T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENDÜSTRİYEL ROTORLARIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ MODELLENMESİ VE DİNAMİK ANALİZİ

Tezi Hazırlayan
Mehmet PARLAK

Tezi Yöneten
Yrd. Doç. Dr. Hamdi TAPLAK

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Temmuz 2010
KAYSERİ

T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENDÜSTRİYEL ROTORLARIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ MODELLENMESİ VE DİNAMİK ANALİZİ

Tezi Hazırlayan
Mehmet PARLAK

Tezi Yöneten
Yrd. Doç. Dr. Hamdi TAPLAK

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Temmuz 2010
KAYSERİ

Yrd. Doç. Dr. Hamdi TAPLAK danışmanlığında **Mehmet PARLAK** tarafından hazırlanan **"Endüstriyel Rotorların Bilgisayar Destekli Modellenmesi ve Dinamik Analizi"** adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

30/.7/2010

JÜRİ:

Başkan : Prof. Dr. Şahin YILDIRIM

Üye : Yrd. Doç. Dr. Hamdi TAPLAK

Üye : Yrd. Doç. Dr. İkbal ESKİ

ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulunun 30/07/2010 tarih ve 2010/26-10 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

30/.07/2010

Prof. Dr. Nusret AYYILDIZ

Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

“Endüstriyel Rotorların Bilgisayar Destekli Modellenmesi ve Dinamik Analizi ”konulu tez çalısmasının seçiminde, yürütülmesinde, sonuçlandırılmasında ve sonuçlarının degerlendirilmesinde maddi ve manevi destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam sayın Yrd. Doç. Dr. Hamdi TAPLAK’a teşekkür ederim.

Tez çalışması boyunca bana verdikleri manevi destek, göstermiş oldukları sabır ve anlayıştan dolayı aileme teşekkür ederim.

ENDÜSTRİYEL ROTORLARIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ MODELLENMESİ VE DİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Mühendislik sistemlerinde dönel makinalar en temel yapılardan biridir ve günümüzde endüstride yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu nedenle dönel parçaların dinamiğinin anlaşılması temel teşkil etmektedir. Yani bu tür makinaların tasarımları, daha sorunsuz ve daha verimli bir çalışma göstermeleri için dinamik karakterleri dikkate alınarak yapılmaktadır.

Bu tez çalışmasında üç adet rotor sisteminin dinamiği ele alınmıştır. Bu rotor sistemlerinin ilki tek diskli mil sistemi, ikincisi küçük boyutlu bir buhar türbini ve sonuncusu ise gaz türbinidir. Ele alınan sistemlerin dinamiği incelenirken Giancarlo Genta'nın "Vibration of Structures and Machines" kitabının teorisi dikkate alınarak yazılmış "Dynrot" isimli yazılımdan yararlanılmıştır.

Tezin birinci bölümünde konunun önemi ve amacı ele alınmış, ikinci bölümünde yukarıda bahsedilmiş kitaptan yararlanılarak konunun teorisi ele alınmış, üçüncü bölümde kullanılan yazılımdan bahsedilmiş ve son bölümde ise ilk sistemin kritik hızları, bu kritik hızlardaki sistem davranışı, diskteki merkezkaç etkisinden kaynaklanan gerilmeler ve Campbell diyagramları elde edilmiştir. İkinci sistemde ise yine kritik hızlar, kritik hızlardaki sistem davranışı ve Campbell diyagramı elde edilmiştir. Son modelde ise kritik hızlara ve Campbell diyagramına ek olarak sisteme eklenmiş olan dengesizliğin etkileri incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Rotor Dinamiği, Kritik Hız, Campbell Diyagramı, Dengesizlik, Dynrot**.**

COMPUTER AIDED MODELLING AND ROTORDYNAMIC ANALYSIS OF THE INDUSTRIAL ROTORS

ABSTRACT

On the engineering systems, rotating machines is one of the most fundamental construction and it is used commonly in the industry. Therefore, understanding of the rotating machines' dynamics is very important issue. So, modelling of like that machines are done by considering dynamic characteristics for operating more smooth and more efficient.

Dynamics of three rotor models have been deal with on this thesis. First of these rotor models is Jeffcott rotor. Second of them is a steam turbine which has small dimensions and the final model is a gas turbine. The book which is called "Vibration of structures and machines" and written by Giancarlo Genta is deal with as a reference book. A software which is called dynrot is used for rotordynamic analysis.

Importance and aim of the issue have been dealt with on the first chapter. On the second chapter, theory of the topic has been dealt with by using the book which have been mentioned about before. On the third chapter, it has been mentioned about software we used, and on the final chapter, critical speeds, mode shapes, stress distribution on the disk and campbell diagram have been obtained. On the second system, critical speeds, mode shapes and campbell diagram have been obtained. On the final model, unbalance effect on the system have been investigated in addition to critical speeds and campbell diagram.

Keywords: Rotordynamics, Critical Speed, Campbell Diagram, Unbalance, Dynrot.

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY……...i
TEŞEKKÜR……..ii
ÖZET……iii
ABSTRACT……iv
KISALTMALAR VE SİMGELER…….vii
TABLOLAR LİSTESİ…….xi
ŞEKİLLER LİSTESİ…… xii
1.BÖLÜM
GİRİŞ……..…….1
1.1. Konunun Önemi…….1
1.2. Çalışmanın Amacı……..1
2.BÖLÜM
DÖNEN MAKİNA ELEMANLARININ DİNAMİK DAVRANIŞI……3
2.1. Literatür Araştırmaları……3
2.2. Rotorlar ve Yapıları……6
2.2.1. Rotorların Titreşimi: Campbell Diyagramı…….8
2.2.2. Rotorların Zorlanmış Titreşimleri: Kritik Hızlar…….9
2.3. Doğrusal Jeffcott Rotor……12
2.3.1. Sönümsüz Sistemlerin Hareket Denklemleri……12
2.3.2. Sabit Hızda Dengesiz Cevap…….16
2.4. Çok Serbestlik Dereceli Rotorların Dinamik Davranışı……...18
2.4.1. Statik Çözüm…….19
2.4.2. Kritik Hızın Hesaplanması……20
2.4.3. Dengesiz Cevabın Hesaplanması……...21
2.4.4. Campbell Diyagramı ve Köklerin Geometrik Yerlerinin Bulunması……...22
2.4.5. Rijit Rotorların Burularak İvmelenmesi……...24
3.BÖLÜM
ROTORLARIN MODELLENMESİNDE KULLANILAN YAZILIM……..26
3.1.Giriş……...26
3.2. Birim Sistemi……27
3.3. Elemanlar……..27
3.4. Kullanılan Kodlar…….28

3.4.1. Modeli Elde Etmek için Kullanılan Kodlar……...28
3.4.2. Statik Analizler için Kullanılan Kodlar……28
3.4.3. Kritik Hızları Elde Etmek için Kullanılan Kodlar……28
3.4.4. Dengesizlik Cevabıyla İlgili Kodlar……..29
3.4.5. İvmelenme Cevabı ile İlgili Kodlar……...29
3.4.6. Campbell Diyagramı ile İlgili Kodlar……29
3.4.7. Burulma Analizleri için Kullanılan Kodlar……...30
3.4.8. Eksenel Doğal Frekanslarla İlgili Kodlar……..31
3.4.9. Burulma-Eksenel Doğal Frekanslarıyle İlgili Kodlar……31
4.BÖLÜM
MODELLER VE SONUÇLARI……32
4.1. Giriş……..32
4.2. Birinci Rotor Modeli (Jeffcott Rotoru)……32
4.2.1. Sistem ve Elemanları……32
4.2.2. Sistemin Kritik Hızları ve Kritik Hızlarda Sistemin Davranışı……34
4.2.3. Sistemde Meydana Gelen Gerilmeler……41
4.3. İkinci Rotor Modeli……..47
4.3.1. Sistem ve Elemanları……47
4.3.2. Sistemin Kritik Hızları ve Kritik Hızlarda Sistemin Davranışı……49
4.4. Üçüncü Rotor Modeli (Küçük Gaz Türbini)……53
4.4.1. Sistem ve Elemanları……53
4.4.2. Sistemin Kritik Hızları ve Kritik Hızlarda Sistemin Davranışı……56
4.4.3. Dengesizlik ve İvmelenme Cevabı……59
4.5. İrdeleme ve Öneriler……63
KAYNAKLAR……64
EKLER……66
ÖZGEÇMİŞ……89

KISALTMALAR VE SİMGELER

c	Viskoz sönüm katsayısı
c^*	Kompleks viskoz sönüm katsayısı
c_{cr}	Kritik sönüm katsayısı değeri
c_{eq}	Eş değer sönüm katsayısı
d	Mesafe (silindir ekseni ile krank merkezi arasında ki mesafe
e	Doğal logaritma tabanı
f	Kuvvet vektörü
$\bar{f}_i$	i. Modal kuvvet
f_0	F(t) kuvvetinin genliği
i	İmajiner birim $i = \sqrt{-1}$
k	Rijitlik
k^*	Kompleks rijitlik $k^* = k' + ik''$
l	Bağlantı çubuğunun uzunluğu
m	Kütle, hesaba katılan modların sayısı
n	Serbestlik derecesi sayısı
p	Basınç
q_i	i. Genelleştirilmiş koordinat
$\mathbf{q}$	Koordinat vektörü (Kompleks)
$\mathbf{q_i}$	i. Öz vektör
$q_i(x\,y\,z)$	i. Öz fonksiyon
r	Yarıçap
$\mathbf{r}$	Kompleks koordinatlar vektörü
$\mathbf{s}$	Durum vektörü (Dönüşüm matris metodu)
t	Zaman, kalınlık
u	Yer değiştirme
$\mathbf{u}$	Giriş vektörü
$u(t)$	Birim adım fonksiyonu
v	Hız
$\mathbf{x}$	Koordinatlar vektörü

x_0	x(t)'in genliği
x_m	Periyodik x(t) in maksimum değeri
xyz	Sabit referans düzlemi
y	Çıkış vektörü
z	Kompleks koordinat ($z = x + iy$)
z	Durum vektörü
A	Kesit alanı
A	Dinamik matris
B	Giriş toplam matrisi
C	Sönüm matrisi
C	Çıkış toplam matrisi
$\overline{\mathbf{C}}$	Modal sönüm matrisi
D	Dinamik matris
D	Direkt bağlantı matrisi
E	Young modülü
F	Kuvvet
G	Kesme modülü
I	Alan atalet momenti
J	Kütlesel atelet momenti
K	Rijitlik matrisi
K″	Rijitlik matrisinin imajiner kısmı
$\overline{\mathrm{K}}_{\mathrm{i}}$	i. Modal rijitliği
M	Moment
M	Kütlesel matris
N	Şekil fonksiyonlarının matrisi
Q	Kalite faktörü
Q_{i}	i. Genelleştirilmiş kuvvet
R	Yarıçap
R	Rotasyon matrisi
S	Jakobyen matrisi
T	Kinetik enerji
T	Trasfer matrisi

U	Potansiyel enerji
V	Hız, hacim
α	Bir çubuğun inceliği, statik dengesizlik fazı, boyutsuz parametre
β	Davranış açısı, çifte dengesizlik fazı, boyutsuz parametre
γ	Kesme şekil değiştirme
δ	Logaritmik azalma
ε	Şekil değiştirme, eksantiriklik
ζ	Sönüm faktörü, boyutsuz koordinat, kompleks koordinat
η	Kayıp faktörü
η	Modal koordinatlar
θ	Açısal koordinat
λ	Frekans, kompleks frekans, dönüş hızı
λ'	Dönme düzleminde dönüş hızı
$\left[\lambda^2\right]$	Öz değer matrisi
λ_n	Sönümsüz sistemin doğal frekansı
λ_p	Sönümlü sistemde rezonans pikinin frekansı
μ	Lineer olmayan rijitlik terim katsayısı, viskozite
ν	Poisson oranı, kompleks frekans
$\xi\eta\zeta$	Dönme referans düzlemi
ρ	Yoğunluk
σ	Gerilme
ϕ	Açısal yer değiştirme, kompleks koordinat
χ	Kesme faktörü
ψ	Bağıl sönüm
ω	Açısal hız, dönüş hızı
$\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{cr}}$	Kritik hız
$\boldsymbol{\Phi}$	Öz vektör matrisi
$\boldsymbol{\Omega}$	Açısal hız
$\Im$	İmajiner Kısım
$\in$	Şekil değiştirme (eksantriklik)

$\Re$	Reel kısım
$\sigma_{\theta\theta}$	Diskte oluşan çevresel gerilme
σ_{rr}	Diskte oluşan radyal gerilme
σ_{zz}	Diskte oluşan eksenel gerilme

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 3.1. Tablo 3.1. Sistem modellenirken dikkate alınacak birim sistemi……..27
Tablo 4.1. Kritik hız değerleri……...……..……36
Tablo 4.2. İkinci rotor modeli elemanlarının geometrik ve mekanik parametreleri…....48
Tablo 4.3 İkinci rotor modelinin kütle elemanlarının özellikleri……49
Tablo 4.4. Üçüncü rotor modeli elemanlarının geometrik ve mekanik özellikleri……..55
Tablo 4.5. Üçüncü rotor modelinin kütle elemanlarının özellikleri…….…...55

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Dönen sarkaç……8
Şekil 2.2. Doğal frekanslar sabitken, zorlayıcı frekanslarının ω ile orantılı olduğu durumda kritik hızların grafiksel gösterimi……..9
Şekil 2.3. Jeffcott Rotoru'nun görünüşü……13
Şekil 2.4. t zamanında dengesiz Jeffcott Rotoru……..…15
Şekil 2.5. Sönümsüz Jeffcott Rotoru'nun dengesizlik cevabı……17
Şekil 2.6. Campbell diyagramının çeşitli bölgelerindeki λ_R ve $\lambda_R - \omega$ 'in işaretleri.24
Şekil 4.1. Rotor sisteminin Dynrot yazılımı ile modellenmiş şekli…...…….33
Şekil 4.2. Disk profili……..33
Şekil 4.3. İlk kritik hızda dönen sistemin davranışı……36
Şekil 4.4. İlk kritik hızda dönen sistemin davranışının üç boyutlu görünüşü…….37
Şekil 4.5. İkinci kritik hızda çalışan sistemin davranışı……..37
Şekil 4.6. İkinci kritik hızda çalışan sistemin davranışının üç boyutlu görünüşü……...37
Şekil 4.7. Üçüncü kritik hızda çalışan sistemin davranışı……...38
Şekil 4.8. Üçüncü kritik hızda çalışan sistemin davranışının üç boyutlu görünüşü……38
Şekil 4.9. Dördüncü kritik hızda çalışan sistemin davranışı……38
Şekil 4.10. Dördüncü kritik hızda çalışan sistemin davranışının üç boyutlu görünüşü...39
Şekil 4.11. Beşinci kritik hızda çalışan sistemin davranışı……..39
Şekil 4.12. Beşinci kritik hızda çalışan sistemin davranışının üç boyutlu görünüşü…...39
Şekil 4.13. Sistemin Campbell Diyagramı……..40
Şekil 4.14. 25 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu gerilmelerin Dynrot yazılımı ile elde edilen değişimi…….……41
Şekil 4.15. 25 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu Von-Misses gerilmesinin Ansys yazılımı ile elde edilen değişimi…….……42
Şekil 4.16. 50 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu gerilmelerin Dynrot yazılımı ile elde edilen değişimi…….……42
Şekil 4.17. 50 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu Von Misses gerilmesinin Ansys yazılımı ile elde edilen değişimi……..43
Şekil 4.18. 75 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu gerilmelerin Dynrot yazılımı ile elde edilen değişimi…….……43

Şekil 4.19. 75 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu Von Misses gerilmesinin Ansys yazılımı ile elde edilen değişimi……..……44
Şekil 4.20. 100 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu gerilmelerin Dynrot yazılımı ile elde edilen değişimi……..…44
Şekil 4.21. 75 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu Von Misses gerilmesinin Ansys yazılımı ile elde edilen değişimi……..…45
Şekil 4.22. Sırasıyla diskin çevresel gerilme-dönme hızı ve radyal gerilme-dönme hızı grafiği ……...……...45
Şekil 4.23. Diskin Von Misses gerilme-dönme hızı grafiği……..……..46
Şekil 4.24. Sistemin Dynrot yazılımı ile modellenmiş 2 boyutlu görünüşü…...…….48
Şekil 4.25. Sistemin Dynrot yazılımı ile modellenmiş 3 boyutlu görünüşü……49
Şekil 4.26. Birinci kritik hızda dönen sistemin davranışı…..……..50
Şekil 4.27. Birinci kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü ……..50
Şekil 4.28. İkinci kritik hızda dönen sistemin davranışı…...……...50
Şekil 4.29. İkinci kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü…..…..51
Şekil 4.30. Üçüncü kritik hızda dönen sistemin davranışı……..51
Şekil 4.31. Üçüncü kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü…....51
Şekil 4.32. Dördüncü kritik hızda dönen sistemin davranışı……..…….52
Şekil 4.33. Dördüncü kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü.....52
Şekil 4.34. Sistemin Campbell diyagramı…….……..52
Şekil 4.35. Küçük gaz türbin rotorunun kesit resmi……...…….54
Şekil 4.36. Sistemin Dynrot yazılımı ile modellenmiş 2 boyutlu görünüşü..……..54
Şekil 4.37. Sistemin Dynrot yazılımı ile modellenmiş 3 boyutlu kesit görünüşü...……55
Şekil 4.38. İlk kritik hızda dönen sistemin davranışı ……...……..56
Şekil 4.39. İlk kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü …...…….56
Şekil 4.40. İkinci kritik hızda dönen sistemin davranışı …..……...56
Şekil 4.41. İkinci kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü ……..57
Şekil 4.42. Üçüncü kritik hızda dönen sistemin davranışı……..57
Şekil 4.43. Üçüncü kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü…....57
Şekil 4.44. Dördüncü kritik hızda dönen sistemin davranışı …...……...58
Şekil 4.45. Dördüncü kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü..…58
Şekil 4.46. Sistemin Campbell diyagramı……...59
Şekil 4.47.Sistemin dengesizlik cevabı……...60

Şekil 4.48. Kompresörün kütle merkezindeki dengesizlik cevabı……...61
Şekil 4.49. Kompresörün kütle merkezindeki dengesizlik cevabı……...61
Şekil 4.50. Sistemin ivmelenme cevabı……...62

1.BÖLÜM

GİRİŞ

1.1.Konunun Önemi

Mühendislik sistemlerinde dönel makinalar en temel yapılardan biridir ve günümüzde endüstride yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu nedenle dönel parçaların dinamiğinin anlaşılması temel teşkil etmektedir. Yani bu tür makinaların tasarımları, daha sorunsuz ve daha verimli bir çalışma göstermeleri için dinamik karakterleri dikkate alınarak yapılmaktadır.

Eğilmeye çalışan rotorların dinamik karakteristiğini belirlemek, makinelerin tasarımında ve bakım faaliyetlerinde önemli ve gereklidir. Bu nedenle şaftların dinamik davranışlarıyla ilgili bir çok araştırmalar yapılmıştır.

Rotorların çoğu genellikle kompleks geometrilere sahiptirler. Bu da analitik modelleme yaparak rotorun dinamik davranışının belirlenmesini zorlaştırır. Bu amaçla sonlu elemanlar yöntemi gibi güçlü yaklaşım yöntemleri kullanılarak sistemin analizi yapılır. Sonlu elemanlar yöntemi, denklem sistemlerinin çözümü aşamasında denklem indirgemesine olanak tanıyarak zaman tasarrufu dolayısıyla ekonomiklik sağlamaktadır. Dahası bu çözümleri gerçekleştirebilecek yazılımların varlığı sayesinde de daha hızlı bir çözüm elde etmek mümkündür.

1.2. Çalışmanın Amacı

Campbell diyagramlarının ve kritik hızların meydana getirdiği şekil değişimlerinin incelenmesi, rotorların dinamik davranışlarının incelenmesinde büyük bir öneme sahiptir. Bu nedenle dönen sistemlerin Campbell diyagramlarını elde etmek ve kritik hızları belirlemek, sistemin davranışını görmek açısından bize büyük kolaylıklar

sağlamaktadır. Bu veri ve diyagramları elde edebilmeye yarayan çeşitli sonlu elemanlar yöntemine dayanan yazılımlar geliştirilmiştir. Bu çalışmada da bunların dynrot yazılımı vasıtasıyla nasıl elde edildiğini ve elde edilen verilerin nasıl değerlendirildiğiyle ilgili çalışmalar yapılmıştır.

Bu amaçla belirli geometrik ve mekanik özelliklere sahip üç adet endüstriyel rotor, dynrot yazılımı ile modellenmiş ve analizleri yapılmıştır. Dynrot yazılımına ek olarak tek diskli rotor sisteminde meydana gelen gerilme dağılımı ANSYS yazılımı kullanılarak da elde edilmiş ve her iki yazılımdan elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

2.BÖLÜM

DÖNEN MAKİNA ELEMANLARININ DİNAMİK DAVRANIŞI

2.1. Literatür Araştırmaları

Jun Jiang ve ark. aktif yardımcı yataklarla desteklenmiş, sürtünme koşulları altındaki rotorun performansının geliştirilmesi ile ilgilenmişlerdir. Bunun için Jeffcott rotoru ele alınarak, uygun kontrolörün kullanılmasıyla rotor-stator arasındaki zararlı ve ağır sürtünmenin kararlı hale getirileceği gösterilmiştir [1].

Sinou, çatlak bir rotoru, titreşim karakteristiklerine bağlı olarak deneysel olarak incelemiştir. Buna göre çatlak derinliğinin ve çatlak yönüne göre dengesizlik yöneliminin etkilerini içeren bu deneysel çalışmada amaç, rotorlardaki enine çatlağın var olup olmadığının tespit edilmesinin mümkün olduğunu incelemektir [2].

Yanli Lin & Fulei Chu, şaftında eğimli bir çatlak bulunan rotor sistemini incelemiş ve bağlantı direncinin yanında eksantiriklikten kaynaklanan eğilme-burulma bağlantısının olduğunu göstermektedir. Bütün bu bağlantılar, enine ve eğimli olan çatlağa sahip rotorun cevabını etkilemiştir [3].

Cveticanin, homojen, kübik, nonlineer özelliklere sahip bir Jeffcott rotor sisteminin serbest titreşimini inceleyerek ve sönümün, hidrodinamik, jiroskopik kuvvetlerin etkisini ve rotor titreşimindeki rotor kütlesinin değişimini analiz ederek rotor merkezinin salınımlı hareketini tanımlamıştır [4].

Sinou, rulmanlı yataklarla desteklenen esnek bir rotorun nonlineer dinamiğininin cevaplarını incelemiştir. Bunun için tek diskli bir şafttan, iki adet esnek yatak desteklerinden ve bir tane rulmanlı yatak elemanından oluşan sistemi ele almış ve tahriğin nedeninin dengesizlik olduğunu belirlemiştir. Bunun için Harmonik Denge Metodu isimli sayısal yöntemi kullanmıştır [5].

Das ve ark. dengesizlik nedeniyle rotor şaftında meydana gelen enine titreşimleri kontrol etmek için aktif bir titreşim kontrol şeması geliştirmeyi amaçlamışlar ve bu nedenle elektromanyetik uyarıcılara sahip rotor-şaft sisteminin titreşim kontrolü ve kararlılığıyla ilgili analiz gerçekleştirmişlerdir [6].

Ucun ve ark. üzerinde delik bulunan kesici diskin sonlu elemanlar metodu ile gerilme analizini ele almışlardır. Bunun için ansys porgramından aldıkları sonuçları değerlendirmişler ve diskin dönme hızı arttıkça, diskte meydana gelen gerilmelerin de arttığını gözlemlemişlerdir [7].

Frew & Scheffer, tam bir rotordinamik analizi gerçekleştirmenin, verimli olarak çalışan dönen makinelerin tasarımında kritik öneme sahip olduğunu belirtmişlerdir. Bununla birlikte modellerin çoğu, çok güçlü desteklerle desteklenmiş esnek şaftlarla ilgilidir. Değiştirilmiş Euler hareket denklemleri tek bir aerostatik yatakla desteklenen rijit bir rotorun dönme genliklerini ve doğal frekanslarını hesaplamak için sayısal bir model kullanmışlardır. Daha sonra elde edilen sonuçları deneysel olarak elde edilen sonuçlarla kıyaslamışlardır [8].

Whalley & Abdul-Ameer, çapı, uzunluğuna bağlı olarak değişen şafta sahip bir rotorun rezonans, kritik hız ve dönme frekansını temel harmonik cevap metodu kullanarak hesaplamışlardır [9].

Gasch, elastik şaftında enine bir çatlak olan Laval (Jeffcott) rotorunun dinamik davranışını incelemiş ve nonlineer hareket denklemleri türetmiştir. Sonuç olarak çatlak tesptiyle ilgili önemli ipuçları elde etmiştir [10].

Karlberg & Aidanpaa, bir lif arıtıcının dinamik incelenmesinde sistemin rotoru ve çevresiyle etkileşimde olduğunu ve bu etkileşimin sistemin dinamik davranışını birçok durumda etkilediğini ispatlamak için yeni bir model esas almıştır [11].

Chang ve ark. gelişigüzel olarak yönlendirilmiş kuvvetlendiriciler içeren kompozit şaftın titreşim analizini gerçekleştirerek kuvvetlendiricilerin şaftın dinamik davranışında önemli değişikliklere neden olduğunu göstermişlerdir [12].

Lesaffre ve ark. esnek kanatlara sahip bir rotorun temas analizi ile ilgilenmişlerdir. Buna göre, dönen eksen takımında son matris denkleminin öz değerlerinin imajiner kısımları ile sistemin Campbell diyagramını elde etmişlerdir [13].

Comandi ve ark. GGG (Galileo Galilei on the Ground) için belirli değerlerde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında da sonuçlarla ilgili genliği düşürmeyi amaçlamışlar ve 0.1 mikronmetre kadar da düşürmüşlerdir [14].

Brusa & Zolfini, GGG (Galileo Galilei on the Ground) için deneysel ve FEM esaslı olarak çalışan dynrot programı vasıtasıyla elde ettikleri sonuçları dengesizlik ve kararlılık terimlerinde değerlendirerek kıyaslamışlardır [15].

Sinou ve ark. rulmanlı yataklarla desteklenen ve dengesizliğe sahip esnek bir rotorun nonlineer dinamik analizi ile ilgilenmişlerdir. Bunun için Harmonik Denge Metodunu kullanmışlardır. Sistemin kararlılığı ise karışıklığa bağlı bir metotla frekans teriminde analiz edilmiştir. Harmonik Denge Metodunun AFT stratejisi ile harmonik çözümü çok verimli bir şekilde gerçekleştirdiği gösterilmiştir [16].

Lei & Palazzolo, aktif manyetik yataklarla desteklenmiş esnek rotor sisteminin analizini yaparak Campbell diyagramları, durum formları ve özdeğerlerin sentezi ile kapalı çevrimli rotordinamik özelliklerinin optimizasyonu ve hız aralığı üzerindeki, kararlılık durumunu elde ederek rotor kritik hızı, durum formları, frekans cevapları ve zaman cevaplarının analizini gerçekleştirmiştir [17].

White ve ark. yatak açıklığının dinamik davranışın kontrolü için önemli bir parametre olduğunu göstermişlerdir [18].

Sino ve ark. içten sönümlü kompozit bir şaftın dinamik kararsızlığıyla ilgilenmişlerdir. Bunun için homojenize edilmiş sonlu eleman çubuk modeli ortaya konmuş ve sonra doğal frekansları ve kararsızlık eşiğini değerlendirmek için kullanılmıştır [19].

Cheng & Lin, değişik sayısal metodlar kullanarak şaftın matematiksel olarak modellenmesiyle ve kritik hızın, doğal frekansın ve şaft deformasyonunun daha kesin olarak incelenmesi için hangi modelin uygun olduğuyla ilgilenmişlerdir. Çalışmaları,

hızla dönen şaftlar için Rayleigh çubuk modeli ve Timoshenko çubuk modeli arasında maksimum sapmadaki iyi uyuşmanın nicel olarak başarılabildiğini göstermiştir [20].

Manka & Uhl, krakovdaki AGH bilim ve teknoloji üniversitesinin robotik ve mekatronik bölümünde oluşturulmuş dönen makineler için onarım, yalıtım ve hata tespiti ile ilgili deneysel araştırmaların sonuçlarını ve teorik altyapısını vermektedir. Bu sayede dizayn işlemine mekatronik bilimiyle yaklaşmak, bu işlemi daha verimli hale getirmektedir [21].

Yıldırım ve ark. dönen sistemlerin titreşim parametrelerinin analizi için yapay sinir ağları yaklaşımı geliştirmişlerdir. Dikey yöndeki ivmelenme, hız ve genlik gibi sistemin davranışını veren sistem parametreleri yatak noktalarında ölçülmüş, sistemin gürültüsü ve titreşimi farklı çalışma koşulları için analiz edilmiştir. Daha sonra buna uygun yapay bir tahmin edici dizayn etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlarla bu gibi sistemlerin deneysel uygulamalarında yapay sinir ağları yaklaşımının analizör olarak kullanılabileceğini göstermişlerdir [22].

Lee & Han, hem dönen hem de durağan asimetrinin varlığı yüzünden zamanla periyodik olarak değişen parametrelere sahip rotor sistemlerinin dayanım durumunun analizi için yeni bir metot amaçlamışlardır. Bunun için basit bir rotor sistemi ve açık enine bir çatlağa sahip asimetrik esnek bir sonlu eleman modeli kullanılarak, amaçlanan metodun verimliliği ve teorik bulguları kanıtlamışlardır [23].

Vance ve ark. turbo makinelerin kritik hızlarını hesaplamak için kullanılan bilgisayar yazılımından elde edilen verileri doğrulamayı amaçlamaktadır. İkinci ve diğer kritik hızları daha doğru hesaplama ile ilgilidir. Makalelerinde yazılımdaki ilerlemeleri ve birkaç şaft ve rotorun ölçülen ve hesaplanan doğal frekanslarının kıyaslamasından elde edilen sonuçlarla data modellemeyi tanımlamaktadır. Bu çalışmadan elde edilen değişimler birçok sönümlü ve sönümsüz kritik hızları hesaplayan bilgisayar programları için kabul edilebilirdir [24].

2.2. Rotorlar ve Yapıları

Bu bölüm rotorların dinamik hareketlerinin davranışını içermektedir. ISO tanımına göre; rotor, uzayda bir eksen etrafında yataklar arasında serbestçe dönen bir kütledir.

Transmisyon milleri, sadece dönel harekete sahip pistonlu makine parçaları ve diğer birçok dönen makine elemanları rotor olarak kabul edilirler. Eğer desteklerin veya onların varlığıyla ilgili bir örnek yoksa, uzayda sabit bir yöne sahip eksen etrafında dönen bir uzay aracı veya bir gök cismi de rotor olarak kabul edilebilirler. En azından davranışlarının bazı özellikleri bunu gerektirebilir. Bununla birlikte rotorlar sabit yataklarda dönmeye zorlanmalarına rağmen, izole edilmiş rotorlar lineer ve açısal hızın korunumu tarafından kontrol edilirler. Bundan farklı olarak, sabit makine parçaları da stator genel tanımlaması içinde ele alınmaktadırlar.

