
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

AÇISAL TEMASLI RULMANLARDA MONTAJ HATALARININ TİTREŞİMLERE ETKİSİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Kerem ATEŞ

DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARALIK 2019

Kerem ATEŞ tarafından hazırlanan "AÇISAL TEMASLI RULMANLARDA MONTAJ HATALARININ TİTREŞİMLERE ETKİSİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Mehmet EROĞLU

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. .....

Başkan: Prof. Dr. Nizami AKTÜRK

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. .....

Üye: Prof. Dr. Sadettin ORHAN

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. .....

Üye: Doç. Dr. Arif ANKARALI

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. .....

Üye: Doç. Dr. Tunç APATAY

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. .....

Tez Savunma Tarihi: 11/12/2019

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

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

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

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

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

Kerem ATEŞ

11/12/2019

AÇISAL TEMASLI RULMANLARDA MONTAJ HATALARININ TİTREŞİMLERE ETKİSİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

(Doktora Tezi)

Kerem ATEŞ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2019

ÖZET

Rulmanların ve rulmanların kullanıldığı sistemlerin arızalanmasındaki en önemli nedenlerden biri montaj hatalarıdır ve bu hataların erken tespiti sistemin arızalanmasını önleyecektir. Bu hataların tespitinde kullanılan yöntemlerden biri de titreşim analizidir. Bu tezde açısal temaslı rulmanlarda montaj hatalarının titreşime etkisi hem teorik hem de deneysel olarak incelenmiştir. Tezin teorik kısmında, rulmanları dinamik olarak modelleyebilmek için, rulmanı oluşturan iç bilezik ve dış bilezik arasında hareket eden bilyeler, kütlesiz ve doğrusal olmayan yaylar olarak kabul edilmiştir. Rulman şaft sistemi 5 serbestlik dereceli olarak modellenmiş ve hareket eşitlikleri elde edilmiştir. Hareket eşitlikleri kullanılarak farklı ön yükleme, farklı dönme hızı, farklı eksen kaçıklığı, farklı şaft ağırlığı ve bunların kombinasyonları durumları analiz edilmiştir. Elde edilen teorik sonuçlar hem zaman hem de frekans bölgelerinde çizdirilmiş ve sonuçlar karşılaştırmalı olarak irdelenmiştir. Tezin ikinci aşamasında, teorik sonuçları doğrulamak için bir deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu deney düzeneği teorik olarak çalışılan senaryoları büyük ölçüde gerçekleştirebilecek kabiliyettedir. Deney düzeneği ile farklı eksen kaçıklığı durumları farklı ön yükleme ve farklı dönme hızlarında çalışılmış ve rulmanların takıldığı yataklardan titreşim verileri toplanmıştır. Bu verilerde gürültü çok fazla olduğundan verilere zarf analizi yapılmış, ardından veriler hem zaman hem de frekans bölgelerinde incelenmiş ve sonuçlar birbirleriyle kıyaslanmıştır. Aynı kıyaslama teorik veriler ile deneysel veriler arasında da yapılmıştır. Sonuç olarak teorik olarak elde edilen verilerin, deneysel olarak elde edilen veriler ile büyük oranda uyumlu olduğu tespit edilmiş fakat deney düzeneğindeki bazı kusurlardan dolayı teorik ve deneysel çalışmalar arasında bazı küçük sapmaların oluştuğu gözlemlenmiştir.

Bilim Kodu	:	91422
Anahtar Kelimeler	:	Açısal Temaslı Rulman, Titreşim, Montaj Hataları
Sayfa Adedi	:	177
Danışman	:	Prof. Dr. Mehmet EROĞLU

THEORITICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATON OF ANGULAR CONTACT BALL BEARING VIBRATIONS WITH MOUNTING ERRORS

(Ph. D. Thesis)

Kerem ATEŞ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2019

ABSTRACT

One of the main reason of ball bearings failure and ball bearings used systems failure is mounting errors and early diagnosis of these errors prevents the system failure. One of the diagnosis type to detect these failures is vibration analysis. In that thesis effects of the mounting errors to the vibrations are theoretically and experimentally investigated. In the theoretical part, in order to identify the ball bearings dynamically, balls which are rotating between inner ring and outer ring assumed as massless and nonlinear springs. Bearing shaft system is modeled as 5 DOF and equations of motions are obtained. By means of these equations different preloadings, different shaft speeds, different misalignments, different shaft weights and their combinations has been analyzed. All theoretical results are drawn in time domain and frequency domain and these graphs are compared with each other. In the second part of the thesis, in order to verify the theoretical results an experiment device is designed and produced. That device is capable of performing many scenarios which are mentioned in the theoretical part. With that device, different misalignment scenarios are performed with various preloads and various shaft speeds and through the data acquisition system, vibration datas are collected from the bearing locations. These datas contains too much noise so that envelope analysis applied to that datas to get rid of noise then obtained new datas are investigated in time domain and frequency domain and the results are compared with each other and with theoretical results. In conclusion, it is realized that experimental datas and theoretical datas fit each other in general but due to the some imperfections of the experiment device, some small deviations took place.

Science Code : 91422
Key Words : Angular Contact Ball Bearings, Vibration, Mounting Errors
Page Number : 177
Supervisor : Prof. Dr. Mehmet EROĞLU

TEŞEKKÜR

Prof. Dr. Mehmet EROĞLU'na tezin bu aşamaya gelmesindeki katkısı, akademik olarak bana donanım kazandırdığı ve bana hayata daha farklı pencerelerden bakmamı fark ettirdiği için,

Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY'a kendisine ihtiyacım olduğu her zaman daima bana yardım elini uzattığı ve beni rulmanların ve titreşimin büyülü dünyasına soktuğu ve eksik yönlerimin tamamlanmasında bana sabırla yol gösterdiği için,

Prof. Dr. Nizami AKTÜRK ve Prof. Dr. Sadettin ORHAN'a tez izleme komitelerinde bana kattıkları öğretici yorumlar için,

Anıl ÖZTÜRK'e eşsiz yazılım bilgisi ile tezimin sonuçlanmasına hız kazandırdığı için,

Bilal MEYDAN ve Necati YAVUZ'a deney düzeneğini tasarlarken ve üretirken sağladıkları katkı için,

İlker USTA ve Gökhan YILMAZ'a tezimin deneysel aşamasındaki katkıları için,

Babam Zeki ATEŞ ve rahmetli annem Sabite ATEŞ'e bana hayatın zorluklarının üstesinden gelebilmek için gösterdikleri yol ve büyük bir özveri ile beni faydalı bir birey olabilmek yönünde teşvik ettikleri için,

Ayrıca burada adını sayamadığım birçok arkadaşlarıma ve aileme tezimin bitmesinde bana sağladıkları yardımlar için,

Teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ x

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xi

RESİMLERİN LİSTESİ xxi

SİMGELER VE KISALTMALAR xxii

1. GİRİŞ 1

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR 5

2.1. Rulman Hatalarının Tespiti Konusunda Yapılan Çalışmalar 6

2.2. Zarf Analiz Yöntemi ile Titreşim Sinyallerinin Analizi 14

2.3. Şaft Montajında Eksenel Kaçıklık Hatası Üzerine Yapılan Çalışmalar 16

3. RULMANLARIN DİNAMİK ANALİZİ 19

3.1. Rulmanların Geometrik Özellikleri 19

3.2. Bilye ile Bilezik Teması 22

3.2.1. Temas katılığı 26

3.2.2. Ön yükleme 27

3.2.3. Ezilme analizi 29

3.2.4. Toplam temas kuvvetinin hesaplanması 33

3.3. Rulman Kinematiği 35

3.4. Bilye Geçiş Frekansı 38

3.5. Hata Frekansları 39

4. RULMAN ŞAFT SİSTEMİ 41

Sayfa

4.1. Yapılan Kabuller ve Hareket Eşitlikleri 41

5. DENEYSEL ÇALIŞMA 45

5.1. Deney Düzeneğinin Genel Anlatımı 46

5.2. Deneysel Çalışma Yöntemi 50

6. TEORİK BULGULAR 53

6.1. Senaryo 1 Bulguları 58

6.2. Senaryo 2 Bulguları 60

6.3. Senaryo 3 Bulguları 63

6.4. Senaryo 4 Bulguları 64

6.5. Senaryo 5 Bulguları 66

6.6. Senaryo 6 Bulguları 67

6.7. Senaryo 7 Bulguları 69

6.8. Senaryo 8 Bulguları 71

6.9. Senaryo 9 Bulguları 73

6.10. Senaryo 10 Bulguları 76

6.11. Senaryo 11 Bulguları 79

6.12. Senaryo 12 Bulguları 81

6.13. Senaryo 13 Bulguları 82

6.14. Senaryo 14 Bulguları 83

6.15. Senaryo 15 Bulguları 85

6.16. Senaryo 16 Bulguları 86

6.17. Senaryo 17 Bulguları 87

7. DENEYSEL ÇALIŞMA 89

7.1. Zarf Analizi ve Verilerin Filtrelenmesi 89

7.2. Senaryo 1, Senaryo 2 ve Senaryo 3 Deneylerine Ait Bulgular 93

7.3. Senaryo 4, Senaryo 5, Senaryo 6 ve Senaryo 7 Deneylerine Ait Bulgular 101

Sayfa

7.4. Senaryo 8, Senaryo 9, Senaryo 10 ve Senaryo 11 Deneylerine Ait Bulgular 113
7.5. Senaryo 12, Senaryo 13 ve Senaryo 14 Deneylerine Ait Bulgular 125
7.6. Senaryo 15 Deneyine Ait Bulgular 134
7.7. Senaryo 16 Deneyine Ait Bulgular 138
7.8. Senaryo 17 Deneyine Ait Bulgular 141
8. SONUÇ VE ÖNERİLER 145
8.1. Teorik Çalışma Yorumları 146
8.2. Deneysel Çalışma Yorumları 150
8.3. Deneysel ve Teorik Çalışmanın Karşılaştırılması 156
8.4. Sonra Yapılacak Çalışmalar İçin Öneriler 158
KAYNAKLAR 161
EKLER 169
EK-1. Hertz teması parametreleri 170
EK-2. 7206 Açısal temaslı rulman kritik frekans değerleri 172
EK-3. Deney düzeneğinin bazı fotoğrafları 173
EK-4. Deneysel çalışmada kullanılan ivmeölçer seti 175
ÖZGEÇMİŞ 177

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 5.1. Deneysel çalışma senaryoları 51

Çizelge 6.1. 7206 açısal temaslı rulmanın ölçüleri 55

Çizelge 6.2. Deney düzeneğinde kullanılan şaftın özellikleri..... 55

Çizelge 6.3. Teorik olarak gerçekleştirilen senaryoların listesi 56

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 1.1. Açısal temaslı rulman 2

Şekil 3.1. Bilyeli rulman kesit görünümü 20

Şekil 3.2. Bilezikler ile yuvarlanma elemanı teması 21

Şekil 3.3. Katı cisimlerin teması 23

Şekil 3.4. Açısal temaslı rulmanda rulman bilezikleri ile bilyenin teması 24

Şekil 3.5. Ön yükleme uygulanmış açısal temaslı rulman 28

Şekil 3.6. Yüksüz durumda açısal temaslı rulmandaki yuvarlanma yolu eğrilikleri 29

Şekil 3.7. Eş merkezli ön yükleme sonrası yuvarlanma yolu eğrilikleri 30

Şekil 3.8. İç bilezikteki 3 boyutlu hareket sonrası yuvarlanma yolu eğrilikleri 31

Şekil 3.9. Şaftın iki dönme eksenindeki hareketi sonucu iç bilezik pozisyonu 32

Şekil 3.10. Rulman elastik modeli 33

Şekil 3.11. Rulman eksen takımları 34

Şekil 3.12. Rulman iç hızları 36

Şekil 3.13. Herhangi bir anda rulman yüklenme geometrisi 38

Şekil 4.1. Şaft rulman sisteminde oluşan kuvvetler 42

Şekil 4.2. Şaft merkezinin hareketinden kaynaklanan hızların vektörel gösterimi 42

Şekil 4.3. Yuvarlanma açıları ve eksen takımları 43

Şekil 5.1. Deney düzeneği şematik kesiti 46

Şekil 6.1. Açısal temaslı bir rulmanın ölçüleri 53

Şekil 6.2. x ekseni yönündeki şaft titreşimlerinin zamana bağlı grafiği ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=0; nb=13; 2800 d/d) 58

Şekil 6.3. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=0; n_b=13) 58

Şekil 6.4. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=0; n_b=13) 59

Şekil 6.5. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=0; n_b=13) 59

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.6. x ekseni yönündeki şaft titreşimlerinin zamana bağlı grafiği ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=5,6; nb=13; 2800 d/d) 60

Şekil 6.7. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=5,6; n_b=13) 61

Şekil 6.8. @2000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=5,6; n_b=13) 61

Şekil 6.9. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=5,6; n_b=13) 62

Şekil 6.10. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=5,6; n_b=13) 62

Şekil 6.11. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=2,9; n_b=13) 63

Şekil 6.12. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=2,9; n_b=13) 64

Şekil 6.13. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=2,9; n_b=13) 64

Şekil 6.14. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,001; EK=0; n_b=13) ... 65

Şekil 6.15. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,001; EK=0; n_b=13) 65

Şekil 6.16. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,001; EK=5,6; n_b=13) 66

Şekil 6.17. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,001; EK=5,6; n_b=13) 67

Şekil 6.18. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,003; EK=0; n_b=13) 68

Şekil 6.19. @1600 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,003; EK=0; n_b=13) 68

Şekil 6.20. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,003; EK=0; n_b=13) 69

Şekil 6.21. @1600 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,003; EK=0; n_b=13) 69

Şekil 6.22. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0055; EK=0; n_b=13) 70

Şekil 6.23. @1600 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0055; EK=0; n_b=13) 70

Şekil 6.24. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0055; EK=0; n_b=13) 71

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.25. @1600 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0055; EK=0; n_b=13)..... 71

Şekil 6.26. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,009; EK=0; n_b=13)..... 72

Şekil 6.27. @1600 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,009; EK=0; n_b=13)..... 72

Şekil 6.28. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,009; EK=0; n_b=13)..... 72

Şekil 6.29. @1600 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,009; EK=0; n_b=13)..... 73

Şekil 6.30. @5000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)..... 74

Şekil 6.31. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)..... 74

Şekil 6.32. @1000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)..... 74

Şekil 6.33. @5000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)..... 75

Şekil 6.34. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)..... 75

Şekil 6.35. @1000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)..... 75

Şekil 6.36. @5000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)..... 77

Şekil 6.37. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)..... 77

Şekil 6.38. @1000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)..... 77

Şekil 6.39. @5000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)..... 78

Şekil 6.40. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)..... 78

Şekil 6.41. @1000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)..... 78

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.42. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)..... 79

Şekil 6.43. @5000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=13)..... 80

Şekil 6.44. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=13)..... 80

Şekil 6.45. @5000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=13)..... 80

Şekil 6.46. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=13)..... 81

Şekil 6.47. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=5)... 82

Şekil 6.48. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=5)... 82

Şekil 6.49. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=8)... 83

Şekil 6. 50. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=8) 83

Şekil 6.51. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=13) 84

Şekil 6.52. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=13) 84

Şekil 6.53. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=5)..... 85

Şekil 6.54. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=5)..... 85

Şekil 6.55. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=8)..... 86

Şekil 6.56. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=8)..... 87

Şekil 6.57. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=13)..... 87

Şekil 6.58. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=13)..... 88

Şekil 7.1. Zaman bölgesindeki sinyal ve sinyalin modüle edilmiş hali 90

Şekil 7.2. Ham sinyalin frekans spektrumu 91

Şekil 7.3. Zarf işlemine tabi tutulmuş veriler 91

Şekil 7.4. Zarf işlemine tabi tutulmuş verilerin spektrumu 92

Şekil 7.5. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=150 N; M=0; EK=0)..... 93

Şekil **Sayfa**

Şekil 7.6. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=150 N; M=0; EK=0)..... 93

Şekil 7.7. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=0) 94

Şekil 7.8. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=0) 94

Şekil 7.9. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=0) 95

Şekil 7.10. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=0) 95

Şekil 7.11. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0; EK=0)..... 96

Şekil 7.12. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0; EK=0)..... 96

Şekil 7.13. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=0) 97

Şekil 7.14. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=0) 97

Şekil 7.15. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=0) 98

Şekil 7.16. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=0) 98

Şekil 7.17. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=0)..... 99

Şekil 7.18. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=0)..... 99

Şekil 7.19. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0) 99

Şekil 7.20. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0) 100

Şekil 7.21. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0) 100

Şekil 7.22. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0) 100

Şekil 7.23. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=150 N; M=0; EK=5,6)..... 101

Şekil 7.24. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=150 N; M=0; EK=5,6)..... 102

Şekil **Sayfa**

Şekil 7.25. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=5,6) 102

Şekil 7.26. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=5,6) 103

Şekil 7.27. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=5,6) 103

Şekil 7.28. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=5,6) 103

Şekil 7.29. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0; EK=5,6)..... 104

Şekil 7.30. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0; EK=5,6)..... 104

Şekil 7.31. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=5,6) 105

Şekil 7.32. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=5,6) 105

Şekil 7.33. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=5,6) 106

Şekil 7.34. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=5,6) 106

Şekil 7.35. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=5,6)..... 107

Şekil 7.36. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=5,6)..... 107

Şekil 7.37. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=5,6) 108

Şekil 7.38. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=5,6) 108

Şekil 7.39. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=5,6) 109

Şekil 7.40. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=5,6) 109

Şekil 7.41. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=300 N; M=0; EK=2,9)..... 111

Şekil 7.42. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=300 N; M=0; EK=2,9)..... 111

Şekil 7.43. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=300 N; M=0; EK=2,9) 112

Şekil **Sayfa**

Şekil 7.44. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=300 N; M=0; EK=2,9) 112

Şekil 7.45. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=300 N; M=0; EK=2,9) 112

Şekil 7.46. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=300 N; M=0; EK=2,9) 113

Şekil 7.47. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=100 N; M=0,001; EK=0)..... 114

Şekil 7.48. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=100 N; M=0,001; EK=0)..... 114

Şekil 7.49. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=0) 114

Şekil 7.50. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=0) 115

Şekil 7.51. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=0) 115

Şekil 7.52. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=0) 115

Şekil 7.53. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,001; EK=0)..... 116

Şekil 7.54. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,001; EK=0)..... 116

Şekil 7.55. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=0) 117

Şekil 7.56. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=0) 117

Şekil 7.57. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=0) 118

Şekil 7.58. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=0) 118

Şekil 7.59. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0,001; EK=0)..... 119

Şekil 7.60. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0,001; EK=0)..... 119

Şekil 7.61. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=0) 120

Şekil 7.62. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=0) 120

Şekil **Sayfa**

Şekil 7.63. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=0) 121

Şekil 7.64. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=0) 121

Şekil 7.65. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm) 122

Şekil 7.66. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm) 123

Şekil 7.67. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm) 123

Şekil 7.68. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm) 124

Şekil 7.69. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm) 124

Şekil 7.70. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm) 124

Şekil 7.71. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=100 N; M=0,001; EK=5,6)..... 125

Şekil 7.72. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=100 N; M=0,001; EK=5,6)..... 126

Şekil 7.73. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=5,6) 126

Şekil 7.74. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=5,6) 127

Şekil 7.75. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=5,6) 127

Şekil 7.76. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=5,6) 127

Şekil 7.77. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,001; EK=5,6)..... 129

Şekil 7.78. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,001; EK=5,6)..... 129

Şekil 7.79. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=5,6) 130

Şekil 7.80. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=5,6) 130

Şekil **Sayfa**

Şekil 7.81. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=5,6) 130

Şekil 7.82. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=5,6) 131

Şekil 7.83. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0,001; EK=5,6)..... 132

Şekil 7.84. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0,001; EK=5,6)..... 132

Şekil 7.85. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=5,6) 133

Şekil 7.86. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=5,6) 133

Şekil 7.87. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=5,6) 133

Şekil 7.88. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=5,6) 134

Şekil 7.89. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,003; EK=0)..... 135

Şekil 7.90. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,003; EK=0)..... 135

Şekil 7.91. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,003; EK=0) 136

Şekil 7.92. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,003; EK=0) 136

Şekil 7.93. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,003; EK=0) 136

Şekil 7.94. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,003; EK=0) 137

Şekil 7.95. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,0055; EK=0)..... 138

Şekil 7.96. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,0055; EK=0)..... 139

Şekil 7.97. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,0055; EK=0) 139

Şekil 7.98. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,0055; EK=0) 140

Şekil 7.99. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,0055; EK=0) 140

Şekil **Sayfa**

Şekil 7.100. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,0055; EK=0) 140

Şekil 7.101. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,009; EK=0)..... 141

Şekil 7.102. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,009; EK=0)..... 142

Şekil 7.103. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,009; EK=0) 142

Şekil 7.104. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,009; EK=0) 142

Şekil 7.105. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,009; EK=0) 143

Şekil 7.106. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,009; EK=0) 143

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 5.1. Deney düzeneğinin görünüşü 45

Resim 5.2. Deney düzeneğinde ön yükleme miktarını ölçen yük hücresi 47

Resim 5.3. Deney düzeneği PLC sisteminin dokunmatik komut giriş ekranı 47

Resim 5.4. Deney düzeneği ile 9 mm eksen kaçıklığı çalışması 49

Resim 5.5. Deney düzeneğinde kullanılan 7206 açısal temaslı rulman..... 50

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
a	Dış kuvvet ile sol rulman arasındaki mesafe, m
a_1	Sol rulman ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe, m
$\mathbf{a}$	Eliptik temas alanı büyük yarıçapı, m
$\mathbf{a}^*$	Boyutsuz temas alanı büyük yarıçap
A	Yuvarlanma yolu merkezleri arasındaki mesafe, m
b_1	Sağ rulman ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe, m
$\mathbf{b}$	Rulman genişliği, m
b	Eliptik temas alanı küçük yarıçapı, m
$\mathbf{b}^*$	Boyutsuz temas alanı küçük yarıçap
B	Toplam rulman eğriliği
d_b	Bilye çapı, m
d_i	İç bilezik yuvarlanma çapı, m
d_m	Ortalama çap, m
d_o	Dış bilezik yuvarlanma çapı, m
D_i	Rulman iç çapı, m
D_o	Rulman dış çapı, m
E	İkincil tip tam eliptik integral
E	Elastisite modülü, N/m^2
E^*	Eşdeğer elastisite modülü, N/m^2
F	Birincil tip tam eliptik integral
F	Bilezikler ve bilye arasındaki toplam temas kuvveti, N
Fs	Şaft frekansı

Simgeler	Açıklamalar
$F(\rho)$	Eğrilik farkı, 1/m
f_i	İç bilezik bilye uyumluluğu
f_o	Dış bilezik bilye uyumluluğu
γ	$(d_b Cos\alpha)/d_m$ ile ifade edilen değer.
g	Yerçekimi ivmesi, m/s^2
I	Kütle atalet momenti, $kg.m^2$
k	Temas elastikiyet katsayısı, $N/m^{3/2}$
K_b	Bilye-bilezik temas elastikiyet katsayısı, $N/m^{3/2}$
K_i	İç bilezik-bilye temas elastikiyet katsayısı, $N/m^{3/2}$
K_o	Dış bilezik-bilye temas elastikiyet katsayısı, $N/m^{3/2}$
M	Şaft kütlesi, kg
n_b	Bilye sayısı
n_i	İç bilezik hızı, d/d
n_o	Dış bilezik hızı, d/d
P_d	Rulman çapsal boşluk, m
$P_{öy}$	Ön yükleme kuvveti, N
Q	Şafta uygulanan dış kuvvet, N
r	Yarıçap, m
r_{gi}	İç bilezik eğrilik yarıçapı, m
r_{go}	Dış bilezik eğrilik yarıçapı, m
s	saniye
t	Zaman, s
V	Hız, m/s
V_c	Kafes hızı, m/s
V_i	İç bilezik yuvarlanma yolu hızı, m/s
V_m	Bilye merkezi hızı, m/s

Simgeler	Açıklamalar
V_o	Dış bilezik yuvarlanma yolu hızı, m/s
W	Temas kuvveti, N
Z	Yuvarlanma elemanı sayısı
z_0	Ön yükleme sonrası eksenel yer değiştirme, m
α	Temas açısı, rad
α_0	Yüksüz temas açısı, rad
α_i	$i.$ bilye anlık temas açısı, rad
α_p	Ön yüklemeli temas açısı, rad
γ	Komşu iki bilye arasındaki merkez açı, rad
δ	Temas ezilmesi, m
δ^*	Boyutsuz temas ezilmesi
δ_i	İç bilezik-bilye temas ezilmesi, m
δ_i'	$i.$ bilye anlık temas ezilmesi, m
δ_o	Dış bilezik-bilye temas ezilmesi, m
δ_r	Radyal temas ezilmesi, m
δ_0	Ön yüklemedeki temas ezilmesi, m
θ	Bilyelerin açısal konumu, rad
κ	Eliptik eksantriklik parametresi
υ	Poisson oranı
ν	Poison oranı
ρ	Eğrilik, 1/m
$\Sigma\rho$	Eğrilik toplamı, 1/m
$\Re_i$	İç bilezik yuvarlanma yolu eğrilik yarıçapı, m
$\Re_o$	Dış bilezik yuvarlanma yolu eğrilik yarıçapı, m
ϑ	Sabit ve hareketli eksen arasındaki açı rad
ϕ	Şaftın y eksenine göre yuvarlanma açısı, rad

Simgeler	Açıklamalar
ψ	Şaftın x eksenine göre yuvarlanma açısı, rad
ω	Şaft açısal hızı, rad/s
ω_b	Bilyenin kendi ekseni etrafındaki açısal hızı, rad/s
ω_c	Kafes açısal hızı, rad/s
ω_i	İç bileziğin açısal hızı, rad/s
ω_o	Dış bileziğin açısal hızı, rad/s
M	Eksenler arasındaki kaçıklık miktarı, m
x, y, z	Sabit koordinat eksenleri
X, Y, Z	Şaft üzerindeki ve referans bilye üzerindeki koordinatlar

Kısaltmalar	Açıklamalar
ADD	Ayrık dalgacık dönüşümü
BF	Bilye Frekansı
BGF	Bilye geçiş frekansı
BGT	Bilye geçiş titreşimleri
DBHF	Dış bilezik hata frekansı
DF	Doğal frekans
EK	Ek kütle, kg
GA	Genetik algoritma
HFD	Hızlı Fourier dönüşümü
HFRT	Yüksek frekans rezonans tekniği
İBBGF	İç bilezik bilye geçiş frekansı
İBHF	İç bilezik hata frekansı
KF	Kafes frekansı
KOK	Karelerin ortalamasının karekökü
PLC	Programlanabilir mantıksal denetleyici
SDD	Sürekli dalgacık dönüşümü
YSA	Yapay sinir ağı

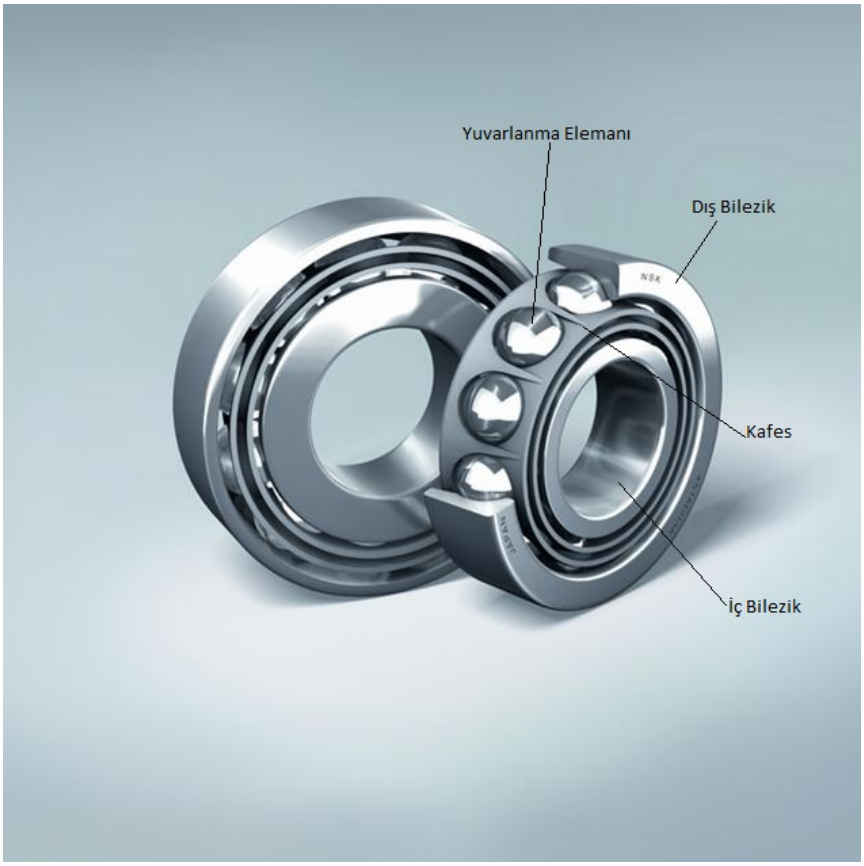
1. GİRİŞ

Rulmanlar dönme hareketi yapan hemen hemen her makinenin içerisinde yer alan bir makine parçasıdır. Birbirine göre bağıl dönme hareketi yapan iki makine elemanının arasındaki sürtünmeyi azaltarak desteklerler ve yük aktarımı sağlarlar. Rulman şaft sisteminde hareket kayarak değil yuvarlanarak iletildiğinden sistemde oluşan sürtünme çok az olmakta ve enerji daha az harcanmaktadır.

Boyut ve tip bakımından çok fazla rulman çeşidi vardır. Rulmanlardan yüksek verim almak için doğru rulmanın seçilmesi gerekir. Birçok rulman arasından, çeşit ve ölçü bakımından en doğru rulmanı seçebilmek optimum makine tasarımı için oldukça önemlidir.

Bu tezde kullanılan açısal temaslı rulmanlar, radyal, eksenel ve moment yüklerini taşıyabilecek biçimde tasarlanırlar. Yuvarlanma elemanı olarak küresel bilyeler kullanılmaktadır. Açısal temaslı rulmanlardaki en önemli tasarım parametrelerinden biri temas açısıdır. Temas açısı dış bilezik, bilye, iç bilezik temas noktalarından geçen doğrunun dikey eksen ile yaptığı açı olarak tarif edilir. Kullanımda çok kritik olan bu açının istenen değerler arasında kalabilmesi için açısal temaslı rulmanlar belirli bir ön yükleme ile çalıştırılmalıdırlar. Ön yükleme sonucu iki bilezik arasında kalan bilye ezileceğinden ön yüklemeden sonraki temas açısı, anma temas açısından farklı olacaktır. Bununla beraber rulmanın çalışması sırasında her bir bilye başına düşen yük devamlı değiştiğinden her bilyedeki temas açısı diğerlerinden farklıdır. Açısal temaslı rulmanlardaki ön yükleme, radyal yükleme durumu ve temas açısının değişimi; rulman performansını, sürtünmeyi, ömrü ve bilye katılığını önemli ölçüde etkilemektedir.

Bir açısal temaslı bir rulman, dış bilezik, iç bilezik, yuvarlanma elemanı, bilye ve kafesten oluşur. Bilyeler iç bilezik ile dış bilezik arasında konumlandırılmış ve kafes ile bilyeler arasındaki mesafenin sabit kalması sağlanmıştır. Örnek bir açısal temaslı rulman Şekil 1.1'de gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Açısal temaslı rulman [1]

Rulman kaynaklı arızaların başlangıç sebebi olarak, rulmanın üretiminden kaynaklı hatalar, rulmanı oluşturan parçalardaki yorulma dolayısı ile gerçekleşen malzeme kaybı, montaj yapılacak yerdeki işleme hataları, montaj hataları gibi faktörler sayılabilir. Bu tezde montaj kaynaklı hatalar üzerinde durulacak ve montaj hatalarının titreşimlere olan etkisi incelenecektir.

Günümüzde veri toplama sistemlerinde, analiz yapılan bilgisayarlarda, analiz yöntemlerinde pek çok gelişme olmuştur. Bir rulman şaft sisteminin karakteristik yapısını ve hata durumlarını analiz edebilmek için yukarıda bahsedilen yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemler ile elde edilen verilerin yorumlanabilmesi için ise rulmanların dinamik yapısının çok iyi bilinmesi gerekir. Çünkü arıza tipine göre rulman farklı dinamik davranışlar göstermektedir yani bir bakıma rulman, arızanın tipini ve arızanın nerede olduğunu tarif etmektedir.

Bu çalışmanın ilk aşamasında rulman şaft sisteminin dinamik modeli oluşturulmuş ve bu sistem 3 eksende öteleme ve 2 eksende dönme hareketi yapan 5 serbestlik dereceli bir model

ile tarif edilmiştir. Rulmanları bağlayan şaft, iç bilezik ve dış bilezik rijit kabul edilmiş, bilyeler ise kütlesiz yay olarak kabul edilmiştir. Bilyelerin dinamik özelliklerini bulabilmek için Hertz Temas Teorisi'nden yararlanılmış ve bu teori ışığında, yük altında ilk başta noktasal olan temas bölgesinin eliptik bir şekle dönüştüğü kabul edilmiş ve bilyelerin katılık sabitleri hesap edilmiştir. Hertz Temas Teorisi'nde anlatıldığı gibi sistem doğrusal olmayan bir sistemdir. Sistem dönel bir sistem olduğundan yapılan çalışmada, her bir bilyenin taşıdığı yük ve neticesinde ezilme miktarı zamanla değişecek şekilde hesaplama yapılmıştır. Dolayısı ile toplam katılığı devamlı değişen bir rulman şaft sistemi tanımlanmıştır.

Elde edilen 5 serbestlik dereceli sistemden çıkartılan doğrusal olmayan eşitlikleri çözebilmek için 7206 tipi açısal temaslı rulman verilerine göre yazılmış ve özellikle montaj hatalarını analiz edecek bilgisayar kodları geliştirilmiştir. Geliştirilen bu kodlar ile farklı ön yükleme, farklı dönme hızları, farklı çalışma süreleri, farklı eksen kaçıklığı durumları çözümlenebilmektedir.

Teorik çalışma sonuçlarını doğrulamak için bir deney düzeneği tasarlanmış ve üretilmiştir. Bu deney düzeneği ile bilgisayar programında simüle edilen farklı ön yükleme, farklı devir sayısı, farklı şaft ağırlıkları, farklı eksen kaçıklıkları durumları ve bunun yanı sıra rulmanların dönük montajı, bazı rulman şekil bozukluğu durumları test edilebilmektedir.

Tezin ikinci aşamasında teorik olarak gerçekleştirilen senaryolar mümkün olduğu kadar deneysel olarak da gerçekleştirilmiş ve bir veri toplama sistemi ile yataklar üzerinden titreşim verileri toplanmıştır. Elde edilen teorik ve deneysel veriler hem kendi içlerinde hem de birbirleri ile frekans bölgelerinde karşılaştırılmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Rulmanlar, endüstride birçok dönen sistemde kullanılmaktadır. Bu tür sistemlerin güvenilir şekilde çalışması, rulmanların performansına bağlıdır. Bu nedenle endüstride çeşitli teknikler kullanılarak rulmanların titreşimlerinin izlenmesi ve kontrol edilmesine büyük dikkat gösterilmektedir. Rulmanlar esas olarak, Hertz kuvvet-deformasyon ilişkisi, değişken uyumluluk, iç boşluklar ve kusurlar (bölgesel ve yayılı) gibi sebeplerden dolayı titreşim üretirler. Bu nedenle şaft-rulman sistemlerinin titreşimi üzerine yapılan çalışmalar, titreşimi oluşturan çeşitli kaynakların etkilerini öngörebilmek için önemlidir. Bu çalışmalar, sistemin titreşimini kontrol altında tutmak için sistemi izlemeye ek olarak rulmanların tasarımının iyileştirilmesi için de girdi sağlamaktadırlar. Literatürde, bazı araştırmacıların yukarıda belirtilen titreşim üreten kaynakların tekli veya kombinasyonlarını dikkate alarak şaft-rulman sistemlerinin dinamik özelliklerini incelemek için çeşitli doğrusal olmayan modeller sundukları görülmüştür [2].

Açısal temaslı rulmanlarda küresel yuvarlanma elemanları kullanılmaktadır. Bu yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasındaki temas yüksüz durumda noktasal olarak oluşmaktadır ve sisteme yük verildikçe yük altında oluşan ezilmeden dolayı bu temas, eliptik bir hal almaktadır. Açısal temaslı rulmanda oluşan bu temasa Hertz tipi temas adı verilir ve yük ile yuvarlanma elemanı ezilmesi arasındaki ilişki doğrusal değildir. Dolayısıyla açısal temaslı rulmanların dinamik davranışı da doğrusal değildir [3].

Rulman titreşimlerini oluşturan başlıca nedenler; rulmanların imalatından kaynaklanan pürüzlülük, dairesellik ve form hataları ile imalat sonrası yapılan montaj hataları olarak iki gruba ayrılabilir. Rulman imalatı sonrasında yatağın imalat kaynaklı olarak dairesellikten sapması, montaj esnasında rulmana ön yüklemenin yanlış yapılması, farklı ağırlıklarda şaftların kullanılması ve rulmanın yatakladığı şaftın ekseninde kaçıklık olması gibi etkenler, imalat sonrası titreşime neden olan parametreler olarak dikkate alınabilir. Rulman bileziklerinin imalatında dairesellik hatası oluşabileceği gibi rulman yataklarında dairesellik hatasının bulunması ya da rulmanların yatağa montajının düzgün yapılamaması da dairesellik hatası kaynaklı titreşimlerin oluşmasına neden olabilir. Montajı yapılan açısal temaslı rulmanlara uygulanan ön yüklemenin miktarı ve uygulandığı yüzeydeki dağılımı da titreşimlerin oluşumunda önemli bir etkendir. Rulmanın yatakladığı şaftın eksenindeki kaçıklık yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasındaki temas kuvvetlerini etkileyeceğinden

rulman titreşimlerine ve rulman ömrüne etki eder. Rulmanlara etkiyen bileşke yükler, yuvarlanma elemanlarıyla bilezikler arasında temas kuvvetlerindeki değişime ve sürtünmelere bağlı olarak önce rulman elemanlarında hasarlara daha sonra da hasarların neden olacağı titreşimlere ve bozulmalara neden olacaktır [4, 5].

2.1. Rulman Hatalarının Tespiti Konusunda Yapılan Çalışmalar

Rulman hatalarının erken teşhis edilmesi, bakım-onarım faaliyetlerinin planlanması açısından önemlidir. Rulmanlarda hata, ilk oluşum aşamasında oldukça küçük değişimler oluşturacağından yüksek frekans bileşenlerine sahip titreşimler meydana gelir [6]. Titreşim sinyalindeki yüksek frekans bölgesinin incelenmesi rulmandaki hatanın erken teşhis edilmesinde kullanılan bir metottur [7]. Fakat yüksek frekans bölgesinde çalışmak gürültü ve çözünürlük gibi nedenlerden dolayı oldukça karmaşıktır [8]. Karmaşık sinyaller içerisinde periyodik bileşenleri bulmak için titreşim sinyallerinin her bir şaft devrindeki ortalamasının alındığı "zaman bölgesi ortalaması" tekniği kullanılabilir.

Hata oluşum aşamalarının bilinmesi ve rulmandaki hatanın tam olarak ne zaman rulmanı kullanılamayacak duruma getireceğini belirlemek maliyet açısından da önemlidir. Zaman ilerledikçe rulmandaki hataların da ilerlediği ve titreşim seviyelerinin buna bağlı olarak değiştiği bilinmektedir. Bu değişim izlenerek rulman ömrü konusunda bir kestirimde bulunulabilir [3].

Rulman hatalarının tespitinde kullanılan metotlar, titreşim ve akustik ölçümleri, sıcaklık ölçümleri, kirlilik ve aşınma analizi olarak sınıflandırılabilir. Bunların içerisinde titreşim ölçümleri en yaygın kullanılan metottur. Rulmanlarda titreşim ölçümlerinde rulman hatalarını bulmak için zaman ve frekans bölgesi analizleri, shock pulse metodu, ses basıncı ve ses yoğunluğu teknikleri ile akustik emisyon metodu gibi çeşitli yöntemlere başvurulabilir [9-11].

Bazı araştırmacılar, shock pulse metodu ile düşük hızlardaki hasarların etkili olarak tespit edilemediğini belirtmişlerdir [12-15]. Bunun yanında, kâğıt imalat hattında düşük hızlarda çalışan bilyeli rulmanlarda shock pulse metodunun etkili bir metot olduğu da öne sürülmüştür [16].

Birçok araştırmacı rulman hasarlarının tespitinde spektral analiz metotlarıyla başarılı sonuçlar elde etmiştir. Genel olarak hasarlar; rulman elemanlarının karakteristik frekanslarında, düşük frekans bantlarında (0 – 5 kHz) spektral genliklerin değişimi olarak tespit edilmiştir [14].

Rulman hatalarından kaynaklanan titreşimler, rulmanı oluşturan elemanların sahip olduğu karakteristik frekanslarda ortaya çıkmaktadır. Bu frekanslarda beliren genlikler, zaman ve frekans bölgesinde çeşitli metotlar kullanılarak ve analiz edilerek değerlendirilir. Rulmanlardan kaynaklanan makine arızalarının, titreşim verilerinin elde edilmesi ve analizinin yapılması yoluyla tespit edilebilmesi için sensör ve veri toplama kartından oluşan bir veri toplama sistemine, bu verilerin analizinin yapılabilmesi için de buna uygun bir veya daha fazla analiz metoduna ve bu metotları kullanarak verilerin analizinin yapılabileceği ve sonuçlarının değerlendirilebileceği donanıma ihtiyaç duyulur [17, 18].

Deneysel çalışma yapmak isteyen bir çok araştırmacı ya da imalatçı kendi deney düzeneğini oluşturmuş ve şaft-rulman titreşimlerini incelemek için kendi yöntemini belirlemiştir. Bu nedenle bir araştırmacı için kabul edilebilir olan bir yöntem diğeri için gereksiz olabilir. Bu durum, uygulanabilecek deney metotlarının sayısını artırmıştır [19]. Deneysel çalışmalarda deney düzeneğinin kurulması ve sonuçların alınması problemin sadece bir kısmıdır. Diğeri ise verilerin toplanması ve analizidir. Eğer verilerin değerlendirmesi doğru bir şekilde yapılmazsa elde edilen sonuçlar yanıltıcı olabilir [20].

Yapılan bazı çalışmalarda ise yuvarlanma elemanı, iç bilezik ve dış bilezik dalgalılığı nedeniyle oluşan titreşimler ön yükleme yapılarak çalıştırılan rulmanlarda incelenmiş, frekans spektrum değişimlerinin dalgalılık mertebesiyle değişimi teorik ve deneysel olarak ayrı ayrı ortaya koyulmuştur [21, 22].

Çok serbestlik dereceli rulman modelinin araştırıldığı çalışmalarda, yuvarlanma yollarında oluşan ve ilerleyen hataların titreşime etkisi; şaft kütlesi, iç bilezik ve dış bilezik yuvarlanma yolları, rulman yatağı ve doğrusal katılık parametreleri de modele dahil edilerek hesaplanmıştır [23, 24].

Rulmanlardaki hataların titreşim gözlemleme metoduyla tespitine yönelik şimdiye kadar yapılan çalışmalar incelendiğinde, dağınık kusurlara (dalgalılık, düzgünsüzlük, pürüzlülük,

eksen kaçıklığı, radyal kaçıklık, dengesizlik vb.) yönelik çalışmalar, bölgesel kusurlara kıyasla daha fazladır. Bölgesel kusurları inceleyen araştırmacıların çoğu deneysel bir inceleme yapmışlar, bazı araştırmacılar ise kusurlar için model oluşturmuş ve bu modelden buldukları sonuçları deney sonuçları ile kıyaslama yoluna girmişlerdir. Fakat araştırmalarında bilyelerin titreşimini dikkate almamışlardır [25-27].

Standart test metotları bilyeli rulmanların imalatında ve kullanıcı tarafından kullanılmasında yararlanılabilecek çok az bilgi verir. Fakat elde edilen sonuçlar imalat kalitesinin korunması veya sökülmüş rulmanların tekrar kullanılabilirliğinin kontrolü için faydalı bir veridir. Walford ve Stone [28], farklı ön yükleme ve mil devirlerinde mil merkezinin yatak yuvasına göre bağıl yer değiştirmesini ölçmek için bir deney düzeneği modellemişlerdir. Williams, rulman ömrünü belirlemek için bir deney düzeneği hazırlamış ve bu düzenek yardımıyla sabit ve değişken devirlerde, kusursuz rulmanları hasar oluşuncaya kadar teste tabi tutarak, rulmanların hasarlı ve hasarsız durumları için titreşimlerini kaydetmiştir. Alfredson [29], bilyeli rulmanlardaki hasarları belirlemek için oluşturduğu bir rulman deney düzeneğini kullanarak ölçtüğü titreşim sinyallerini zaman ve frekans tanım bölgesi metotlarını kullanarak değerlendirmiştir. Ocak ve diğerleri [30], indüksiyon motorundan aldıkları titreşim verilerini kullanarak motor çalışma hızını ve rulman hata frekanslarını tahmin edebilen bir algoritma geliştirmişlerdir. Bu algoritmanın doğruluğunu araştırmak üzere, motor rulmanı iç ve dış bileziğinde elektrik ark makinesiyle yapay olarak kusurlar oluşturmuşlar ve titreşim verilerini bu sistem üzerinden toplayarak elde ettikleri sonuçları geliştirdikleri algoritma ile kıyaslamışlardır. Zhang [31], tek bir bölgesel yüzey kusuru olan rulmanlardan deneysel olarak elde ettiği verilerle, erken kusur teşhisi yapabilen ve kusur derinliğini tespit edebilen yeni bir gürültü kesici ve kapasitesi yüksek sinyal işleme metodu (HFRT ve ALE) geliştirmiştir.

Araştırmacılar bölgesel kusurların titreşimini incelemek için yaptıkları deneysel çalışmalarda iki farklı yaklaşım uygulamıştır. Bu yaklaşımların ilki; hata oluşana kadar rulmanı çalıştırarak titreşim cevabındaki değişiklikleri izleme yaklaşımıdır [32]. Burada hatanın oluşumu ya aşırı ön yükleme ya da rulmanın yağlayıcı azlığı sebebiyle hızlanır. İkincisi ise; rulman elemanlarında bilerek asit aşındırması, kıvılcım erozyonu, çizme, kazıma veya mekanik çentik teknikleri ile kusur oluşturarak rulmanın titreşim cevabını ölçme ve elde ettikleri verileri sağlam rulmanlarınki ile karşılaştırma yaklaşımıdır. Tandon ve Choudhury [33], kıvılcım erozyon metodunu kullanarak rulman iç bileziği ve bilyelerde

kusurlar oluşturmuş, farklı boyuttaki kusurlu ve kusursuz rulmanların akustik emisyonunu ölçmüşlerdir. Küçük kusur boyutları için akustik emisyon sinyalinin voltaj seviyesini aşan genlik sayısının rulman deneylerinde bilye ve iç bilezikte kusur taraması için çok iyi bir parametre olduğunu bulmuşlardır. Karadoğan ve Belek [34], endüstriyel fanlarda kestirimci bakım uygulamasını gerçekleştirmişlerdir. Bu amaçla laboratuvar ortamında bir fanda kontrollü olarak gevşeklik, dengesizlik ve eksenel kaçıklık oluşturarak, bu durumların titreşim spektrumundaki karakteristiklerini gözlemlemişlerdir. Kunaç [35], rulman hasarının, rulmanı meydana getiren parçalardan (iç bilezik, dış bilezik ve yuvarlanma elamanı) hangisinde olduğunu belirlemek için hesap yoluyla bulunan karakteristik frekansları deneysel çalışma ile doğrulamaya çalışmıştır. Bunun için bir deney düzeneği kurmuş, titreşim analiz cihazı kullanarak, tek hasara sahip rulman dış bileziği ve yuvarlanma elamanı üzerinden farklı devirlerde aldığı titreşim genliği ölçümlerini kusursuz referans rulman titreşim genlikleri ile karşılaştırmıştır. Kayış-kasnak mekanizmasıyla motor gücünü mile aktaran bir sistemle serbestçe dönen milden oluşan bir deney düzeneği oluşturmuş ve değişik tipteki rulmanların yeni ve hasarlı durumları için zarf sinyali ve RMS spektrumlarını çizdirerek titreşim karakteristiklerini incelemiştir [36, 37].

Bazı araştırmacılar ise çalışan bir sistem üzerinden veri toplayarak bu verileri işleme ve analiz etme metodunu seçmişlerdir. Al Kazaz ve diğerleri [38], indüksiyon makinesindeki titreşimleri deneysel olarak incelemişler ve eşzamanlı makine sağlamlık izlemesi ve hata tespiti için gerekli detaylı bilgiye ulaşmak amacıyla, sistemden elde ettikleri sinyalleri farklı sinyal işleme tekniklerini kullanarak işlemişlerdir. Ericsson [39], dönen makinelerde rulmanlarda oluşan bölgesel kusurların otomatik olarak taranması için dalgacık tabanlı birkaç farklı titreşim analiz tekniğinin performansını karşılaştırmıştır. Aktürk ve Uneeb [40], bir elektrik santralinde gerçekleştirdikleri uygulama çerçevesinde tespit edilen bir dengesizlik probleminin kestirimci bakım metotlarından titreşim gözlemleme ile belirlenmesi evrelerini göstermişlerdir. Al-Najjar [41], iki farklı kâğıt fabrikasında uygulanan kestirimci bakım programı kapsamında rulman hasarlarının belirlenmesi, oluşma sebepleri, rulmanların kullanılabilir ömürlerinden yeterince faydalanılması için alınması gereken tedbirleri ve etkin bir bakım için gereken stratejileri konu edinmiştir. Orhan ve diğerleri [42], gerçek operasyon şartlarında çalışan bir makine üzerinden periyodik olarak titreşim ölçümü ve analizi yaparak hata oluşumunu erken tespit etmeye çalışmışlar, buldukları sonuçlardan titreşim analizinin rulman hasarlarını belirlemede kestirimci bakım tekniği olarak fabrikalarda etkin bir şekilde kullanılabileceğini göstermişlerdir.

