COS(L*(Q(I)-2.0*PI)/FDB))*APS*1000.0+(QD(I)/FDB)**2.0*(-
      *L**2.0*AF(L)*COS(L*(Q(I)-2.0*PI)/FDB)-
      *L**2.0*BF(L)*SIN(L*(Q(I)-2.0*PI)/FDB))*APS*1000.0
      END DO
C-----TEKLEME-----

C      IF((Q(I).GT.64.4).AND.(Q(I).LT.67.6)) THEN
C      IF(Q(I).GT.64.4) THEN
C      FW3(I)=FW3(I)/1.9
C      FW3D(I)=(FW3(I)-FW3(I-1))/DT
C      FW32D(I)=(FW3(I)-2.0*FW3(I-1)+FW3(I-2))/DT**2.0
C      END IF
C      IF(Q(I).GT.110.0) THEN
C      MQ(I)=118
C      END IF
C----- BİYEL AÇILARI -----
      BE1(I)=ASIN(R*SIN(Q(I))/LAM)
      BE2(I)=ASIN(R*SIN(Q(I)-3.0*PI)/LAM)
      BE3(I)=ASIN(R*SIN(Q(I)-PI)/LAM)
      BE4(I)=ASIN(R*SIN(Q(I)-2.0*PI)/LAM)
C----- BİYEL AÇILARININ 1. TÜREVLERİ -----
      BE1D(I)=(R/LAM)*(COS(Q(I))/COS(BE1(I)))
      BE2D(I)=R*COS(Q(I)-3.0*PI)/(COS(BE2(I))*LAM)
      BE3D(I)=(R/LAM)*(COS(Q(I)-PI)/COS(BE3(I)))
      BE4D(I)=(R/LAM)*(COS(Q(I)-2.0*PI)/COS(BE4(I)))

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

C----- BİYEL AÇILARININ 2. TÜREVLERİ □-----
      BE12D(I)=(-R*SIN(Q(I))*LAM*COS(BE1(I))+R*LAM*SIN(BE1(I))*BE1D(I)*
      *COS(Q(I)))/((LAM**2.0)*(COS(BE1(I)))**2.0)
      BE22D(I)=(-R*SIN(Q(I)-3.0*PI)*LAM*COS(BE2(I))+R*LAM*SIN(BE2(I))*
      *BE2D(I)*COS(Q(I)-3.0*PI))/((LAM**2.0)*(COS(BE2(I)))**2.0)
      BE32D(I)=(-R*SIN(Q(I)-PI)*LAM*COS(BE3(I))+R*LAM*SIN(BE3(I))*
      *BE3D(I)*COS(Q(I)-PI))/((LAM**2.0)*(COS(BE3(I)))**2.0)
      BE42D(I)=(-R*SIN(Q(I)-2.0*PI)*LAM*COS(BE4(I))+R*LAM*SIN(BE4(I))*
      *BE4D(I)*COS(Q(I)-2.0*PI))/((LAM**2.0)*(COS(BE4(I)))**2.0)
C----- BİYEL AÇILARININ 3. TÜREVLERİ □-----
      BE13D(I)=(-R*COS(Q(I))*LAM*COS(BE1(I))+R*SIN(Q(I))*LAM*
      *SIN(BE1(I))*BE1D(I)+LAM*COS(BE1(I))*BE1D(I)*BE1D(I)*R*COS(Q(I))+
      *LAM*SIN(BE1(I))*BE12D(I)*R*COS(Q(I))-LAM*SIN(BE1(I))*
      *BE1D(I)*R*SIN(Q(I)))/((LAM*COS(BE1(I)))**2.0)+(-R*SIN(Q(I))*LAM*
      *COS(BE1(I))+LAM*SIN(BE1(I))*BE1D(I)*R*COS(Q(I)))*2.0*LAM*
      *SIN(BE1(I))*BE1D(I)*(LAM*COS(BE1(I)))**(-3.0)
      BE23D(I)=(-R*COS(Q(I)-3.0*PI)*LAM*COS(BE2(I))+R*SIN(Q(I)-
      *3.0*PI)*LAM*SIN(BE2(I))*BE2D(I)+LAM*COS(BE2(I))*BE2D(I)*BE2D(I)*
      *R*COS(Q(I)-3.0*PI)+LAM*SIN(BE2(I))*BE22D(I)*R*COS(Q(I)-
      *3.0*PI)-LAM*SIN(BE2(I))*BE2D(I)*R*SIN(Q(I)-3.0*PI))/
      *(LAM*COS(BE2(I)))**2.0+(-R*SIN(Q(I)-3.0*PI)*LAM*COS(BE2(I))+
      *LAM*SIN(BE2(I))*BE2D(I)*R*COS(Q(I)-3.0*PI))*2.0*LAM*
      *SIN(BE2(I))*BE2D(I)*(LAM*COS(BE2(I)))**(-3.0)
      BE33D(I)=(-R*COS(Q(I)-PI)*LAM*COS(BE3(I))+R*SIN(Q(I)-PI)*LAM*
      *SIN(BE3(I))*BE3D(I)+LAM*COS(BE3(I))*BE3D(I)*BE3D(I)*R*COS(Q(I)-
      *PI)+LAM*SIN(BE3(I))*BE32D(I)*R*COS(Q(I)-PI)-LAM*SIN(BE3(I))*
      *BE3D(I)*R*SIN(Q(I)-PI))/((LAM*COS(BE3(I)))**2.0)+
      *(-R*SIN(Q(I)-PI)*LAM*COS(BE3(I))+LAM*SIN(BE3(I))*BE3D(I)*R*
      *COS(Q(I)-PI))*2.0*LAM*SIN(BE3(I))*BE3D(I)*
      *(LAM*COS(BE3(I)))**(-3.0)
      BE43D(I)=(-R*COS(Q(I)-2.0*PI)*LAM*COS(BE4(I))+R*SIN(Q(I)-
      *2.0*PI)*LAM*SIN(BE4(I))*BE4D(I)+LAM*COS(BE4(I))*BE4D(I)*
      *BE4D(I)*R*COS(Q(I)-2.0*PI)+LAM*SIN(BE4(I))*BE42D(I)*
      *R*COS(Q(I)-2.0*PI)-LAM*SIN(BE4(I))*BE4D(I)*R*SIN(Q(I)-
      *2.0*PI))/((LAM*COS(BE4(I)))**2.0)+(-R*SIN(Q(I)-2.0*PI)*LAM*
      *COS(BE4(I))+LAM*SIN(BE4(I))*BE4D(I)*R*COS(Q(I)-2.0*PI))*2.0*LAM*
      *SIN(BE4(I))*BE4D(I)*(LAM*COS(BE4(I)))**(-3.0)
CC----- BİYEL AÇILARININ 4. TÜREVLERİ □-----
      BE14D(I)=R*(SIN(Q(I))*COS(BE1(I))*COS(BE1(I))+
      *BE1D(I)*COS(Q(I))*SIN(BE1(I))*(-3.0*COS(BE1(I))+
      *5.0*COS(BE1(I))*(BE1D(I)**2.0)+6.0*SIN(BE1(I))*BE12D(I))+
      *BE1D(I)*COS(BE1(I))*(-3.0*SIN(Q(I))*COS(BE1(I))*BE1D(I)+
      *3.0*COS(BE1(I))*COS(Q(I))*BE12D(I))-3.0*SIN(Q(I))*
      *COS(BE1(I))*SIN(BE1(I))*BE12D(I)+COS(Q(I))*COS(BE1(I))*
      *SIN(BE1(I))*BE13D(I))*(COS(BE1(I)))**(-3.0))/LAM+
      *6.0*R*(-SIN(Q(I))*COS(BE1(I))+SIN(BE1(I))*COS(Q(I))*
      *BE1D(I))*(COS(BE1(I)))**(-4.0))*((SIN(BE1(I))*
      *BE1D(I))**2.0)/LAM
      BE24D(I)=R*(SIN(Q(I)-3.0*PI)*COS(BE2(I))*COS(BE2(I))+
      *BE2D(I)*COS(Q(I)-3.0*PI)*SIN(BE2(I))*(-3.0*COS(BE2(I))+
      *5.0*COS(BE2(I))*(BE2D(I)**2.0)+6.0*SIN(BE2(I))*BE22D(I))+
      *BE2D(I)*COS(BE2(I))*(-3.0*SIN(Q(I)-3.0*PI)*COS(BE2(I))*BE2D(I)+
      *3.0*COS(BE2(I))*COS(Q(I)-3.0*PI)*BE22D(I))-3.0*SIN(Q(I)-3.0*PI)*
      *COS(BE2(I))*SIN(BE2(I))*BE22D(I)+COS(Q(I)-3.0*PI)*COS(BE2(I))*
      *SIN(BE2(I))*BE23D(I))*(COS(BE2(I)))**(-3.0))/LAM+
      *6.0*R*(-SIN(Q(I)-3.0*PI)*COS(BE2(I))+SIN(BE2(I))*
      *COS(Q(I)-3.0*PI)*BE2D(I))*(COS(BE2(I)))**(-4.0))*((SIN(BE2(I))*
      *BE2D(I))**2.0)/LAM

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      BE34D(I)=R*(SIN(Q(I)-PI)*COS(BE3(I))*COS(BE3(I))+
      *BE3D(I)*COS(Q(I)-PI)*SIN(BE3(I))*(-3.0*COS(BE3(I))+
      *5.0*COS(BE3(I))*(BE3D(I)**2.0)+6.0*SIN(BE3(I))*BE32D(I))+
      *BE3D(I)*COS(BE3(I))*(-3.0*SIN(Q(I)-PI)*COS(BE3(I))*BE3D(I)+
      *3.0*COS(BE3(I))*COS(Q(I)-PI)*BE32D(I))-3.0*SIN(Q(I)-PI)*
      *COS(BE3(I))*SIN(BE3(I))*BE32D(I)+COS(Q(I)-PI)*COS(BE3(I))*
      *SIN(BE3(I))*BE33D(I))*(COS(BE3(I))**(-3.0))/LAM+
      *6.0*R*(-SIN(Q(I)-PI)*COS(BE3(I))+SIN(BE3(I))*
      *COS(Q(I)-PI)*BE3D(I))*(COS(BE3(I))**(-4.0))*((SIN(BE3(I))*
      *BE3D(I))**2.0)/LAM
      BE44D(I)=R*(SIN(Q(I)-2.0*PI)*COS(BE4(I))*COS(BE4(I))+
      *BE4D(I)*COS(Q(I)-2.0*PI)*SIN(BE4(I))*(-3.0*COS(BE4(I))+
      *5.0*COS(BE4(I))*(BE4D(I)**2.0)+6.0*SIN(BE4(I))*BE42D(I))+
      *BE4D(I)*COS(BE4(I))*(-3.0*SIN(Q(I)-2.0*PI)*COS(BE4(I))*BE4D(I)+
      *3.0*COS(BE4(I))*COS(Q(I)-2.0*PI)*BE42D(I))-3.0*SIN(Q(I)-2.0*PI)*
      *COS(BE4(I))*SIN(BE4(I))*BE42D(I)+COS(Q(I)-2.0*PI)*COS(BE4(I))*
      *SIN(BE4(I))*BE43D(I))*(COS(BE4(I))**(-3.0))/LAM+
      *6.0*R*(-SIN(Q(I)-2.0*PI)*COS(BE4(I))+SIN(BE4(I))*
      *COS(Q(I)-2.0*PI)*BE4D(I))*(COS(BE4(I))**(-4.0))*((SIN(BE4(I))*
      *BE4D(I))**2.0)/LAM
C----- PİSTON İLE KRANK MERKEZİ ARASINDAKİ MESAFE -----
      Y1(I)=R+LAM-(R*COS(Q(I))+LAM*COS(BE1(I)))
      Y2(I)=R+LAM-(R*COS(Q(I)-3.0*PI)+LAM*COS(BE2(I)))
      Y3(I)=R+LAM-(R*COS(Q(I)-PI)+LAM*COS(BE3(I)))
      Y4(I)=R+LAM-(R*COS(Q(I)-2.0*PI)+LAM*COS(BE4(I)))
C----- PİSTONLARIN SİLİNDİR EKSENİNDEKİ HIZLARI -----
      Y1D(I)=(SIN(Q(I))+COS(Q(I))*TAN(BE1(I)))*R*QD(I)
      Y2D(I)=(SIN(Q(I)-3.0*PI)+COS(Q(I)-3.0*PI)*TAN(BE2(I)))*R*QD(I)
      Y3D(I)=(SIN(Q(I)-PI)+COS(Q(I)-PI)*TAN(BE3(I)))*R*QD(I)
      Y4D(I)=(SIN(Q(I)-2.0*PI)+COS(Q(I)-2.0*PI)*TAN(BE4(I)))*R*QD(I)
C----- PİSTONLARIN SİLİNDİR EKSENİNDEKİ İVMELERİ □-----
      Y12D(I)=(COS(Q(I))-SIN(Q(I))*TAN(BE1(I))+(1+TAN(BE1(I))**2.0)*
      *BE1D(I)*COS(Q(I)))*R*(QD(I)**2.0)+(SIN(Q(I))+
      *COS(Q(I))*TAN(BE1(I)))*R*Q2D(I)
      Y22D(I)=(COS(Q(I)-3.0*PI)-SIN(Q(I)-3.0*PI)*TAN(BE2(I))+
      *(1+TAN(BE2(I))**2.0)*BE2D(I)*COS(Q(I)-3.0*PI))*R*(QD(I)**2.0)+
      *(SIN(Q(I)-3.0*PI)+COS(Q(I)-3.0*PI)*TAN(BE2(I)))*R*Q2D(I)
      Y32D(I)=(COS(Q(I)-PI)-SIN(Q(I)-PI)*TAN(BE3(I))+
      *(1+TAN(BE3(I))**2.0)*BE3D(I)*COS(Q(I)-PI))*R*(QD(I)**2.0)+
      *(SIN(Q(I)-PI)+COS(Q(I)-PI)*TAN(BE3(I)))*R*Q2D(I)
      Y42D(I)=(COS(Q(I)-2.0*PI)-SIN(Q(I)-2.0*PI)*TAN(BE4(I))+
      *(1+TAN(BE4(I))**2.0)*BE4D(I)*COS(Q(I)-2.0*PI))*R*(QD(I)**2.0)+
      *(SIN(Q(I)-2.0*PI)+COS(Q(I)-2.0*PI)*TAN(BE4(I)))*R*Q2D(I)
C----- PİSTONLARIN SİLİNDİR EKSENİNDEKİ 3. TÜREVLERİ -----
      Y13D(I)=R*(QD(I)**3.0)*(-SIN(Q(I))-COS(Q(I))*TAN(BE1(I))-
      *2.0*SIN(Q(I))*(1.0+TAN(BE1(I))**2.0)*BE1D(I)+2.0*TAN(BE1(I))*
      *COS(Q(I))*(1.0+TAN(BE1(I))**2.0)*(BE1D(I)**2.0)+COS(Q(I))*(1.0+
      *TAN(BE1(I))**2.0)*BE12D(I))+
      *R*QD(I)*Q2D(I)*(3.0*COS(Q(I))-3.0*SIN(Q(I))*TAN(BE1(I))+
      *3.0*COS(Q(I))*(1.0+TAN(BE1(I))**2.0)*BE1D(I))+
      *R*Q3D(I)*(SIN(Q(I))+COS(Q(I))*TAN(BE1(I)))
      Y23D(I)=R*(QD(I)**3.0)*(-SIN(Q(I)-3.0*PI)-COS(Q(I)-
      *3.0*PI)*TAN(BE2(I))-2.0*SIN(Q(I)-3.0*PI)*(1.0+
      *TAN(BE2(I))**2.0)*BE2D(I)+2.0*TAN(BE2(I))*COS(Q(I)-
      *-3.0*PI)*(1.0+TAN(BE2(I))**2.0)*(BE2D(I)**2.0)+COS(Q(I)-
      *3.0*PI)*(1.0+TAN(BE2(I))**2.0)*BE22D(I))+
      *R*QD(I)*Q2D(I)*(3.0*COS(Q(I)-3.0*PI)-