Rotorların dinamik davranışlarını incelemek için, çok fazla karışık olmayan matematiksel modellere izin veren bazı basitleştirici yaklaşımlar ele alınmalıdır. Üç boyutlu uzayda basit bir rijit kütlenin hareketini tanımlayan denklemler bile oldukça karışık olabilmektedir. Özellikle dönel serbestlik de ele alındığı zaman herhangi bir problemi lineer hale getiren matematik modelleri kullanılamamaktadır. Referans koordinatları $\mathrm{x\,y\,z}$ ve $\xi\eta\zeta$ şeklinde ifade edilen $\vec{F}$ genel kuvvetinin ve $\vec{M}$ momentinin etkisi altındaki hareketin altı denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_x \\ m\ddot{y} = F_y \\ m\ddot{z} = F_z \end{cases} \qquad \begin{cases} M_\xi = \dot{\Omega}_\xi J_\xi + \Omega_\eta \Omega_\zeta (J_\zeta - J_\eta) \\ M_\eta = \dot{\Omega}_\eta J_\eta + \Omega_\xi \Omega_\zeta (J_\xi - J_\zeta) \\ M_\zeta = \dot{\Omega}_\zeta J_\zeta + \Omega_\xi \Omega_\eta (J_\eta - J_\xi) \end{cases} \tag{2.1}$$

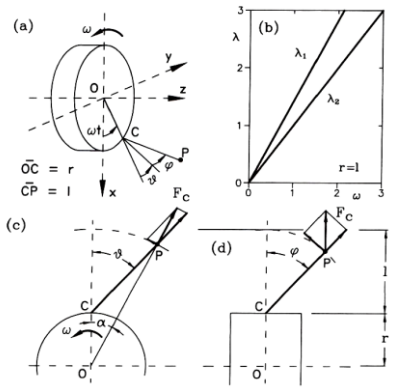
Dönel serbestlik derecesi için Euler denklemi olarak bilinen bu son üç denklemin açısal hız $\vec{\Omega}$'da lineer olmadığı açıkça görülebilir. Bununla birlikte rotorların durumu için dönel serbestlik derecesiyle ilgili denklemleri lineer hale getiren bazı yaklaşımlara başvurulabilir. Rotor mükemmel olarak dengelenmiş ise şekil değiştirmemiş rotor, iyi tanımlanmış ve ataletin başlıca eksenleriyle çakışan sabit rotasyon eksenine sahiptir. Bu yaklaşık olarak doğrudur yani ideal koşuldan sapma genellikle küçüktür. Dönme ekseninin nominal konumundan sapması sistemin deformasyonuna bağlıdır ve küçük olduğu kabul edilir. Küçük dengesizlik ve küçük yerdeğiştirme yaklaşımı hareket denkleminin doğrusallaşmasını sağlamaktadır.

Bir diğer yaygın varsayım da rotorun eksenel simetrisidir. Bu varsayım kabul edilirse, dinamik çalışma fazlasıyla kolaylaşır ve aynı zamanda rotor hareketlerinin incelenmesi için genellikle sabit referans eksen takımı seçilmesi mantığına dayanır. Aksine rotor

eksenel simetrik olarak göz önüne alınmaz ve sistemin dönmeyen parçalarında bu kabul kullanılamazsa, yapılan incelemeler çok karmaşık hale gelir. Daha sonraki durumda rotorun açısal hızında dönen referans eksen takımı kullanılabilir ve basitleştirilmiş denklemler elde edilebilir. Eğer hem rotor hem de statorun ikisi de dönme ekseniyle izotropik yönde ise çok basit modeller tasarlanabilir [25].

2.2.1. Rotorların Titreşimi: Campbell Diyagramı

Önceki bölümde söylendiği gibi rotor iyi tanımlanmış bir eksen etrafında serbestçe dönen bir makine elemanıdır. Genellikle rotorların dinamik analizi dönme ekseni etrafındaki dönme hızı olarak kabul edilen, sabit, en azından kendi değerleri içinde değere sahip açısal hız varsayımı altında yapılmaktadır. Deforme olabilen rotorların veya daha genel olarak rotor içeren makinelerin doğal frekansı, dönme hızına bağlı olabilir. Bu gibi sistemlerin dinamik davranışı dönme hızının fonksiyonu olan doğal frekans grafiği ile özetlenebilir. Çünkü birçok durumda tahrik kuvvetleri frekansı, hıza bağlıdır. Bunlar da Campbell diyagramı olarak bilinen aynı grafik üzerinde açıklanabilmektedir. Eğer sistemin dinamik davranışı, kompleks frekans terimleri içinde tanımlanabilirse Campbell diyagramı ile elde edilebilen ikinci grafikte dönme hızının bir fonksiyonu olarak bozulma oranları da gösterilebilmektedir (Şekil 2.1.). Alternatif olarak frekans da bozulma oranına karşı grafiksel olarak gösterilebilir.



Şekil 2.1. Dönen sarkaç.

(a) Sistemin görünüşü ve genel koordinatlar

(b) Campbell diyagramı

(c) x-y düzlemindeki durum

(d) z eksenini kapsayan düzlem hali

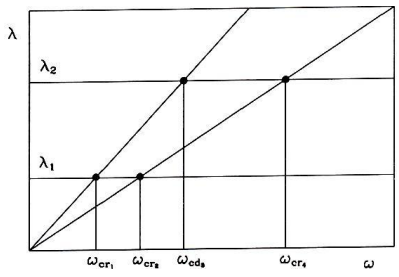
Bazı durumlar vardır ki, doğal frekanslar dönme hızına göre sabittir. Bu durumda Campbell diyagramı düz yatay çizgiyle yapılır.

Belirtilmeli ki Campbell diyagramı sadece lineer sistemlerde çizilebilir, çünkü sadece tam olarak bu durumda doğal frekanslara uygulanan bir kavramdır. Bununla birlikte nonlineer sistemlerde, lineer hale getirilmiş sistemin Campbell diyagramı sistemin davranışı için önemli bilgiler verebilmektedir [25].

2.2.2. Rotorların Zorlanmış Titreşimleri: Kritik Hızlar

Rotorlar çoğunlukla zaman içinde değişen ve bazen zaman periyodu harmonik olan kuvvetlerin etkisi altındadırlar. Bu durum, örneğin rotorun kendi dengesizliği yüzünden oluşan kuvvetler, rotorunki ile aynı açısal hızla dönen vektör olarak tanımlanabilir ve bileşenleri sabit eksen takımında ω dönme hızına eşit dairesel frekansla zaman içinde harmonik olarak değişir. Diğer durumda zaman aralığı daha az düzenlidir fakat periyodikse her zaman harmonik bileşenlerin toplamı olarak gösterilebilir. Bununla birlikte rotorlarda istatistiksel terimlerde tanımlanabilen zorlayıcı fonksiyon örnekleri de vardır.

Bu iki durumdan ilki olan zorlayıcı fonksiyonun frekansı veya harmonik bileşenleri, rotorun dönme hızıyla bağlantılıdır ve Campbell diyagramı üzerinde gösterilebilmektedir. Dengesizlikten kaynaklanan tahrik durumunda, örneğin zorlayıcı frekans ($\lambda\omega$) düzleminde ilk çeyreğin açıortayı tarafından düz çizgiyle temsil edilebilir. Bu durumda tahriğin eş zamanlı olduğu söylenebilir. Kuvvet fonksiyonlarına ait frekansın dönme hızıyla ilişkisi genelde doğru orantılıdır ve Campbell diyagramında orijinden geçen doğrusal çizgi ile ifade edilmektedir.



Şekil 2.2. Doğal frekanslar sabitken, zorlayıcı frekanslarının ω ile orantılı olduğu durumda kritik hızların grafiksel gösterimi

Zorlayıcı fonksiyonların birindeki dönme hızları sistemin doğal frekanslarının biriyle çakışan bir frekansa sahiptir ve kritik hız olarak adlandırılır ve Campbell diyagramı üzerinde zorlayıcı frekansla ilgili doğal frekanslarla bağlantılı eğrilerin kesişme noktaları ile tanımlanabilmektedir. Doğal frekanstaki durum hızdan bağımsızdır ve ω ile orantılı zorlayıcı frekans Şekil 2.2'de gösterilmiştir.

Campbell diyagramındaki bütün kesişmeler eşit ölçüde tehlikeye sahip değildir. Zorlanmış fonksiyonların frekansı kendisiyle bağlantısı olmayan bir doğal frekansla çakışırsa rezonans oluşmaz. Örnegin, tahrik torkunun frekansı, (rotordaki burulma momenti) rotorun eğilme doğal frekansı ile çakışırsa, burulma ve eğilme davranışı birbirinden tamamen bağımsız olduğu için rezonans meydana gelmez. Diğer durumlarda rezonans çok zayıf olabilir ve sistem sönümü, ölçülebilir herhangi bir etkiden sistemi korumak için yeterli olabilir.

Bununla birlikte çok güçlü rezonansın yer aldığı durumlar da vardır ve rotor güçlü titreşimlere maruz kalmadan ve arızalanmadan kritik hızda veya kritik hıza yakın hızda çalıştırılamaz. Özellikle rotorun eğilmesiyle alakalı doğal frekanslardan birinin dönme hızıyla çakışması neticesinde oluşan rezonanslar tehlikelidir. Bunlar, Campbell diyagramında doğal frekanslarla ilgili eğrilerin doğrusal çizgi $\lambda=\omega$ ile kesişmesiyle bulunabilir. Bunlar genellikle eğilme kritik hızları olarak tanımlanır. Herhangi bir belirtiye sahip olmayan diğer kritik hızlar daha az tehlikelidir ve genellikle ikincil kritik hızlar olarak adlandırılan eğilme davranışı ile ilişkilidirler.

Eğer bir rotor daha önce bahsedilen kritik hızda çalışırsa titreşimin genliği zamanla doğrusal olarak artar ve sadece statorun sönümü, stator ve yatakların sönümlenmesi (rotorun sönümü bu durumda tamamen etkisizdir) ve genlik büyüyünce ortaya çıkan kaçınılmaz nonlineerlik rotorun arızalanmasını önleyebilir. Dönen makineleri şu yolla tasarlamak mümkündür: Sınırlı bir zaman periyodu için kritik hızda çalıştırılabilir ve bu kritik hızda çalışmasının sürdürülmesinden kaçınılmalıdır. İlk kritik hız üzerinde çalışan makinaya örnek, yaygın olarak kullanılan çamaşır makinesidir. Yıkama ve sıkmanın kritik hızına geçiş modu arasındaki değişim genellikle güçlü titreşimlere sahiptir ve ölçüm cihazı olmasa bile fark edilebilmektedir.

Sıfırdan ilk kritik hıza kadar ölçülen hız aralığı genellikle kritik altı alan olarak adlandırılır ve ilk kritik hız üzerindeki hızla ise süper kritik alan başlar. Süper kritik alanda çalışan makinalar, en azından kritik hızlardan birini başlama ve bitiş işlemi süresince geçmelidir.

Eğer eğilme titreşimleri ile ilgili Campbell diyagramı ω eksenine paralel düz çizgiler ile oluşturuluyorsa yani doğal frekanslar hızdan bağımsızsa, kritik hızların sayısal değeri, durağan haldeki bu doğal frekanslarla Şekil 2.2' de görüldüğü üzere çakışır. Bu durum kritik hız ve bulunabilen doğal frekans kavramları arasındaki bazı karışıklıklara bağlanabilir. Sayısal değerler çakışsa bile iki fiziksel olay özellikle rotorun gerilmesiyle ilgili olduğu yerde farklıdır.

ω açısal hızıyla dönen bir vektör olarak durağan eksen takımında açıklanabilen dengesizliğe bağlı kuvvet, rotora sabitlenmiş eksen takımında görüldüğü gibi sabit bir yöne sahiptir. Sistem eksenel simetriye sahipse, rotor kritik hızda dönme ekseninden sapmış şekilde döner fakat titreşim meydana gelmez, bu mantıkla periyodik zorlama oluşmaz. Eğilme kritik hızları ise rotorun eğilmesine bağlı merkezkaç kuvvetlerindeki hızlar olarak tanımlanabilir. Bu olay tipik titreşim olayına göre elastik kararsızlık tanımlamasına daha benzerdir. O zaman kritik hızın birinde çalışan rotor herhangi bir titreşime maruz değildir, fakat titreşime sebep olan periyodik tahriklerin kaynağıdır ki bu titreşimler sistemin dönmeyen kısımlarında çok şiddetli olabilmektedir.

Özellikle pistonlu makinalarda eğilme kritik hızlarının yanı sıra, burulma kritik hızları da çok tehlikeli olabilmektedir. Bu nedenle kritik hızların sebep olduğu titreşimlerin genliğini azaltmaya yarayan birçok cihaz geliştirilmiştir.

Kritik hız kavramı lineer sistemler için açıklanmıştır ve açıklanan mantıkla kritik hızların nonlineer sistemlerde tanımlanması imkansızdır. Bununla birlikte daha genel bir kritik hız tanımı kullanılır ve sistemin kararsızlık alanlarında göstermiş olduğu davranışla kritik hızda karşılaşılan davranışlar karıştırılmamalıdır.

Kritik hızlar ve kararsızlık alanları arasındaki ayırımı kolaylaştırmak için aşağıdaki özellikler listelenebilir.

Kritik hızlar

- Dönme hızının iyi bilinen değerlerinde meydana gelirler.
- Eğer sönüm yoksa genlik zamanla doğrusal artar. Makul limitler içinde devam ettirilebilir ve sonuç olarak kritik hız geçilebilir.
- Hız değeri sabitlenir fakat bu, ona neden olan karışıklığın genliğine bağlı maksimum genliktir. Özellikle asıl eğilme kritik hızları dengesizliğin miktarına bağlı değildir fakat dengesizliğin artmasıyla genlik artar.

Kararsızlık Alanları

- Aralıkları oldukça büyüktür. Çoğu kez bütün hızlar eşik kararsızlığını aştıktan sonra kararsız davranışlar gösterirler.
- Eğer eşik kararsızlığı varsa, bu genellikle süper kritik alan içinde bulunur. Genlik zamanla üstel olarak artar. Genlik kontrol edilemeyen bir biçimde artar ve eşik kararsızlığı üzerinde çalışması mümkün değildir. Sistem çalışma sınırları içine girdiğinde, uygun maksimum işletim hızları üstünde değiştirilmelidir. Sadece sistemin mümkün nonlineeritesi, genliği bir sınır içinde çember sınırına izin vererek sürdürebilir [25].

2.3. Doğrusal Jeffcott Rotor

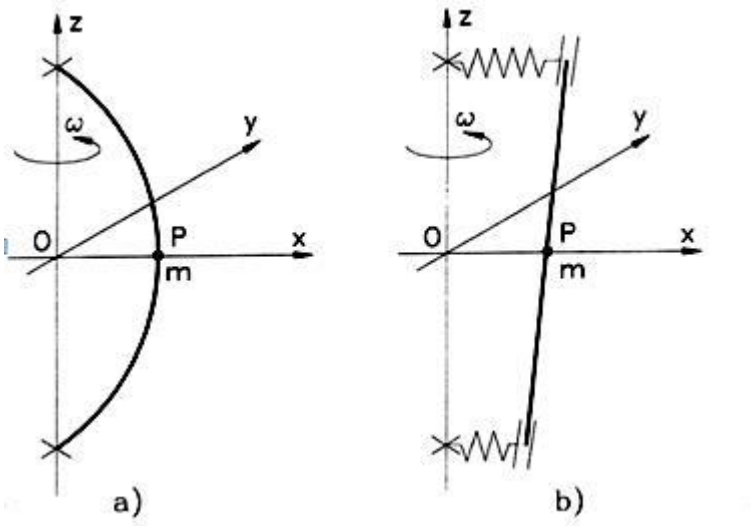
2.3.1. Sönümsüz Sistemlerin Hareket Denklemleri

Rotorların eğilme davranışlarını incelemek için bilinen en basit model Jeffcott rotor olarak adlandırılır ve kütlesiz bir mile bağlı noktasal bir kütleden oluşur. m kütlesi üzerine etkiyen tek kuvvet, milin elastik dengeleyici kuvveti yüzünden meydana gelir. O zaman rotorun ağırlığı ihmal edilebilir. Fakat bu rotorun sağlamlığını etkilemez. Dengeleyici kuvveti üreten k rijitliği, milin ve yatakların rijitliği veya bu ikisinin bileşimi olarak düşünülebilir. Şekil 2.3'te görülen iki şekil sistem sönümsüz ve eksenel simetriye sahip olduğu sürece bizi aynı sonuca götürür.

Kütlesi m olan P noktası daima xy düzleminde bulunur. Bu ifade, eksenel ve radyal hareketler arasında bağlantı olmaması ile kanıtlanır ve lineer yapısal analizlerin temelindeki küçük yer değiştirme varsayımlarına dayanır. O zaman iki serbestlik dereceli bir model eğilme davranışlarının incelenmesinde kullanılabilir. Belirli bir t zamanında koordinatları x ve y olan P noktasının ve m kütlesinin hareket denklemleri;

$$\begin{cases} m\ddot{x} + k_x = 0 \\ m\ddot{y} + k_y = 0 \end{cases} \tag{2.2}$$

Her bir eksen boyunca hareket denklemleri tek serbestlik dereceli bir sistemin serbest hareketinin denklemiyle çakışıktır ve bunların çözümü bir $\lambda_n = \sqrt{k/m}$ frekansına sahip harmonik harekettir. P noktasının hareketi aynı λ frekansıyla x ve y ekseninde yer alan iki harmonik hareketin birleşimi olarak düşünülebilir ve dönmeyen şaftın doğal frekansıyla çakışır. xy düzleminde herhangi bir yönde dairesel, eliptik veya düz olabilen P noktasının yörüngesini veren diğer yolları ekleyebilirler ve bu durum başlangıç şartlarına bağlıdır.



Şekil 2.3. Jeffcott Rotoru'nun görünüşü.

a) Rijit desteklerdeki esnek şaft

b) Yumuşak desteklerdeki rijit şaft

xy düzleminde kompleks koordinatların kullanılmasıyla aynı sonuç elde edilebilir.

$$z = x + iy \tag{2.3}$$

Denklem (2.2)'de ki ikinci denklemin imajiner kısım i ile çarpılması ve iki denklemin toplanmasıyla (2.4) denklemi elde edilir.

$$m\ddot{z} + kz = 0 \tag{2.4}$$

Bu homojen diferansiyel denklemin sonucu, $z = z_0 e^{i\lambda t}$ dır. Buradaki z_0 genellikle bir kompleks sayı olup $z_0 = x_0 + iy_0$ dır.

Bu çözümü denklem (2.4)'e uygulayarak denklem 2.5 i elde ederiz. $z_0 = 0$ ise $\lambda = \mp\sqrt{k/m}$ dir.

O zaman denklem 2.4'ün genel çözümü;

$$z = Z_1 e^{i\sqrt{\frac{k}{m}}t} + Z_2 e^{-i\sqrt{\frac{k}{m}}t} \tag{2.5}$$

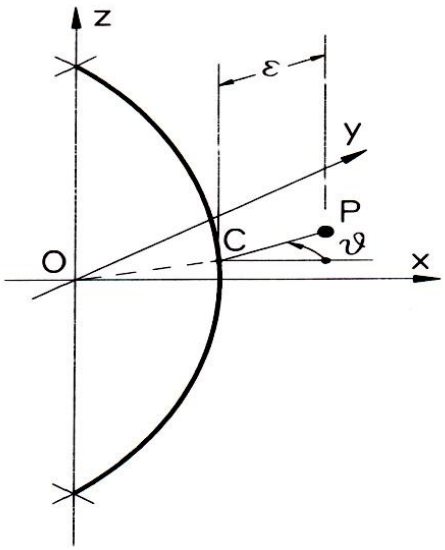
Denklem 2.5'in fiziksel anlamı açıktır ki z, xy düzleminde λ açısal hızıyla dönen bir vektördür. Eğer genlik z_0 ise P noktası $t = 0$ anında x ekseninden geçmektedir. Denklem 2.5 ile açıklanan hareket, dairesel ileri hareket veya direkt hareketin (dönme hızıyla aynı yönde meydana gelen) ve dairesel geri hareketin süperpozisyonudur. Bunların her ikisi genellikle dönme hızı diye adlandırılan açısal hızda oluşur ve dönmeyen sistemin doğal frekansına eşittir. İzleyen çalışmada dönme hızı her zaman pozitif kabul edilecektir: O zaman geriye hareket, λ'nın (Campbell diyagramının dördüncü çeyreği) negatif değeri ile karakterize edilirken ileri hareket pozitif dönme hızı λ (Campbell diyagramındaki ilk çeyreği) ile karakterize edilir. Bu iki hareketin süperpozisyon sonucu başlangıç şartlarına yani kompleks sabitler Z_1 ve Z_2'nin değerlerine bağlıdır. Örneğin; bu iki sabit eşit ve x ekseni boyunca gerçek bir harmonik titreşim yer alıyorken, Z_2 0'a eşitse dairesel bir ileri dönme meydana gelir.

Elde edilen sonuç, açıkça kullanılan çözüme bağlı değildir, (ya xz ve yz düzlemlerindeki hareketlerin incelenmesine bağlı (denklem 2.3) ya da kompleks koordinatların kullanımına dayanır (denklem 2.4)). Bununla birlikte bunlar olayın farklı görünüşlerini aydınlatır ve sonuçları tam olarak eşit değildir. İlkinde λ, iki düzlemdeki iki harmonik hareketin frekansıdır ve işaretinin fiziksel anlamı yoktur. Hareketi $x = x_0 e^{i\lambda t}$, $y = y_0 e^{i\lambda t}$ formunda ifade etmek için kullanılabilen $e^{i\lambda t}$ vektörü Argand

düzleminde dönen bir vektördür ve sadece $x_0e^{i\lambda t}$ ve $y_0e^{i\lambda t}$'nın gerçek bileşenleri fiziksel anlam taşır.

Denklem (2.4)'ün çözümünde λ gerçek bir açısal hız ve ilgili vektör Argand düzleminde değil fiziksel uzayda döner. Nesnenin dönmesi bu hızla olmamasına rağmen deformasyona uğramış şekil λ açısal hızıyla deforme olmamış şekil etrafında döner. Sonuç olarak bunun işareti normal konumdan sapmış şeklin dönme yönünü belirtir.

Herhangi bir oranda rotorun veya dönme hızının doğal frekansı, dönme hızı ω'ya bağlı değildir: O zaman Jeffcott rotorunun Campbell diyagramı Şekil 2.2'de görüldüğü gibi doğrusal çizgi ile gösterilir. Eğilme kritik hızı (dönme frekansıyla çakışan sistemin doğal frekansındaki hız) dönmeyen sistemin doğal frekansıyla çakışır.



Şekil 2.4. t zamanında dengesiz Jeffcott Rotoru

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{2.6}$$

Gerçekte m kütlesinin ağırlık merkezi P, şaftın enine kesiti C merkezi ile tam anlamıyla çakışmaz. Bu iki nokta arasındaki mesafe küçük olabilmesine rağmen, ε eksantirisinin varlığı sistemin davranışını büyük ölçüde etkileyebilen mε statik dengesizliğine neden olur. Bu durum Şekil 2.4.'de gösterilmiştir.

CP doğrusu ve x ekseni arasındaki açı, itici sistem tarafından zorlanıyorsa yani θ(t) fonksiyonu zamanın bilinen bir fonksiyonu gibi düşünülebiliyorsa, sistemin serbestlik derecesinin değeri tekrar ikiye eşittir. C noktasının x ve y yer değiştirmesini genelleştirilmiş koordinatlar gibi düşünerek P noktasının konumu ve hızı Lagrangian fonksiyonunda sırası ile

$$\left(\overline{P-O}\right)=\begin{Bmatrix}x_p\\y_p\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}x+\ \varepsilon\cos(\theta)\\y+\ \varepsilon\sin(\theta)\end{Bmatrix}$$
$$V_P=\begin{Bmatrix}\dot{x}_P\\\dot{y}_P\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}\dot{x}-\ \varepsilon\,\dot{\theta}\sin(\theta)\\\dot{y}+\ \varepsilon\,\dot{\theta}\cos(\theta)\end{Bmatrix} \tag{2.7}$$

$$T-U=\frac{1}{2}m\{\dot{x}^2+\dot{y}^2+\varepsilon^2\dot{\theta}^2+2\varepsilon\dot{\theta}[-\dot{x}\sin(\theta)+\dot{y}\cos(\theta)]\}-\frac{1}{2}k(x^2+y^2) \tag{2.8}$$

Milin hareket denklemi Lagrange denklemleri sayesinde kolayca elde edilebilir. Gerekli işlemleri $\dot{\theta}$ sabit dönme hızı varsayımı yapılmadığını hatırlayarak uygularsak, denklem 2.9'u elde ederiz.

$$\begin{Bmatrix}m\left[\ddot{x}-\ \varepsilon\dot{\theta}^2\cos(\theta)-\varepsilon\ddot{\theta}\sin(\theta)\right]+kx=0\\m\left[\ddot{y}-\ \varepsilon\dot{\theta}^2\sin(\theta)+\ \varepsilon\ddot{\theta}\cos(\theta)\right]+ky=0\end{Bmatrix} \tag{2.9}$$

İkinci hareket denklemini (2.9) imajiner birim i ile çarparak ve iki denklemi toplayarak denklem 2.10 hareket denklemini z kompleks koordinat teriminde kolaylıkla elde ederiz.

$$m\ddot{z}+kz=m\varepsilon(\dot{\theta}^2-i\ddot{\theta})e^{i\theta} \tag{2.10}$$

Homojen denklem, önceden bahsedilmiş (2.4) denklemine benzerdir, fakat rotorun açısal hızını içermemektedir [25].

2.3.2. Sabit Hızda Dengesiz Cevap

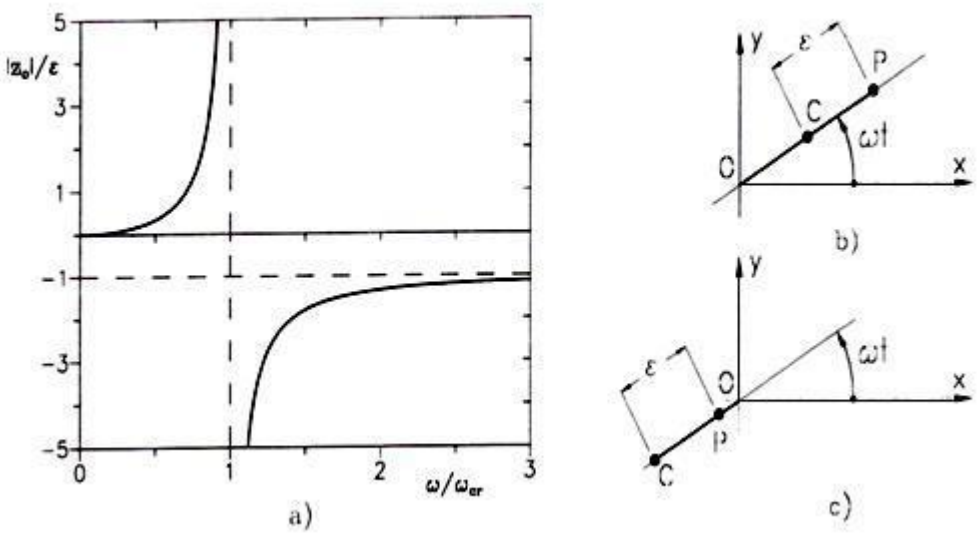
Eğer rotorun $\omega=\dot{\theta}$ açısal hızı sabit kabul edilirse, θ açısı ωt olarak ifade edilebilir. (2.10) denklemi (2.11) denklemi halini alır.

$$m\ddot{z}+kz=m\varepsilon\omega^2e^{i\omega t} \tag{2.11}$$

Bunun belirli integrali basitçe $z = z_0 e^{i\omega t}$ dır. Bunu denklem (2.11) e uygulayarak, $(-m\omega^2 + k)z_0 = m\varepsilon\omega^2$ denklemine ulaşırız ve buradan

$$z_0 = \varepsilon \frac{\omega^2}{\omega_{cr}^2 - \omega^2} \tag{2.12}$$

elde edilir. Buradaki ω_{cr} denklem (2.6) da tanımlanan kritik hızdır. Böylece elde edilen z_0 genliğinin değeri gerçektir ve sonuç olarak $(\overline{C-O})$ vektörü yani z vektörü, $(\overline{P-C})$ vektörü hizasında kalan xy düzleminde ω hızı ile döner. Denklem (2.12) deki z_0 ifadesinin paydasını sıfır yapan yani genliği sonsuza götüren ω değeri rotorun eğilmeyle ilgili kritik hızına uyan değerdir.



Şekil 2.5. (a) Sönümsüz Jeffcott Rotoru'nun dengesizlik cevabı
(b) Alt kritik durum
(c) Süper kritik durum

mε dengesizliğinin varlığı yüzünden oluşan C noktasının hareketinin genliği, şekil 2.5a'nın boyutsuz çiziminde kritik hızın fonksiyonu olarak belirtilmiştir. Kritik altı bölgede, genlik kritik hızda sıfırdan sonsuza gitme eğilimindedir ve her zaman pozitif değerdedir. Süper kritik alanda z_0 genliğinin değeri negatiftir ve mutlak değeri hızla sürekli olarak azalır. Hız, sonsuza gitme eğiliminde olduğunda, genlik –ε'ye gitme eğilimindedir. Çözümün işareti Şekil 2.5b ve 2.5c' de gösterildiği gibi denk şekilleri ortaya çıkartır. Çözüm pozitif olduğunda (kritik altı alanda) O, C ve P noktaları

bahsedilen sırada sıralandırılır ve rotorun ağırlık merkezi milin deforme olmuş şekline uzanır. Süper kritik alanda ise P noktası C ve O noktaları arasında yer alır ve hız sonsuza vardığında, z_0 genliği de –ε'ye eşit olur veya P noktası O noktasına yönelir. Bu olgu genellikle kendini merkezleme olarak adlandırılır, çünkü rotor geometrik merkezi yerine kütle merkezi etrafında dönme eğilimindedir. Davranış atalet tarafından kontrol edildiği zaman dönme, geometrik merkeze yakın bir nokta etrafında meydana gelir.

O zaman C noktasının hareketi, $\lambda = \sqrt{k/m}$ frekanslı dairesel, eliptik veya düz bile olabilen serbest hareketin ve ω açısal hızlı dairesel hareketin süperpozisyonu olarak açıklanır. İlkinin genliği, başlangıç şartları ile kontrol edilir ve hızdan bağımsızdır. Sönümün varlığı, serbest hareketin zamanla bozulmasına veya bazı durumlarda da zamanla artmasına neden olacaktır. İkincinin genliği ise, hızla son derece ilişkilidir ve zaman içinde sabittir. Dengesizlik cevabı sabit dönme hızı varsayımı ile hesaplanmaktadır. Şekil 2.5'de çeşitli hızlardaki hareketin genliği gösterilmektedir ve rotorun hızlanması boyunca genliğin zaman geçmişini tanımlamak için kullanılamaz.

Jeffcott rotoru açıkça, gerçek hayattaki rotorların fazlaca basitleştirilmişidir fakat en azından rotor dinamiğinin en önemli belli olgularından bazılarının (kritik hızın varlığı, kendini merkezleme) anlaşılmasına ve modellenmesine imkan tanır [25].