Bu araştırmacılardan Aktürk [43], açısal temaslı iki rulman ile yataklanmış şaft-rulman sisteminde kusursuz ve hatalı rulmanların eksenel ve radyal yöndeki titreşimlerini incelemek için matematiksel bir model oluşturmuştur. Karaçay [3], yine açısal temaslı rulmanlarla yataklanmış rijit bir şaft-rulman sistemini 5 serbestlik dereceli olarak modellemiş ve elde ettiği doğrusal olmayan hareket eşitliklerini kullanarak önce kusursuz rulmanlarla yataklanmış şaftın titreşim davranışlarını incelemiştir. Daha sonra bu modeli bölgesel rulman kusurlarından iç bilezik, dış bilezik ve yuvarlanma elemanı hatası ile dağınık rulman kusurlarından yuvarlanma elemanı boyutu farklılığı ve şaft dengesizliğini ifade edecek şekilde geliştirmiştir. Doğrusal olmayan şaft-rulman sistemi davranışını en iyi şekilde ifade edebilmek için hareket eşitliklerini farklı şaft dönüş hızları için çözmüş ve sonuçları zaman, frekans ve zaman/frekans tanım bölgesinde göstermiştir. Böylece modelleme sonuçlarının rulman hatalarını titreşimler incelenerek tespit edilebileceğini göstermiştir.

Özdemir [44], açısal temaslı rulmanlardaki yuvarlanma direnci davranışını dinamik bir durumda incelemek için bir model oluşturmuştur. Bu modelde, açısal temaslı rulmanlar ile yataklanmış rijit bir şaft-rulman sisteminin sürtünme kuvvetlerini içeren, doğrusal olmayan altı serbestlik dereceli hareket eşitlikleri oluşturulmuştur. Hareket eşitliklerini çözmek, yuvarlanma elemanı ile bilezikler arasındaki yuvarlanma temas problemini çözmek ve sürtünme kuvvetlerini hesaplamak için matematiksel bir algoritma geliştirmiştir.

Rulman hatalarının titreşim analiziyle doğru olarak belirlenmesi için, yapılan titreşim ölçümlerinin mümkün oldukça sağlıklı ve gürültü içeriğinin az olması gereklidir. Frekansların doğru biçimde tespit edilebilmesi için rulmanın bağlı olduğu şaftın hızının iyi bilinmesi gereklidir [30, 45, 46]. Hatta bazı metotların uygulanması için kafes hızlarının da tespiti gerekebilir [47]. Titreşim verilerinin anlamlı ve diğer makine elemanlarının titreşimlerinden mümkün olduğunca etkilenmeyecek bir şekilde toplanması da önemlidir. Bu nedenle titreşim sensörünün konumlandırıldığı bölge önem arz etmektedir [48].

Son dönemlerde kullanılan matematiksel algoritmalar, filtreleme teknikleri, matematiksel dönüşümler ve bilgisayar programlarındaki gelişmelerle birlikte çok sayıda farklı teknik uygulanmaya başlanmıştır [49, 50]. Bütün bu gelişmiş hata belirleme teknikleri üzerinde çalışmalar tüm hızıyla devam etmekte olup, bu teknikleri kullanarak hataları otomatik olarak bildiren sistemler üzerindeki çalışmalar da devam etmektedir [51].

Rulmanlı yatakların durum izleme çalışmalarında en çok kabul gören arıza izleme metodu daha önce de belirtildiği gibi titreşim analizi yöntemidir. Yapılan çalışmalarda analiz sonucu elde edilen verilerin; zaman uzayı, frekans uzayı, zaman-frekans uzayı gibi metotlar ile incelendiği ve sonrasında yapay zekâ teknikleri gibi yöntemlerle de desteklendiği görülmektedir [52].

Aktürk ve diğerleri [25], sağlam ve hasarlı durumdaki açısal temaslı rulmanların titreşimini incelemek üzere bir şaft-rulman modeli oluşturmuştur. Modelde şaft-rulman ikilisi kütle-yay sistemi olarak modellenmiş ve ilave olarak bilyelerin titreşimini incelemek için, bilyeler de kütleli olarak kabul edilmiştir. Sistemin dinamik şartlar altında doğrusal olmayan bir davranış gösterdiği bilinmektedir. Şaft ve bilyeler için hareket eşitlikleri elde edilmiş ve bu eşitlikler geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla radyal ve eksenel yönde çözülmüştür. Simülasyon programından şaft ve bilyeler için bulunan sonuçlar zaman ve frekans tanım bölgesinde incelenmiş ve rulman bilyelerinin kütleli olarak kabul edilmesinin şaftın genel titreşimini pek fazla etkilemediği görülmüştür. Simülasyon programı kullanılarak rulman elemanları çalışma yüzeylerindeki (iç bilezik, dış bilezik, bilye) bölgesel kusurların şaft ve bilyelerin titreşimine olan etkisi de araştırılmıştır.

Arslan [53], birden fazla elamanında fiziksel kusur bulunan radyal bilyeli rulmanların titreşimini incelemek üzere geliştirilen simülasyon programı yardımıyla şaftın radyal yöndeki titreşimini frekans tanım bölgesinde incelemiştir. Bulunan sonuçlardan rulmanın hangi elamanlarında ve ne tür bir hata olduğu anlaşılabilmektedir.

Orhan [54], rulmanlarla yataklanmış dinamik sistemlerin titreşim analizi metodunu kullanarak kestirimci bakımını gerçekleştirmiştir. Bu amaçla fan ve pompalardan oluşan bir sistemde periyodik titreşim ölçümleri gerçekleştirmiştir. Elde ettiği verileri frekans analizi metodu ile değerlendirerek makinelerde oluşan balanssızlık, mekanik gevşeklik, eksenel kaçıklık ve rulman hatalarının henüz oluşmaya başlamadan tespit edilebildiğini göstermiştir.

Aliustaoğlu ve diğerleri [55]; kestirimci bakım teknolojisine dayalı, rulman hata tespiti üzerine bir inceleme gerçekleştirmiştir. Bir elektrik motoruna bağlı mil üzerinde bulunan rulmandan alınan verilerin titreşim analizinde kullanılmak üzere toplanarak, titreşimlere neden olan bölgesel hata kaynaklarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla bir deney düzeneği kurulmuş, rulmanın iç ve dış bileziklerinde yapay kusurlar oluşturularak titreşim

sinyalleri toplanmıştır. Bu titreşim sinyallerinin frekans spektrumuna bakılarak hasarlı rulmanın hata durumu ve gelişimi kestirilmeye çalışılmıştır. Sonuç olarak rulman hata frekanslarına ait genliklerin, hatanın gelişimiyle artma eğilimine girdikleri gözlenmiştir.

Kıral ve diğerleri [56], rulmanlı yatak geometrilerinde bölgesel hata adedinin titreşim sinyalleri üzerindeki etkisini zaman ve frekans ortamlarında incelemiştir. Farklı hata sayıları ve farklı dönüş hızları için yatak gövdesine ait titreşim cevapları zaman ve frekans düzlemlerinde incelenerek hatasız durum için elde edilen cevaplar ile karşılaştırılmış, böylelikle bölgesel hata adedinin ele alınan rulmanlı yatak geometrisi üzerindeki titreşim cevabına etkisi incelenmiştir. Bölgesel hataların titreşim sinyalinin frekans bileşenleri üzerinde de etkisi vardır. Genel olarak bölgesel hatalar yuvarlanan elemanlar ile çarpıştıklarında ortaya çıkan impuls nitelikli kuvvetler yatak gövdesini doğal frekanslarında titreşime zorlarlar ve yatak gövdesinin titreşim cevabının frekans spektrumuna yüksek frekanslı bileşenler hâkim olur. Bu nedenle bilye ile bölgesel hata çarpışma sıklığını ifade eden hata frekanslarını titreşim sinyalinin frekans spektrumunda gözlemleyebilmek mümkün olmaz. Bu problemi gidermek için yüksek frekans rezonans tekniği adında (HFRT) bir yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntem temel olarak, yüksek frekanslı ve sönümlü doğal modların zarf eğrilerinin elde edilmesi ve bu zarflardan oluşan sinyalin frekans spektrumundan hata frekanslarının gözlemlenmesine dayanmaktadır. Kıral ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, frekans ortamındaki analizler için zarf spektrumu yöntemi kullanılmış ve bu yöntemlerin sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen titreşim sinyalleri için uygulanabileceği gösterilmiştir. Titreşim sinyalinin zarfını elde etmek için Hilbert dönüşümü kullanılmaktadır.

Spektrum analizi ve zaman serileri metodu sinyal işleme tekniği olarak yaygın bir biçimde kullanılmaktadır. Fourier dönüşümü, frekans içeriği ve spektrum bileşenleri hakkında bilgi sağlayan ve yıllardır bilinen en eski sinyal işleme tekniklerinden biridir. Bu dönüşüm tekniği, sinyali karmaşık üstel formda gösterebilen farklı sinüzoit bileşenlerine ayrıştırmaktadır. Bu nedenle, ani sinyal değişimlerine tepkisiz kalmaktadır. Bu dezavantajı yenmek için, sinyali belirli parçalara ayırarak her bir parçanın Fourier dönüşümünü alan Kısa Süreli Fourier Dönüşümü (KSFD) isimli bir teknik geliştirilmiştir. Kısa zamanlı Fourier dönüşümünde temel problem zaman ve frekans çözünürlükleri arasındaki ters orantıdır. Zaman çözünürlüğü arttığında frekans çözünürlüğü azalmakta, frekans çözünürlüğü arttığında ise zaman çözünürlüğü azalmaktadır. Bu problemi ortadan kaldırmak üzere son

zamanlarda dalgacık analizi en sık kullanılan yöntemlerden biri olmuştur. Dalgacık analizi hem zaman hem de frekans ortamında yüksek çözünürlük sağladığı için özellikle başlangıç aşamasındaki bölgesel hataların ortaya çıkarılmasında oldukça etkili bir yöntem olarak kullanılmaktadır [56-58].

Dalgacık dönüşümü veya dalgacık analizi, şu ana kadar uygulanan analiz yöntemlerindeki noksanlıkları ortadan kaldırmak için kullanılan en son çözümdür [59].

Dalgacık analizi, sürekli dalgacık analizi ve ayrık dalgacık analizi olmak üzere iki farklı şekilde gerçekleştirilebilir. Ayrık dalgacık analizi daha kısa zaman alması ve bilgisayar ortamında analizlerin ayrık sinyaller ile yapılabileceğinden tercih edilmektedir. Dalgacık dönüşümünü gerçekleştiren en önemli faktör ayrışmanın seviyesini belirlemektir. Ayrışma seviyesi, orijinal sinyalin örnekleme frekansı ile ayarlanmaktadır. Ayrık dalgacık dönüşümünün temel prensibi, dijital sinyalin zaman ölçekli dijital filtre teknikleri kullanılarak elde edilmesidir [60].

Fidan [61], endüstride maliyeti ve ömründen dolayı en fazla tercih edilen asenkron motorlarda oluşan rulman arızalarının tanısını incelemiştir. Motordan, hatasız durum ve arızalı durum olmak üzere iki grup veri almış ve titreşim verisi ile akım verisini ayrık zamanlı dalgacık dönüşümü (AZDD) tekniği ile analiz etmiştir.

Bayram ve diğerleri [60], çeşitli çapta hata boyutlarına sahip rulmanlardan elde edilen titreşim verilerinin, dalgacık paket dönüşümünü gerçekleştirmiştir. Bu dönüşüm neticesinde elde edilen katsayılar ile rulmanların hata seviyelerine göre katsayılardaki değişimlerin mantıklı olarak gerçekleştiği görülmüştür. Hata seviyesindeki artmanın öznitelik olarak belirlenen orijinal ve gürültüsüz enerji oranlarında artışa neden olduğu belirlenmiştir. Ayrıca bu çalışmada dalgacık dönüşümünün, rulmanlardaki hata seviyelerini belirlemede uygun bir yöntem olduğu belirlenmiş ve analiz seçeneklerinin oldukça geniş olması nedeniyle hata sınıflandırılmasında kullanılabilecek yapay zekâ tekniklerine giriş olarak kullanılabileceği görülmüştür.

Son yıllarda yapay sinir ağları, bulanık mantık ve genetik algoritmalar gibi yapay zekâ tabanlı gerek zaman gerekse de frekans düzleminde uygulanan yöntemler giderek önem kazanmaktadır. Ayaz ve diğerleri [62], asenkron motorlarda öngörülü bakım teknolojisine

dayalı, rulman arıza gelişimi üzerine bir inceleme gerçekleştirmiştir. Rulman arızası, hızlandırılmış eskitme süreçleri ile yapay olarak oluşturulmuştur. Motordan alınan titreşim ve akım işaretlerinin istatistiksel ve dalgacık analizi sonucu rulman arızasına ilişkin özellik çıkarımı yapılmıştır. Bu işaretlerin bir arada değerlendirilmesi ile koherens fonksiyonu tanımlanarak rotor eksenel bozukluğunu gösteren en baskın frekans değeri belirlenmiştir. Bu anlamda işaretler arasındaki ilişki, bir yapay sinir ağına öğretilerek (YSA), arıza frekanslarının YSA ile belirlenebildiği gösterilmiştir. Genetik algoritma (GA) yaklaşımı da YSA çıkışlarındaki maksimum hatayı bulmak için kullanılmıştır. Böylece YSA ve GA tabanlı hibrit bir yapay zekâ izleme sistemi oluşturulmuştur.

2.2. Zarf Analiz Yöntemi ile Titreşim Sinyallerinin Analizi

Rulmanı oluşturan elemanlar üzerinde hata oluştuğunda, dönen elemanların hatanın üzerinden geçmesi sonucu ani darbeler oluşur. Bu ani darbeler ise sistemde titreşime yol açar. Zarf analiz yöntemi (ing:envelope analysis), özel filtreleme metotları kullanarak oluşan bu titreşim sinyalinden gelen karakteristik frekansları filtrelemeyi sağlayan ve bu arızaların belirlenmesine yardımcı olan önemli bir sinyal işleme metodudur [63].

Zarf analizi, titreşim sinyallerini rezonans frekansı civarındaki yüksek frekansları filtreleyerek rulmanlardaki hataların neden olduğu titreşimlerin spektrumlarını açığa çıkarır ve böylece analiz yapılmasını sağlar. Ancak yüksek harmoniklerin ayırt edilebilmesi için devir hızının sabit tutulması gereklidir. Çünkü devir hızında oluşabilecek bir değişiklik, yüksek dereceli harmoniklerin iç içe girmesine neden olacak ve rulmanın hasarlı olmasına rağmen kritik frekanslar gözlemlenemeyebilecektir [55].

Zarf analizi yönteminde, toplanan ham titreşim sinyallerine ilk önce demodülasyon işlemi uygulanır. Demodülasyon işlemi üç aşamada gerçekleştirilir:

1. Adım: Bant geçiren fitre
2. Adım: Yarım-dalga doğrultmaç
3. Adım: Alçak geçiren filtre

Bant geçiren filtrenin merkez frekansı sistemin rezonans frekansı olarak seçilmelidir. Alçak geçiren filtre, yüksek frekanslı bileşenleri yok etmek için kullanılır ve rulmanın arızası ile

ilgili bilgileri taşıyan düşük frekanslı rulman hatalarını tutarlar. Makinanın dönmesiyle meydana gelen ani darbelerin oluşturduğu titreşim verilerine 1. adımda bant geçiren filtre, 2. adımda yarım dalga doğrultmaç ve son olarak 3. adımda alçak geçiren filtre uygulanır ve uygulanan bu işleme zarf analizi denir.

Zarf analizi, yüksek genlikli, düşük frekanslı titreşimleri elde etmeye çalışır; yüksek frekansları düşük frekanslı sinyale dönüştürür ve böylece dalga formu ve spektrum analizi uygulanabilir.

Zarf spektrumu hata yoksa gürültüyü, hata varsa rulman frekanslarını yükselten tepe noktaları içerir. Hata geliştikçe, bu tepe noktalarının genlikleri artar [64].

Son yıllarda, makine titreşim sinyallerinin teşhisi ve işlenmesi için zarf analiz yönteminin uygulanmasında artış olduğu görülmektedir. Tse ve diğerleri [58], bilyeli rulmanlarda zarf analiz yöntemini kullanarak arıza tespiti yapmış, yaptıkları çalışmada bu yöntemin yararlarını ve esnek yönlerini incelemişlerdir. Randall ve diğerleri [65], rulman hataları ve diğer dönen makinalardan alınan hata sinyallerinin teşhisinde spektral korelasyon ve zarf analizi ilişkisini incelemişlerdir. Lacey [66], rulman elemanlarının frekans bölgelerini belirledikten sonra elde ettiği titreşim verilerini zarf analizi yöntemiyle işlemiş ve bu frekans bölgelerindeki değişimleri gözlemlemiştir.

Aliustaoğlu ve diğerleri [55], oluşturdukları bir rulman deney düzeneğinde rulmanın iç ve dış bileziklerinde yapay kusurlar oluşturarak titreşim sinyallerini toplamışlardır. Bu titreşim sinyallerinin zarf analiz yöntemiyle frekans spektrumuna bakarak hasarlı rulmanın hata durumu ve gelişimini kestirmeye çalışmışlardır. Sonuç olarak rulmanın hata frekanslarına ait genliklerin, hatanın gelişimiyle artma eğilimine girdiklerini gözlemlemişlerdir.

Leite ve diğerleri [67], üç fazlı asenkron motorun stator akımı analizi ile bölgesel rulman arızalarını tespit etmek için kare zarf spektrum analizine dayalı bir yöntem uygulamışlardır. Bu çalışma sonucunda bölgesel rulman hatası sinyallerinin, titreşim zarfı analizine dayanan bir yöntem kullanılarak stator akımında tespit edilebileceğini gözlemlemişlerdir.

Yang ve diğerleri [68], geleneksel zarf analizi yönteminin sınırlamalarının üstesinden gelmek için, iç mod işlevi (intrinsic mode function - IMF) zarf spektrumuna dayanan hata

karakteristik çıkarma yöntemini önermiştir. IMF'nin analiz edilen sinyalin gerçek ve gerçeklik bilgilerini yansıtabileceği göz önüne alındığında, karakteristik genlik oranları, her bir IMF zarf spektrumuna karşılık gelen hata karakteristik frekanslarındaki genlik oranları ile tanımlanır.

2.3. Şaft Montajında Eksenel Kaçıklık Hatası Üzerine Yapılan Çalışmalar

Şaft montajında; ofset kaçıklık, açısal kaçıklık ve rulmanda kaçıklık olmak üzere birbirinden farklı üç tip eksenel kaçıklık mevcuttur [69]. Bu konu ile ilgili pek çok çalışma yapılmış ve model oluşturulmuştur. Yapılan çalışmaların pek çoğunda temel olarak eksen kaçıklığının rotor sistemlerinin titreşimlerine etkisi incelenmiştir [70-72].

Kılıç ve diğerleri [73], eksen kaçıklığının motopomplar üzerinde oluşturduğu titreşimlerin izlenmesi ve titreşim analizi ile tespiti üzerine çalışmalar yapmışlardır. Dal ve diğerleri ise [74], açısal kaçıklığın harici olarak basınçlı hava yatağı tarafından desteklenen rotor taşıyıcı sistemlerinin performansı üzerine etkilerini incelemiştir. Dubois ve diğerleri [75] eksenel kaçıklığın hidrodinamik muylu yatağının basınç dağılımı üzerindeki etkilerini analiz etmiş ve muylu yatağının basınç dağılımının simetrik olmadığını gözlemlemiştir.

Rotor sistemlerinde titreşim kaynağı olarak, yanlış montaj ve bundan kaynaklanan eksen kaçıklığı gösterilebilir [76]. Hatalı montaj sonucu ortaya çıkan eksen kaçıklığının titreşim tepkisi olarak şaft dönme hızının tamsayı katlarında yani harmoniklerinde oluştuğu söylenebilir [77, 78].

Bir rotor sisteminin eksen kaçıklığının belirlenmesinde kullanılması gereken deney ekipmanında eksenel kaçıklığın artmasıyla beraber rulman dönme ekseni bulunması gereken düz çizgiden sapacak ve rotor sisteminin dönme hareketinden kaynaklanan doğal frekansı da kaçıklığın artmasıyla birlikte artacaktır [79].

Harris [80], eksenel kaçıklığın silindirik makaralı rulmanların yorulma ömrü üzerine etkisini incelemiştir. Orhan ve diğerleri [81], izleme ve spektrum analizi ile küresel ve silindirik bilye elemanına sahip rulmanlı yataklarda hata tespiti konusunu inceleyerek eksen kaçıklığını başarılı bir şekilde teşhis etmişlerdir.

Andréason [82], konik makaralı rulmanda eksenel kaçıklığın yük dağılımındaki önemini göz önüne almak için bir yöntem sunmuştur. Geliştirdiği modelde elde ettiği sayısal sonuçlar, az miktarda eksenel kaçıklığın bile yük dağılımını önemli ölçüde etkilediğini ve bunun sonucunda rulman ömrünün azaldığını göstermiştir.

Liu [83], eksen kaçıklığının ve şaft hızının silindirik makaralı rulman performansı üzerindeki etkilerini analitik olarak araştırmıştır. Geliştirdiği deney düzeneğinde, helikopter gaz türbini motorunda bir ana mil yatağının veya dişli kutusunun yük ve hız koşulları altında çalışan NU308 tipi bir yatak için çeşitli kaçıklık koşulları altında temas yükü dağılımları ve yatak yorulma ömrü için sayısal sonuçlar sunmuştur. Elde ettiği analizler, rulman seçiminde ve belirli uygulamalar için farklı rulman tasarımlarının karşılaştırılmasında kullanılabilmektedir.

Yokoyama ve diğerleri [84], açısal temaslı rulmanlardaki sürtünme momentini hesaplamak için rulman hızını, ön yüklemeyi, yağlama miktarı ve şaftın eksenel kaçıklığını içeren teorik bir formül geliştirmişlerdir.

Johns ve diğerleri [85], doğru hizalanmış ve yanlış hizalanmış bilyeler için, her iki durumda da bilye eksenel profilinin temas yüzeyindeki basınç dağılımlarını gözlemlemiş ve kaçıklığın basınç dağılımı üzerindeki etkisini tartışmıştır. Bilyeli bir rulmandaki sınırlı sayıdaki bilyelerin elastik temas problemine yönelik iki boyutlu bir sayısal çözüm, basit bir şaft ve yatak sistemine uygulanmıştır. Bu çalışmada görülmüştür ki, bilye eksenel profili özellikle eksenel kaçıklık olması durumunda bilyeler üzerinde uygun basınç dağılımları elde etmek için kritiktir. Çalışma sonucu elde edilen sayısal yöntemin daha sonra doğru bir basınç dağılımı belirlemek için kullanılabilir olduğu ve böylece uygun yatakların seçimine yardımcı olduğu görülmüştür.

3. RULMANLARIN DİNAMİK ANALİZİ

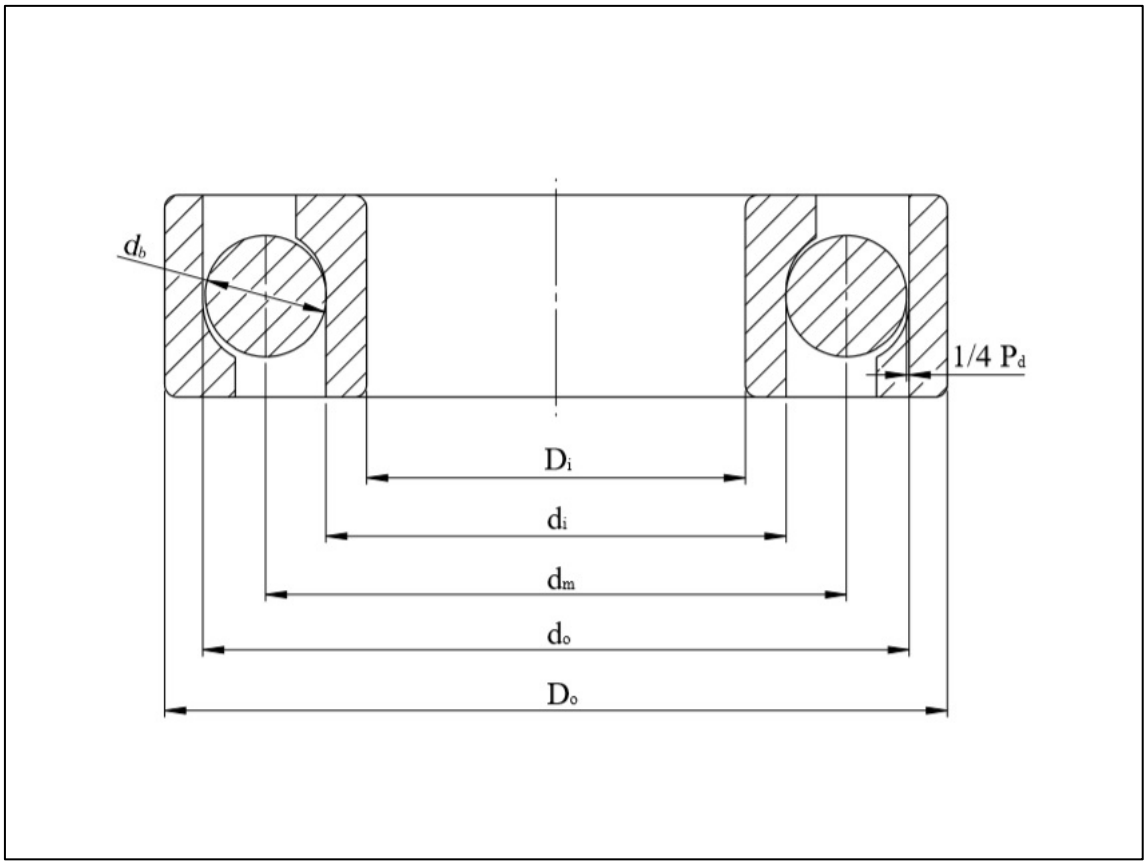
Rulmanlar çok basit bir yapıya sahipmiş gibi görünseler de iç yapıları oldukça karmaşıktır. Açısal temaslı rulmanlar özelinde bir çalışma yapılmak istendiğinde bilye çapı, dış bilezik temas çapı, iç bilezik temas çapı, yüksüz temas açısı, yüklemeden sonraki temas açısı, bilye sayısı, rulman malzemesi, rulmandaki boşluk, eğrilik yarıçapları gibi parametreler göz önünde bulundurulması gereken değerler olarak öne çıkmaktadır.

Rulmanlar tasarımlarına göre radyal yükler, eksenel yükler ve moment yükleri taşımalarının yanı sıra yuvarlanma elemanı ile bilezikler arasında yuvarlanma teması yaparak şaftın dönme hareketine izin verirler. Şaft belirli bir hızla dönerken rulman parçaları farklı bağıl hızlarla hareket ederler.

Rulmanlarla desteklenmiş bir sistemin dinamik analizini yapabilmek için sistemin taşıdığı yükün şaft aracılığı ile rulmana iletildiği ve sonrasında sırası ile iç bilezik, bilye, dış bilezik ve yatak üzerinden ana yapıya iletildiği düşünülebilir. Bu çalışmada; şaft, iç bilezik ve dış bilezik rijit ve bilyeler ise kütlesiz yaylar olarak kabul edilmiştir. Bilyelerin yay özelliklerini belirleyebilmek için Hertz Temas Teorisi'nden faydalanılmıştır. Dolayısıyla bilyeler doğrusal olmayan yaylar olarak kabul edilmiştir. Rulmandaki bilyelerin, her bir zaman aralığında, konumu ve yüklenme miktarı değiştiğinden, çözüm yapılırken rulman özellikleri zamana bağlı olarak çıkartılmıştır. Bu tez çalışmasında zamana bağlı rulman özellikleri dinamik eşitliklerde yerine konarak nümerik yöntemlerle çözümleme yapılacaktır.

3.1. Rulmanların Geometrik Özellikleri

Bilyeli rulmanlar iç bilezik, dış bilezik, kafes ve bilyelerden oluşmaktadır. Genelde dış bilezik yatağa sıkı geçme ile monte edilir ve dış bilezik hareketsiz olarak kalır. İç bilezik bir şafta bağlanır ve şaft ile beraber dönme hareketi yaparlar. Bu dönme hareketinin neticesinde geometrik boyutlara bağlı olmak kaydı ile bilye seti ve kafes belirli hızlarda döner. Bilyeli bir rulmanın kesit görüntüsü Şekil 3.1. de verilmiştir.



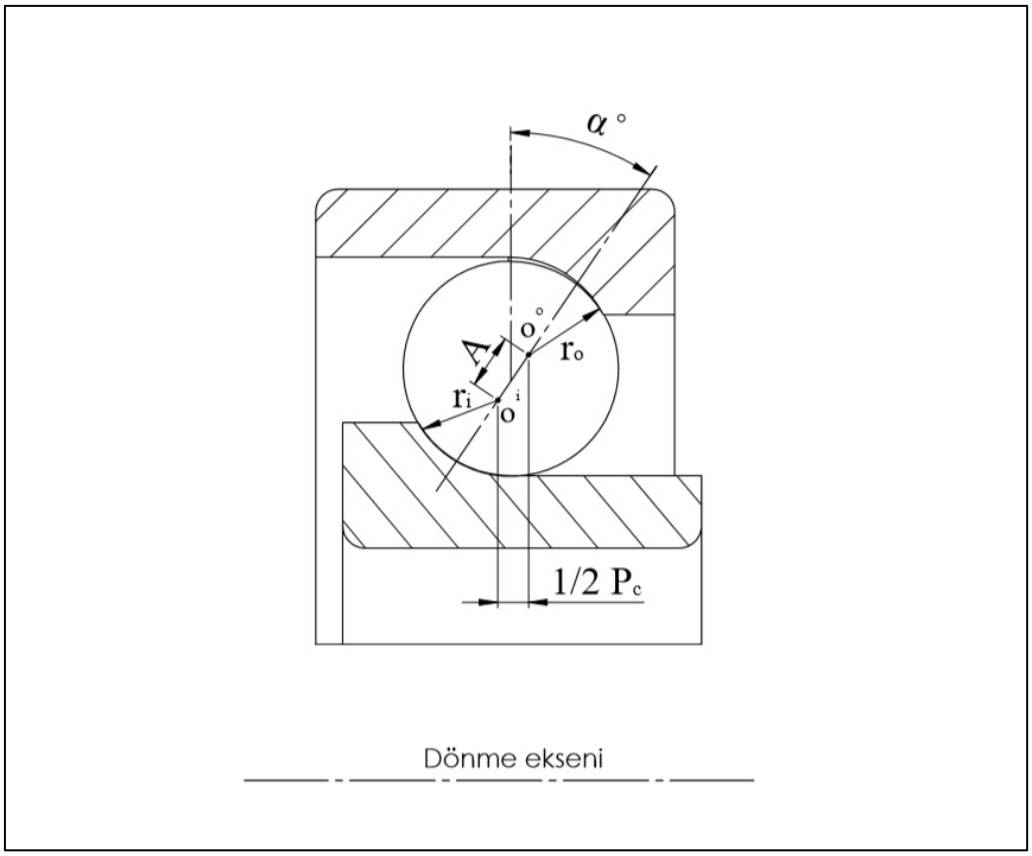
Şekil 3.1. Bilyeli rulman kesit görünümü

Yukarıdaki şekilde ortalama çap, çapsal boşluk aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$d_{m=}\frac{1}{2}(d_{i+}d_o) \tag{3.1}$$

$$P_d = d_o - d_i - 2d_b \tag{3.2}$$

Şekil 3.2'de açısal temaslı bir rulmanın iç ve dış bilezikleri arasındaki eksenel kayma durumu gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Bilezikler ile yuvarlanma elemanı teması

Şekil 3.2'deki *A* değeri ve eğrilik yarıçapları aşağıda verilmiştir.

$$A = r_o + r_i - d_b \tag{3.3}$$

$$f_i = r_i/d_b \tag{3.4}$$

$$f_o = r_o/d_b \tag{3.5}$$

$$A = (f_o + f_i - 1)d_b = Bd_b \tag{3.6}$$

Eşitlik 3.6'daki *B* değeri: $B = (f_o + f_i - 1)$ olarak verilir ve rulmanın toplam eğriliği olarak adlandırılır.

Şekil 3.2 de temas açısının iç bilezik, dış bilezik, bilye temas noktalarından geçen doğru ile dikey eksen arasındaki açı olduğu görülmektedir. Rulmana eksenel yük verilmeden oluşan serbest durumdaki temas açısı α_0 aşağıdaki eşitlik ile bulunur.

$$Cos\ \alpha_0 = \frac{\frac{1}{2}A - \frac{1}{4}P_d}{\frac{1}{2}A} \tag{3.7}$$

veya

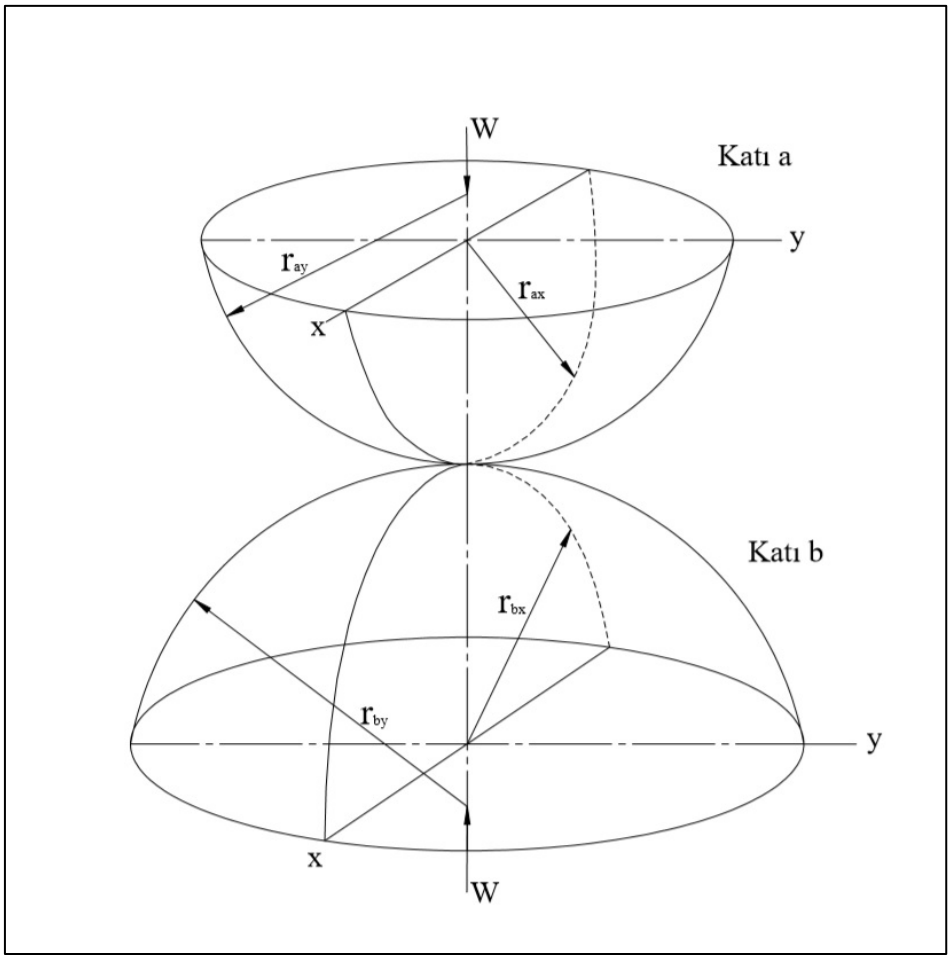
$$\alpha_0 = Cos^{-1}(1 - \frac{P_D}{2A}) \tag{3.8}$$

3.2. Bilye ile Bilezik Teması

Bu çalışmada rulmanın iç bileziği ve dış bileziği rijit, bilyeler ise kütlesiz saf yaylar olarak kabul edilmiştir. Her bir bilyenin anlık katılık değerlerinin bulunabilmesi için Hertz Temas Teorisi yaklaşımı kullanılmıştır.

Şekil 3.3'te görüldüğü gibi temas halinde olan iki katı cisim herhangi bir yük uygulanmadığında birbirlerine noktasal olarak temas ederler. Şekilde üstte yer alan cisme a katısı, altta yer alan cisme b katısı denilirse ve eksenler x ve y olarak adlandırılırsa üstteki cisimde x ve y eksenlerine göre sırası ile r_{ax} ve r_{ay} eğrilik yarıçapları; alttaki cisimde x ve y eksenlerine göre sırası ile r_{bx} ve r_{by} eğrilik yarıçapları gösterilebilir. Eğrilik tarifi ise eğrilik yarıçaplarının tersi olarak aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\rho = \frac{1}{r} \tag{3.9}$$



Şekil 3.3. Katı cisimlerin teması

Eğrilik yarıçapı her zaman pozitif bir değerde olmasına karşın eğrilik iç bükey yüzeyler için pozitif ve dış bükey yüzeyler için negatif alınmalıdır [86]. Birbiri ile temas halinde olan yüzeyleri de temas problemini tanımlayabilmek için eğrilik toplamı ve eğrilik farkı değerlerine ihtiyaç vardır.

Eğrilik toplamı:

$$\sum \rho = \frac{1}{r_{ax}} + \frac{1}{r_{ay}} + \frac{1}{r_{bx}} + \frac{1}{r_{by}} \tag{3.10}$$

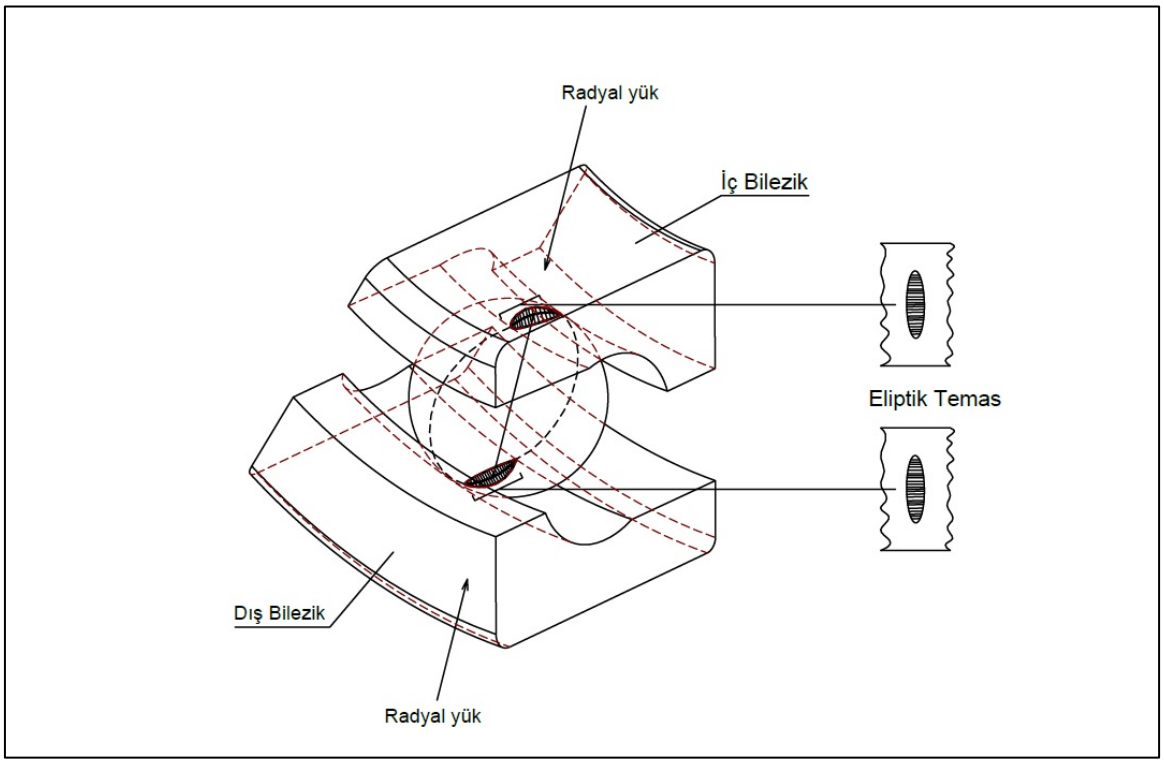
$$\sum \rho = \rho_{ax} + \rho_{ay} + \rho_{bx} + \rho_{by} \tag{3.11}$$

Eğrilik farkı ise:

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{ax} - \rho_{ay}) + (\rho_{bx} - \rho_{by})}{\sum \rho} \tag{3.12}$$

olarak tanımlanır.

Bir rulmanı ele alındığında temasta olan hem dış bükey hem de iç bükey yüzeyler olduğu görülür. Bu durum Şekil 3.4 te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Açısal temaslı rulmanda rulman bilezikleri ile bilyenin teması

Şekilden de anlaşılacağı gibi bileziklerin eğriliği negatif, bilyenin eğriliği pozitiftir. Dolayısı ile bir rulmanın sırası ile iç bilezik-bilye teması ile dış bilezik-bilye teması aşağıda verilmiştir.

$$\sum \rho_i = \frac{4}{d_b} - \frac{1}{f_i d_b} + \frac{2}{d_b}\left(\frac{\gamma}{1-\gamma}\right) = \frac{1}{d_b}\left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}\right) \tag{3.13}$$

$$F(\rho)_i = \frac{\frac{2}{d_b}\left(\frac{\gamma}{1-\gamma}\right) - \left(-\frac{1}{f_i d_b}\right)}{\sum \rho} = \frac{\frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}} \tag{3.14}$$

$$\sum \rho_o = \frac{4}{d_b} - \frac{1}{f_o d_b} - \frac{2}{d_b}\left(\frac{\gamma}{1+\gamma}\right) = \frac{1}{d_b}\left(4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}\right) \tag{3.15}$$

$$F(\rho)_i = \frac{-\frac{2}{d_b}\left(\frac{\gamma}{1+\gamma}\right)-\left(-\frac{1}{f_o d_b}\right)}{\sum \rho} = \frac{\frac{1}{f_o}-\frac{2\gamma}{1+\gamma}}{4-\frac{1}{f_o}-\frac{2\gamma}{1+\gamma}} \quad (3.16)$$

Burada $\gamma = \frac{d_b cos\alpha}{d_m}$ ile ifade edilir ve F(ρ) her zaman 0 ile 1 arasında bir değer alır.

Rulmanlarda yükleme altında oluşan temas şeklinin elips olduğu kabul edilir. Oluşan bu elipsin büyük yarı çapı *a* ile, küçük yarıçapı *b* ile gösterilirse eliptik eksantriklik parametresi,

K= a/b değeri ile ifade edilir. Eğrilik farkı eksantriklik parametresi cinsinden yazılacak olursa aşağıdaki eşitlik bulunur.

$$F(\rho) = \frac{(\mathrm{K}^2+1)E(\mathrm{K})-2F(\mathrm{K})}{(\mathrm{K}^2-1)E(\mathrm{K})} \quad (3.17)$$

Yukarıdaki eşitlikte *E(K)* ve *F (K)* sırası ile birincil ve ikincil tam eliptik integrallerdir ve aşağıdaki şekilde tarif edilirler.

$$F(\mathrm{K}) = \int_0^{\pi/2}[1-(1-\frac{1}{\mathrm{K}^2}sin^2\emptyset)]^{-\frac{1}{2}}d\emptyset \quad (3.18)$$

$$E(\mathrm{K}) = \int_0^{\pi/2}[1-(1-\frac{1}{\mathrm{K}^2}sin^2\emptyset)]^{\frac{1}{2}}d\emptyset \quad (3.19)$$

Eliptik eksantriklik değerleri ve bu değerlere karşılık gelen eğrilik farkı değerini veren bir tablo ve grafik elde etmek mümkündür (Bkz Ek 1). Buradan noktasal kuvvet ile temas alanı ölçülerini ve deformasyonu veren bir ilişki aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$a = a^*[\frac{3Q}{2\sum\rho}\left(\frac{1-\upsilon_1{}^2}{E_1}\right)+\left(\frac{1-\upsilon_2{}^2}{E_2}\right)]^{1/3} \quad (3.20)$$

$$b = b^*[\frac{3Q}{2\sum\rho}\left(\frac{1-\upsilon_1{}^2}{E_1}\right)+\left(\frac{1-\upsilon_2{}^2}{E_2}\right)]^{1/3} \quad (3.21)$$

$$\delta = \delta^*[\frac{3Q}{2\sum\rho}\left(\frac{1-\upsilon_1{}^2}{E_1}\right)+\left(\frac{1-\upsilon_2{}^2}{E_2}\right)]^{1/3} \quad (3.22)$$

Çelik malzemeler için yukarıdaki eşitlikler tekrar düzenlenir ve poisson oranını yerine konulursa aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$a = 0.0236a^{*}[\frac{Q}{\sum \rho}]^{1/3} \quad (3.23)$$

$$b = 0.0236b^{*}[\frac{Q}{\sum \rho}]^{1/3} \quad (3.24)$$

$$\delta = 2.79 * 10^{-4}\delta^{*}Q^{2/3}\sum \rho^{1/3} \quad (3.25)$$

Bu eşitliklerdeki a*, b* ve δ* değerleri boyutsuz değerler olup aşağıdaki gibi ifade edilirler.

$$a^{*} = (\frac{2\mathrm{K}^{2}E}{\pi})^{1/3} \quad (3.26)$$

$$b^{*} = (\frac{2E}{\pi \mathrm{K}})^{1/3} \quad (3.27)$$

$$\delta^{*} = \frac{2F}{\pi}(\frac{\pi}{2\mathrm{K}^{2}E})^{1/3} \quad (3.28)$$

Bilgisayar ile yapılacak çözümlerde kolaylık olması açısından δ* değeri 2 bölgede tanımlanıp bir eğriye uydurulabilir [30].

$$\delta^{*} = \begin{cases} 0{,}99878 + 0{,}097536\big(F(\rho)\big) - 0{,}94627\big(F(\rho)\big)^{2} \\ +1{,}6462\big(F(\rho)\big)^{3} - 1{,}2784\big(F(\rho)\big)^{4} \dots\dots 0 \le \delta^{*} < 0{,}89 \\ ********** \\ 397890 - 1205000\big(F(\rho)\big) + 1216500\big(F(\rho)\big)^{2} \\ -409370\big(F(\rho)\big)^{3} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots 0{,}89 \le \delta^{*} \le 1 \end{cases} \quad (3.29)$$

3.2.1. Temas katılığı

Eşitlik 3.22 ve eşitlik 3.25'den de anlaşılacağı üzere yük ile ezilme arasında bir ilişki bulunmaktadır. Bu ilişki:

$$\delta \sim Q^{\frac{2}{3}} \quad (3.30)$$

şeklindedir. Eşitlik ters çevrilecek olursa:

$$Q = K\delta^{3/2} \quad (3.31)$$

halini alır. Yukarıdaki *K* elastikiyet katsayısı olup aşağıdaki şekilde ifade edilir [3].

$$K = \frac{2\sqrt{2}}{3} \frac{\left(\frac{E}{1-\upsilon^2}\right)}{(\sum \rho)^{0.5}} \left(\frac{1}{\delta^*}\right)^{3/2} \tag{3.32}$$

Bilyeli rulmanlardaki temas, dik olarak hizalanmış yarım bilye iç bilezik ve diğer yarım bilye dış bilezik temasından oluşur. Her bir iç ve dış bilezik teması ayrı ayrı Hertz Temas Teorisi ile modellenebilir. Burada her iki yüzeyde bilye iki yarım uzay (ing.: half-space) yaklaşımı kullanılarak ikiye bölünür. Sonuç olarak bir bilye için toplam ezilme iç ve dış bilezikte meydana gelen ezilmelerin toplamından oluşur.

$$\delta_n = \delta_i + \delta_o \tag{3.33}$$

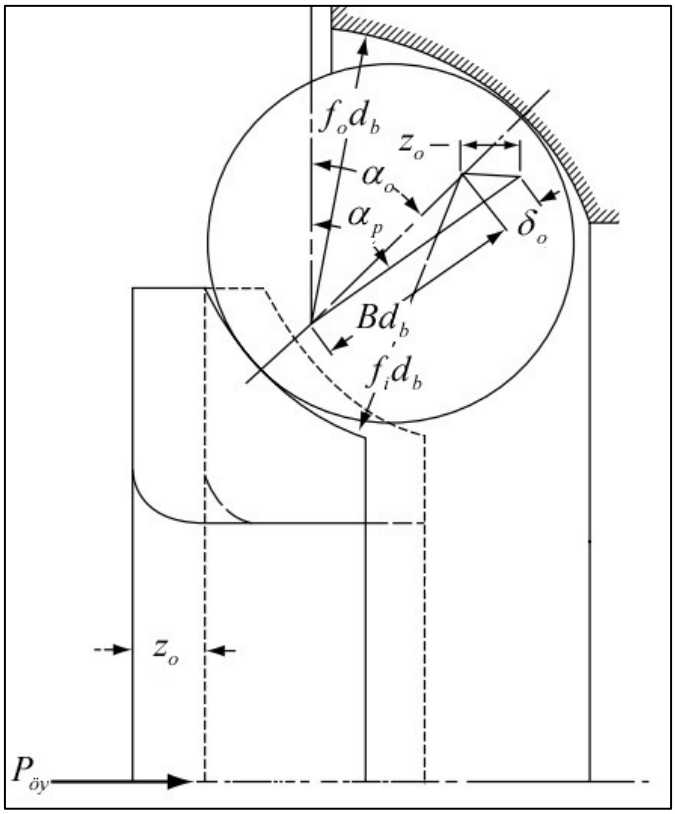
Buradan da bilye katılığına gidilirse toplam katılık aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$K = \left[\frac{1}{(1/K_i)^{2/3} + (1/K_o)^{2/3}}\right]^{3/2} \tag{3.34}$$

Bu tez çalışmasının teorik kısmında, rulman sisteminin çalışması sırasında temas açısı ve dolayısı ile katılık zamana bağlı sürekli değişecek şekilde ele alınmıştır.