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*3.0*SIN(Q(I)-3.0*PI)*TAN(BE2(I))+3.0*COS(Q(I)-3.0*PI)*(1.0+
*TAN(BE2(I))**2.0)*BE2D(I))+R*Q3D(I)*(SIN(Q(I)-3.0*PI)+COS(Q(I)-
*3.0*PI)*TAN(BE2(I)))
Y33D(I)=R*(QD(I)**3.0)*(-SIN(Q(I)-PI)-COS(Q(I)-
*PI)*TAN(BE3(I))-2.0*SIN(Q(I)-PI)*(1.0+
*TAN(BE3(I))**2.0)*BE3D(I)+2.0*TAN(BE3(I))*COS(Q(I)-PI)*(1.0+
*TAN(BE3(I))**2.0)*(BE3D(I)**2.0)+COS(Q(I)-PI)*(1.0+
*TAN(BE3(I))**2.0)*BE32D(I))+
*R*QD(I)*Q2D(I)*(3.0*COS(Q(I)-PI)-
*3.0*SIN(Q(I)-PI)*TAN(BE3(I))+3.0*COS(Q(I)-PI)*(1.0+
*TAN(BE3(I))**2.0)*BE3D(I))+R*Q3D(I)*(SIN(Q(I)-PI)+COS(Q(I)-
*PI)*TAN(BE3(I)))
Y43D(I)=R*(QD(I)**3.0)*(-SIN(Q(I)-2.0*PI)-COS(Q(I)-
*2.0*PI)*TAN(BE4(I))-2.0*SIN(Q(I)-2.0*PI)*(1.0+
*TAN(BE4(I))**2.0)*BE4D(I)+2.0*TAN(BE4(I))*COS(Q(I)-
*2.0*PI)*(1.0+TAN(BE4(I))**2.0)*(BE4D(I)**2.0)+COS(Q(I)-
*2.0*PI)*(1.0+TAN(BE4(I))**2.0)*BE42D(I))+
*R*QD(I)*Q2D(I)*(3.0*COS(Q(I)-2.0*PI)-
*3.0*SIN(Q(I)-2.0*PI)*TAN(BE4(I))+3.0*COS(Q(I)-2.0*PI)*(1.0+
*TAN(BE4(I))**2.0)*BE4D(I))+R*Q3D(I)*(SIN(Q(I)-2.0*PI)+
*COS(Q(I)-2.0*PI)*TAN(BE4(I)))
C----- PİSTONLARIN SİLİNDİR EKSENİNDEKİ 4. TÜREVLERİ -----
Y14D(I)=R*QD(I)**4.0*(-COS(Q(I))+SIN(Q(I))*TAN(BE1(I))+
*2.0*(1.0+TAN(BE1(I))**2.0)*(1.0+3.0*TAN(BE1(I))**2.0)*
*COS(Q(I))*(BE1D(I)**3.0)+6.0*(TAN(BE1(I))+TAN(BE1(I))**3.0)*
*BE1D(I)*BE12D(I)*COS(Q(I))-6.0*(TAN(BE1(I))+TAN(BE1(I))**3.0)*
*(BE1D(I)**2.0)*SIN(Q(I))+(1.0+TAN(BE1(I))**2.0)*BE13D(I)*
*COS(Q(I))-3.0*(1.0+TAN(BE1(I))**2.0)*BE12D(I)*SIN(Q(I))-
*3.0*(1.0+TAN(BE1(I))**2.0)*BE1D(I)*COS(Q(I))+
*6.0*R*Q2D(I)*(QD(I)**2.0)*(-SIN(Q(I))-COS(Q(I))*TAN(BE1(I))+
*2.0*TAN(BE1(I))*(1.0+TAN(BE1(I))**2.0)*(BE1D(I)**2.0)*COS(Q(I))+
*(1.0+TAN(BE1(I))**2.0)*BE12D(I)*COS(Q(I))-2.0*(1.0+
*TAN(BE1(I))**2.0)*BE1D(I)*SIN(Q(I)))+
*3.0*R*(Q2D(I)**2.0)*(COS(Q(I))-SIN(Q(I))*TAN(BE1(I))+
*COS(Q(I))*(1.0+TAN(BE1(I))**2.0)*BE1D(I))+
*4.0*R*QD(I)*Q3D(I)*(COS(Q(I))-SIN(Q(I))*TAN(BE1(I))+COS(Q(I))*
*(1.0+TAN(BE1(I))**2.0)*BE1D(I))+
*R*Q4D(I)*(SIN(Q(I))+COS(Q(I))*TAN(BE1(I)))
Y24D(I)=R*QD(I)**4.0*(-COS(Q(I)-3.0*PI)+SIN(Q(I)-3.0*PI)*
*TAN(BE2(I))+2.0*(1.0+TAN(BE2(I))**2.0)*(1.0+3.0*
*TAN(BE2(I))**2.0)*COS(Q(I)-3.0*PI)*BE2D(I)**3.0+6.0*(TAN(BE2(I))+
*TAN(BE2(I))**3.0)*BE2D(I)*BE22D(I)*COS(Q(I)-3.0*PI)-
*6.0*(TAN(BE2(I))+TAN(BE2(I))**3.0)*(BE2D(I)**2.0)*SIN(Q(I)-
*3.0*PI)+(1.0+TAN(BE2(I))**2.0)*BE23D(I)*COS(Q(I)-3.0*PI)-
*3.0*(1.0+TAN(BE2(I))**2.0)*BE22D(I)*SIN(Q(I)-3.0*PI)-
*3.0*(1.0+TAN(BE2(I))**2.0)*BE2D(I)*COS(Q(I)-3.0*PI))+
*6.0*R*Q2D(I)*(QD(I)**2.0)*(-SIN(Q(I)-3.0*PI)-COS(Q(I)-3.0*PI)*
*TAN(BE2(I))+2.0*TAN(BE2(I))*(1.0+TAN(BE2(I))**2.0)*
*(BE2D(I)**2.0)*COS(Q(I)-3.0*PI)+(1.0+TAN(BE2(I))**2.0)*
*BE22D(I)*COS(Q(I)-3.0*PI)-2.0*(1.0+TAN(BE2(I))**2.0)*BE2D(I)*
*SIN(Q(I)-3.0*PI))+
*3.0*R*(Q2D(I)**2.0)*(COS(Q(I)-3.0*PI)-SIN(Q(I)-3.0*PI)*
*TAN(BE2(I))+COS(Q(I)-3.0*PI)*(1.0+TAN(BE2(I))**2.0)*BE2D(I))+
*4.0*R*QD(I)*Q3D(I)*(COS(Q(I)-3.0*PI)-SIN(Q(I)-3.0*PI)*
*TAN(BE2(I))+COS(Q(I)-3.0*PI)*(1.0+TAN(BE2(I))**2.0)*BE2D(I))+
*R*Q4D(I)*(SIN(Q(I)-3.0*PI)+COS(Q(I)-3.0*PI)*TAN(BE2(I)))

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      Y34D(I)=R*(QD(I)**4.0)*(-COS(Q(I)-PI)+SIN(Q(I)-PI)*
      *TAN(BE3(I))+2.0*(1.0+TAN(BE3(I))**2.0)*(1.0+3.0*
      *TAN(BE3(I))**2.0)*COS(Q(I)-PI)*(BE3D(I)**3.0)+6.0*(TAN(BE3(I))+
      *TAN(BE3(I))**3.0)*BE3D(I)*BE32D(I)*COS(Q(I)-PI)-
      *6.0*(TAN(BE3(I))+TAN(BE3(I))**3.0)*(BE3D(I)**2.0)*SIN(Q(I)-PI)+
      *(1.0+TAN(BE3(I))**2.0)*BE33D(I)*COS(Q(I)-PI)-3.0*(1.0+
      *TAN(BE3(I))**2.0)*BE32D(I)*SIN(Q(I)-PI)-
      *3.0*(1.0+TAN(BE3(I))**2.0)*BE3D(I)*COS(Q(I)-PI))+
      *6.0*R*Q2D(I)*(QD(I)**2.0)*(-SIN(Q(I)-PI)-COS(Q(I)-PI)*
      *TAN(BE3(I))+2.0*TAN(BE3(I))*(1.0+TAN(BE3(I))**2.0)*
      *(BE3D(I)**2.0)*COS(Q(I)-PI)+(1.0+TAN(BE3(I))**2.0)*
      *BE32D(I)*COS(Q(I)-PI)-2.0*(1.0+TAN(BE3(I))**2.0)*
      *BE3D(I)*SIN(Q(I)-PI))+
      *3.0*R*(Q2D(I)**2.0)*(COS(Q(I)-PI)-SIN(Q(I)-PI)*TAN(BE3(I))+
      *COS(Q(I)-PI)*(1.0+TAN(BE3(I))**2.0)*BE3D(I))+
      *4.0*R*QD(I)*Q3D(I)*(COS(Q(I)-PI)-SIN(Q(I)-PI)*
      *TAN(BE3(I))+COS(Q(I)-PI)*(1.0+TAN(BE3(I))**2.0)*BE3D(I))+
      *R*Q4D(I)*(SIN(Q(I)-PI)+COS(Q(I)-PI)*TAN(BE3(I)))
      Y44D(I)=R*(QD(I)**4.0)*(-COS(Q(I)-2.0*PI)+SIN(Q(I)-2.0*PI)*
      *TAN(BE4(I))+2.0*(1.0+TAN(BE4(I))**2.0)*(1.0+
      *3.0*TAN(BE4(I))**2.0)*COS(Q(I)-2.0*PI)*(BE4D(I)**3.0)+
      *6.0*(TAN(BE4(I))+TAN(BE4(I))**3.0)*BE4D(I)*BE42D(I)*COS(Q(I)-
      *2.0*PI)-6.0*(TAN(BE4(I))+TAN(BE4(I))**3.0)*(BE4D(I)**2.0)*
      *SIN(Q(I)-2.0*PI)+(1.0+TAN(BE4(I))**2.0)*BE43D(I)*COS(Q(I)-
      *2.0*PI)-3.0*(1.0+TAN(BE4(I))**2.0)*BE42D(I)*SIN(Q(I)-2.0*PI)-
      *3.0*(1.0+TAN(BE4(I))**2.0)*BE4D(I)*COS(Q(I)-2.0*PI))+
      *6.0*R*Q2D(I)*(QD(I)**2.0)*(-SIN(Q(I)-2.0*PI)-COS(Q(I)-2.0*PI)*
      *TAN(BE4(I))+2.0*TAN(BE4(I))*(1.0+TAN(BE4(I))**2.0)*
      *(BE4D(I)**2.0)*COS(Q(I)-2.0*PI)+(1.0+TAN(BE4(I))**2.0)*
      *BE42D(I)*COS(Q(I)-2.0*PI)-2.0*(1.0+TAN(BE4(I))**2.0)*
      *BE4D(I)*SIN(Q(I)-2.0*PI))+
      *3.0*R*(Q2D(I)**2.0)*(COS(Q(I)-2.0*PI)-SIN(Q(I)-2.0*PI)*
      *TAN(BE4(I))+COS(Q(I)-2.0*PI)*(1.0+TAN(BE4(I))**2.0)*BE4D(I))+
      *4.0*R*QD(I)*Q3D(I)*(COS(Q(I)-2.0*PI)-SIN(Q(I)-2.0*PI)*
      *TAN(BE4(I))+COS(Q(I)-2.0*PI)*(1.0+TAN(BE4(I))**2.0)*BE4D(I))+
      *R*Q4D(I)*(SIN(Q(I)-2.0*PI)+COS(Q(I)-2.0*PI)*TAN(BE4(I)))
C----- YAN YÜZEY KUVVETLERİ İLE AĞIRLIK METKEZİ ARASI MESAFE-----
      S14(I)=R+LAM-Y1(I)-HCG
      S23(I)=R+LAM-Y2(I)-HCG
      S14D(I)=-Y1D(I)
      S23D(I)=-Y2D(I)
      S142D(I)=-Y12D(I)
      S232D(I)=-Y22D(I)
C----- PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY HAREKETİ □-----
      YP1(I)=YB(I)+R+LAM-HCG-(R+LAM-Y1(I)-HCG)*COS(FI(I))-H1*P(I)
      YP2(I)=YB(I)+R+LAM-HCG-(R+LAM-Y2(I)-HCG)*COS(FI(I))-H2*P(I)
      YP3(I)=YB(I)+R+LAM-HCG-(R+LAM-Y3(I)-HCG)*COS(FI(I))+H3*P(I)
      YP4(I)=YB(I)+R+LAM-HCG-(R+LAM-Y4(I)-HCG)*COS(FI(I))+H4*P(I)
C----- PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY HIZLARI -----
      YP1D(I)=YBD(I)+Y1D(I)*COS(FI(I))+
      *(R+LAM-Y1(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)-H1*PD(I)
      YP2D(I)=YBD(I)+Y2D(I)*COS(FI(I))+
      *(R+LAM-Y2(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)-H2*PD(I)
      YP3D(I)=YBD(I)+Y3D(I)*COS(FI(I))+
      *(R+LAM-Y3(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)+H3*PD(I)
      YP4D(I)=YBD(I)+Y4D(I)*COS(FI(I))+
      *(R+LAM-Y4(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)+H4*PD(I)
C----- PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY İVMELERİ □-----

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      YP12D(I)=YB2D(I)+Y12D(I)*COS(FI(I))-2.0*Y1D(I)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)+(R+LAM-Y1(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)**2.0+(R+LAM-Y1(I)-HCG)*
      *SIN(FI(I))*FI2D(I)-H1*P2D(I)
      YP22D(I)=YB2D(I)+Y22D(I)*COS(FI(I))-2.0*Y2D(I)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)+(R+LAM-Y2(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)**2.0+(R+LAM-Y2(I)-HCG)*
      *SIN(FI(I))*FI2D(I)-H2*P2D(I)
      YP32D(I)=YB2D(I)+Y32D(I)*COS(FI(I))-2.0*Y3D(I)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)+(R+LAM-Y3(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)**2.0+(R+LAM-Y3(I)-HCG)*
      *SIN(FI(I))*FI2D(I)+H3*P2D(I)
      YP42D(I)=YB2D(I)+Y42D(I)*COS(FI(I))-2.0*Y4D(I)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)+(R+LAM-Y4(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)**2.0+(R+LAM-Y4(I)-HCG)*
      *SIN(FI(I))*FI2D(I)+H4*P2D(I)
C--- PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY 3. TÜREVLERİ □--
      YP13D(I)=YB3D(I)+Y13D(I)*COS(FI(I))-3.0*Y12D(I)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)-3.0*Y1D(I)*COS(FI(I))*FID(I)**2.0-3.0*Y1D(I)*
      *SIN(FI(I))*FI2D(I)-(R+LAM-Y1(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)**3.0+3.0*
      *(R+LAM-Y1(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)*FI2D(I)+(R+LAM-Y1(I)-HCG)*
      *SIN(FI(I))*FI3D(I)-H1*P3D(I)
      YP23D(I)=YB3D(I)+Y23D(I)*COS(FI(I))-3.0*Y22D(I)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)-3.0*Y2D(I)*COS(FI(I))*FID(I)**2.0-3.0*Y2D(I)*
      *SIN(FI(I))*FI2D(I)-(R+LAM-Y2(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)**3.0+3.0*
      *(R+LAM-Y2(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)*FI2D(I)+(R+LAM-Y2(I)-HCG)*
      *SIN(FI(I))*FI3D(I)-H2*P3D(I)
      YP33D(I)=YB3D(I)+Y33D(I)*COS(FI(I))-3.0*Y32D(I)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)-3.0*Y3D(I)*COS(FI(I))*FID(I)**2.0-3.0*Y3D(I)*
      *SIN(FI(I))*FI2D(I)-(R+LAM-Y3(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)**3.0+3.0*
      *(R+LAM-Y3(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)*FI2D(I)+(R+LAM-Y3(I)-HCG)*
      *SIN(FI(I))*FI3D(I)+H3*P3D(I)
      YP43D(I)=YB3D(I)+Y43D(I)*COS(FI(I))-3.0*Y42D(I)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)-3.0*Y4D(I)*COS(FI(I))*FID(I)**2.0-3.0*Y4D(I)*
      *SIN(FI(I))*FI2D(I)-(R+LAM-Y4(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)**3.0+3.0*
      *(R+LAM-Y4(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)*FI2D(I)+(R+LAM-Y4(I)-HCG)*
      *SIN(FI(I))*FI3D(I)+H4*P3D(I)
C--- PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY 4. TÜREVLERİ □--
      YP14D(I)=YB4D(I)+Y14D(I)*COS(FI(I))-4.0*Y13D(I)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)-6.0*Y12D(I)*COS(FI(I))*FID(I)**2.0-6.0*Y12D(I)*SIN(FI(I))*
      *FI2D(I)+4.0*Y1D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**3.0-12.0*Y1D(I)*COS(FI(I))*
      *FID(I)*FI2D(I)-4.0*Y1D(I)*SIN(FI(I))*FI3D(I)-(R+LAM-Y1(I)-HCG)*
      *COS(FI(I))*FID(I)**4.0-6.0*(R+LAM-Y1(I)-HCG)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)**2.0*FI2D(I)+3.0*(R+LAM-Y1(I)-HCG)*COS(FI(I))*FI2D(I)**2.0+
      *4.0*(R+LAM-Y1(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)*FI3D(I)+(R+LAM-Y1(I)-HCG)*
      *SIN(FI(I))*FI4D(I)-H1*P4D(I)
      YP24D(I)=YB4D(I)+Y24D(I)*COS(FI(I))-4.0*Y23D(I)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)-6.0*Y22D(I)*COS(FI(I))*FID(I)**2.0-6.0*Y22D(I)*SIN(FI(I))*
      *FI2D(I)+4.0*Y2D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**3.0-12.0*Y2D(I)*COS(FI(I))*
      *FID(I)*FI2D(I)-4.0*Y2D(I)*SIN(FI(I))*FI3D(I)-(R+LAM-Y2(I)-HCG)*
      *COS(FI(I))*FID(I)**4.0-6.0*(R+LAM-Y2(I)-HCG)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)**2.0*FI2D(I)+3.0*(R+LAM-Y2(I)-HCG)*COS(FI(I))*FI2D(I)**2.0+
      *4.0*(R+LAM-Y2(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)*FI3D(I)+(R+LAM-Y2(I)-HCG)*
      *SIN(FI(I))*FI4D(I)-H2*P4D(I)
      YP34D(I)=YB4D(I)+Y34D(I)*COS(FI(I))-4.0*Y33D(I)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)-6.0*Y32D(I)*COS(FI(I))*FID(I)**2.0-6.0*Y32D(I)*SIN(FI(I))*
      *FI2D(I)+4.0*Y3D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**3.0-12.0*Y3D(I)*COS(FI(I))*
      *FID(I)*FI2D(I)-4.0*Y3D(I)*SIN(FI(I))*FI3D(I)-(R+LAM-Y3(I)-HCG)*
      *COS(FI(I))*FID(I)**4.0-6.0*(R+LAM-Y3(I)-HCG)*SIN(FI(I))*
      *FID(I)**2.0*FI2D(I)+3.0*(R+LAM-Y3(I)-HCG)*COS(FI(I))*FI2D(I)**2.0+
      *4.0*(R+LAM-Y3(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)*FI3D(I)+(R+LAM-Y3(I)-HCG)*
      *SIN(FI(I))*FI4D(I)+H3*P4D(I)