2.4. Çok Serbestlik Dereceli Rotorların Dinamik Davranışı

Eksenel simetriye sahip lineer rotorların davranışlarının en azından nitel olarak anlaşılmasını sağlayan iki basit model geliştirilmiştir. Bunlar jiroskopik etki ve Jeffcott rotorudur. Bu yaklaşımlarda rotor, kütlesiz bir şaftta kütlesiz elastik yataklara bağlı bir rijit kütle veya noktasal bir kütle olarak modellenmişti. Bununla beraber bu modeller kompleks dönen sistemlerin davranışı üzerinde nitelikli bilgi elde etmek için yetersizdirler ve dizayn aşamasında daha doğru modellere ihtiyaç vardır. Aynı zamanda rotorlar hakkında sürekli ve farklı yaklaşımların her ikisi de en azından teoride mümkündür.

Standart mil teorisi kullanmak için, narin bir mil olarak modellenebilen bir rotoru göz önüne alalım. Eğer yataklar rijit olarak kabul edilebilirse, hareketsiz durumdaki doğal frekansların hesaplanmasında bir zorluk yoktur. Enine kesitlerin kutupsal atalet

momenti ihmal edilebilirse, döner durumda elde edilen jiroskopik momentler sistemin dinamik davranışını belirgin olarak etkilemez. Bu durumda doğal frekanslar dönme hızından bağımsızdırlar ve ω hızının herhangi bir değeri için dönmeyen mil için değerleri hesaplanmıştır. Campbell diyagramı ω eksenine paralel olan düz çizgilerle yapılmıştır ve kritik hızların değerleri bu doğal frekanslara uymaktadır.

Basit geometrik şekle sahip transmisyon milleri genellikle silindirik Euler-Bernoulli milleri olarak modellenirler. Bununla birlikte silindirik milin dinamik davranışının incelenmesinde, kesme deformasyonunun ve kesit dönme ataletinin göz önüne alınmasında zorluk yoktur. Aynı zamanda jiroskopik etki olabilir ve üç etkinin aynı büyüklük sırasında olduğunu göstermek de mümkündür. Artan hıza sahip rotor durumunda jiroskopik etki sistemin rijitleşmesine neden olur. Kritik hız durumlarında genellikle üç değerin birleşmiş etkisi kritik hızı artırır, durduğunda ise bu üç değer doğal frekansın azalmasına neden olur [25].

Bütün yaklaşım sadece sabit kesite sahip çok basit geometrik şekiller için uygulanabilirdir. Tüm yaklaşımı kullanarak daha karışık şekilleri ele alırsak karşımıza çözümsel zorluklar çıkar ve bugün en popüler metod, bazı diskretizasyon tekniklerine bağlıdır. Özellikle transfer matrislerine bağlı metodlar geniş ölçüde kullanılıyordu ki hala kullanılmaktadır. Fakat şu an yerini FEM (Finite Element Method) esaslı metodlara bırakmaktadır.

Sıklıkla rotorlar lumped veya benzer yaklaşımlarla modellenen eylemsizlik özelliklerine sahip çubuk elemanı kullanılarak modellenmektedirler. Diğer tip elemanları kullanma zor olmamasına rağmen, gerekli jiroskopik matrisler genellikle standart sonlu elemanlar kodlarının kullanıcıları için elverişli değildir [25].

2.4.1. Statik Çözüm

Bu bölümde değişmez kuvvetlerin etkisi altındaki rotorun, gerilme ve germe alanlarının ve deforme olmuş şeklinin hesaplamalarından bahsedilecektir. İlgili denklemi veren statik yer değiştirme, statik vektörü veya f_n dönmeyen kuvvet vektörünün 2.13 denkleminin sağ tarafına eklenmesiyle elde edilir ve genelleştirilmiş koordinatların zaman türetmeleri ile ilgili bütün terimler ihmal edilir. Merkezkaç rijitliğini hesaba katarak 2.14 denklemini elde ederiz.

$$M\ddot{q} + (C_n + C_r - i\omega G)\dot{q} + (K - i\omega C_r)q = \omega^2 f e^{i\omega t} \tag{2.13}$$

$$\left(K + \omega^2 K_\omega - i\omega C_r - iK_r^{''}\right)q = f_n \tag{2.14}$$

Merkezkaç rijitliği ihmal edilerek, denklem 2.14 den sönümsüz rotor durumunda dönen sistemin statik çözümün dönmeyen yapınınkiyle benzer olduğu açıktır. Fakat sönüm varsa deforme olmuş şekil dönme hızı tarafından etkilenir. Bu etki kolayca anlaşılır. Eğer kuvvet vektörü gerçek olarak kabul edilirse yani bütün momentler ve kuvvetler aynı düzlemde etki ederse (kendi ağırlığıyla yüklenen rotor gibi) 2.14 denkleminin katsayı matrisindeki imajiner terimlerin varlığı q kompleks yer değiştirme vektörünü verir. O zaman sönümün varlığı yanal sapmaya sebep olur. Bu hıza bağlıdır ve viskoz sönümleme durumunda görülür. Dönme eğilme yorulması testinde bu gibi sapmaların ölçülmesi birkaç kez önerildi ve aslında malzemenin iç sönümünü ölçmek için de kullanılıyordu [25].

2.4.2. Kritik Hızın Hesaplanması

Kritik hız 2.15 homojen hareket denklemiyle hesaplanabilir. Eklenen $\lambda = \omega$ şartıyla serbest hızlı dönmeye ulaşılır. Aşağıdaki 2.16 öz problemi elde edilir.

$$M\ddot{q} - i\omega G\dot{q} + Kq = \omega^2 f e^{i\omega t} \tag{2.15}$$

$$(-\omega^2(M - G - K_\omega) + K)q = 0 \tag{2.16}$$

Belirtilmelidir ki sadece gerçek değerleri kapsayan öz problemin boyutu kompleks serbestlik derecesine eşittir. Matematiksel olarak, kütle matrisi $M - G - K_\omega$ olan sönümsüz titreşimli bir sisteminin doğal frekanslarının hesaplamaları için görülenle zaten aynıdır. Tek fark; şu anki konumda kütle matrisi pozitif olmayan şekilde tanımlanabilmektedir. Titreşen sistem için görülen öz vektörlerin bütün özellikleri hala geçerlidir çünkü onlar sadece ilgili matrislerin simetrisine bağlıdırlar: Eğer $M - G - K_\omega$ matrisi pozitif değilse tek sonuç modal kütlelerin bazılarının negatif olması ve eş öz değerlerin imajiner olmasıdır. Kompleks koordinatlar kullanılırsa öz vektörler m-ortogonaldırlar. Gerçek koordinat yaklaşımı eğik simetrik bir jiroskopik matrise götürür ve sol ve sağ öz vektör serisine ulaşmak için gerekli hale getirir.

Birçok durumda frekansı dönme hızının katsayısı olan tahrik mevcut olabilir. Daha sonra görüleceği gibi sıklıkla hafif simetrik olmayan rotorlardaki sabit kuvvetle sağlanan tahrikler düz çizgiye sahip Campbell diyagramının kesişimi ile hesaba katılır [25].

2.4.3. Dengesiz Cevabın Hesaplanması

Genel dengesizlik dağılımına tepki $q = q_0 e^{i\omega t}$ yapısına sahip olan 2.17 ya da 2.18 denklemlerinin özel integralini hesaplayarak elde edilebilir.

$$M\ddot{q} - i\omega G\dot{q} + Kq = \omega^2 f e^{i\omega t} \tag{2.17}$$

$$M\ddot{q} + (C_n + C_r - i\omega G)\dot{q} + (K - i\omega C_r)q = \omega^2 f e^{i\omega t} \tag{2.18}$$

Sönümlü sistemin cevabını gösteren matematiksel denklem böylelikle aşağıdaki şekilde bulunur.

$$(-\omega^2(M - G - K_\omega) + i\omega C_n + K)q_0 = \omega^2 f \tag{2.19}$$

Sistemlerin sönümsüz olduğu durumlarda denklem 2.19, dönme hızının kritik hızla çakışması ve katsayı matrisinin tekil (singular) olması sebebiyle bize çözüm sunmaz. Eğer $\in_i$ vektörleri ve χ_i açıları tamamen aynı düzlemde değillerse yani bütün α_i ve β_i fazları eşit değilse f vektörü komplekstir ve aynı zamanda q çözümü de komplekstir. Fiziksel olarak bunun anlamı deforme olmuş şekil eğri bir yapıdadır. Bununla birlikte denklem 2.19'un katsayı matrisi gerçek kalır ve kompleks sayılarla çalışmaya gerek yoktur. Aynı katsayı matrisli gerçek lineer denklemlerin ikisini çözerek, çözümün imajiner ve gerçek kısımları ayrı olarak elde edilebilir.

Rastgele bir dengesizlik dağılımının cevabını hesaplamak, usulen harmonik bir zorlayıcı fonksiyon tarafından tahrik edilerek titreşen bir sistemin cevabının hesaplanmasıyla benzerdir. Tek farkı denklemde λ frekansının yerine ω dönme hızının kullanılıyor olmasıdır. $\omega^2 f$ tahrik vektörü ω^2 ile orantılıdır ve sistemin kütle matrisi $M - G - K_\omega$'dır. Öz değerlerinin bazıları negatif olabilir ve o zaman kritik hızların bazıları da imajiner olabilir.

Sönüm ihmal edildiği zaman dengesizlik cevabı harmonik tahrikle titreşen sönümlü sistem cevabına çok benzerdir. Fakat sadece dönmeyen sönüm, hareket denklemine girer. Katsayı matrisi hiçbir zaman tekil olmaz. Çünkü gerçek bir öz değere sahip değildir. Bununla birlikte komplekstir ve eğer kompleks sayılı yazılım uygun değilse 2.19 denkleminin çözümü gerçek sayılarla çalışmak için boyutu iki kat olan denklemin çözümünü içerir. O zaman denklem sayısı gerçek koordinat sayısına eşittir ve bu durumda kompleks koordinatları kullanmak, küçük bir hesaplama avantajına sahiptir.

Eksenel simetrik bir sistemin dengesizliğe cevabı dönen koordinatları kullanarak kolayca incelenebilir. Bu durumda cevap, her iki modül ve yönde sabit olan kuvvetin statik tepkisinden başka bir şey değildir. Sistemin rijitlik matrisinin tekil olduğu durumda kritik hızlar elastik kararsızlık durumunun bir türüdür [25].

2.4.4. Campbell Diyagramı ve Köklerin Geometrik Yerlerinin Bulunması

Campbell diyagramını çizmek için, dönme hızının fonksiyonu olarak sistemin dönme frekansının hesaplanması gereklidir. Sistemin kararlılığını incelemek gerekiyorsa, sönüm de hesaba katılmalıdır. Bu, kavramsal olarak daha karmaşık bir hale getirmez fakat asıl hesabın yapılması daha uzun bir zaman alır. Viskoz sönüm durumunda ana denklem, denklem 2.20 ile ilişkili 2.21 homojen denklemidir.

$$M\ddot{q} + (C_n + C_r - i\omega G)\dot{q} + (K - i\omega C_r)q = \omega^2 f e^{i\omega t} \tag{2.20}$$

$$M\ddot{q} + (C_n + C_r - i\omega G)\dot{q} + (K + \omega^2 K_\omega - i\omega C_r)q = 0 \tag{2.21}$$

2.22 dinamik matrisinin öz değerleri hesaplanarak köklerin geometrik yerleri direkt olarak elde edilir. Yapısal sönümü hesaba katmak için $\pm iK_n^{''}$ $\pm iK_r^{''}$ ifadesini eklemek yeterlidir.

$$A = \begin{bmatrix} -M^{-1}(C_n + C_r - i\omega G) & -M^{-1}(K + \omega^2 K_\omega - i\omega C_r \\ I & 0 \end{bmatrix} \tag{2.22}$$

Bununla birlikte Campbell diyagramı sık sık $q = q_0 e^{st}$' in yerine $q = q_0 e^{i\lambda t}$ çözümünü tercih edebilir. Bu durumda 2.23 matrisinin öz değerleri olarak λ kompleks dönme frekanslarını bulmak mümkün olur.

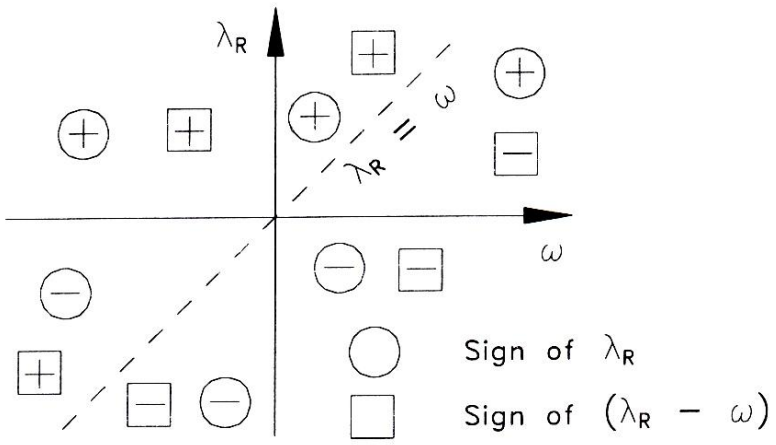
$$\begin{bmatrix} M^{-1}(\omega G + iC_n + iC_r) & M^{-1}(K + \omega^2 K_\omega \pm iK_n^{''} \pm iK_r^{''} - i\omega C_r \\ I & 0 \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

Bu yolla gerçek bir öz problem sönümsüz sistem durumunda çözülmelidir.

Eğer Campbell diyagramını ω dönme hızının m değerlerini kullanarak λω düzlemini tarayarak çizmek gerekirse, 2n sırasının öz problemi (n kompleks serbestlik derecesi) m kez çözülmelidir. O zaman çözüm çok zaman alacak ve makul değerlerde bilgisayar zamanını elde etmek için büyük ölçekli kısaltma gerekli olacaktır. Gerçek koordinat yaklaşımı kullanılsaydı, problemin boyutu iki katına çıkmış olacaktı ve öz değerleri içeren dönme hareketine yönelik bilgi kaybedilmiş olacaktı. İleri ve geri modlar arasındaki farkı ayırt etmek için öz vektörleri incelemek gereklidir.

Sönümlü sistem durumunda eğer yazılım kompleks cebirin kullanılmasına elverişli değilse, kompleks öz problemin çözümü ilgili matrisin boyutunun ek olarak iki kat daha artırılmasını gerektirir. Dahası yapısal sönüm varsa denklem 2.23'te bulunan farklı işaretli birkaç öz problem dönme hızının her bir değeri için çözülmelidir. Sönümün bütün formlarının bulunduğu durumda dört öz problemin maksimum olanı çözülmelidir. Çözümleri elde ettikten sonra değişik çözümlerin gerçek kısımlarının Campbell diyagramında nerede olduğunu kontrol etmede ve öz değerlerin hangisinin atılacağını seçmede zorluk yoktur (Şekil 2.6). Sönümlü Campbell diyagramının hesabı sönümsüze göre daha ağırdır. Birçok durumda sönümün varlığı bozulma oranında son derece etkiliyken, dönme frekansının değerinde çok küçük bir etkiye sahiptir. Sönümsüz sistemi incelemek için iyi bir strateji, ilk olarak böyle bir yolla kritik hızı ve dönme frekansının genel katmanını yerleştirmek ve daha sonra seçilen bazı hız değerlerinde kompleks dönme frekansını hesaplamaktır. Esas olarak seçilen hızlar süper kritik aralıktadır (Kararsızlığın olabileceğinden şüphelenilen yer).

Sönümsüz sistem durumunda $q = q_0 e^{st}$ ve dinamik matrisin kompleks olduğunu varsayarak $q = q_0 e^{i\lambda t}$ çözümü gerçek matrisli bir öz problemini elde etmeye imkan tanır. Zıt olarak eğer sönüm ihmal edilmediyse iki notasyon benzer karışıklıklara sebep olur ve ikinci çözüm daha avantajlı duruma gelebilir [25].



Şekil 2.6. Campbell diyagramının çeşitli bölgelerindeki
λ_R *ve* $\lambda_R - \omega$ 'in işaretleri

2.4.5. Rijit Rotorların Burularak İvmelenmesi

Lineerleştirme teorisi ile eksenel serbestlik derecesi, eğilme davranışından bağımsız hale gelir. Eğer rotor burulma açısından rijitse, yani tüm enine kesitlerin burulma dönmeleri eşitse ve hızlanma zorlanmış θ(t) kuralı ile gerçekleşiyorsa eğilme davranışı denklem 2.24' ün ilk iki denklemini, 2.25 denklemini ve 2.26 denklemini kullanarak ayrı olarak ele alınabilir. Rotasyonel serbestlik derecesinin tek denklemi 2.25 denkleminin üçüncü denklemidir. Genel kompleks koordinatları uygulayarak 2.27 denklemini elde ederiz.

$$\begin{cases} m\ddot{X} = m\in\left[\ddot{\theta}\sin(\theta+\alpha) + \dot{\theta}^2\cos(\theta+\alpha)\right] + F_X \\ m\ddot{Y} = m\in\left[-\ddot{\theta}\cos(\theta+\alpha) + \dot{\theta}^2\sin(\theta+\alpha)\right] + F_Y \\ m\ddot{Z} = F_Z \end{cases} \tag{2.24}$$

$$Q_{\Phi_{x'}} = M_x\cos(\Phi_y) + M_z\sin(\Phi_y), \quad Q_{\Phi_y} = M_y, \quad Q_\theta = M_z \tag{2.25}$$

$$\begin{cases} J_t\ddot{\Phi}x' + J_p\dot{\theta}\dot{\Phi}_y = \chi(J_t - J_p)\left[\ddot{\theta}\cos(\theta) - \dot{\theta}^2\sin(\theta)\right] + M_x + \Phi_y M_z, \\ J_t\ddot{\Phi}_y - J_p\dot{\theta}\dot{\Phi}_{X'} = \chi(J_t - J_p)\left[\ddot{\theta}\sin(\theta) + \dot{\theta}^2\cos(\theta)\right] + M_y, \\ (J_p + J_t\chi^2 + m\in^2)\ddot{\theta} + m\varepsilon\left[\ddot{Y}\cos(\theta) - \ddot{X}\sin(\theta)\right] + \\ +\chi(J_p - J_t)\left[\Phi_{X'}\cos(\theta) + \ddot{\Phi}_y\sin(\theta)\right] = M_z. \end{cases} \tag{2.26}$$

$$M\ddot{q} + (C_n + C_r - i\omega G)\dot{q} + (K - i\omega C_r)q = (\omega^2 - i\dot{\omega})fe^{i\theta}$$
$$M_z = J_{Ptot}\dot{\omega} + \Im(f^{-T}\ddot{q}e^{-i\theta}) \quad (2.27)$$

Burada merkezkaç rijitliği ihmal edilmiştir, statik ve çifte dengesizliğin varlığını da göz önüne alarak z ekseni etrafındaki rotorun toplam atalet momenti J_{Ptot} dır. $\ddot{\theta} = 0$ ifadesini ve kararlı dönme için çözümü 2.27 denklemine uygulayarak sabit açısal hızda sistemin gerek duyduğu itici torku kolayca elde ederiz. Sayısal integrasyonu, denklem 2.27 zamanında gerçekleştirmek için Jeffcott rotorunda olduğu gibi dönen koordinatlara başvurmak daha kolaydır. O zaman ilgili hareket denklemi:

$$M\ddot{r} + [C_n + C_r - i\omega(2M - G)]\dot{r} + [K - \omega^2(M - G) + i(\dot{\omega}M + \omega C_n]r = (\omega^2 - i\omega\dot{)}f,$$

$$M_z = J_{Ptot}\dot{\omega} + \Im[f^{-T}(\ddot{r} + i\dot{\omega}r + 2i\omega\dot{r} - \omega^2 r)].$$

(2.28) olur.

Belirtilmeli ki 2.28 denklemi için kullanılan dönen referans eksen takımı değişken ω(t) dönme hızında döner [25].

BÖLÜM 3

ROTORLARIN MODELLENMESİNDE KULLANILAN YAZILIM

3.1.Giriş

Dynrot, dönen makinelerin dinamik analizi için kullanılan bir yazılımdır. Esas amacı Campbell diyagramının çizimi ve kritik hızları hesaplama gibi alışılagelmiş rotordinamik hesaplamalarını gerçekleştirmektir. Bununla birlikte nonlineerlik, makinenin rotorunun ya da statorunun eksenel simetriden sapması, sönüm ve açısal ivmelenme gibi özellikleri de göz önüne alabilme yeteneğine sahiptir. Ayrıca, alışılagelmiş rotordinamik hesaplamalardan daha detaylı çözümler de sunabilmektedir. Modellendiyse, kanatların ve disklerin esnekliğinin etkisini de içermektedir. Disklerde merkezkaç ve ısıl etkiler nedeniyle oluşan gerilmelerin dağılımı da hesaplanabilir.

Daha önce de bahsedildigi gibi, lineer ya da nonlineer dengesizlikler dikkate alınarak yapılacak olan teorik hesaplamalar oldukça zaman alıcı ve karmaşıktır. Dynrot yazılımı bu tür hesaplamalara dayalı, tek ya da çok serbestlik derecesine sahip mil-disk sistemlerinin dinamik analizlerinde sonlu elemanlar yöntemini esas alarak, dinamik dengesizlik sistemlerinde önem arz eden, kritik hız, gerilme, ivmelenme, frekans gibi büyüklüklerin kolaylıkla hesaplanmasına ve tasarlanan sistemlerin farklı yataklama ve yükleme şartlarında gösterdikleri davranışların yorumlanmasına yönelik matematiksel hesaplamalar ve grafiksel yaklaşımlar getirerek tasarımcıya bir hayli kolaylıklar saglamaktadır.

Dynrot paket programı yardımıyla, dönen makine elemanlarını özellikle turbomoleküler pompalar, vakum ve difüzyon pompaları, gaz türbinleri gibi endüstriyel kullanımı yaygın olan dönen makine elemanlarını veya tasarlanan yeni bir mil-disk sistemini geniş sahaya yayılabilen hız aralıklarında simüle ederek bu tür sistem davranışlarını dynrot modeli üzerinde görmek mümkündür [26].

3.2. Birim Sistemi

Sistem modellenirken dikkate alınması gereken birim sistemi şu şekildedir:

Tablo 3.1. Sistem modellenirken dikkate alınacak birim sistemi

Uzunluk	m	**Kütle**	kg	**Kuvvet**	N
Yoğunluk	kg/m^3	**Gerilme**	N/m^2	**Açı**	rad
Açısal Hız	rad\s	**Frekans**	rad\s	**Bozulma Oranı**	1\s
Basınç	Pa				

3.3. Elemanlar

Dynrot kodunun eleman kütüphanesi rotordinamik uygulamalara uygun olarak uyarlanmıştır. Kullandığımız versiyonda yirmi bir tane mekanik eleman ve iki tane de kontrol elemanı bulunmaktadır. Elemanlar:

1. mil
2. konik mil
3. yay
4. sönüm
5. kütle
6. asimetrik mil
7. asimetrik yay
8. asimetrik sönüm
9. asimetrik kütle
10. kübik yay
11. açıklıklı yay
12. manyetik yatak
13. asimetrik manyetik yatak
14. 8-katsayı yatak
15. 8-katsayı yatak (hıza bağlı)
16. yağlamalı yatak
17. pistonlu krank
18. şaft-disk arabirimi
19. esnek disk

20. disk-kanat arabirimi
21. esnek kanat dizisi
22. yoğunlaşmış tahrik torku
23. disk-şaft arabirimi
24. kanat-disk arabirimi
25. PID kontrolör
26. genel kontrolör

3.4. Kullanılan Kodlar

3.4.1. Modeli Elde Etmek için Kullanılan Kodlar

DYNPLOT: Sistem modelini çizmek için kullanılır. Bu kodla tüm model veya herhangi bir alt elemanı çizilebilir.

DYNPLOT1: Sistem modelinin 3 boyutlu görünüşünü elde etmek için kullanılır.

STRPLT: Eğer varsa disklerdeki veya kanatlardaki stres dağılımını elde etmek için kullanılır. Ayrıca disk profili de elde edilebilir.

DYNTRANS: Histeretik sönümü eş viskoz sönüme dönüştürmeye yarayan koddur. İvmelenme cevabını hesaplamadan önce bu kodun kullanılması gereklidir.

3.4.2. Statik Analizler için Kullanılan Kodlar

DYNSTAT: Dönme hızından bağımsız olarak statik kuvvetlerin neden olduğu cevabı elde etmeye yarar. Sistem lineer ve izotropik olarak kabul edilir.

STATPLT: Statik yüklemenin neden olduğu şekil değişimini çizmeye yarayan koddur.

FORCES: Elemanlara etkiyen çeşitli yükler nedeniyle oluşan kuvvetleri hesaplamaktadır.

3.4.3. Kritik Hızları Elde Etmek için Kullanılan Kodlar

DYNCRIT: Kritik hızlar ve ikincil kritik hızların hesaplanmasında kullanılır. Sistem lineer ve sönümsüz varsayılır.

DYNCRITM: Manyetik yataklarla desteklenmiş rotorun kritik hızlarını elde etmek için kullanılır. Sistem lineer, sönümsüz ve rotor izotropik olarak kabul edilir.
CRITPLT: Kritik hızlarda meydana gelmiş şekil değişimini çizmeye yarar.

3.4.4. Dengesizlik Cevabıyla İlgili Kodlar

DYNUNBAL: Dengesizlik cevabını hesaplar.

DYNUNMOD: Dengesizlik cevabını hesaplar. Sistem lineer, sönümsüz ve izotropik olarak kabul edilir.

DYNUNM: Manyetik yataklarla desteklenmiş rotorun dengesizlik cevabını hesaplar. Sistem lineer, sönümsüz ve rotor izotropik olarak kabul edilir.

LUBUNBAL: Hidrodinamik yataklardaki bir rotorun dengesizlik cevabını hesaplar. Sistem lineer ve rotor izotropik olarak kabul edilir.

UNPLT: Dengesizlik cevabını çizmeye yarar. Aynı program ivmelenme cevabını çizmek için de kullanılır. Lineer veya logaritmik çizimler elde edilebilir. Verilen bir düğüm noktasının yörüngesinin genliği de hıza bağlı olarak elde edilebilir. Verilen bir hızda sistemde ortaya çıkan şekil değişimi de görülebilir.

3.4.5. İvmelenme Cevabı ile İlgili Kodlar

DYNACCEL: İvmelenme cevabınının hesaplanmasına yarar.

ACCPLOT: Zamanın veya yörüngenin fonksiyonu olarak ivmelenme cevabının çizilmesinde kullanılır.

3.4.6. Campbell Diyagramı ile İlgili Kodlar

DYNCAMP: Sönümsüz Campbell diyagramını hesaplamaya yarayan koddur. Sistem lineer ve sönümsüz olarak kabul edilir.

DYNDAMP: Campbell diyagramının hesaplanması ve bozulma oranlarının çizilmesine yarayan koddur.

DYNDAMOD: Modal teknikleri kullanarak bozulma oranlarının çizilmesine ve Campbell diyagramının hesaplanmasına yarayan koddur. Sistem lineer ve izotropik olarak kabul edilir.

DYNLUB: Hidrodinamik yataklardaki rotorun bozulma oranlarının çizilmesinde ve Campbell diyagramının elde edilmesinde kullanılan koddur. Sistem lineer ve rotor izotropik olarak kabul edilir.

DYNMAG: Manyetik yataklarla desteklenmiş rotorun bozulma oranlarının çizilmesinde ve Campbell diyagramının elde edilmesinde kullanılan koddur. Sistem lineer ve rotor izotropik olarak kabul edilir.

DYNMAG1: Kontrol sisteminin kazancının değişen değerlerindeki izotropik manyetik yataklardaki izotropik rotorun köklerinin geometrik yerlerini hesaplamak için kullanılır.

CAMPLT: Farklı hızlardaki durumların çizilmesini sağlar.

CAMPLT1: İki farklı pencerede Campbell diyagramının gerçek ve imajiner kısımlarını çizmek için kullanılır.

LUBPLT: Hızın fonksiyonu olarak statik yüklemeye bağlı yağlamalı yataklardaki rotorun düğüm noktasının yerdeğiştirmesini çizmeye yarar. Herhangi bir düğüm noktası için kullanılabilir.

3.4.7. Burulma Analizleri için Kullanılan Kodlar

DYNTORS: Rotorun burulma doğal frekanslarını hesaplamada kullanılır. Sistem lineer ve sönümsüz olarak kabul edilir.

FORTORS: Pistonlu makinelerin krank milinin zorlanmış burulma frekanslarının cevabını hesaplamak için kullanılır.

TORQTORS: Burulma zorlanmış cevabının zaman geçmişini hesaplamak için kullanılır.

CAMPBT: Burulma Campbell diyagramınının hesaplanmasında ve bozulma oranının çizilmesinde kullanılır. Sistem lineer ve izotropik olarak kabul edilir.

TORSPLT: Burulma doğal frekanslarına ilişkin sistemin durumunu çizmeye yarar.

TCPLT: Burulma doğal frekanslarına ilişkin sistemin durumunu çizmeye yarar.

FTPLT: Açısal yerdeğiştirme, burulma momentleri veya kayma gerilmesi terimlerinde zorlanmış burulma cevabını çizmeye yarar.

HTPLT: Açısal hız, açısal yerdeğiştirme, burulma momentleri veya kayma gerilmesi terimlerinde zorlanmış burulma cevabının zaman geçmişinin çizilmesiyle ilgili koddur.

3.4.8. Eksenel Doğal Frekanslarla İlgili Kodlar

DYNAX: Rotorun eksenel doğal frekanslarını hesaplamak için kullanılır. Sistem lineer ve sönümsüz olarak kabul edilir.

CAMPBA: Eksenel Campbell diyagramının hesaplanmasına ilişkin koddur. Sistem lineer ve izotropik olarak kabul edilir.

AXPLT: Eksenel doğal frekanslara ilişkin sistem durumunu çizmek için kullanılır.

ACPLT: Burulma doğal frekanslarına ilişkin sistem durumunu çizmek için kullanılır.

3.4.9. Burulma-Eksenel Doğal Frekanslarıyle İlgili Kodlar

DYNTA: Rotorun eksenel doğal frekanslarını hesaplamada kullanılır. Sistem lineer ve sönümsüz olarak kabul edilir.

CAMPBTA: Eksenel Campbell diyagramının hesaplanmasında kullanılır. Sistem lineer ve izotropik olarak kabul edilir.

BÖLÜM 4

MODELLER VE SONUÇLARI

4.1. Giriş

Geometrik ve mekanik özellikleri belli olan üç adet rotor, Dynrot programı vasıtasıyla modellenerek sonuçları elde edilmiştir. Bu üç modelden ilki, tek diske sahip bir rotor sistemidir. İkincisi, iki adet kompresörden meydana gelmiş bir rotor sistemidir ve sonuncusu ise bir kompresör ve türbinden meydana gelen bir rotor sistemidir. Bu üç sistem belirli şartlar altında çalıştırılarak sonuçlar elde edilmiştir.