3.2.2. Ön yükleme

Açısal temaslı rulmanlar belirli bir ön yükleme ile çalışırlar. Şayet ön yükleme eş merkezli olarak uygulanırsa rulmanın tüm bilyelerindeki ezilme miktarı eşit olacaktır. Ezilmeye bağlı olarak temas açısı büyüyecektir. Şekil 3.5'te açısal temaslı bir rulmanın ön yükleme sonrası geometrik durumu gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Ön yükleme uygulanmış açısal temaslı rulman [86]

Şekilde $P_{öy}$ ön yüklemesi uygulanmış bir rulmanda iç bilezik yatay eksende Z_0 kadar hareket edecektir. Bu nedenle bilye, iç bilezik ile dış bilezik arasına iyice sıkışacak ve δ_0 miktarında bir ezilmeye maruz kalacaktır. Her bir bilye tarafından taşınan eksenel yük aşağıda verilmiştir.

$$W = \frac{P_{öy}}{Z\, sin\alpha_p} = k_b(\delta_0)^{3/2} \tag{3.35}$$

$$\delta_0 = Bd_b(\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_p} - 1) \tag{3.36}$$

Eşitlik 3.36 eşitlik 3.35 da yerine konulursa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{P_{öy}}{Z\sin\alpha_p} = k_b(Bd_b(\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_p} - 1))^{3/2} \tag{3.37}$$

Eşitlik 3.37 de ön yükleme sonrası oluşan temas açısının hem kosinüs hem de sinüs değeri bulunduğundan çözüm deneme yanılma metodu ile bulunur. Ön yükleme sonrası yatay eksende gerçekleşen yer değiştirme Z_0 ile ifade edilir.

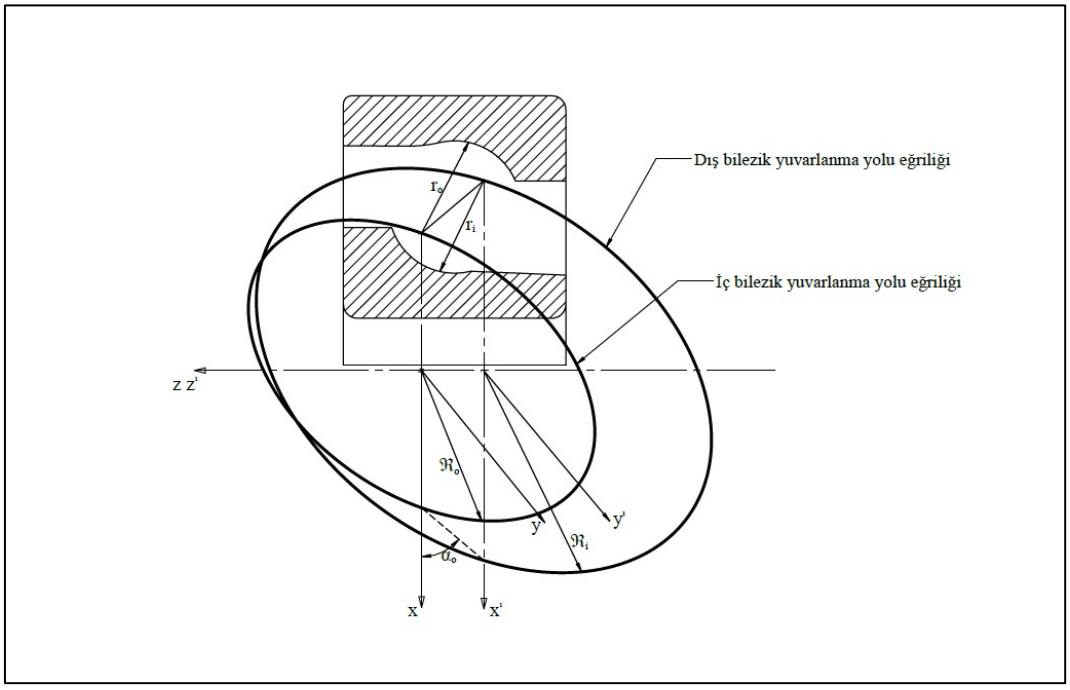
$$Z_0 = (Bd_b + \delta_0)\sin\alpha_p - Bd_b \sin\alpha_0 \quad (3.38)$$

Eşitlik 3.39'da eşitlik 3.36'da verilen δ_0 değeri yerine konulursa Z_0 için yeni bir eşitlik elde edilmiş olur.

$$Z_0 = Bd_b\left(\frac{\sin(\alpha_p - \alpha_0)}{\cos\alpha_p}\right) \quad (3.39)$$

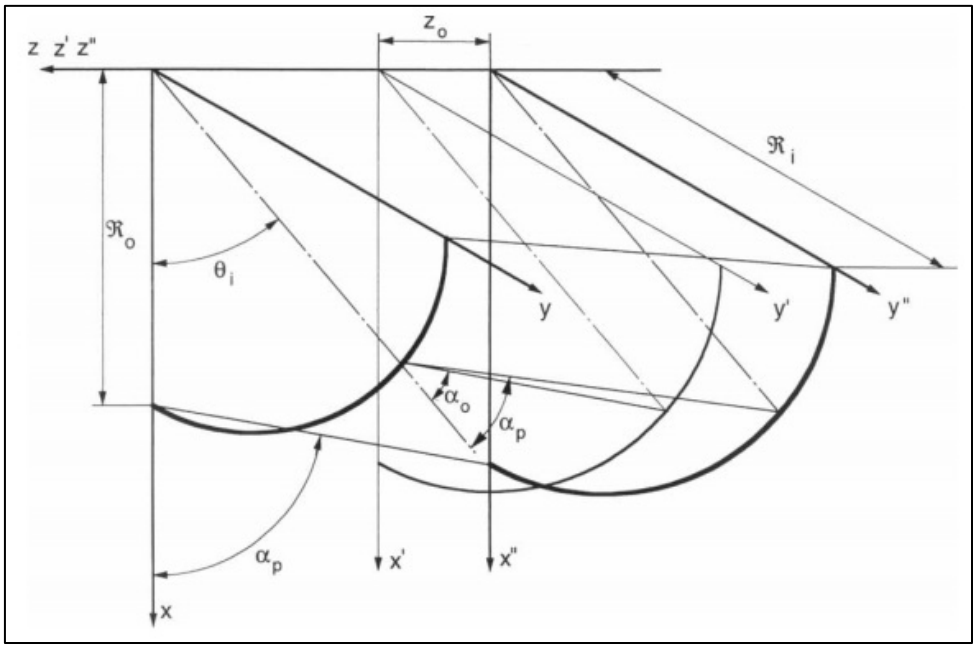
3.2.3. Ezilme analizi

Şaft rulman sisteminin taşıdığı toplam yük en basit anlatımla bilyeler tarafından taşınan yüke eşittir. Bu nedenle sistem tarafından taşınan toplam yükü bulabilmek için her bir bilyenin taşıdığı yükü toplamak gerekir. Her bilyenin taşıdığı yük miktarı daha önceki bölümlerde anlatılan, yük ile ezilme ilişkisi çözülerek bulunur. Rulman üzerinde herhangi bir dış kuvvet etkisi yok iken yuvarlanma yolu eğrilikleri Şekil 3.6'daki gibi olacaktır.



Şekil 3.6. Yüksüz durumda açısal temaslı rulmandaki yuvarlanma yolu eğrilikleri

Şayet rulmana bir ön yükleme yapılırsa ve dış bileziğin konumu sıkı geçmeden dolayı sabit kabul edilirse, sadece iç bilezik hareket edecektir. Bu hareketten dolayı herhangi bir bilyedeki ezilme durumu Şekil 3.7'deki gibi olacaktır.



Şekil 3.7. Eş merkezli ön yükleme sonrası yuvarlanma yolu eğrilikleri [43]

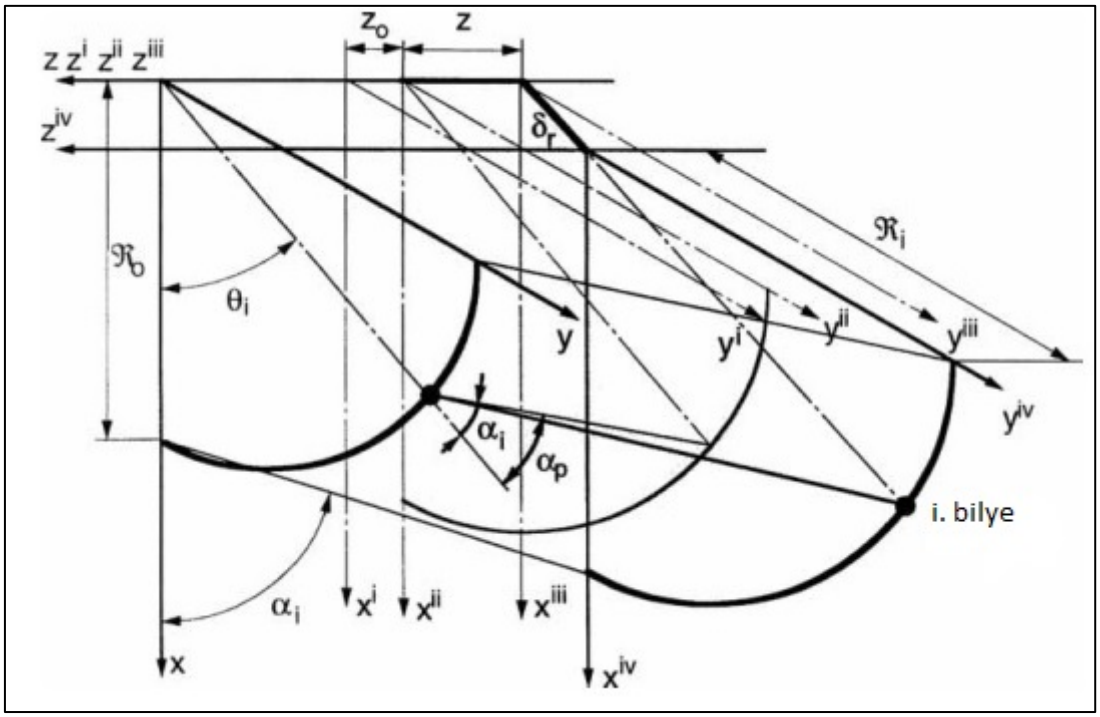
Şekil 3.7'den görüleceği gibi ön yükleme sonrası temas açısı α_0 dan α_p ye çıkmıştır.

$$\alpha_p = \tan^{-1}\left(\frac{Bd_b \sin\alpha_0 + Z_0}{Bd_b \cos\alpha_0}\right) \tag{3.40}$$

Eş merkezli ön yükleme sonrası radyal ezilmeye miktarı ise aşağıdaki eşitlik ile elde edilir.

$$\delta_r = x\cos\theta_i + y\sin\theta_i \tag{3.41}$$

Şaftın ve dolayısı ile rulman iç bileziğinin 3 boyutlu hareketi dikkate alınacak olursa iç bilezik hem x ekseninde hem y ekseninde hem de z ekseninde öteleme hareketi yapacaktır. Bu durum Şekil 3.8 de gösterilmiştir.



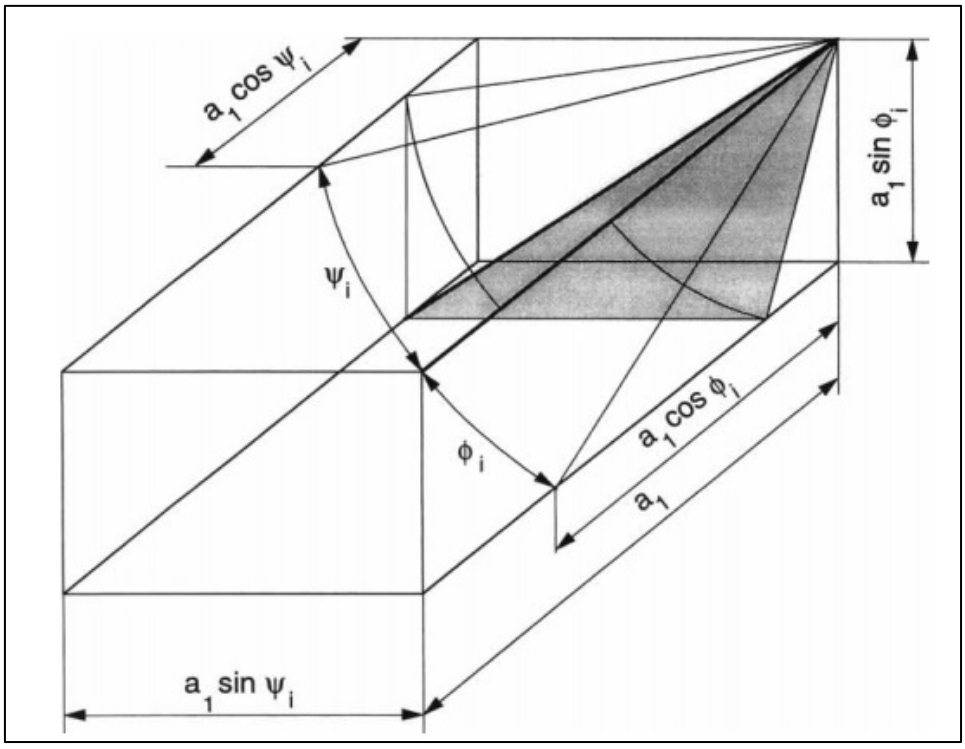
Şekil 3.8. İç bilezikteki 3 boyutlu hareket sonrası yuvarlanma yolu eğrilikleri [43]

İç bileziğin 3 boyutta hareket etmesi sonucu gerçekleşen *i.* bilyedeki ezilme miktarı ve temas açısı aşağıda verilmiştir.

$$\dot{\delta}_\iota = [(Bd_b \sin\alpha_0 + Z_0 + Z)^2 + (Bd_b \cos\alpha_0 + \delta_r)^2]^{1/2} - Bd_b \tag{3.42}$$

$$\dot{\alpha_\iota} = \tan^{-1}\left(\frac{Bd_b \sin\alpha_{0+Z}}{Bd_b \cos\alpha_0 + \delta_r}\right) \tag{3.43}$$

Şaftın ağırlık merkezine göre eksenlerin yaptığı açısal hareketler sonucu iç bilezik merkezinde meydana gelen yer değiştirmeler ve her bir bilyedeki ezilme ve temas açısı elde edilebilir. Bu durumda şaft rulman sisteminde şaftın ağırlık merkezinin kartezyen eksenlerindeki üç yönlü titreşimi ve 2 yönlü açısal titreşiminden kaynaklanan ezilme ve temas açısı her bir yuvarlanma elemanı için sol ve sağ taraflı rulman için elde edilebilir.



Şekil 3.9. Şaftın iki dönme eksenindeki hareketi sonucu iç bilezik pozisyonu [43]

Sol tarafta kalan rulmanın *i.* bilyesi için ezilme ve temas açısı sırasıyla aşağıdaki şekilde yazılır.

$$(\delta_i)_L = \left[\frac{\left(Bd_b \cos\alpha_0 + x\cos\theta_i + y\sin\theta_i + a_1(\varnothing_i)\cos\theta_i + a_1(\varphi_i)\cos\varnothing_i \sin\theta_i - R(1-\cos\varnothing_i)\cos\theta_i - R\left(1-\cos\varphi_i\right)\sin\theta_i\right)^2}{\left(Bd_b \sin\alpha_0 + Z_0 - Z + a_1(1-\cos\varnothing_i)\cos\theta_i + a_1(1-\cos\varphi_i)\cos\varnothing_i \sin\theta_i + \varnothing_i R\cos\theta_i - \varphi_i R\sin\theta_i\right)^2} \right]^{1/2} - Bd_b \quad (3.44)$$

$$(\alpha_i)_L = \tan^{-1}\left[\frac{\left(Bd_b \sin\alpha_0 + Z_0 - Z + a_1(1-\cos\varnothing_i)\cos\theta_i + a_1(1-\cos\varphi_i)\cos\varnothing_i \sin\theta_i + \varnothing_i R\cos\theta_i - \varphi_i R\sin\theta_i\right)^2}{\left(Bd_b \cos\alpha_0 + x\cos\theta_i + y\sin\theta_i + a_1(\varnothing_i)\cos\theta_i + a_1(\varphi_i)\cos\varnothing_i \sin\theta_i - R(1-\cos\varnothing_i)\cos\theta_i - R\left(1-\cos\varphi_i\right)\sin\theta_i\right)^2} \right] \quad (3.45)$$

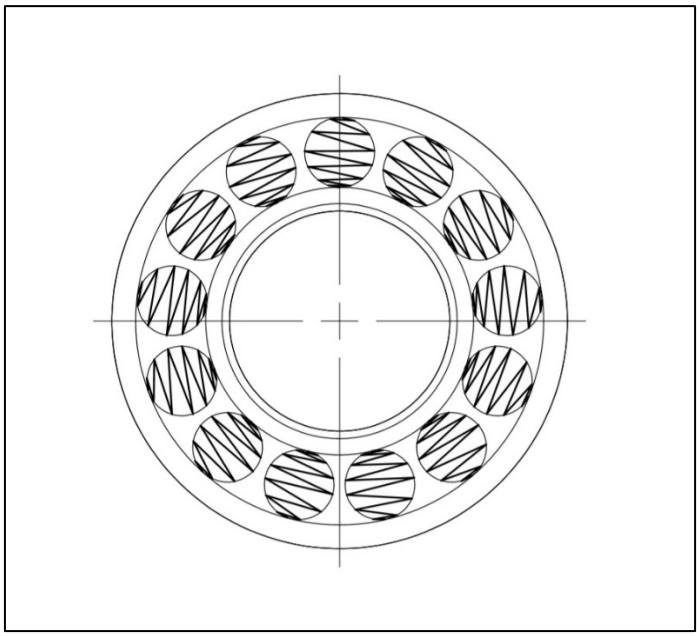
Benzer şekilde sağ tarafta kalan rulmanın *i.* bilyesi için ezilme ve temas açısı sırasıyla aşağıda verilmiştir.

$$(\delta_i)_R = \left[\frac{\left(Bd_b \cos\alpha_0 + x\cos\theta_i + y\sin\theta_i - b_1(\varnothing_i)\cos\theta_i + b_1(\varphi_i)\cos\varnothing_i \sin\theta_i + R(1-\cos\varnothing_i)\cos\theta_i + R\left(1-\cos\varphi_i\right)\sin\theta_i\right)^2}{\left(Bd_b \sin\alpha_0 + Z_0 + Z + b_1(1-\cos\varnothing_i)\cos\theta_i + b_1(1-\cos\varphi_i)\cos\varnothing_i \sin\theta_i - \varnothing_i R\cos\theta_i + \varphi_i R\sin\theta_i\right)^2} \right]^{1/2} - Bd_b \quad (3.46)$$

$$(\alpha_i)_R = \tan^{-1}\left[\frac{\left(Bd_b \sin\alpha_0 + Z_0 + Z + b_1(1-\cos\varnothing_i)\cos\theta_i + b_1(1-\cos\varphi_i)\cos\varnothing_i \sin\theta_i - \varnothing_i R\cos\theta_i + \varphi_i R\sin\theta_i\right)^2}{\left(Bd_b \cos\alpha_0 + x\cos\theta_i + y\sin\theta_i - b_1(\varnothing_i)\cos\theta_i + b_1(\varphi_i)\cos\varnothing_i \sin\theta_i + R(1-\cos\varnothing_i)\cos\theta_i + R\left(1-\cos\varphi_i\right)\sin\theta_i\right)^2} \right] \quad (3.47)$$

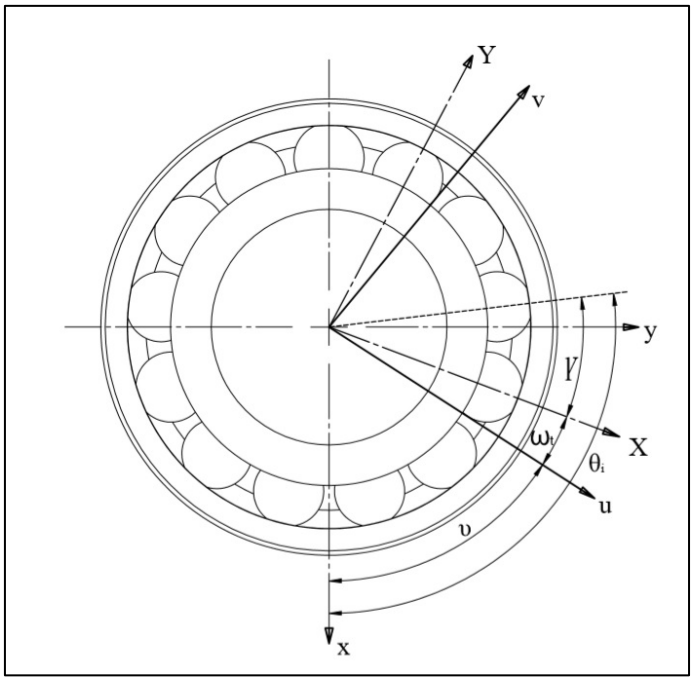
3.2.4. Toplam temas kuvvetinin hesaplanması

Bu çalışmada bilyeler, iç bilezik ve dış bilezik arasında bulunan, konumu şaftın dönme hızına bağlı olarak sürekli değişen, kütlesiz, sönümsüz ve doğrusal olmayan saf yaylar olarak modellenmiştir. Her bir bilyenin taşıdığı yük daha önceki bölümde anlatılan ezilme bağıntıları kullanılarak hesaplanabilir. Rulmandaki toplam kuvvet ise her bir bilyenin taşıdığı kuvvetlerin bileşkesidir. Rulmanın elastik modeli Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Rulman elastik modeli

Rulman çalışırken bilye şaft hızına bağlı olarak sürekli yer değiştirir. Bu da toplam bileşke kuvvetin yönünün zamana bağlı olarak değişmesine neden olur. Çözümü kolaylaştırabilmek için Şekil 3.11'de gösterilen (X, Y, Z) eksen takımı, (u, v, w) eksen takımı ve (x, y, z) eksen takımı tanımlanmıştır.



Şekil 3.11. Rulman eksen takımları

Burada (x, y, z) orijini rulman merkezinde olacak şekilde uzayda sabit ve x ekseninin yönü yerçekimine doğru eksen takımı, (u, v, w) seçilmiş bir konumda kafes ile dönen eksen takımı, (X, Y, Z) eksen takımı ise merkezi rulmanın merkezi olan ve bilyeler ile beraber dönen eksen takımıdır. Bu eksen takımları kullanılarak *i.* bilyede oluşan kuvvetler aşağıda verilmiştir.

$$F_{ri} = F\cos\alpha_i \tag{3.48}$$

$$F_{ai} = F\sin\alpha_i \tag{3.49}$$

$$F_{xi} = F_{ri}\cos\theta_i \tag{3.50}$$

$$F_{yi} = F_{ri}\sin\theta_i \tag{3.51}$$

$$F_{zi} = F_{ai} \tag{3.52}$$

Herhangi bir bilyenin ana eksen takımına göre açısı aşağıdadır.

$$\theta_i = \vartheta + \omega_c t + i\gamma \tag{3.53}$$

Yukarıdaki eşitlikte ω_c kafes hızı ve γ bilyeler arasındaki merkez açısını ifade etmektedir.

$$\boldsymbol{\gamma = \frac{2\pi}{Z}} \tag{3.54}$$

Eş. 3.54 Eş. 3.49-3.53'da yerine koyulursa sabit eksene takımına göre kuvvetler bulunabilir.

$$F_{xi} = F \cos\alpha_i \cos(\vartheta + \omega_c + i\gamma) \tag{3.55}$$

$$F_{yi} = F \cos\alpha_i \cos(\vartheta + \omega_c + i\gamma) \tag{3.56}$$

$$F_{zi} = F \sin\alpha_i \tag{3.57}$$

Toplam kuvvet her bir bilyedeki kuvvetlerin eksenlere göre toplamıdır.

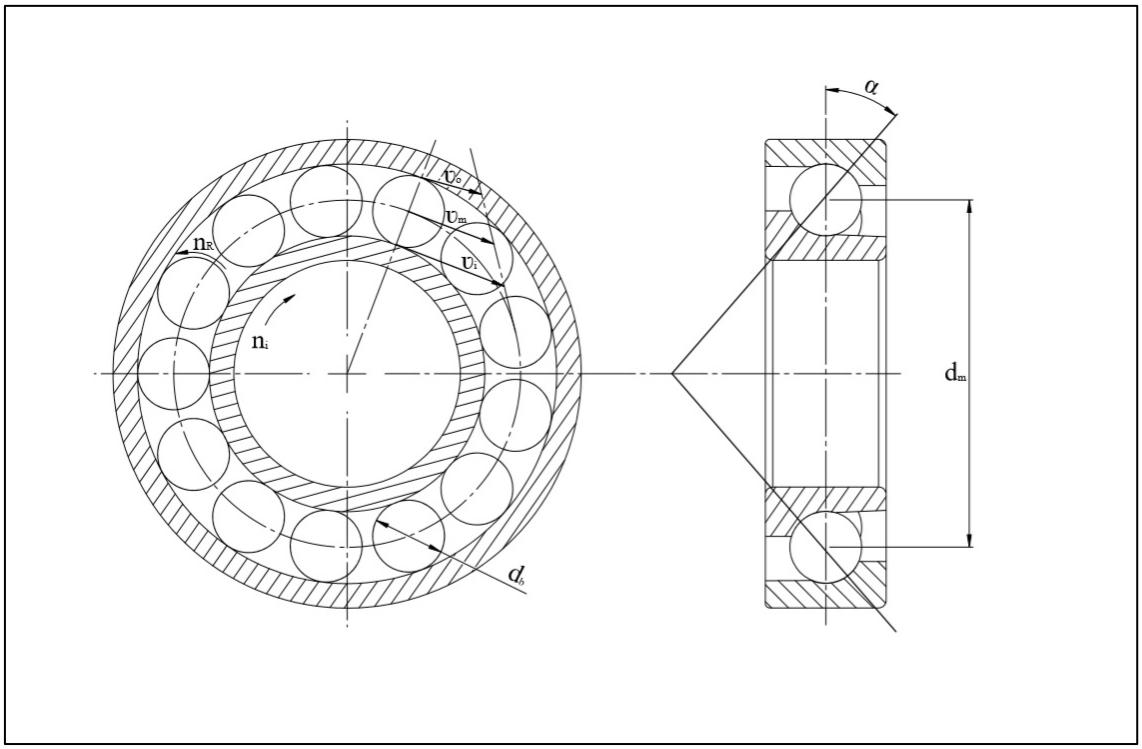
$$F_x = \sum_{i=1}^{Z} F \cos\alpha_i \cos(\vartheta + \omega_c + i\gamma) \tag{3.58}$$

$$F_y = \sum_{i=1}^{Z} F \cos\alpha_i \sin(\vartheta + \omega_c + i\gamma) \tag{3.59}$$

$$F_z = \sum_{i=1}^{Z} F \sin(\alpha_i) \tag{3.60}$$

3.3. Rulman Kinematiği

Bilyeli rulmanlar iç bilezik, bilyeler, kafes ve dış bileziklerden oluşur. Genel kullanımlarında dış bilezik hareketsiz ve iç bilezik ise şafta sıkı geçme olarak bağlandığından şaftın açısal hızıyla döner. Bu tezde rulmanlarda herhangi bir sürtünme kaybı olmadığı ve rulmanları oluşturan elemanlar arasında herhangi bir kayma olmadığı varsayılmıştır. Bu nedenle tüm elemanların hızları izafi olarak şaft hızına bağlıdır. Bir rulmanın iç yapısının kinematiği Şekil 3.12 de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Rulman iç hızları

Açısal temaslı rulmanın kinematik analizi yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Temas yüzeyindeki kaymalar ihmal edilebilir.
- Yağlamanın etkisi ihmal edilmiştir.
- Yuvarlanma elemanı sadece rulman ekseni etrafında ve kendi ekseni etrafında hareket yapar.
- İç ve dış bilezik temas açıları aynıdır.

Bir eksen etrafında dönen cismin çizgisel hızı *V* ile ifade edilir.

$$V = \omega r \tag{3.61}$$

Burada ω'nın birimi rad/s dir ve açısal hız olarak adlandırılır. Eşitlik 3.61'den faydalanıp sırası ile iç bilezik ve dış bilezik yuvarlanma yolu temas noktalarında çizgisel hızları aşağıdaki şekilde yazılır.

$$V_i = \frac{1}{2}\omega_i(d_m - d_b \cos\alpha) \tag{3.62}$$

veya

$$V_i = \frac{1}{2}\omega_i d_m(1-\gamma) \tag{3.63}$$

$$V_o = \frac{1}{2}\omega_o d_m(1+\gamma) \tag{3.64}$$

Burada $\gamma = \frac{d_b}{d_m}\cos\alpha$ dır.

Rulmanda kayma olmadığı kabulü yapıldığından kafes hızı yani bilye setinin hızı, iç yuvarlanma ve dış yuvarlanma hızlarının aritmetik ortalamasıdır.

$$V_c = \frac{1}{2}(V_i + V_o) \tag{3.65}$$

V_i ve V_o değerleri eşitlik 3.65'de yerine konarak kafesin açısal hızını bulunabilir.

$$\omega_c = \frac{1}{2}(\omega_i(1-\gamma) + \omega_0(1+\gamma)) \tag{3.66}$$

Burada $\omega_i = \frac{2\pi n_i}{60}$ ve $\omega_o = \frac{2\pi n_o}{60}$ olarak tanımlanır.

Benzer şekilde iç bilezik ile bilye arasındaki kayma ihmal edildiğinden, temas noktasında hızları eşit olacaktır.

$$\frac{1}{2}\omega_{ci} d_m(1-\gamma) = \frac{1}{2}\omega_b d_b \tag{3.67}$$

$$\omega_{ci} = \omega_c - \omega_i \tag{3,68}$$

Burada ω_{ci} kafesin iç bileziğe göre bağıl hızıdır. Yukarıdaki eşitlikler kullanılarak bilyeye ait açısal hız aşağıdaki şekilde bulunur.

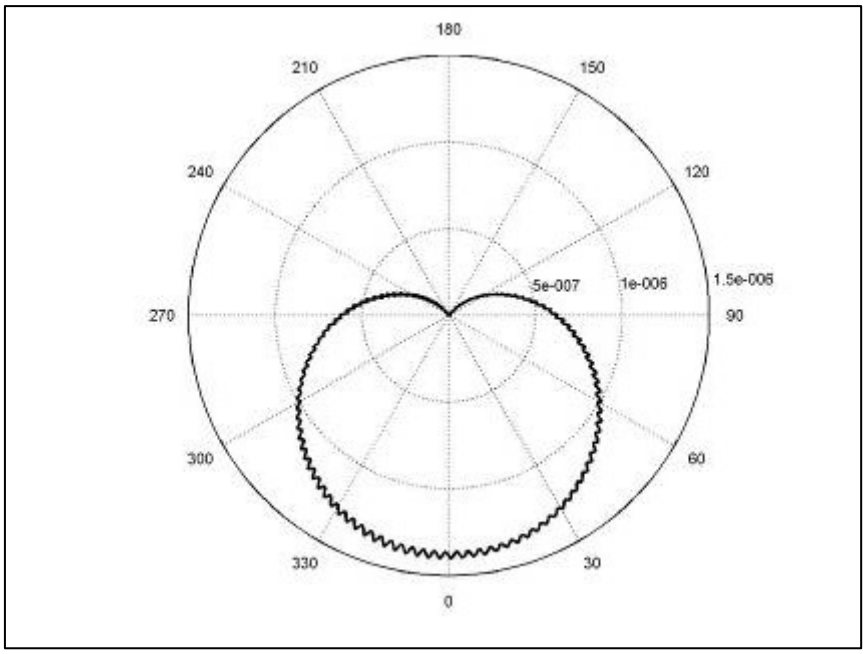
$$\omega_b = \frac{1}{2}\frac{d_m}{d_b}(1-\gamma)(1+\gamma)(\omega_o - \omega_i) \tag{3.69}$$

Dış bileziğin sabitlendiği ve sadece iç bileziğin döndüğü durum için bilyenin açısal hızı aşağıdaki hale gelir.

$$\omega_b = \frac{1}{2}\frac{d_m}{d_b}\omega_i(1-\gamma^2) \tag{3.70}$$

3.4. Bilye Geçiş Frekansı

Daha önceki bölümlerde değinildiği gibi, şaft vasıtası ile rulmana akan yük, bilyelerin ezilmesi ile dengelenir. Bununla beraber bilyeler şaft hızına bağlı olarak devamlı döner ve konumlarını değiştirirler. Bu da toplam yükü karşılayan bilye sayısını zamana bağlı olarak değiştirir. Bu değişimin sonucu olarak hem şafta uygulanan net yükün pozisyonu hem de iç bileziğin dış bileziğe göre olan bağıl konumu zamanla değişir. Bu yer değişiminin neticesinde rulmanlara bağlı olan şaft hareket yönünde ivmelenecek ve sistemde titreşim oluşmasına neden olacaktır. Herhangi bir t anında bir rulmanın radyal yüklenme durumuna ait bir örnek Şekil 3.13 te gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Herhangi bir anda rulman yüklenme geometrisi [3]

Şaftın dönmesi sırasında rulmanın bir önceki konuma gelmesi için gereken süre bilye sayısına bağımlıdır. Bu süre *t* ile ifade edilir.

$$t = \frac{kafesin\ peryodu}{Z} \tag{3.71}$$

Yukarıdaki eşitlikte Z bilye sayısını ifade etmektedir. Dolayısı ile bir tam tur için elde edilecek frekans:

$f = \frac{1}{t} = \frac{1}{\frac{t}{Z}} = \frac{Z}{t}$ $ve\ \omega_{c=}\frac{1}{t}$ olduğundan

$$\omega_{bg} = Z\omega_c \tag{3.72}$$

şeklinde bilye geçiş frekansı (BGF) bulunur.

Aynı tanımlama iç bilezik için de yapılabilir ve bu frekansa iç bilezik bilye geçiş frekansı (İBBGF) denir ve aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$\omega_{ibg} = (\omega_i - \omega_c) \tag{3.73}$$

Bilye geçiş frekansına ilişkin titreşimlere bilye geçiş titreşimleri (BGT) denir ve Hertz Temas Teorisi'nde anlatıldığı üzere yapı doğrusal değildir. BGT rulman geometrik olarak mükemmel olsa bile gerçekleşmektedir. Bu titreşimler sistemin rezonans frekansı ile çakıştığında sistem rezonansa girecektir.

3.5. Hata Frekansları

Yukarıdaki bölümlerde anlatıldığı gibi bir rulman tam olarak hatasız üretilse ve montaj yapılsa dahi titreşim üretir. Buna bilye geçiş titreşimleri denir. Bununla beraber hata durumlarında da rulmanlar titreşim üretirler. Bu hatalar dağınık hatalar ve bölgesel hatalar başlıklarında toplanabilirler. Bölgesel hatalar iç bilezik, dış bilezik, bilye ve kafeste zamanla oluşan veya üretimden kaynaklanan hataları kapsarken, dağınık hatalar ise özellikle montaj sırasında meydana gelen dalgalılık, eksen kaçıklığı, dengesizlik gibi hataları kapsar.

Eğer rulmanın herhangi bir parçasında bir hata var ise bu hata sistemin titreşimleri analiz edilerek bulunabilir. Bünyesinde herhangi bir hata unsuru barındıran bir rulman unsuru, geometrik farklılıklardan dolayı farklı frekanslarda titreşecektir. Rulmanın her unsuru için bu hata frekansları çıkartılabilir. Spektrum incelendiğinde, hata dış bilezikte ise DBHF'nda, iç bilezikte ise İBHF'nda, kafeste ise KF'nda ve bilyede ise BF'nda ve bununla beraber hata unsurun yapısına bağlı olarak bazen hata frekanslarının yan bantları veya harmoniklerinde

genlikler görülür. Bu hata frekansları karakteristik frekanslar olarak da adlandırılır ve aşağıda verilen eşitlikler ile değerleri bulunabilir.

$$DBHF = \frac{n_b}{2} F_s(1 - \frac{d_b}{d_m}\cos\alpha) \quad (3.74)$$

$$IBHF = \frac{n_b}{2} F_s(1 + \frac{d_b}{d_m}\cos\alpha) \quad (3.75)$$

$$KF = \frac{F_s}{2}(1 - \frac{d_b}{d_m}\cos\alpha) \quad (3.76)$$

$$BF = \frac{d_m}{2d_b} F_s(1 - (\frac{d_b}{d_m})^2\, cos^2\alpha) \quad (3.7)$$

Bu tezde dağınık hatalar üzerine yoğunlaşılmış ve çeşitli senaryolar kapsamında alınan veriler hem teorik hem de deneysel olarak kayıt altına alınmış ve frekans bölgelerinde karşılaşmalar yapılmıştır. Tezde, eksen kaçıklığını analiz etmek için yazılan kodlar geliştirilirken hem Harris [82] hem de Aktürk [30] tarafından geliştirilmiş eksen kaçıklığı yaklaşımları kullanılmış fakat, Aktürk tarafından geliştirilen model kullanılarak üretilen kodların daha tutarlı sonuçlar vermesi nedeni ile tezde bu kodlar kullanılmıştır.

4. RULMAN ŞAFT SİSTEMİ

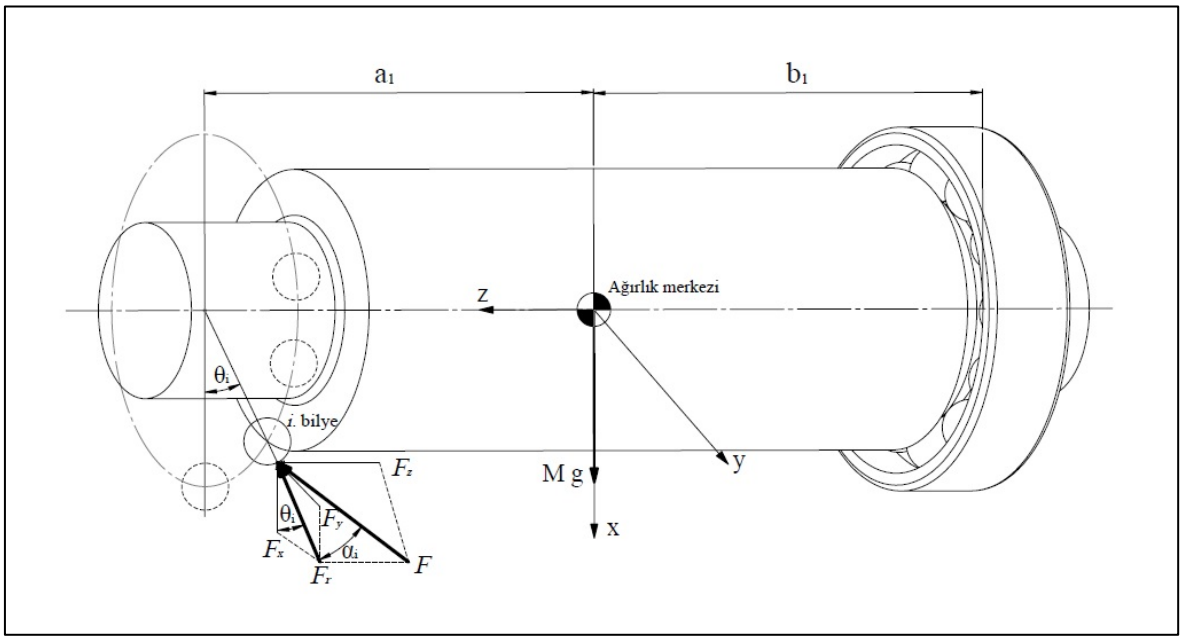
Tezin teorik kısmındaki çalışmaların ilerletilebilmesi için iki ucundan açısal temaslı rulmanlar ile yataklanmış şaftın dinamik yapısının anlaşılması gerekir. Çözüm için öncelikli olarak, Hertz Temas Teorisi vasıtasıyla, ezilmenin etkisiyle bilyede oluşan yükler hesaplanır. Ezilme ile yük arasında doğrusal olmayan bir ilişki vardır. Bilyelerdeki yükler hesaplanıp bileşkesi alınır ve şaftın her yatağından şafta etki eden yük her zaman dilimi için hesaplanır ve bulunan bu yükler de kullanılarak şaftın dinamik eşitliğini ifade eden hareket denklemi elde edilebilir.

4.1. Yapılan Kabuller ve Hareket Eşitlikleri

Bu çalışmanın teorik kısmında rulman şaft sistemi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

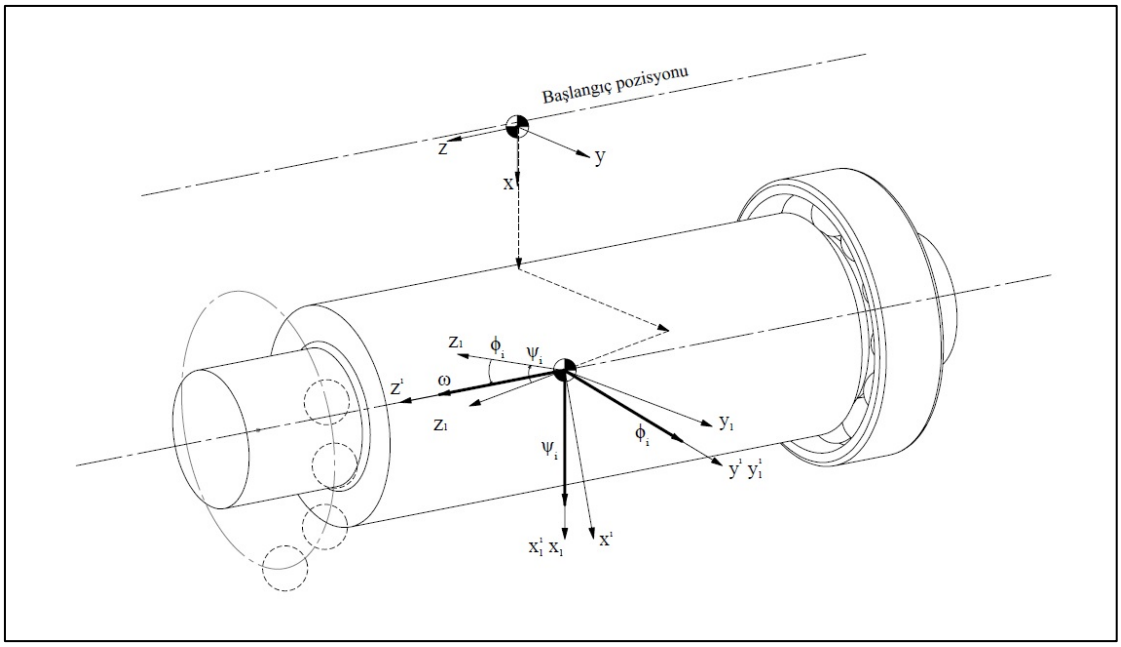
- Yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasında oluşan sürtünme kuvveti ihmal edilmiştir. Dolayısıyla z ekseni etrafında moment oluşmamaktadır.
- Yuvarlanma elemanı kütlesiz, doğrusal olmayan yay olarak modellenmiştir.
- Bilezikler ve şaft rijit olarak kabul edilmiştir.
- Bilyeler ile bilezikler arasında oluşan temas Hertz tipi temas olarak kabul edilmiştir.
- Sistemin çalışması sırasında geometrinin bozulmadığı kabul edilmiştir.
- Yağlama veya başka nedenler ile oluşabilecek sürtünme ihmal edilmiştir.
- İç bilezik ve dış bilezik sıkı geçme olarak monte edilmiş ve herhangi bir kaymanın olmadığı kabul edilmiştir.
- Rulmanların montajının simetrik olarak yapıldığı ve rulmanların yüz yüze (ing: face to face) olacak şekilde montajının yapıldığı varsayılmıştır.
- Şaftın iki ucunu yataklayan rulmanlar arasında faz farkı olmadığı kabul edilmiştir. Yani her iki rulmanda bilyelerin açısal konumları aynıdır.
- Şaftın taşıyacağı yüklerin sisteme simetrik olarak dağıldığı kabul edilmiştir.
- Yuvarlanma elemanları ve bileziklerin aynı malzemeden yapıldığı ve dolayısıyla malzeme karakteristiklerinin aynı olduğu kabul edilmiştir.
- 2 yöndeki açısal hareket ($\emptyset \; ve \; \varphi$) küçüktür.

Yukarıdaki kabuller doğrultusunda rulman şaft sistemi beş serbestlik dereceli olarak modellenmiş ve sisteme Newton'un ikinci kanunu uygulanmıştır. Şaft rulman sistemi ve sistemdeki kuvvet bileşenleri Şekil 4.1'de verilmiştir.