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*FID(I)*FI2D(I)-4.0*Y4D(I)*SIN(FI(I))*FI3D(I)-(R+LAM-Y4(I)-HCG)*
*COS(FI(I))*FID(I)**4.0-6.0*(R+LAM-Y4(I)-HCG)*SIN(FI(I))*
*FID(I)**2.0*FI2D(I)+3.0*(R+LAM-Y4(I)-HCG)*COS(FI(I))*FI2D(I)**2.0+
*4.0*(R+LAM-Y4(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)*FI3D(I)+(R+LAM-Y4(I)-HCG)*
*SIN(FI(I))*FI4D(I)+H4*P4D(I)
C----- PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE YATAY HAREKETİ □-----
XP1(I)=XB(I)+(R+LAM-Y1(I)-HCG)*SIN(FI(I))+H1*A(I)
XP2(I)=XB(I)+(R+LAM-Y2(I)-HCG)*SIN(FI(I))+H2*A(I)
XP3(I)=XB(I)+(R+LAM-Y3(I)-HCG)*SIN(FI(I))-H3*A(I)
XP4(I)=XB(I)+(R+LAM-Y4(I)-HCG)*SIN(FI(I))-H4*A(I)
C----- PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE YATAY HIZLARI -----
XP1D(I)=XBD(I)-Y1D(I)*SIN(FI(I))+
*(R+LAM-Y1(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)+H1*AD(I)
XP2D(I)=XBD(I)-Y2D(I)*SIN(FI(I))+
*(R+LAM-Y2(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)+H2*AD(I)
XP3D(I)=XBD(I)-Y3D(I)*SIN(FI(I))+
*(R+LAM-Y3(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)-H3*AD(I)
XP4D(I)=XBD(I)-Y4D(I)*SIN(FI(I))+
*(R+LAM-Y4(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)-H4*AD(I)
C----- PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE YATAY İVMELERİ □-----
XP12D(I)=XB2D(I)-Y12D(I)*SIN(FI(I))-2.0*Y1D(I)*COS(FI(I))*
*FID(I)-(R+LAM-Y1(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0+(R+LAM-Y1(I)-HCG)*
*COS(FI(I))*FI2D(I)+H1*A2D(I)
XP22D(I)=XB2D(I)-Y22D(I)*SIN(FI(I))-2.0*Y2D(I)*COS(FI(I))*
*FID(I)-(R+LAM-Y2(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0+(R+LAM-Y2(I)-HCG)*
*COS(FI(I))*FI2D(I)+H2*A2D(I)
XP32D(I)=XB2D(I)-Y32D(I)*SIN(FI(I))-2.0*Y3D(I)*COS(FI(I))*
*FID(I)-(R+LAM-Y3(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0+(R+LAM-Y3(I)-HCG)*
*COS(FI(I))*FI2D(I)-H3*A2D(I)
XP42D(I)=XB2D(I)-Y42D(I)*SIN(FI(I))-2.0*Y4D(I)*COS(FI(I))*
*FID(I)-(R+LAM-Y4(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0+(R+LAM-Y4(I)-HCG)*
*COS(FI(I))*FI2D(I)-H4*A2D(I)
C----- PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY 3. TÜREVLERİ □-----
XP13D(I)=XB3D(I)-Y13D(I)*SIN(FI(I))-3.0*Y12D(I)*COS(FI(I))*
*FID(I)+3.0*Y1D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-3.0*Y1D(I)*COS(FI(I))*
*FI2D(I)-(R+LAM-Y1(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)**3.0-
*3.0*(R+LAM-Y1(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)*FI2D(I)+
*(R+LAM-Y1(I)-HCG)*COS(FI(I))*FI3D(I)+H1*A3D(I)
XP23D(I)=XB3D(I)-Y23D(I)*SIN(FI(I))-3.0*Y22D(I)*COS(FI(I))*
*FID(I)+3.0*Y2D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-3.0*Y2D(I)*COS(FI(I))*
*FI2D(I)-(R+LAM-Y2(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)**3.0-
*3.0*(R+LAM-Y2(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)*FI2D(I)+
*(R+LAM-Y2(I)-HCG)*COS(FI(I))*FI3D(I)+H2*A3D(I)
XP33D(I)=XB3D(I)-Y33D(I)*SIN(FI(I))-3.0*Y32D(I)*COS(FI(I))*
*FID(I)+3.0*Y3D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-3.0*Y3D(I)*COS(FI(I))*
*FI2D(I)-(R+LAM-Y3(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)**3.0-
*3.0*(R+LAM-Y3(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)*FI2D(I)+
*(R+LAM-Y3(I)-HCG)*COS(FI(I))*FI3D(I)-H3*A3D(I)
XP43D(I)=XB3D(I)-Y43D(I)*SIN(FI(I))-3.0*Y42D(I)*COS(FI(I))*
*FID(I)+3.0*Y4D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-3.0*Y4D(I)*COS(FI(I))*
*FI2D(I)-(R+LAM-Y4(I)-HCG)*COS(FI(I))*FID(I)**3.0-
*3.0*(R+LAM-Y4(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)*FI2D(I)+
*(R+LAM-Y4(I)-HCG)*COS(FI(I))*FI3D(I)-H4*A3D(I)
C----- PİSTONLARIN GENEL KOORDİNATA GÖRE DÜŞEY 4. TÜREVLERİ -----
XP14D(I)=XB4D(I)-Y14D(I)*SIN(FI(I))-4.0*Y13D(I)*COS(FI(I))*
*FID(I)+6.0*Y12D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-6.0*Y12D(I)*COS(FI(I))*
*FI2D(I)+4.0*Y1D(I)*COS(FI(I))*FID(I)**3.0+12.0*Y1D(I)*SIN(FI(I))*
*FID(I)*FI2D(I)-4.0*Y1D(I)*COS(FI(I))*FI3D(I)+(R+LAM-Y1(I)-HCG)*

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

* SIN(FI(I))*FID(I)**4.0-6.0*(R+LAM-Y1(I)-HCG)*COS(FI(I))*
* FID(I)**2.0*FI2D(I)-3.0*(R+LAM-Y1(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FI2D(I)**2.0-
* 4.0*(R+LAM-Y1(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)*FI3D(I)+(R+LAM-Y1(I)-HCG)*
* COS(FI(I))*FI4D(I)+H1*A4D(I)
  XP24D(I)=XB4D(I)-Y24D(I)*SIN(FI(I))-4.0*Y23D(I)*COS(FI(I))*
* FID(I)+6.0*Y22D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-6.0*Y22D(I)*COS(FI(I))*
* FI2D(I)+4.0*Y2D(I)*COS(FI(I))*FID(I)**3.0+12.0*Y2D(I)*SIN(FI(I))*
* FID(I)*FI2D(I)-4.0*Y2D(I)*COS(FI(I))*FI3D(I)+(R+LAM-Y2(I)-HCG)*
* SIN(FI(I))*FID(I)**4.0-6.0*(R+LAM-Y2(I)-HCG)*COS(FI(I))*
* FID(I)**2.0*FI2D(I)-3.0*(R+LAM-Y2(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FI2D(I)**2.0-
* 4.0*(R+LAM-Y2(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)*FI3D(I)+(R+LAM-Y2(I)-HCG)*
* COS(FI(I))*FI4D(I)+H2*A4D(I)
  XP34D(I)=XB4D(I)-Y34D(I)*SIN(FI(I))-4.0*Y33D(I)*COS(FI(I))*
* FID(I)+6.0*Y32D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-6.0*Y32D(I)*COS(FI(I))*
* FI2D(I)+4.0*Y3D(I)*COS(FI(I))*FID(I)**3.0+12.0*Y3D(I)*SIN(FI(I))*
* FID(I)*FI2D(I)-4.0*Y3D(I)*COS(FI(I))*FI3D(I)+(R+LAM-Y3(I)-HCG)*
* SIN(FI(I))*FID(I)**4.0-6.0*(R+LAM-Y3(I)-HCG)*COS(FI(I))*
* FID(I)**2.0*FI2D(I)-3.0*(R+LAM-Y3(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FI2D(I)**2.0-
* 4.0*(R+LAM-Y3(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)*FI3D(I)+(R+LAM-Y3(I)-HCG)*
* COS(FI(I))*FI4D(I)-H3*A4D(I)
  XP44D(I)=XB4D(I)-Y44D(I)*SIN(FI(I))-4.0*Y43D(I)*COS(FI(I))*
* FID(I)+6.0*Y42D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-6.0*Y42D(I)*COS(FI(I))*
* FI2D(I)+4.0*Y4D(I)*COS(FI(I))*FID(I)**3.0+12.0*Y4D(I)*SIN(FI(I))*
* FID(I)*FI2D(I)-4.0*Y4D(I)*COS(FI(I))*FI3D(I)+(R+LAM-Y4(I)-HCG)*
* SIN(FI(I))*FID(I)**4.0-6.0*(R+LAM-Y4(I)-HCG)*COS(FI(I))*
* FID(I)**2.0*FI2D(I)-3.0*(R+LAM-Y4(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FI2D(I)**2.0-
* 4.0*(R+LAM-Y4(I)-HCG)*SIN(FI(I))*FID(I)*FI3D(I)+(R+LAM-Y4(I)-HCG)*
* COS(FI(I))*FI4D(I)-H4*A4D(I)
C----- FL KUVVETLERİ-----
  FL1(I)=(FW1(I)-FU1(I)-FM1(I)-FCH(I))*COS(FI(I))+
* FS1(I)*SIN(FI(I))-FV1(I)*SIN(BE1(I)-FI(I))-
* MP1*YP12D(I)/COS(P(I))/COS(BE1(I)-FI(I))
  FL2(I)=(FW2(I)-FU2(I)-FM2(I)-FCH(I))*COS(FI(I))+
* FS2(I)*SIN(FI(I))-FV2(I)*SIN(BE2(I)-FI(I))-
* MP2*YP22D(I)/COS(P(I))/COS(BE2(I)-FI(I))
  FL3(I)=(FW3(I)-FU3(I)-FM3(I)-FCH(I))*COS(FI(I))+
* FS3(I)*SIN(FI(I))-FV3(I)*SIN(BE3(I)-FI(I))-
* MP3*YP32D(I)/COS(P(I))/COS(BE3(I)-FI(I))
  FL4(I)=(FW4(I)-FU4(I)-FM4(I)-FCH(I))*COS(FI(I))+
* FS4(I)*SIN(FI(I))-FV4(I)*SIN(BE4(I)-FI(I))-
* MP4*YP42D(I)/COS(P(I))/COS(BE4(I)-FI(I))
C----- FL KUVVETLERİNİN TÜREVLERİ-----
  FL1D(I)=(FW1D(I)-FU1D(I)-FM1D(I)-FCHD(I))*COS(FI(I))-FW1(I)-
* FU1(I)-FM1(I)-FCH(I))*SIN(FI(I))*FID(I)+FS1D(I)*SIN(FI(I))+
* FS1D(I)*COS(FI(I))*FID(I)-FV1D(I)*SIN(BE1(I)-FI(I))-FV1(I)*
* COS(BE1(I)-FI(I))*(BE1D(I)*QD(I)-FID(I))-MP1*(YP13D(I)/COS(P(I))+
* YP12D(I)*SIN(P(I))*PD(I)*COS(P(I))**(-2.0))+FL1(I)*
* SIN(BE1(I)-FI(I))*(BE1D(I)*QD(I)-FID(I))/COS(BE1(I)-FI(I))
  FL2D(I)=(FW2D(I)-FU2D(I)-FM2D(I)-FCHD(I))*COS(FI(I))-FW2(I)-
* FU2(I)-FM2(I)-FCH(I))*SIN(FI(I))*FID(I)+FS2D(I)*SIN(FI(I))+
* FS2D(I)*COS(FI(I))*FID(I)-FV2D(I)*SIN(BE2(I)-FI(I))-FV2(I)*
* COS(BE2(I)-FI(I))*(BE2D(I)*QD(I)-FID(I))-MP2*(YP23D(I)/COS(P(I))+
* YP22D(I)*SIN(P(I))*PD(I)*COS(P(I))**(-2.0))+FL2(I)*
* SIN(BE2(I)-FI(I))*(BE2D(I)*QD(I)-FID(I))/COS(BE2(I)-FI(I))
  FL3D(I)=(FW3D(I)-FU3D(I)-FM3D(I)-FCHD(I))*COS(FI(I))-FW3(I)-
* FU3(I)-FM3(I)-FCH(I))*SIN(FI(I))*FID(I)+FS3D(I)*SIN(FI(I))+
* FS3D(I)*COS(FI(I))*FID(I)-FV3D(I)*SIN(BE3(I)-FI(I))-FV3(I)*
* COS(BE3(I)-FI(I))*(BE3D(I)*QD(I)-FID(I))-MP3*(YP33D(I)/COS(P(I))+