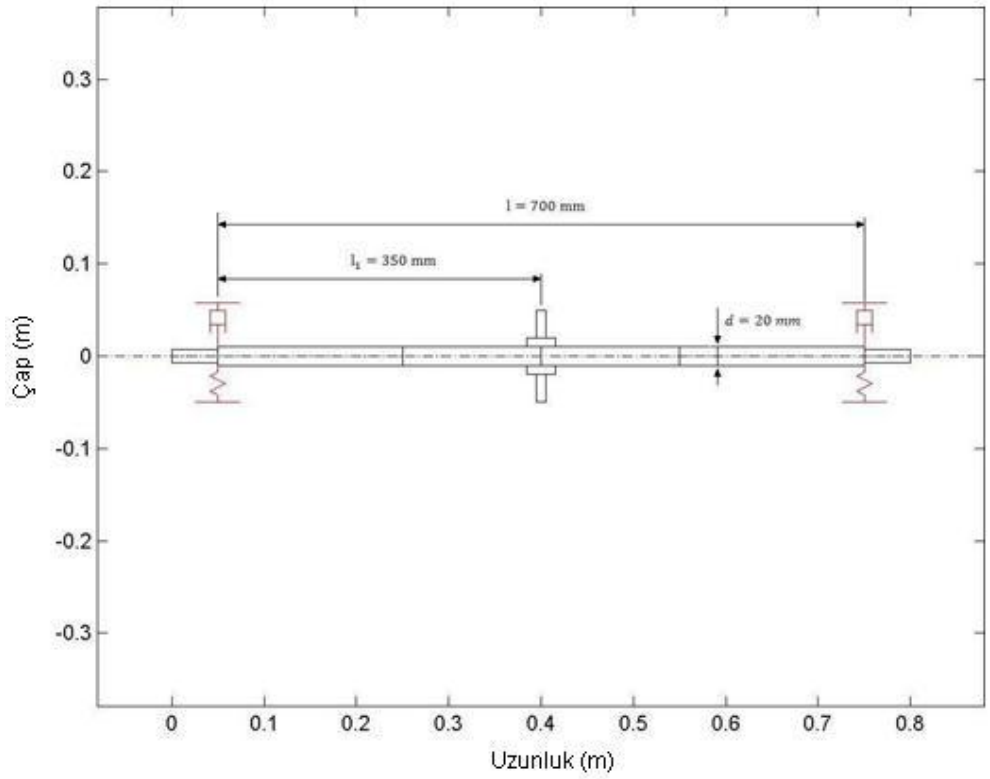
4.2. Birinci Rotor Modeli (Jeffcott Rotoru)

4.2.1. Sistem ve Elemanları

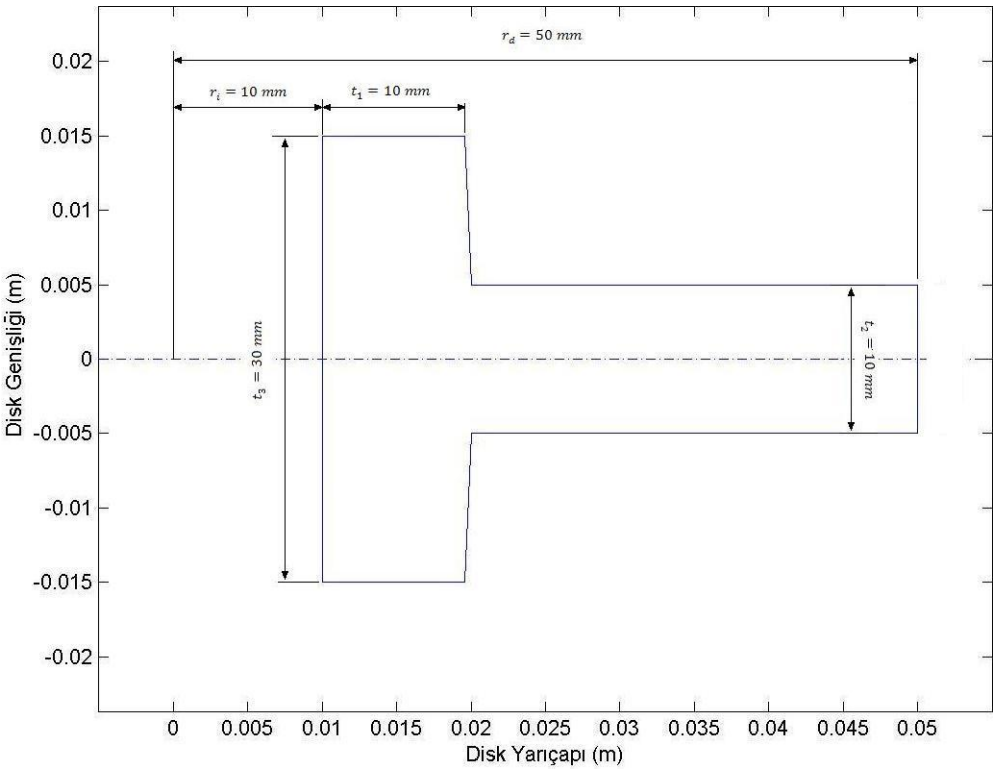
Bu kısımda rotorun hangi elemanlarla meydana geldiğiyle ve disk ve mil elemanının boyutları ve mekanik özellikleri verilecektir.

Jeffcott rotor modelimiz için bölüm 3.3'te önceden belirtilmiş elemanlardan disk elemanı, mil elemanı, yay elemanı, sönüm elemanı ve şaft-disk arabirim elemanı kullanılmıştır.

Aşağıdaki şekillerde sistemin Dynrot yazılımı ile modellenmiş iki boyutlu görünüşü ve disk profili görülmektedir.



Şekil 4.1. Rotor sisteminin Dynrot yazılımı ile modellenmiş şekli



Şekil 4.2. Disk profili

$l = 700$ mm (yataklar arası mesafe)

$d = 20$ mm (mil çapı)

$m_d = 0{,}7364$ kg (disk kütlesi)

$m_m = 1{,}718$ kg (mil kütlesi)

$E = 207{,}1.10^9$ Pa

$\rho = 7{,}81$ gr/cm^3

$k = 10^7$ N/m (Yay rijitliği)

4.2.2. Sistemin Kritik Hızları ve Kritik Hızlarda Sistemin Davranışı

Aşırı titreşimlerin görüldüğü hızlara milin veya rotorun kritik hızları denir. Kritik hızların sayısı ve değerleri milin veya yatağın esneme biçimi ve etken yay sabiti, rotor kütlesi, rotor kütlesinin şekli ve dağılımı gibi özellikler tarafından belirlenir. Türbin, jeneratör, elektrik motoru, pompa, fan gibi, dönen elemanları olan makinalarda kritik hızlar görülür. Kritik hızda çalıştırılan makinalarda aşırı titreşimler ve bunların sebep olacağı kuvvet zorlamaları makinaya hasar verecek düzeyde olabilir ve makinanın işletilmesini imkansız hale getirir. Bu yüzden bu tür makinaların kritik hızlardan uzakta çalıştırılması gereklidir. Bazı değişken devirli makinelerde, kritik hızda makinenin çalışma durumu ile karşı karşıya kalınabilmektedir.

Sistemin kritik hızlarını analitik olarak bulmak için Dunkerley denkleminden faydalanabiliriz. Buna göre ilk olarak mil boşta yani üzerinde herhangi bir eleman olmadan hangi değerde kritik hıza sahip onu bulmalıyız. Bu amaçla 4.1 denklemini kullanırız.

$$\omega_s = 9{,}87.\sqrt{\frac{E.I}{M.L^3}} \tag{4.1}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi.(0{,}02)^4}{64} \tag{4.2}$$

$$E = 207{,}1.109 \text{ Pa}$$

$$m_m = 1{,}718 \text{ kg}$$

$$l = 0,7 \text{ m}$$

$$\omega_s = 9,87.\sqrt{\frac{207,1.10^9.I}{1,718.(0,7)^3}} = 9,87.\sqrt{\frac{1626,5634}{0,59}} = 9,87.52,51$$

$\omega_s = 518,3$ rad/s (Mil boşta çalışırken oluşan kritik hız)

Jeffcott rotor sisteminin yüklü çalışma durumunda gerçekleşen kritik hızı bulmak içinse 4.3 denklemini kullanmamız gereklidir.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{3.E.I.L}{M.a^2.b^2}} \tag{4.3}$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{3.207,1.10^9.I.0,7}{0,7364.(0,35)^2.(0,35)^2}}$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{3415,78}{0,011}}$$

$\omega_1 = 557,25$ rad/s (Tek disk ortada için kritik hız)

Dunkerley denkleminden;

$$\frac{1}{\omega_n^2} = \frac{1}{\omega_s^2} + \frac{1}{\omega_1^2} \tag{4.4}$$

$$\frac{1}{\omega_n^2} = \frac{1}{(518,3)^2} + \frac{1}{(557,25)^2}$$

$$\frac{1}{\omega_n^2} = 6,943.10^{-6}$$

$\omega_n = 379,5$ rad/s Mil kütlesi ihmal edilmeden tüm sistemin (mil + tek disk) kritik hızı… Diğer kritik hızlar, hesaplanan birinci kritik hızın 4, 9, 16, 25, …. katlarında meydana gelebilir [27].

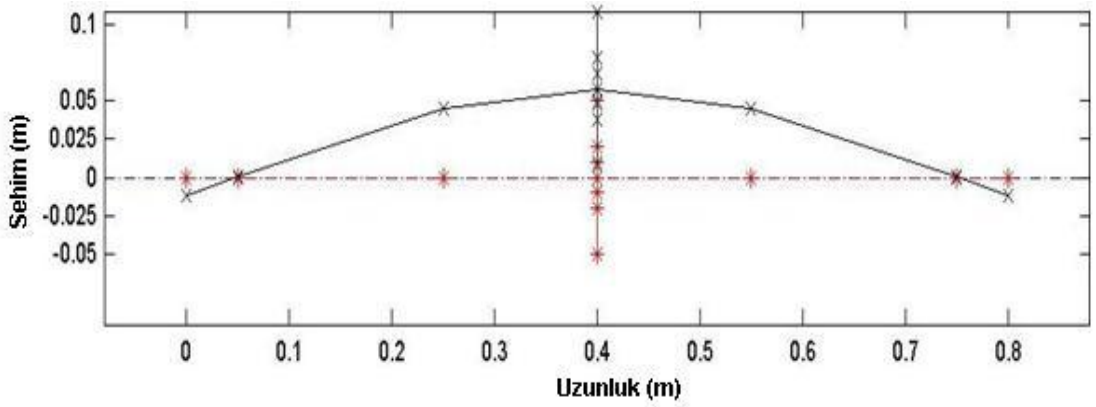
Yapılan hesaplamalara ve varsayımlara göre hesapladığımız ve Dynrot yazılımı vasıtasıyla elde ettiğimiz kritik hız değerleri Tablo 4.1'de gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Kritik hız değerleri

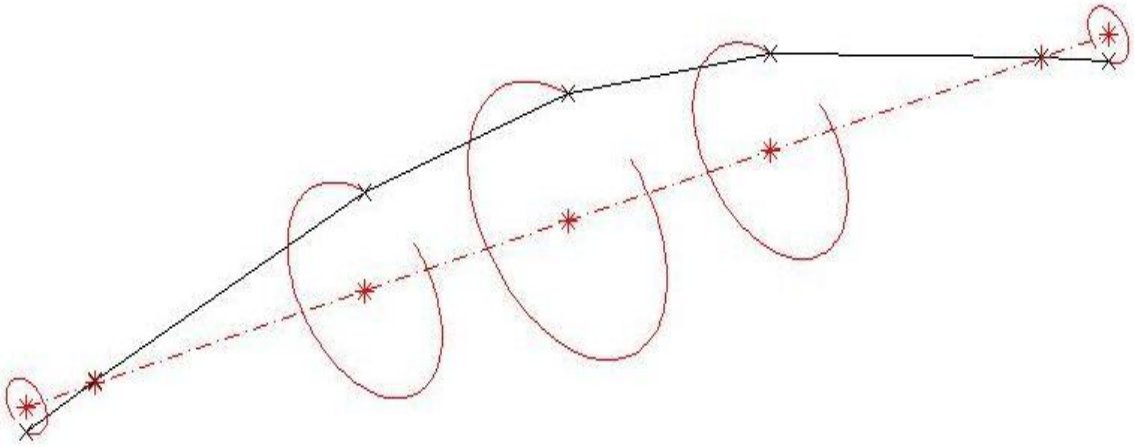
	Dunkerley Denklemi ile Elde Edilen Kritik Hız Değerleri	**Dynrot Vasıtasıyla Elde Edilen Kritik Hız Değerleri**
1.Kritik Hız	379,5 rad/s	376,6934 rad/s
2.Kritik Hız	1518 rad/s	2043,7429 rad/s
3.Kritik Hız	3415,5 rad/s	3717,7018 rad/s
4.Kritik Hız	6072 rad/s	7046,88 rad/s
5.Kritik Hız	9487,5 rad/s	7351,1141 rad/s

Elde edilen değerleri karşılaştırdığımızda ilk kritik hız değerleri arasında (analitik-simülasyon) fazla bir farkın olmadığını görebiliriz. Diğer kritik hız değerlerindeki sapma, programın çözüm mantığı ile bizim kabullerimizin uyuşmadığını göstermektedir.

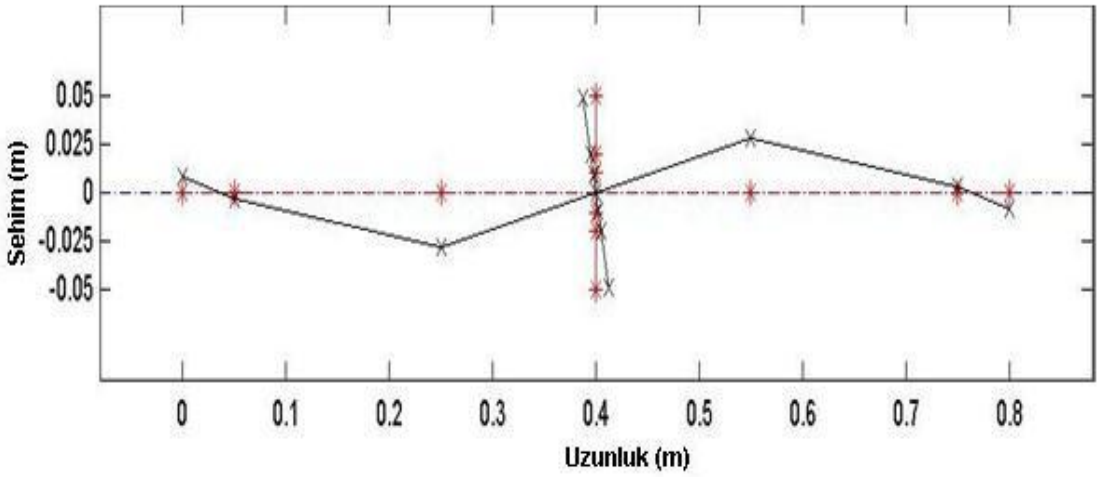
Yazılım vasıtasıyla hesaplanan kritik hız değerlerinde sistemin davranışları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



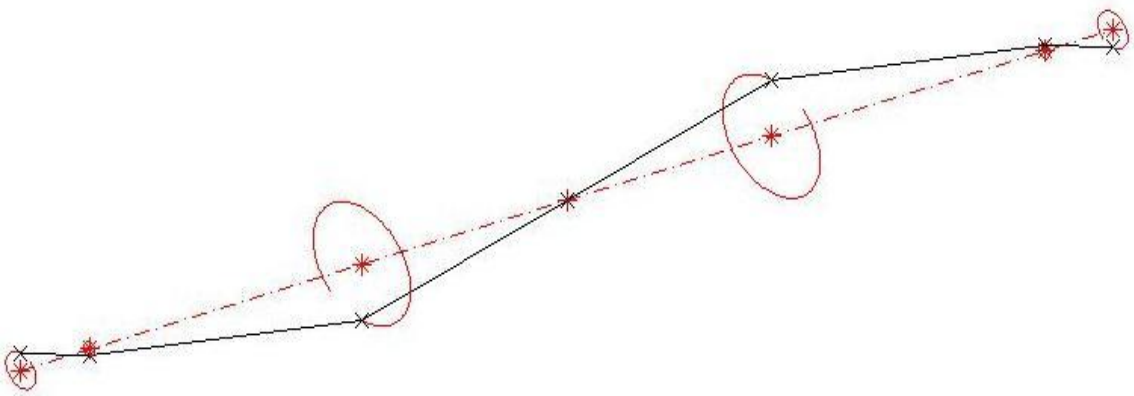
Şekil 4.3. İlk kritik hızda dönen sistemin davranışı



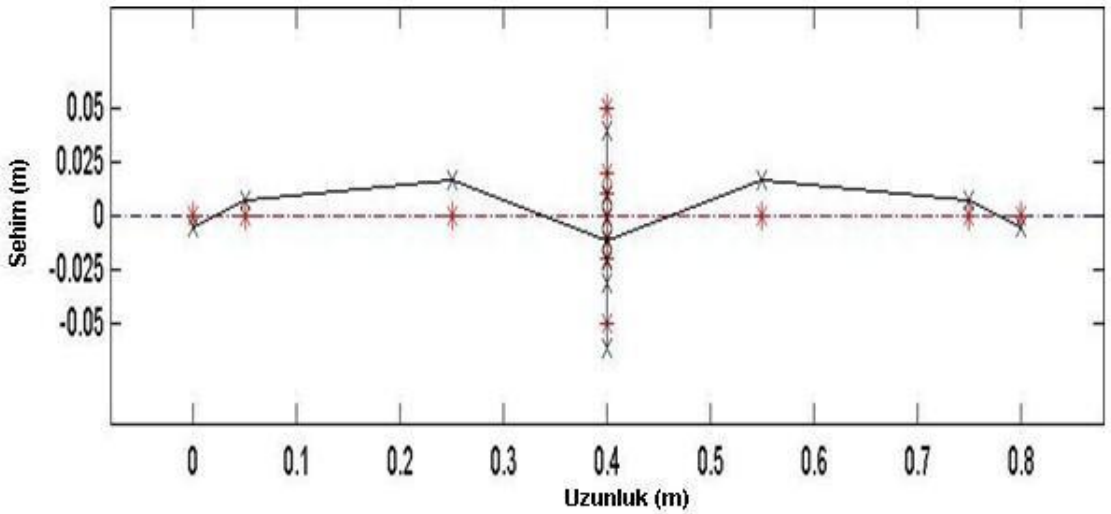
Şekil 4.4. İlk kritik hızda dönen sistemin davranışının üç boyutlu görünüşü



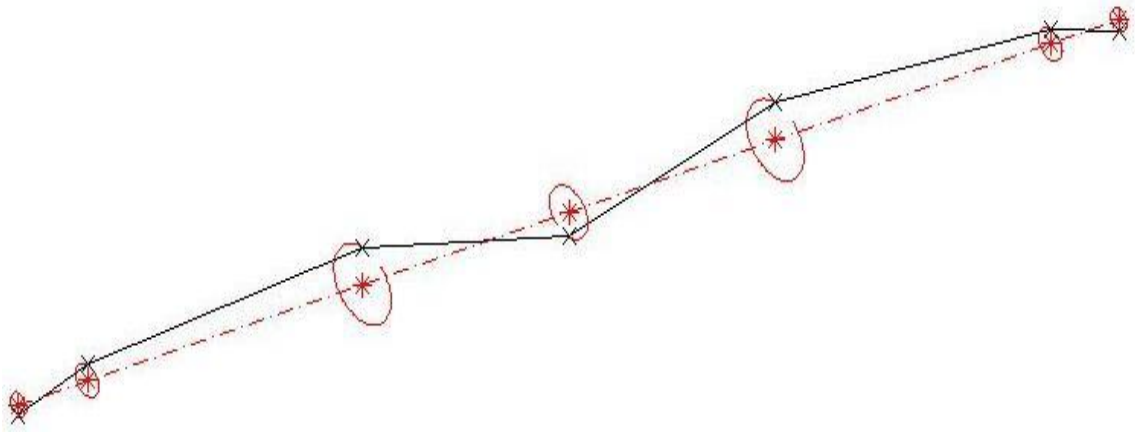
Şekil 4.5. İkinci kritik hızda çalışan sistemin davranışı



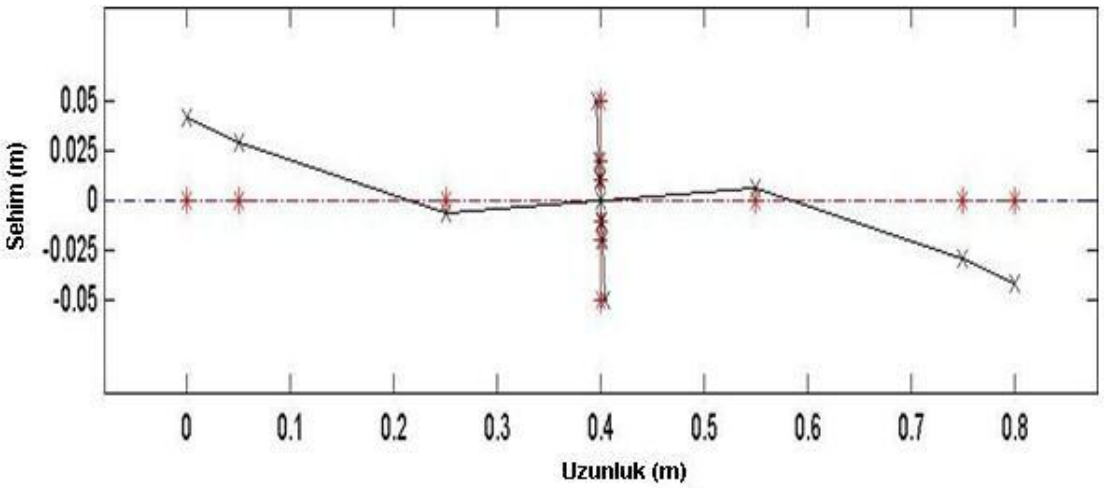
Şekil 4.6. İkinci kritik hızda çalışan sistemin davranışının üç boyutlu görünüşü



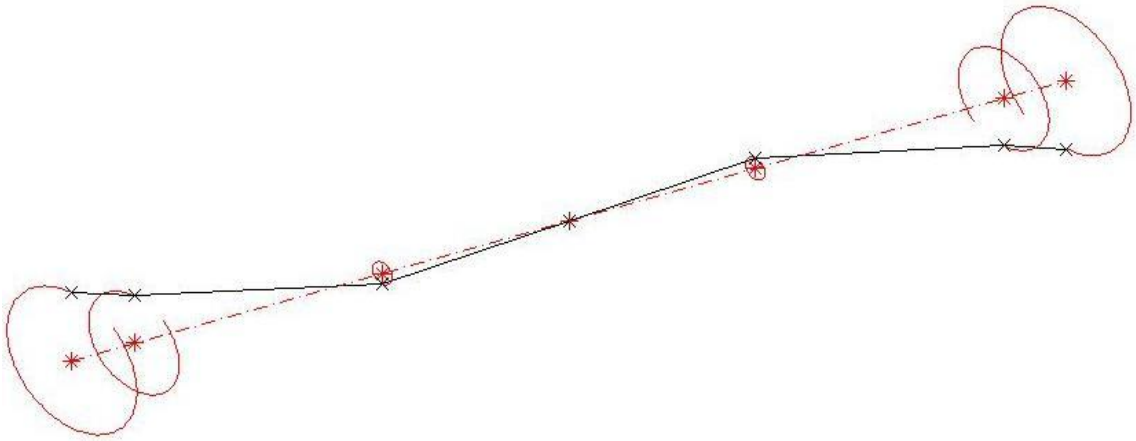
Şekil 4.7. Üçüncü kritik hızda çalışan sistemin davranışı



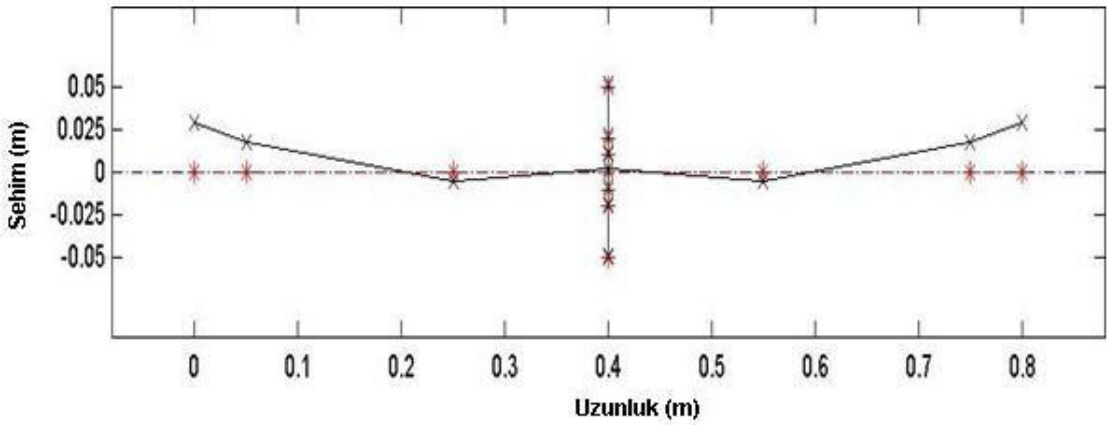
Şekil 4.8. Üçüncü kritik hızda çalışan sistemin davranışının üç boyutlu görünüşü



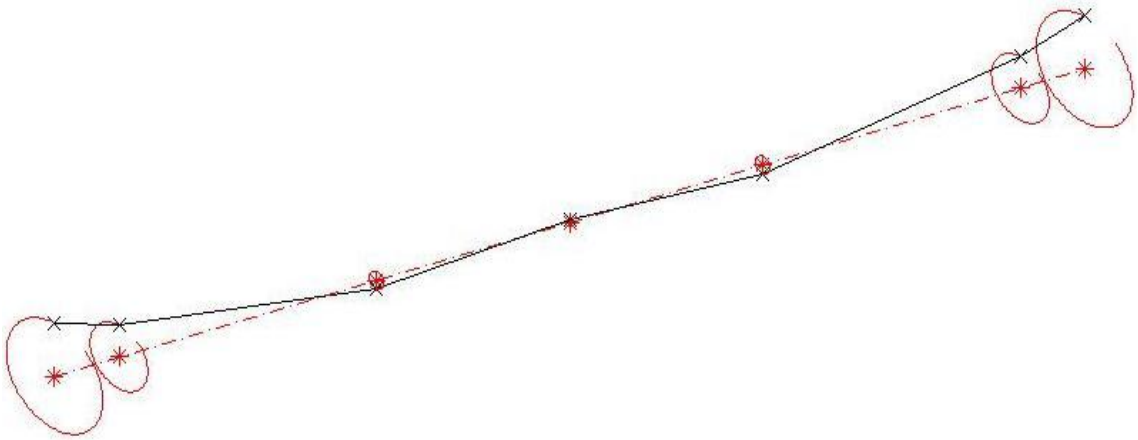
Şekil 4.9. Dördüncü kritik hızda çalışan sistemin davranışı



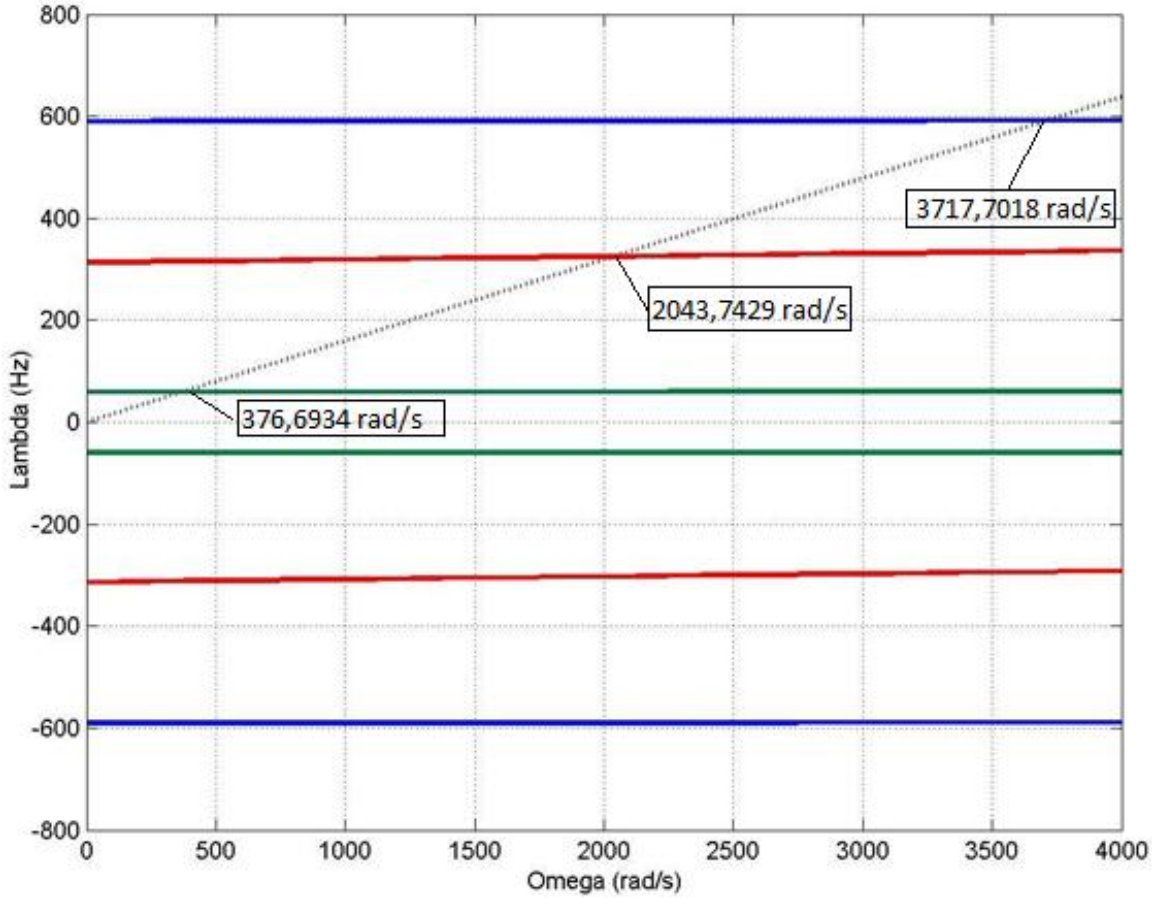
Şekil 4.10. Dördüncü kritik hızda çalışan sistemin davranışının üç boyutlu görünüşü



Şekil 4.11. Beşinci kritik hızda çalışan sistemin davranışı



Şekil 4.12. Beşinci kritik hızda çalışan sistemin davranışının üç boyutlu görünüşü



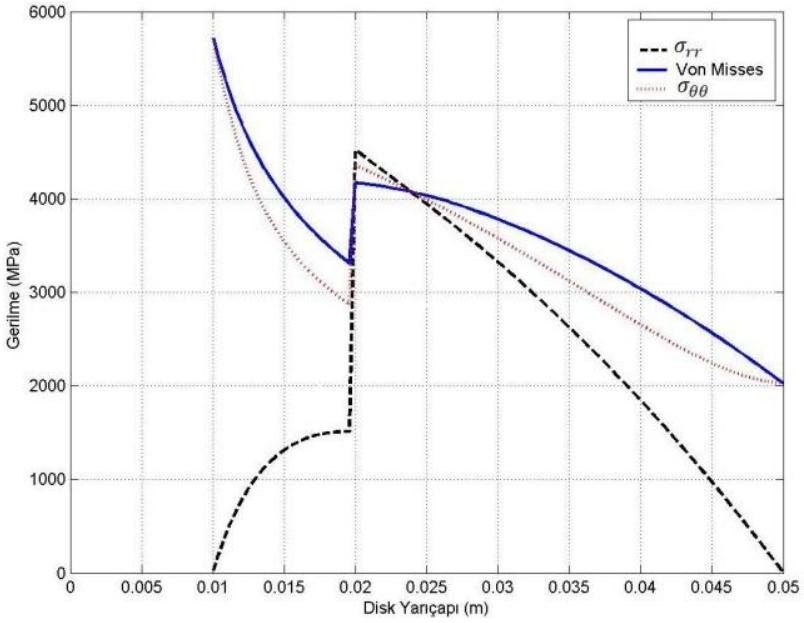
Şekil 4.13. Sistemin Campbell diyagramı

Yukarıdaki şekillerde modellenen rotor sistemine ait, hesaplanmış kritik hızlarda meydana gelen şekil değişimleri 2 ve 3 boyutlu olarak gösterilmiştir. Grafikler incelendiğinde; birinci kritik hızda (376.6934 rad/s) meydana gelen şekil değişiminde radyal doğrultudaki genlik değeri, diğer modlara göre daha yüksek değer almaktadır. Birinci moddaki kritik hız değeri, diğer modlardaki kritik hıza göre oldukça düşük bir değerdir. Dolayısıyla şekil değişimindeki radyal genlik değerinin yüksek olarak karşımıza çıkmasının sebebi, düşük devirlerde sistemin kararlı halde çalışmamasıdır. Sistemin çalışma hızı arttıkça radyal yöndeki genlik değeri azalmaktadır. Yani çalışma hızının yükselmesiyle sistem daha düzgün bir çalışma göstermekte ve düzgün dönme meydana gelmektedir. Bunu çamaşır makinesinin durumuna benzetebiliriz. Şöyle ki makine ilk çalıştığı anda gözle görülür bir titreşime sahiptir fakat tamburun dönme hızı arttıkça titreşim seviyesi azalmakta ve makine düzgün rejim duruma ulaşabilmektedir. Bir başka sebep ise teori kısmında bahsedilen kendini merkezleme konusu ile ilgilidir.