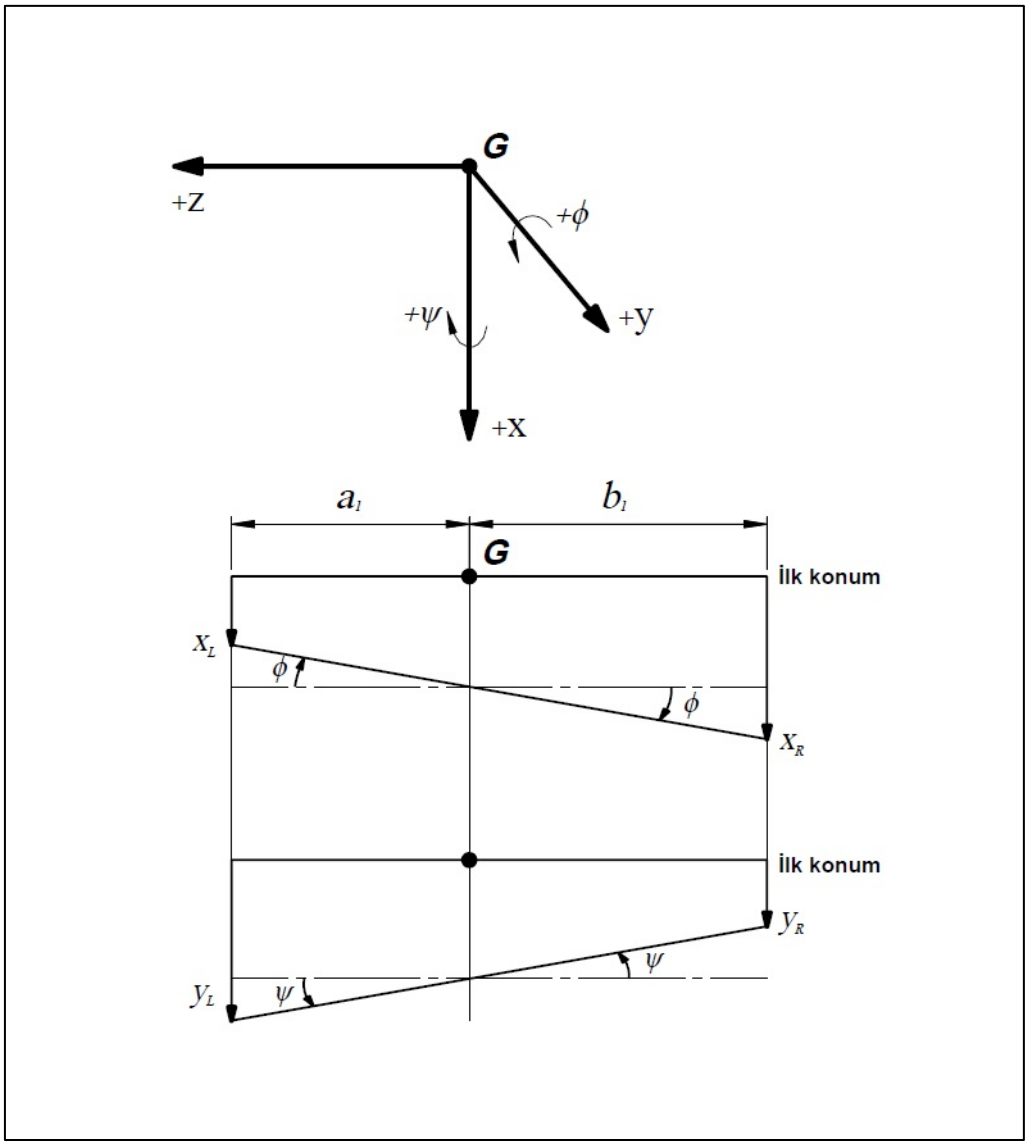


Şekil 4.1. Şaft rulman sisteminde oluşan kuvvetler

Şekil 4.2'de şaft merkezinin hareketinden kaynaklanan hızların vektörel gösterimi ve Şekil 4.3'te ise yuvarlanma açıları ve eksen takımları gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Şaft merkezinin hareketinden kaynaklanan hızların vektörel gösterimi



Şekil 4.3. Yuvarlanma açıları ve eksen takımları

Sistemin dinamik eşitlikleri aşağıda çıkartılmıştır.

$$M\ddot{x} + \sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_L^{3/2}\cos(\alpha_i)_L\cos(\theta_i)_L\right) + \sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_R^{3/2}\cos(\alpha_i)_R\cos(\theta_i)_R\right) - Mg = 0 \quad (4.1)$$

$$M\ddot{y} + \sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_L^{3/2}\cos(\alpha_i)_L\sin(\theta_i)_L\right) + \sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_R^{3/2}\cos(\alpha_i)_R\sin(\theta_i)_R\right) = 0 \quad (4.2)$$

$$M\ddot{z} + \sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_L^{3/2}\sin(\alpha_i)_L\right) + \sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_R^{3/2}\sin(\alpha_i)_R\right) = 0 \quad (4.3)$$

$$I_{yy}\ddot{\phi} + \sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_L^{3/2}\cos(\alpha_i)_L\cos(\theta_i)_L\right)a_1$$

$$-\sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_R^{3/2}\cos(\alpha_i)_R\cos(\theta_i)_R\right)b_1$$

$$+\sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_L^{3/2}\sin(\alpha_i)_L\cos(\theta_i)_L\right)R$$

$$-\sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_R^{\frac{3}{2}}\sin(\alpha_i)_R\cos(\theta_i)_R\right)R - I_{zz}\dot{\varphi}\omega = 0 \qquad (4.4)$$

$$I_{xx}\ddot{\varphi} + \sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_L^{3/2}\cos(\alpha_i)_L\sin(\theta_i)_L\right)a_1$$

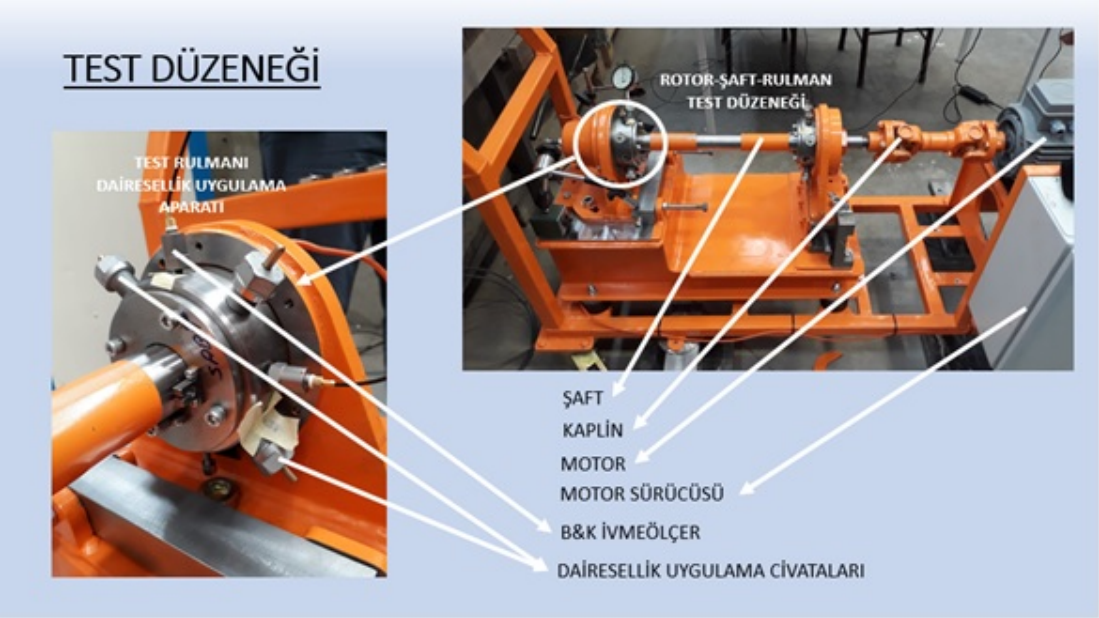
$$-\sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_R^{3/2}\cos(\alpha_i)_R\sin(\theta_i)_R\right)b_1$$

$$+\sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_L^{3/2}\sin(\alpha_i)_L\sin(\theta_i)_L\right)R$$

$$-\sum_{i=1}^{n}\left(K_i(\delta_i)_R^{\frac{3}{2}}\sin(\alpha_i)_R\sin(\theta_i)_R\right)R - I_{zz}\dot{\varphi}\omega = 0 \qquad (4.5)$$

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

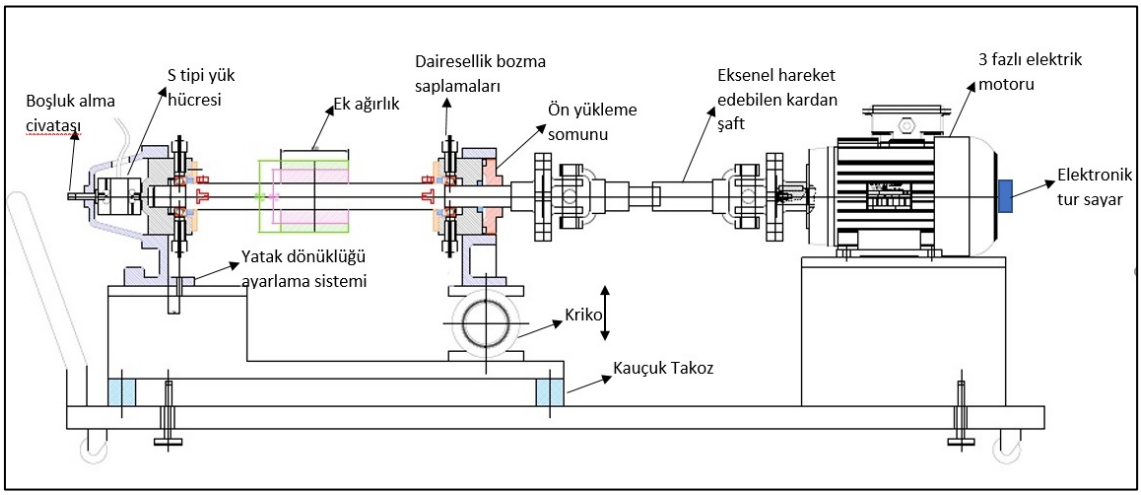
Teorik çalışmalar, oluşturulan senaryolar çerçevesinde farklı çalışma parametreleri hata durumları için çözümlenmiştir. Bu sonuçların doğrulanması amacıyla aynı senaryoları büyük ölçüde gerçekleştirebilme kabiliyetine sahip bir deney düzeneği tasarlanmış ve üretilmiştir. Deney düzeneğinde teorik çalışmada modellenen 7206 X-life tipinde açısal temaslı rulmanlar kullanılmıştır. Deney düzeneğinde 3000 W'lık üç fazlı bir elektrik motoru, deney sırasında girdileri ve çıktıları kontrol edebilmek için bir PLC sistemi, hız ayarı yapabilmek için frekans invertörü, ayarlanan şaft hızının doğruluğundan emin olabilmek için motora bağlı bir enkoder (elektronik devir sayar), şafta ön yükleme verebilecek şekilde vidalı bir mekanizma ve ön yükleme miktarını ölçebilmek için S tipi bir yük hücresi, iki rulmanın birbirinden kaçıklığını hassas olarak ayarlayabilmek için hassas kriko, ivmeölçerleri bağlayabilmek için yuvalar, rulmanların dış bileziğine ölçülebilen çapsal hata verebilmek için her yatakta 4 adet sıkma civata mekanizması, motor titreşimlerinin sisteme etkisini azaltmak için ana şase ile şaft sistemi arasına yerleştirilmiş kauçuk takozlar, rulmanlara ön yükleme verilirken kasıntıyı önleyecek kardan şaft, hassas ölçüm yapabilmek için komparatörler, avare taraftaki yatağa dönüklük verebilecek şekilde geliştirilmiş yatak sistemi, şafta bağlanabilen eş merkezli kütleler, şafta dengesiz kütle özelliği verebilecek şekilde tasarlanmış saplama ve somun setleri kullanılmıştır. Resim 5.1 de deney düzeneğini genel görünüşü verilmiştir.



Resim 5.1. Deney düzeneğinin görünüşü

5.1. Deney Düzeneğinin Genel Anlatımı

Tasarlanan ve üretilen deney düzeneğinin daha iyi anlaşılabilmesi için Şekil 5.1.'de deney düzeneğinin şematik kesiti verilmiştir.



Şekil 5.1. Deney düzeneği şematik kesiti

Açısal temaslı rulmanlar belirli bir ön yükleme altında çalışırlar. Bu nedenle deney düzeneğinde bir ön yükleme somunu vardır. Bu somun vasıtası ile istenilen miktarda ön yükleme, motor tarafındaki açısal temaslı rulmanın dış bileziğine aktarılır. Deney düzeneğinde kullanılan iki adet rulman yüz yüze (ing.: face to face) bakacak şekilde montaj edilmiştir. Bu montaj şeklinden dolayı yük motor tarafındaki rulmanın dış bileziğinden, bilyelere, bilyelerden iç bileziğe, iç bilezikten şafttaki fatura vasıtasıyla şafta aktarılır. Şafttaki bu yük daha sonra fatura vasıtasıyla avare taraftaki açısal temaslı rulmanın iç bileziğine, oradan sırasıyla bilye, dış bilezik ve kayar aparat vasıtası ile s tipi yük hücresine aktarılır. Yük hücresinin hemen arkasına bir boşluk alma cıvatası entegre edilmiştir. Yük hücresinden sinyal olarak alınan ön yükleme değeri PLC'ye aktarılır ve PLC ekranından okunur. Ön yükleme somunu sıkılarak veya gevşetilerek istenen ön yükleme miktarı ayarlanır. Herhangi bir kasıntıya neden olmamak için kardan şaft ön yükleme somunu ile beraber hem öne hem de arkaya hareket edebilecek tipte seçilmiştir. Deney düzeneğinde kullanılan s tipi yük hücresi Resim 5.2'de gösterilmiştir.



Resim 5.2. Deney düzeneğinde ön yükleme miktarını ölçen yük hücresi

Sisteme ayrıca 1 adet PLC eklenmiştir. Bu PLC yardımı ile, deney düzeneği hem saat yönünde hem de saat yönünün tersine dönebilmektedir. Ayrıca entegre edilen bir frekans invertörü vasıtası ile her iki yönde de şaftın dönüş hızı ayarlanabilmektedir. İstenen hız değerini ve istenen dönüş yönünü ayarlamak ve o anki değerleri görmek için PLC'ye bir dokunmatik ekran eklenmiştir. Bu ekrandan ayrıca s tipi yük hücresinden gelen ön yükleme değerleri de okunabilmektedir. Frekans invertörü ile anlık olarak şaft hızının okunabilmesine rağmen şaft hızının kesin değerini alabilmek için motora bir elektronik hız ölçer eklenmiştir. Motor ile şaft direkt aküple olduğundan motor hızı ile şaft hızı eşittir. Hız ölçerden alınan hız değerleri de PLC ekranında gösterilmektedir. PLC ekranının resmi Resim 5.3'te verilmiştir.



Resim 5.3. Deney düzeneği PLC sisteminin dokunmatik komut giriş ekranı

Motordan ve dış etkilerden kaynaklanan titreşimleri, ölçümün yapılacağı taraftan izole edebilmek için ölçüm yapılan tarafa kauçuk titreşim izolasyonu takozları eklenmiştir. Bununla beraber kardan şaft tarafından üretilecek titreşimlerden mümkün olduğunca kaçınabilmek için analizlerde deney düzeneğinin avare tarafına bağlanan ivme ölçerlerden alınan veriler kullanılmıştır.

Değişken şaft ağırlıklarının titreşimlere etkisini inceleyebilmek için iki adet eş merkezli kütle üretilmiştir. Bu kütleler tasarlanırken ve üretilirken eş merkezliliği bozmamasına dikkat edilmiştir. Ek kütlelerden biri 5,6 kg diğeri ise 2,9 kg kütlelidir. Ayrıca ek kütlelerin her ikisine de 28 gr kütlesinde somunlar bağlanarak eş merkezli olan kütleler eksantrik kütlelere dönüştürülebilmektedir. Ek kütlelerin şafta takılmış hali ve bağlanmamış hali Resim EK-3.1'de verilmiştir.

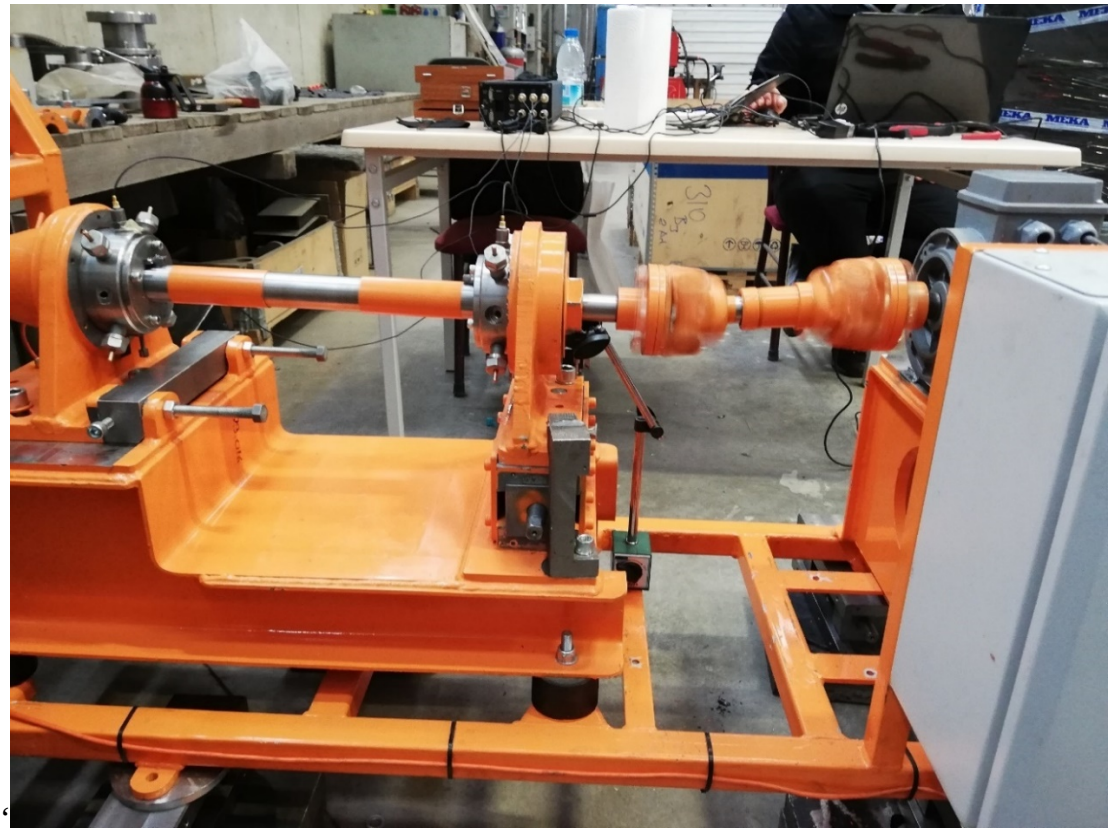
Rulmanların takıldığı yataklardaki işleme hatalarını analiz edebilmek için her rulmanın takıldığı yatağa dört adet dairesellik bozma cıvatası eklenmiştir. Her cıvatanın ortası delinmiş ve ortasına bronz bir malzeme alıştırılmıştır. Bronz malzemenin bir ucu rulmanın dış çapına göre işlenmiş ve rulmana tam oturması sağlanmıştır. Böylelikle rulmanın dış bileziği ile bronz malzeme çizgisel temas yapmayıp, yüzeysel temas yapmaktadır. Cıvata sıkılarak rulmanın dış bileziği istenen miktarda dairesellikten saptırılabilmektedir. Sapma miktarı cıvata başına adapte edilen bir komparatör vasıtasıyla ölçülebilmektedir. Dairesellik bozma cıvataları Resim 5.1'de gösterilmiştir.

İşleme hatalarından biri olan yatak dönüklüğü koşulunu deney düzeneğinde gerçekleştirebilmek için yataklardan biri dikey bir eksen etrafında dönebilir şekilde tasarlanmıştır. Deney düzeneğinde söz konusu dikey eksen bir merkezleme pimi vasıtasıyla sağlanmıştır. Yatak dönüklüğünün hassas olarak ayarlanması komparatörler vasıtası ile yapılmaktadır. Hassas olarak ayarlanan dönüklük miktarının bozulmaması için oval kanal içerisine yerleştirilmiş cıvatalar iyice sıkılmalıdır. Yatak dönüklüğü şartını sağlayan yatak şekli Resim EK-3.2'de verilmiştir.

En sık karşılaşılan montaj hatalarından biri de iki yatak arasında eksen kaçıklığı durumudur. Deney düzeneğinde bu koşul yataklardan birinin altına yerleştirilmiş hassas bir kriko ile sağlanmaktadır. Bir dayama vasıtası ile krikonun en üst noktası 0 mm eksen kaçıklığına ayarlanmaktadır. Daha sonra kriko aşağıya doğru indirilerek istenen miktarda eksen

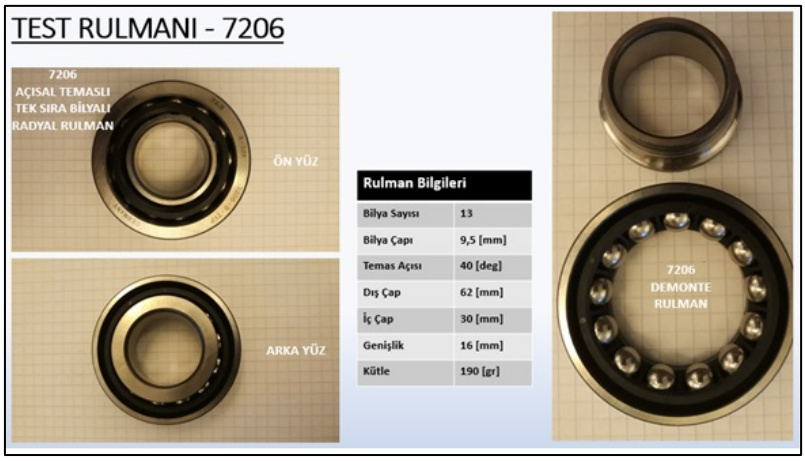
kaçıklığı yapılabilmektedir. İstenen değere getirilen krikonun bu noktadan oynamaması için kriko kilit plakaları krikonun her iki yanına sıkılmalıdır. Krikonun resmi Resim EK-3.3'de verilmiştir.

Resim 5.4'de 9 mm eksen kaçıklığı senaryosu gerçekleştirilirken çekilmiş bir fotoğraf gösterilmiştir. Bununla beraber veri toplamada sistemi ile ilgili bilgiler Ek-4'te verilmiştir.



Resim 5.4. Deney düzeneği ile 9 mm eksen kaçıklığı çalışması

Resim 5.5'te deney düzeneğinde kullanılan 7206 açısal temaslı rulman gösterilmiştir. Kullanılan rulmanın dış bilezik dış çapı 62 mm, iç bilezik iç çapı 30 mm, rulman genişliği 16 mm, yüksüz temas açısı 40°, bilye çapı 9,5 mm ve bilye sayısı 13'tür. Rulmanlar deney düzeneğine yüz yüze olacak şekilde takılmıştır.



Resim 5.5. Deney düzeneğinde kullanılan 7206 açısal temaslı rulman

5.2. Deneysel Çalışma Yöntemi

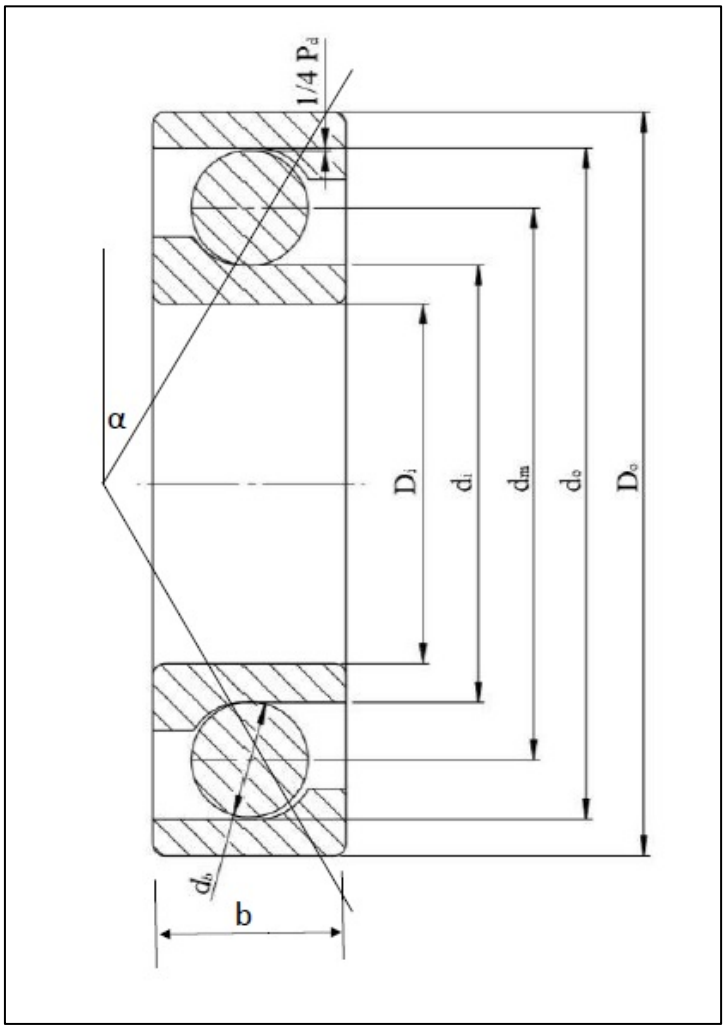
Yapılan deneylerde mümkün olduğunca teorik çalışmada uygulanan koşullar deneysel olarak simüle edilmeye çalışılmıştır. Toplamda 17 adet senaryo üzerine yoğunlaşılmış ve her senaryoda 400 d/d hızdan 200'er li artışlar ile 3000 d/d hıza kadar çıkılmıştır. Böylelikle her senaryo için toplam 14 hız kademesi için ölçüm yapılmıştır. Tek eksenli 3 adet ivme ölçerden 1. si avare taraf yatay yöne (y ekseni yönü), 2. si avare taraf dikey yöne (x ekseni yönü), 3.'sü ise motor tarafı dikey yöne (x ekseni yönü) bağlanmıştır. Her seferde toplam 5 s boyunca ölçüm alınmış ve her saniyede 25600 adet veri toplanmıştır. Senaryolar belirlenirken rulmanlara gelen farklı yükleme durumlarındaki sistem davranışlarını analiz edebilmek için deney düzeneği bazı senaryolarda ek kütle olmadan sadece şaftın kendi kütlesi ile, bazı senaryolarda şafta bağlanmış ek 5600 gr eş merkezli kütle ile ve bazı senaryolarda ise şafta bağlanmış ek 2800 gr eş merkezli kütle olmak ile çalıştırılmıştır. Bunun yanı sıra rulmana verilen farklı ön yükleme durumunda sistem davranışını görebilmek için rulmanlara 100 N, 200 N ve 500 N'luk ön yüklemeler verilmiştir. Son olarak sistemin farklı eksen kaçıklıklarındaki davranışlarını inceleyebilmek için sisteme 1 mm, 3 mm, 5,5 mm ve 9 mm eksen kaçıklıkları verilmiş ve yukarıda anlatılan senaryoların farklı kombinasyonlarından da ölçümler alınmıştır. Deneysel çalışmada uygulanan senaryoların tablosu Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Deneysel çalışma senaryoları

SENARYO SIRA	ÖN YÜKLEME	ŞAFT EK KÜTLE	ŞAFT HIZI	EKSEN KAÇIKLIĞI	NOTLAR
BİRİM	(N)	(kg)	(d/d)	(mm)	
1	150	0	400:200:3000	0	
2	200	0	400:200:3000	0	
3	500	0	400:200:3000	0	
4	120	5,6	400:200:3000	0	
5	20	5,6	400:200:3000	0	
6	500	5,6	400:200:3000	0	
7	300	2,9	400:200:3000	0	
8	100	0	400:200:3000	1	
9	200	0	400:200:3000	1	
10	500	0	400:200:3000	1	
11	500	0	400:200:3000	1	rulmanlar yenilenmiştir
12	100	5,6	400:200:3000	1	
13	200	5,6	400:200:3000	1	
14	500	5,6	400:200:3000	1	
15	200	0	400:200:3000	3	
16	200	0	400:200:3000	5,5	
17	200	0	400:200:3000	9	

6. TEORİK BULGULAR

Bu bölümde tez çalışmasında kullanılan 7206 tip açısal temaslı rulman farklı çalışma koşullarında teorik olarak incelenmiş ve rulman davranışları çıkartılmıştır. Rulman davranışlarını çıkartabilmek için daha önceki bölümlerde anlatılan matematiksel modellerden yararlanılmış ve geliştirilen kodlarda senaryolar koşulmuştur. Şekil 6.1'de açısal temaslı bir rulmanın genel ölçüleri sembolik olarak gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Açısal temaslı bir rulmanın ölçüleri

Çizelge 6.1' de modellenen 7206 açısal temaslı rulmanın ölçüleri verilmiştir.

Teorik çalışmada, bir şaft 400 mm aralıkla iki uçtan yataklanmış olarak modellenmiştir. Şaftın her iki ucu 7206 açısal temaslı rulman ile yataklanmıştır ve rulmanlar yüz yüze (ing:face to face) olacak şekilde yerleştirilmiştir. Her rulmanda 13 adet bilye vardır.

Rulmana her seferinde belirli bir ön yükleme verildiği kabul edilmiş ve bu değer her seferinde yazılan programa girilmiştir. Her senaryoda şaft hızı düşük bir değerden başlayıp belli oranda arttırılarak bir maksimum seviyeye çıkartılmıştır. Teorik çalışmanın her aşamasında saniyede 100.000 adet veri alınmıştır dolayısı ile teorik çalışmanın örnekleme frekansı 100.000 Hz'dir. Her bir zaman seviyesinde bilyelerin konumu, bilyelere yapılan yükleme sonrası temas açısının değeri, bilyelerin katılık miktarları ve bilyelerde 3 eksende oluşan kuvvetler ayrı ayrı hesaplanıp diferansiyel denklemde yerlerine konulmuştur. Diferansiyel denklemler 4. mertebeden Runge-Kutta Metodu kullanılarak nümerik olarak çözülmüştür. Çalışmalarda sağ rulman ve sol rulman arasında herhangi bir faz farkı olmadığı kabul edilmiştir. Bununla beraber teorik çözümlemede sönümleme katsayısının değerinin doğru seçilmesi gereklidir. Zang [87], yaptığı çalışmada temastaki sönümleyiciliğin farklı yük ve hıza göre değişen karakteristikte olduğunu ifade etse de, çalışmasında genel olarak sönümleyiciliğin yük ve hızdaki artışa göre azalan trendde olduğu göstermiştir. Bal [88] ise tez çalışmasında sönümleyiciliğin zaman ve şaft hızına göre değişimini grafikler ile anlatmıştır. Bu çalışmanın teorik kısmında hem literatürde yapılan benzer çalışmalardan yararlanılarak hem de bilgisayar kodunda sönümleme katsayısı değiştirilip deneme yanılma yöntemi kullanılarak sönümleme katsayısının değeri 200 Ns/m olarak alınmıştır.

Teorik çalışmada ön yüklemenin rulman rijitliğinin arttırmasından ve rulman rijitliğinin genlikleri azaltmasından dolayı ön yükleme miktarı 10 N'u geçirilmemiştir. Bununla beraber rulman bilye sayısının katılığa etkisini görebilmek için ilk 8 senaryoda, geliştirilen programa her rulman için 7206 rulmanın standardı olan 13 adet bilye girilmiş fakat 9. Senaryodan itibaren sırası ile 5, 8, 13 adet bilyeler ile programlar tekrar koşulmuş ve bilye sayısının spektrumlara etkisi irdelenmiştir. Çizelge 6.1'de 7206 tipi açısal temaslı rulmanın genel ölçüleri verilmiştir. Deney düzeneğinde kullanılan şaft değerleri teorik çalışmada da kullanılacaktır ve teorik veriler ile deneysel verilerin daha sağlıklı karşılaştırılması sağlanacaktır. Deney düzeneğinde kullanılan şaftın özellikleri ve ölçüleri Çizelge 6.2'de verilmiştir. Teorik çalışmanın senaryoları belirlenirken deneysel çalışma da göz önünde bulundurulmuş ve senaryolar belirlenmiştir. Çizelge 6.3'te teorik olarak gerçekleştirilen senaryoların listesi verilmiştir. Ayrıca 7206 açısal temaslı rulmana ait bazı şaft hızlarına göre hata frekanslarının listesi Ek-2'de verilmiştir.

Çizelge 6.1. 7206 açısal temaslı rulmanın ölçüleri

TANIM	SEMBOL	BOYUT (m)	BİRİM
İç bilezik iç çapı	D_i	0,03	m
İç bilezik yuvarlanma çapı	d_i	0,036462	m
Ortalama çap	d_m	0,046	m
Dış bilezik dış çapı	D_o	0,062	m
Dış bilezik yuvarlanma çapı	d_o	0,055538	m
Rulman genişliği	b	0,016	m
Bilye çapı	d_b	0,009528	m
İç bilezik eğrilik yarıçapı	r_{gi}	0,005033	m
Dış bilezik eğrilik yarıçapı	r_{go}	0,004917	m
Yüksüz temas açısı	α_0	40°	°
Elastik modülü	E	200 Gpa	GPa
Poisson oranı	υ	0,3	-
Çapsal boşluk	P_d	2,00E-05	m
Bilye sayısı	n_b	13	adet

Çizelge 6.2. Deney düzeneğinde kullanılan şaftın özellikleri

TANIM	BOYUT	BİRİM
Çap	0,03	m
Boy	0,4	m
Kütle	4,8	kg
Rulmanlar arası mesafe	0,4	m
Ağırlık merkezinin sol rulmana mesafesi	0,2	m
Ağırlık merkezinin sağ rulmana mesafesi	0,2	m

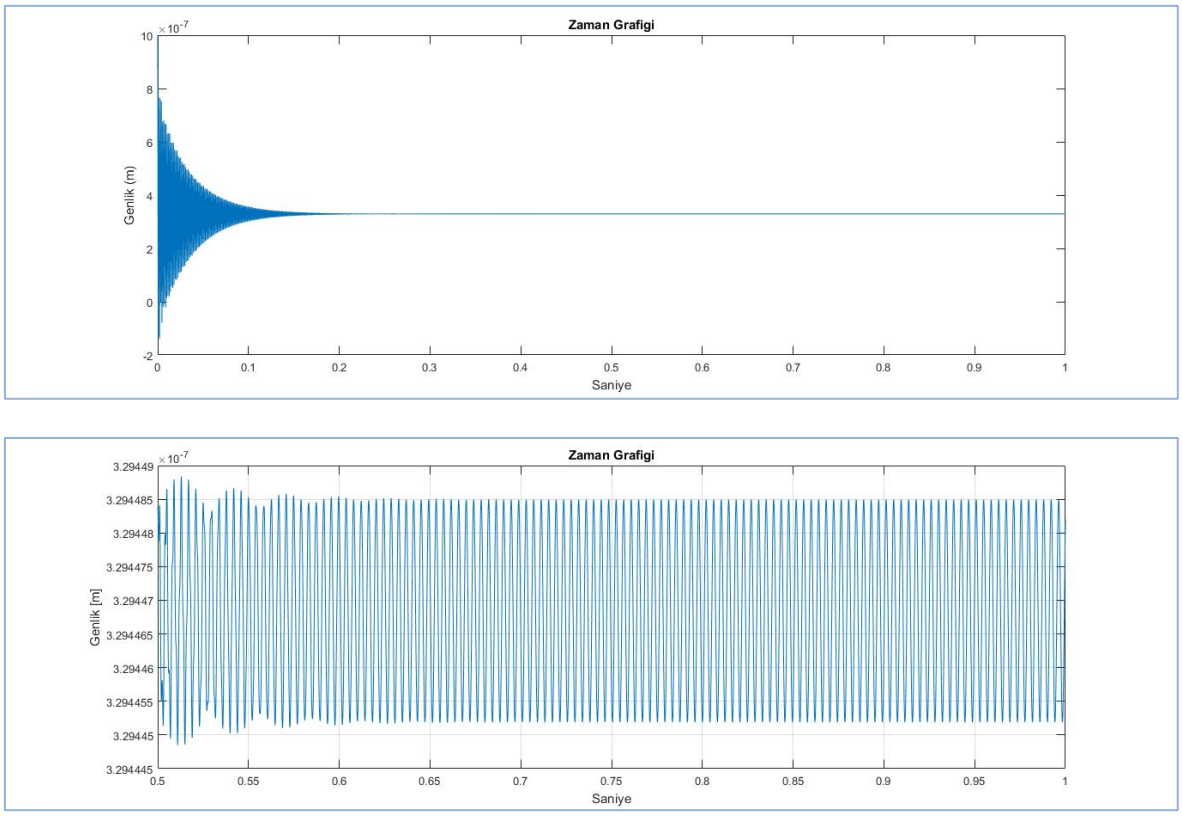
Çizelge 6.3. Teorik olarak gerçekleştirilen senaryoların listesi

Senaryo No	Ön Yükleme Miktarı (N)	Şaft Ek ağırlığı (kg)	Eksenel Kaçıklık Miktarı (m)	Bilye Sayısı (adet)	Şaft Hızı (d/d)
1	10	0	0	13	400:200:3000
2	10	5,6	0	13	400:200:3000
3	10	2,9	0	13	400:200:3000
4	10	0	0,001	13	400:200:3000
5	10	5,6	0,001	13	400:200:3000
6	10	0	0,003	13	400:200:3000
7	10	0	0,0055	13	400:200:3000
8	10	0	0,009	13	400:200:3000
9	10	0	0,005	5	500:500:5000
10	10	0	0,005	8	500:500:5000
11	10	0	0,005	13	500:500:5000
12	10	0	0,0005	5	500:500:5000
13	10	0	0,0005	8	500:500:5000
14	10	0	0,0005	13	500:500:5000
15	10	0	0,01	5	500:500:5000
16	10	0	0,01	8	500:500:5000
17	10	0	0,01	13	500:500:5000

Bu tez çalışmasının hem teorik hem de deneysel kısmında, avare taraftaki rulmanın yatay ve dikey verileri kullanılmıştır. Motor tarafındaki rulmandan elde erilen veriler, motor titreşimleri ve kardan şaft nedeni ile oluşacak titreşimlerden etkilenebilecek olmasından dolayı kullanılmamıştır. Teorik çalışmada herhangi bir gürültü söz konusu olmadığından elde edilen verilerin direk hızlı Fourier dönüşümleri (HFD) alınmış ve herhangi bir filtreleme yönteminin kullanılmasına gerek duyulmamıştır.

Tezin teorik kısmında spektrum analizleri yapılırken senaryoların mümkün olduğu kadar farklı hız kademelerindeki frekans spektrumları arka arkaya çizdirilmiş ve waterfall grafikleri oluşturulmuştur. Waterfall grafikleri sayesinde titreşim nedeni ile oluşan genliklerin sistemin hangi özelliğini yansıttığı ve sistem karakteristiğinden kaynaklanan doğal frekans gibi unsurların tespiti daha kolay belirlenmiştir. Waterfall grafikleri tezin deneysel kısmında da kullanılmıştır.

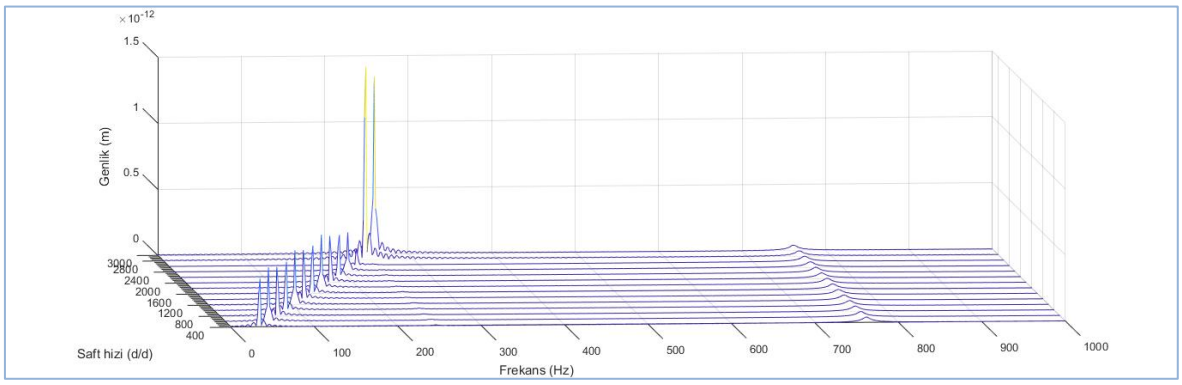
Bununla birlikte teorik çalışmada her senaryonun bütün alt bölümlerinde 1 s'lik verinin analizi yapılmıştır fakat elde edilen verilerin sadece son 0,5 s'si kullanılmıştır. Bunun nedeni verilerin ilk 0,5 s'lik kısmında sistemin geçici cevabının ve durağan cevabının birlikte bulunması ve bu verilerin analizinin asıl ulaşılmak istenen sistemin durağan durumundaki cevabını yansıtmamasıdır. Sistemin geçici cevabı diferansiyel denklemin homojen kısmını içerir ve daha çok sistemin doğal frekansları ile ilgili bilgiler muhteva eder ve sönüm etkisi ile bir süre sonra geçici cevap etkisi kaybolur. Sistemin durağan cevabı ise sistem üzerinde devamlı var olan zorlamaların etkisini gösterir ve sürekliliği vardır ve asıl analiz edilmek istenen kısım burasıdır. Bu tez çalışmasında ilk 0,5 s içerisinde sistemin geçici cevabının sönümlendiği gözlemlenmiştir bu nedenle analizlerde veri setlerinin son 0,5 s'lik kısımları kullanılmıştır. Bu durum Şekil 6.2'de rastgele seçilmiş bir senaryonun önce 1 s'lik kısmı daha sonra ise son 0,5 s'lik kısmı alt alta çizdirilecek gösterilmiştir.



Şekil 6.2. x ekseni yönündeki şaft titreşimlerinin zamana bağlı grafiği ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=0; nb=13; 2800 d/d)

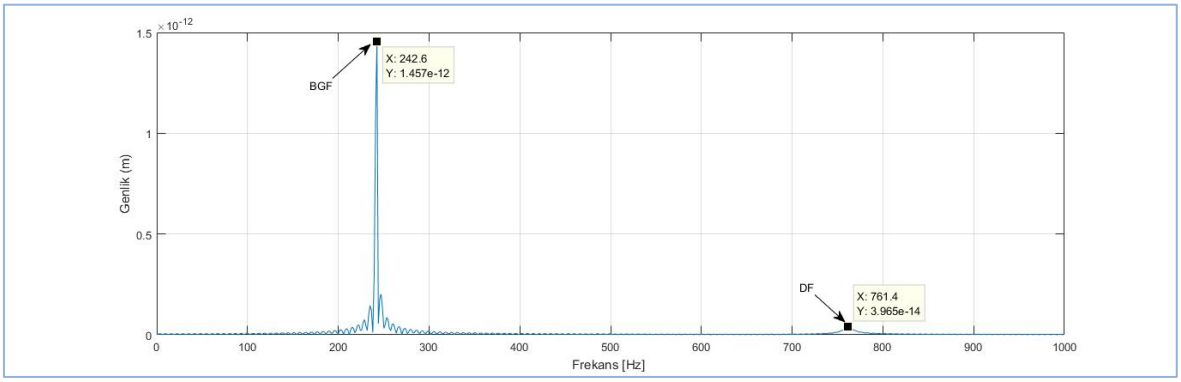
6.1. Senaryo 1 Bulguları

Teorik çalışmanın 1. senaryosunda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası herhangi bir eksenel kaçıklık verilmemiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri incelenmiştir. Bu senaryoda şafta herhangi bir ek kütle bağlanmamıştır.



Şekil 6.3. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=0; n_b=13)

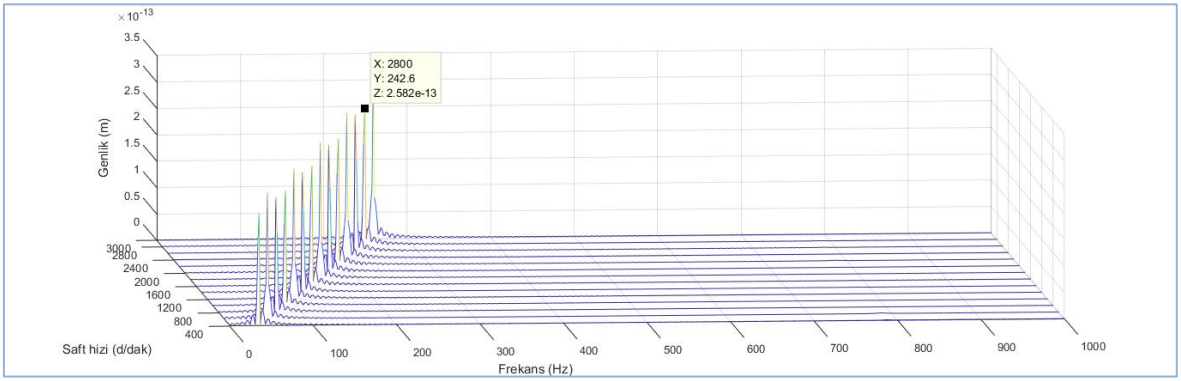
Şekil 6.3 incelendiğinde spektrumda BGF görünmektedir. Bununla beraber 750 Hz civarında sistemin doğal frekanslarından biri görünmektedir. Ayrıca 2800 d/d şaft hızında BGF'ndaki genlik ani bir şekilde artmıştır. Bu değerleri daha net görebilmek için 2800 d/d hızdaki frekans spektrumu ayrı olarak Şekil 6.4'te gösterilmiştir.



Şekil 6.4. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=0; n_b=13)

Şekil 6.4 ve Şekil 6.3 beraber ele alındığında 2800 d/d şaft hızında 242 Hz bölgesinde BGF ve 761 Hz de sistemin x ekseni yönündeki doğal frekansı bulunmaktadır. Ayrıca 242 Hz sistemin başka bir doğal frekansıdır ve bu doğal frekans 2800 d/d şaft hızında BGF ile çakışmaktadır. Bu durum 242 Hz'de genlik değerinin bir anda artmasıyla anlaşılmaktadır.

Birinci senaryonun y eksenindeki davranışları incelenecek olursa sadece BGF değerlerinin okunduğu fakat herhangi bir doğal frekans bileşeninin belirgin olarak görülmediği söylenebilir. Şekil 6.5'te 2800 d/d hızda x ekseninde olduğu gibi 242 Hz civarında BGF gözlenmiş ve aşağıdaki grafiğe işaretlenmiştir.



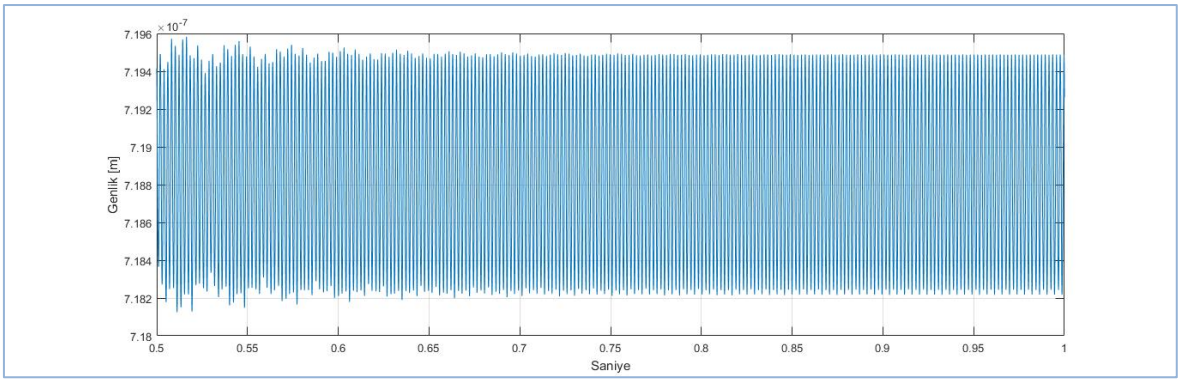
Şekil 6.5. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=0; n_b=13)

1. senaryoda x ekseni ile y ekseni yönlerindeki genlikler sadece BGF'da oluşmaktadır fakat x eksenindeki genlikler y eksenindeki genliklerden büyüktür. Bunun nedeni x ekseni yönündeki titreşim genliklerine şaft ağırlığının etkisidir. Bu etki y ekseni yönünde yoktur.

6.2. Senaryo 2 Bulguları

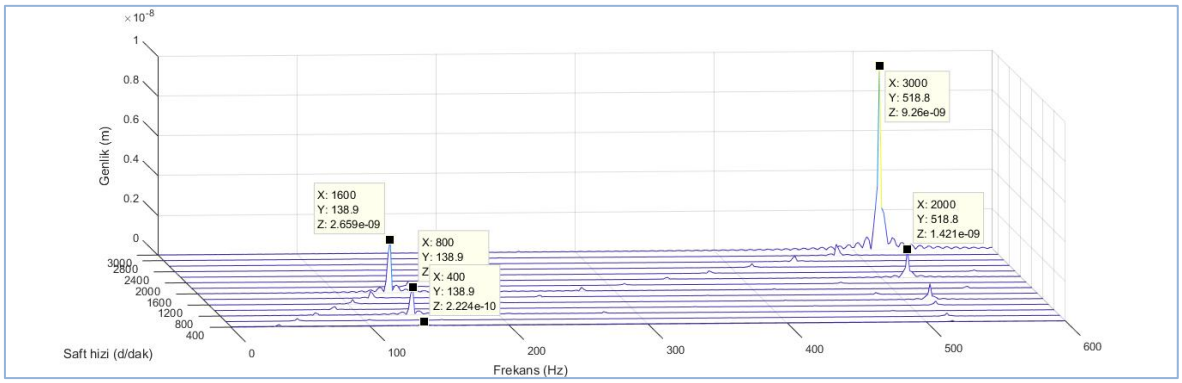
Rulmanların taşıdığı yükün artmasının titreşimlere etkisinin incelenebilmesi için teorik çalışmanın 2. senaryosunda, 10 N'luk bir ön yükleme sonrası eksenel kaçıklık verilmemiş bir rulman şaft sisteminde şafta 5,6 kg kütlesinde eş merkezli ek kütle bağlanması koşulu analiz edilmiştir.

Daha önce belirtildiği gibi analizler sistemin durağan anında yapılmalıdır. Bu nedenle sistemin 0,5 s ile 1 s arasındaki verileri Senaryo 2 için 2800 d/d şaft hızında genlik zaman grafiğinde gösterilmiştir. Şekil 6.6 ile Şekil 6.2 grafiklerinde çizdirilen durumların birbirinden farkı Şekil 6.6 ile anlatılan sistemde şafta 5,6 kg kütlesinde eş merkezli ek kütle bağlanmış olmasıdır. Şekil 6.6'dan görüleceği üzere belirlenen zaman aralığında sistem aynı Şekil 6.2'deki gibi durağan hale gelmiştir ve bu nedenle tez çalışmasının bundan sonraki teorik bulgular kısımlarında veri analizleri 0,5 s ile1 s arasındaki veriler ile yapılacaktır.



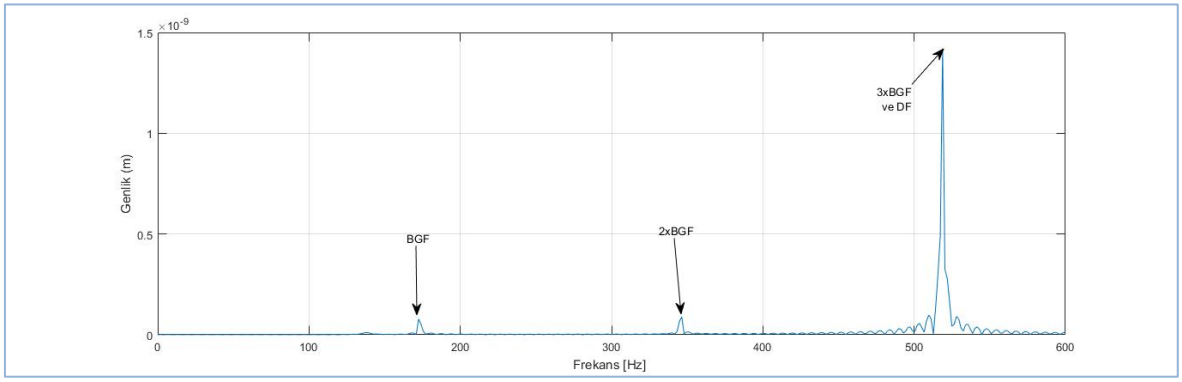
Şekil 6.6. x ekseni yönündeki şaft titreşimlerinin zamana bağlı grafiği ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=5,6; nb=13; 2800 d/d)

İkinci senaryonun x ekseni yönündeki frekans spektrumlarını gösteren waterfall diyagramı incelendiğinde BGF ve harmonikleri görünmektedir ve bunlar 139 ve 519 Hz civarında doğal frekanslar ile çakışmaktadır. Bu değerler senaryo 1'deki doğal frekans değerleri olan 242 Hz ve 761 Hz değerlerinden küçüktür. Bunun nedeni şaftın ağırlığının artmasıyla beraber doğal frekans değerlerinin düşmesidir.



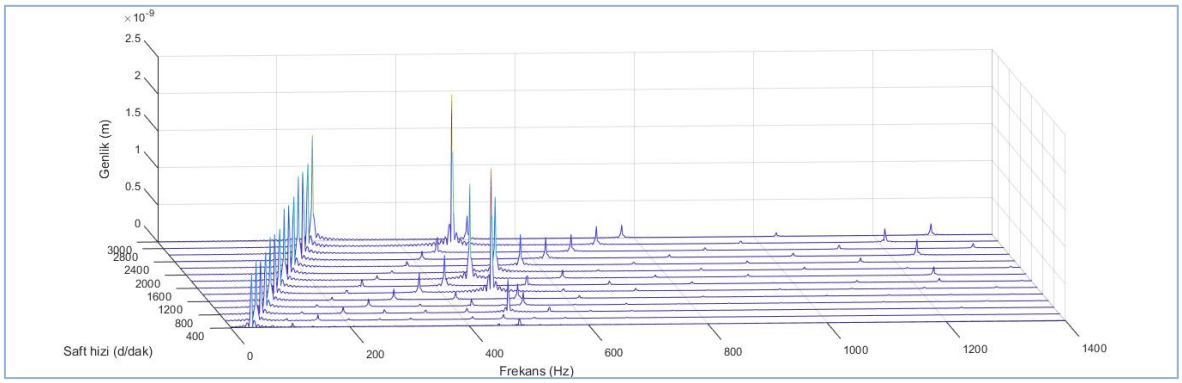
Şekil 6.7. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=5,6; n_b=13)

Şekil 6.7'de şafta ek kütle bağlanması durumunda waterfall diyagramında BGF ve harmoniklerinde genlikler görülmektedir. Fakat şafta ek kütle bağlanmadığı Şekil 6.3'te gösterilen durumda genlikler BGF'nda görülmektedir. Bunun nedeni sisteme ek kütle bağlanması ile sistemin doğrusal olmama (ing: nonlinear) durumunun artmasıdır. Yapıyı daha detaylı inceleyebilmek için Şekil 6.8'de 2000 d/d hızdaki spektruma ayrı olarak bakılacak olursa, şafta ek 5,6 kg'lık bir eş merkezli kütle bağlanmasıyla BGF'nda, BGF'nın 1. harmoniğinde ve BGF'nın 2. harmoniğinde genlikler gözlemlenmektedir. Bununla beraber BGF'nın 2. harmoniği x ekseninin doğal frekansı ile çakışmıştır.