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*YP32D(I)*SIN(P(I))*PD(I)*COS(P(I))**(-2.0))+FL3(I)*
*SIN(BE3(I)-FI(I))*(BE3D(I)*QD(I)-FID(I))/COS(BE3(I)-FI(I))
  FL4D(I)=(FW4D(I)-FU4D(I)-FM4D(I)-FCHD(I))*COS(FI(I))-(FW4(I)-
*FU4(I)-FM4(I)-FCH(I))*SIN(FI(I))*FID(I)+FS4D(I)*SIN(FI(I))+
*FS4D(I)*COS(FI(I))*FID(I)-FV4D(I)*SIN(BE4(I)-FI(I))-FV4(I)*
*COS(BE4(I)-FI(I))*(BE4D(I)*QD(I)-FID(I))-MP4*(YP43D(I)/COS(P(I)))+
*YP42D(I)*SIN(P(I))*PD(I)*COS(P(I))**(-2.0))+FL4(I)*
*SIN(BE4(I)-FI(I))*(BE4D(I)*QD(I)-FID(I))/COS(BE4(I)-FI(I))
C----- FL KUVVETLERİNİN 2. TÜREVLERİ-----
  FL12D(I)=(FW12D(I)-FU12D(I)-FM12D(I)-FCH2D(I))*COS(FI(I))-2.0*
*(FW1D(I)-FU1D(I)-FM1D(I)-FCHD(I))*SIN(FI(I))*FID(I)-(FW1(I)-
*FU1(I)-FM1(I)-FCH(I))*COS(FI(I))*FID(I)**2.0-(FW1(I)-FU1(I)-
*FM1(I)-FCH(I))*SIN(FI(I))*FI2D(I)+FS12D(I)*SIN(FI(I))+2.0*
*FS1D(I)*COS(FI(I))*FID(I)-FS1(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0+FS1(I)*
*COS(FI(I))*FI2D(I)-FV12D(I)*SIN(BE1(I)-FI(I))+2.0*(BE1D(I)*QD(I)
*-FID(I))*(FL1D(I)*SIN(BE1(I)-FI(I))-FV1D(I)*COS(BE1(I)-FI(I)))+
*(BE1D(I)*QD(I)-FID(I))**2.0*(FV1(I)*SIN(BE1(I)-FI(I))+FL1(I)*
*COS(BE1(I)-FI(I)))+(BE12D(I)*QD(I)**2.0+BE1D(I)*Q2D(I)-FI2D(I))*
*(FL1(I)*SIN(BE1(I)-FI(I))-FV1(I)*COS(BE1(I)-FI(I)))-
*MP1*(YP14D(I)/COS(P(I))+2.0*YP13D(I)*SIN(P(I))*PD(I)*
*COS(P(I))**(-2.0)+2.0*YP12D(I)*(COS(P(I))**(-3.0)*(SIN(P(I))*
*PD(I))**2.0+YP12D(I)*PD(I)**2.0/COS(P(I))+YP12D(I)*SIN(P(I))*
*P2D(I)/COS(P(I))**2.0)/COS(BE1(I)-FI(I))
  FL22D(I)=(FW22D(I)-FU22D(I)-FM22D(I)-FCH2D(I))*COS(FI(I))-2.0*
*(FW2D(I)-FU2D(I)-FM2D(I)-FCHD(I))*SIN(FI(I))*FID(I)-(FW2(I)-
*FU2(I)-FM2(I)-FCH(I))*COS(FI(I))*FID(I)**2.0-(FW2(I)-FU2(I)-
*FM2(I)-FCH(I))*SIN(FI(I))*FI2D(I)+FS22D(I)*SIN(FI(I))+2.0*
*FS2D(I)*COS(FI(I))*FID(I)-FS2(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0+FS2(I)*
*COS(FI(I))*FI2D(I)-FV22D(I)*SIN(BE2(I)-FI(I))+2.0*(BE2D(I)*QD(I)
*-FID(I))*(FL2D(I)*SIN(BE2(I)-FI(I))-FV2D(I)*COS(BE2(I)-FI(I)))+
*(BE2D(I)*QD(I)-FID(I))**2.0*(FV2(I)*SIN(BE2(I)-FI(I))+FL2(I)*
*COS(BE2(I)-FI(I)))+(BE22D(I)*QD(I)**2.0+BE2D(I)*Q2D(I)-FI2D(I))*
*(FL2(I)*SIN(BE2(I)-FI(I))-FV2(I)*COS(BE2(I)-FI(I)))-
*MP2*(YP24D(I)/COS(P(I))+2.0*YP23D(I)*SIN(P(I))*PD(I)*
*COS(P(I))**(-2.0)+2.0*YP22D(I)*(COS(P(I))**(-3.0)*(SIN(P(I))*
*PD(I))**2.0+YP22D(I)*PD(I)**2.0/COS(P(I))+YP22D(I)*SIN(P(I))*
*P2D(I)/COS(P(I))**2.0)/COS(BE2(I)-FI(I))
  FL32D(I)=(FW32D(I)-FU32D(I)-FM32D(I)-FCH2D(I))*COS(FI(I))-2.0*
*(FW3D(I)-FU3D(I)-FM3D(I)-FCHD(I))*SIN(FI(I))*FID(I)-(FW3(I)-
*FU3(I)-FM3(I)-FCH(I))*COS(FI(I))*FID(I)**2.0-(FW3(I)-FU3(I)-
*FM3(I)-FCH(I))*SIN(FI(I))*FI2D(I)+FS32D(I)*SIN(FI(I))+2.0*
*FS3D(I)*COS(FI(I))*FID(I)-FS3(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0+FS3(I)*
*COS(FI(I))*FI2D(I)-FV32D(I)*SIN(BE3(I)-FI(I))+2.0*(BE3D(I)*QD(I)
*-FID(I))*(FL3D(I)*SIN(BE3(I)-FI(I))-FV3D(I)*COS(BE3(I)-FI(I)))+
*(BE3D(I)*QD(I)-FID(I))**2.0*(FV3(I)*SIN(BE3(I)-FI(I))+FL3(I)*
*COS(BE3(I)-FI(I)))+(BE32D(I)*QD(I)**2.0+BE3D(I)*Q2D(I)-FI2D(I))*
*(FL3(I)*SIN(BE3(I)-FI(I))-FV3(I)*COS(BE3(I)-FI(I)))-
*MP3*(YP34D(I)/COS(P(I))+2.0*YP33D(I)*SIN(P(I))*PD(I)*
*COS(P(I))**(-2.0)+2.0*YP32D(I)*(COS(P(I))**(-3.0)*(SIN(P(I))*
*PD(I))**2.0+YP32D(I)*PD(I)**2.0/COS(P(I))+YP32D(I)*SIN(P(I))*
*P2D(I)/COS(P(I))**2.0)/COS(BE3(I)-FI(I))
  FL42D(I)=(FW42D(I)-FU42D(I)-FM42D(I)-FCH2D(I))*COS(FI(I))-2.0*
*(FW4D(I)-FU4D(I)-FM4D(I)-FCHD(I))*SIN(FI(I))*FID(I)-(FW4(I)-
*FU4(I)-FM4(I)-FCH(I))*COS(FI(I))*FID(I)**2.0-(FW4(I)-FU4(I)-
*FM4(I)-FCH(I))*SIN(FI(I))*FI2D(I)+FS42D(I)*SIN(FI(I))+2.0*
*FS4D(I)*COS(FI(I))*FID(I)-FS4(I)*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0+FS4(I)*
*COS(FI(I))*FI2D(I)-FV42D(I)*SIN(BE4(I)-FI(I))+2.0*(BE4D(I)*QD(I)
*-FID(I))*(FL4D(I)*SIN(BE4(I)-FI(I))-FV4D(I)*COS(BE4(I)-FI(I)))+

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      * (BE4D(I)*QD(I)-FID(I))**2.0*(FV4(I)*SIN(BE4(I)-FI(I))+FL4(I)*
      *COS(BE4(I)-FI(I)))+(BE42D(I)*QD(I)**2.0+BE4D(I)*Q2D(I)-FI2D(I))*
      * (FL4(I)*SIN(BE4(I)-FI(I))-FV4(I)*COS(BE4(I)-FI(I)))-
      *MP4*(YP44D(I)/COS(P(I))+2.0*YP43D(I)*SIN(P(I))*PD(I)*
      *COS(P(I))**(-2.0)+2.0*YP42D(I)*(COS(P(I))**(-3.0)*(SIN(P(I))*
      *PD(I))**2.0+YP42D(I)*PD(I)**2.0/COS(P(I))+YP42D(I)*SIN(P(I))*
      *P2D(I)/COS(P(I))**2.0))/COS(BE4(I)-FI(I))
C----- FS KUVVETLERİ-----
      FS1(I)=(MP1*XP12D(I)/COS(A(I))-(FU1(I)+FM1(I)+FCH(I)-
      *FW1(I))*SIN(FI(I))-FV1(I)*COS(BE1(I)-FI(I))+FL1(I)*SIN(BE1(I)-
      *FI(I)))/COS(FI(I))
      FS2(I)=(MP2*XP22D(I)/COS(A(I))-(FU2(I)+FM2(I)+FCH(I)-
      *FW2(I))*SIN(FI(I))-FV2(I)*COS(BE2(I)-FI(I))+FL2(I)*SIN(BE2(I)-
      *FI(I)))/COS(FI(I))
      FS3(I)=(MP3*XP32D(I)/COS(A(I))-(FU3(I)+FM3(I)+FCH(I)-
      *FW3(I))*SIN(FI(I))-FV3(I)*COS(BE3(I)-FI(I))+FL3(I)*SIN(BE3(I)-
      *FI(I)))/COS(FI(I))
      FS4(I)=(MP4*XP42D(I)/COS(A(I))-(FU4(I)+FM4(I)+FCH(I)-
      *FW4(I))*SIN(FI(I))-FV4(I)*COS(BE4(I)-FI(I))+FL4(I)*SIN(BE4(I)-
      *FI(I)))/COS(FI(I))
C----- FS KUVVETLERİNİN TÜREVLERİ-----
      FS1D(I)=(MP1*(XP13D(I)+XP12D(I)*SIN(A(I))*AD(I)/COS(A(I)))/
      *COS(A(I))-(FU1D(I)+FM1D(I)+FCHD(I)-FW1D(I))*SIN(FI(I))-(FU1(I)+
      *FM1(I)+FCH(I)-FW1(I))*COS(FI(I))*FID(I)-FV1D(I)*COS(BE1(I)-
      *FI(I))+FV1(I)*SIN(BE1(I)-FI(I))*(BE1D(I)*QD(I)-FID(I))
      *+FL1D(I)*SIN(BE1(I)-FI(I))+FL1(I)*COS(BE1(I)-FI(I))*(BE1D(I)*
      *QD(I)-FID(I))+FS1(I)*SIN(FI(I))*FID(I))/COS(FI(I))
      FS2D(I)=(MP2*(XP23D(I)+XP22D(I)*SIN(A(I))*AD(I)/COS(A(I)))/
      *COS(A(I))-(FU2D(I)+FM2D(I)+FCHD(I)-FW2D(I))*SIN(FI(I))-(FU2(I)+
      *FM2(I)+FCH(I)-FW2(I))*COS(FI(I))*FID(I)-FV2D(I)*COS(BE2(I)-
      *FI(I))+FV2(I)*SIN(BE2(I)-FI(I))*(BE2D(I)*QD(I)-FID(I))
      *+FL2D(I)*SIN(BE2(I)-FI(I))+FL2(I)*COS(BE2(I)-FI(I))*(BE2D(I)*
      *QD(I)-FID(I))+FS2(I)*SIN(FI(I))*FID(I))/COS(FI(I))
      FS3D(I)=(MP3*(XP33D(I)+XP32D(I)*SIN(A(I))*AD(I)/COS(A(I)))/
      *COS(A(I))-(FU3D(I)+FM3D(I)+FCHD(I)-FW3D(I))*SIN(FI(I))-(FU3(I)+
      *FM3(I)+FCH(I)-FW3(I))*COS(FI(I))*FID(I)-FV3D(I)*COS(BE3(I)-
      *FI(I))+FV3(I)*SIN(BE3(I)-FI(I))*(BE3D(I)*QD(I)-FID(I))
      *+FL3D(I)*SIN(BE3(I)-FI(I))+FL3(I)*COS(BE3(I)-FI(I))*(BE3D(I)*
      *QD(I)-FID(I))+FS3(I)*SIN(FI(I))*FID(I))/COS(FI(I))
      FS4D(I)=(MP4*(XP43D(I)+XP42D(I)*SIN(A(I))*AD(I)/COS(A(I)))/
      *COS(A(I))-(FU4D(I)+FM4D(I)+FCHD(I)-FW4D(I))*SIN(FI(I))-(FU4(I)+
      *FM4(I)+FCH(I)-FW4(I))*COS(FI(I))*FID(I)-FV4D(I)*COS(BE4(I)-
      *FI(I))+FV4(I)*SIN(BE4(I)-FI(I))*(BE4D(I)*QD(I)-FID(I))
      *+FL4D(I)*SIN(BE4(I)-FI(I))+FL4(I)*COS(BE4(I)-FI(I))*(BE4D(I)*
      *QD(I)-FID(I))+FS4(I)*SIN(FI(I))*FID(I))/COS(FI(I))
C----- FS KUVVETLERİNİN 2. TÜREVLERİ-----
      FS12D(I)=(MP1*(XP14D(I)/COS(A(I))+2.0*XP13D(I)*SIN(A(I))*AD(I)*
      *COS(A(I))**(-2.0)+2.0*XP12D(I)*(COS(A(I))**(-3.0)*(SIN(A(I))*
      *AD(I))**2.0+XP12D(I)*AD(I)**2.0/COS(A(I))+XP12D(I)*SIN(A(I))*
      *A2D(I)/COS(A(I))**2.0)-(FU12D(I)+FM12D(I)+FCH2D(I)-FW12D(I))*
      *SIN(FI(I))-2.0*(FU1D(I)+FM1D(I)+FCHD(I)-FW1D(I))*COS(FI(I))*
      *FID(I)+(FU1(I)+FM1(I)+FCH(I)-FW1(I))*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-
      *(FU1(I)+FM1(I)+FCH(I)-FW1(I))*COS(FI(I))*FI2D(I)-FV12D(I)*
      *COS(BE1(I)-FI(I))+2.0*(BE1D(I)*QD(I)-FID(I))*(FV1D(I)*
      *SIN(BE1(I)-FI(I))+FL1D(I)*COS(BE1(I)-FI(I)))+(BE1D(I)*QD(I)-
      *FID(I))**2.0*(FV1(I)*COS(BE1(I)-FI(I))-FL1(I)*SIN(BE1(I)-
      *FI(I)))+(BE12D(I)*QD(I)**2.0+BE1D(I)*Q2D(I)-FI2D(I))*(FV1(I)*
      *SIN(BE1(I)-FI(I))+FL1(I)*COS(BE1(I)-FI(I)))+FL12D(I)*