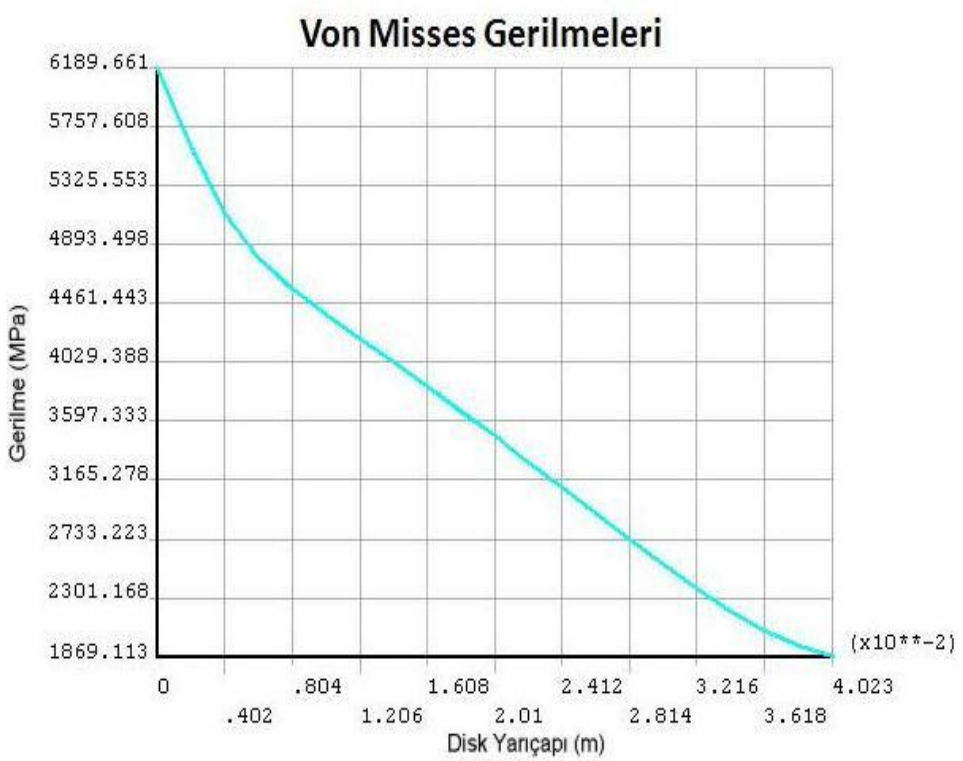
Teori kısmında da söylendiği üzere; deforme olabilen rotorların veya daha genel olarak rotor içeren makinelerin doğal frekansı, dönme hızına bağlıdır. Bu gibi sistemlerin dinamik davranışı dönme hızının fonksiyonu olan doğal frekans grafiği ile özetlenebilir. Çünkü birçok durumda tahrik kuvvetleri frekansı, hıza bağlıdır. Bunlar da Campbell diyagramı olarak bilinen aynı grafik üzerinde açıklanabilmektedir. Birinci model sistem için elde edilen Campbell diyagramı Şekil 4.13' de görülmektedir. Şekilden görüleceği üzere dönme hızı eksenine paralel çizgilerin birkaçını kesen noktalı bir çizgi mevcuttur. Bu çizginin düz çizgilerle kesiştiği noktalarda önceden değerini bildiğimiz kritik hızlar bulunmaktadır. Buna göre ilk kritik hız 376.6934 rad/sn'de ve yaklaşık olarak 60 Hz frekansta meydana gelmektedir. Bunu Campbell diyagramından açıkça görebiliriz. Şekil 21'den elde edilebilecek diğer kritik hızlar da 2043.7429 rad/sn'de ve yaklaşık 326 Hz'de ve 3717.7018 rad/sn ve yaklaşık 591 Hz'de meydana gelmiştir.

4.2.3. Sistemde Meydana Gelen Gerilmeler

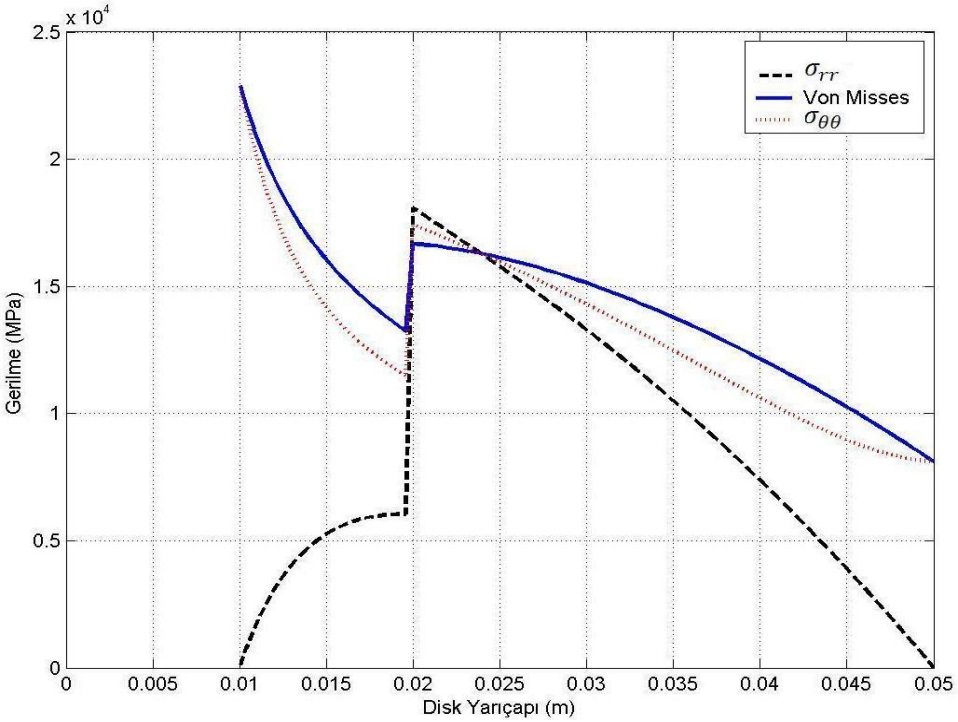
Dönme hızına bağlı olarak dönen disklerde radyal, çevresel ve eksenel yönde gerilmeler meydana gelir. Tek diskli rotor sistemi üzerinde bulunan diskte oluşan bu gerilmeler, sistemin dönüş hızına bağlı ve diskin merkezinden başlayarak yarıçap yönünde değişim göstermektedir.



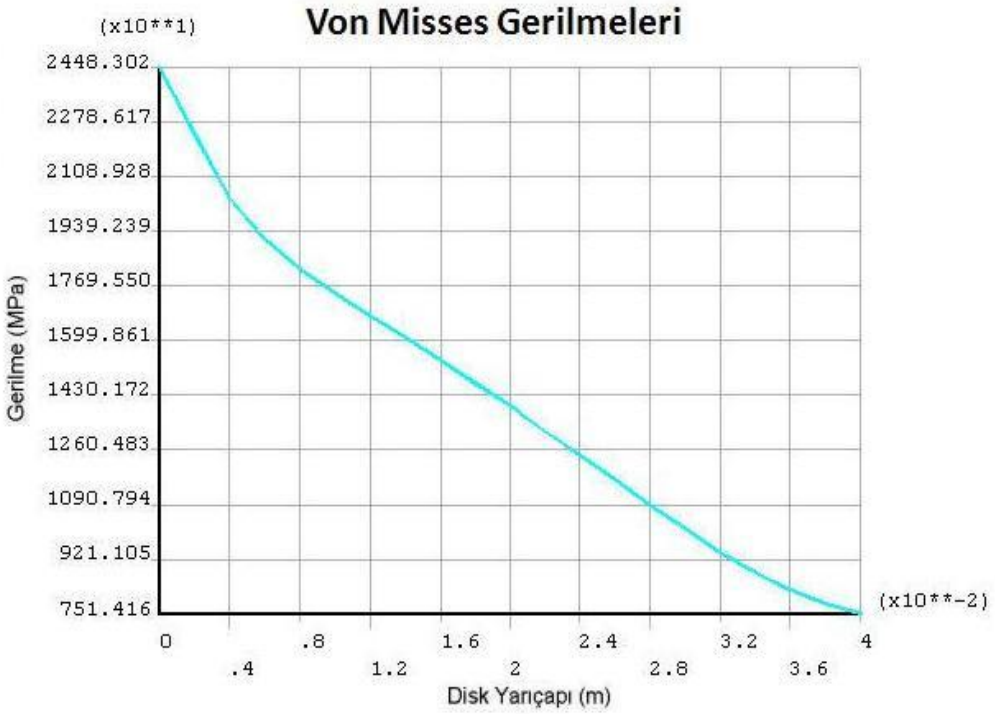
Şekil 4.14. 25 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu gerilmelerin Dynrot yazılımı ile elde edilen değişimi



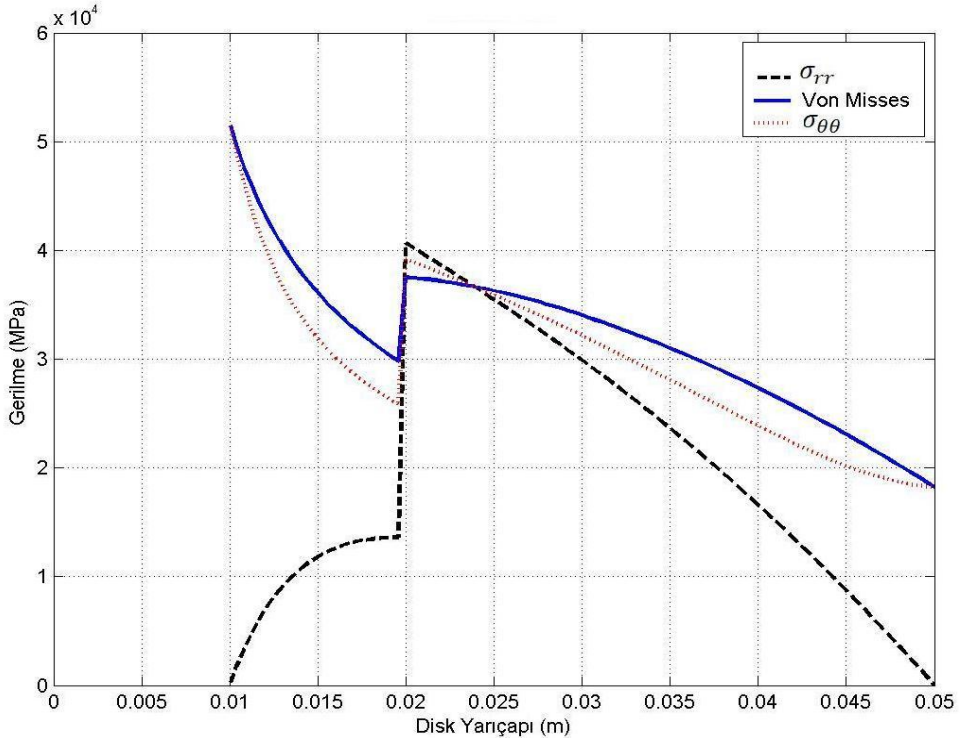
Şekil 4.15. 25 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu Von-Misses gerilmesinin Ansys yazılımı ile elde edilen değişimi



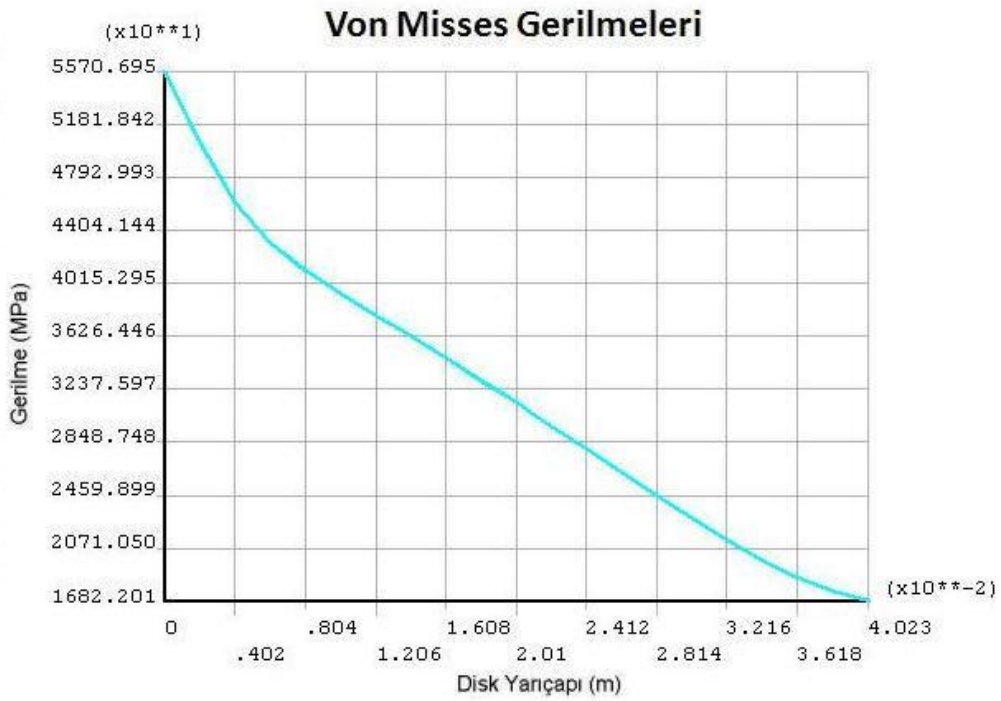
Şekil 4.16. 50 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu gerilmelerin Dynrot yazılımı ile elde edilen değişimi



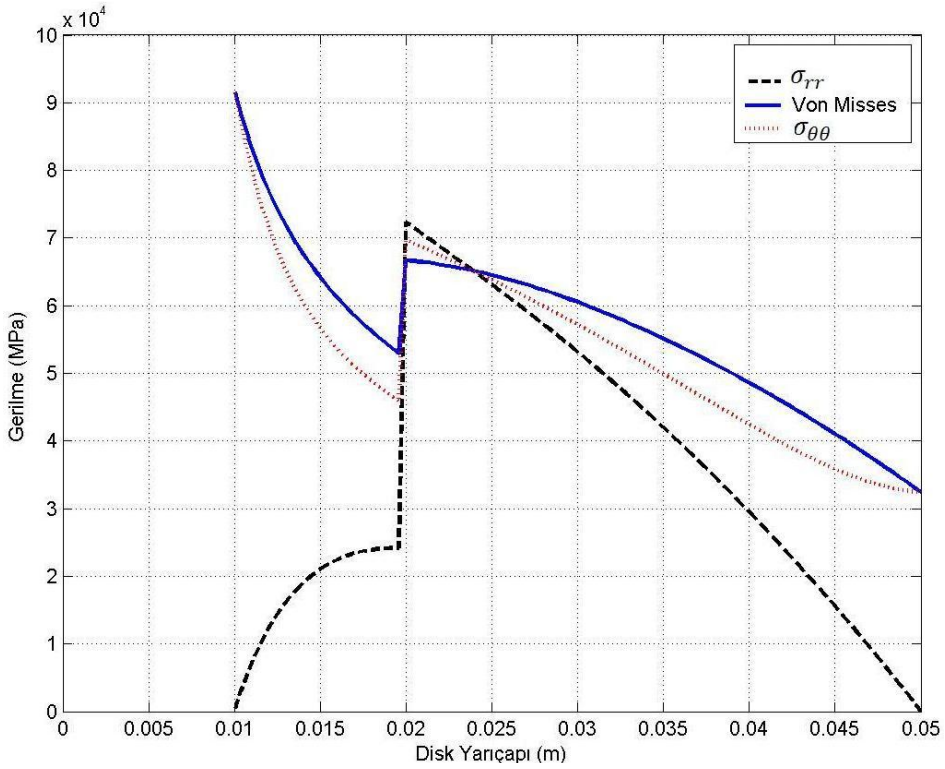
Şekil 4.17. 50 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu Von Misses gerilmesinin Ansys yazılımı ile elde edilen değişimi



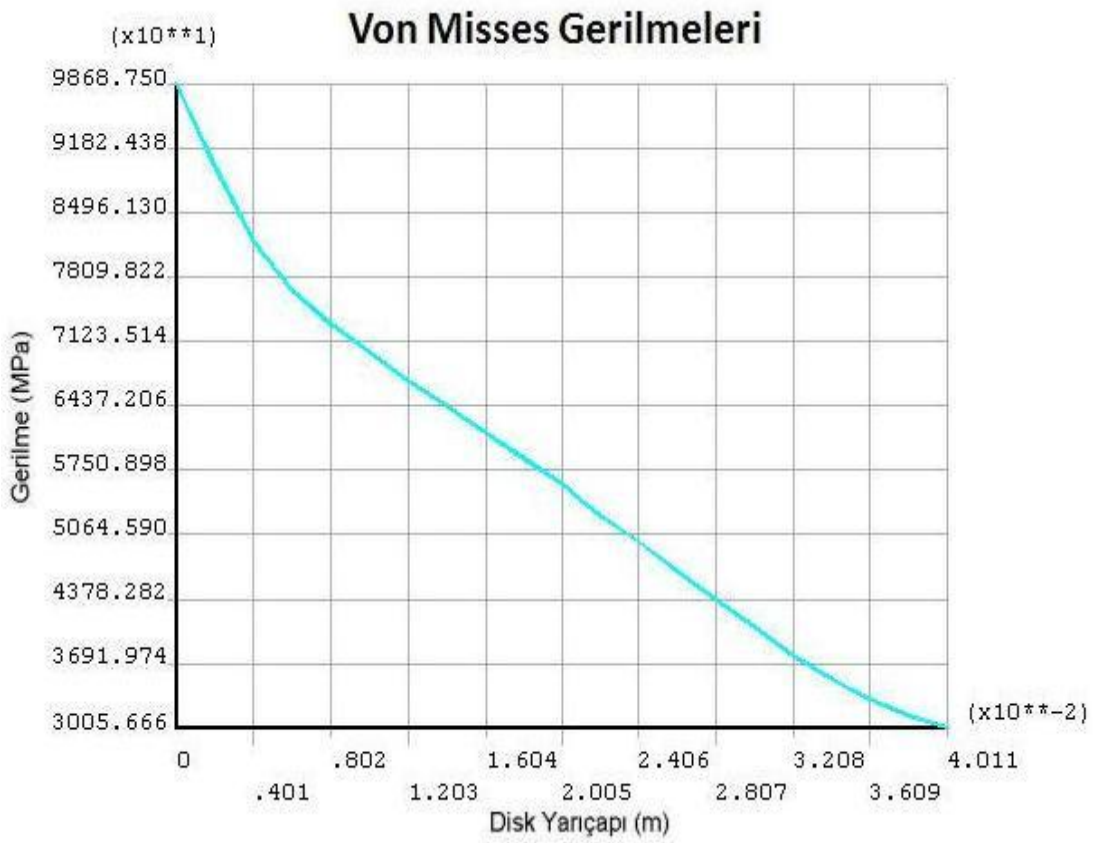
Şekil 4.18. 75 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu gerilmelerin Dynrot yazılımı ile elde edilen değişimi



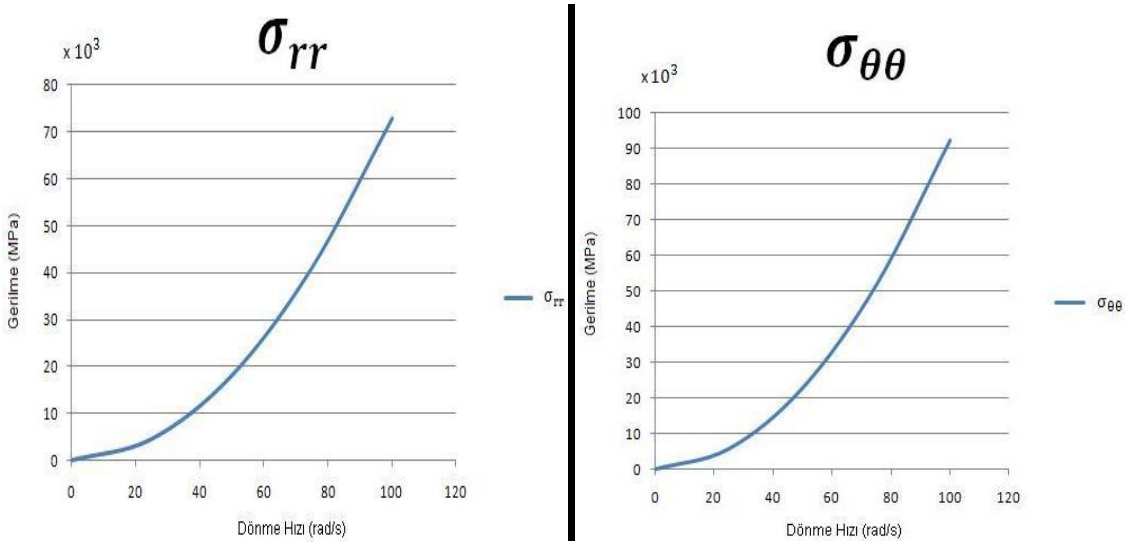
Şekil 4.19. 75 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu Von Misses gerilmesinin Ansys yazılımı ile elde edilen değişimi



Şekil 4.20. 100 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu gerilmelerin Dynrot yazılımı ile elde edilen değişimi

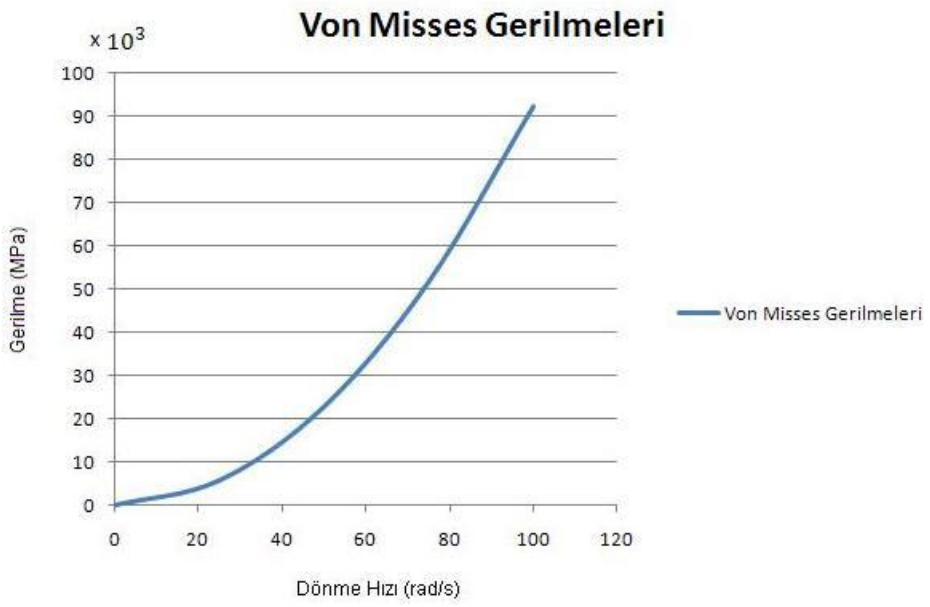


Şekil 4.21. 75 rad/s'de diskte oluşan merkezkaç kuvvetinin sebep olduğu Von Misses gerilmesinin Ansys yazılımı ile elde edilen değişimi



(a) **(b)**

Şekil 4.22. Sırasıyla diskin çevresel gerilme-dönme hızı ve radyal gerilme-dönme hızı grafiği



Şekil 4.23. Diskin Von Misses gerilme-dönme hızı grafiği

Şekil 4.14, 4.16, 4.18 ve 4.20'de Dynrot modeline göre tahmin edilen, farklı dönüş hızlarında incelenen, diskte oluşan radyal (σ_{rr}), çevresel ($\sigma_{\theta\theta}$) ve Von Misses gerilme değişimleri görülmektedir. Dönme hızının artışı ile diskte oluşan Von Misses ve çevresel gerilmelerin, tanımlanan eksen takımına göre değişim seyri benzerdir. Tüm şekillerden görüldüğü gibi, maksimum gerilme dağılımı diskin dönme eksenine en yakın olan kesiti üzerinde ortaya çıkmaktadır. 25 rad/s de oluşan maksimum radyal gerilme $4.53.10^3$ Mpa iken; 50 rad/s de $18.056.10^3$ Mpa, 75 rad/s de 41.10^3 MPa ve 100 rad/s de $72.78.10^3$ Mpa'dır. Bu ilişkiden, devir sayısının artışı ile diskteki radyal yönde meydana gelen gerilmenin grafiği Şekil 4.22 a'da görülmektedir. Diskteki çevresel gerilmeler ($\sigma_{\theta\theta}$) için ise Von Misses gerilmeleri değişimine benzer bir değişim gösterdiği söylenebilir. Çevresel gerilme ve Von Misses gerilmesi her dönme hızı değeri için en yüksek değerine önceden de söylediğimiz gibi dönme eksenine en yakın kesitinde ulaşmaktadır ve şekillerde açık şekilde görülmektedir. Radyal gerilme ise yine bütün dönme hızı değerlerinde en yüksek değerine dönme ekseninden 2 cm mesafede ulaşmaktadır. Gerilme konsatrasyonunun oluştuğu bölgeler kritik bölgeler olarak tanımlanmakta ve gerilmeler zamanla çatlak şeklinde hasarlara neden olmaktadır. Yani bu disk için kritik bölgelerimiz dönme eksenine en yakın olan bölge ve radyal gerilme değeri içinse eksenden 2 cm mesafedeki bölgedir. Eksenel yönde oluşan

gerilmeler (σ_{zz}) ise, kalınlık yönünde aynı değerde kaldığı kabul edildiği için, oluşacak gerilmelerde ki değişim ihmal edilmektedir.

Şekil 4.15, 4.17, 4.19 ve 4.21'de ise Ansys yazılımı ile elde edilen Von Misses gerilmelerinin yarıçapa göre değişimi gösterilmektedir. Dynrot ve Ansys yazılımlarından elde edilen grafikler Von Misses gerilmesi terimine göre kıyaslanırsa elde edilen uç değerlerin yakın oldukları görülebilir. Dynrot'ta elde edilen grafiklerdeki 0.02 m'lik yarıçaptaki ani artış Ansys'te elde edilen grafikte yoktur. Bunun nedeni Dynrot'ta modellenen diskin disk-şaft geçiş elemanına sahip olmasıdır. Disk-şaft geçiş elemanının kalınlığı 30 mm ve disk elemanının kalınlığının ise 10 mm olduğu Şekil 4.2'de görülmektedir. Bu nedenle kesitteki ani değişim bu ani artışa sebep olmaktadır. Ansys yazılımında ise modelleme yapılırken disk-şaft elemanının modellenmesine gerek yoktur o yüzden eğrinin değişimi o şekildedir.

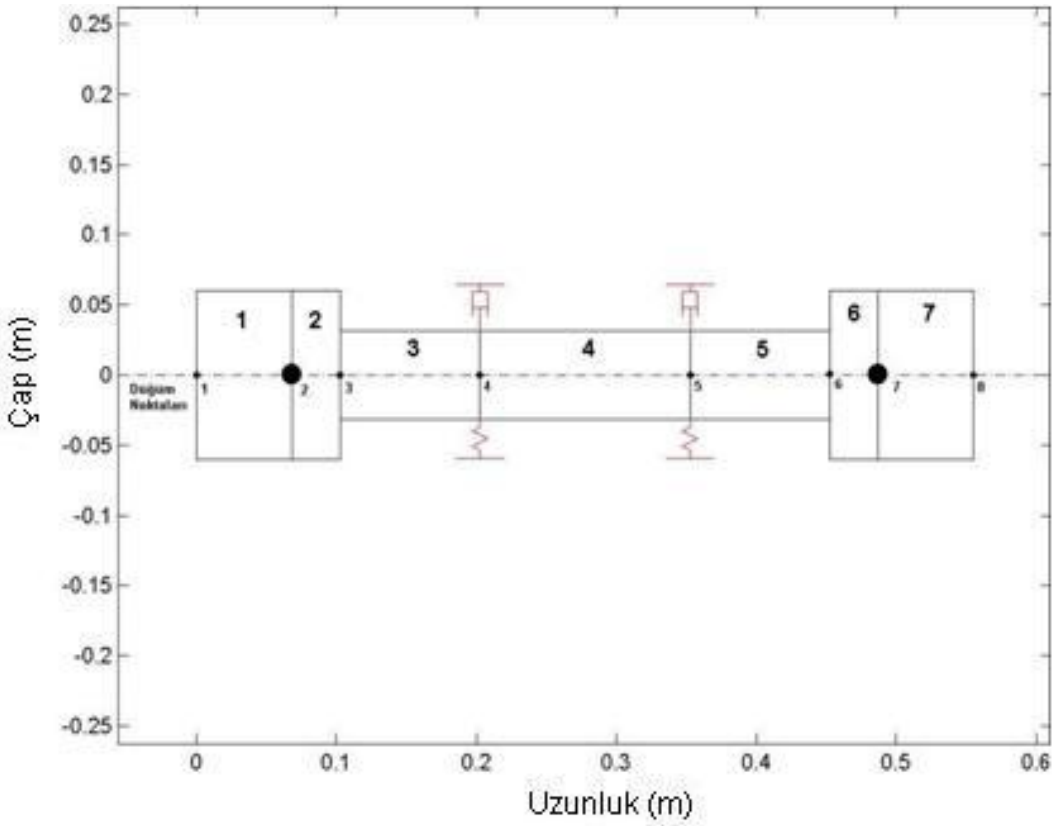
Şekil 4.22 ve 4.23'de ise gerilmelerin sistem hızına göre değişimleri görülmektedir. Grafiklerden, dönme hızının değeri arttıkça gerilmelerin de arttığı görülmektedir.