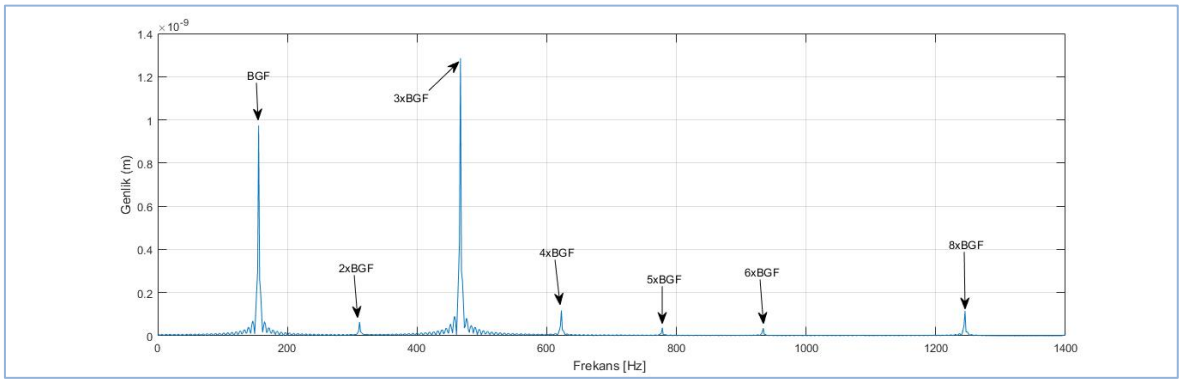
Şekil 6.8. @2000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=5,6; n_b=13)

İkinci senaryoda y ekseni doğrultusundaki spektrumlar Şekil 6.9'da gösterilmiştir. Şekilden y ekseni yönünün ilk 1400 Hz'lik kısımda BGF ve altı adet süper harmoniğinin görüldüğü anlaşılmaktadır.



Şekil 6.9. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=5,6; n_b=13)

Bu spektrumun daha iyi inceleyebilmesi için 1800 d/d hızdaki spektrum Şekil 6.10'da verilmiştir. Şekilden ilk 1400 Hz'lik frekans kısmında BGF'nın sekiz katına kadar olan harmonikler görülmektedir. BGF ve harmonikleri haricinde herhangi bir genliğe rastlanmamaktadır.



Şekil 6.10. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=5,6; n_b=13)

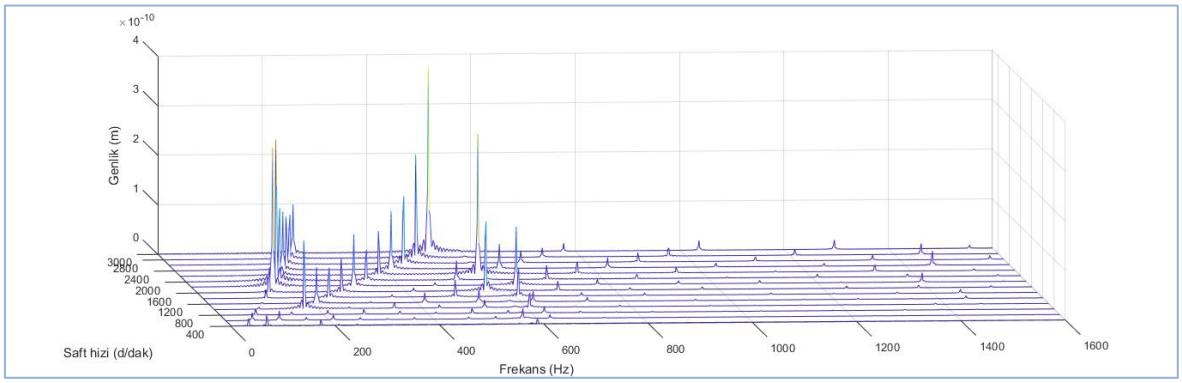
x ekseni ve y ekseni spektrumları karşılaştırıldığında her ikisinde de BGF ve harmonikleri görülmektedir. x eksenindeki genlikler y eksenindeki genliklerden daha büyüktür. Bunun nedeni şaft ağırlığının x ekseni yönündeki titreşimlerin genliklerine kattığı etkidir.

Birinci senaryo ile ikinci senaryo birbiriyle kıyaslanacak olursa, rulmanlara gelen yükün artması ile BGF harmoniklerinin daha net bir şekilde göründüğü söylenebilir. Bunun nedeni şaft ağırlığının artması ile bilyelerdeki ezilme miktarının artması ve bunun da doğrusal olmama durumunu arttırmasıdır. Ayrıca Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'da 467 Hz bölgesinde hemen hemen bütün şaft hızlarında genlikler görünmektedir. Bu nedenle 467 Hz, y ekseninin doğal frekansıdır tespiti yapılabilir. Bununla beraber spektrumda ayrıca 1245 Hz bölgesinde ψ

ekseninin doğal frekansı görülmektedir. Ayrıca şaft ağırlığının artması ile hem x ekseni yönündeki genlik miktarları hem de y ekseni yönündeki genlik miktarları artmıştır.

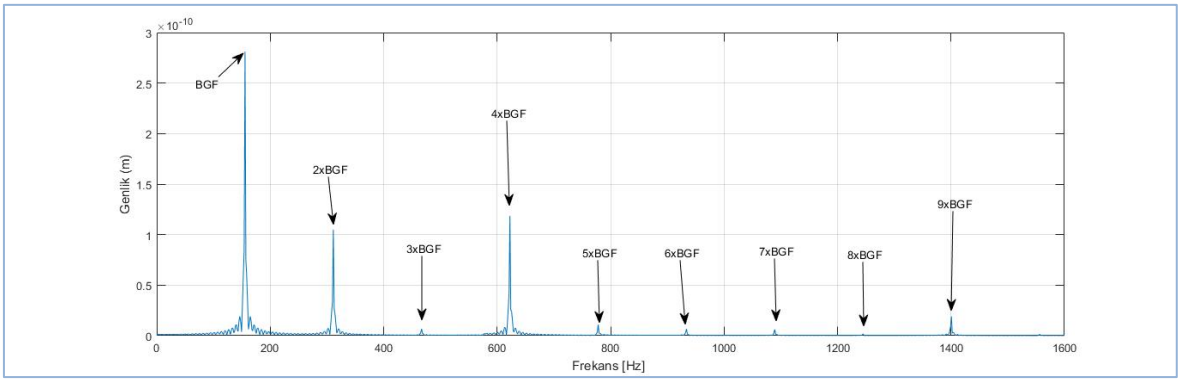
6.3. Senaryo 3 Bulguları

Üçüncü senaryoda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası eksenel kaçıklık verilmemiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryonun diğer iki senaryodan farkı şafta 2,9 kg kütlesinde eş merkezli ek kütle bağlanmasıdır. Üçüncü senaryonun x ekseni yönüne ait farklı şaft hızlarına ait frekans spektrumlarının arka arkaya çizdirilmiş grafiği Şekil 6.11'de verilmiştir.



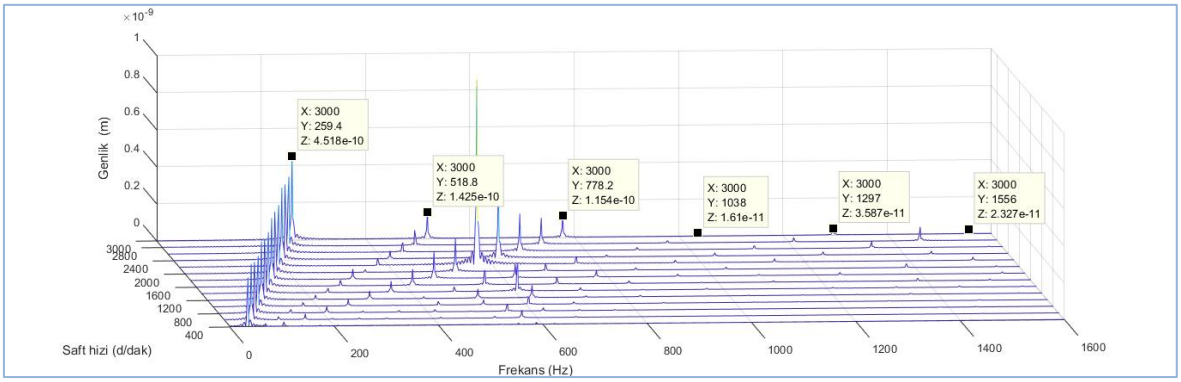
Şekil 6.11. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=2,9; n_b=13)

1800 d/d şaft hızındaki spektrumu Şekil 6.12'de verilmiştir. Şekil 6.12 ve Şekil 6.8 kıyaslandığında şafta 2,9 kg'lık eş merkezli yük bağlanması durumunda 5,6 kg'lık eş merkezli yükleme durumuna kıyasla, BGF ve harmoniklerinin genlik değerleri düşmüştür. Bunun nedeni şaft ağırlığının azalmasıdır. Her iki durumda da 600 Hz'e kadar BGF ve iki adet harmoniği görülmektedir.



Şekil 6.12. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=2,9; n_b=13)

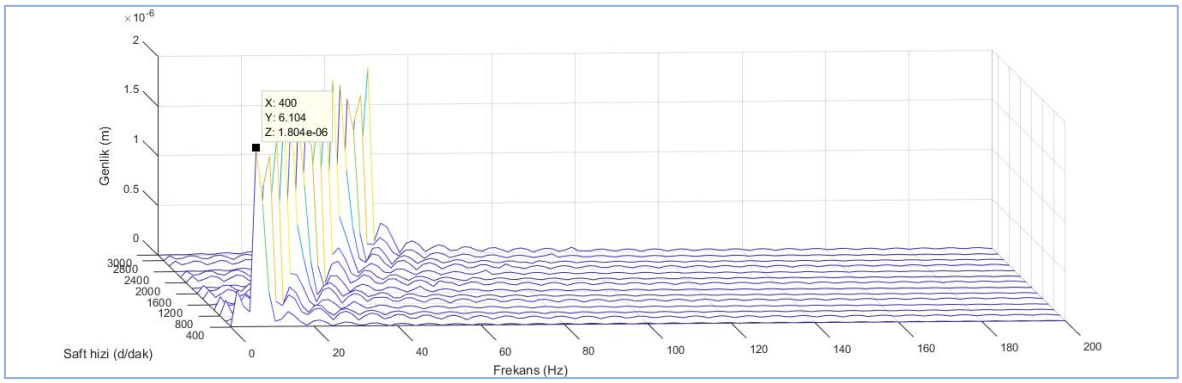
Üçüncü senaryonun y eksenindeki spektrumu Şekil 6.13'te verilmiştir. Şekil üzerine 3000 d/d şaft hızındaki genlik değerleri yazdırılmıştır. Şekilden görüleceği üzere ilk 1500 Hz'lik kısımda BGF ve beş harmoniğinde genlikler kolaylıkla seçilebilmektedir. Şekil 6.13 ile Şekil 6.10 karşılaştırıldığında spektrumların birbirine çok benzediği fakat düşen şaft ağırlığı ile beraber genliklerde bir miktar düşüş olduğu görülmektedir.



Şekil 6.13. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0; EK=2,9; n_b=13)

6.4. Senaryo 4 Bulguları

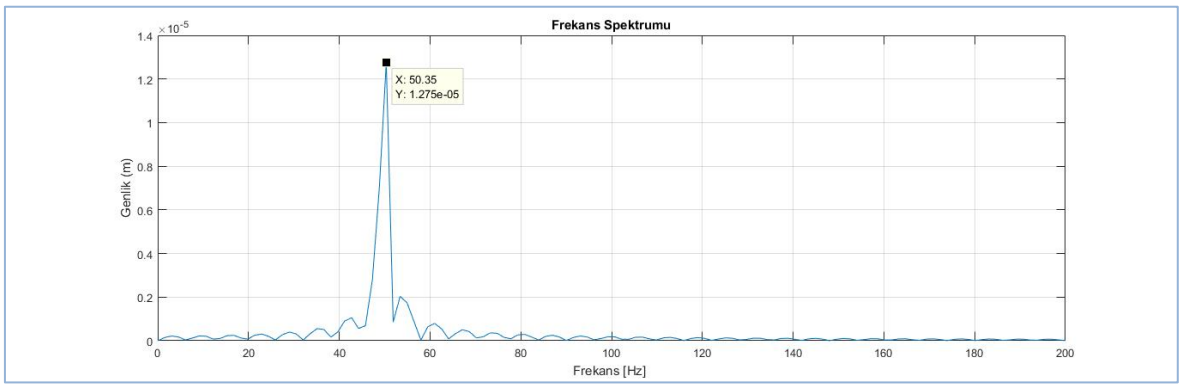
Bu senaryoda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası 1 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle takılmadığı varsayılmıştır. Dördüncü senaryonun x eksenine ait farklı şaft hızlarına göre spektrumları Şekil 6.14'te gösterilmiştir.



Şekil 6.14. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,001; EK=0; n_b=13)

Şekil 6.14'te yüksek frekanslarda herhangi bir genlik değerine rastlanmamıştır. Sadece şaft frekansında genlikler görünmektedir fakat genlik değerleri daha önceki senaryolar ile kıyaslandığında artmıştır. Eksen kaçıklığı durumunun olmadığı bundan önceki üç senaryonun aksine bu senaryoda bilye geçiş frekansı ve harmoniklerinde artık genlikler yoktur. Bu senaryoda sistemdeki eksen kaçıklığından dolayı rulmanların rijitliğinin arttığı ve özellikle yüksek frekans bölgelerinde bir genlik değeri okunmadığı fakat eksen kaçıklığı etkisi ile oluşan genlik değerlerinin eksen kaçıklığı olmayan durumlar ile kıyaslandığında daha yüksek olduğu söylenebilir.

y ekseni yönünde 3000 d/d hızdaki spektrum Şekil 6.15'te verilmiştir. Şekil 6.15 incelendiğinde aynı x ekseni analizlerinde olduğu gibi sadece şaft dönüş frekansında bir genlik değeri okunduğu görülebilir. Bu durum Bölüm 2'de eksen kaçıklığının titreşimlere etkisinin anlatıldığı literatür araştırmasında da anlatılmıştır. Bu kısımda anlatıldığı gibi montajlardaki eksen kaçıklığı durumlarında frekans spektrumu incelendiğinde şaft frekansında ve bazı durumlarda şaft frekansının harmoniklerinde genlikler görülür.



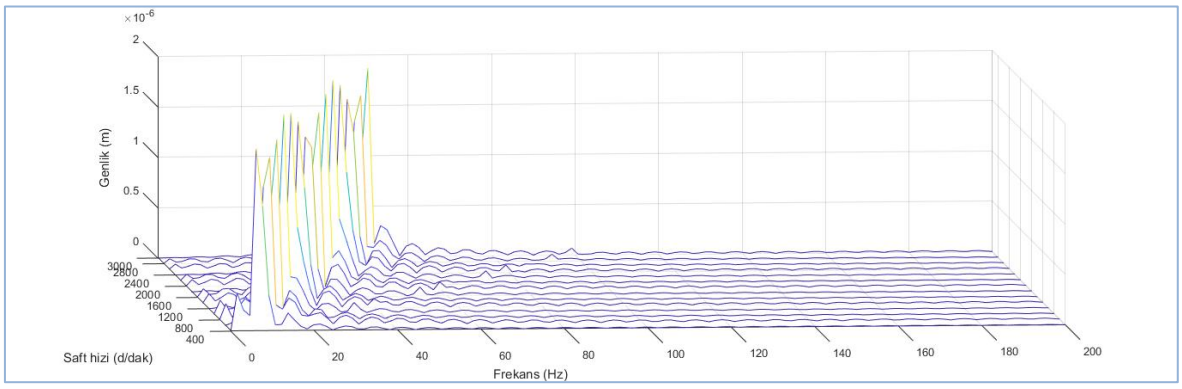
Şekil 6.15. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,001; EK=0; n_b=13)

Eksen kaçıklığı koşulunun olmadığı bundan önceki 3 senaryoda rulman şaft sisteminin hatasız olduğu varsayılmıştır. Bu üç senaryoda sadece BGF frekansı ve/veya harmoniklerinde genlikler görülmektedir. Bunun nedeni, rulman şaft sistemi hatasız olsa dahi sistem hareket halinde iken bilyeler tarafından taşınan yükün devamlı değişmesi ve şaftın bu değişen kuvvet neticesinde ivmelenmesi ve neticesinde de titreşim oluşmasıdır. Söz konusu titreşimlere BGT denir. Bu titreşimin gerçekleştiği frekanslara da BGF denir. Buna karşın dördüncü senaryoda şaft rulman sistemi montaj hatası olacak şekilde modellenmiş ve bunun neticesi olarak spektrumda artık BGF ve harmoniklerindeki genlikler yerine şaft frekansında genlikler okunmaya başlanmıştır.

Ayrıca 1 mm eksen kaçıklığı senaryosunda hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde hiçbir doğal frekans bileşenine rastlanmamıştır. Bunun nedeni eksen kaçıklığı etkisi ile sistemin katılığının artması ve doğal frekans bileşenlerinin analiz edilen bölgenin uzağına ötelenmesidir. Şayet incelenen bölgede bir doğal frekans bileşeni varsa dahi bu bileşeni ortaya çıkaracak herhangi bir tahrik olmaması bu frekansların gizlenmiş olmasına da sebebiyet vermiş olabilir.

6.5. Senaryo 5 Bulguları

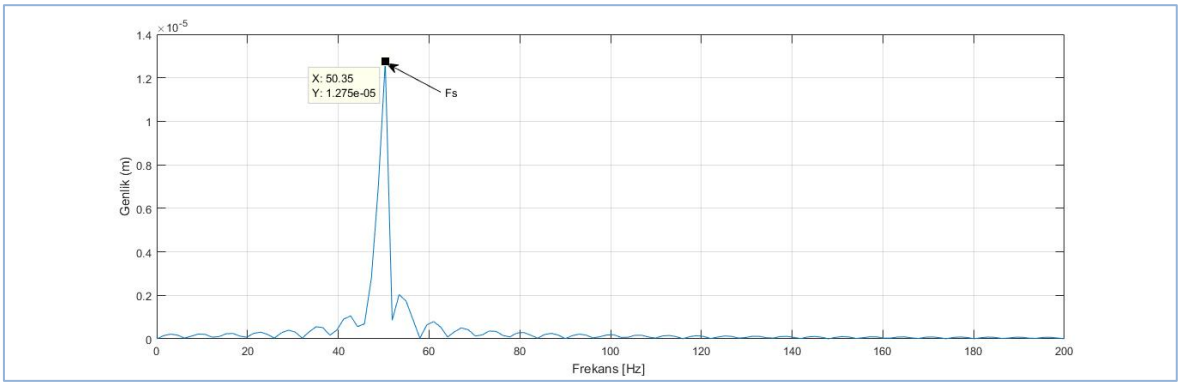
Beşinci senaryoda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası 1 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle olarak 5,6 kg'lık eş merkezli bir kütle takılmıştır. Değişik şaft hızlarına göre arka arkaya çizdirilmiş x ekseni yönündeki frekans spektrumu Şekil 6.16'da gösterilmiştir. Şekilde, sadece şaft frekansında genlikler oluştuğu ve daha yüksek frekanslarda herhangi frekans bileşeninin oluşmadığı görülmektedir.



Şekil 6.16. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,001; EK=5,6; n_b=13)

Şekil 6.16, Şekil 6.14'e oldukça benzemektedir. Dolayısı ile 1 mm eksen kaçıklığı senaryolarında şafta bağlanan 5,6 kg'lık eş merkezli ek kütlenin genel yapıda çok büyük bir değişiklik yapmadığı görülmüştür. Dolayısı ile eksen kaçıklığı durumunun şaft rulman siteminin dinamik davranışını baskın olarak etkilediği söylenebilir.

y ekseni yönündeki spektrum için ise 3000 d/d şaft hızındaki grafik incelendiğinde yine benzer şekilde sadece şaft frekansında bir genlik göründüğü ve yüksek frekanslarda bir genlik görünmediği tespit edilebilir. Şekil 6.17 ve Şekil 6.15 karşılaştırılırsa her iki durumda da 1 mm eksen kaçıklığının söz konusu olduğu, fark olarak Şekil 6.17'deki şaftın ek kütle olarak 5,6 kg eş merkezli ek kütleyi kapsadığı dikkate alınırsa, fazla kütlenin, aynı x eksenindeki gibi, y ekseninin frekans spektrumunda herhangi değişime neden olmadığı görülmüştür.



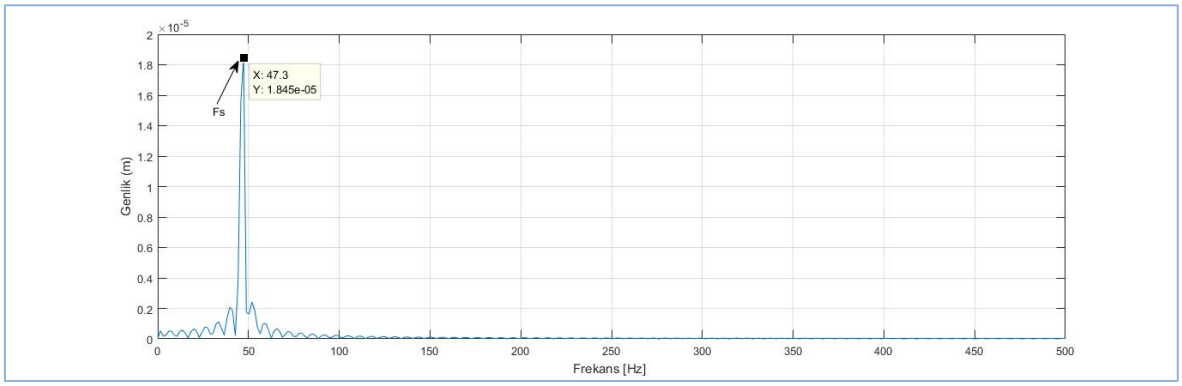
Şekil 6.17. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,001; EK=5,6; n_b=13)

Daha önceki 1 mm'lik eksen kaçıklığı senaryosunda olduğu gibi bu senaryoda da herhangi bir doğal frekans bileşenine rastlanmamıştır. Bunun nedeni, eksen kaçıklığı neticesinde bilyelerdeki sıkışma miktarlarının artmasıyla bilye katılıklarının artması ve bunun neticesinde doğal frekans değerlerinin simülasyon yapılan aralığın çok daha uzağına kayması veya eksen kaçıklığının baskın etkisinden dolayı nispeten çok küçük olan doğal frekansların spektrumda görülmemesi olabilir.

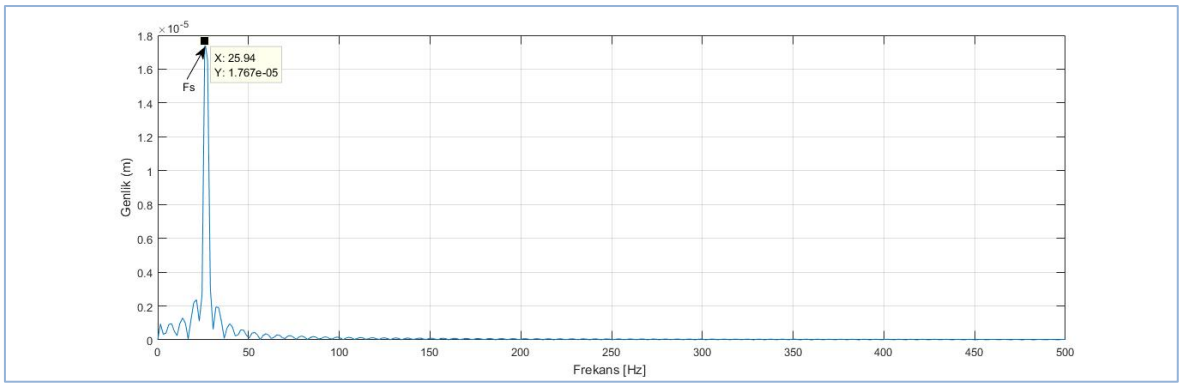
6.6. Senaryo 6 Bulguları

Eksen kaçıklığı miktarının artmasının, şaft rulman sisteminin titreşim davranışlarına etkisinin incelenmesi amacıyla bu senaryoda iki yataklama arasındaki eksen kaçıklığı

miktarı 3 mm'ye çıkartılmıştır. Örnek olarak 2800 d/d ve 1600 d/d şaft hızlarındaki spektrumlar sırası ile Şekil 6.18 ve Şekil 6.19'da gösterilmiştir.



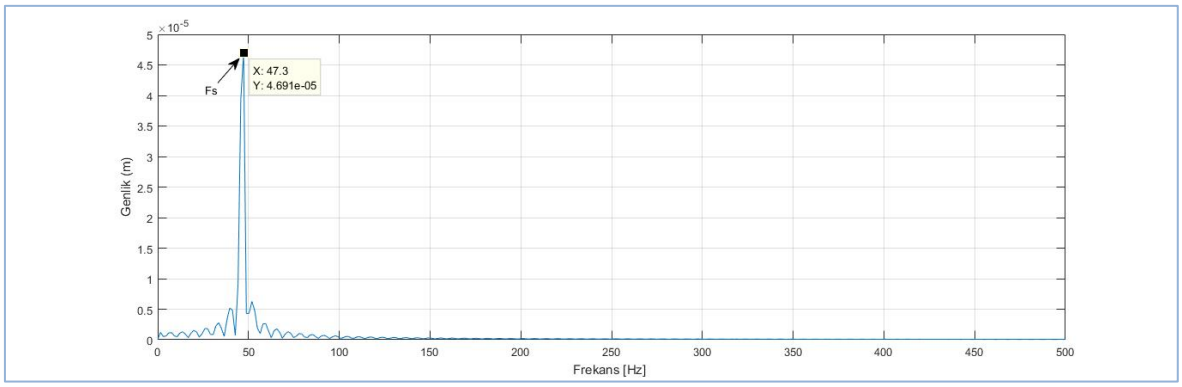
Şekil 6.18. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,003; EK=0; n_b=13)



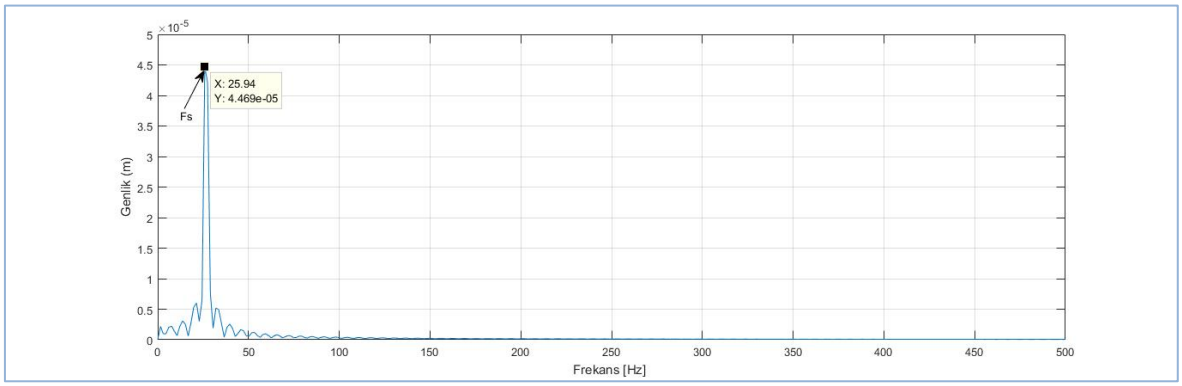
Şekil 6.19. @1600 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,003; EK=0; n_b=13)

Şekil 6.18 ve Şekil 6.19 incelendiğinde sadece şaft frekansında genlik görülmektedir. Bu durum 1 mm eksen kaçıklığı durumuna benzemektedir fakat genliklerde yaklaşık olarak 10 kat artış oluşmuştur.

Aynı şaft hızlarının y ekseni spektrumlarına bakılırsa y yönündeki genliklerin birbirlerine yakın değerde olduğu görülmektedir. y eksenindeki genlikler yine şaft frekanslarında oluşmuştur. y ekseni yönündeki genlikler eksen kaçıklığı olmama durumunun aksine, 3 mm eksen kaçıklığı durumunda x ekseni yönündeki genliklerden yaklaşık 2,5 kat büyüktür. Bunun nedeni eksen kaçıklığının x ekseni yönünde olmasından dolayı x ekseni yönündeki titreşimlere etki eden bilyelerin sıkışması fakat y ekseni yönündeki titreşimlere etki eden bilyeler ile rulman bilezikleri arasında hala bir miktar boşluk olmasıdır.



Şekil 6.20. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,003; EK=0; n_b=13)

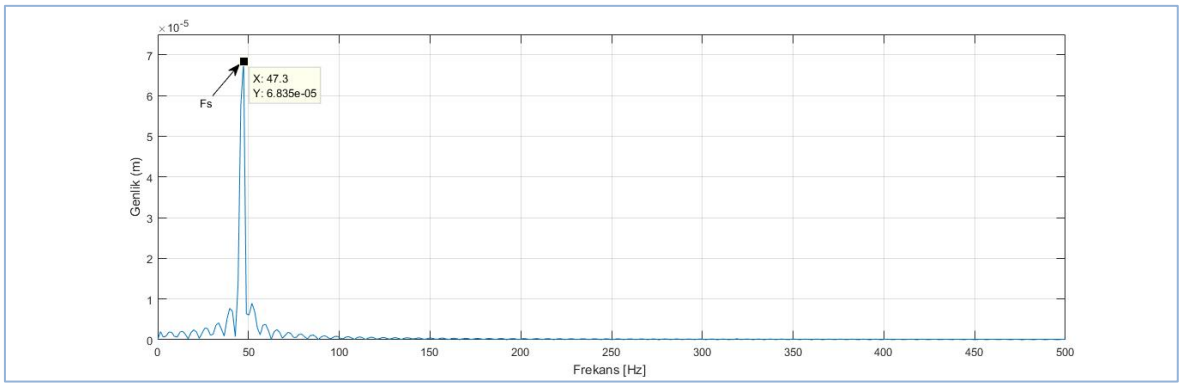


Şekil 6.21. @1600 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,003; EK=0; n_b=13)

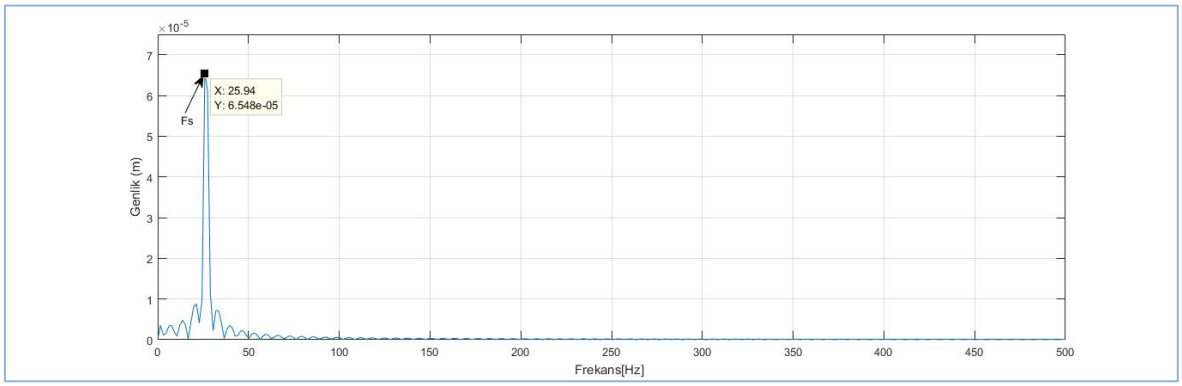
Daha önceki eksen kaçıklığı senaryolarında olduğu gibi 3 mm eksen kaçıklığı senaryosunda da hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde herhangi bir doğal frekans bileşenine rastlanmamıştır. x ekseni yönündeki genlik değerleri aynı şaft hızı için y ekseni yönündeki genlik değerlerinden daha büyüktür. Bunun nedeni yukarıda anlatılmıştır.

6.7. Senaryo 7 Bulguları

Teorik çalışmanın 7. senaryosunda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası 5,5 mm eksenel kaçıklık verilmiş ve şaftına ek kütle takılmamış bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Örnek olarak 2800 d/d ve 1600 d/d şaft hızlarındaki spektrumlar sırası ile Şekil 6.22 ve Şekil 6.23'de gösterilmiştir.

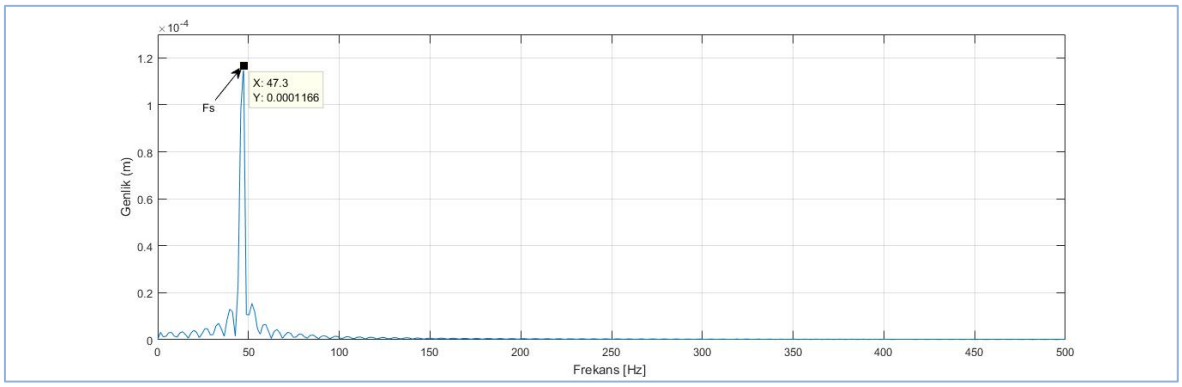


Şekil 6.22. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0055; EK=0; n_b=13)

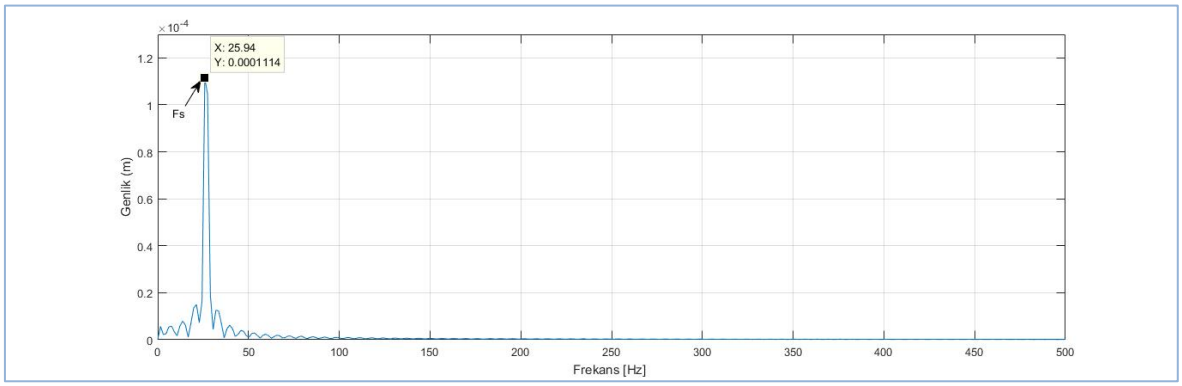


Şekil 6.23. @1600 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0055; EK=0; n_b=13)

Şekil 6.22 ve Şekil 6.23'ten anlaşılacağı üzere 5,5 mm eksen kaçıklığı senaryosunda genlikler 3 mm ve 1 mm kaçıklık senaryolarında olduğu gibi şaft frekanslarında görülmekte fakat değerleri bir miktar daha artmaktadır. Aynı şaft hızlarında y ekseni spektrumlarına bakılırsa x eksenindekine benzer sonuçlar görülecektir. Eksen kaçıklığının artmasıyla genlikler artmıştır. Bu grafikler Şekil 6.24 ve Şekil 6.25'te verilmiştir.



Şekil 6.24. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0055; EK=0; n_b=13)



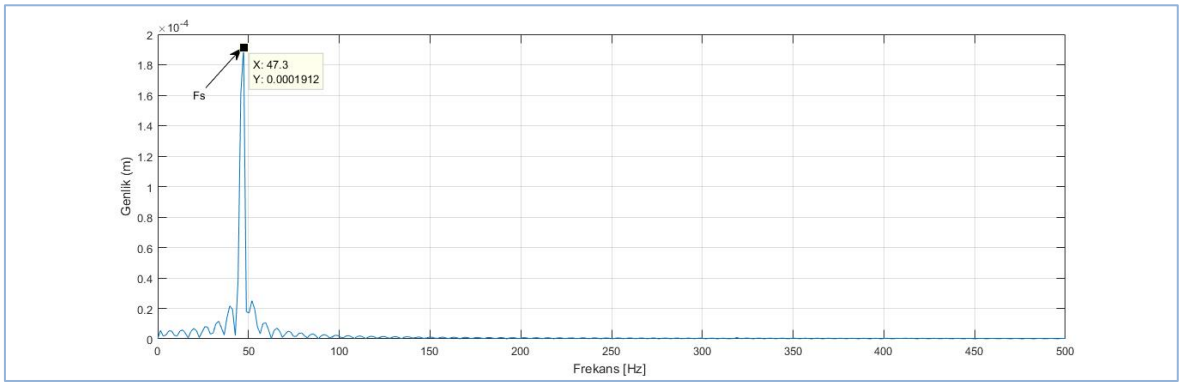
Şekil 6.25. @1600 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0055; EK=0; n_b=13)

Aynı 3 mm eksen kaçıklığı senaryosunda olduğu gibi aynı şaft hızı için y ekseni yönündeki genlik değerleri x ekseni yönündeki genlik değerlerinden daha büyüktür. Bunun nedeni eksen kaçıklığı koşulunu oluşturabilmek için yataklardan birinin x ekseni yönünde hareket ettirilmesi ve dolayısıyla rulmanın dikey (x ekseni) yönde daha fazla sıkışması neticesinde daha az hareket edebilmesi ve daha küçük genlikli titreşim üretmesidir. Bu senaryoda da ilk 500 Hz içerisinde herhangi bir doğal frekans bileşenine rastlanmamıştır.

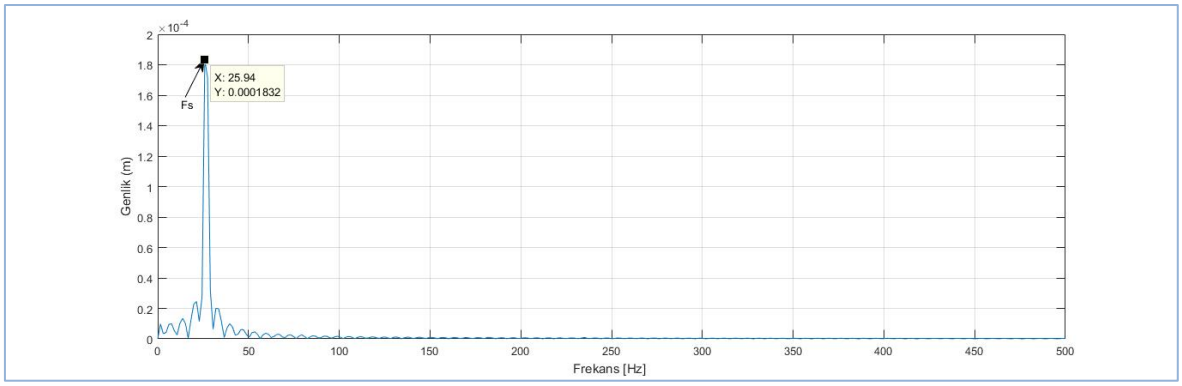
6.8. Senaryo 8 Bulguları

Teorik çalışmanın sekizinci senaryosunda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası 9 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle takılmadığı varsayılmıştır. Örnek olarak 2800 d/d ve 1600 d/d şaft hızlarındaki spektrumlar hem x ekseni için hem de y ekseni için sırası ile Şekil 6.26, Şekil 6.27, Şekil 6.28 ve Şekil 6.29'da gösterilmiştir. 9 mm eksen kaçıklığı senaryosunda da genlikler sadece

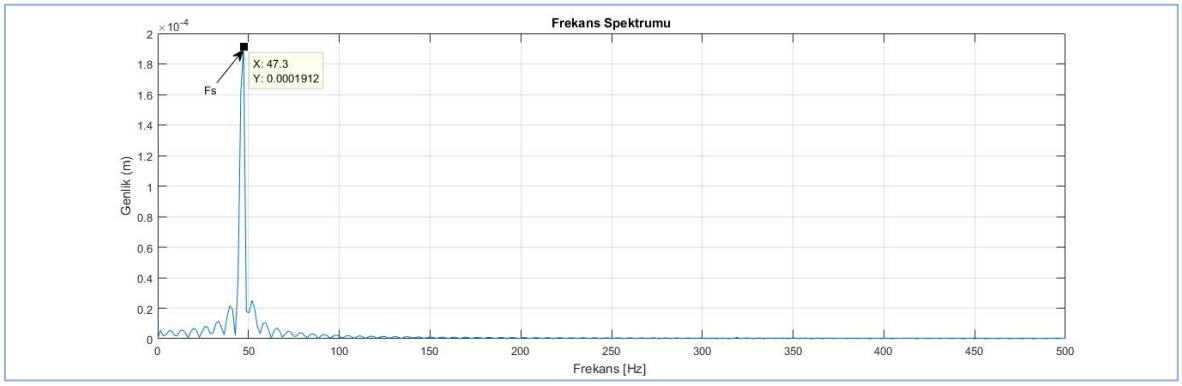
şaft frekansında görülmüştür. Ayrıca eksen kaçıklığı miktarının artmasıyla x ekseni yönündeki ve y ekseni yönündeki genlik artmıştır.



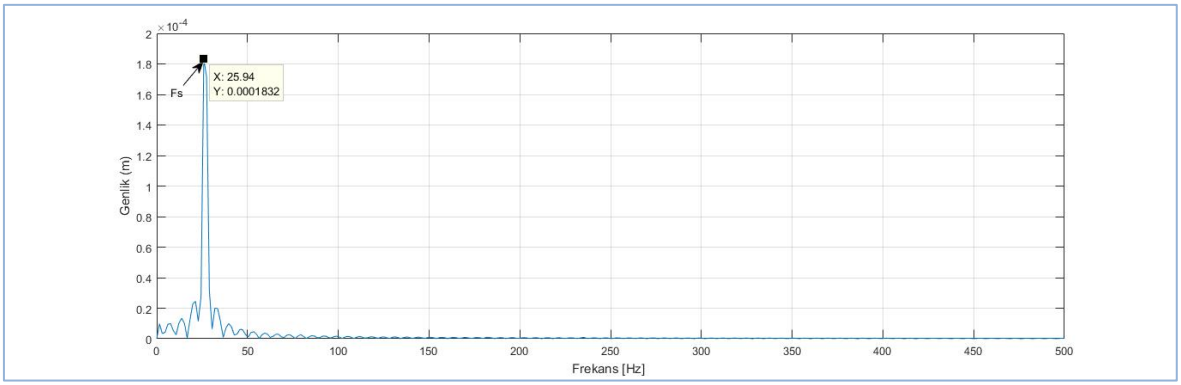
Şekil 6.26. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,009; EK=0; n_b=13)



Şekil 6.27. @1600 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,009; EK=0; n_b=13)



Şekil 6.28. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,009; EK=0; n_b=13)



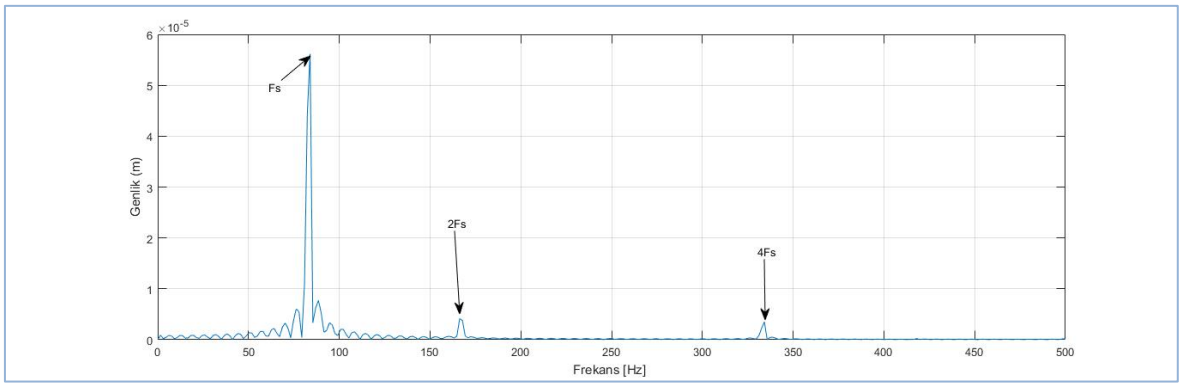
Şekil 6.29. @1600 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,009; EK=0; n_b=13)

Şekil 6.26, Şekil 6.27, Şekil 6.28 ve Şekil 6.29 incelenecek olursa 9 mm gibi yüksek bir eksen kaçıklığı durumunda rulmanın x ve y eksenleri yönündeki spektrumlarının aynı çıktığı görülmektedir. Bunun nedeni olarak, rulmanın eksen kaçıklığı etkisi ile iyice sıkışması ve şaft ağılığının dikey yöndeki etkisi nedeni ile oluşan x ve y ekseni spektrum farklarının artık ortadan kalkması olduğu söylenebilir.

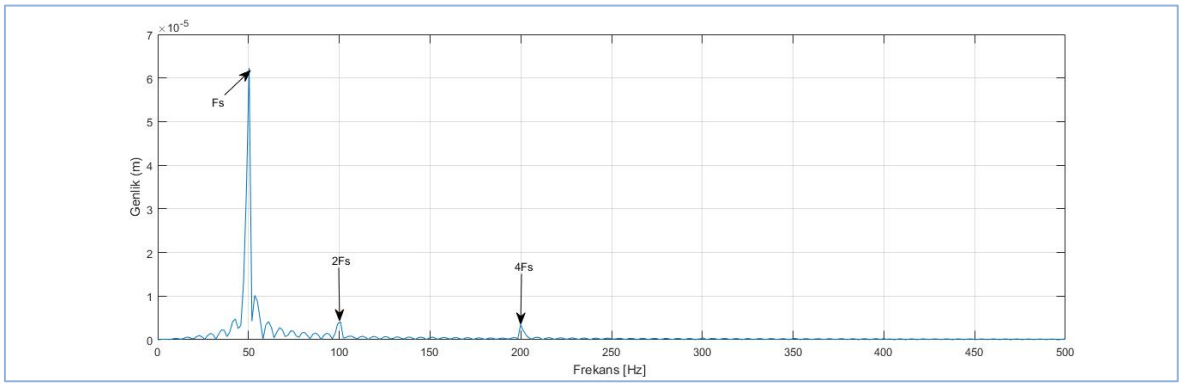
Dördüncü, beşinci, altıncı, yedinci ve sekizinci senaryolar arasında bir değerlendirme yapılacak olursa eksen kaçıklığı durumlarında belirli bir değere kadar şafta bağlanan ek kütleler spektrumlarda büyük bir değişikliğe neden olmamıştır. Eksen kaçıklığı miktarı arttıkça genliklerin arttığı gözlemlenmiştir.

6.9. Senaryo 9 Bulguları

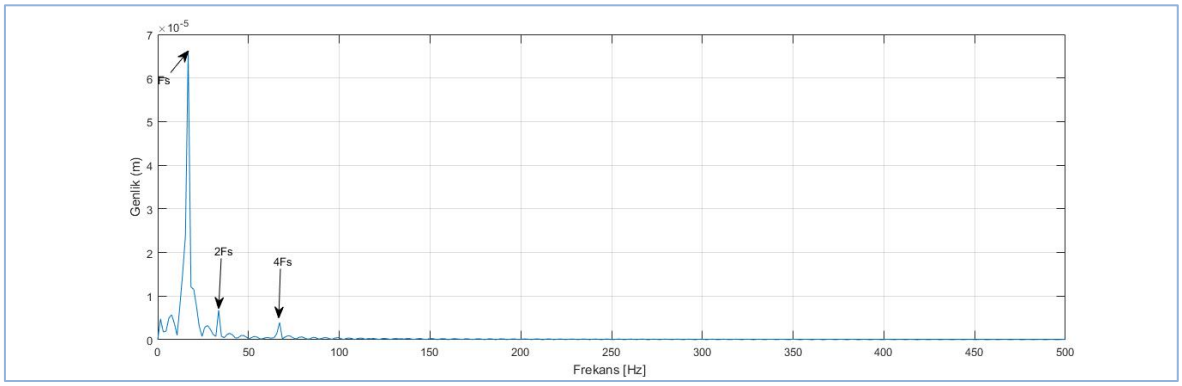
Bu senaryoda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası 5 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle takılmadığı ve rulmanlardaki bilye sayısının 5 adet olduğu varsayılmıştır. Rulmandaki bilye sayısını azaltmanın amacı, rulmanın rijitliğinin azaltarak bilye sayısının eksen kaçıklığına olan tepkisini irdeleyebilmektir. Örnek olarak sırası ile 5000 d/d, 3000 d/d ve 1000 d/d şaft hızlarındaki spektrumlar hem x ekseni yönü için hem de y ekseni yönü için sırası ile Şekil 6.30 ile Şekil 6.35 arasındaki grafiklerde gösterilmiştir.