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

* SIN(BE1(I)-FI(I))+2.0*FS1D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)+FS1(I)*
* COS(FI(I))*FID(I)**2.0+FS1(I)*SIN(FI(I))*FI2D(I))/COS(FI(I))
  FS22D(I)=(MP2*(XP24D(I)/COS(A(I))+2.0*XP23D(I)*SIN(A(I))*AD(I)*
* COS(A(I))**(-2.0)+2.0*XP22D(I)*(COS(A(I))**(-3.0)*(SIN(A(I))*
* AD(I))**2.0+XP22D(I)*AD(I)**2.0/COS(A(I))+XP22D(I)*SIN(A(I))*
* A2D(I)/COS(A(I))**2.0)-(FU22D(I)+FM22D(I)+FCH2D(I)-FW22D(I))*
* SIN(FI(I))-2.0*(FU2D(I)+FM2D(I)+FCHD(I)-FW2D(I))*COS(FI(I))*
* FID(I)+(FU2(I)+FM2(I)+FCH(I)-FW2(I))*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-
* (FU2(I)+FM2(I)+FCH(I)-FW2(I))*COS(FI(I))*FI2D(I)-FV22D(I)*
* COS(BE2(I)-FI(I))+2.0*(BE2D(I)*QD(I)-FID(I))*FV2D(I)*
* SIN(BE2(I)-FI(I))+FL2D(I)*COS(BE2(I)-FI(I)))+(BE2D(I)*QD(I)-
* FID(I))**2.0*(FV2(I)*COS(BE2(I)-FI(I))-FL2(I)*SIN(BE2(I)-
* FI(I)))+(BE22D(I)*QD(I)**2.0+BE2D(I)*Q2D(I)-FI2D(I))*FV2(I)*
* SIN(BE2(I)-FI(I))+FL2(I)*COS(BE2(I)-FI(I))+FL22D(I)*
* SIN(BE2(I)-FI(I))+2.0*FS2D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)+FS2(I)*
* COS(FI(I))*FID(I)**2.0+FS2(I)*SIN(FI(I))*FI2D(I))/COS(FI(I))
  FS32D(I)=(MP3*(XP34D(I)/COS(A(I))+2.0*XP33D(I)*SIN(A(I))*AD(I)*
* COS(A(I))**(-2.0)+2.0*XP32D(I)*(COS(A(I))**(-3.0)*(SIN(A(I))*
* AD(I))**2.0+XP32D(I)*AD(I)**2.0/COS(A(I))+XP32D(I)*SIN(A(I))*
* A2D(I)/COS(A(I))**2.0)-(FU32D(I)+FM32D(I)+FCH2D(I)-FW32D(I))*
* SIN(FI(I))-2.0*(FU3D(I)+FM3D(I)+FCHD(I)-FW3D(I))*COS(FI(I))*
* FID(I)+(FU3(I)+FM3(I)+FCH(I)-FW3(I))*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-
* (FU3(I)+FM3(I)+FCH(I)-FW3(I))*COS(FI(I))*FI2D(I)-FV32D(I)*
* COS(BE3(I)-FI(I))+2.0*(BE3D(I)*QD(I)-FID(I))*FV3D(I)*
* SIN(BE3(I)-FI(I))+FL3D(I)*COS(BE3(I)-FI(I)))+(BE3D(I)*QD(I)-
* FID(I))**2.0*(FV3(I)*COS(BE3(I)-FI(I))-FL3(I)*SIN(BE3(I)-
* FI(I)))+(BE32D(I)*QD(I)**2.0+BE3D(I)*Q2D(I)-FI2D(I))*FV3(I)*
* SIN(BE3(I)-FI(I))+FL3(I)*COS(BE3(I)-FI(I))+FL32D(I)*
* SIN(BE3(I)-FI(I))+2.0*FS3D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)+FS3(I)*
* COS(FI(I))*FID(I)**2.0+FS3(I)*SIN(FI(I))*FI2D(I))/COS(FI(I))
  FS42D(I)=(MP4*(XP44D(I)/COS(A(I))+2.0*XP43D(I)*SIN(A(I))*AD(I)*
* COS(A(I))**(-2.0)+2.0*XP42D(I)*(COS(A(I))**(-3.0)*(SIN(A(I))*
* AD(I))**2.0+XP42D(I)*AD(I)**2.0/COS(A(I))+XP42D(I)*SIN(A(I))*
* A2D(I)/COS(A(I))**2.0)-(FU42D(I)+FM42D(I)+FCH2D(I)-FW42D(I))*
* SIN(FI(I))-2.0*(FU4D(I)+FM4D(I)+FCHD(I)-FW4D(I))*COS(FI(I))*
* FID(I)+(FU4(I)+FM4(I)+FCH(I)-FW4(I))*SIN(FI(I))*FID(I)**2.0-
* (FU4(I)+FM4(I)+FCH(I)-FW4(I))*COS(FI(I))*FI2D(I)-FV42D(I)*
* COS(BE4(I)-FI(I))+2.0*(BE4D(I)*QD(I)-FID(I))*FV4D(I)*
* SIN(BE4(I)-FI(I))+FL4D(I)*COS(BE4(I)-FI(I)))+(BE4D(I)*QD(I)-
* FID(I))**2.0*(FV4(I)*COS(BE4(I)-FI(I))-FL4(I)*SIN(BE4(I)-
* FI(I)))+(BE42D(I)*QD(I)**2.0+BE4D(I)*Q2D(I)-FI2D(I))*FV4(I)*
* SIN(BE4(I)-FI(I))+FL4(I)*COS(BE4(I)-FI(I))+FL42D(I)*
* SIN(BE4(I)-FI(I))+2.0*FS4D(I)*SIN(FI(I))*FID(I)+FS4(I)*
* COS(FI(I))*FID(I)**2.0+FS4(I)*SIN(FI(I))*FI2D(I))/COS(FI(I))
C----- BİYEL ATALET KUVVETLERİ-----
  FB1(I)=IB1*(BE12D(I)*(QD(I))**2+BE1D(I)*Q2D(I))/LAM+MV1(I)/LAM
  FB2(I)=IB2*(BE22D(I)*(QD(I))**2+BE2D(I)*Q2D(I))/LAM+MV2(I)/LAM
  FB3(I)=IB3*(BE32D(I)*(QD(I))**2+BE3D(I)*Q2D(I))/LAM+MV3(I)/LAM
  FB4(I)=IB4*(BE42D(I)*(QD(I))**2+BE4D(I)*Q2D(I))/LAM+MV4(I)/LAM
C----- BİYEL ATALET KUVVETLERİNİN TÜREVLERİ-----
  FB1D(I)=IB1*(BE13D(I)*(QD(I))**3.0+2.0*QD(I)*Q2D(I)*BE12D(I)+
* Q3D(I)*BE1D(I)+QD(I)*Q2D(I)*BE12D(I))/LAM+MV1D(I)/LAM
  FB2D(I)=IB2*(BE23D(I)*(QD(I))**3.0+2.0*QD(I)*Q2D(I)*BE22D(I)+
* Q3D(I)*BE2D(I)+QD(I)*Q2D(I)*BE22D(I))/LAM+MV2D(I)/LAM
  FB3D(I)=IB3*(BE33D(I)*(QD(I))**3.0+2.0*QD(I)*Q2D(I)*BE32D(I)+
* Q3D(I)*BE3D(I)+QD(I)*Q2D(I)*BE32D(I))/LAM+MV3D(I)/LAM
  FB4D(I)=IB4*(BE43D(I)*(QD(I))**3.0+2.0*QD(I)*Q2D(I)*BE42D(I)+
* Q3D(I)*BE4D(I)+QD(I)*Q2D(I)*BE42D(I))/LAM+MV4D(I)/LAM

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

C----- BİYEL ATALET KUVVETLERİNİN 2. TÜREVLERİ-----
      FB12D(I)=IB1*(6.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*BE12D(I)+
      *QD(I)**4.0*BE14D(I)+BE12D(I)*(3.0*Q2D(I)**2.0+
      *4.0*QD(I)*Q3D(I))+BE1D(I)*Q4D(I))/LAM+MV12D(I)/LAM
      FB22D(I)=IB2*(6.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*BE22D(I)+
      *QD(I)**4.0*BE24D(I)+BE22D(I)*(3.0*Q2D(I)**2.0+
      *4.0*QD(I)*Q3D(I))+BE2D(I)*Q4D(I))/LAM+MV22D(I)/LAM
      FB32D(I)=IB3*(6.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*BE32D(I)+
      *QD(I)**4.0*BE34D(I)+BE32D(I)*(3.0*Q2D(I)**2.0+
      *4.0*QD(I)*Q3D(I))+BE3D(I)*Q4D(I))/LAM+MV32D(I)/LAM
      FB42D(I)=IB4*(6.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*BE42D(I)+
      *QD(I)**4.0*BE44D(I)+BE42D(I)*(3.0*Q2D(I)**2.0+
      *4.0*QD(I)*Q3D(I))+BE4D(I)*Q4D(I))/LAM+MV42D(I)/LAM
C----- PİSTON KURU SÜRTÜNMELERİ VE TÜREVLERİ-----
      FU1(I)=SIGN((FIN+ABS(FS1(I))*CS),Y1D(I))
      FU2(I)=SIGN((FIN+ABS(FS2(I))*CS),Y2D(I))
      FU3(I)=SIGN((FIN+ABS(FS3(I))*CS),Y3D(I))
      FU4(I)=SIGN((FIN+ABS(FS4(I))*CS),Y4D(I))
      FU1D(I)=(FU1(I)-FU1(I-1))/DT
      FU2D(I)=(FU2(I)-FU2(I-1))/DT
      FU3D(I)=(FU3(I)-FU3(I-1))/DT
      FU4D(I)=(FU4(I)-FU4(I-1))/DT
      FU12D(I)=(FU1D(I)-FU1D(I-1))/DT
      FU22D(I)=(FU2D(I)-FU2D(I-1))/DT
      FU32D(I)=(FU3D(I)-FU3D(I-1))/DT
      FU42D(I)=(FU4D(I)-FU4D(I-1))/DT
C----- PİSTON HİDRODİNAMİK SÜRTÜNMELERİ-----
      FM1(I)=CP*Y1D(I)
      FM2(I)=CP*Y2D(I)
      FM3(I)=CP*Y3D(I)
      FM4(I)=CP*Y4D(I)
C----- PİSTON HİDRODİNAMİK SÜRTÜNMELERİNİN TÜREVLERİ-----
      FM1D(I)=CP*Y12D(I)
      FM2D(I)=CP*Y22D(I)
      FM3D(I)=CP*Y32D(I)
      FM4D(I)=CP*Y42D(I)
C----- PİSTON HİDRODİNAMİK SÜRTÜNMELERİNİN 2. TÜREVLERİ -----
      FM12D(I)=CP*Y13D(I)
      FM22D(I)=CP*Y23D(I)
      FM32D(I)=CP*Y33D(I)
      FM42D(I)=CP*Y43D(I)
C----- KOL MUYLUSU SÜRTÜNME MOMENTLERİ-----
      MV1(I)=CKM*(QD(I)+BE1D(I)*QD(I))
      MV2(I)=CKM*(QD(I)+BE2D(I)*QD(I))
      MV3(I)=CKM*(QD(I)+BE3D(I)*QD(I))
      MV4(I)=CKM*(QD(I)+BE4D(I)*QD(I))
C----- KOL MUYLUSU SÜRTÜNME MOMENTLERİNİN TÜREVLERİ-----
      MV1D(I)=CKM*(Q2D(I)+BE12D(I)*(QD(I)**2.0+BE1D(I)*Q2D(I))
      MV2D(I)=CKM*(Q2D(I)+BE22D(I)*(QD(I)**2.0+BE2D(I)*Q2D(I))
      MV3D(I)=CKM*(Q2D(I)+BE32D(I)*(QD(I)**2.0+BE3D(I)*Q2D(I))
      MV4D(I)=CKM*(Q2D(I)+BE42D(I)*(QD(I)**2.0+BE4D(I)*Q2D(I))
C----- KOL MUYLUSU SÜRTÜNME MOMENTLERİNİN 2. TÜREVLERİ-----
      MV12D(I)=CKM*(Q3D(I)+BE1D(I)*Q3D(I)+3.0*QD(I)*Q2D(I)*BE12D(I)+
      *BE13D(I)*QD(I)**3.0)
      MV22D(I)=CKM*(Q3D(I)+BE2D(I)*Q3D(I)+3.0*QD(I)*Q2D(I)*BE22D(I)+
      *BE23D(I)*QD(I)**3.0)
      MV32D(I)=CKM*(Q3D(I)+BE3D(I)*Q3D(I)+3.0*QD(I)*Q2D(I)*BE32D(I)+
      *BE33D(I)*QD(I)**3.0)

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      MV42D(I)=CKM*(Q3D(I)+BE4D(I)*Q3D(I)+3.0*QD(I)*Q2D(I)*BE42D(I)+
      *BE43D(I)*QD(I)**3.0)
C----- KOL MUYLUSUNDAN KAYNAKLANAN KUVVETLER-----
      FV1(I)=MV1(I)/LAM
      FV2(I)=MV2(I)/LAM
      FV3(I)=MV3(I)/LAM
      FV4(I)=MV4(I)/LAM
C----- KOL MUYLUSUNDAN KAYNAKLANAN KUVVETLERİN TÜREVLERİ-----
      FV1D(I)=MV1D(I)/LAM
      FV2D(I)=MV2D(I)/LAM
      FV3D(I)=MV3D(I)/LAM
      FV4D(I)=MV4D(I)/LAM
C----- KOL MUYLUSUNDAN KAYNAKLANAN KUVVETLERİN 2. TÜREVLERİ-----
      FV12D(I)=MV12D(I)/LAM
      FV22D(I)=MV22D(I)/LAM
      FV32D(I)=MV32D(I)/LAM
      FV42D(I)=MV42D(I)/LAM
C----- ANA YATAK MOMENTLERİ-----
      MM(I)=C0*QD(I)
      MMD(I)=4.0*C0*Q2D(I)
      MM2D(I)=4.0*C0*Q3D(I)
      MQD(I)=0.0
      MQ2D(I)=0.0
      MS2D(I)=0.0
C----- KRANK IN HAREKET DENKLEMLERİ VE TÜREVLERİ-----
      Q2D(I)=R*(FL1(I)*COS(PI/2.0-BE1(I)-Q(I))+FL2(I)*COS(PI/2.0-
      *BE2(I)-Q(I)+3.0*PI)+FL3(I)*COS(PI/2.0-BE3(I)-Q(I)+PI)+
      *FL4(I)*COS(PI/2.0-BE4(I)-Q(I)+2.0*PI))/ICR-
      *R*(FB1(I)*COS(BE1(I)+Q(I))+FB2(I)*COS(BE2(I)+Q(I)-3.0*PI)+
      *FB3(I)*COS(BE3(I)+Q(I)-PI)+FB4(I)*COS(BE4(I)+Q(I)-2.0*PI))/ICR+
      *(MS(I)-MV1(I)-MV2(I)-MV3(I)-MV4(I)-MM(I)-MQ(I))/ICR
      Q3D(I)=-R*(FB1D(I)*COS(BE1(I)+Q(I))+FB2D(I)*COS(BE2(I)+Q(I)-
      *3.0*PI)+FB3D(I)*COS(BE3(I)+Q(I)-PI)+FB4D(I)*COS(BE4(I)+Q(I)
      *-2.0*PI)-FB1(I)*SIN(BE1(I)+Q(I))* (BE1D(I)*QD(I)+QD(I))-
      *FB2(I)*SIN(BE2(I)+Q(I)-3.0*PI)*(BE2D(I)*QD(I)+QD(I))-
      *FB3(I)*SIN(BE3(I)+Q(I)-PI)*(BE3D(I)*QD(I)+QD(I))-
      *FB4(I)*SIN(BE4(I)+Q(I)-2.0*PI)*(BE4D(I)*QD(I)+QD(I)))/ICR+
      *R*(FL1D(I)*COS(PI/2.0-BE1(I)-Q(I))+FL2D(I)*COS(PI/2.0-
      *BE2(I)-Q(I)+3.0*PI)+FL3D(I)*COS(PI/2.0-BE3(I)-Q(I)+PI)+
      *FL4D(I)*COS(PI/2.0-BE4(I)-Q(I)+2.0*PI)+FL1(I)*SIN(PI/2.0-
      *BE1(I)-Q(I))* (BE1D(I)*QD(I)+QD(I))+FL2(I)*SIN(PI/2.0-BE2(I)-
      *Q(I)+3.0*PI)*(BE2D(I)*QD(I)+QD(I))+FL3(I)*SIN(PI/2.0-BE3(I)-
      *Q(I)+PI)*(BE3D(I)*QD(I)+QD(I))+FL4(I)*SIN(PI/2.0-BE4(I)-
      *Q(I)+2.0*PI)*(BE4D(I)*QD(I)+QD(I)))/ICR+
      *(MSD(I)-MV1D(I)-MV2D(I)-MV3D(I)-MV4D(I)-MMD(I)-MQD(I))/ICR
      Q4D(I)=R*(FL12D(I)*COS(PI/2.0-BE1(I)-Q(I))+FL22D(I)*COS(PI/2.0-
      *BE2(I)-Q(I)+3.0*PI)+FL32D(I)*COS(PI/2.0-BE3(I)-Q(I)+PI)+
      *FL42D(I)*COS(PI/2.0-BE4(I)-Q(I)+2.0*PI)-FB12D(I)*COS(BE1(I)+
      *Q(I))-FB22D(I)*COS(BE2(I)+Q(I)-3.0*PI)-FB32D(I)*COS(BE3(I)+
      *Q(I)-PI)-FB42D(I)*COS(BE4(I)+Q(I)-2.0*PI)+(BE1D(I)*QD(I)+
      *QD(I))*(2.0*FB1D(I)*SIN(BE1(I)+Q(I))+FB1(I)*COS(BE1(I)+
      *Q(I))* (BE1D(I)*QD(I)+QD(I))+2.0*FL1D(I)*SIN(PI/2.0-BE1(I)-
      *Q(I))-FL1(I)*COS(PI/2.0-BE1(I)-Q(I))* (BE1D(I)*QD(I)+QD(I)))+
      *(BE2D(I)*QD(I)+QD(I))*(2.0*FB2D(I)*SIN(BE2(I)+Q(I)-3.0*PI)+
      *FB2(I)*COS(BE2(I)+Q(I)-3.0*PI)*(BE2D(I)*QD(I)+QD(I))+
      *2.0*FL2D(I)*SIN(PI/2.0-BE2(I)-Q(I)+3.0*PI)-FL2(I)*COS(PI/2.0-
      *BE2(I)-Q(I)+3.0*PI)*(BE2D(I)*QD(I)+QD(I)))+(BE3D(I)*QD(I)+
      *QD(I))*(2.0*FB3D(I)*SIN(BE3(I)+Q(I)-PI)+FB3(I)*COS(BE3(I)+