4.3. İkinci Rotor Modeli

4.3.1. Sistem ve Elemanları

Bu kısımda rotorun hangi elemanlardan meydana geldiği, kompresör ve mil elemanının boyutları ve mekanik özellikleri verilecektir.

Aşağıdaki şekillerde sistemin Dynrot yazılımı ile modellenmiş iki boyutlu ve üç boyutlu görünüşü görülmektedir.



Şekil 4.24. Sistemin Dynrot yazılımı ile modellenmiş 2 boyutlu görünüşü

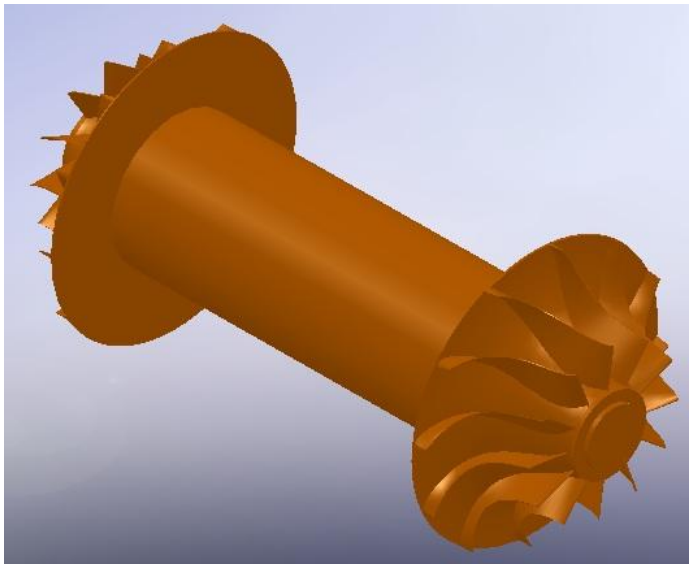
Şekil 4.24'e baktığımız zaman üzerinde rakamların ve noktaların olduğunu görürüz. Bu rakamlardan büyük punto ile yazılı olanlar sistemi oluşturan elemanları sembolize etmektedir. Küçük olan rakamlar ise noktaları yani düğüm noktalarını sembolize etmektedir. Mesela 1 no'lu eleman 1 ve 2 nolu düğüm noktaları arasında kalan hacimdir. 2 no'lu eleman ise 2 ve 3 düğüm noktaları arasında kalan elemandır. Diğerleri de aynı şekildedir. Tablo 4.2 ve 4.3'te elemanların boyutsal ve mekanik parametreleri okunabilmektedir.

Tablo 4.2. İkinci rotor modeli elemanlarının geometrik ve mekanik parametreleri

Eleman Numarası	1	2	3	4	5	6	7
d_i(mm)	0	0	0	0	0	0	0
d_d(mm)	120	120	63	63	63	120	120
l (mm)	68.3	34.2	100	150	100	34.2	68.3
ρ (kg/m^2)	0	0	7810	7810	7810	0	0
E (MN/m^2)	210000						

Tablo 4.3 İkinci rotor modelinin kütle elemanlarının özellikleri

Kütle Numarası	1	2
Düğüm Noktası Numarası	2	7
m (kg)	20.81	20.81
J_p (kgm^2)	0.285	0.285
J_t (kgm^2)	0.174	0.174



Şekil 4.25. Sistemin Dynrot yazılımı ile modellenmiş 3 boyutlu görünüşü

Şekil 4.24'ü elde etmek için DYNPLOT komutu kullanılmıştır. Sistem modellenirken mil, iki adet yay ve sönüm elemanı ve yine iki adet kütle elemanı kullanılmıştır.

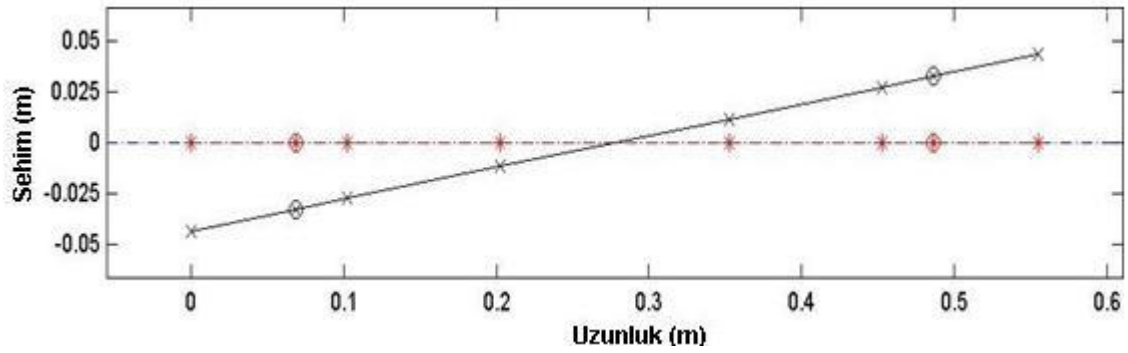
4.3.2. Sistemin Kritik Hızları ve Kritik Hızlarda Sistemin Davranışı

Kritik hızlara dönecek olursak önceki konularda belirtildiği üzere kritik hızların kaç tane olduğu ve sayısal değerleri milin veya yatağın esneme şekline ve etken yay sabitine, rotor kütlesine, rotor kütlesinin şekline ve dağılımına bağlıdır. Yani sistemimiz lineer izotropik bir rotor ise ki bizim ele aldığımız sistem bu şekildedir; kritik hızları hesaplayabilmemizi sağlayan ana denklem şu şekildedir:

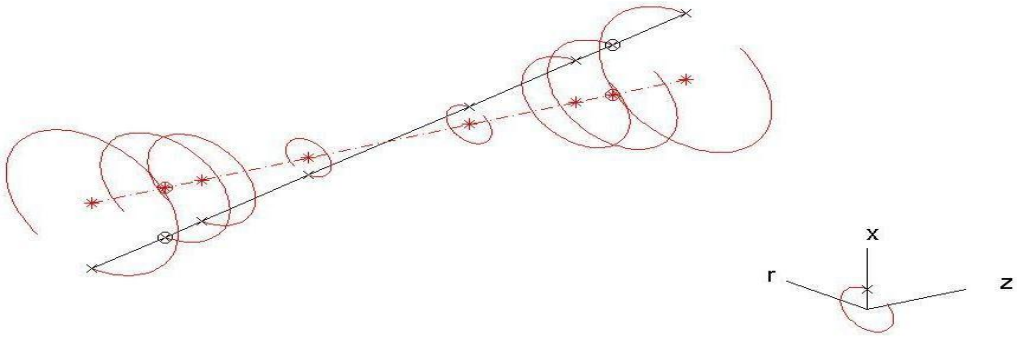
$$\det\left(-\omega^2\left([M]-[G]-[K_\omega]\right)+[K]\right)=0 \tag{4.5}$$

Program tarafından DYNCRIT koduyla çözülen bu denklem bize sistemin dört adet kritik hızını sırasıyla 362,254993 rad/s, 818,354116 rad/s, 13784,025470 rad/s ve

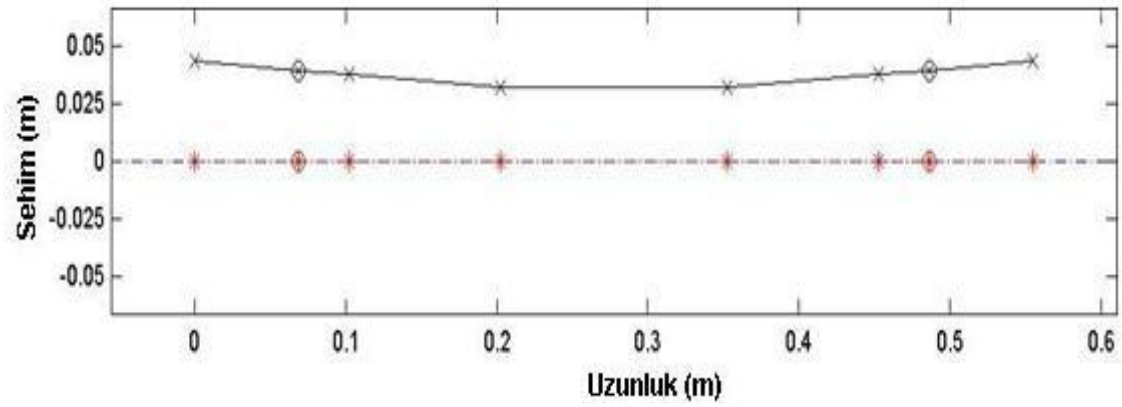
36500,392864 rad/s olarak vermektedir. Bu kritik hız değerlerinde sistemde oluşan şekil değişimi ise CRITPLT koduyla elde edilmektedir ve sırasıyla iki boyutlu olarak görünüşleri Şekil 4.26, 4.28, 4.30, 4.32'de görülebilir.



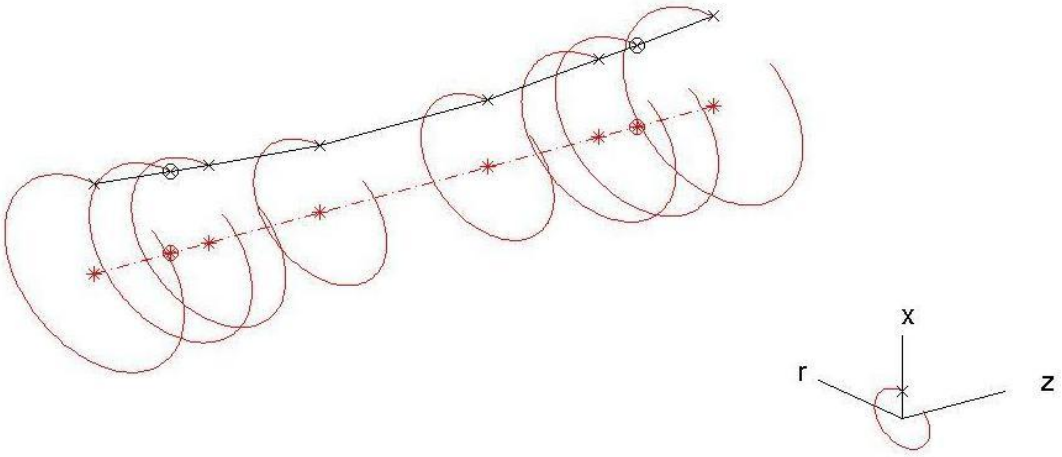
Şekil 4.26. Birinci kritik hızda dönen sistemin davranışı



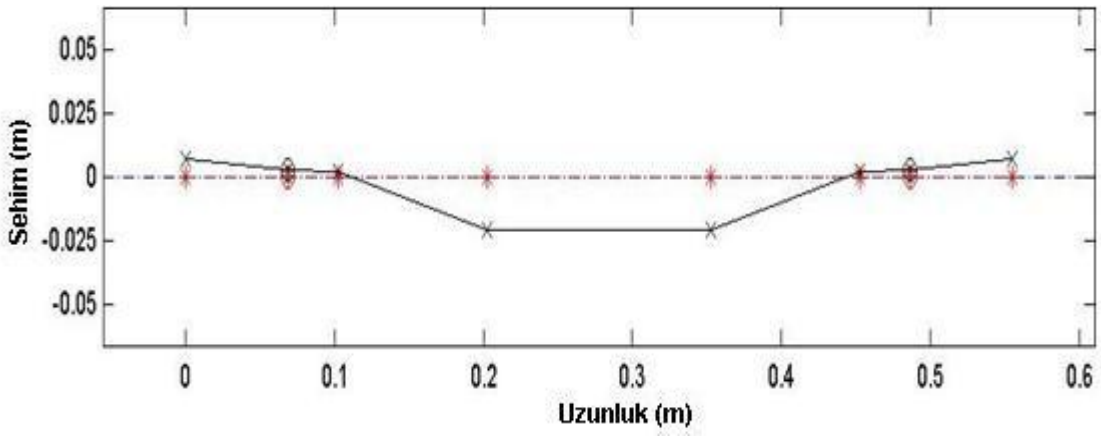
Şekil 4.27. Birinci kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü



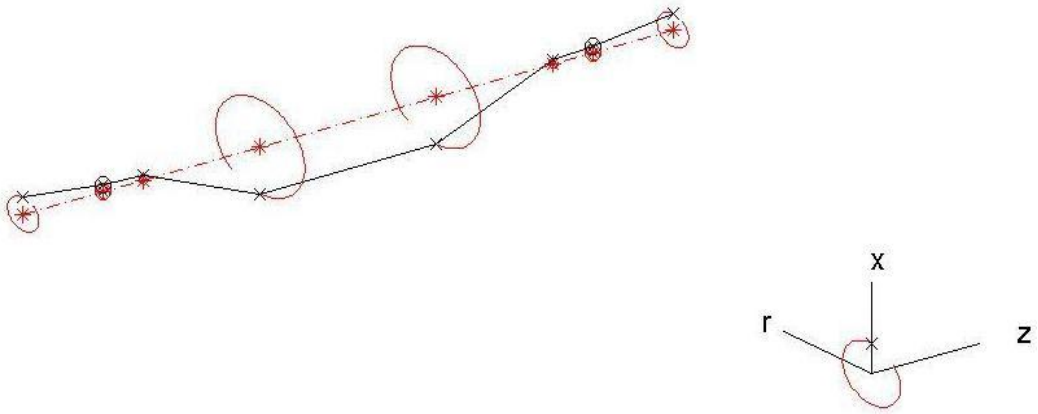
Şekil 4.28. İkinci kritik hızda dönen sistemin davranışı



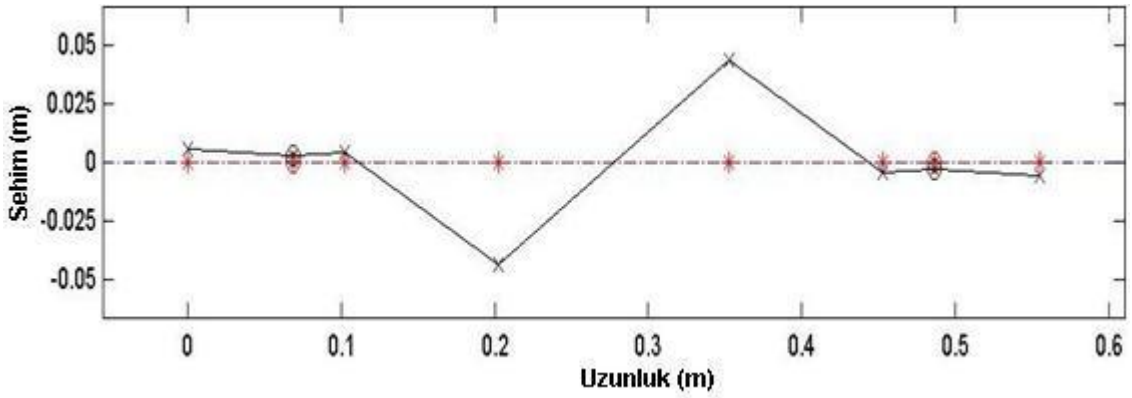
Şekil 4.29. İkinci kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü



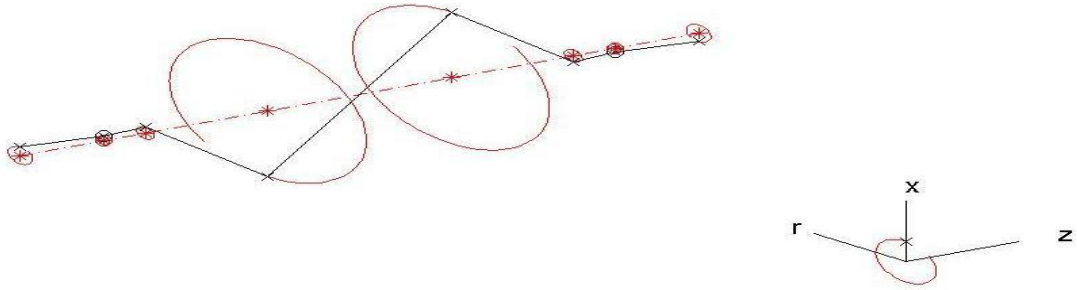
Şekil 4.30. Üçüncü kritik hızda dönen sistemin davranışı



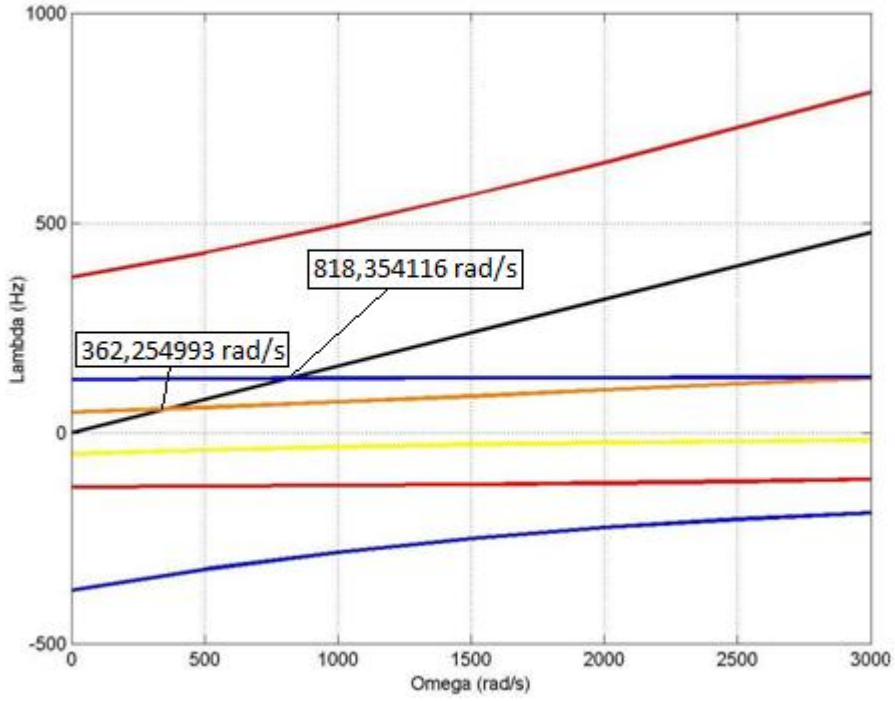
Şekil 4.31. Üçüncü kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü



Şekil 4.32. Dördüncü kritik hızda dönen sistemin davranışı



Şekil 4.33. Dördüncü kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü



Şekil 4.34. Sistemin Campbell diyagramı

Şekillere göre ilk kritik hızda, yatak noktalarında küçük olan genlik değerleri, diğer kritik hızlara doğru gidildikçe artmaktadır. Bunun nedeni yatağın sönüm ve elastiklik katsayılarının gereğinden düşük olmasıdır. Bu değerleri optimum hale getirdiğimiz zaman sistem daha kararlı bir çalışma rejimine girecektir.

Şaftın diğer noktalarında ise yatak noktalarında yaşadığımız durumun tersini görürüz. Yani ilk kritik hızdan itibaren genlik değerleri azalma eğilimindedir.

Kritik hızların elde edilebileceği başka bir yöntem ise Şekil 4.34' deki Campbell diyagramına bakmaktır. Campbell diyagramını elde etmek için ise DYNCAMP kodunu kullanırız ve program bu kodu gördüğünde;

$$\left(-\lambda^2[M]+\lambda(\omega[G]+i[C_n]+i[C_r])+[K]+\omega^2[K_\omega]-i\omega[C_r]\right)\{q_0\}=0 \qquad (4.6)$$

Denklemi ile istediğimiz özelliklerde yani hangi hızdan hangi hıza ne kadarlık bir hız artışıyla Campbell diyagramını elde etmemizi sağlar.

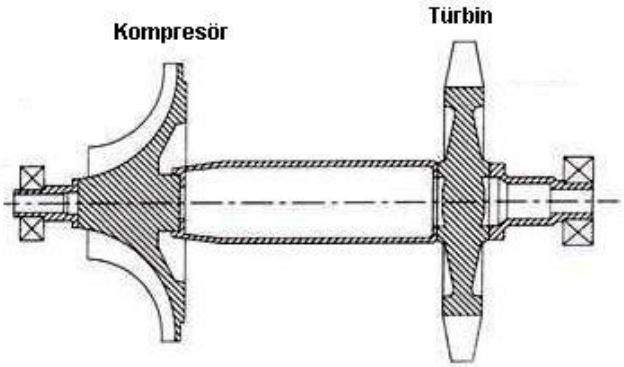
Tekrardan sistemin Campbell diyagramına dönecek olursak, siyah çizginin turuncu ve mavi eğrileri kestiği noktalardan omega eksenine dik olarak inersek, elde ettiğimiz değerler sistemin kritik hızını vermektedir.

4.4. Üçüncü Rotor Modeli (Küçük Gaz Türbini)

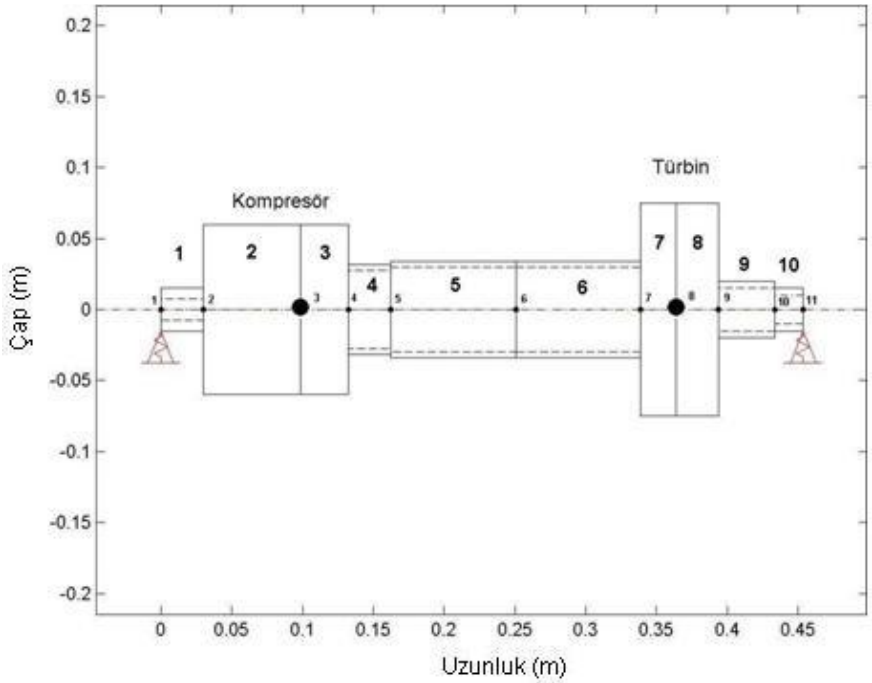
4.4.1. Sistem ve Elemanları

Bu kısımda rotorun hangi elemanlardan meydana geldiği, kompresör, türbin ve mil elemanının boyutları ve mekanik özellikleri verilecektir.

Aşağıdaki şekillerde sistemin kesit resmi, sistemin Dynrot yazılımı ile modellenmiş iki boyutlu ve üç boyutlu görünüşleri görülmektedir.



Şekil 4.35. Küçük gaz türbin rotorunun kesit resmi



Şekil 4.36. Sistemin Dynrot yazılımı ile modellenmiş 2 boyutlu görünüşü

Şekillerden görüldüğü gibi sistemi modelleyebilmek için mil elemanları, yay elemanları ve kütle elemanları kullanılmıştır. Kütle elemanları için parametreler Tablo 4.5'te verilmiştir.

Şekil 4.36'ya baktığımız zaman aynı ikinci rotor modelinde olduğu gibi üzerinde rakamların ve noktaların olduğunu görürüz. Bu rakamlardan büyük punto ile yazılı olanlar sistemi oluşturan elemanları sembolize etmektedir. Küçük olan rakamlar ise noktaları yani düğüm noktalarını sembolize etmektedir. Mesela 1 no'lu eleman 1 ve 2

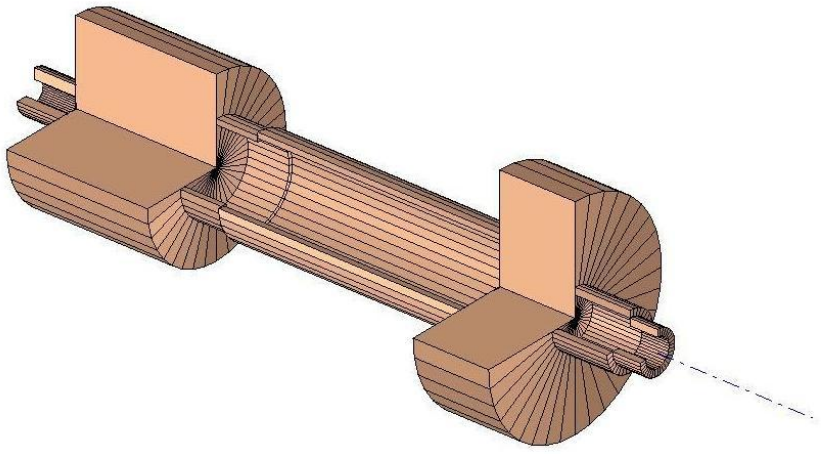
nolu düğüm noktaları arasında kalan hacimdir. 2 no'lu eleman ise 2 ve 3 düğüm noktaları arasında kalan elemandır. Diğerleri de aynı şekildedir. Tablo 4.4'te elemanların geometrik ve mekanik özelliklerini görebiliriz.

Tablo 4.4. Üçüncü rotor modeli elemanlarının geometrik ve mekanik özellikleri

Eleman Num.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_i(mm)	15	0	0	55	60	60	0	0	30	20
d_d(mm)	30	120	120	63	68	68	150	150	40	30
l (mm)	30	68.3	34.2	30	88	88	25	30	40	20
ρ (kg/m^2)	7810	0	0	7810	7810	7810	0	0	7810	7810
E (MN/m^2)	210000									

Tablo 4.5. Üçüncü rotor modelinin kütle elemanlarının özellikleri

Kütle Numarası	1	2
Düğüm Noktası Numarası	3	8
m (kg)	20.81	18.2
J_p (kgm^2)	0.285	0.269
J_t (kgm^2)	0.174	0.142

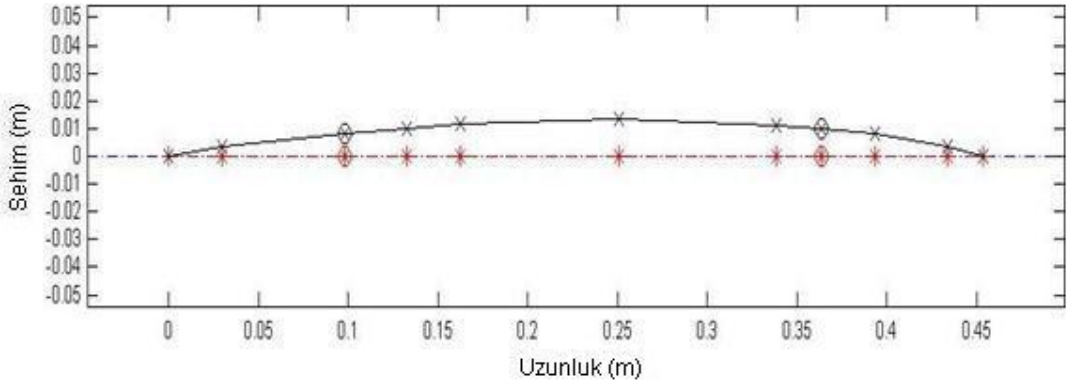


Şekil 4.37. Sistemin Dynrot yazılımı ile modellenmiş 3 boyutlu kesit görünüşü

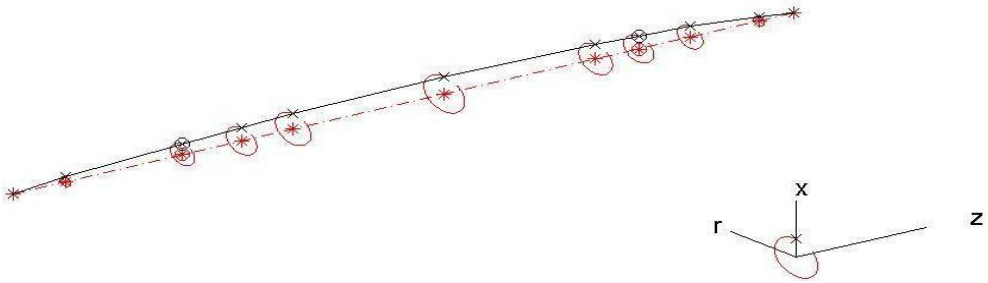
Modellemede kullanılan kodlara gelecek olursak iki boyutlu görüntü için DYNPLOT komutu, üç boyutlu kesit görüntü içinse DYNPLOT1 komutu kullanılmıştır.

4.4.2. Sistemin Kritik Hızları ve Kritik Hızlarda Sistemin Davranışı

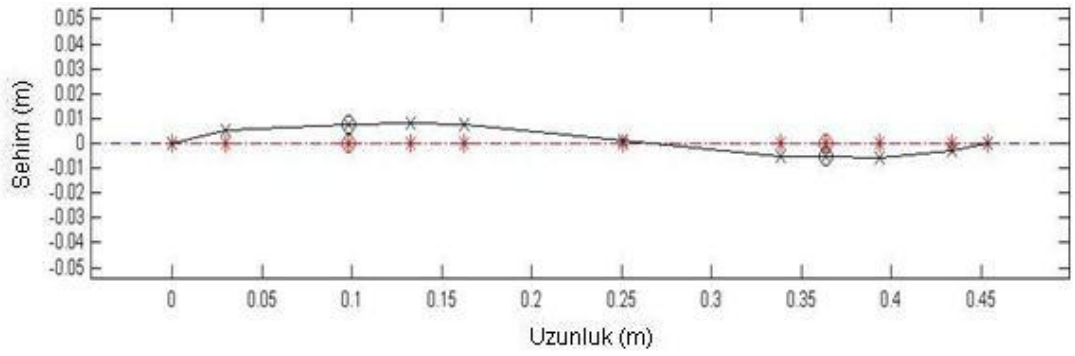
Kritik hızları elde etmemize yarayan DYNCRIT komutu ile elde ettiğimiz kritik hız değerleri, üçüncü model sistemimiz için dört tanedir. Değerler sırasıyla 2032,115694 rad/s, 4312,417225 rad/s, 34061,759538 rad/s, 534376,986133 rad/s'dir. Bu kritik hız değerlerine göre sistemde oluşan şekil değişimleri ise sırasıyla şekil 4.38, 4.40, 4.42 ve 4.44'de gözlemlenebilir.