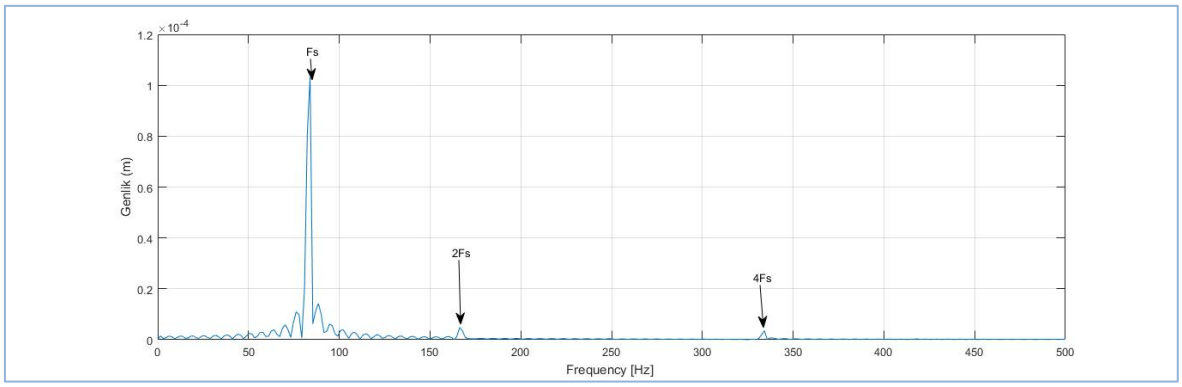
Şekil 6.30. @5000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)



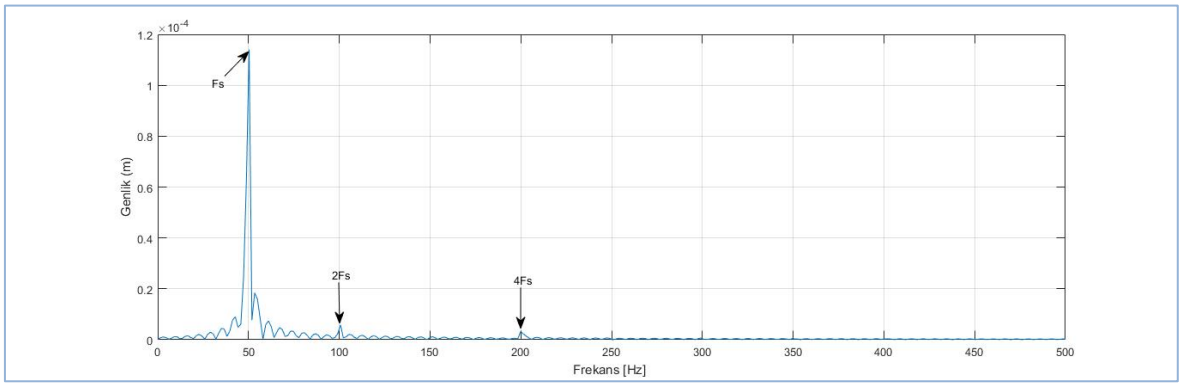
Şekil 6.31. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)



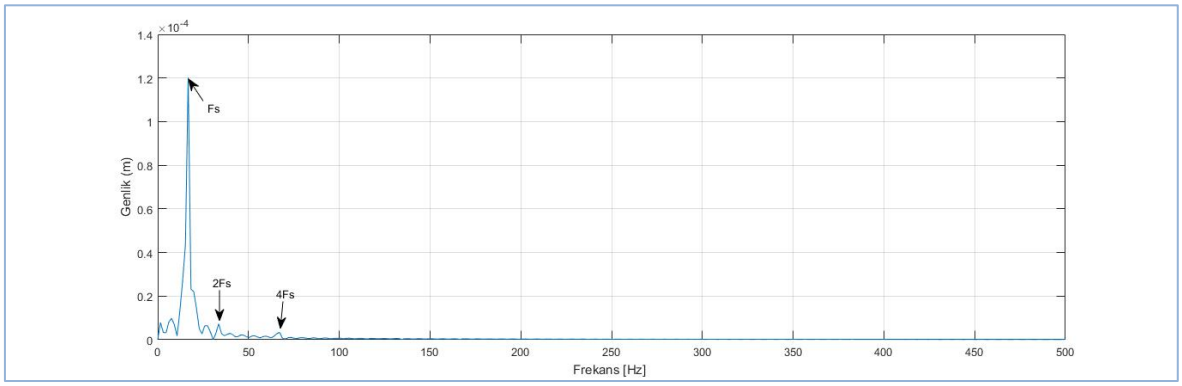
Şekil 6.32. @1000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)



Şekil 6.33. @5000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)



Şekil 6.34. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)



Şekil 6.35. @1000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=5)

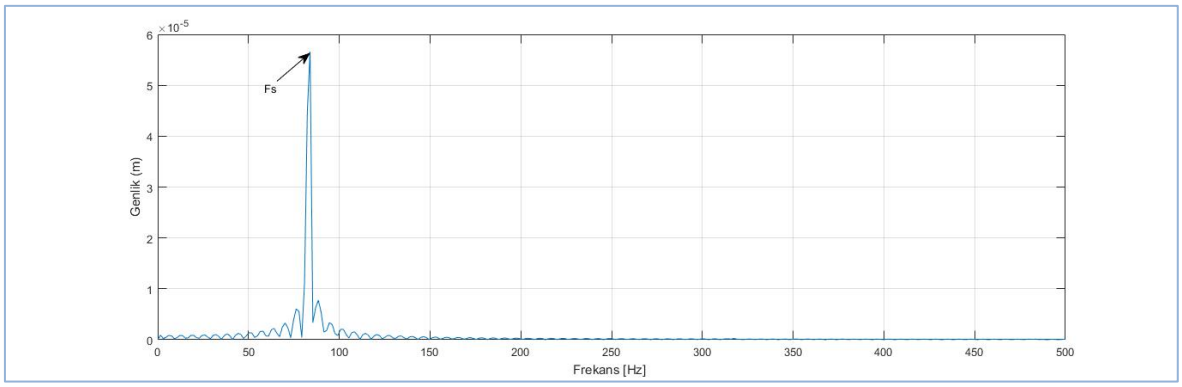
x ekseni yönündeki ve y ekseni yönündeki spektrumlar birbirine çok benzemektedir. Şaft frekansında, şaft frekansının 2 katında ve şaft frekansının 4 katında genlikler görünmektedir. Daha yüksek frekanslarda şaft hızının 8 katına kadar genlikler görünmesine rağmen değerleri çok küçük olduğundan grafiklerde bu bölgeler gösterilmemiştir. Bu senaryoda

dikkat çeken husus genlik değerlerinin hem x ekseninde hem de y ekseninde şaft hızının artmasıyla azalma eğilimine girmesidir. Bunun nedeni artan şaft hızı ile beraber merkez kaç kuvvetinin artmasından dolayı bilyelere gelen radyal yükün artması ve bununda sistemin rijitliğini arttırmasıdır. Ayrıca y ekseninde okunan genlik değerleri x ekseninkinden daha büyüktür. Bunun nedeni ise eksen kaçıklığı oluşturma durumunun yataklardan birini x ekseni yönünde hareket ettirmeyle oluşturulması ve x ekseni titreşimlerine etki eden bilyelerin diğer bilyelere göre daha fazla sıkışması ve bunun neticesi olarak x ekseni yönünde daha düşük genlikte titreşimler oluşmasıdır.

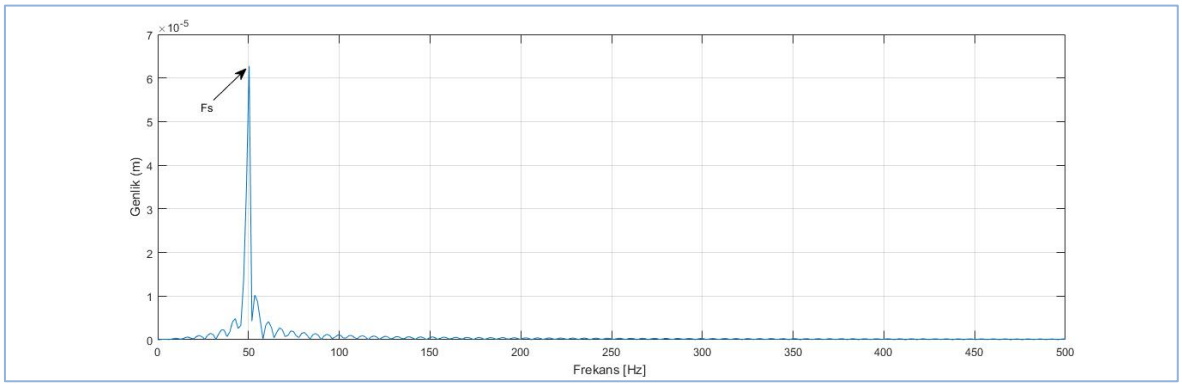
Bununlar beraber senaryo dört, beş, altı, yedi ve sekizde aynı senaryo dokuzdaki gibi eksen kaçıklığı durumları irdelenmiştir. Fakat senaryo dört, beş, altı, yedi ve sekizde sadece şaft frekansında genlik görülürken, senaryo dokuzda şaft frekansında, şaft frekansının 2 katında ve şaft frekansının 4 katında genlikler görülmüştür. Bunun nedeni, rulmandaki bilye sayısının azaltılmasının rulmanın rijitliğini azaltması dolayısı ile mevcut bilyelerin daha çok ezilmesi neticesinde doğrusal olmama durumunun artmasıdır.

6.10. Senaryo 10 Bulguları

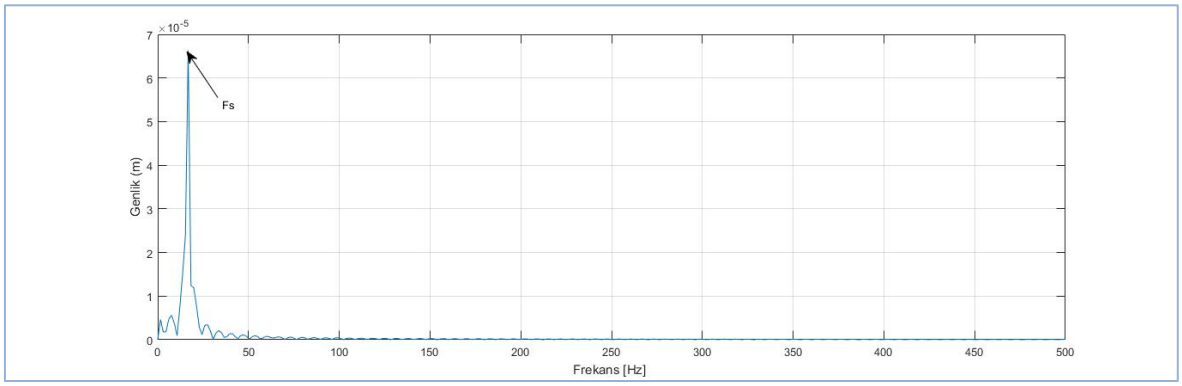
Teorik çalışmanın onuncu senaryosunda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası 5 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle takılmadığı ve rulmanlardaki bilye sayısının sekiz adet olduğu varsayılmıştır. Bir önceki bölümde anlatıldığı gibi, rulmandaki bilye sayısını değiştirmenim amacı, rulmanın rijitliğinin değiştirilerek eksen kaçıklığına olan tepkisini irdeleyebilmektir. Örnek olarak sırası ile 5000 d/d, 3000 d/d ve 1000 d/d şaft hızlarındaki spektrumlar hem x ekseni yönü için hem de y ekseni yönü için sırası ile Şekil 6.36, Şekil 6.37, Şekil 6.38, Şekil 6.39, Şekil 6.40 ve Şekil 6.41'de gösterilmiştir.



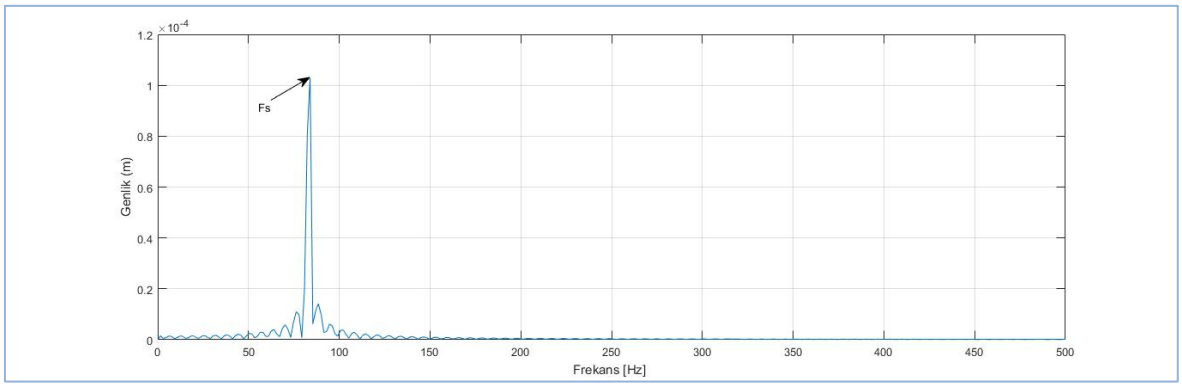
Şekil 6.36. @5000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)



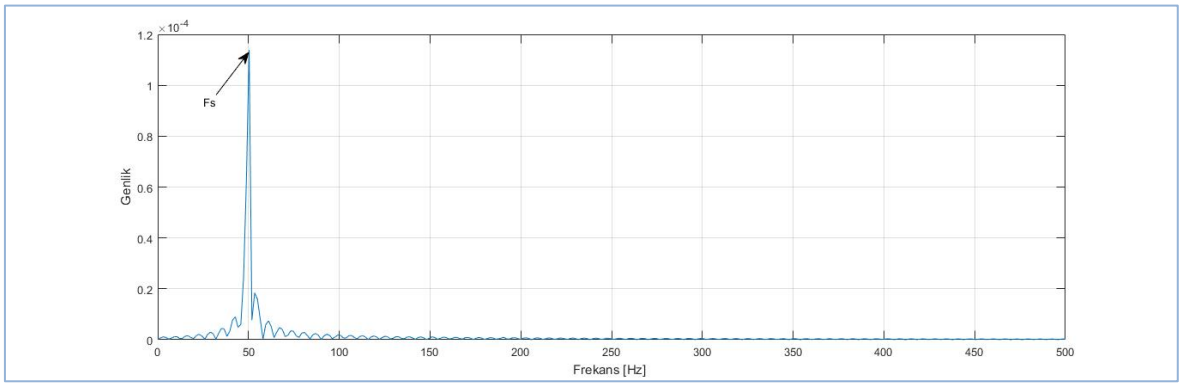
Şekil 6.37. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)



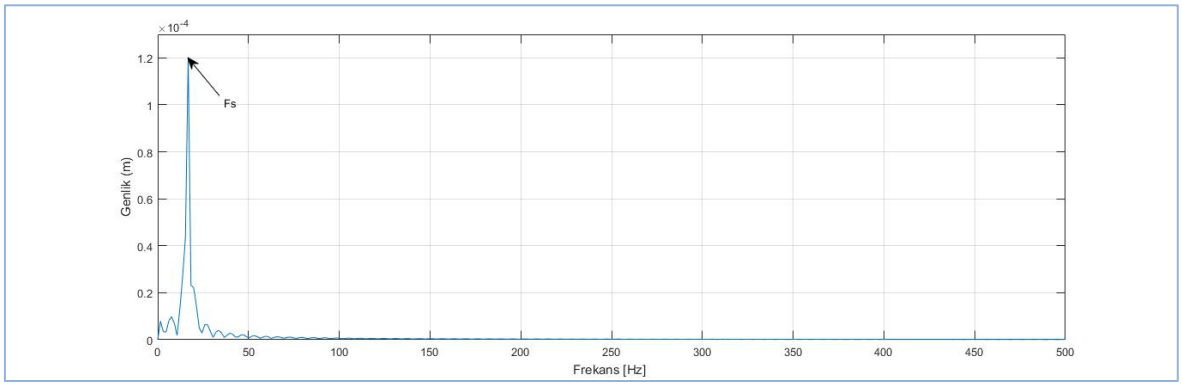
Şekil 6.38. @1000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)



Şekil 6.39. @5000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)



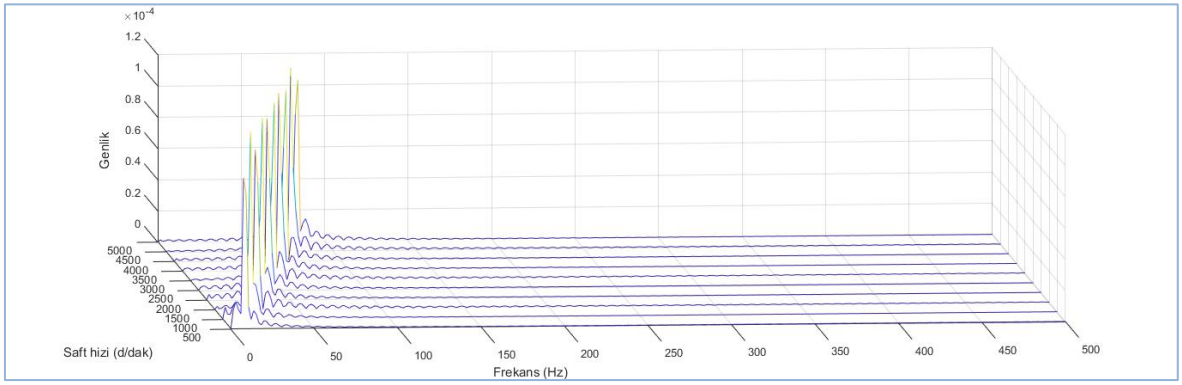
Şekil 6.40. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)



Şekil 6.41. @1000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)

Bir önceki senaryoda beş bilyeli rulman durumunda şaft frekansında, şaft frekansının 2 katında ve şaft frekansının 4 katında genlik görülürken sekiz bilyeden oluşan rulman senaryosunda genlikler x ekseni yönünde ve y ekseni yönünde sadece şaft frekanslarında görülmektedir. Bunun nedeni rulmanlardaki bilye sayısının artmasıyla rulman rijitliğinin

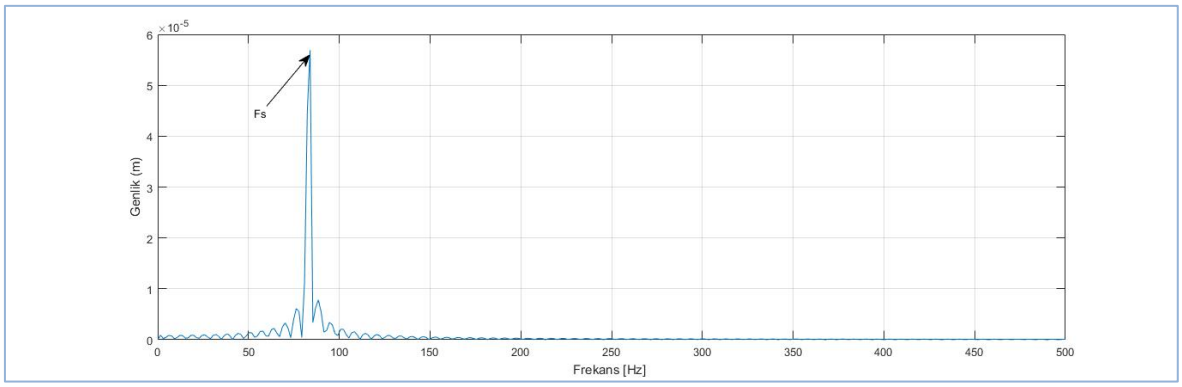
artması ve bilyelerdeki ezilme miktarının azalmasıdır. Bu da lineer olmama etkisini azaltmıştır ve şaft frekansındaki harmonikler bu nedenle artık görülmemektedir. Bununla beraber şaft frekansındaki genlikler dokuzuncu senaryoda ve onuncu senaryoda büyük bir farklılık göstermemektedir. Ayrıca bu senaryoda da bir önceki senaryoda olduğu gibi şaft hızı ile genlik ters orantılıdır. Bunun nedeni artan şaft hızı ile beraber merkez kaç kuvvetinin artmasından dolayı bilyelere gelen radyal yükün artması ve bununda sistemin rijitliğini arttırmasıdır. Ayrıca y ekseni yönünde okunan genlik değerleri x ekseni yönündekilerden daha büyüktür. Bunun nedeni ise eksen kaçıklığı oluşturma durumunun yataklardan birini x ekseni yönünde hareket ettirmeyle oluşturulması ve x ekseni titreşimlerine etki eden bilyelerin diğer bilyelere göre daha fazla sıkışması ve bunun neticesi olarak x ekseni yönünde daha düşük genlikte titreşimler oluşmasıdır. y ekseninin waterfall diyagramı Şekil 6.42'de verilmiştir.



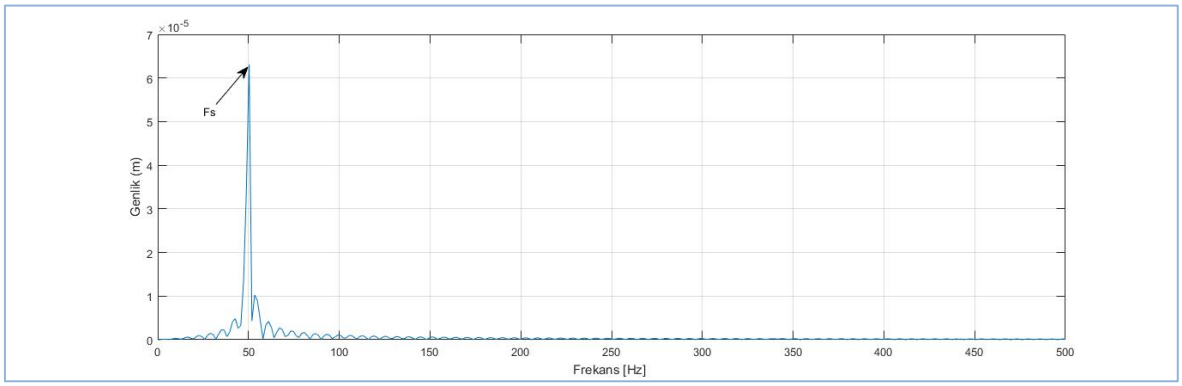
Şekil 6.42. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=8)

6.11. Senaryo 11 Bulguları

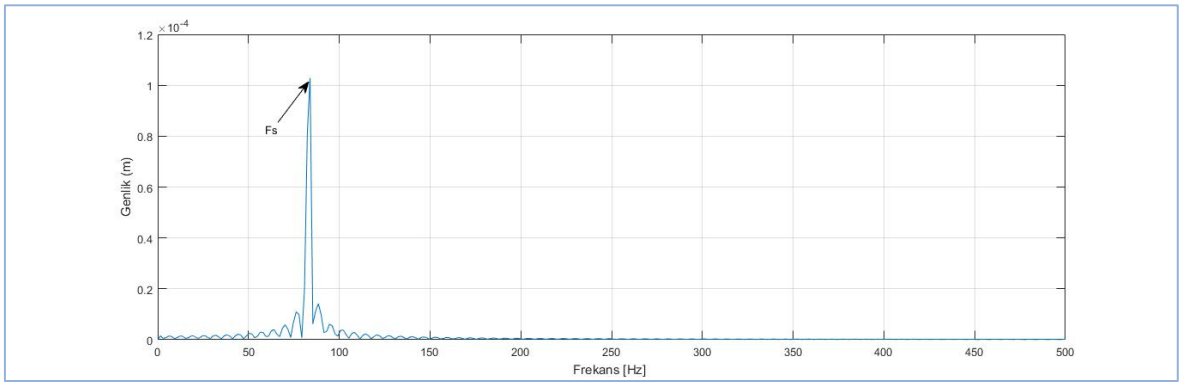
Bu senaryoda bilye sayısı orijinal 7206 rulmandaki gibi 13 adet olarak alınmıştır. Ön yükleme miktarı 10 N, eksenel kaçıklık miktarı 5 mm'dir. Şafta ek kütle takılmadığı varsayılmıştır. Örnek olarak sırası ile 5000 d/d ve 3000 d/d şaft hızlarındaki spektrumlar hem x ekseni yönü için hem de y ekseni yönü için sırası ile Şekil 6.43, Şekil 6.44, Şekil 6.45 ve Şekil 6.46'da gösterilmiştir.



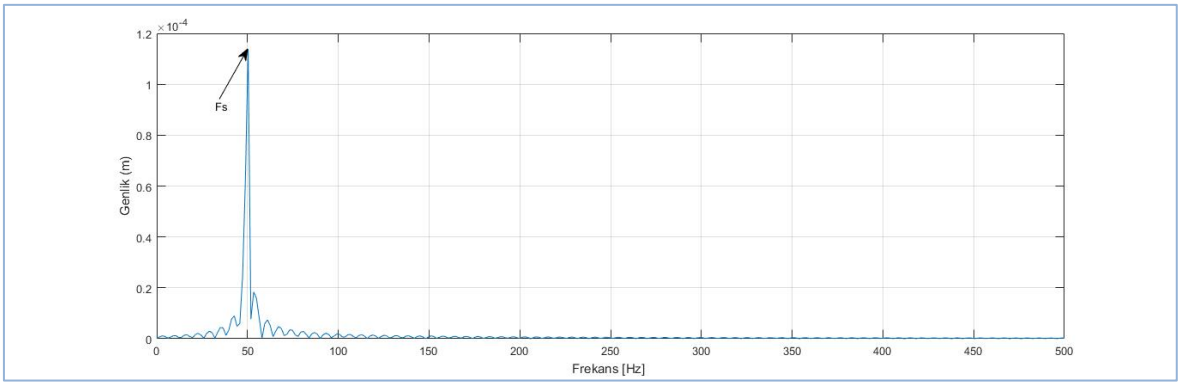
Şekil 6.43. @5000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=13)



Şekil 6.44. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=13)



Şekil 6.45. @5000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=13)



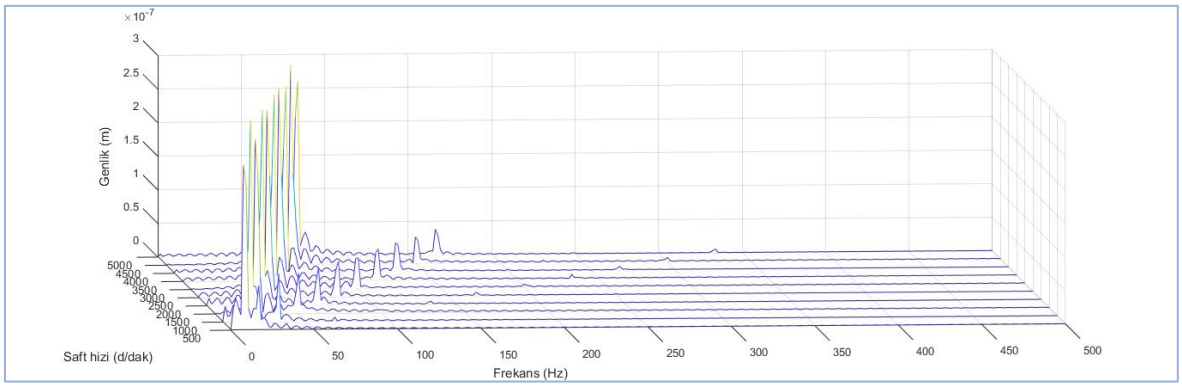
Şekil 6.46. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,005; EK=0; n_b=13)

Hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde sadece şaft frekansında genlik görünmektedir. Diğer eksenel kaçıklık senaryolarında olduğu gibi herhangi bir doğal frekans bileşenine rastlanmamıştır.

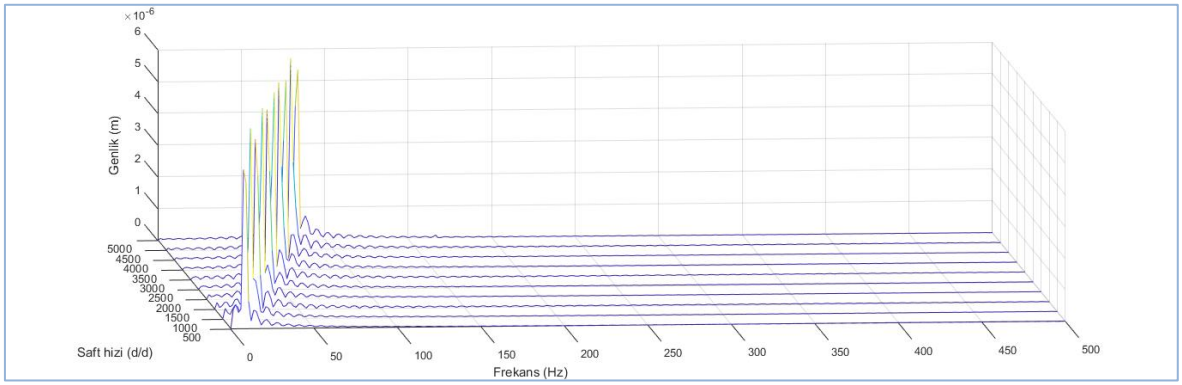
Yapı olarak Senaryo dokuz, senaryo on ve senaryo on birin sonuçları birbirlerine çok benzemektedirler. Hepsinde şaft frekansında genlik görülmüştür. Senaryo dokuzda farklılık olarak şaft frekansının 2 katı ve 4 katında da genlikler görülmüştür. Üç senaryodaki genlik miktarı birbirine çok yakındır. Bu nedenle eksen kaçıklığı miktarının rulmanı oldukça sıkıştırdığı ve bilye sayısının azaltılmasının dahi rulmanda yeterince boşluk oluşturamadığı söylenebilir. Bu nedenle ileriki senaryolarda eksen kaçıklığı miktarı düşürülüp tekrar spektrum analizi yapılacaktır.

6.12. Senaryo 12 Bulguları

Bu senaryo ve bunu takip eden diğer iki senaryoda eksen kaçıklığı miktarı biraz azaltılacak ve rulmandaki bilye sayısının titreşimlere etkisi tekrar incelenecektir. Bu senaryoda ön yükleme miktarı 10 N, eksenel kaçıklık miktarı 0,5 mm alınacaktır. Ayrıca şafta ek kütle takılmadığı ve rulmanlardaki bilye sayısının beş adet olduğu varsayılmıştır. Şekil 6.47 ve Şekil 6.48'de sırası ile x ve y eksenlerinin spektrumları waterfall diyagramı ile çizdirilmiştir.



Şekil 6.47. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=5)

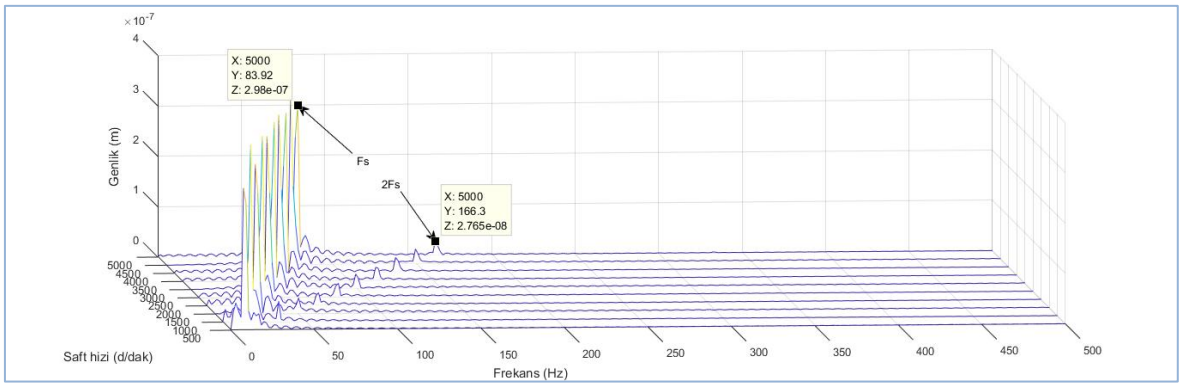


Şekil 6.48. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=5)

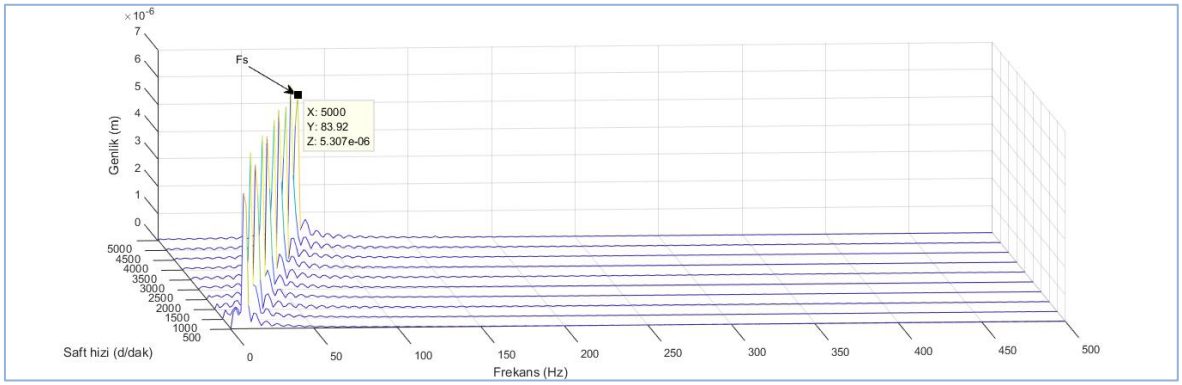
Şekil 6.47'de x ekseni yönünde hem şaft frekansında hem şaft frekansının iki katında hem de şaft frekansının dört katında genlikler görülmüştür. Bu durum dokuzuncu senaryo ile benzerlik göstermektedir fakat dokuzuncu senaryodan farklı olarak şaft frekansı, şaft frekansının iki katı ve şaft frekansının dört katında görülen y eksenindeki genlikler (Şekil 6.48) artık sadece şaft frekansında gözlemlenmiştir. Bunun nedeninin, eksen kaçıklığı miktarının azalmasıyla y ekseni yönündeki titreşimlere etki eden bilyelerin ezilmesinin azalması ve dolayısı ile doğrusal olmama durumunun azalması olduğu söylenebilir. Bununla beraber eksen kaçıklığı miktarının azalması genliklerde ciddi bir düşüşe neden olmuştur.

6.13. Senaryo 13 Bulguları

Bu senaryoda 0,5 mm eksen kaçıklığı verilmiş rulman şaft sistemindeki rulmanların bilye sayısı sekize çıkartılmıştır. Ön yükleme miktarı 10 N'dur ve şaftta herhangi bir ek kütle olmadığı düşünülmüştür. Şekil 6.49 ve Şekil 6.50'de sırası ile x ve y eksenleri yönlerindeki frekans spektrumları farklı şaft hızlarına göre gösterilmiştir.



Şekil 6.49. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=8)



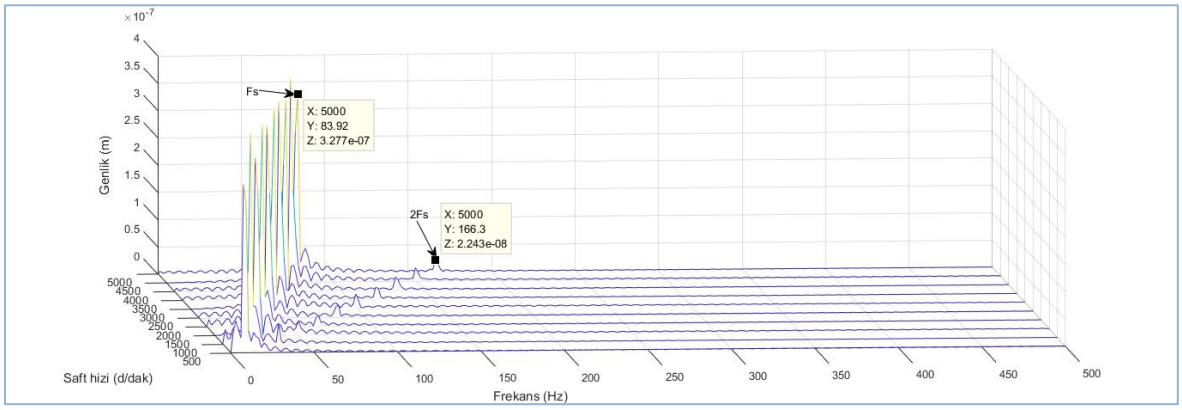
Şekil 6. 50. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=8)

Şekil 6.49'da x ekseni yönünde şaft frekansında ve şaft frekansının iki katında genlikler görülmesine rağmen Şekil 6.50'de y ekseni yönünde sadece şaft frekansında genlikler görülmüştür. Bu durum senaryo on ikiye oldukça benzemektedir fark olarak x ekseni yönünde şaft frekansının dört katında genlik görülmemiştir. Bunun nedeni bilye sayısının artmasıyla bilyelerdeki ezilme miktarının azalması ve bunun neticesinde doğrusal olmama durumunun azalmasıdır. Ayrıca senaryo on ikiye göre x ekseni yönündeki genlikler bir miktar düşmüş fakat y ekseni yönündeki genliklerde ciddi bir değişim olmamıştır. Bunun nedeni ise bilye sayısının artmasıyla rulman boşluğu azalması ve x ekseni yönündeki titreşim hareketinin sınırlanmasıdır.

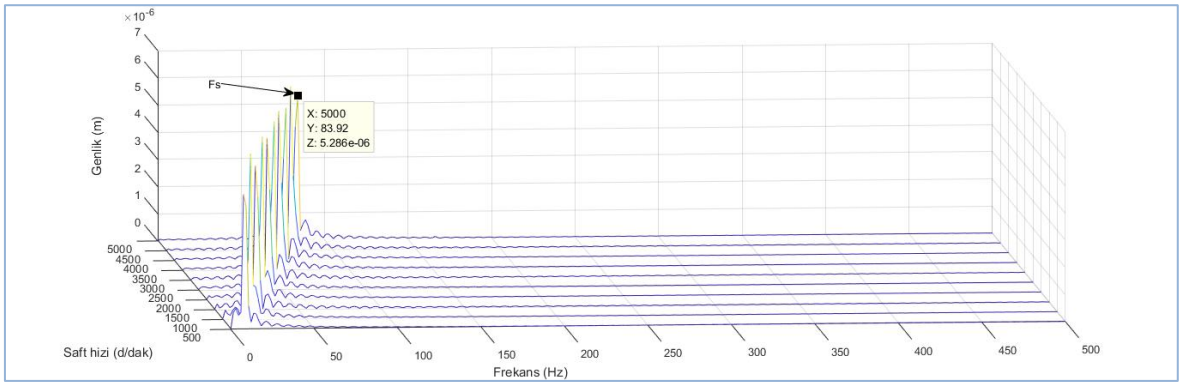
6.14. Senaryo 14 Bulguları

Teorik çalışmanın 14. senaryosunda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası 0,5 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle takılmadığı ve rulmanlardaki bilye sayısının 13 adet olduğu varsayılmıştır. Şekil 6.51

ve Şekil 6.52'de sırası ile x ve y eksenleri yönlerindeki frekans spektrumları waterfall diyagramları ile gösterilmiştir.



Şekil 6.51. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=13)

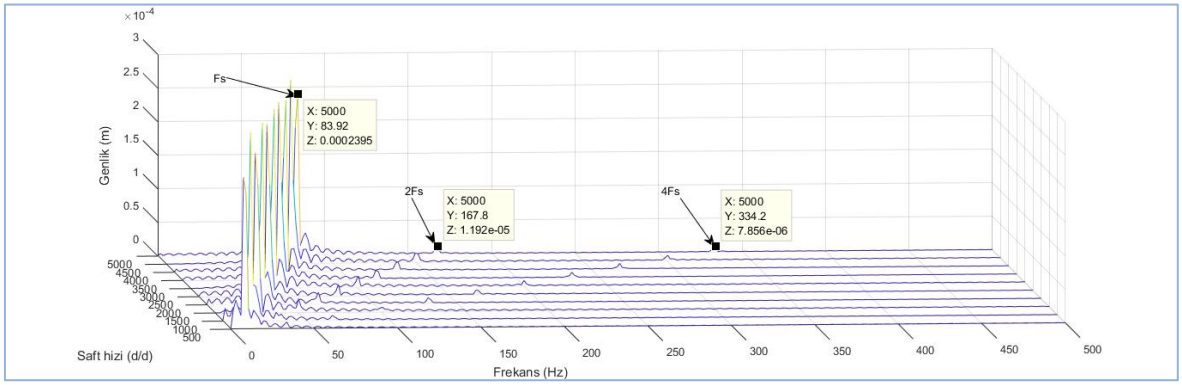


Şekil 6.52. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,0005; EK=0; n_b=13)

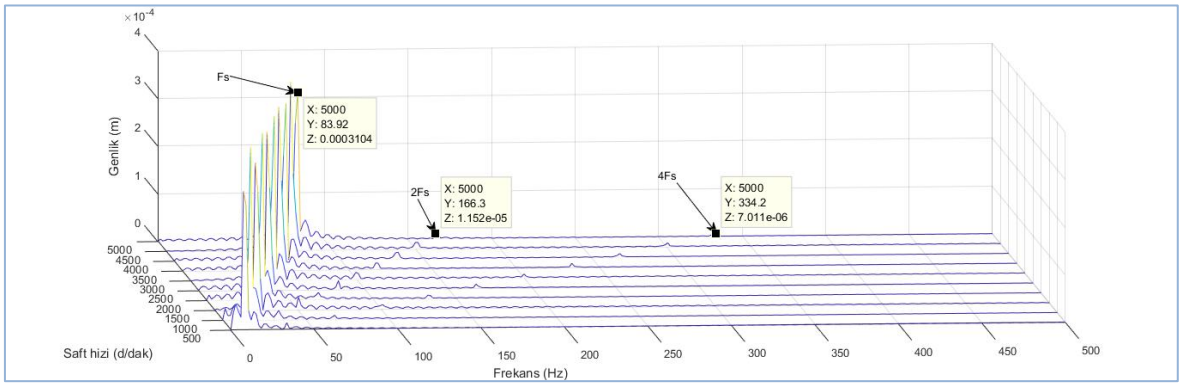
Şekil 6.51'de x ekseni yönünde şaft frekansında ve şaft frekansının iki katında genlikler görülmesine rağmen Şekil 6.52'de y ekseni yönünde sadece şaft frekansında genlikler görülmüştür. x ekseni yönünde daha önce 13 bilyeden oluşan rulman incelemelerinde görülmeyen şaft frekansının birinci harmoniğindeki genlikler bu senaryoda görülmektedir. Bunun nedeni x ekseni yönünde az miktarda yapılan eksen kaçıklığının rulmanı tam olarak sıkıştırmaması fakat bunun yanında bilyelerdeki ezilmeyi bir miktar arttırarak doğrusal olmama durumunu arttırmasıdır. Dolayısı ile eksen kaçıklığı durumlarındaki spektrumlarda şaft frekansının harmoniğini görmek sitemdeki boşluklar ile ilintilidir. Eksen kaçırma işleminin x ekseni yönünde yapılması şaft frekansı harmoniğinin sadece x ekseni yönünde görülmesini sağlamıştır.

6.15. Senaryo 15 Bulguları

Eksen kaçıklığının 0,5 mm gibi düşük bir değerini inceledikten sonra eksen kaçıklığının 10 mm gibi yüksek bir değerinde rulmandaki bilye sayılarının titreşimlere etkisini incelemek için bu aşamadan sonra ve bundan sonraki iki senaryoda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası 10 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle takılmadığı ve rulmanlardaki bilye sayısının beş adet olduğu varsayılmıştır. Şekil 6.53 ve Şekil 6.54'de sırası ile x ve y eksenleri yönündeki frekans spektrumları waterfall diyagramları ile çizdirilmiştir.



Şekil 6.53. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=5)



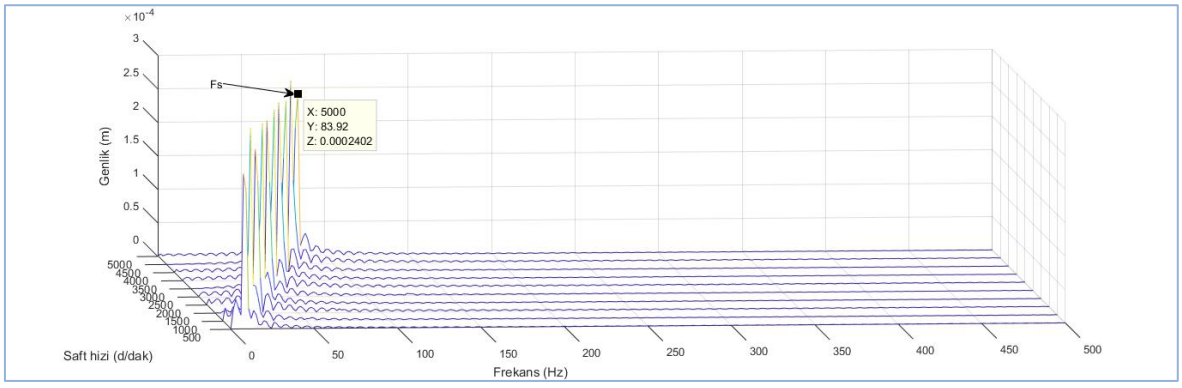
Şekil 6.54. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=5)

Senaryo 15'te x ve y ekseni davranışları birbirine benzemektedir. Her iki eksende de şaft hızı, şaft hızının iki katı ve şaft hızının dört katında genlikler görülmektedir. Bu durum y ekseni için daha önceki senaryolarda söz konusu değildir. Daha önceki eksen kaçıklığı senaryolarında dokuzuncu senaryo hariç olmak üzere, y ekseni yönünde sadece şaft hızında genlikler görülmüş fakat şaft hızının iki katı ve dört katında herhangi bir genlik

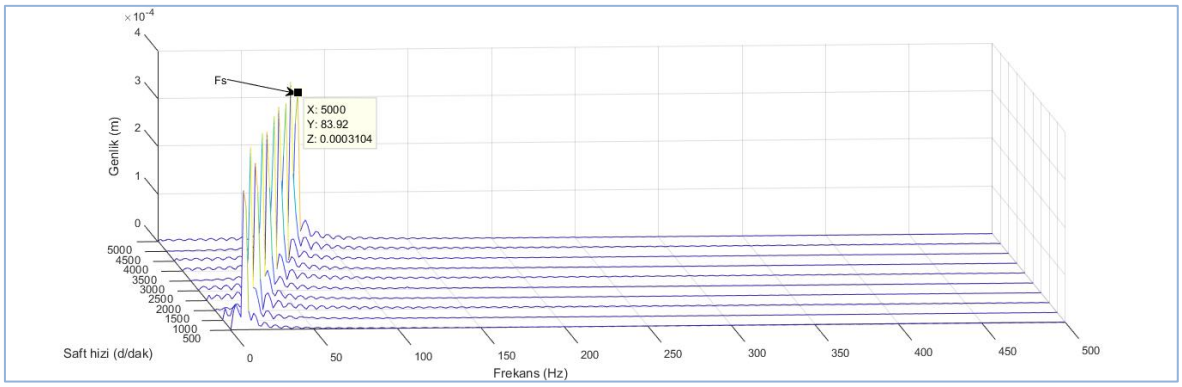
görülmemiştir. Dokuzuncu senaryoda da rulmanların 5 adet bilye taşıdığı düşünülmüş ve 5 mm eksen kaçıklığı verilmiştir. Eksen kaçıklığı değeri on beşinci senaryoya yakın ve bilye sayısı aynı olduğundan iki senaryonun y ekseni yönündeki karakteristikleri birbirine benzemektedir. Dokuzuncu ve on beşinci senaryolarda y ekseni yönünde şaft frekansı harmoniklerinde genlik görülmesinin sebebi x ekseni yönünde yapılan yüksek eksen kaçıklıklarının y ekseni titreşimlerine etki eden bilyeleri çok fazla sıkıştıramaması ve y ekseni yönünde hala bir miktar boşluk olması fakat eksen kaçıklığı nedeni ile oluşan merkez kaç kuvvetinin bu bilyeleri daha fazla sıkıştırıp doğrusal olmama durumunu arttırmasıdır. Bununla beraber genlikler dokuzuncu senaryoya göre x ekseni yönünde yaklaşık 4,5 kat, y ekseni yönünde yaklaşık 2,5 kat artmıştır.

6.16. Senaryo 16 Bulguları

Teorik çalışmanın on altıncı senaryosunda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası 10 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle takılmadığı ve rulmanlardaki bilye sayısının sekiz adet olduğu varsayılmıştır. Şekil 6.55 ve Şekil 6.56'da sırası ile x ve y eksenlerinin spektrumları waterfall diyagramı ile çizdirilmiştir.



Şekil 6.55. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=8)

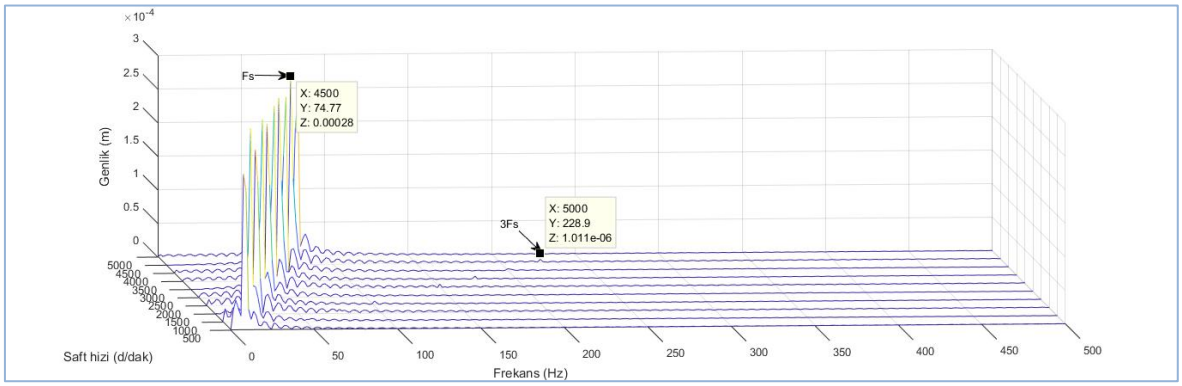


Şekil 6.56. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=8)

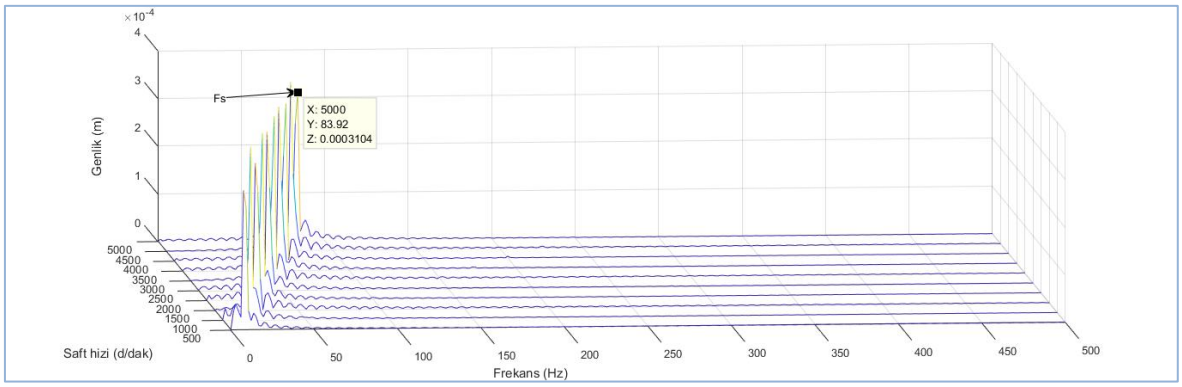
Bu senaryoda hem x ekseninde hem de y ekseninde sadece şaft frekansında genlikler oluşmuştur. Senaryo on beşte şaft frekansı harmoniklerinde genlikler görülmesine rağmen senaryo on altıda her iki eksen için de bu duruma rastlanmamıştır. Dolayısıyla bilye sayısının artmasıyla rulmanın rijitliğinin arttığını ve böylelikle bilyelerdeki ezilme miktarının azaldığı bunun neticesinde de şaft frekansı harmoniklerinde artık herhangi bir genlik görülmediği söylenebilir. Bu senaryoda y ekseni yönündeki genlikler x ekseni yönündeki genliklerden bir miktar fazladır. Bununla beraber şaft frekansındaki genlik değerleri on beşinci senaryodaki değerlere büyük oranda benzerlik göstermektedir.