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*Q(I)-PI)*(BE3D(I)*QD(I)+QD(I))+2.0*FL3D(I)*SIN(PI/2.0-BE3(I)-
*Q(I)+PI)-FL3(I)*COS(PI/2.0-BE3(I)-Q(I)+PI)*(BE3D(I)*QD(I)+
*QD(I)))+(BE4D(I)*QD(I)+QD(I))*(2.0*FB4D(I)*SIN(BE4(I)+Q(I)-
*2.0*PI)+FB4(I)*COS(BE4(I)+Q(I)-2.0*PI)*(BE4D(I)*QD(I)+QD(I))+
*2.0*FL4D(I)*SIN(PI/2.0-BE4(I)-Q(I)+2.0*PI)-FL4(I)*COS(PI/2.0-
*BE4(I)-Q(I)+2.0*PI)*(BE4D(I)*QD(I)+QD(I)))+(BE12D(I)*QD(I)**2.0+
*BE1D(I)*Q2D(I)+Q2D(I))*(FB1(I)*SIN(BE1(I)+Q(I))+
*FL1(I)*SIN(PI/2.0-BE1(I)-Q(I))*(BE1D(I)*QD(I)+QD(I)))+
*(BE22D(I)*QD(I)**2.0+BE2D(I)*Q2D(I)+Q2D(I))*(FB2(I)*SIN(BE2(I)+
*Q(I)-3.0*PI)+FL2(I)*SIN(PI/2.0-BE2(I)-Q(I)+
*3.0*PI)*(BE2D(I)*QD(I)+QD(I)))+(BE32D(I)*QD(I)**2.0+
*BE3D(I)*Q2D(I)+Q2D(I))*(FB3(I)*SIN(BE3(I)+Q(I)-PI)+
*FL3(I)*SIN(PI/2.0-BE3(I)-Q(I)+PI)*(BE3D(I)*QD(I)+QD(I)))+
*(BE42D(I)*QD(I)**2.0+BE4D(I)*Q2D(I)+Q2D(I))*(FB4(I)*SIN(BE4(I)+
*Q(I)-2.0*PI)+FL4(I)*SIN(PI/2.0-BE4(I)-Q(I)+
*2.0*PI)*(BE4D(I)*QD(I)+QD(I)))+(MS2D(I)-MV12D(I)-MV22D(I)-
*MV32D(I)-MV42D(I)-MQ2D(I)-MM2D(I))/R)/IC
C----- FBY KUVVETLERİ-----
  FBY1(I)=FL1(I)*COS(BE1(I))+FB1(I)*COS(PI/2.0-BE1(I))+
*MW1*RW1*QD(I)**2.0*COS(Q(I))
  FBY2(I)=FL2(I)*COS(BE2(I))+FB2(I)*COS(PI/2.0-BE2(I))+
*MW2*RW2*QD(I)**2.0*COS(Q(I)-3.0*PI)
  FBY3(I)=FL3(I)*COS(BE3(I))+FB3(I)*COS(PI/2.0-BE3(I))+
*MW3*RW3*QD(I)**2.0*COS(Q(I)-PI)
  FBY4(I)=FL4(I)*COS(BE4(I))+FB4(I)*COS(PI/2.0-BE4(I))+
*MW4*RW4*QD(I)**2.0*COS(Q(I)-2.0*PI)
C----- FBY KUVVETLERİNİN TÜREVLERİ-----
  FBY1D(I)=FL1D(I)*COS(BE1(I))-FL1(I)*SIN(BE1(I))*BE1D(I)*QD(I)+
*FB1D(I)*COS(PI/2.0-BE1(I))+FB1(I)*SIN(PI/2.0-BE1(I))*BE1D(I)*
*QD(I)+MW1*RW1*(2.0*QD(I)*Q2D(I)*COS(Q(I))-QD(I)**3.0*SIN(Q(I)))
  FBY2D(I)=FL2D(I)*COS(BE2(I))-FL2(I)*SIN(BE2(I))*BE2D(I)*QD(I)+
*FB2D(I)*COS(PI/2.0-BE2(I))+FB2(I)*SIN(PI/2.0-BE2(I))*BE2D(I)*
*QD(I)+MW2*RW2*(2.0*QD(I)*Q2D(I)*COS(Q(I)-3.0*PI)-
*QD(I)**3.0*SIN(Q(I)-3.0*PI))
  FBY3D(I)=FL3D(I)*COS(BE3(I))-FL3(I)*SIN(BE3(I))*BE3D(I)*QD(I)+
*FB3D(I)*COS(PI/2.0-BE3(I))+FB3(I)*SIN(PI/2.0-BE3(I))*BE3D(I)*
*QD(I)+MW3*RW3*(2.0*QD(I)*Q2D(I)*COS(Q(I)-PI)-
*QD(I)**3.0*SIN(Q(I)-PI))
  FBY4D(I)=FL4D(I)*COS(BE4(I))-FL4(I)*SIN(BE4(I))*BE4D(I)*QD(I)+
*FB4D(I)*COS(PI/2.0-BE4(I))+FB4(I)*SIN(PI/2.0-BE4(I))*BE4D(I)*
*QD(I)+MW4*RW4*(2.0*QD(I)*Q2D(I)*COS(Q(I)-2.0*PI)-
*QD(I)**3.0*SIN(Q(I)-2.0*PI))
C----- FBY KUVVETLERİNİN 2. TÜREVLERİ-----
  FBY12D(I)=FL12D(I)*COS(BE1(I))+FB12D(I)*COS(PI/2.0-BE1(I))+
*2.0*(FB1D(I)*SIN(PI/2.0-BE1(I))-FL1D(I)*SIN(BE1(I))*BE1D(I)*
*QD(I)-(FB1(I)*COS(PI/2.0-BE1(I))+FL1(I)*COS(BE1(I)))*(BE1D(I)*
*QD(I))**2.0+(FB1(I)*SIN(PI/2.0-BE1(I))-FL1(I)*SIN(BE1(I))*
*BE12D(I)*QD(I)**2.0+(FB1(I)*SIN(PI/2.0-BE1(I))-FL1(I)*
*SIN(BE1(I)))*BE1D(I)*Q2D(I)+MW1*RW1*(2.0*Q2D(I)**2.0*COS(Q(I))+
*2.0*QD(I)*Q3D(I)*COS(Q(I))-5.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*SIN(Q(I))-
*QD(I)**4.0*COS(Q(I)))
  FBY22D(I)=FL22D(I)*COS(BE2(I))+FB22D(I)*COS(PI/2.0-BE2(I))+
*2.0*(FB2D(I)*SIN(PI/2.0-BE2(I))-FL2D(I)*SIN(BE2(I))*BE2D(I)*
*QD(I)-(FB2(I)*COS(PI/2.0-BE2(I))+FL2(I)*COS(BE2(I)))*(BE2D(I)*
*QD(I))**2.0+(FB2(I)*SIN(PI/2.0-BE2(I))-FL2(I)*SIN(BE2(I))*
*BE22D(I)*QD(I)**2.0+(FB2(I)*SIN(PI/2.0-BE2(I))-FL2(I)*
*SIN(BE2(I)))*BE2D(I)*Q2D(I)+MW2*RW2*(2.0*Q2D(I)**2.0*COS(Q(I)-
*3.0*PI)+2.0*QD(I)*Q3D(I)*COS(Q(I)-3.0*PI)-5.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

      *SIN(Q(I)-3.0*PI)-QD(I)**4.0*COS(Q(I)-3.0*PI))
      FBX32D(I)=FL32D(I)*COS(BE3(I))+FB32D(I)*COS(PI/2.0-BE3(I))+
      *2.0*(FB3D(I)*SIN(PI/2.0-BE3(I))-FL3D(I)*SIN(BE3(I)))*BE3D(I)*
      *QD(I)-(FB3(I)*COS(PI/2.0-BE3(I))+FL3(I)*COS(BE3(I)))*(BE3D(I)*
      *QD(I))**2.0+(FB3(I)*SIN(PI/2.0-BE3(I))-FL3(I)*SIN(BE3(I)))*
      *BE32D(I)*QD(I)**2.0+(FB3(I)*SIN(PI/2.0-BE3(I))-FL3(I)*
      *SIN(BE3(I)))*BE3D(I)*Q2D(I)+MW3*RW3*(2.0*Q2D(I)**2.0*COS(Q(I)-
      *PI)+2.0*QD(I)*Q3D(I)*COS(Q(I)-PI)-5.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*SIN(Q(I)-
      *PI)-QD(I)**4.0*COS(Q(I)-PI))
      FBX42D(I)=FL42D(I)*COS(BE4(I))+FB42D(I)*COS(PI/2.0-BE4(I))+
      *2.0*(FB4D(I)*SIN(PI/2.0-BE4(I))-FL4D(I)*SIN(BE4(I)))*BE4D(I)*
      *QD(I)-(FB4(I)*COS(PI/2.0-BE4(I))+FL4(I)*COS(BE4(I)))*(BE4D(I)*
      *QD(I))**2.0+(FB4(I)*SIN(PI/2.0-BE4(I))-FL4(I)*SIN(BE4(I)))*
      *BE42D(I)*QD(I)**2.0+(FB4(I)*SIN(PI/2.0-BE4(I))-FL4(I)*
      *SIN(BE4(I)))*BE4D(I)*Q2D(I)+MW4*RW4*(2.0*Q2D(I)**2.0*COS(Q(I)-
      *2.0*PI)+2.0*QD(I)*Q3D(I)*COS(Q(I)-2.0*PI)-5.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*
      *SIN(Q(I)-2.0*PI)-QD(I)**4.0*COS(Q(I)-2.0*PI))
C----- FBX KUVVETLERİ-----
      FBX1(I)=FL1(I)*COS(PI/2.0-BE1(I))-FB1(I)*COS(BE1(I))-
      *MW1*RW1*QD(I)**2.0*COS(PI/2.0-Q(I))
      FBX2(I)=FL2(I)*COS(PI/2.0-BE2(I))-FB2(I)*COS(BE2(I))-
      *MW2*RW2*QD(I)**2.0*COS(7.0*PI/2.0-Q(I))
      FBX3(I)=FL3(I)*COS(PI/2.0-BE3(I))-FB3(I)*COS(BE3(I))-
      *MW3*RW3*QD(I)**2.0*COS(3.0*PI/2.0-Q(I))
      FBX4(I)=FL4(I)*COS(PI/2.0-BE4(I))-FB4(I)*COS(BE4(I))-
      *MW4*RW4*QD(I)**2.0*COS(5.0*PI/2.0-Q(I))
C----- FBX KUVVETLERİNİN TÜREVLERİ-----
      FBX1D(I)=FL1D(I)*COS(PI/2.0-BE1(I))+FL1(I)*SIN(PI/2.0-BE1(I))*
      *BE1D(I)*QD(I)-FB1D(I)*COS(BE1(I))+FB1(I)*SIN(BE1(I))*BE1D(I)*
      *QD(I)-MW1*RW1*(2.0*QD(I)*Q2D(I)*COS(PI/2.0-Q(I))+QD(I)**3.0*
      *SIN(PI/2.0-Q(I)))
      FBX2D(I)=FL2D(I)*COS(PI/2.0-BE2(I))+FL2(I)*SIN(PI/2.0-BE2(I))*
      *BE2D(I)*QD(I)-FB2D(I)*COS(BE2(I))+FB2(I)*SIN(BE2(I))*BE2D(I)*
      *QD(I)-MW2*RW2*(2.0*QD(I)*Q2D(I)*COS(7.0*PI/2.0-Q(I))+QD(I)**3.0*
      *SIN(7.0*PI/2.0-Q(I)))
      FBX3D(I)=FL3D(I)*COS(PI/2.0-BE3(I))+FL3(I)*SIN(PI/2.0-BE3(I))*
      *BE3D(I)*QD(I)-FB3D(I)*COS(BE3(I))+FB3(I)*SIN(BE3(I))*BE3D(I)*
      *QD(I)-MW3*RW3*(2.0*QD(I)*Q2D(I)*COS(3.0*PI/2.0-Q(I))+QD(I)**3.0*
      *SIN(3.0*PI/2.0-Q(I)))
      FBX4D(I)=FL4D(I)*COS(PI/2.0-BE4(I))+FL4(I)*SIN(PI/2.0-BE4(I))*
      *BE4D(I)*QD(I)-FB4D(I)*COS(BE4(I))+FB4(I)*SIN(BE4(I))*BE4D(I)*
      *QD(I)-MW4*RW4*(2.0*QD(I)*Q2D(I)*COS(5.0*PI/2.0-Q(I))+QD(I)**3.0*
      *SIN(5.0*PI/2.0-Q(I)))
C----- FBX KUVVETLERİNİN 2. TÜREVLERİ -----
      FBX12D(I)=FL12D(I)*COS(PI/2.0-BE1(I))-FB12D(I)*COS(BE1(I))+
      *2.0*(FL1D(I)*SIN(PI/2.0-BE1(I))+FB1D(I)*SIN(BE1(I)))*BE1D(I)*
      *QD(I)+(FB1(I)*COS(BE1(I))-FL1(I)*COS(PI/2.0-BE1(I)))*(BE1D(I)*
      *QD(I))**2.0+(FL1(I)*SIN(PI/2.0-BE1(I))+FB1(I)*SIN(BE1(I)))*
      *BE1D(I)*Q2D(I)+(FL1(I)*SIN(PI/2.0-BE1(I))+FB1(I)*SIN(BE1(I)))*
      *BE12D(I)*QD(I)**2.0-MW1*RW1*((2.0*Q2D(I)**2.0+2.0*QD(I)*Q3D(I)-
      *QD(I)**4.0)*COS(PI/2.0-Q(I))+5.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*SIN(PI/2.0-
      *Q(I)))
      FBX22D(I)=FL22D(I)*COS(PI/2.0-BE2(I))-FB22D(I)*COS(BE2(I))+
      *2.0*(FL2D(I)*SIN(PI/2.0-BE2(I))+FB2D(I)*SIN(BE2(I)))*BE2D(I)*
      *QD(I)+(FB2(I)*COS(BE2(I))-FL2(I)*COS(PI/2.0-BE2(I)))*(BE2D(I)*
      *QD(I))**2.0+(FL2(I)*SIN(PI/2.0-BE2(I))+FB2(I)*SIN(BE2(I)))*
      *BE2D(I)*Q2D(I)+(FL2(I)*SIN(PI/2.0-BE2(I))+FB2(I)*SIN(BE2(I)))*
      *BE22D(I)*QD(I)**2.0-MW2*RW2*((2.0*Q2D(I)**2.0+2.0*QD(I)*Q3D(I)-