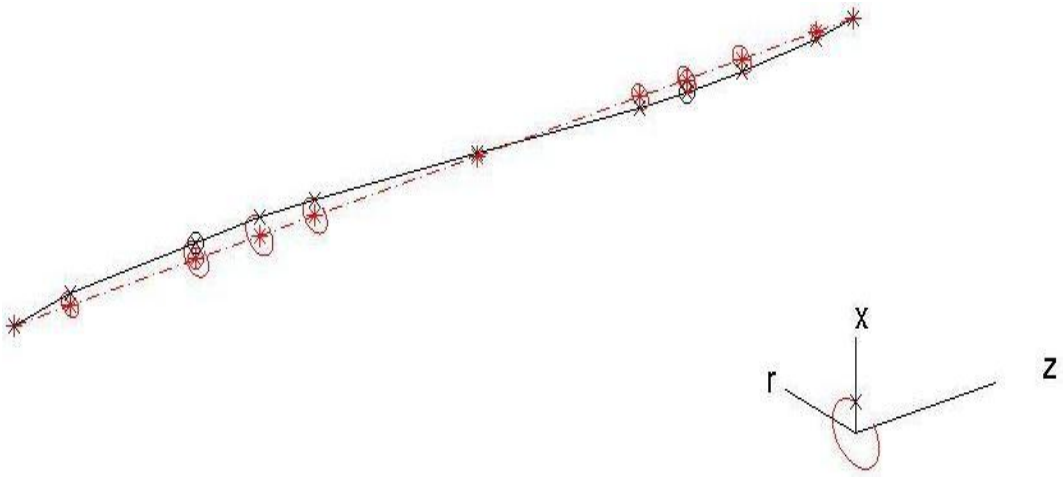
Şekil 4.38. İlk kritik hızda dönen sistemin davranışı



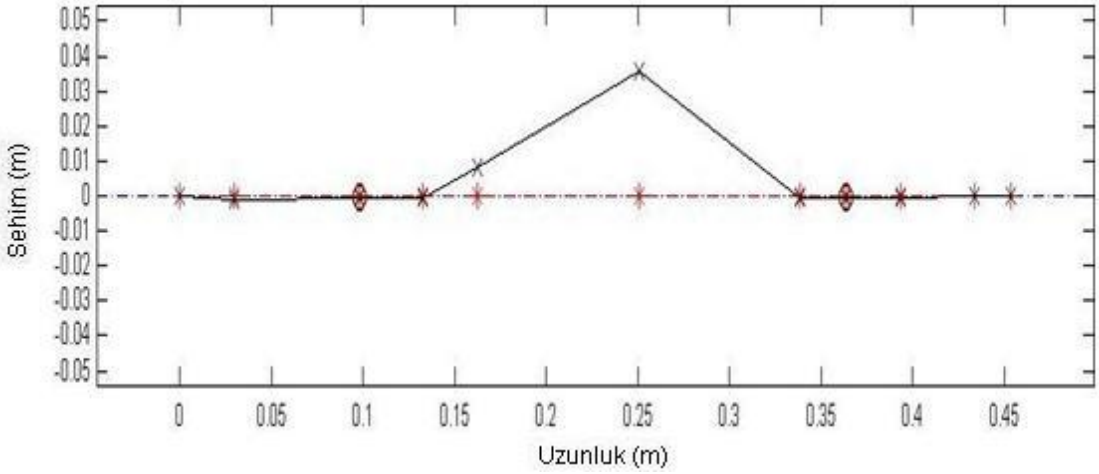
Şekil 4.39. İlk kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü



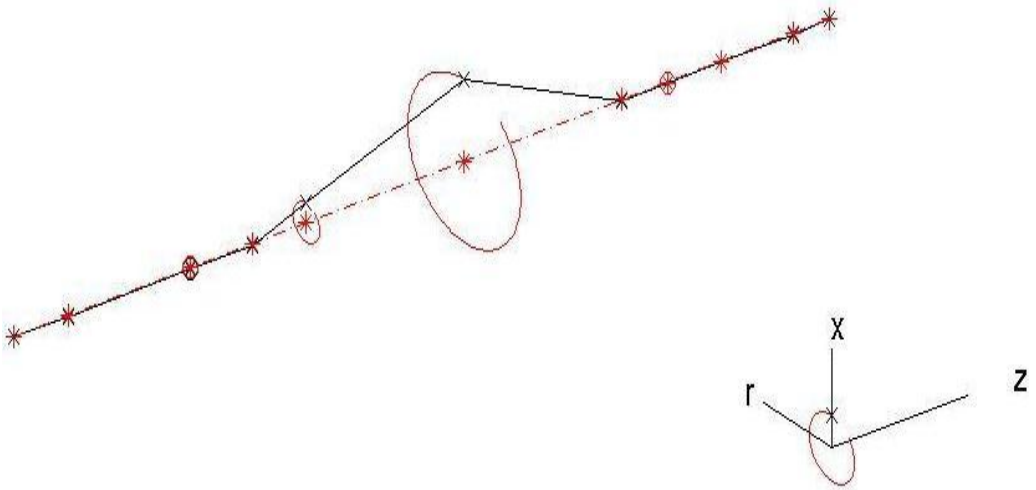
Şekil 4.40. İkinci kritik hızda dönen sistemin davranışı



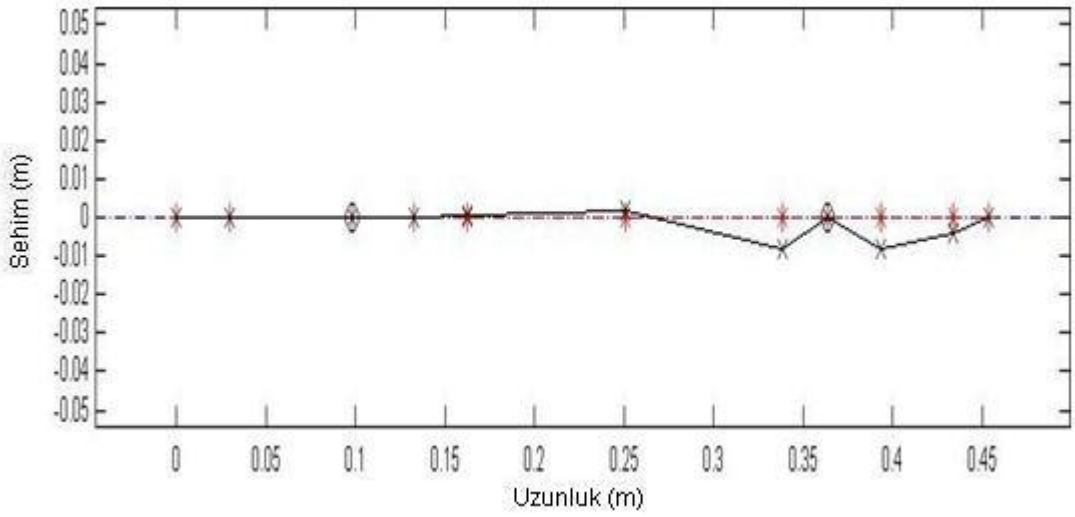
Şekil 4.41. İkinci kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü



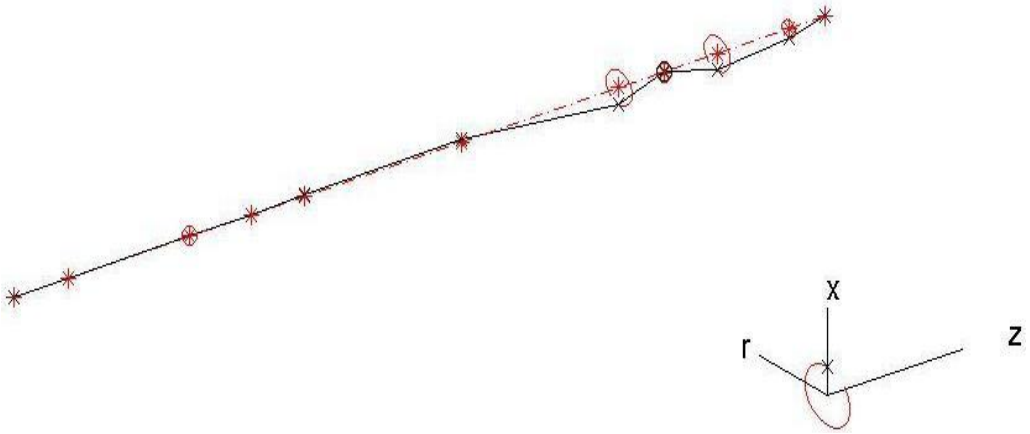
Şekil 4.42. Üçüncü kritik hızda dönen sistemin davranışı



Şekil 4.43. Üçüncü kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü

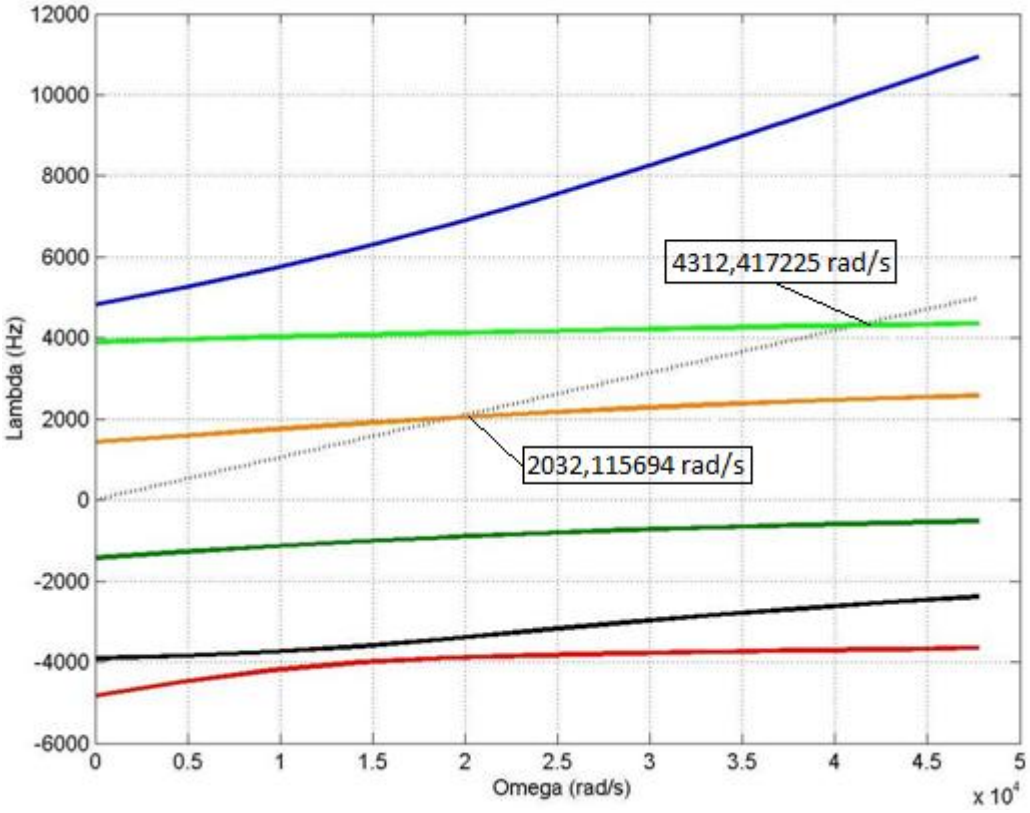


Şekil 4.44. Dördüncü kritik hızda dönen sistemin davranışı



Şekil 4.45. Dördüncü kritik hızda dönen sistemin davranışının 3 boyutlu görünüşü

Önceki sistemler için de söylediğimiz gibi, ilk kritik hızda sistem daha fazla sehime sahiptir ve bu sehimin diğer kritik hızlar da azaldığını görebiliriz. Sadece üçüncü kritik hızda sehim birinciye göre daha fazladır ve bunu da süper kritik alan içindeki kararsızlığa bağlayabiliriz.



Şekil 4.46. Sistemin Campbell diyagramı

Campbell diyagramına bakacak olursak 0'dan 5000 rad/s'ye 500 rad/s'lik hız artışı ele alınarak DYNCAMP komutuyla çizilmiştir. Üç geri ve üç ileri mod dikkate alınmıştır. Şekil 4.46'dan birinci ve ikinci kritik hızları elde edebiliriz. Kritik hızlardan birincisi birinci ileri moda elde edilmiştir. İkinci ise ikinci modda elde edilmiştir. Çünkü kesikli çizgiyle kesişen modlar bunlardır.

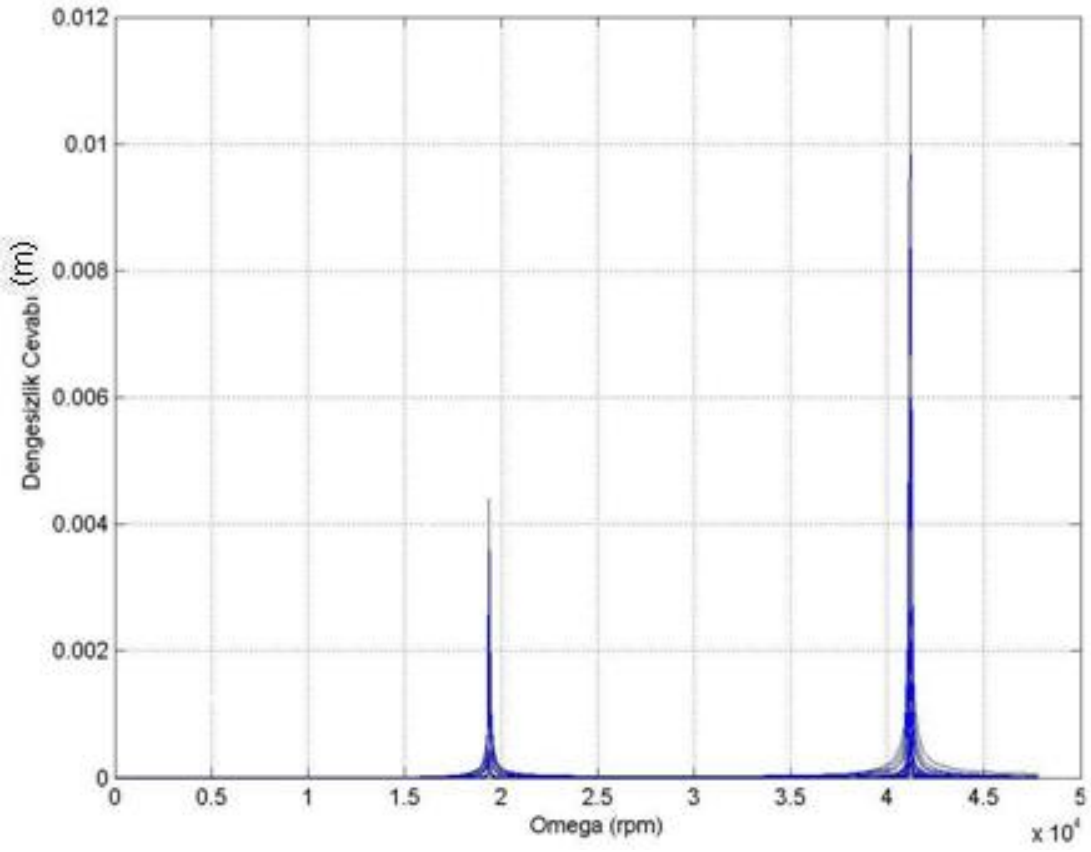
4.4.3. Dengesizlik ve İvmelenme Cevabı

Makinelerde dönen elemanlar tarafından oluşturulan tüm kuvvetlerin denge halinde oluşuna denge (balans) denir. Bu denge halindeki herhangi bir değişme balanssızlığı oluşturur. Dengesizlik, makinelerde görülen en yaygın titreşim sebebidir. Teorik olarak, mükemmel dengelenmiş bir makinede hiç titreşim oluşmaz. Pratikte mükemmel olarak dengelenmiş makine yoktur. Tüm makineler az seviyede de olsa dengesizdirler. Dengesizlik cevabı analizi rotor sistemlerinin dinamik analizleri için gereklidir. Ama rotorların çoğunun dengesizlik cevabını çok kesin bir şekilde elde etmek başlıca sorunlardan biridir. Sistemimizin dinamik analizini bu terimde gerçekleştirmek için

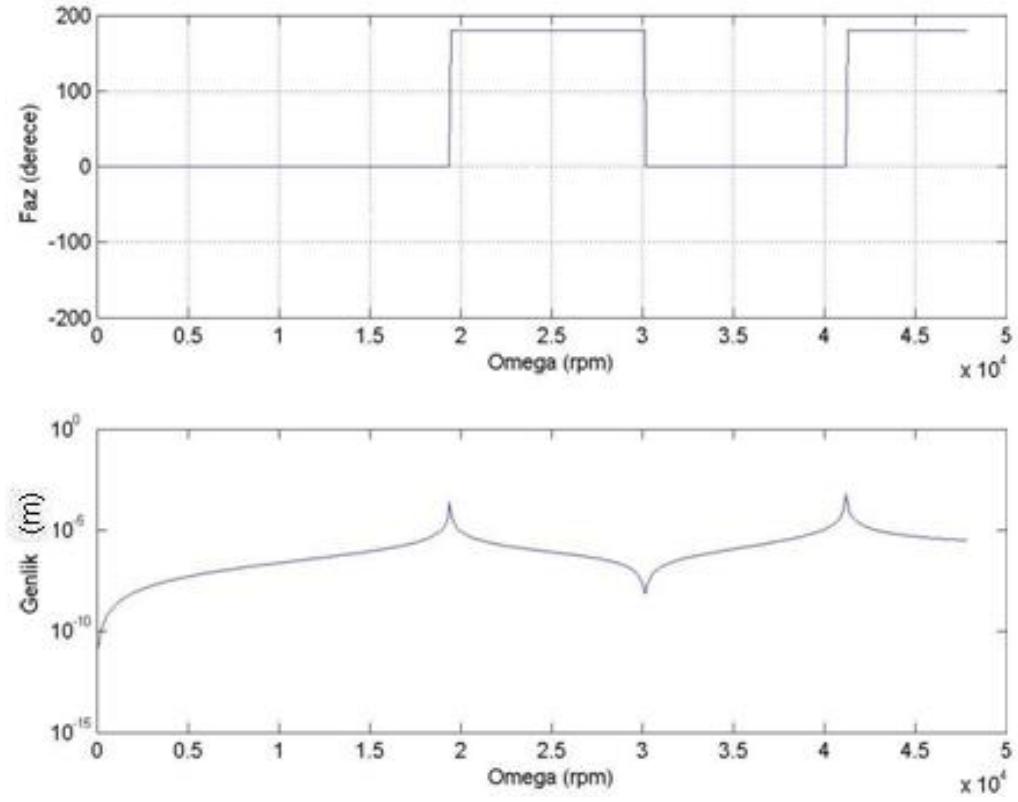
dynrot paket programı kullanılmıştır. Program bu analizleri aşağıdaki denkleme göre gerçekleştirmektedir:

$$\left(-\omega^2([M]-[G]-[K_\omega])+i\omega[C_n]+[K]\right)\{q_0\}=\omega^2\{F_r\} \tag{4.7}$$

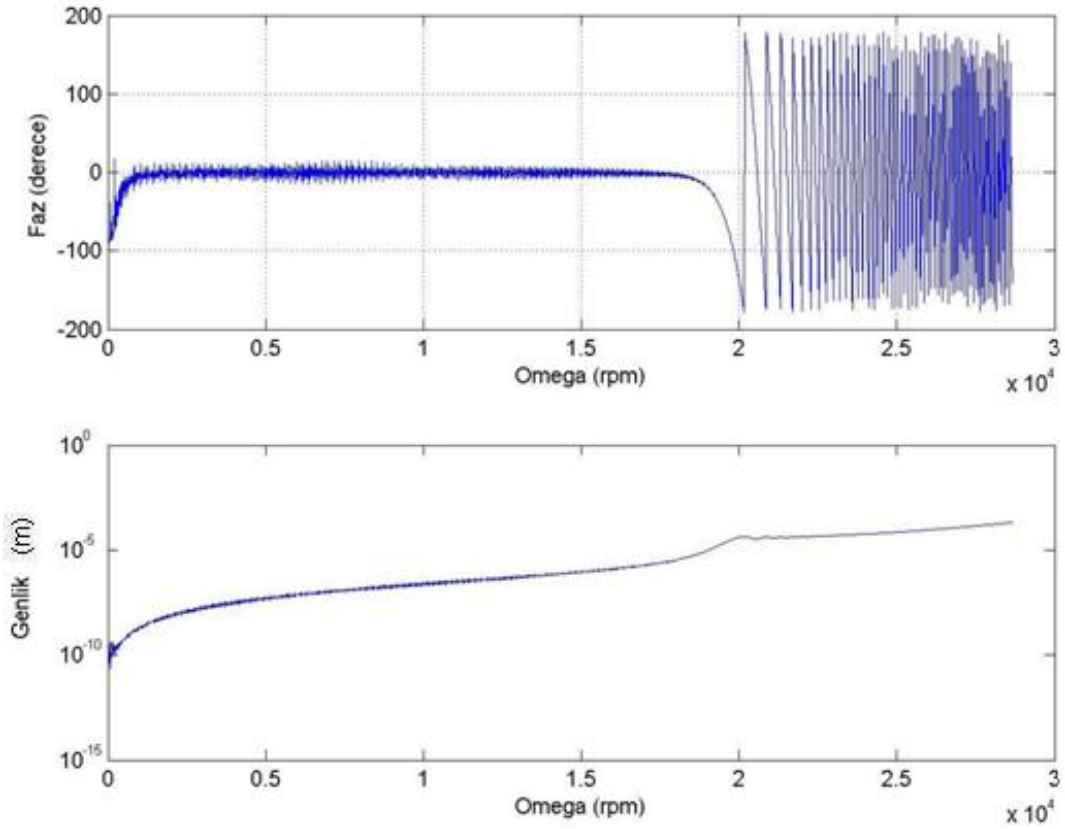
Analize göre elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



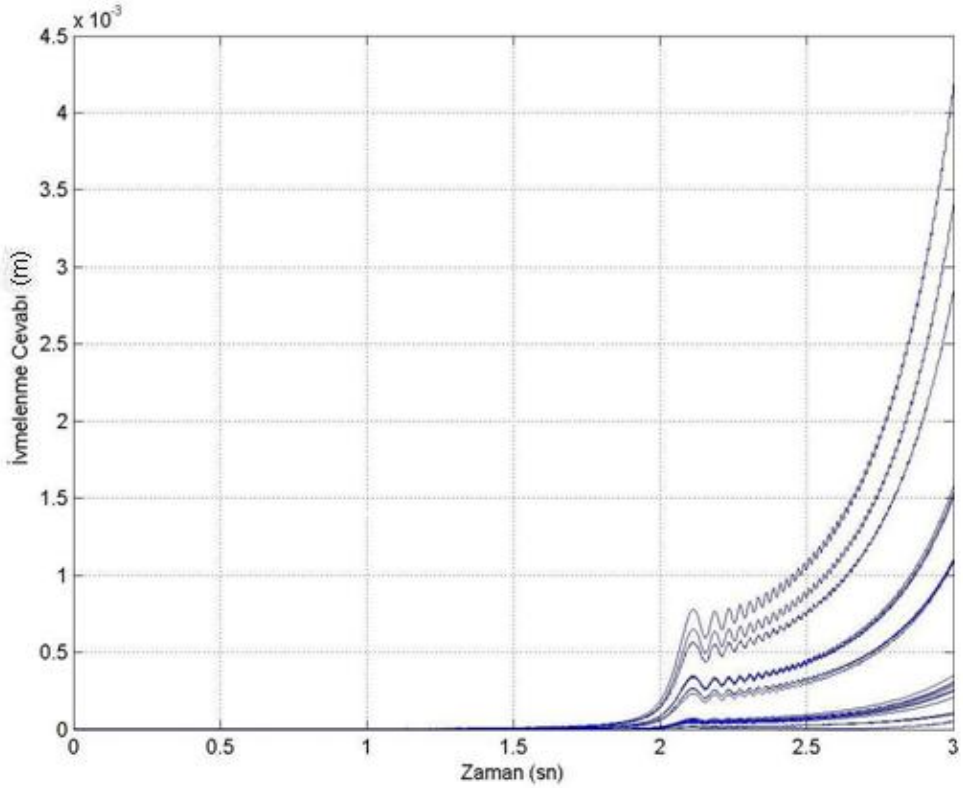
Şekil 4.47.Sistemin dengesizlik cevabı



Şekil 4.48. Kompresörün kütle merkezindeki dengesizlik cevabı



Şekil 4.49. Kompresörün kütle merkezindeki dengesizlik cevabı



Şekil 4.50. Sistemin ivmelenme cevabı

Sisteme gelecek olursak ele aldığımız rotor sistemi x yönünde, kompresörün ağırlık merkezinde, 0.00002081 kg.m'lik bir dengesizliğe sahiptir. Elde edilen grafikler yukarıda verilmiştir. Şekil 4.47 hız - yer değiştirme grafiğine bakılacak olursa, önceden hesaplanan ilk ve ikinci kritik hız değerlerinde yer değiştirme pik yapmıştır. Bu noktalarda sistemin rezonansa uğrayacağı açıktır. Aynı şeyleri şekil 4.48 için de söyleyebiliriz. Fakat bu şekil tüm sistem için değil sistemdeki kompresörün ağırlık merkezindeki dengesizlik cevabıdır. Burada da kritik hıza gelene kadar sistemin dengesizlikten pek fazla etkilenmediği ama kritik hız değerine yaklaştığı zaman sistemin kararsız davranışlar gösterdiğini görebiliriz. Şekil 4.47 ve 4.48 için dikkat edilecek olursa pikler tam olarak, önceden hesaplanmış olan 2032.115694 rad/s, 4312.417225 rad/s değerlerinde değil o değerlerden önce meydana gelmektedir. Bu da sistemde var olan dengesizlik nedeniyledir. Dengesizliğin 1 μm gibi çok küçük değerde olması aslında sistemin davranışını çok olumsuz bir şekilde etkilemese de piklerin meydana geldiği kritik hız değerini daha aşağı değerlere çekmektedir.

Şekil 4.50 sistemin ivmelenme cevabıdır. Program bu işlemi aşağıdaki denkleme göre gerçekleştirmektedir:

$$[M]\{\ddot{q}\}+([C_n]+[C_r]-i\omega[G])\{\dot{q}\}+([K]+\omega^2[K_\omega]-i\omega[C_r])\{q\}=(\omega^2-i\dot{\omega})\{F_r\}e^{i\vartheta} \quad (4.8)$$

Şekil 4.49'da önceden belirtildiği üzere kompresörün ağırlık merkezinin dengesizliğe karşı cevabıdır. Bu grafiğin şekil 4.48'den tek farkı, gösterim farkıdır.

4.5. İrdeleme ve Öneriler

Rotorların çoğu karışık geometrilere sahip oldukları için rotordinamik çözümleri için FEM esaslı yazılımlardan yararlanmak, zaman ve doğruluk açısından bize avantaj sağlamaktadır. Kullandığımız dynrot yazılımıyla modellediğimiz üç adet rotor modelinden elde ettiğimiz sonuçlara baktığımızda mantıklı sonuçlar görebiliyoruz. Jeffcott rotoru için kullandığımız Dunkerley denklemleri'nden de elde ettiğimiz sonuçların program vasıtasıyla elde ettiğimiz sonuçlarla örtüştüğünü görebilmekteyiz. Ayrıca Ansys programı ile yaptığımız analiz sonuçlarının da dynrot sonuçlarına yakın olduğunu görmekteyiz. Bu nedenlerle Dynrot rotordinamik analizler için kullanılabilir bir programdır diyebiliriz.

Modellere tekrardan dönecek olursak ikinci model ile birinci modeli karşılaştırdığımızda hemen hemen aynı özelliklere ve boyutlara sahip rotor modelleri görebiliriz. Buna rağmen ikinci sistemde dönme ekseninden sapmalar diğerine göre daha fazladır. Bunun açıklaması yatakların rijitlik katsayısıyla yapılabilir. Rijitlik katsayısı daha küçük olan yataklarla desteklenmiş rotorlarda salınımın daha fazla olması kaçınılmazdır.

İlk modele tekrardan dönersek merkezkaç etkisinden kaynaklanan gerilmelerin diskin açısal hızının artmasıyla arttığını şekillerden görebiliriz. Bu nedenle diskin belirli gerilme değerleri arasında çalışması için diskin açısal hızının ona göre ayarlanması gereklidir.

Üçüncü modelde elde ettiğimiz sonuç ise 1μm'lik bir dengesizlik bile sistemin davranışını etkilemektedir. O yüzden mümkün olduğunca düşük dengesizlik değerlerine sahip rotorların üretilmesi gereklidir.

KAYNAKLAR

1. Jiang. J., ve ark., Improvement of Rotor Performance Under Rubbing Conditions through Active Auxiliary Bearings, International Journal of Non-Linear Mechanics 41, China, 949 – 957, 2006.

2. Sinou, J.-J., Experimental Response and Vibrational Characteristics of a Slotted Rotor, Commun Nonlinear Sci Numer Simulat 14, France, 3179–3194, 2009.

3. Lin, Y., Chu. F., The Dynamic Behavior of a Rotor System with a Slant Crack on the Shaft, Mechanical Systems and Signal Processing 24, Beijing China, 522–545, 2010.

4. Cveticanin, L., Free vibration of a Jeffcott Rotor with Pure Cubic Non-linear Elastic Property of the Shaft, Mechanism and Machine Theory 40, Serbia and Montenegro, 1330–1344, 2005.

5. Sinou, J.-J., Non-linear Dynamics and Contacts of an Unbalanced Flexible Rotor Supported on Ball Bearings, Mechanism and Machine Theory 44, France, 1713–1732, 2009.

6. Das. A. S., ve ark., Vibration Control and Stability Analysis of Rotor-Shaft System with Electromagnetic Exciters, Mechanism and Machine Theory 43, India, 1295–1316, 2008.

7. Ucun, İ., ve ark., Üzerinde Delik Bulunan Kesici Diskin Sonlu Elemanlar Metodu ile Gerilme Analizi, 8. Uluslar arası Kırılma Konferansı, İstanbul, Kasım 7-9, 2007.

8. Frew, D. A., Scheffer, C., Numerical Modelling of a High-Speed Rigid Rotor in a Single-Aerostatic Bearing Using Modified Euler Equations of Motion, Mechanical Systems and Signal Processing 22, South Africa, 133–154, 2008.

9. Whalley, R., Abdul-Ameer. A., Contoured Shaft and Rotor Dynamics, Mechanism and Machine Theory 44, Dubai, 772–783, 2009.

10. Gasch, R., Dynamic Behaviour of the Laval Rotor with a Transverse Crack, Mechanical Systems and Signal Processing 22, Berlin, 790–804, 2008.

11. Karlberg, M., Aidanpaa, J.-O., Rotordynamical Modelling of a Fibre Refiner During Production, Journal of Sound and Vibration 303, Sweden, 440–454, 2008.

12. Chang, C.-Y., ve ark., Vibration Analysis of Rotating Composite Shafts Containing Randomly Oriented Reinforcements, Composite Structures 63, Taiwan, 21–32, 2004.

13. Lesaffre, N., ve ark., Contact Analysis of a Flexible Bladed-Rotor, European Journal of Mechanics A/Solids 26, France, 541-557, 2007.