6.17. Senaryo 17 Bulguları

On yedinci senaryoda 10 N'luk bir ön yükleme sonrası 10 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle takılmadığı ve rulmanlardaki bilye sayısının on üç adet olduğu varsayılmıştır. Şekil 6.57 ve Şekil 6.58'da sırası ile x ve y eksenlerinin spektrumları waterfall diyagramı ile çizdirilmiştir.



Şekil 6.57. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=13)



Şekil 6.58. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=10 N; M=0,01; EK=0; n_b=13)

Şekil 6.57'de x ekseni doğrultusunda şaft frekansında ve şaft frekansının harmoniklerinde genlikler görülmektedir fakat harmoniklerde görülen genlik değerleri bilye sayısının artması ile azalmıştır. Şekil 6.58 incelendiğinde aynı durumun y ekseni doğrultusundaki şaft titreşimleri için de geçerli olduğu görülür. Şaft frekansındaki genlik değerleri senaryo on altı ve senaryo on beş ile büyük oranda benzerlik göstermektedir. Bu senaryoda dikkat çeken kısım y ekseni yönündeki genliklerin son üç senaryo için aynı olmasıdır. Bunun nedeni x ekseni yönündeki 10 mm eksen kaçıklığının y eksenindeki hareketi bilye sayısı değişse bile çok sıkıştırması ve y eksenindeki hareketi kısıtlamasıdır. x ekseni yönünde aynı frekanslarda farklı genlik değerlerinin okunmasının sebebi ise eksen kaçıklığının zorla x ekseni yönünde verilmesi ve bilye sayısı değişmesi ile devamlı farklı karakterde titreşim oluşmasıdır.

7. DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneysel çalışma, teorik olarak yapılan çalışmanın sağlamasını yapabilmek için, teorik çalışmada çalışılan koşullara benzer koşullar oluşturularak ilerletilmiştir. Yapılacak çalışmada deney düzeneğinin avare tarafındaki rulman yatağına hem yatay yönde hem de dikey yönde ivmeölçerler bağlanmış ve her seferde 5 s boyunca veri toplanmıştır. İvmeölçerlerin örnekleme frekansı 25.600'dür ve her seferde her kanal için 128.000 adet veri toplanmıştır. Her senaryoda 400 d/d şaft hızıyla başlanmış ve 200 d/d artışlarla 3000 d/d şaft hızına kadar veri toplanmıştır.

Elde edilen verilerde gürültü ve tekrar etmeyen genlikler de olduğundan ve çok yüksek frekans bölgelerinde işe yarar veri olmadığından, gereksiz verilerden kurtulabilmek için öncelikle verilere bant geçirgen filtre uygulanmış ve ardından zarf analizi yapılmıştır. Zarf analizi sonucu ivme verisinin biriminin bozulmasına rağmen, fiziksel olarak frekans spektrumu ile aynı özellikleri gösteren bir veri seti elde edildiğinden yeni verilerin frekans spektrumu incelenip yapılacak yorumlar gerçek durula örtüşecektir. Yapılan çalışma neticesinde 1000 Hz üzerindeki frekanslarda çok kayda değer veriler bulunamadığından bant geçirgen filtre 3 Hz ile 1000 Hz arasını geçirecek ve geri kalan verileri filtreleyecek şekilde tasarlanmıştır.

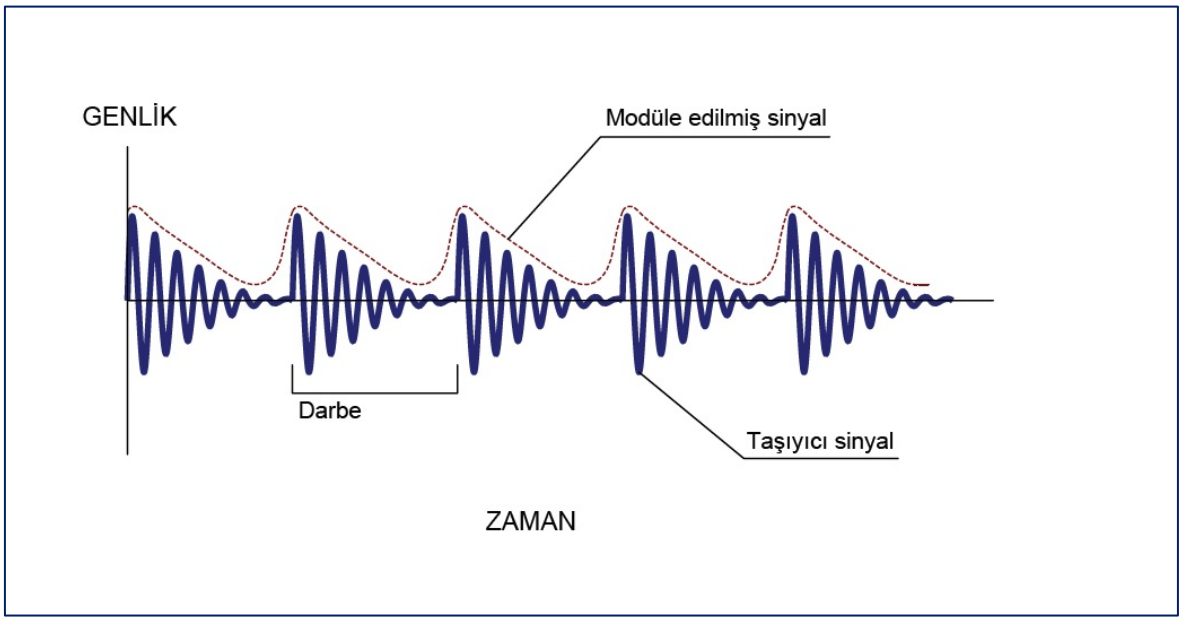
Tezin deneysel kısmında her senaryo için toplamda 14 adet farklı şaft hızında veriler toplanmış ve bu verilere yapılan zarf analizi sonrasında spektrum analizi yapılırken aynı teorik kısımda olduğu gibi her senaryo için farklı hız kademelerinin spektrumları arka arkaya çizdirilmiş ve waterfall grafikleri oluşturulmuştur. Waterfall grafikleri sayesinde titreşim nedeni ile oluşan genliklerin sistemin hangi özelliğini yansıttığı ve sistem karakteristiğinden kaynaklanan doğal frekans gibi unsurların tespiti daha kolay belirlenmiştir.

7.1. Zarf Analizi ve Verilerin Filtrelenmesi

Rulman şaft sistemlerinde rulmana ait karakteristik frekanslar (İBHF, BGF, DBHF, KF, BHF vb.) rulman hatasının başlangıç zamanlarında kendilerini çok fazla belli etmezler. Zaman veya frekans bölgelerinde bu karakteristik frekansları bulmak çok zordur. Bunun nedeni rulman hatalarının oluşmaya başladığı ilk anlarda, hatalardan kaynaklanan titreşim genliğinin düşük olması ve muhtemelen yapıyı oluşturan şaft, dişli gibi diğer makine

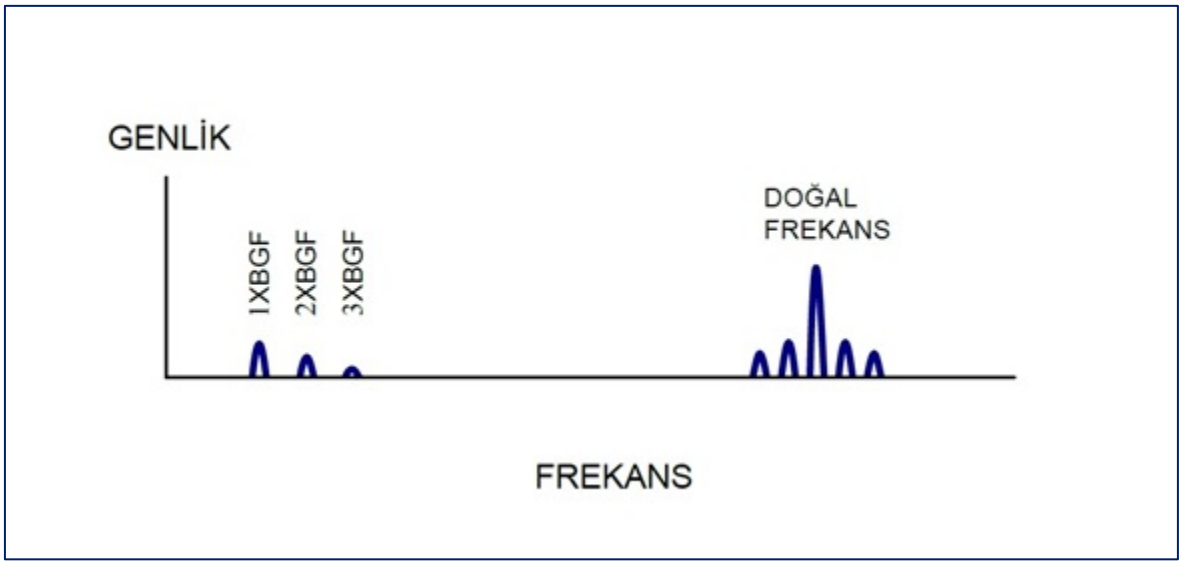
parçalarının oluşturduğu titreşimlerin içine gizlenmiş olarak bulunmasıdır. Fakat bu sinyaller her ne kadar gizlenmiş olsa da hata nedeni ile oluşan darbeler belirli bir zaman periyodu ile tekrarlanırlar. Bu periyoda *T* denecek olursa bu hatalardan kaynaklı frekans *1/T* olacaktır. Zarf analizi bu tür durumlarda çok etkili bir yöntemdir. Gürültü içerisinde kaybolmuş, belirli zaman aralıklarında tekrar eden rulman karakteristik frekanslarının genliklerini görünür hale getirir.

Zarf analizinden önce veriler alçak geçirgen, yüksek geçirgen veya bant geçirgen filtreye tabi tutulur. Filtreleme yaparken çok dikkatli olunması gerekir. İhtiyaç duyulan veri setinin, filtreleme esnasında yanlışlıkla kaybolmamasına ehemmiyet gösterilmelidir. Bant geçirgen filtrenin merkez noktası genelde sistemin doğal frekansı olarak seçilir. Filtreleme işleminden sonra veri setinin zarfı alınır ve buna demodülasyon denir. Daha sonra demodülasyona tabi tutulmuş veri setinin Fourier transformu alınır ve yapının spektrumu çizdirilir. Şekil 7.1'de zaman bölgesinde bir veri seti gösterilmiştir.



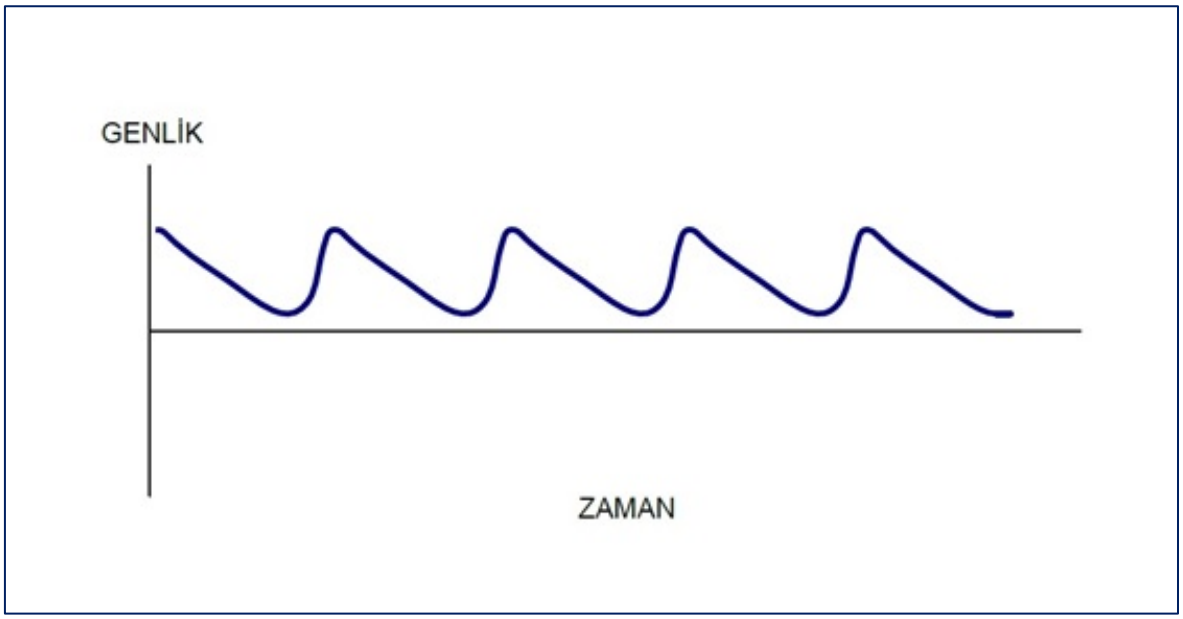
Şekil 7.1. Zaman bölgesindeki sinyal ve sinyalin modüle edilmiş hali

Taşıyıcı sinyalin ham halinin frekans spektrumu Şekil 7.2'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi zarflama işlemine tabi tutulmayan sinyalin yüksek frekanslarda doğal frekansı görülmektedir.

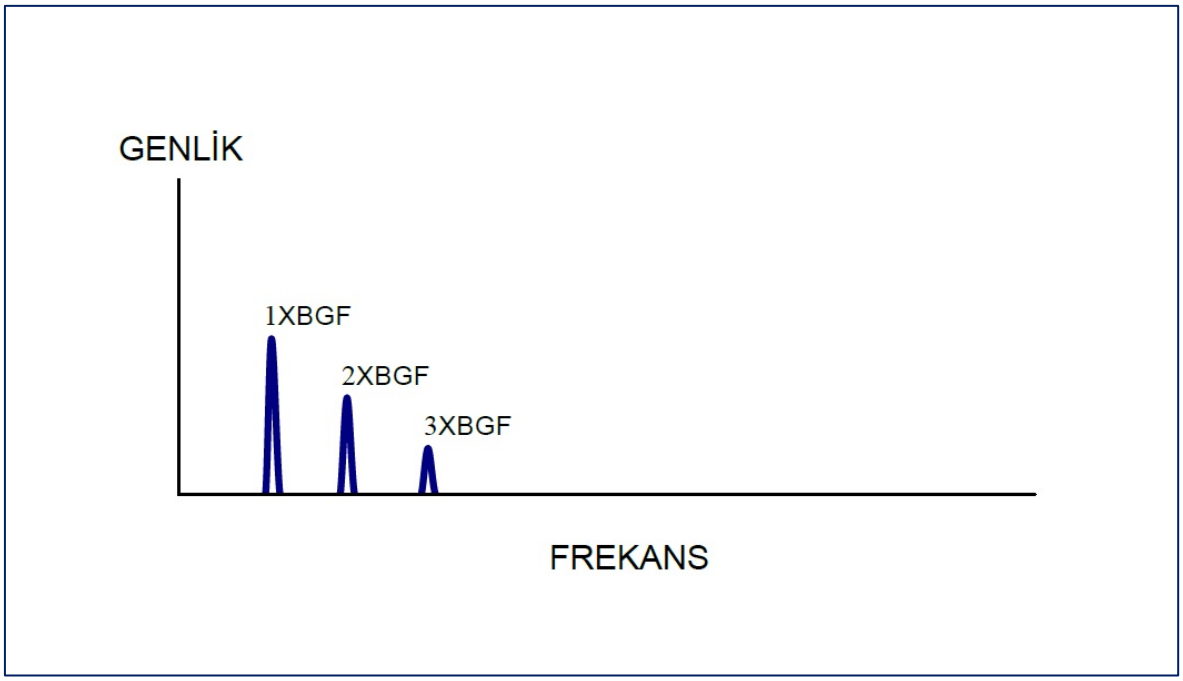


Şekil 7.2. Ham sinyalin frekans spektrumu

Zarf işlemine tabi tutulmuş verilerin zaman bölgesindeki çizimi Şekil 7.3'te ve zarf işlemine tabi tutulmuş verilerin spektrumu Şekil 7.3'te verilmiştir.



Şekil 7.3. Zarf işlemine tabi tutulmuş veriler



Şekil 7.4. Zarf işlemine tabi tutulmuş verilerin spektrumu

Şayet rulmanda oluşan hata rulmanın sabit bir noktasında ise ve şaftın dönmesinden etkilenmeyip devamlı aynı miktarda yüke maruz kalıyorsa, hep aynı genlikte hata frekansı oluşacaktır. Fakat hata rulmanın dönen bir parçasında ise veya şaftın dönmesinden etkilenen bir bölgesinde ise daha farklı bir durum oluşacaktır. Hata hareketli ise dönme nedeni ile hatanın konumu değişecek ve her konumda daha farklı bir yük taşınacağından hatanın konumuna bağlı olarak farklı genliklerde hatalar oluşacak, hata sabit fakat şaftın dönmesinden etkileniyorsa, şaftın dönmesi nedeni ile zamanla hataya gelen yük devamlı değişeceğinden yine aynı durum oluşacaktır. Bu nedenle şaft hareketinden etkilenen bir hata incelendiğinde, spektrumunda şaft hızının katlarının eklendiği yan bantların oluştuğu görülecektir.

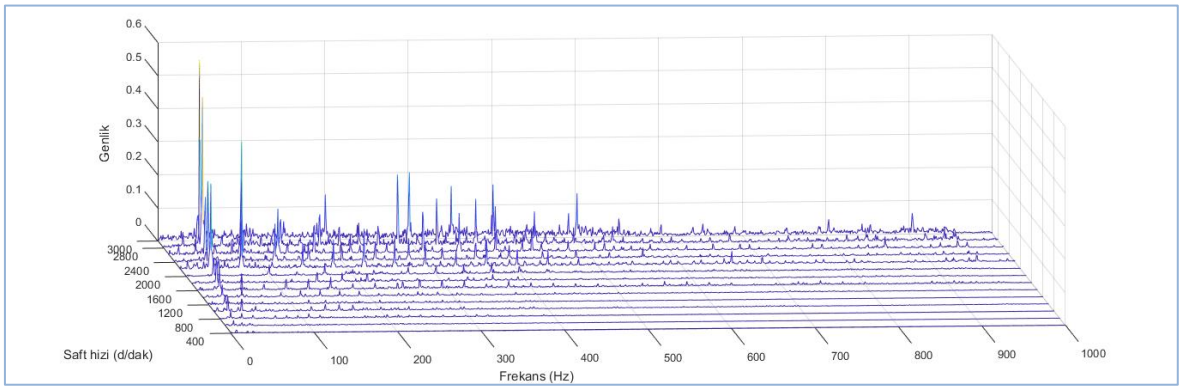
Bununla beraber eğer rulman montajında bir gevşeklik söz konusu ise şaft hızının ara katlarında da (0,5Fs, 1 Fs, 1,5 Fs vb.) genlikler görülecektir.

İlerleyen bölümlerde deneyde gerçekleştirilen senaryoların detayları incelenecektir. Her senaryonun hem x ekseninde hem de y ekseninde şaft hızına göre waterfall diyagramları çizdirilecek bununla beraber 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızlarında x ekseninin ve y ekseninin spektrumları detaylı olarak incelenecektir. Şayet deney sırasında topraklama döngüsünden kaynaklı olarak elektriksel gürültü tespit edilirse analizlerde ve yorumlarda yanlışlık

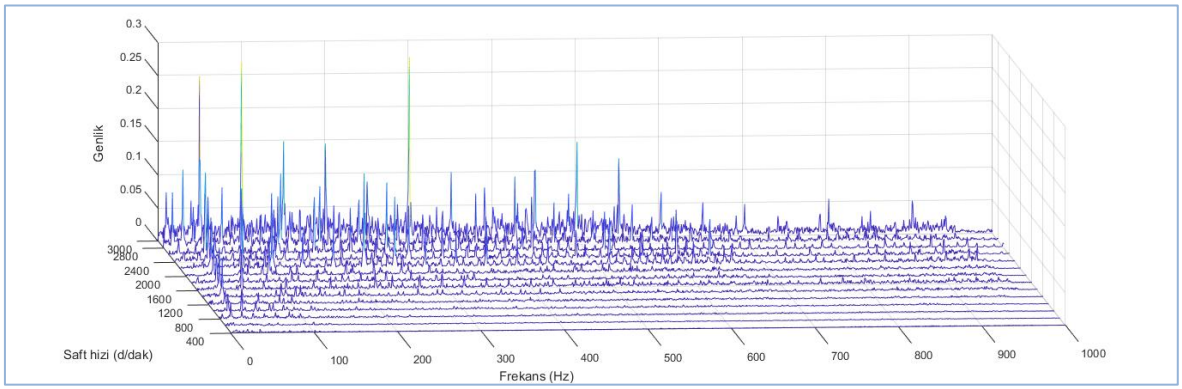
yapılmaması için 3000 d/d hız yerine 2800 d/d şaft hızının spektrumları incelenecektir. Bunun nedeni 3000 d/d şaft hızının dönme frekansı ile elektrik şebekesinin frekansıyla çakışmasıdır (50 Hz).

7.2. Senaryo 1, Senaryo 2 ve Senaryo 3 Deneylerine Ait Bulgular

Deneysel çalışmanın birinci senaryosunda 150 N'luk bir ön yükleme sonrası eksenel kaçıklık bulunmayan ve eş merkezli ek kütle takılmamış bir rulman şaft sisteminin titreşimleri incelemek için bir dizi deney yapılmıştır. Şekil 7.5 ve Şekil 7.6'da sırası ile x ve y eksenlerinin frekans spektrumları waterfall diyagramı ile çizdirilmiştir.



Şekil 7.5. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=150 N; M=0; EK=0)

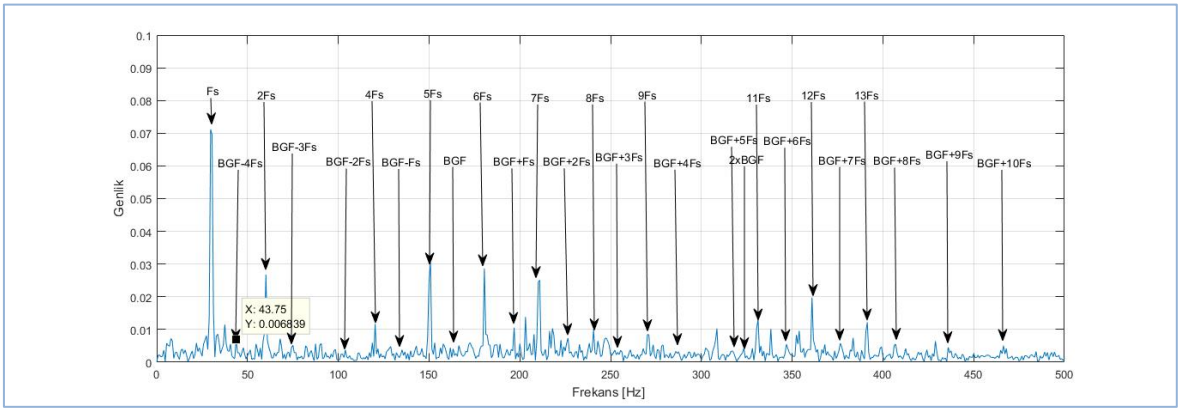


Şekil 7.6. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=150 N; M=0; EK=0)

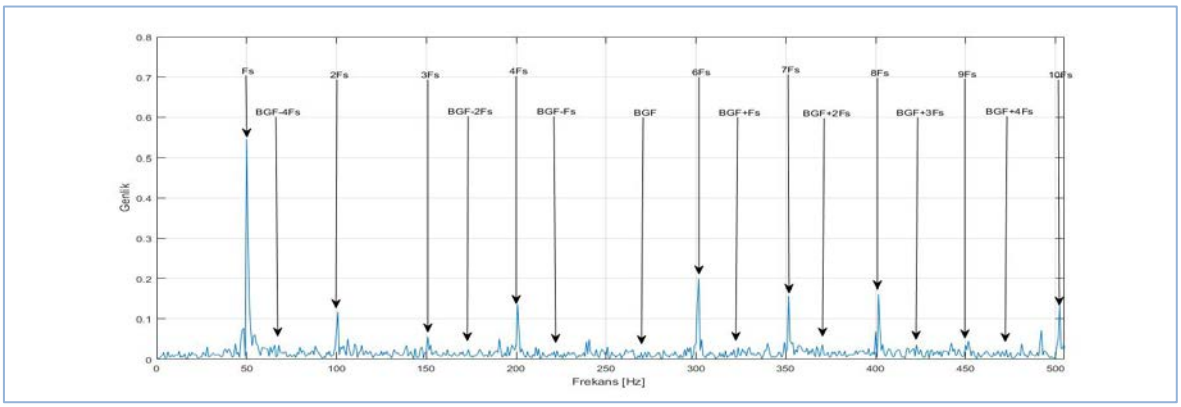
Hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde düşük şaft hızlarında yüksek genlikler görülmemektedir. Şaft hızlarının artması ile genliklerde artış görülmektedir. Bunun nedeni deney düzeneğinde dengesizlik gibi şaft hızından etkilenen bazı hataların olmasıdır. Genel itibari ile x ekseni yönündeki genlikler y ekseni yönündeki genliklerden daha büyüktür. Bu

durum teorik çalışmada da karşılaşılan bir durumdur. Bunun nedeni şaft ağırlığının x ekseni yönündeki (yer çekimi yönü) genlikleri arttırması fakat buna karşın y ekseni yönündeki genliklere bir etkisinin olmamasıdır. Titreşimlerle bulunan frekans bileşenlerini daha iyi incelemek için farklı hızlara ait titreşim spektrumları ayrı olarak gösterilmiştir. Bu nedenle x ve y eksenleri yönündeki 1800 d/d ve 3000 d/d hızlardaki spektrumlar aşağıda verilmiş ve tanımlanabilen frekans bileşenleri bu grafikler üzerinde işaretlenerek gösterilmiştir.

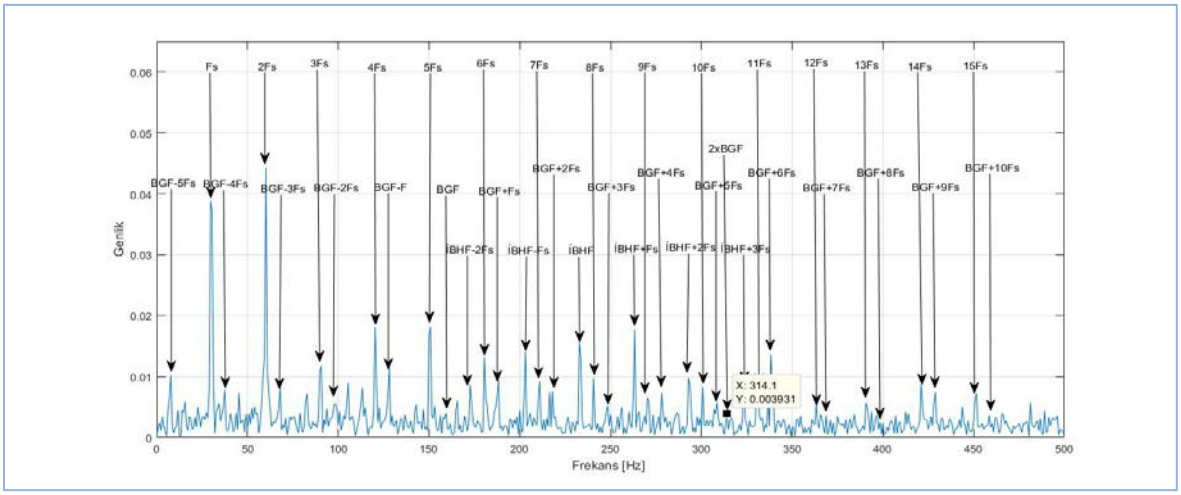
Tez çalışmasında senaryo 1 ile ifade edilen deneyden önce deney düzeneği özellikle eksen kaçıklığı senaryoları başta olma üzere farklı çalışma koşullarında defalarca çalıştırılmıştır ve oluşan aksaklıklar giderildikten sonra ivme ölçerler ile veri toplanmaya başlanmıştır. Fakat bu denemeler sırasında muhtemelen rulmanların farklı bölgelerinde ufak kusurlar oluşmuştur. Bu kusurların bir tanesi de iç bilezikte oluşan kusurlardır. Dolayısıyla eksen kaçıklığının olmadığı ilk yedi senaryoda frekans spektrumlarında görülen İBHF ve yan bantlarının nedeni bu durumdur.



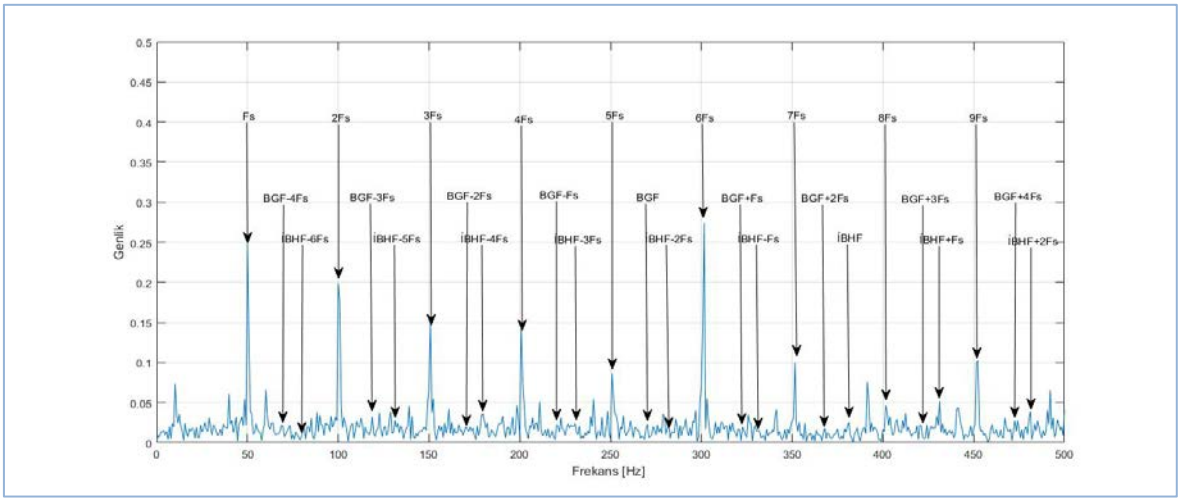
Şekil 7.7. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=0)



Şekil 7.8. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=0)



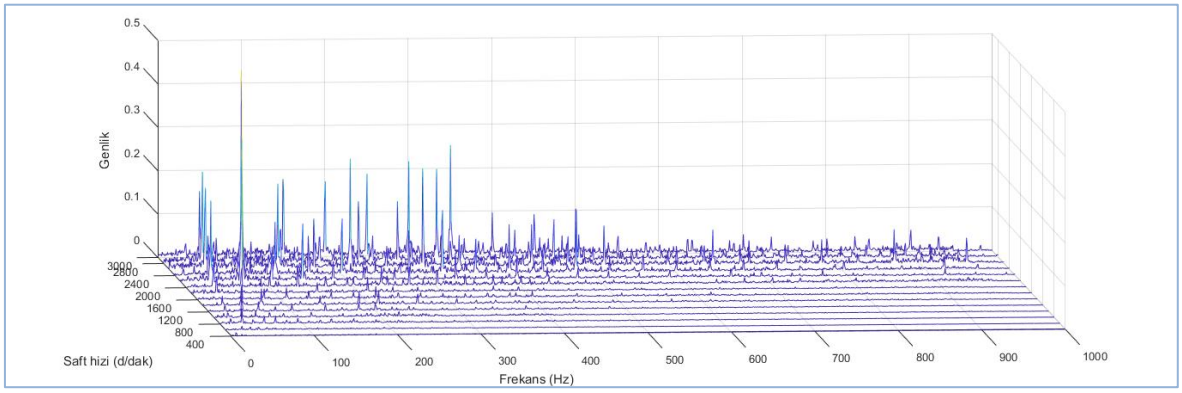
Şekil 7.9. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=0)



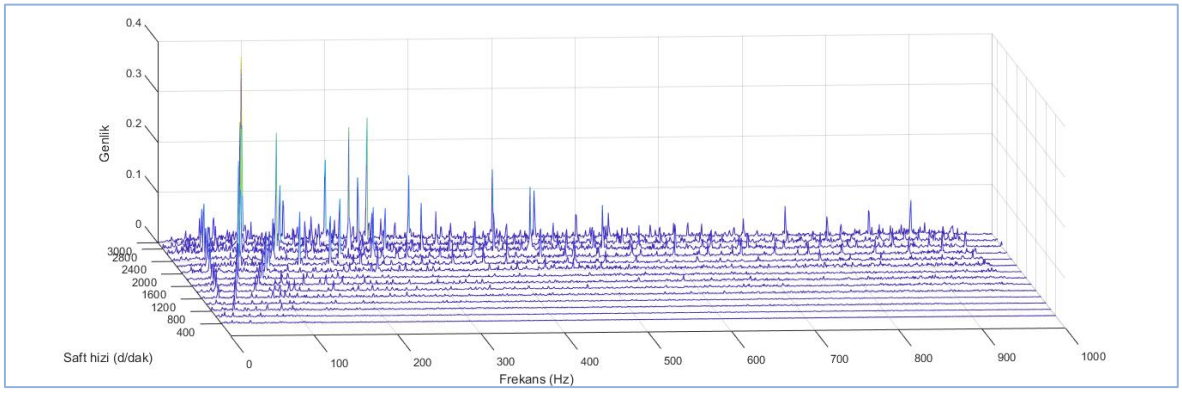
Şekil 7.10. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=0)

Şekil 7.7 ve Şekil 7.8'de 1800 ve 3000 d/d şaft hızlarında x yönündeki spektrumlar incelendiğinde BGF, harmonikleri ve yan bantlarında genlikler gözlenmektedir. BGF ve harmoniklerinde genliklerin görülmesi beklenen bir durumdur ve bu durum ile teorik çalışmada da karşılaşılmıştır. BGF'nın yan bantlarında genlik oluşması da aslında beklenen bir durumdur ve literatüre uymaktadır. Şaft frekansı ve harmoniklerinde genlik görülmesinin sebebi ise deney düzeneğindeki kusurlar ile işleme hatalarıdır ve bu beklenen bir durumdur. y ekseni yönündeki frekans spektrumları incelenecek olursa Şekil 7.9 ve Şekil 7.10'da şaft frekansı ve harmoniklerinde ayrıca BGF harmonikleri ve yan bantlarında genlikler görülmektedir. Bu durum x ekseni yönündeki frekans spektrumuna benzemektedir ve elde edilen sonuçlar hem teorik çalışmaya hem de literatüre uymaktadır.

Deneysel çalışmanın ikinci senaryosunda ön yükleme miktarının arttırılmasının titreşimlere olan etkisini inceleyebilmek için 200 N'luk bir ön yükleme sonrası eksenel kaçıklık verilmemiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Şekil 7.11 ve Şekil 7.12'de sırası ile x ve y eksenlerinin spektrumları waterfall diyagramı ile çizdirilmiştir.

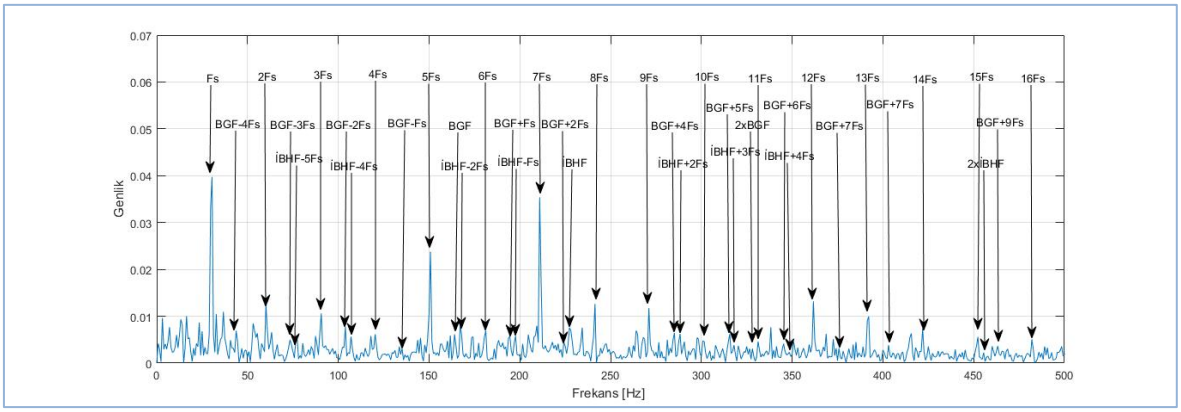


Şekil 7.11. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0; EK=0)

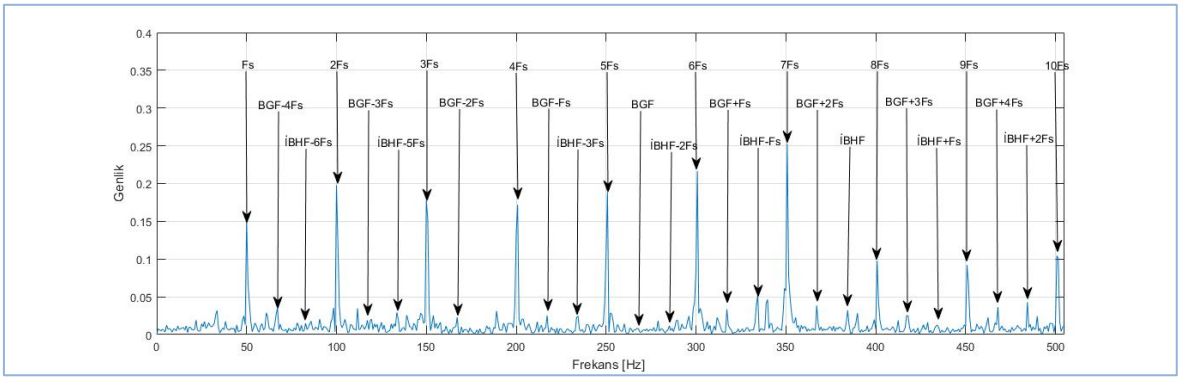


Şekil 7.12. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0; EK=0)

Bir önceki senaryoda olduğu gibi deney düzeneğindeki mevcut dengesizliklerden dolayı şaft frekansı ve harmoniklerinde genlikler görülmüştür ve şaft hızının artmasıyla genlik miktarları artmaktadır. x ekseni yönündeki genlikler şaft ağırlığının düşey yöndeki titreşimlere etkisinden dolayı y ekseni yönündeki genliklerden daha yüksektir. Ön yükleme miktarının 50 N artmasıyla hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde genlikler bir miktar azalmıştır. Sırası ile hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde 1800 ve 3000 d/d şaft hızlarındaki spektrumlar aşağıda verilmiştir.

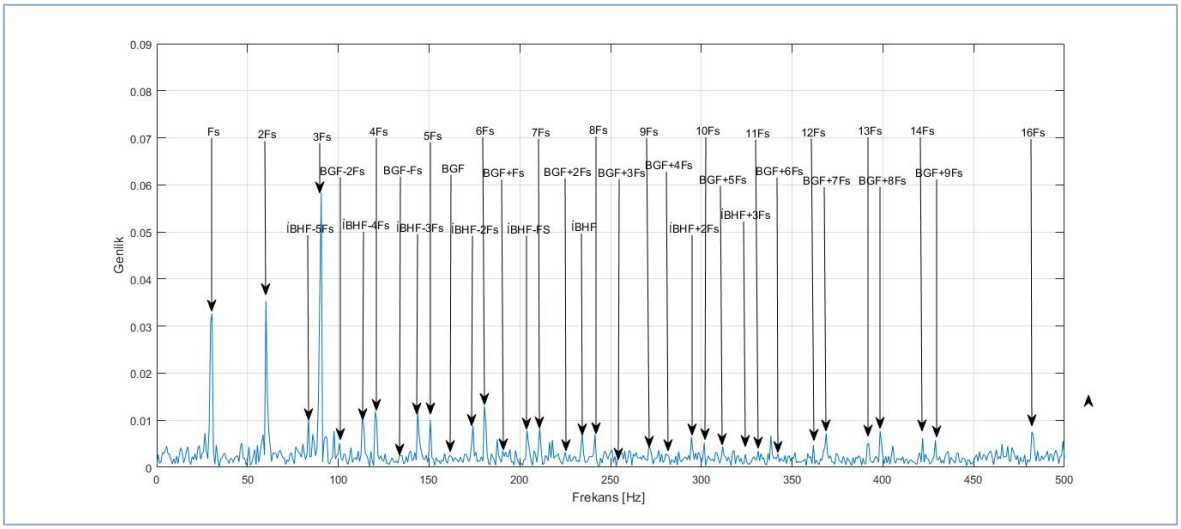


Şekil 7.13. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=0)

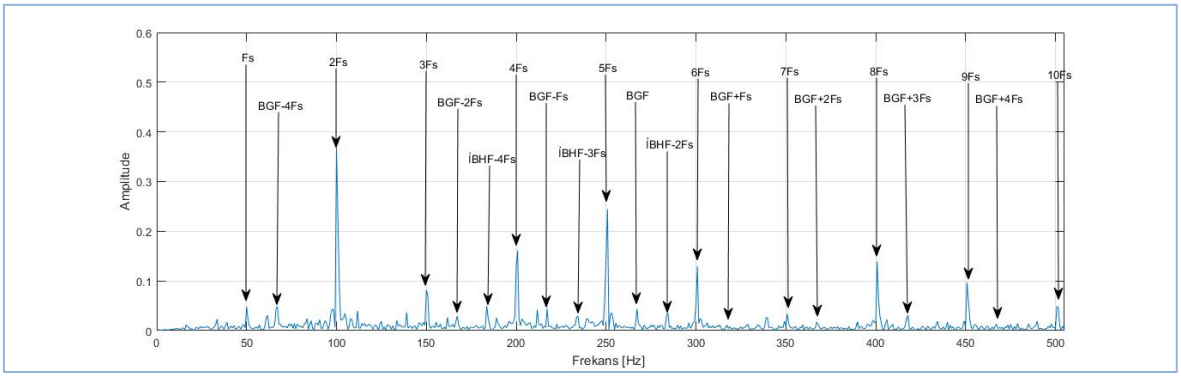


Şekil 7.14. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=0)

Şekil 7.13 ve Şekil 7.14 incelendiğinde ön yüklemenin artması ile beraber 150 N ön yükleme durumunda Şekil 7.7 ve Şekil 7.8'de görülmeyen İBHF ve yan bantları, 200 N ön yüklemede artık görünür hale gelmeye başlamıştır. Bunun nedeni ilk senaryodaki nispi olarak düşük olan ön yükleme miktarlarında iç bilezik ile bilyenin temasının iç bilezikteki hatayı ortaya çıkartacak yeterlikte olmamasıdır. Şekil 7.13 ve Şekil 7.14 kıyaslandığında hız artışı ile beraber genliklerin büyük ölçüde arttığı söylenebilir. Bunun nedeni, her ne kadar üretilirken dikkat edilmiş olsa da deney düzeneğindeki dengesizliklerdir ve dengesizlik kaynaklı titreşimler şaft hızının karesi ile doğru orantılı olarak artmaktadır.



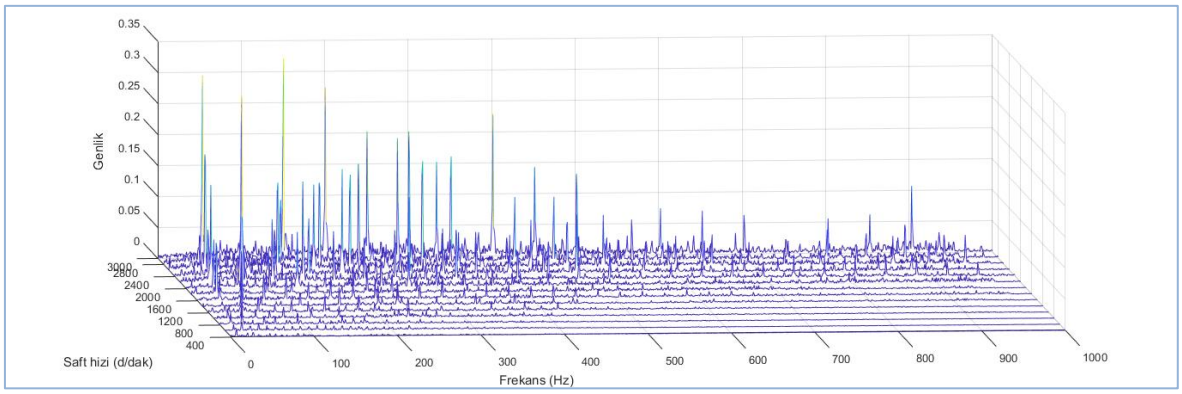
Şekil 7.15. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=0)



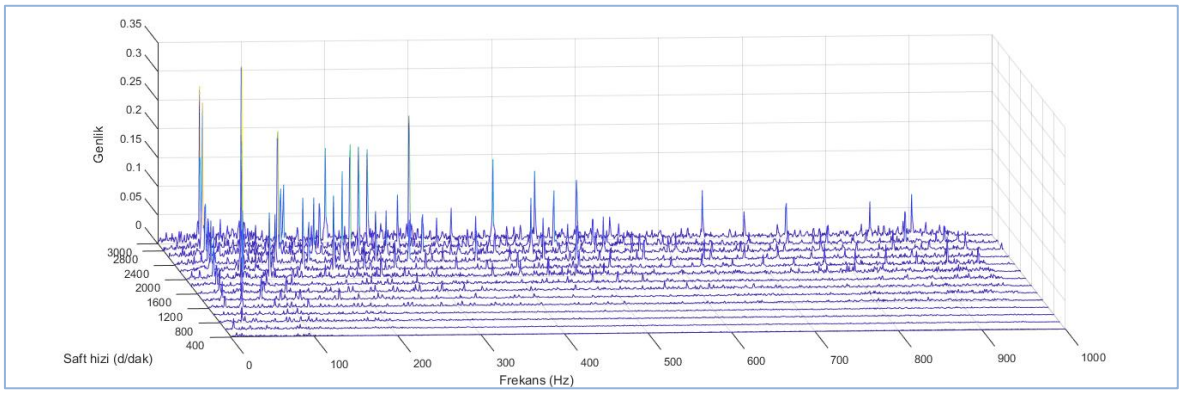
Şekil 7.16. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=0)

y ekseni yönündeki frekans spektrumlarını değerlendirmek için Şekil 7.15 ve Şekil 7.16 incelendiğinde teorik çalışma ile uyumlu olarak BGF, BGF yan bantları ve harmoniklerinde genlikler görülmektedir. Bu durum eksen kaçıklığının olmadığı koşularda beklenen bir durumdur. Ayrıca şaft frekansı ve harmoniklerinde ve İBHF ve yan bantlarında da genlikler görülmektedir. Şaft frekansı ve harmoniklerinde genlik görülmesinin nedeni deney düzeneğindeki düzensizlikler ve gevşekliklerdir, İBHF ve yan bantlarında genlik görülmesinin sebebi ise rulmanın iç bileziğinin bozulmaya başlamasıdır.

Üçüncü senaryoda ön yükleme miktarı biraz daha arttırılmış ve 500 N'a çıkartılmıştır. Şekil 7.17 ve Şekil 7.18'de sırası ile x ve y eksenlerinin frekans spektrumları waterfall diyagramları ile gösterilmiştir. 500 N ön yükleme sonucu oluşan frekans spektrum yapıları hem x ekseninde hem y ekseninde birinci senaryoya (150 N ön yükleme) ve ikinci senaryoya (200 N ön yükleme) benzemektedir.