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*QD(I)**4.0)*COS(7.0*PI/2.0-Q(I))+5.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*
*SIN(7.0*PI/2.0-Q(I)))
  FBX32D(I)=FL32D(I)*COS(PI/2.0-BE3(I))-FB32D(I)*COS(BE3(I))+
*2.0*(FL3D(I)*SIN(PI/2.0-BE3(I))+FB3D(I)*SIN(BE3(I)))*BE3D(I)*
*QD(I)+(FB3(I)*COS(BE3(I))-FL3(I)*COS(PI/2.0-BE3(I)))*(BE3D(I)*
*QD(I))**2.0+(FL3(I)*SIN(PI/2.0-BE3(I))+FB3(I)*SIN(BE3(I)))*
*BE3D(I)*Q2D(I)+(FL3(I)*SIN(PI/2.0-BE3(I))+FB3(I)*SIN(BE3(I)))*
*BE32D(I)*QD(I)**2.0-MW3*RW3*((2.0*Q2D(I)**2.0+2.0*QD(I)*Q3D(I)-
*QD(I)**4.0)*COS(3.0*PI/2.0-Q(I))+5.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*
*SIN(3.0*PI/2.0-Q(I)))
  FBX42D(I)=FL42D(I)*COS(PI/2.0-BE4(I))-FB42D(I)*COS(BE4(I))+
*2.0*(FL4D(I)*SIN(PI/2.0-BE4(I))+FB4D(I)*SIN(BE4(I)))*BE4D(I)*
*QD(I)+(FB4(I)*COS(BE4(I))-FL4(I)*COS(PI/2.0-BE4(I)))*(BE4D(I)*
*QD(I))**2.0+(FL4(I)*SIN(PI/2.0-BE4(I))+FB4(I)*SIN(BE4(I)))*
*BE4D(I)*Q2D(I)+(FL4(I)*SIN(PI/2.0-BE4(I))+FB4(I)*SIN(BE4(I)))*
*BE42D(I)*QD(I)**2.0-MW4*RW4*((2.0*Q2D(I)**2.0+2.0*QD(I)*Q3D(I)-
*QD(I)**4.0)*COS(5.0*PI/2.0-Q(I))+5.0*QD(I)**2.0*Q2D(I)*
*SIN(5.0*PI/2.0-Q(I)))
C----- BLOĞUN ZB EKSENİ ETRAFINDA DÖNMESİ-----
  FI2D(I)=(MM(I)-MS(I)-S14(I)*(FS1(I)+FS4(I))*COS(A(I))*COS(P(I))-
*S23(I)*(FS2(I)+FS3(I))*COS(A(I))*COS(P(I))-HCG*(FBX1(I)+FBX2(I)+
*FBX3(I)+FBX4(I))*COS(A(I))*COS(P(I))-KTF*FI(I)-CTF*FID(I))/IBZ
  FI3D(I)=(MMD(I)-MSD(I)-(S14D(I)*(FS1(I)+FS4(I))+S14(I)*(FS1D(I)+
*FS4D(I))+S23D(I)*(FS2(I)+FS3(I))+S23(I)*(FS2D(I)+FS3D(I))+
*HCG*(FBX1D(I)+FBX2D(I)+FBX3D(I)+FBX4D(I)))*COS(A(I))*COS(P(I))+
*(S14(I)*(FS1(I)+FS4(I))+S23(I)*(FS2(I)+FS3(I))+HCG*(FBX1(I)+
*FBX2(I)+FBX3(I)+FBX4(I)))*(SIN(A(I))*AD(I)*COS(P(I))+
*COS(A(I))*SIN(P(I))*PD(I))-KTF*FID(I)-CTF*FI2D(I))/IBZ
  FI4D(I)=(MM2D(I)-MS2D(I)-(S142D(I)*(FS1(I)+FS4(I))+2.0*S14D(I)*
*(FS1D(I)+FS4D(I))+S14(I)*(FS12D(I)+FS42D(I))+S232D(I)*(FS2(I)+
*FS3(I))+2.0*S23D(I)*(FS2D(I)+FS3D(I))+S23(I)*(FS22D(I)+FS32D(I))+
*HCG*(FBX12D(I)+FBX22D(I)+FBX32D(I)+FBX42D(I)))*COS(A(I))*
*COS(P(I))+2.0*(S14D(I)*(FS1(I)+FS4(I))+S14(I)*(FS1D(I)+FS4D(I))+
*S23D(I)*(FS2(I)+FS3(I))+S23(I)*(FS2D(I)+FS3D(I))+HCG*(FBX1D(I)+
*FBX2D(I)+FBX3D(I)+FBX4D(I)))*(SIN(A(I))*AD(I)*COS(P(I))+
*COS(A(I))*SIN(P(I))*PD(I))+(S14(I)*(FS1(I)+FS4(I))+S23(I)*
*(FS2(I)+FS3(I))+HCG*(FBX1(I)+FBX2(I)+FBX3(I)+FBX4(I)))*
*(SIN(A(I))*A2D(I)*COS(P(I))+COS(A(I))*AD(I)**2.0*COS(P(I))+
*COS(A(I))*COS(P(I))*PD(I)**2.0+COS(A(I))*SIN(P(I))*P2D(I)-
*2.0*SIN(A(I))*AD(I)*SIN(P(I))*PD(I))-KTF*FI2D(I)-CTF*FI3D(I))/IBZ
C----- BLOĞUN YB EKSENİ ETRAFINDA DÖNMESİ -----
  A2D(I)=(FBX1(I)*H1+FBX2(I)*H2-FBX3(I)*H3-FBX4(I)*H4-FS1(I)*H1-
*FS2(I)*H2+FS3(I)*H3+FS4(I)*H4)*COS(FI(I))*COS(P(I))-KTA*A(I)-
*CTA*AD(I))/IBY
  A3D(I)=((FBX1D(I)*H1+FBX2D(I)*H2-FBX3D(I)*H3-FBX4D(I)*H4-
*FS1D(I)*H1-FS2D(I)*H2+FS3D(I)*H3+FS4D(I)*H4)*COS(FI(I))*
*COS(P(I))-(FBX1(I)*H1+FBX2(I)*H2-FBX3(I)*H3-FBX4(I)*H4-
*FS1(I)*H1-FS2(I)*H2+FS3(I)*H3+FS4(I)*H4)*(SIN(FI(I))*FID(I)*
*COS(P(I))+COS(FI(I))*SIN(P(I))*PD(I))-KTA*AD(I)-CTA*A2D(I))/IBY
  A4D(I)=((FBX12D(I)*H1+FBX22D(I)*H2-FBX32D(I)*H3-FBX42D(I)*H4-
*FS12D(I)*H1-FS22D(I)*H2+FS32D(I)*H3+FS42D(I)*H4)*COS(FI(I))*
*COS(P(I))-2.0*(FBX1D(I)*H1+FBX2D(I)*H2-FBX3D(I)*H3-FBX4D(I)*H4-
*FS1D(I)*H1-FS2D(I)*H2+FS3D(I)*H3+FS4D(I)*H4)*(SIN(FI(I))*FID(I)*
*COS(P(I))+COS(FI(I))*SIN(P(I))*PD(I))-(FBX1(I)*H1+FBX2(I)*H2-
*FBX3(I)*H3-FBX4(I)*H4-FS1(I)*H1-FS2(I)*H2+FS3(I)*H3+FS4(I)*H4)*
*(COS(FI(I))*FID(I)**2.0*COS(P(I))+SIN(FI(I))*FI2D(I)*COS(P(I))-
*2.0*SIN(FI(I))*FID(I)*SIN(P(I))*PD(I)+COS(FI(I))*COS(P(I))*
*PD(I)**2.0+COS(FI(I))*SIN(P(I))*P2D(I))-KTA*A2D(I)-CTA*A3D(I))/IBY

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

C----- BLOĞUN XB EKSENİ ETRAFINDA DÖNMESİ -----
      P2D(I)=( (H1*(-FBy1(I)+FW1(I)-FM1(I)-FU1(I))+H2*(-FBy2(I)+FW2(I)-
      *FM2(I)-FU2(I))+H3*(FBy3(I)-FW3(I)+FM3(I)+FU3(I))+H4*(FBy4(I)-
      *FW4(I)+FM4(I)+FU4(I))) *COS(A(I)) *COS(FI(I)) -KTP*P(I) -
      *CTP*PD(I)) /IBX
      P3D(I)=( (H1*(-FBy1D(I)+FW1D(I)-FM1D(I)-FU1D(I))+H2*(-FBy2D(I)+
      *FW2D(I)-FM2D(I)-FU2D(I))+H3*(FBy3D(I)-FW3D(I)+FM3D(I)+FU3D(I))+
      *H4*(FBy4D(I)-FW4D(I)+FM4D(I)+FU4D(I))) *COS(A(I)) *COS(FI(I)) -
      *(H1*(-FBy1(I)+FW1(I)-FM1(I)-FU1(I))+H2*(-FBy2(I)+FW2(I)-FM2(I)-
      *FU2(I))+H3*(FBy3(I)-FW3(I)+FM3(I)+FU3(I))+H4*(FBy4(I)-FW4(I)+
      *FM4(I)+FU4(I))) * (SIN(A(I)) *AD(I) *COS(FI(I)) +COS(A(I)) *
      *SIN(FI(I)) *FID(I)) -KTP*PD(I) -CTP*P2D(I)) /IBX
      P4D(I)=( (H1*(-FBy12D(I)+FW12D(I)-FM12D(I)-FU12D(I))+H2*(-
      *FBy22D(I)+FW22D(I)-FM22D(I)-FU22D(I))+H3*(FBy32D(I)-FW32D(I)+
      *FM32D(I)+FU32D(I))+H4*(FBy42D(I)-FW42D(I)+FM42D(I)+
      *FU42D(I))) *COS(A(I)) *COS(FI(I)) -2.0*(H1*(-FBy1D(I)+FW1D(I)-
      *FM1D(I)-FU1D(I))+H2*(-FBy2D(I)+FW2D(I)-FM2D(I)-FU2D(I))+H3*
      *(FBy3D(I)-FW3D(I)+FM3D(I)+FU3D(I))+H4*(FBy4D(I)-FW4D(I)+FM4D(I)+
      *FU4D(I))) * (SIN(A(I)) *AD(I) *COS(FI(I)) +COS(A(I)) *SIN(FI(I)) *
      *FID(I)) - (H1*(-FBy1(I)+FW1(I)-FM1(I)-FU1(I))+H2*(-FBy2(I)+FW2(I)-
      *FM2(I)-FU2(I))+H3*(FBy3(I)-FW3(I)+FM3(I)+FU3(I))+H4*(FBy4(I)-
      *FW4(I)+FM4(I)+FU4(I))) * (COS(A(I)) *AD(I) **2.0 *COS(FI(I)) +
      *SIN(A(I)) *A2D(I) *COS(FI(I)) -2.0 *SIN(A(I)) *AD(I) *SIN(FI(I)) *
      *FID(I) +COS(A(I)) *COS(FI(I)) *FID(I) **2.0 +COS(A(I)) *SIN(FI(I)) *
      *FI2D(I)) -KTP*P2D(I) -CTP*P3D(I)) /IBX
C----- BLOĞUN YB EKSENİNDEKİ ÖTELEMESİ-----
      YB2D(I)=( (FBy1(I)+FBy2(I)+FBy3(I)+FBy4(I)) *COS(FI(I)) *COS(P(I)) +
      *(FBX1(I)+FBX2(I)+FBX3(I)+FBX4(I)) *SIN(FI(I)) *COS(P(I)) + (FU1(I)+
      *FU2(I)+FU3(I)+FU4(I)+FM1(I)+FM2(I)+FM3(I)+FM4(I)) *COS(FI(I)) *
      *COS(P(I)) - (FS1(I)+FS2(I)+FS3(I)+FS4(I)) *SIN(FI(I)) *COS(P(I)) -
      *(FW1(I)+FW2(I)+FW3(I)+FW4(I)) *COS(FI(I)) *COS(P(I)) -KTY*YB(I) -
      *CTY*YBD(I)) /MB
      YB3D(I)=( (FBy1D(I)+FBy2D(I)+FBy3D(I)+FBy4D(I)+FU1D(I)+FU2D(I)+
      *FU3D(I)+FU4D(I)+FM1D(I)+FM2D(I)+FM3D(I)+FM4D(I)-FW1D(I)-FW2D(I)-
      *FW3D(I)-FW4D(I)) *COS(FI(I)) *COS(P(I)) - (FBy1(I)+FBy2(I)+FBy3(I)+
      *FBy4(I)+FU1(I)+FU2(I)+FU3(I)+FU4(I)+FM1(I)+FM2(I)+FM3(I)+FM4(I)-
      *FW1(I)-FW2(I)-FW3(I)-FW4(I)) * (SIN(FI(I)) *FID(I) *COS(P(I)) +
      *COS(FI(I)) *SIN(P(I)) *PD(I)) + (FBX1D(I)+FBX2D(I)+FBX3D(I)+
      *FBX4D(I)-FS1D(I)-FS2D(I)-FS3D(I)-FS4D(I)) *SIN(FI(I)) *COS(P(I)) +
      *(FBX1(I)+FBX2(I)+FBX3(I)+FBX4(I)-FS1(I)-FS2(I)-FS3(I)-FS4(I)) *
      *(COS(FI(I)) *FID(I) *COS(P(I)) -SIN(FI(I)) *SIN(P(I)) *PD(I)) -
      *KTY*YBD(I) -CTY*YB2D(I)) /MB
      YB4D(I)=( (FBy12D(I)+FBy22D(I)+FBy32D(I)+FBy42D(I)+FU12D(I)+
      *FU22D(I)+FU32D(I)+FU42D(I)+FM12D(I)+FM22D(I)+FM32D(I)+FM42D(I)-
      *FW12D(I)-FW22D(I)-FW32D(I)-FW42D(I)) *COS(FI(I)) *COS(P(I)) -
      *2.0*(FBy1D(I)+FBy2D(I)+FBy3D(I)+FBy4D(I)+FU1D(I)+FU2D(I)+FU3D(I)+
      *FU4D(I)+FM1D(I)+FM2D(I)+FM3D(I)+FM4D(I)-FW1D(I)-FW2D(I)-FW3D(I)-
      *FW4D(I)) * (SIN(FI(I)) *FID(I) *COS(P(I)) +COS(FI(I)) *COS(P(I)) *
      *PD(I)) - (FBy1(I)+FBy2(I)+FBy3(I)+FBy4(I)+FU1(I)+FU2(I)+FU3(I)+
      *FU4(I)+FM1(I)+FM2(I)+FM3(I)+FM4(I)-FW1(I)-FW2(I)-FW3(I)-FW4(I)) *
      *(COS(FI(I)) *FID(I) **2.0 *COS(P(I)) +SIN(FI(I)) *FI2D(I) *COS(P(I)) -
      *2.0 *SIN(FI(I)) *FID(I) *SIN(P(I)) *PD(I) +COS(FI(I)) *COS(P(I)) *
      *PD(I) **2.0 +COS(FI(I)) *SIN(P(I)) *P2D(I)) + (FBX12D(I)+FBX22D(I)+
      *FBX32D(I)+FBX42D(I)-FS12D(I)-FS22D(I)-FS32D(I)-FS42D(I)) *
      *SIN(FI(I)) *COS(P(I)) +2.0*(FBX1D(I)+FBX2D(I)+FBX3D(I)+FBX4D(I)-
      *FS1D(I)-FS2D(I)-FS3D(I)-FS4D(I)) * (COS(FI(I)) *FID(I) *COS(P(I)) -
      *SIN(FI(I)) *SIN(P(I)) *PD(I)) + (FBX1(I)+FBX2(I)+FBX3(I)+FBX4(I)-

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*FS1(I)-FS2(I)-FS3(I)-FS4(I))*(-SIN(FI(I))*FID(I)**2.0*COS(P(I))+
*COS(FI(I))*FI2D(I)*COS(P(I))-2.0*COS(FI(I))*FID(I)*SIN(P(I))*
*PD(I)-SIN(FI(I))*COS(P(I))*PD(I)**2.0-SIN(FI(I))*SIN(P(I))*
*P2D(I))-KTY*YB2D(I)-CTY*YB3D(I))/MB
C----- BLOĞUN XB EKSENİNDEKİ ÖTELEMESİ -----
XB2D(I)=( (FBX1(I)+FBX2(I)+FBX3(I)+FBX4(I))*COS(FI(I))*COS(A(I))-
*(FBY1(I)+FBY2(I)+FBY3(I)+FBY4(I))*SIN(FI(I))*COS(A(I))-(FU1(I)+
*FU2(I)+FU3(I)+FU4(I)+FM1(I)+FM2(I)+FM3(I)+FM4(I))*SIN(FI(I))*
*COS(A(I))-(FS1(I)+FS2(I)+FS3(I)+FS4(I))*COS(FI(I))*COS(A(I))+
*(FW1(I)+FW2(I)+FW3(I)+FW4(I))*SIN(FI(I))*COS(A(I))-KTX*XB(I)-
*CTX*XBD(I))/MB
XB3D(I)=( (FBX1D(I)+FBX2D(I)+FBX3D(I)+FBX4D(I)-FS1D(I)-FS2D(I)-
*FS3D(I)-FS4D(I))*COS(FI(I))*COS(A(I))-(FBX1(I)+FBX2(I)+FBX3(I)+
*FBX4(I)-FS1(I)-FS2(I)-FS3(I)-FS4(I))*(SIN(FI(I))*FID(I))*
*COS(A(I))+COS(FI(I))*SIN(A(I))*AD(I))+(FW1D(I)+FW2D(I)+FW3D(I)+
*FW4D(I)-FU1D(I)-FU2D(I)-FU3D(I)-FU4D(I)-FM1D(I)-FM2D(I)-FM3D(I)-
*FM4D(I)-FBY1D(I)-FBY2D(I)-FBY3D(I)-FBY4D(I))*SIN(FI(I))*
*COS(A(I))+(FW1(I)+FW2(I)+FW3(I)+FW4(I)-FU1(I)-FU2(I)-FU3(I)-
*FU4(I)-FM1(I)-FM2(I)-FM3(I)-FM4(I)-FBY1(I)-FBY2(I)-FBY3(I)-
*FBY4(I))*(COS(FI(I))*FID(I))*COS(A(I))-SIN(FI(I))*
*SIN(A(I))*AD(I))-KTX*XBD(I)-CTX*XB2D(I))/MB
XB4D(I)=( (FBX12D(I)+FBX22D(I)+FBX32D(I)+FBX42D(I)-FS12D(I)-
*FS22D(I)-FS32D(I)-FS42D(I))*COS(FI(I))*COS(A(I))-2.0*(FBX1D(I)+
*FBX2D(I)+FBX3D(I)+FBX4D(I)-FS1D(I)-FS2D(I)-FS3D(I)-FS4D(I))*
*(SIN(FI(I))*FID(I))*COS(A(I))+COS(FI(I))*SIN(A(I))*AD(I))-
*(FBX1(I)+FBX2(I)+FBX3(I)+FBX4(I)-FS1(I)-FS2(I)-FS3(I)-FS4(I))*
*(COS(FI(I))*FID(I)**2.0*COS(A(I))+SIN(FI(I))*FI2D(I))*COS(A(I))-
*2.0*SIN(FI(I))*FID(I))*SIN(A(I))*AD(I)+COS(FI(I))*COS(A(I))*
*AD(I)**2.0+COS(FI(I))*SIN(A(I))*A2D(I))+(FW12D(I)+FW22D(I)+
*FW32D(I)+FW42D(I)-FU12D(I)-FU22D(I)-FU32D(I)-FU42D(I)-FM12D(I)-
*FM22D(I)-FM32D(I)-FM42D(I)-FBY12D(I)-FBY22D(I)-FBY32D(I)-
*FBY42D(I))*SIN(FI(I))*COS(A(I))+2.0*(FW1D(I)+FW2D(I)+FW3D(I)+
*FW4D(I)-FU1D(I)-FU2D(I)-FU3D(I)-FU4D(I)-FM1D(I)-FM2D(I)-FM3D(I)-
*FM4D(I)-FBY1D(I)-FBY2D(I)-FBY3D(I)-FBY4D(I))*(COS(FI(I))*FID(I))*
*COS(A(I))-SIN(FI(I))*SIN(A(I))*AD(I))+(FW1(I)+FW2(I)+FW3(I)+
*FW4(I)-FU1(I)-FU2(I)-FU3(I)-FU4(I)-FM1(I)-FM2(I)-FM3(I)-FM4(I)-
*FBY1(I)-FBY2(I)-FBY3(I)-FBY4(I))*(-SIN(FI(I))*FID(I)**2.0*
*COS(A(I))+COS(FI(I))*FI2D(I))*COS(A(I))-2.0*COS(FI(I))*FID(I)*
*SIN(A(I))*AD(I)-SIN(FI(I))*COS(A(I))*AD(I)**2.0-SIN(FI(I))*
*SIN(A(I))*A2D(I))-KTX*XB2D(I)-CTX*XB3D(I))/MB
C----- BLOĞUN ZB EKSENİNDEKİ ÖTELEMESİ -----
ZB2D(I)=( (FBY1(I)+FBY2(I)+FBY3(I)+FBY4(I)+FU1(I)+FU2(I)+FU3(I)+
*FU4(I)+FM1(I)+FM2(I)+FM3(I)+FM4(I)-FW1(I)-FW2(I)-FW3(I)-FW4(I))*
*SIN(P(I))*COS(A(I))+(FS1(I)+FS2(I)+FS3(I)+FS4(I))*SIN(A(I))*
*COS(P(I))-KTZ*ZB(I)-CTZ*ZBD(I))/MB
ZB3D(I)=( (FBY1D(I)+FBY2D(I)+FBY3D(I)+FBY4D(I)+FU1D(I)+FU2D(I)+
*FU3D(I)+FU4D(I)+FM1D(I)+FM2D(I)+FM3D(I)+FM4D(I)-FW1D(I)-FW2D(I)-
*FW3D(I)-FW4D(I))*SIN(P(I))*COS(A(I))+(FBY1(I)+FBY2(I)+FBY3(I)+
*FBY4(I)+FU1(I)+FU2(I)+FU3(I)+FU4(I)+FM1(I)+FM2(I)+FM3(I)+FM4(I)-
*FW1(I)-FW2(I)-FW3(I)-FW4(I))*(COS(P(I))*PD(I))*COS(A(I))-
*SIN(P(I))*SIN(A(I))*AD(I))+(FS1D(I)+FS2D(I)+FS3D(I)+FS4D(I))*
*SIN(A(I))*COS(P(I))+(FS1(I)+FS2(I)+FS3(I)+FS4(I))*COS(A(I))*
*AD(I))*COS(P(I))-SIN(A(I))*SIN(P(I))*PD(I))-KTZ*ZBD(I)-
*CTZ*ZB2D(I))/MB
ZB4D(I)=( (FBY12D(I)+FBE22D(I)+FBE32D(I)+FBE42D(I)+FU12D(I)+
*FU22D(I)+FU32D(I)+FU42D(I)+FM12D(I)+FM22D(I)+FM32D(I)+FM42D(I)-
*FW12D(I)-FW22D(I)-FW32D(I)-FW42D(I))*SIN(P(I))*COS(A(I))+2.0*
*(FBY1D(I)+FBE2D(I)+FBE3D(I)+FBE4D(I)+FU1D(I)+FU2D(I)+FU3D(I)+