14. Comandi, G. L., ve ark., Galileo Galilei (GG) on the Ground-GGG: Experimental Results and Perspectives, Physics Letters A 318, Italy, 213–222, 2003.

15. Brusa, E., Zolfini, G., Dynamics of Multi-body Rotors: Numerical and Experimental FEM Analysis of the Scientific Earth Experiment Galileo Galilei Ground, Meccanica 37, Italy, 239-254, 2002.

16. Sinou, J.-J., ve ark., Stability and vibration analysis of a complex flexible rotor bearing system, Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation 13, France, 804–821, 2008.

17. Lei, S., Palazzolo, A., Control of flexible rotor systems with active magnetic bearings, Journal of Sound and Vibration 314, USA, 19-38, 2008.

18. White, M. F., ve ark., Rotordynamic Analysis of a Vertical Pump with Tilting-Pad Journal Bearings, Wear 207, Norway, 128-136, 1997.

19. Sino. R., ve ark., Dynamic Analysis of a Rotating Composite Shaft, Composites Science and Technology 68, France, 337-345, 2008.

20. Cheng, C.C., Lin, J.K., Modelling a Rotating Shaft Subjected to a High-Speed Moving Force, Journal of Sound and Vibration 261, Taiwan, 955–965, 2003.

21. Manka, M., Uhl, T., Mechatronic Design of Fault Detection Isolation and Restoration Systems for Rotating Machineries, Mechanism and Machine Theory 44, Poland, 1436–1449, 2009.

22. Yıldırım, Ş., ve ark., Design of Artificial Neural Networks for Rotor Dynamics Analysis of Rotating Machine Systems, Mechatronics 15, Turkey, 573–588, 2005.

23. Lee, C. W., Han, D. J., Strength of Modes in Rotating Machinery, Journal of Sound and Vibration 313, Republic of Korea, 268–289, 2008.

24. Vance, J. M., ve ark., Critical Speeds of TurboMachinery: Computer Predictions vs. Experimental Measurements PART I: The Rotor Mass-Elastic Model, ASME, USA, 85-DET 145, 1985.

25. Genta, G., Vibration of Structures and Machines, Third Edition, Torino, 1998.

26. G.Genta, DYNROT Handbook, Torino, Italy,1998.

27. Taplak, Hamdi, Titreşim Parametrelerinin Dönen Mekanik Sistem Dinamiğine Etkilerinin Araştırılması, Erciyes Üniversitesi, F.B.E. Doktora Tezi, Kasım, 2002.

EK I DYNROT M FILE DOSYALARI

1. Birinci Model

```
% /*********************************************************************\
% *                                                                   *
% * Input file for DYNROT 8.3                                         *
% *                                                                   *
% \*********************************************************************/
%
%  tek diskli rotor
%
 %    INPUT AND OUTPUT FILE NAMES
 %
 filename='diskmil';  % Name of input file for Dynrot (max 8 char.)
 jobcode='mmp';   % Jobcode identifies Dynrot output data files (max 3 char.)
 jobtitle='tek diskli rotor';  % Comment (max 40 char.)
 %
 %    SCALES
 %
 %       1: rad/s
 %       2: rpm
 %       3: Hz
 %
 oscale = 1;   %  scale for omega axis
 lscale = 3;   %  scale for lambda axis
 %
 %   Statistics of problem
 %
 %   Number of nodes        = 9
 %   Number of elements     = 12
 %   Number of materials    = 1
 %   Number of geometries   = 6
 %   Number of static loads  = 0
```

```
%   Number of unbalances    = 0
%
%
%    NODAL COORDINATES
%
%  Rotation axis is z-axis
%
%  Type of node: 1 = 2 complex d.o.f. (xz & yz planes)
%                  + 2 real d.o.f (tors. rot and ax. transl.)
%                  (dof1=x, dof2=ry, dof5=rz, dof7=tz)
%              2 = 4 complex d.o.f. (xz & yz planes)
%                  + 3 real d.o.f (t. rot., ax. transl. & slope)
%                  (dof1=x, dof2=ry, dof3=v, dof4=sry,
%                  dof6=rz, dof8=tz, dof9=sz)
%              3 = 5 complex d.o.f. (xz & yz planes)
%                  + 4 real d.o.f (t. rot. & slope, ax. transl. & slope)
%                  (dof1=x, dof2=ry, dof3=v,  dof4=sry, dof5=sv,
%                  dof6=rz, dof7=sr, dof8=tz, dof9=sz)
%
%  Type       X        Y       Z           Number
%
COORD=[
     1       0       0       0      ;%     1
     1       0       0       0.05       ;%     2
     1       0       0       0.25       ;%     3
     1       0       0       0.4        ;%     4
     2       0.02        0       0.4        ;%     5
     2       0.05        0       0.4        ;%     6
     1       0       0       0.55       ;%     7
     1       0       0       0.75       ;%     8
     1       0       0       0.8        ;%     9
];
%
```

```
%    ELEMENT DATA
%
%  Types :  1 = beam              (2 nodes)
%           2 = tapered beam      (2 nodes)
%           3 = spring            (1 or 2 nodes)
%           4 = damper            (1 or 2 nodes)
%           5 = mass              (1 node)
%           6 = asymmetrical beam     (2 nodes)
%           7 = asymmetrical spring   (1 or 2 nodes)
%           8 = asymmetrical damper   (1 or 2 nodes)
%           9 = asymmetrical mass     (1 node)
%          10 = cubic spring          (1 or 2 nodes)
%          11 = spring with clearance (1 or 2 nodes)
%          12 = magnetic bearing      (2 or 4 nodes)
%          13 = asymm. mag. bearing   (2 or 4 nodes)
%          14 = speed dep. bearing    (1 or 2 nodes)
%          15 = 8-coefficients bearing(1 or 2 nodes)
%          16 = lubricated bearing    (1 or 2 nodes)
%          17 = crank (with piston)   (1 node)
%          18 = shaft-disk transition (2 nodes)
%          19 = disk                  (3 nodes)
%          20 = disc-blade transition (3 nodes)
%          21 = blade                 (3 nodes)
%          22 = conc. drive torque    (1 node )
%          23 = disk-shaft transition (3 nodes)
%          24 = blade-disc transition (3 nodes)
%
% Type    N1    N2    N3    N4   Geometry Material  Rot.index
%
ELEM=[
   1     1     2     0     0     1     1     1;%
   1     2     3     0     0     2     1     1;%
   1     3     4     0     0     2     1     1;%
```

```
    18     4     5     0     0     3     1     1;%
    19     4     5     6     0     4     1     1;%
    1     4     7     0     0     2     1     1;%
    1     7     8     0     0     2     1     1;%
    1     8     9     0     0     1     1     1;%
    3     2     0     0     0     5     1     1;%
    3     8     0     0     0     5     1     1;%
    4     2     0     0     0     6     0     1;%
    4     8     0     0     0     6     0     1;%
];
%
%    MATERIAL DATA
%
% Number   E          nu        rho    loss fact  [alpha]
%
MATER=[
    1     2.071000e+011      0.3      7810      0.01      0;%
];
%
%     GEOMETRICAL DATA
%
%   Types :  1 = beam              (ID   OD   axf  md   rapp)
%            2 = tapered beam      (ID1  OD1  ID2  OD2  axf)
%            3 = spring            (kt   kb   ktor  kax)
%            4 = damper            (ct   cb   ctor  cax)
%            5 = mass              (m    Jt   Jp)
%            6 = asymmetrical beam     (a    ix   iy   iz   chix  chiy chiz alpha axf)
%            7 = asymmetrical spring   (ktx  kbx  kty  kby  ktor  kax  alpha)
%            8 = asymmetrical damper   (ctx  cbx  cty  cby  ctor  cax  alpha)
%            9 = asymmetrical mass     (m    Jx   Jy   Jz   alpha)
%           10 = cubic spring          (c    ctor cax )
%           11 = spring with clearance (k    clr  ktor clrtor  kax  clax)
%           12 = magnetic bearing      (ksp  uo   io    Ks   ts  Ka  ta cgeo)
```

```
%          13 = asymm. magnetic bear. (Kx  tox to1x iox  io1x  modx  alpha  Ksx tsx
Kax tax  cgeox)
%                                (Ky  toy to1y ioy  io1y  mody  beta   Ksy tsy Kay tay  cgeoy)
%          14 = 8-coefficients bearing(kx   ky   kxy   kyx  cx   cy   cxy  cyx alpha)
%          15 = speed-dep. bearing    (nbear nspeeds alpha)
%          16 = lubricated bearing    (d    l    c     mu  Delax Deltay Name)
%          17 = crank (with piston)   (r    l    d     a    md  Jdp Jdt mb  Jb  mp)
%          18 = shaft-disk transition (h1   h2   r1    ri  [T1  T2  Si])
%          19 = disk                  (h1   h2  [T1    T2   Se])
%          20 = disk-blade transition (n  A1 A2 Imax1 Imax2 Imin1 Imin2 de1 de2)
%          21 = blade                 (n  A1 A2 Imax1 Imax2 Imin1 Imin2 de1 de2)
%          22 = conc. drive torque    (A0 B0 s0  A1   B1    l1    s1    ... ...)
%          23 = disk-shaft transition (h1   h2   ri   ro  [T1  T2  Se])
%          24 = blade-disk transition (n  A1 A2 Imax1 Imax2 Imin1 Imin2 de1 de2)
%         101 = PID controller        (Kc   Td   Nd1   Ti   tflt)
%         102 = general controller    (n    nu(n)...   de(n)...)
%
% Number   Type     dat1     dat2      dat3       dat4   dat5   dat6   dat7
%
GEOM=[
    1     1     0     0.015     0     0     1     0     0;
    2     1     0     0.02      0     0     1     0     0;
    3     18     0.03     0.03     0.01     0.01     0     0     0;
    4     19     0.01     0.01     0     0     0     0     0;
    5     3     10000000     0     0     0     0     0     0;
    6     4     100     0     0     0     0     0     0;
];
%
%    STATIC FORCES
%
gx = 9.81;
gy = 0;
%
```

```
% Node     Fx       Fy      Fz      Mx      My      Mz
%
STFOR=[
];
%
%    UNBALANCES
%
% Node     Static(x)  Static(y)  Couple(y)  Couple(x)
%
UNFOR=[
];
%
%    TIME HISTORY
%
% Time      Speed      Unbalance
%
TIMEHIST=[
   0     0     1;
   3     1000     1;
   6     2000     1;
   9     3000     1;
];
%
%    PHASE ANGLES; CYCLE
%
% Node  Crank angle  Phase angle   Cycle
%
PHASES=[
];
%
%    CYCLE GLOBAL CHARACTERISTICS
%
%    Nst    A       k'     C1       C2       C3
```

```
%
CYCLE=[
];
%
%    HARMONIC TORQUES
%
%     Ak       Bk
%
HARFOR=[
];
%
%    SPEED-DEPENDENT BEARINGS
%
%    N  Speed  kx   ky   kxy   kyx   cx   cy   cxy   cyx
%
BEARINGS=[
];
%
%    MASTER COORDINATES
%
%    Status :  0 = Constrained
%              1 = Master
%              2 = Slave
%             11 = Input supermaster  (only for d1, d6, d8)
%             21 = Output supermaster  (only for d1, d6, d8)
%             31 = Input/output supermaster  (only for d1, d6, d8)
%
% Node   d1(f)  d2(f)  d3(f)  d4(f)  d5(f)  d6(t)  d7(t) d8(a) d9(a)
% t1       X     X     0     0     0     X     0     X     0
% t2       X     X     X     X     0     X     0     X     X
% t3       X     X     X     X     X     X     X     X     X
%
STATUS=[
```

```
   1   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
   2   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
   3   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
   4   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
   5   1   1   1   2   0   1   0   1   2;
   6   1   1   1   2   0   1   0   1   2;
   7   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
   8   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
   9   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
 ];
 %
 % End of file
```

2. İkinci Model

```
/*************************************************************************\
% *                                                                       *
% * Input file for DYNROT 8.3                                             *
% *                                                                       *
% \*************************************************************************/
%
%  steam compressor
%
 %    INPUT AND OUTPUT FILE NAMES
 %
 filename='steamcomp';  % Name of input file for Dynrot (max 8 char.)
 jobcode='mmp';   % Jobcode identifies Dynrot output data files (max 3 char.)
 jobtitle='steam compressor';  % Comment (max 40 char.)
 %
 %    SCALES
 %
 %       1: rad/s
 %       2: rpm
```

```
%       3: Hz
%
oscale = 1;   %  scale for omega axis
lscale = 3;   %  scale for lambda axis
%
%   Statistics of problem
%
%   Number of nodes        = 8
%   Number of elements     = 13
%   Number of materials    = 4
%   Number of geometries   = 5
%   Number of static loads  = 0
%   Number of unbalances   = 0
%
%
%    NODAL COORDINATES
%
%  Rotation axis is z-axis
%
%  Type of node: 1 = 2 complex d.o.f. (xz & yz planes)
%                  + 2 real d.o.f (tors. rot and ax. transl.)
%                  (dof1=x, dof2=ry, dof5=rz, dof7=tz)
%              2 = 4 complex d.o.f. (xz & yz planes)
%                  + 3 real d.o.f (t. rot., ax. transl. & slope)
%                  (dof1=x, dof2=ry, dof3=v, dof4=sry,
%                  dof6=rz, dof8=tz, dof9=sz)
%              3 = 5 complex d.o.f. (xz & yz planes)
%                  + 4 real d.o.f (t. rot. & slope, ax. transl. & slope)
%                  (dof1=x, dof2=ry, dof3=v,  dof4=sry, dof5=sv,
%                  dof6=rz, dof7=sr, dof8=tz, dof9=sz)
%
%  Type       X        Y       Z           Number
%
```

```
COORD=[
    1     0     0     0     ;%    1
    1     0     0     0.0683     ;%    2
    1     0     0     0.1025     ;%    3
    1     0     0     0.2025     ;%    4
    1     0     0     0.3525     ;%    5
    1     0     0     0.4525     ;%    6
    1     0     0     0.4867     ;%    7
    1     0     0     0.555     ;%    8
];
%
%    ELEMENT DATA
%
%   Types :  1 = beam              (2 nodes)
%            2 = tapered beam      (2 nodes)
%            3 = spring            (1 or 2 nodes)
%            4 = damper            (1 or 2 nodes)
%            5 = mass              (1 node)
%            6 = asymmetrical beam     (2 nodes)
%            7 = asymmetrical spring   (1 or 2 nodes)
%            8 = asymmetrical damper   (1 or 2 nodes)
%            9 = asymmetrical mass     (1 node)
%           10 = cubic spring          (1 or 2 nodes)
%           11 = spring with clearance (1 or 2 nodes)
%           12 = magnetic bearing      (2 or 4 nodes)
%           13 = asymm. mag. bearing   (2 or 4 nodes)
%           14 = speed dep. bearing    (1 or 2 nodes)
%           15 = 8-coefficients bearing(1 or 2 nodes)
%           16 = lubricated bearing    (1 or 2 nodes)
%           17 = crank (with piston)   (1 node)
%           18 = shaft-disk transition (2 nodes)
%           19 = disk                  (3 nodes)
%           20 = disc-blade transition (3 nodes)
```

```
%          21 = blade                (3 nodes)
%          22 = conc. drive torque    (1 node )
%          23 = disk-shaft transition (3 nodes)
%          24 = blade-disc transition (3 nodes)
%
%  Type    N1    N2    N3    N4   Geometry Material  Rot.index
%
ELEM=[
    1     1     2     0     0     1     1     1;%
    1     2     3     0     0     1     1     1;%
    1     3     4     0     0     2     2     1;%
    1     4     5     0     0     2     2     1;%
    1     5     6     0     0     2     2     1;%
    1     6     7     0     0     1     1     1;%
    1     7     8     0     0     1     1     1;%
    3     4     0     0     0     3     3     0;%
    3     5     0     0     0     3     3     0;%
    4     4     0     0     0     4     4     0;%
    4     5     0     0     0     4     4     0;%
    5     2     0     0     0     5     0     1;%
    5     7     0     0     0     5     0     1;%
];
%
%    MATERIAL DATA
%
%  Number   E          nu        rho    loss fact  [alpha]
%
MATER=[
    1     2.100000e+011      0.3      0      0.004      0;%
    2     2.100000e+011      0.3      7810      0.004      0;%
    3     0      0      0      0.01      0;%
    4     0      0      0      0      0;%
];
```

```
%
%     GEOMETRICAL DATA
%
%   Types :  1 = beam               (ID   OD   axf  md   rapp)
%            2 = tapered beam       (ID1  OD1  ID2  OD2  axf)
%            3 = spring             (kt   kb   ktor  kax)
%            4 = damper             (ct   cb   ctor  cax)
%            5 = mass               (m    Jt   Jp)
%            6 = asymmetrical beam     (a    ix   iy   iz   chix  chiy chiz alpha axf)
%            7 = asymmetrical spring   (ktx  kbx  kty  kby  ktor  kax  alpha)
%            8 = asymmetrical damper   (ctx  cbx  cty  cby  ctor  cax  alpha)
%            9 = asymmetrical mass     (m    Jx   Jy   Jz   alpha)
%           10 = cubic spring          (c    ctor cax )
%           11 = spring with clearance (k    clr  ktor clrtor  kax  clax)
%           12 = magnetic bearing      (ksp  uo   io    Ks   ts  Ka  ta cgeo)
%           13 = asymm. magnetic bear. (Kx  tox to1x iox  io1x  modx  alpha  Ksx tsx
Kax tax  cgeox)
%                                      (Ky  toy to1y ioy  io1y  mody  beta   Ksy tsy Kay tay  cgeoy)
%           14 = 8-coefficients bearing(kx   ky   kxy   kyx  cx   cy   cxy  cyx alpha)
%           15 = speed-dep. bearing    (nbear nspeeds alpha)
%           16 = lubricated bearing    (d    l    c     mu  Delax Deltay Name)
%           17 = crank (with piston)   (r    l    d     a    md  Jdp Jdt mb  Jb  mp)
%           18 = shaft-disk transition (h1   h2   r1    ri  [T1  T2  Si])
%           19 = disk                  (h1   h2  [T1    T2   Se])
%           20 = disk-blade transition (n  A1 A2 Imax1 Imax2 Imin1 Imin2 de1 de2)
%           21 = blade                 (n  A1 A2 Imax1 Imax2 Imin1 Imin2 de1 de2)
%           22 = conc. drive torque    (A0 B0 s0  A1   B1    l1    s1    ... ...)
%           23 = disk-shaft transition (h1   h2   ri   ro  [T1  T2  Se])
%           24 = blade-disk transition (n  A1 A2 Imax1 Imax2 Imin1 Imin2 de1 de2)
%          101 = PID controller        (Kc   Td   Nd1   Ti   tflt)
%          102 = general controller    (n    nu(n)...   de(n)...)
%
% Number   Type     dat1     dat2      dat3       dat4   dat5   dat6   dat7
```

```
%
GEOM=[
    1     1     0     0.12     0     0.12     1;
    2     1     0     0.063     0     0.063     1;
    3     3     20000000     0     0     0     0;
    4     4     4000     0     0     0     0;
    5     5     20.81     0.174     0.285     0     0;
];
%
%    STATIC FORCES
%
gx = 9.81;
gy = 0;
%
% Node     Fx      Fy      Fz     Mx     My     Mz
%
STFOR=[
];
%
%    UNBALANCES
%
% Node     Static(x)  Static(y)  Couple(y)  Couple(x)
%
UNFOR=[
];
%
%    TIME HISTORY
%
% Time      Speed      Unbalance
%
TIMEHIST=[
    0     0     1;
    2     1000     1;
```

```
    4      2000      1;
    6      3000      1;
];
%
%    PHASE ANGLES; CYCLE
%
%  Node  Crank angle  Phase angle   Cycle
%
PHASES=[
];
%
%    CYCLE GLOBAL CHARACTERISTICS
%
%    Nst     A        k'     C1       C2       C3
%
CYCLE=[
];
%
%    HARMONIC TORQUES
%
%     Ak       Bk
%
HARFOR=[
];
%
%    SPEED-DEPENDENT BEARINGS
%
%    N  Speed  kx   ky   kxy   kyx   cx   cy   cxy   cyx
%
BEARINGS=[
];
%
%    MASTER COORDINATES
```

```
%
%    Status :  0 = Constrained
%              1 = Master
%              2 = Slave
%             11 = Input supermaster  (only for d1, d6, d8)
%             21 = Output supermaster  (only for d1, d6, d8)
%             31 = Input/output supermaster  (only for d1, d6, d8)
%
% Node   d1(f)  d2(f)  d3(f)  d4(f)  d5(f)  d6(t)  d7(t) d8(a) d9(a)
% t1      X     X     0     0     0     X     0     X     0
% t2      X     X     X     X     0     X     0     X     X
% t3      X     X     X     X     X     X     X     X     X
%
STATUS=[
  1   2   2   0   0   0   1   0   1   0;
  2   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
  3   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
  4   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
  5   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
  6   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
  7   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
  8   2   2   0   0   0   1   0   1   0;
];
%
% End of file
%
```

3. Üçüncü Model

```
% /*****************************************************************\
% *                                                               *
% * Input file for DYNROT 8.3                                     *
% *                                                               *
```

```
% \*********************************************************************/
%
%  Gas Turbine
%
 %    INPUT AND OUTPUT FILE NAMES
 %
 filename='test2';  % Name of input file for Dynrot (max 8 char.)
 jobcode='ts2';   % Jobcode identifies Dynrot output data files (max 3 char.)
 jobtitle='Gas Turbine';  % Comment (max 40 char.)
 %
 %    SCALES
 %
 %       1: rad/s
 %       2: rpm
 %       3: Hz
 %
 oscale = 2;   %  scale for omega axis
 lscale = 1;   %  scale for lambda axis
 %
 %   Statistics of problem
 %
 %   Number of nodes        = 11
 %   Number of elements     = 14
 %   Number of materials    = 3
 %   Number of geometries   = 10
 %   Number of static loads  = 0
 %   Number of unbalances   = 1
 %
 %
 %    NODAL COORDINATES
 %
 %  Rotation axis is z-axis
 %
```

```
%  Type of node: 1 = 2 complex d.o.f. (xz & yz planes)
%                + 2 real d.o.f (tors. rot and ax. transl.)
%                (dof1=x, dof2=ry, dof5=rz, dof7=tz)
%             2 = 4 complex d.o.f. (xz & yz planes)
%                + 3 real d.o.f (t. rot., ax. transl. & slope)
%                (dof1=x, dof2=ry, dof3=v, dof4=sry,
%                dof6=rz, dof8=tz, dof9=sz)
%             3 = 5 complex d.o.f. (xz & yz planes)
%                + 4 real d.o.f (t. rot. & slope, ax. transl. & slope)
%                (dof1=x, dof2=ry, dof3=v,  dof4=sry, dof5=sv,
%                dof6=rz, dof7=sr, dof8=tz, dof9=sz)
%
%  Type       X        Y       Z           Number
%
COORD=[
     1       0       0       0      ;%     1
     1       0       0       0.03   ;%     2
     1       0       0       0.0983 ;%     3
     1       0       0       0.1325 ;%     4
     1       0       0       0.1625 ;%     5
     1       0       0       0.2505 ;%     6
     1       0       0       0.3385 ;%     7
     1       0       0       0.3635 ;%     8
     1       0       0       0.3935 ;%     9
     1       0       0       0.4335 ;%     10
     1       0       0       0.4535 ;%     11
];
%
%    ELEMENT DATA
%
%   Types :  1 = beam              (2 nodes)
%            2 = tapered beam      (2 nodes)
%            3 = spring            (1 or 2 nodes)
```

```
%          4 = damper              (1 or 2 nodes)
%          5 = mass                (1 node)
%          6 = asymmetrical beam     (2 nodes)
%          7 = asymmetrical spring   (1 or 2 nodes)
%          8 = asymmetrical damper   (1 or 2 nodes)
%          9 = asymmetrical mass     (1 node)
%         10 = cubic spring          (1 or 2 nodes)
%         11 = spring with clearance (1 or 2 nodes)
%         12 = magnetic bearing      (2 or 4 nodes)
%         13 = asymm. mag. bearing   (2 or 4 nodes)
%         14 = speed dep. bearing    (1 or 2 nodes)
%         15 = 8-coefficients bearing(1 or 2 nodes)
%         16 = lubricated bearing    (1 or 2 nodes)
%         17 = crank (with piston)   (1 node)
%         18 = shaft-disk transition (2 nodes)
%         19 = disk                  (3 nodes)
%         20 = disc-blade transition (3 nodes)
%         21 = blade                 (3 nodes)
%         22 = conc. drive torque    (1 node )
%         23 = disk-shaft transition (3 nodes)
%         24 = blade-disc transition (3 nodes)
%
% Type    N1    N2    N3    N4   Geometry Material  Rot.index
%
ELEM=[
   1     1     2     0     0     1     1     1;%
   1     2     3     0     0     2     2     1;%
   1     3     4     0     0     2     2     1;%
   1     4     5     0     0     3     1     1;%
   1     5     6     0     0     4     1     1;%
   1     6     7     0     0     4     1     1;%
   1     7     8     0     0     5     2     1;%
   1     8     9     0     0     5     2     1;%
```

```
    1     9    10     0     0     6     1     1;%
    1    10    11     0     0     7     1     1;%
    3     1     0     0     0     8     3     0;%
    3    11     0     0     0     8     3     0;%
    5     3     0     0     0     9     0     1;%
    5     8     0     0     0    10     0     1;%
];
%
%    MATERIAL DATA
%
% Number   E          nu        rho    loss fact  [alpha]
%
MATER=[
    1     2.1e+011     0.3     7810     0.01;%
    2     2.1e+011     0.3     0        0.01;%
    3     0            0       0        0.02;%
];
%
%    GEOMETRICAL DATA
%
%  Types :  1 = beam              (ID   OD   axf  md   rapp)
%           2 = tapered beam      (ID1  OD1  ID2  OD2  axf)
%           3 = spring            (kt   kb   ktor  kax)
%           4 = damper            (ct   cb   ctor  cax)
%           5 = mass              (m    Jt   Jp)
%           6 = asymmetrical beam     (a    ix   iy   iz   chix  chiy chiz alpha axf)
%           7 = asymmetrical spring   (ktx  kbx  kty  kby  ktor  kax  alpha)
%           8 = asymmetrical damper   (ctx  cbx  cty  cby  ctor  cax  alpha)
%           9 = asymmetrical mass     (m    Jx   Jy   Jz   alpha)
%          10 = cubic spring          (c    ctor cax )
%          11 = spring with clearance (k    clr  ktor clrtor  kax  clax)
%          12 = magnetic bearing      (ksp  uo   io    Ks   ts  Ka  ta cgeo)
```

```
%          13 = asymm. magnetic bear. (Kx  tox to1x iox  io1x  modx  alpha  Ksx tsx
Kax tax  cgeox)
%                                (Ky  toy to1y ioy  io1y  mody  beta   Ksy tsy Kay tay  cgeoy)
%          14 = 8-coefficients bearing(kx   ky   kxy   kyx  cx   cy   cxy  cyx alpha)
%          15 = speed-dep. bearing    (nbear nspeeds alpha)
%          16 = lubricated bearing    (d    l    c     mu  Delax Deltay Name)
%          17 = crank (with piston)   (r    l    d     a    md  Jdp Jdt mb  Jb  mp)
%          18 = shaft-disk transition (h1   h2   r1    ri  [T1  T2  Si])
%          19 = disk                  (h1   h2  [T1    T2   Se])
%          20 = disk-blade transition (n  A1 A2 Imax1 Imax2 Imin1 Imin2 de1 de2)
%          21 = blade                 (n  A1 A2 Imax1 Imax2 Imin1 Imin2 de1 de2)
%          22 = conc. drive torque    (A0 B0 s0  A1   B1    l1    s1    ... ...)
%          23 = disk-shaft transition (h1   h2   ri   ro  [T1  T2  Se])
%          24 = blade-disk transition (n  A1 A2 Imax1 Imax2 Imin1 Imin2 de1 de2)
%         101 = PID controller        (Kc   Td   Nd1   Ti   tflt)
%         102 = general controller    (n    nu(n)...   de(n)...)
%
% Number   Type     dat1     dat2      dat3       dat4   dat5   dat6   dat7
%
GEOM=[
    1     1     0.015     0.03      0      0      1;
    2     1     0         0.12      0      0      1;
    3     1     0.055     0.063     0      0      1;
    4     1     0.06      0.068     0      0      1;
    5     1     0         0.15      0      0      1;
    6     1     0.03      0.04      0      0      1;
    7     1     0.02      0.03      0      0      1;
    8     3     1e+015    0         0      0      1;
    9     5    20.81      0.174     0.285  0      0;
   10     5    18.2       0.142     0.269  0      1;
];
%
%    STATIC FORCES
```

```
%
gx = 9.81;
gy = 0;
%
%  Node     Fx       Fy      Fz      Mx      My      Mz
%
STFOR=[
];
%
%    UNBALANCES
%
%  Node     Static(x)  Static(y)  Couple(y)  Couple(x)
%
UNFOR=[
    3      0.00002081      0      0      0;
];
%
%    TIME HISTORY
%
%  Time      Speed      Unbalance
%
TIMEHIST=[
    0      0         1;
    3      3000      1;
];
%
%    PHASE ANGLES; CYCLE
%
%  Node  Crank angle  Phase angle   Cycle
%
PHASES=[
];
%
```

```
%    CYCLE GLOBAL CHARACTERISTICS
%
%    Nst    A       k'    C1      C2      C3
%
CYCLE=[
];
%
%    HARMONIC TORQUES
%
%     Ak      Bk
%
HARFOR=[
];
%
%    SPEED-DEPENDENT BEARINGS
%
%    N  Speed  kx   ky   kxy   kyx   cx   cy   cxy   cyx
%
BEARINGS=[
];
%
%    MASTER COORDINATES
%
%    Status :  0 = Constrained
%              1 = Master
%              2 = Slave
%             11 = Input supermaster  (only for d1, d6, d8)
%             21 = Output supermaster  (only for d1, d6, d8)
%             31 = Input/output supermaster  (only for d1, d6, d8)
%
% Node   d1(f)  d2(f)  d3(f)  d4(f)  d5(f)  d6(t)  d7(t) d8(a) d9(a)
% t1      X     X     0     0     0     X     0    X    0
% t2      X     X     X     X     0     X     0    X    X
```

```
% t3      X     X     X     X     X     X     X     X     X
%
STATUS=[
  1   0   2   0   0   0  11   0  11   0;
  2   2   2   0   0   0   1   0   1   0;
  3  21   2   0   0   0  21   0  21   0;
  4   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
  5   2   2   0   0   0   1   0   1   0;
  6   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
  7   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
  8  21   2   0   0   0  21   0  21   0;
  9   1   2   0   0   0   1   0   1   0;
 10   2   2   0   0   0   1   0   1   0;
 11   0   2   0   0   0  11   0  11   0;
];
%
% End of file
```

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Parlak 1985 yılında Kayseri'de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Kayseri'de tamamladı. 2000 yılında Talas Fatma Kemal Timuçin Anadolu Lisesini kazandı. 2004'de kazandığı Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2008 yılında mezun oldu. Aynı yıl Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mekatronik Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisansa başladı. Siterm Isı Sistemleri'nde makine mühendisi olarak görevini ifa etmektedir.