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

*FU4D(I)+FM1D(I)+FM2D(I)+FM3D(I)+FM4D(I)-FW1D(I)-FW2D(I)-FW3D(I)-
*FW4D(I))*COS(P(I))*PD(I)*COS(A(I))-SIN(P(I))*SIN(A(I))*AD(I))+
*(FBUY1(I)+FBUY2(I)+FBUY3(I)+FBUY4(I)+FU1(I)+FU2(I)+FU3(I)+FU4(I)+
*FM1(I)+FM2(I)+FM3(I)+FM4(I)-FW1(I)-FW2(I)-FW3(I)-FW4(I))*
*(-SIN(P(I))*PD(I)**2.0*COS(A(I))+COS(P(I))*P2D(I)*COS(A(I))-
*2.0*COS(P(I))*PD(I)*SIN(A(I))*AD(I)-SIN(P(I))*COS(A(I))*
*AD(I)**2.0-SIN(P(I))*SIN(A(I))*A2D(I))+(FS12D(I)+FS22D(I)+
*FS32D(I)+FS42D(I))*SIN(A(I))*COS(P(I))+2.0*(FS1D(I)+FS2D(I)+
*FS3D(I)+FS4D(I))*COS(A(I))*AD(I)*COS(P(I))-SIN(A(I))*SIN(P(I))*
*PD(I))+(FS1(I)+FS2(I)+FS3(I)+FS4(I))*(-SIN(A(I))*AD(I)**2.0*
*COS(P(I))+COS(A(I))*A2D(I)*COS(P(I))-2.0*COS(A(I))*AD(I)*
*SIN(P(I))*PD(I)-SIN(A(I))*COS(P(I))*PD(I)**2.0-SIN(A(I))*
*SIN(P(I))*P2D(I))-KTZ*ZB2D(I)-CTZ*ZB3D(I))/MB
C----- TAKOZLARDAKİ TOPLAM YER DEĞİŞTİRMELER-----
YTR(I)=YB(I)-RX*FI(I)*COS(BBF-OM)
YTL(I)=YB(I)+RX*FI(I)*COS(BBF-OM)
YTB(I)=YB(I)
XTR(I)=XB(I)
XTL(I)=XB(I)
XTB(I)=XB(I)
ZTR(I)=ZB(I)
ZTL(I)=ZB(I)
ZTB(I)=ZB(I)
C----- TAKOZLARDAKİ TOPLAM YER DEĞİŞTİRMELERİN TÜREVLERİ--
YTRD(I)=YBD(I)-RX*FID(I)*COS(BBF-OM)
YTLD(I)=YBD(I)+RX*FID(I)*COS(BBF-OM)
YTB(I)=YBD(I)
XTRD(I)=XBD(I)
XTLD(I)=XBD(I)
XTB(I)=XBD(I)
ZTRD(I)=ZBD(I)
ZTLD(I)=ZBD(I)
ZTB(I)=ZBD(I)
C-----TAKOZ PARAMETRELERİ-----
KY(I)=FI(I)*KTF*COS(BBF-OM)/((YTL(I)-YTR(I))*RX)
KBY(I)=((YTR(I)+YTL(I))*KY(I)*HF)/(YTB(I)*HB)
KBX(I)=HF*XB(I)*KTX/(HB*XTB(I)+HF*XTB(I))
KX(I)=(XB(I)*KTX-XTB(I)*KBX(I))/(XTR(I)+XTL(I))
KBZ(I)=RY*ZB(I)*KTZ/(SB*ZTB(I)+RY*ZTB(I))
KZ(I)=(ZB(I)*KTZ-ZTB(I)*KBZ(I))/(ZTR(I)+ZTL(I))
CY(I)=FID(I)*CTF*COS(BBF-OM)/((YTLD(I)-YTRD(I))*RX)
CBY(I)=((YTRD(I)+YTLD(I))*CY(I)*HF)/(YTB(I)*HB)
CBX(I)=HF*XBD(I)*CTX/(HB*XTBD(I)+HF*XTBD(I))
CX(I)=(XBD(I)*CTX-XTBD(I)*CBX(I))/(XTRD(I)+XTLD(I))
CBZ(I)=RY*ZBD(I)*CTZ/(SB*ZTBD(I)+RY*ZTBD(I))
CZ(I)=(ZBD(I)*CTZ-ZTBD(I)*CBZ(I))/(ZTRD(I)+ZTLD(I))
C----- TAKOZ İLETİM KUVVETLERİ-----
C      FTRX(I)=KX*XTR(I)+CX*XTRD(I)
C      FTLX(I)=KX*XTL(I)+CX*XTLD(I)
C      FTRY(I)=KY*YTR(I)+CY*YTRD(I)
C      FTLY(I)=KY*YTL(I)+CY*YTLD(I)
C      FTRZ(I)=KZ*ZTR(I)+CZ*ZTRD(I)
C      FTLZ(I)=KZ*ZTL(I)+CZ*ZTLD(I)
C      FTBX(I)=KBX*XTB(I)+CBX*XTBD(I)
C      FTBY(I)=KBY*YTB(I)+CBY*YTBD(I)
C      FTBZ(I)=KBZ*ZTB(I)+CBZ*ZTBD(I)
END DO
END DO

```

EK-2 (Devam) FORTRAN Dilinde Hazırlanan Analiz Programı

```

DO I=1,TS
  T=(I-1)*DT

C      IF(T.GT.1.5) THEN
C      TR=TR+A(I)
C      END IF
C  88 WRITE(14,32) 'T','Q','QD','Q2D','Y1','Y1D','Y12D','Y2','Y2D',
C      *'Y22D','FU2','FM1','FM2','FV1','FV2','MV1','MV2','MM'
C      FTRX(I)=ABS(FTRX(I))
C      FTRY(I)=ABS(FTRY(I))
C      FTRZ(I)=ABS(FTRZ(I))
C      FTLX(I)=ABS(FTLX(I))
C      FTLY(I)=ABS(FTLY(I))
C      FTLZ(I)=ABS(FTLZ(I))
C      TR1(I)=CTX*XBD(I)+KTX*XB(I)
C      TR2(I)=CTY*YBD(I)+KTY*YB(I)
C      TR3(I)=CTZ*ZBD(I)+KTZ*ZB(I)
C      TR4(I)=CTF*FID(I)+KTF*FI(I)
C      TR5(I)=CTA*AD(I)+KTA*A(I)
C      TR6(I)=CTP*PD(I)+KTP*P(I)
C      WRITE(14,33) T,KX(I),KY(I),KZ(I),KBX(I),KBY(I),KBZ(I),
C      *CX(I),CY(I),CZ(I),CBX(I),CBY(I),CBZ(I)
C      END DO
C      END DO
C      END DO
54 FORMAT(F8.4,2X,F8.4)
32 FORMAT(A20,2X,A20,2X,A20,2X,A20,2X,A20,2X,A20,2X,
  *A20,2X,A20,2X,A20,2X,A20,2X,A20,2X,A20,2X,
  *A20,2X,A20,2X,A20,2X,A20,2X,A20,2X,A20)
33 FORMAT(F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12,
  *2X,F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12,2X,
  *F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12,2X,F20.12)

CC-----ÇÖZÜÖÖ SÜRESİNİN HESABI-----
      CALL SYSTEM_CLOCK(bitis,cozunurluk)
      gecenzaman = (bitis-baslangic)/cozunurluk
      saat = INT(gecenzaman/3600.0)
      dakika = INT((gecenzaman-saat*3600.0)/60.0)
      saniye = INT(gecenzaman-saat*3600.0-dakika*60.0)
10 FORMAT (i2.2,a1,i2.2,a1,i2.2)
      WRITE (*,10) saat,':',dakika,':',saniye
      STOP
      END

```

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : SOLMAZ, Hamit
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 19.12.1985 İzmir
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 542 493 7986
 E-posta : hsolmaz@gazi.edu.tr



Eğitim Derecesi	Okul/Program	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans	Gazi Üni., FBE, Makine Eğt. ABD.	2010
Lisans	Gazi Üni., TEF, Otomotiv Eğt. ABD.	2008
Lise	İzmir Anadolu Meslek Lisesi	2003

İş Deneyimi, Yıl	Çalıştığı Yer	Görev
2009-Halen	Gazi Üniversitesi, Ankara	Arş. Görevlisi
2008-2009	Borusan Oto	Stok Kontrol

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Polat, S., Uyumaz, A., Solmaz, H., Yılmaz, E., Topgöl, T., Yücesu, H.S. (in press) Numerical Study on the Effects of EGR and Spark Timing to Combustion Characteristics and NO_x Emission of a GDI Engine”, *International Journal Of Green Energy*.
2. Çelikten, İ., Karaaslan, E., Solmaz, H., Okur, M., Polat, S. (in press). Experimental Investigation of the Effects of Gasoline Additives on Engine Performance and Exhaust Emissions . *Journal of Thermal Science and Technology*.
3. Calam, A., İcingör, Y., Solmaz, H., Yamık, H. (in press). A Comparison of Engine

- Performance and Emissions of Fusel Oil and Gasoline Mixtures at Different Ignition Timings. *International Journal of Green Energy*.
4. Yamık, H., Solmaz, H., İçingür, Y. (2014). A Comparative Study On Engine Performance And Emissions Of Biodiesel And Jp-8 Aviation Fuel In A Direct Injection Diesel Engine. *Indian Journal of Engineering and Materials Sciences* (Accepted)
 5. Uyumaz, A., Solmaz, H., Yılmaz, E., Yamık, H., Polat, S., (2014). Experimental Examination of The Effects of Military Aviation Fuel JP-8 and Biodiesel Fuel Blends on the Engine Performance Exhaust Emissions and Combustion in a Direct Injection Engine. *Fuel Processing Technology*, 128:158-165.
 6. Yılmaz, E., Solmaz, H., Polat, S., Uyumaz, A., Şahin, F., Salman, M. S. (2014). Preperation Of Diesel Emulsion Using Auxiliary Emulsifier Mono Ethylene Glycol and Utilization in A Turbocharged Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 86, 973-980.
 7. Solmaz, H., Karabulut, H. (2014). Performance Comparison of a Novel Configuration of Beta-type Stirling Engines With Rhombic Drive Engine . *Energy Conversion and Management*, 78:627–633.
 8. Solmaz, H., Yamık, H., İçingür, Y., Calam, A. (2014). Investigation of the Effects of Civil Aviation Fuel Jet A1 Blends on Diesel Engine Performance and Emission Characteristics. *Indian Journal of Engineering and Materials Sciences*, 21:200-206.
 9. Karabulut, H., Solmaz, H., Okur, M., Şahin, F. (2013). Dynamic and Thermodynamic Analysis od Gamma Type Free-Piston Stirling Engine. *Journal Of The Faculty Of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28:265-273.
 10. Yılmaz, E., Solmaz, H., Polat, S., Altın, M., (2013). Effect Of The Three-Phase Diesel Emulsion Fuels On Engine Performance And Exhaust Emissions. *Journal Of The Faculty Of Engineering and Architecture of Gazi University*, 23:127-134.
 11. Yamık, H., Calam, A., Solmaz, H., İçingür, Y. (2013). Effects on diesel and JP-8 aviation fuel blends on engine performance and exhaust emissions in a single cylinder diesel engine. *Journal Of The Faculty Of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28:787-793.
 12. Çelikten, İ., Mutlu, E., Solmaz, H. (2012). Variation of Performance and Emission Characteristics of a Diesel Engine Fueled With Diesel, Rapeseed Oil and Hazelnut Oil Methyl Ester Blends. *Renewable Energy*, 48:122-126.
 13. İçingür, Y., Solmaz, H. (2011). Determination Of Drag Coefficinets Of Various Automobile Models In a Low Speed Wind Tunnel. *Journal Of The Faculty Of Engineering and Architecture of Gazi University*, 2:455-460.
 14. Solmaz, H., Çelikten, İ. (2012). Estimation of Amount of Pollutants Generated by Vehicles in Turkey Until 2030. *Gazi University Journal of Science*, 25(2):495-503.
 15. Polat, S., Solmaz, H., Yücesu, H.S., Uyumaz, A. (2013). Bir Dizel Motorun Bilgisayar Yardımı İle Termodinamik ve Performans Analizi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 1(3):139-151.
 16. Altın, M., Koca, A., Solmaz, H., Yılmaz, E. (2013). Türkiye’de Otomobillerden Kaynaklanan Lastik Atık Miktarının İncelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 16 (2):51-56.
 17. Solmaz, H., İçingür, Y. (2010). Karayolu Taşıtları İçin Kaldırma Katsayısının Önemi ve Belirlenmesi. *Politeknik Dergisi*, 13:203-208.
 18. Çınar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H. (2013). Bir HCCI Benzin Motorunda RON 45 Yakıtının Yanma ve Motor Performansına Etkilerinin İncelenmesi , 7. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS13), İstanbul

19. Calam, A., İçingür, Y., Topgöl, T., Solmaz, H. (2011). Benzine Powermax Katkısının Motor Performansına Etkisinin İncelenmesi , 6. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS11), Elazığ

Hobiler

Gitar almak, yüzmek, doğa yürüyüşü yapmak



GAZİ GELECEKTİR..