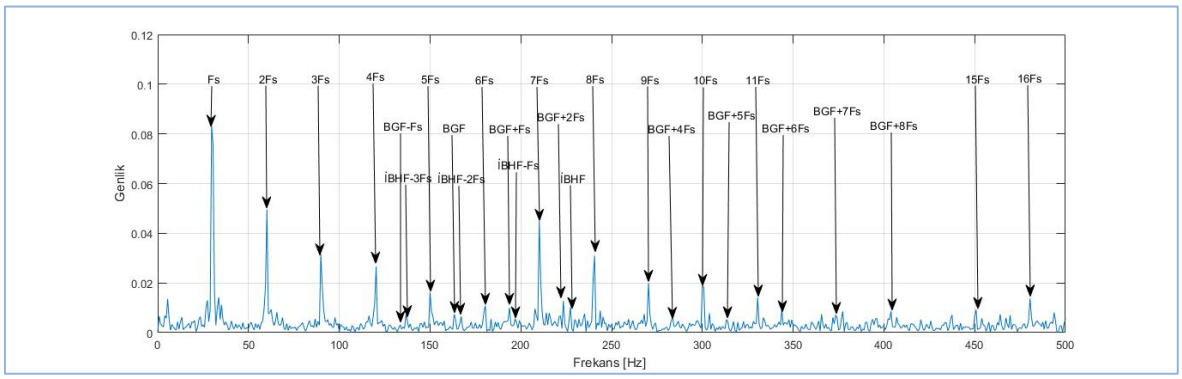


Şekil 7.17. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=0)

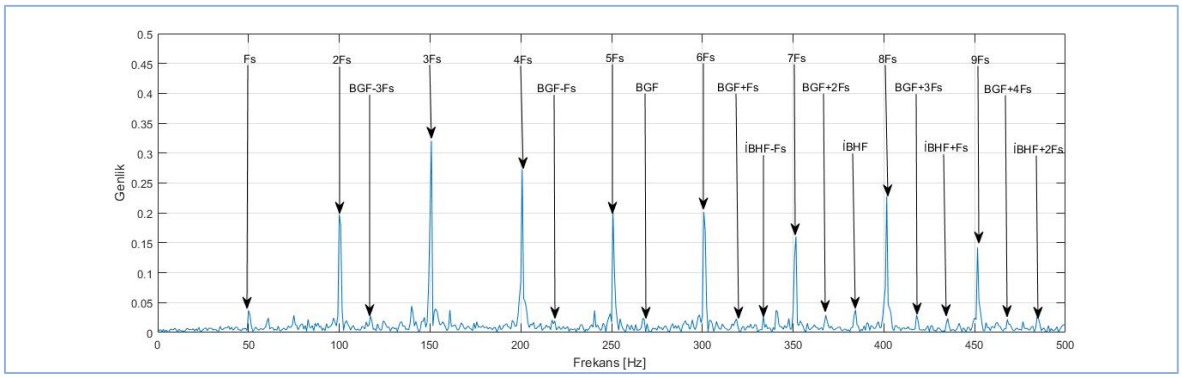


Şekil 7.18. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=0)

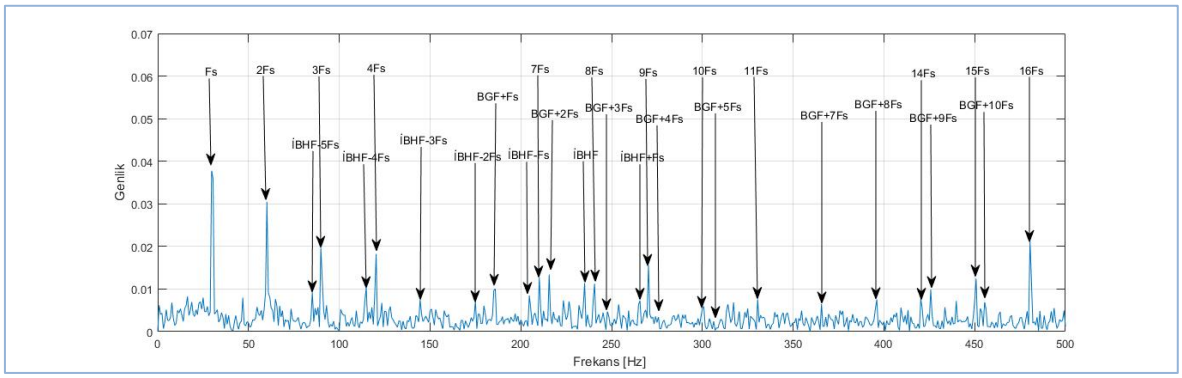
Karakteristik frekansların daha iyi incelenebilmesi için x ekseni yönündeki titreşimlerin frekans spektrumu 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızları için sırası ile Şekil 7.19 ve Şekil 7.20'de, y ekseni yönündeki titreşimlerin frekans spektrumları ise 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızları için sırası ile Şekil 7.21 ve Şekil 7.22'de verilmiştir.



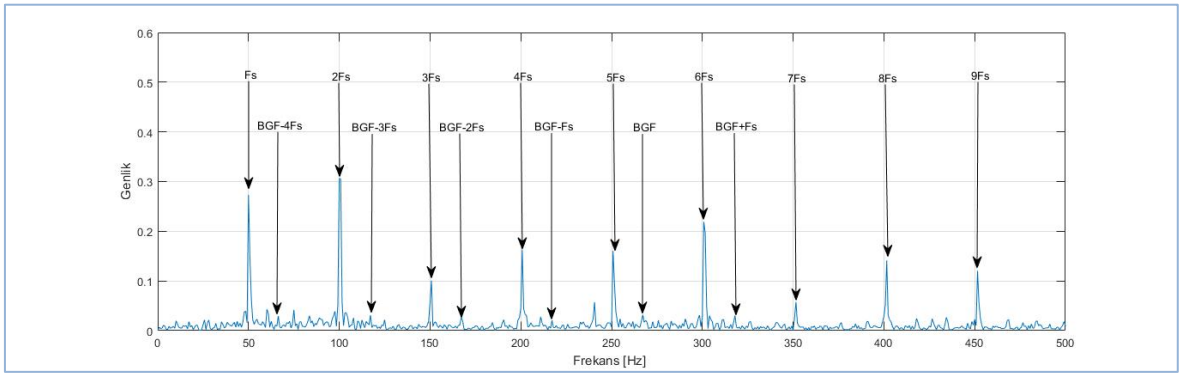
Şekil 7.19. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0)



Şekil 7.20. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0)



Şekil 7.21. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0)



Şekil 7.22. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0)

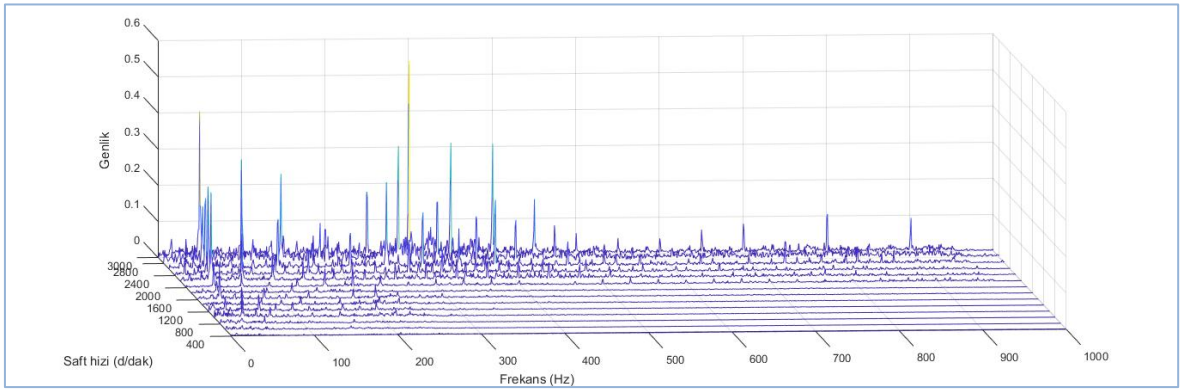
Şekil 7.19, Şekil 7.20, Şekil 7.21 ve Şekil 7.22 sırası ile incelendiğinde tüm frekans spektrumlarında BGF ve yan bantlarının görüldüğü tespit edilmektedir. Eksen kaçıklığının olmadığı senaryolarda bu beklenen bir durumdur ve teorik çalışma ile örtüşmektedir. Bununla beraber ön yükleme miktarının artması sistemin titreşim karakteristiğinde önemli bir değişim yapmamıştır.

Senaryo bir, iki ve üç kendi aralarında değerlendirildiğinde, frekans spektrum yapılarının birbirlerine çok benzediği görülür ve ön yükleme miktarının artmasıyla yapının rijitliğinin artmasından dolayı bazı hata frekanslarının genliğinde bir miktar azalma meydana gelmiştir fakat genel manada ön yükleme miktarındaki artışının genliklerde önemli bir değişikliğe neden olmadığı söylenebilir. İBHF ve yan bantlarında görülen genlikler şaft hızının artması ile artmıştır. Bunun nedeni rulman içerisinde oluşan merkez kaç kuvvetinin şaft hızı ile beraber artması ve bilyelerin iç bilezik üzerindeki hataya yüksek şaft hızlarında daha fazla kuvvet ile temas etmesidir.

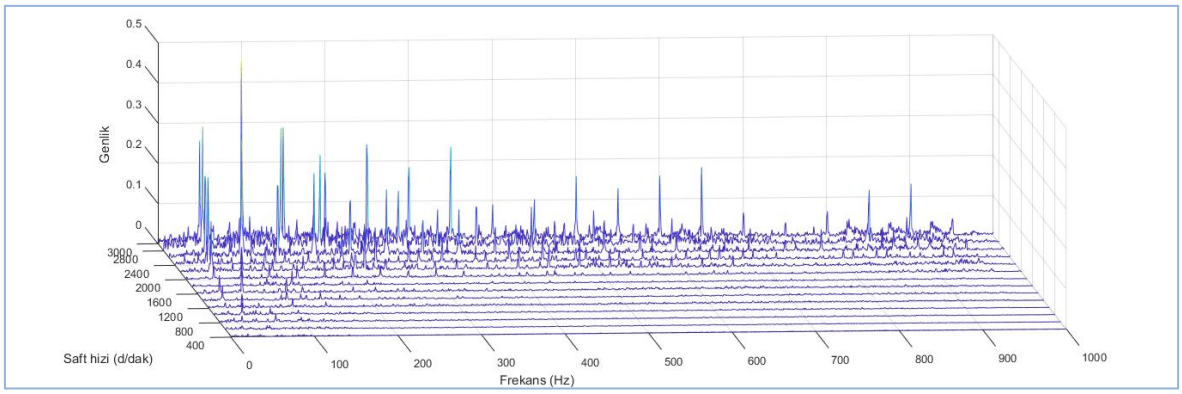
7.3. Senaryo 4, Senaryo 5, Senaryo 6 ve Senaryo 7 Deneylerine Ait Bulgular

Senaryo dört, beş ve altının senaryo bir, iki ve üçten farkı şaft ağırlığının ek olarak takılan 5,6 kg'lık eş merkezli kütle ile arttırılmasıdır. Senaryo yedide ise farklılık olarak şafta ek 2,9 kg'lık eş merkezli bir kütle takılmıştır. Bu nedenle bu senaryolar aynı başlık altında incelenecektir.

Şaft ağırlığının titreşimlere olan etkisinin incelenmesi için dördüncü senaryoda 150 N'luk ön yükleme sonrası eksenel kaçıklık verilmemiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta 5,6 kg kütlesinde eş merkezli bir kütle bağlanmıştır. Dördüncü senaryonun spektrumları Şekil 7.23 ve Şekil 7.24'de verilmiştir.

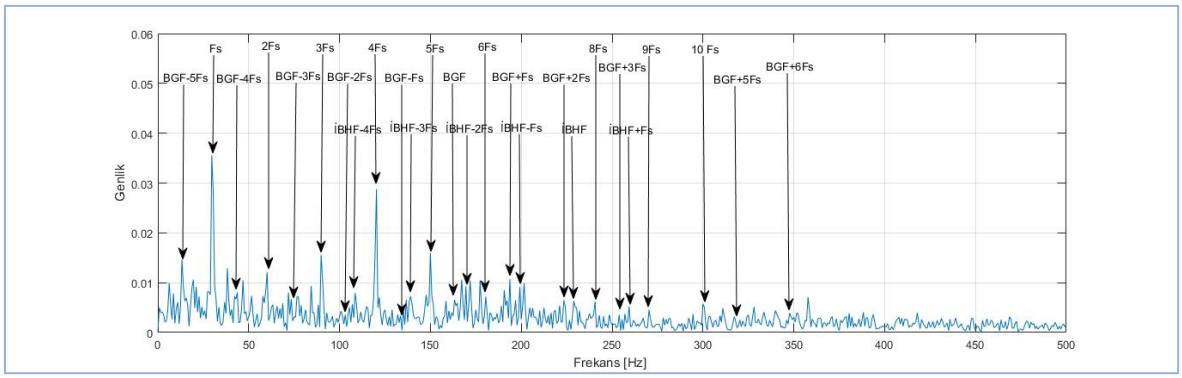


Şekil 7.23. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=150 N; M=0; EK=5,6)

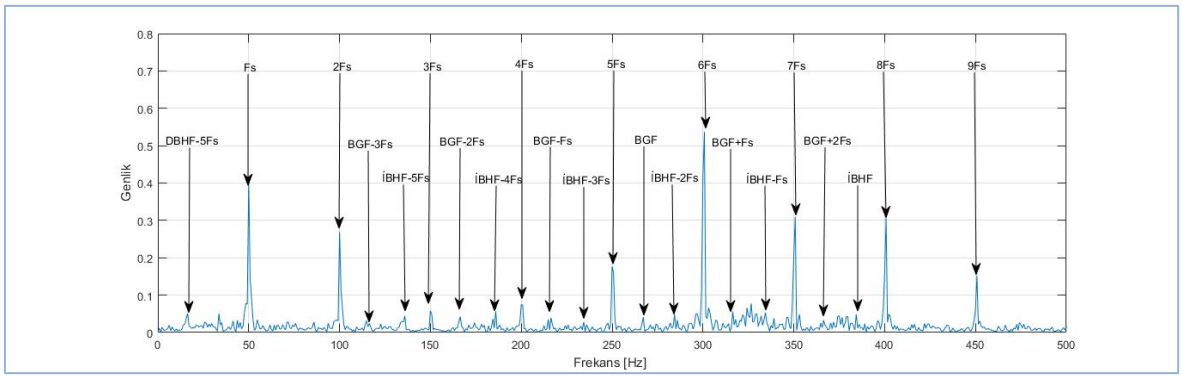


Şekil 7.24. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=150 N; M=0; EK=5,6)

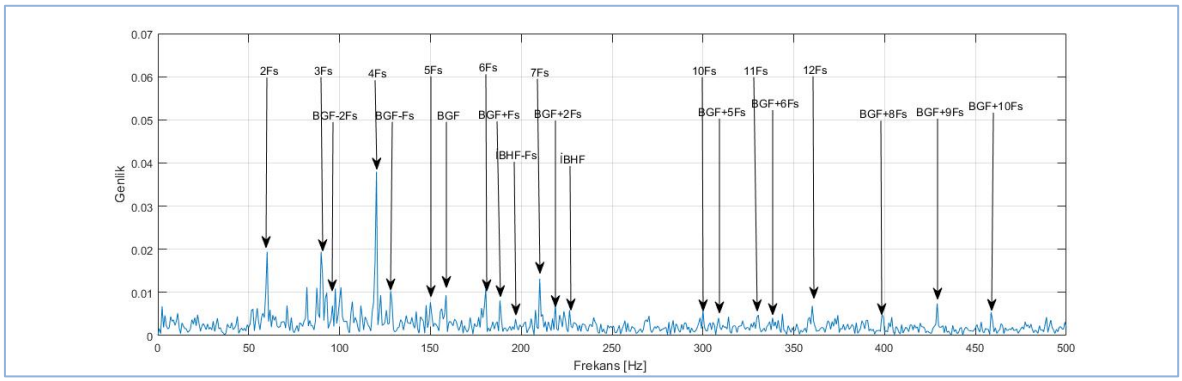
Şekil 7.23 ile Şekil 7.24 sırası ile Şekil 7.5 ve Şekil 7.6 ile kıyaslanırsa şafta eş merkezli 5,6 kg kütlesinde bir ağırlık takılmasıyla frekans spektrumunda çok büyük farklılıkların oluşmadığı tespit edilmiştir. Karakteristik frekansların daha iyi incelenebilmesi için x ekseni yönü ve y ekseni yönlerinin 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızları için frekans spektrumları Şekil 7.25, Şekil 7.26, Şekil 7.27 ve Şekil 7.28'de verilmiştir. Tüm şekillerde eksen kaçıklığının olmadığı durumlarda beklenen BGF ve yan bantları belirgin bir şekilde görülmektedir. Ayrıca İBHF ve yan bantları tüm şaft hızları için grafiklerde görülmektedir. Bu durum iç bilezik hasarının olduğunu net bir biçimde ortaya koymaktadır. İBHF ve yan bantlarının genlikleri artan şaft ağırlığı ile beraber artmıştır. Bunun nedeni rulman içerisinde oluşan merkez kaç kuvveti etkisinin şaft ağırlığı ile doğru orantılı olarak artmasıdır.



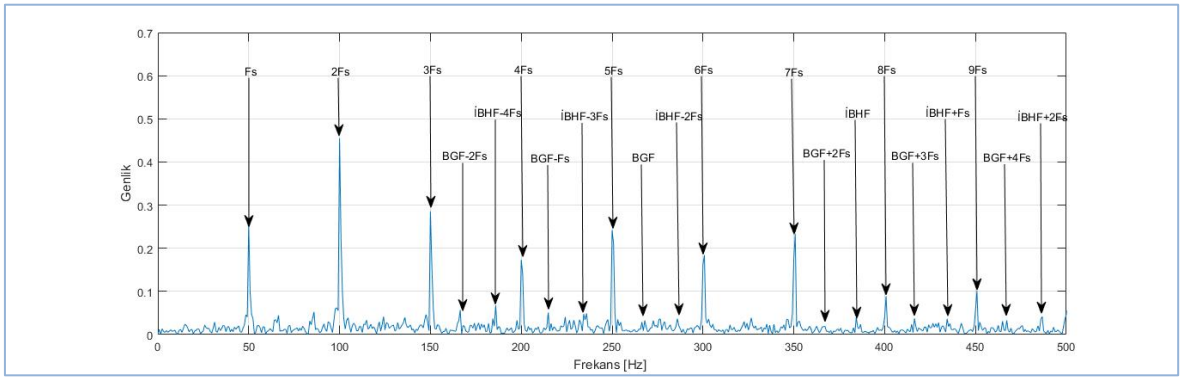
Şekil 7.25. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=5,6)



Şekil 7.26. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=5,6)



Şekil 7.27. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=5,6)



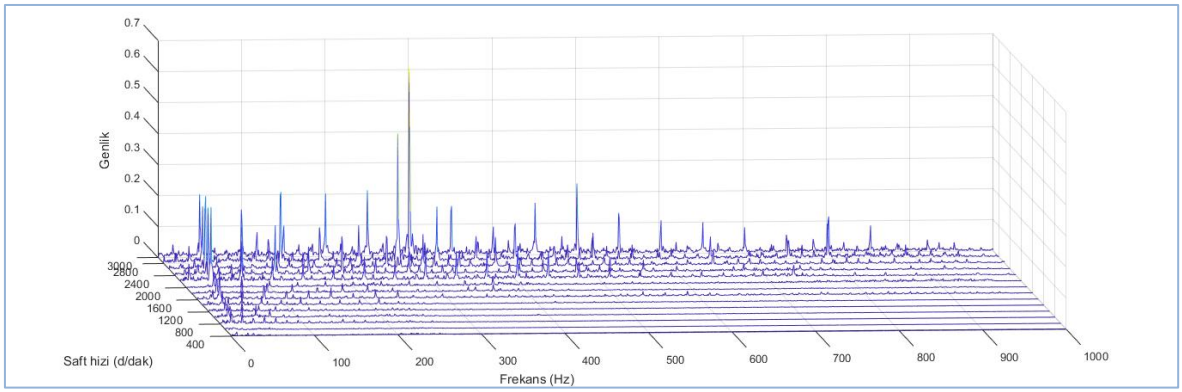
Şekil 7.28. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=150 N; M=0; EK=5,6)

Şekil 7.25 ve Şekil 7.26 sırasıyla Şekil 7.7 ve Şekil 7.8 ile kıyaslandığında artan şaft ağırlığı ile beraber spektrumda görülen şaft frekansı görünür harmoniklerinin sayısının azaldığı fakat İBHF ve yan bantlarının belirgin şekilde ortaya çıktığı görülmektedir.

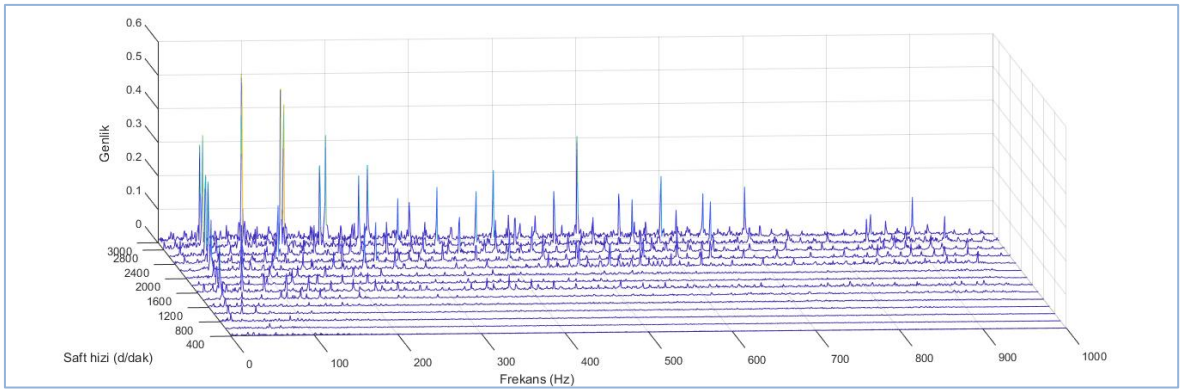
y ekseni yönündeki frekans spektrumlarını incelemek için Şekil 7.27 ve Şekil 7.28; Şekil 7.9 ve Şekil 7.10 ile kıyaslandığında artan şaft ağırlığı ile İBHF görünür yan bantlarının

sayısının azaldığı tespit edilmiştir. Aynı zamanda şaft ağırlığının artması ile karakteristik frekans genliklerinde bir miktar artış olmuştur ve bu durum teorik çalışma bulguları ile uyuşmaktadır. Şekil 7.27 ile Şekil 7.28 kıyaslandığında, artan şaft hızı ile beraber genliklerin arttığı görülmüştür. Bunun nedeni deney düzeneğindeki dengesizliklerdir ve artan şaft hızı ile bu düzensizlikler titreşim genliklerini arttırmıştır.

Beşinci senaryoda 5,6 kg eş merkezli ek kütle bağlanmış, 200 N'luk bir ön yükleme sonrası eksenel kaçıklık verilmemiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryonun ikinci senaryodan farkı şafta eş merkezli kütle eklenmesi, dördüncü senaryodan farkı ise ön yükleme miktarının 50 N arttırılmasıdır. Beşinci senaryonun spektrumları Şekil 7.29 ve Şekil 7.30'da verilmiştir.



Şekil 7.29. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0; EK=5,6)

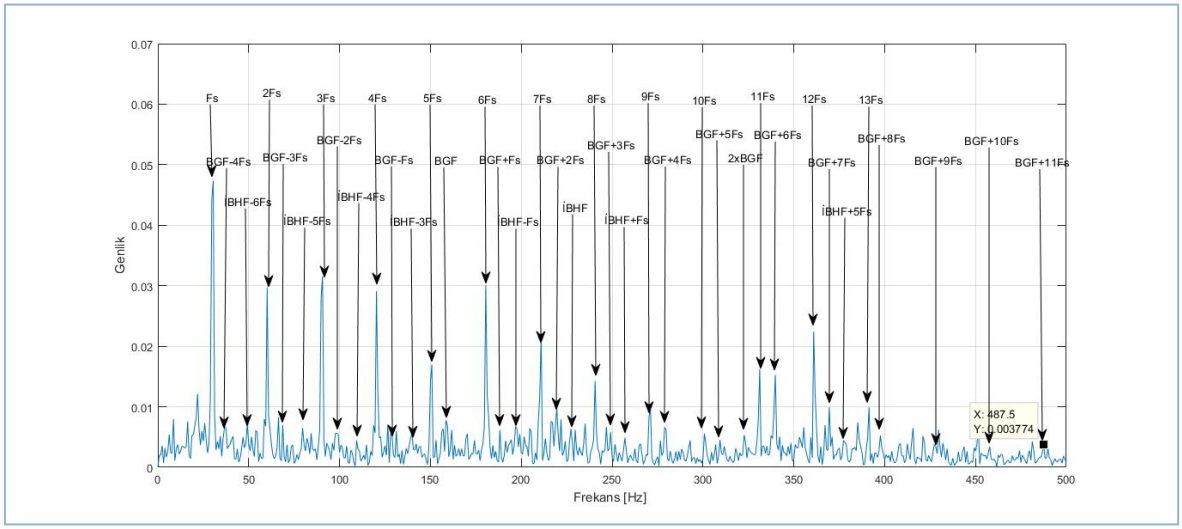


Şekil 7.30. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0; EK=5,6)

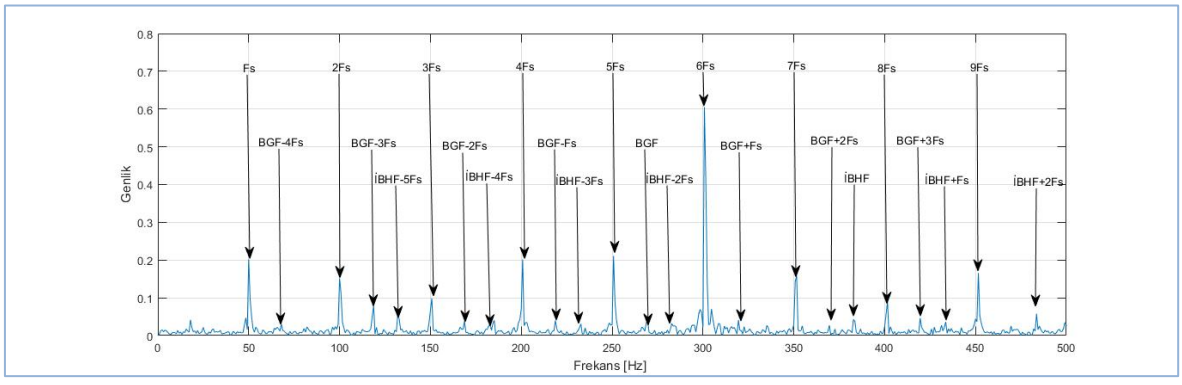
Şafta takılan ek kütlenin titreşimlere etkisini analiz edebilmek için Şekil 7.29 ile Şekil 7.11 kıyaslandığında şafta takılan ek kütle ile beraber x ekseni yönündeki genliklerin bir miktar arttığı görülmektedir. Şekil 7.30 ile Şekil 7.12 kıyaslandığında artan şaft ağırlığı ile beraber

y ekseni yönündeki genlik miktarlarının da aynı x ekseni yönündeki gibi arttığı görülmektedir. Bu durum teorik veriler ile uyuşmaktadır.

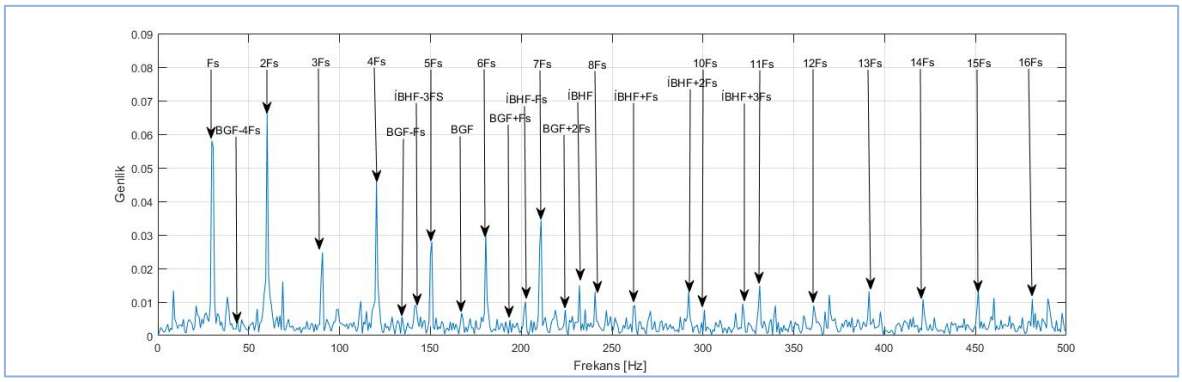
Ek kütle takılmış deney düzeneğinde ön yüklemenin titreşimlere etkisinin analiz edilebilmesi için Şekil 7.29 ile Şekil 7.30 sırasıyla Şekil 7.23 ve Şekil 7.24 ile karşılaştırıldığında, ön yükleme miktarının 50 N daha arttırılmasının hem x ekseni yönündeki hem de y ekseni yönündeki titreşimlere fazla bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Beşinci senaryonun 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızlarındaki x ve y eksenleri spektrumları Şekil 7.31, Şekil 7.32, Şekil 7.33 ve Şekil 7.34'te verilmiştir.



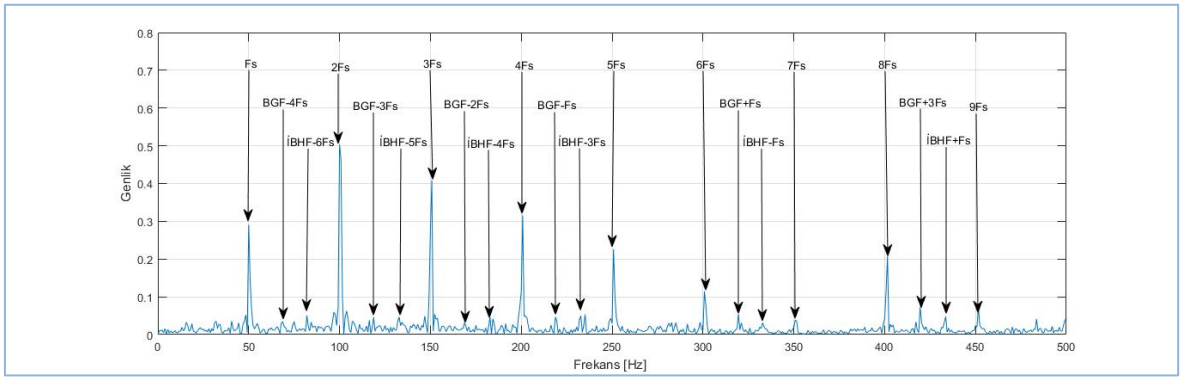
Şekil 7.31. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=5,6)



Şekil 7.32. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=5,6)



Şekil 7.33. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=5,6)



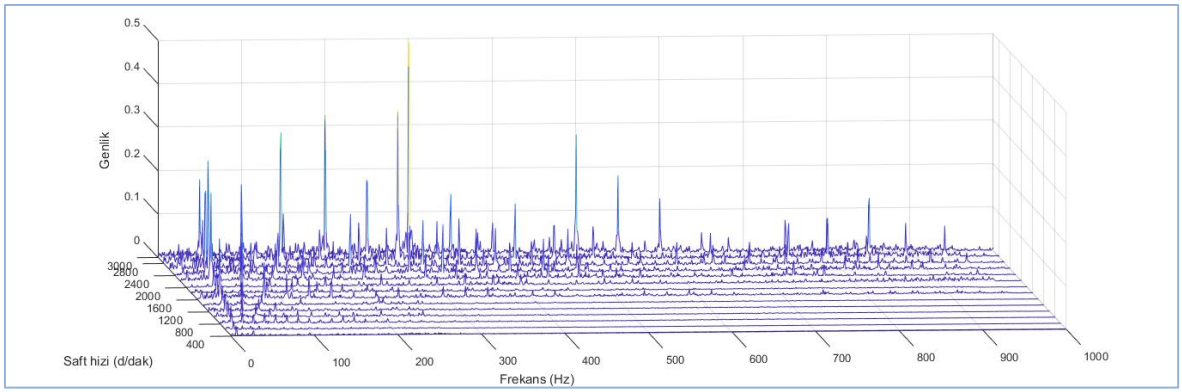
Şekil 7.34. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0; EK=5,6)

Şekil 7.31 ve Şekil 7.32; Şekil 7.13 ve Şekil 7.14 ile kıyaslandığında artan şaft ağırlığı ile beraber karakteristik frekans genliklerinde teorik çalışma ile uyumlu olacak şekilde bir miktar artış görülmüştür. Şekil 7.33 ve Şekil 7.34; Şekil 7.15 ve Şekil 7.16 ile kıyaslandığında artan şaft ağırlığı ile y ekseni yönünde, x ekseni yönünde olduğu gibi karakteristik frekans genliklerinde bir miktar artış olmuştur. Şekil 7.31 Şekil 7.32 ile ve Şekil 7.33 Şekil 7.34 ile karşılaştırıldığında artan şaft hızı ile hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde deney düzeneğindeki imalat hataları ve düzensizliklerden kaynaklanan genlik miktarları artışı görülmektedir.

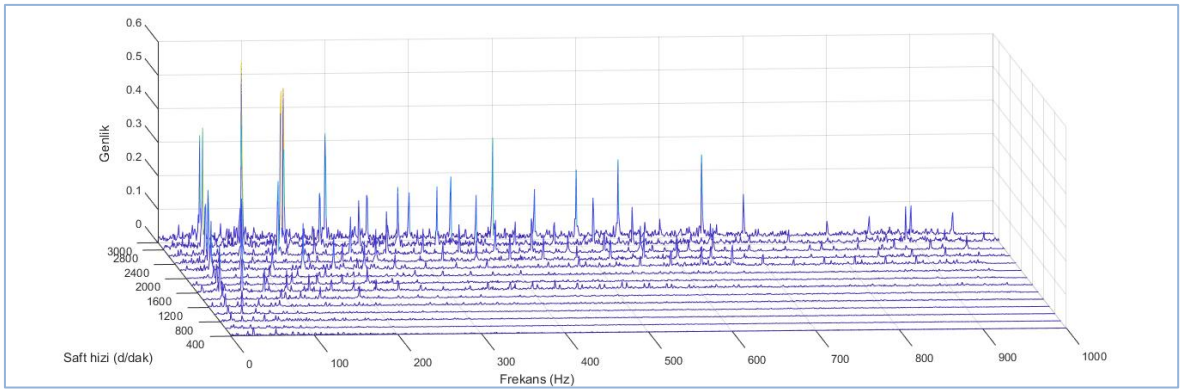
Şekil 7.31, Şekil 7.32, Şekil 7.33 ve Şekil 7.34 sırasıyla Şekil 7.25, Şekil 7.26, Şekil 7.27 ve Şekil 7.28 ile kıyaslandığında artan ön yükleme miktarı ile karakteristik frekanslara ait yan bant genlik adedinin frekans spektrumunda daha fazla görüldüğü tespit edilmiştir. Ayrıca ön yükleme miktarındaki 50 N'luk artış karakteristik frekansların genlik değerlerinin büyüklüğüne çok fazla bir etkide bulunmamıştır.

Beşinci senaryoda x ekseni ve y ekseni yönlerindeki spektrumlar kendi aralarında kıyaslandığında frekans spektrumlarının karakteristik yapılarının birbirlerine çok benzediği fakat düşük şaft hızlarında x ekseni yönündeki BGF harmoniklerinin sayısının daha fazla olduğu söylenebilir. Bu durumun muhtemel nedeni titreşimlere şaft ağırlığının dikey yöndeki etkisidir.

Altıncı senaryoda 5,6 kg'lık eş merkezli ek kütle bağlanmış dene düzeneğinde ön yükleme miktarı bir miktar daha arttırılmış ve 500 N'a çıkartılmıştır. Bu senaryonun üçüncü senaryodan farkı şafta ek kütle bağlanması, dördüncü ve beşinci senaryolardan farkı ise ön yükleme miktarının arttırılmasıdır. Altıncı senaryonun farklı şaft hızlarındaki frekans spektrumları Şekil 7.35 ve Şekil 7.36'da waterfall diyagramları ile gösterilmiştir.



Şekil 7.35. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=5,6)

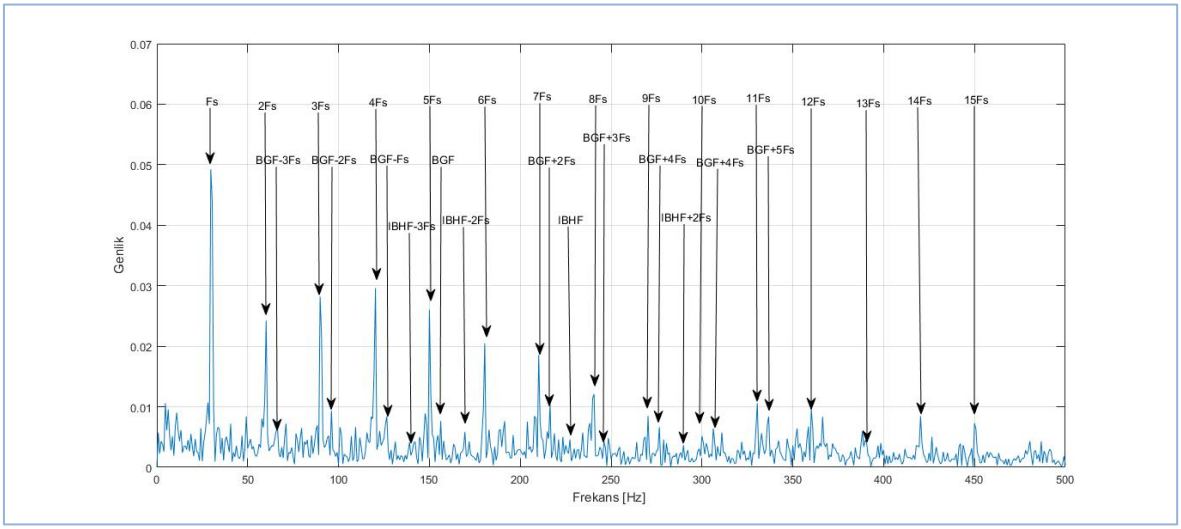


Şekil 7.36. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=5,6)

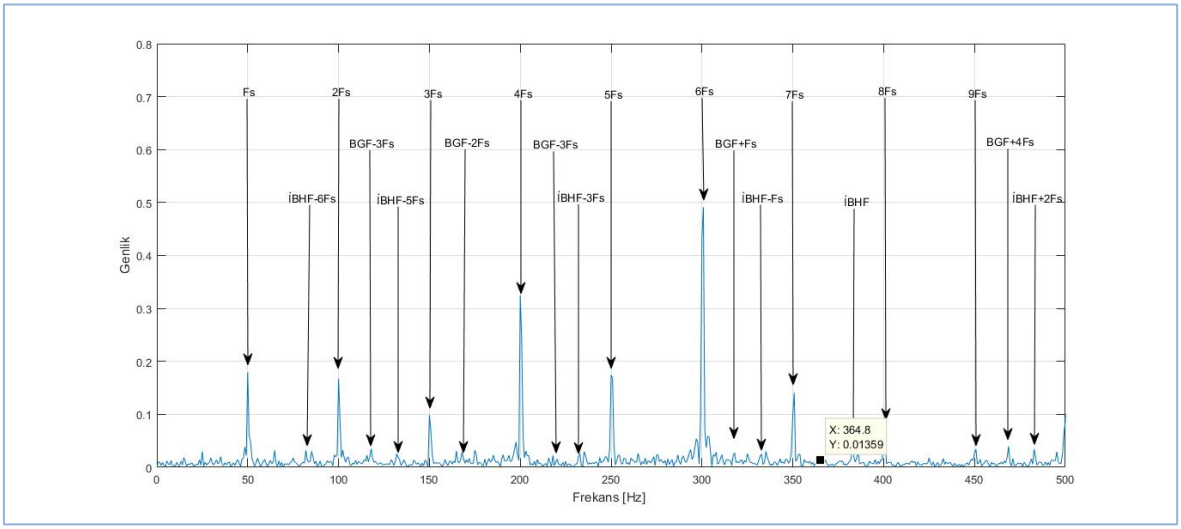
Şekil 7.35 ile Şekil 7.17 kıyaslandığında şafta takılan ek kütle ile beraber x ekseni yönündeki titreşim genliklerinin bir miktar arttığı görülmektedir. Şekil 7.36 ile Şekil 7.18

kıyaslandığında, x ekseni yönünde görülen durum gibi y ekseni yönündeki titreşim genlikleri de bir miktar artmıştır.

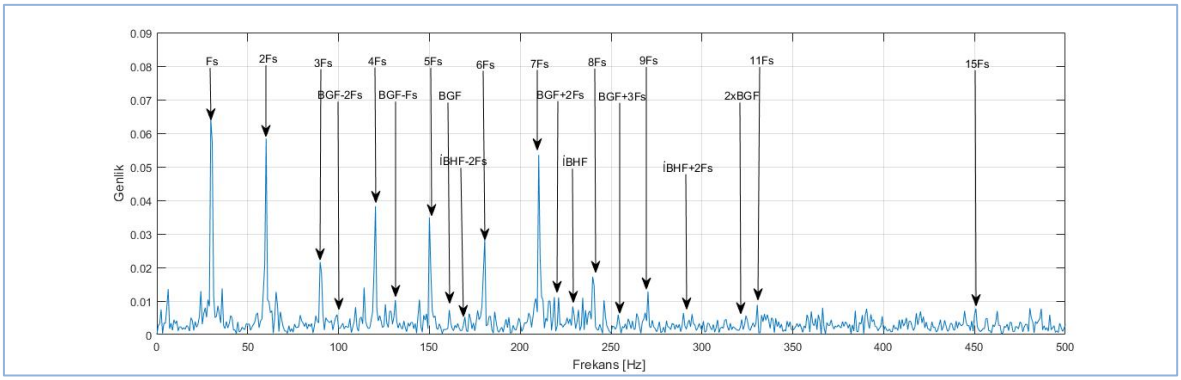
Şekil 7.35 ve Şekil 7.36 sırasıyla Şekil 7.29 ve Şekil 7.30 ile kıyaslandığında ön yükleme miktarındaki 300 N'luk artışın titreşim frekansları spektrumunda karakteristik frekans genliklerinde çok fazla bir değişim oluşturmadığı görülmektedir. Altıncı senaryonun karakteristik frekanslarda oluşturduğu karakteristik frekans spektrumlarının daha detaylı incelenebilmesi için 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızlarındaki x ve y eksenleri spektrumları Şekil 7.31, Şekil 7.32, Şekil 7.33 ve Şekil 7.34'te verilmiştir.



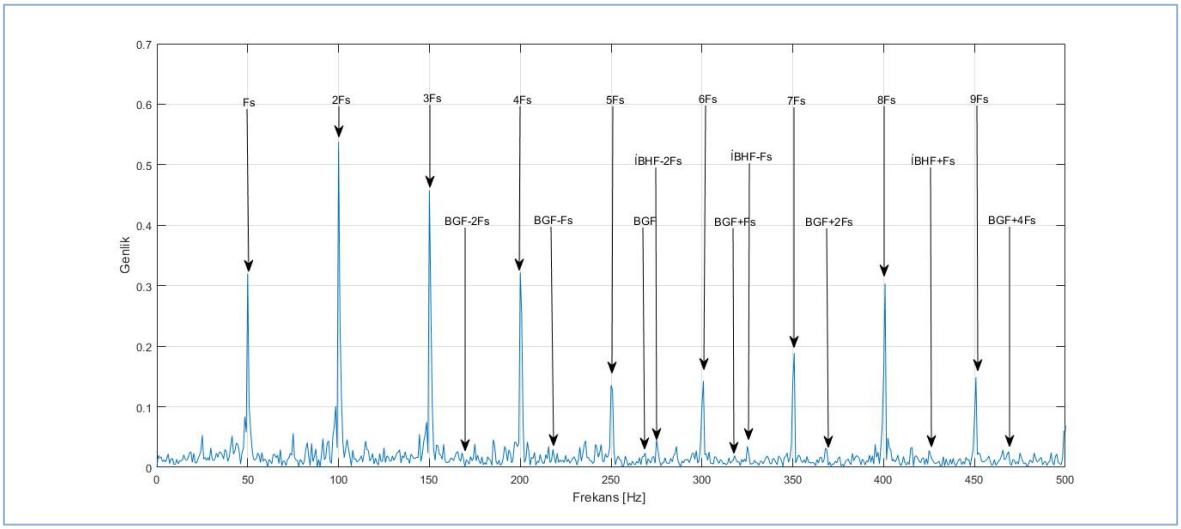
Şekil 7.37. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=5,6)



Şekil 7.38. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=5,6)



Şekil 7.39. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=5,6)



Şekil 7.40. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=5,6)

Şekil 7.37 ve Şekil 7.38; Şekil 7.19 ve Şekil 7.20 ile kıyaslandığında artan şaft ağırlığı ile beraber x ekseni yönündeki genlikler bir miktar artmıştır. Ayrıca artan şaft ağırlığı ile sistemin doğrusal olmama durumu artmış ve bunun sonucu olarak da karakteristik frekansların harmoniklerinin ve yan bantlarının görünürlüğü teorik çalışma ile uyumlu olarak artmıştır.

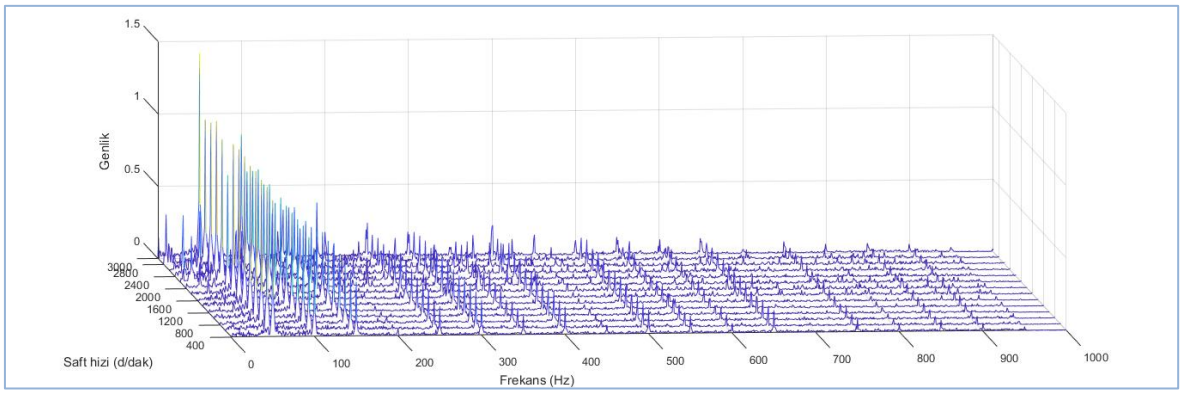
Şekil 7.39 ve Şekil 7.40; Şekil 7.21 ve Şekil 7.22 ile kıyaslandığında artan şaft ağırlığı ile y ekseni yönündeki genliklerin çok fazla değişmediği görülmüştür. Aynı x ekseni yönündeki spektrum analizinde olduğu gibi artan şaft ağırlığı ile sistemin doğrusal olmama durumu artmış ve bunun sonucu olarak da karakteristik frekansların harmoniklerinin ve yan bantlarının görünürlüğü teorik çalışma ile uyumlu olarak artmıştır. Bununla beraber 3000 d/d hızda şaftta ek kütle yokken frekans spektrumunda sadece şaft frekansı ve harmonikleri ile BGF ve yan bantları net bir şekilde görülürken, şafta eş merkezli kütle takılıp rulmanların

taşıdığı ağırlığın arttırılmasıyla İBHF ve yan bantları da artık net bir şekilde görülmeye başladığı tespit edilmiştir.

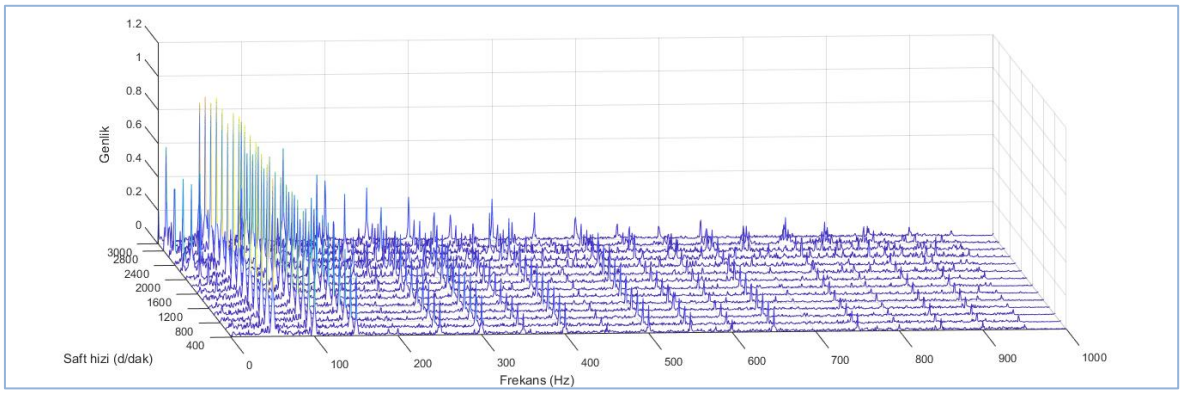
Artan ön yüklemenin ve şaft ek ağırlığının etkisini beraber olarak inceleyebilmek için şafta ek kütlenin takılmadığı ve rulmanlara 150 N'luk ön yüklemenin yapıldığı birinci senaryo ile şafta 5,6 kg'lık ek kütlenin takıldığı ve rulmanlara 500 N'luk ön yüklemenin verildiği altıncı senaryo karşılaştırılırsa, genlik miktarlarında kayda değer bir artış olmamakla beraber karakteristik frekans genliklerinin altıncı senaryoda bir miktar arttığı ve altıncı senaryoda İBHF ve yan bantlarının görünür hale geldiği söylenebilir.

Sadece rulmanlara yapılan ön yükleme miktarının artmasının titreşimlere etkisinin incelenmesi amacıyla Şekil 7.37, Şekil 7.38, Şekil 7.39 ve Şekil 7.40 sırasıyla Şekil 7.31, Şekil 7.32, Şekil 7.33 ve Şekil 7.34 ile kıyaslanırsa artan ön yükleme miktarının sistemin karakteristik frekans genliklerinin büyüklüklerinde fazla bir değişiklik yapmadığı görülmektedir. Bu sonuç, ön yükleme miktarının sistemi kilitleyecek kadar çok olmadığı durumlarda, karakteristik frekans genliklerinin ön yükleme miktarından çok fazla etkilenmediğini göstermektedir. Şekil 7.37 ile Şekil 7.38 ve Şekil 7.39 ile Şekil 7.40 kendi aralarında kıyaslandığında hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde artan şaft hızı ile beraber deney düzeneğindeki hatalar ve düzensizliklerden dolayı genliklerin oldukça arttığı görülmektedir.

Yedinci senaryoda 300 N'luk bir ön yükleme sonrası eksenel kaçıklık verilmemiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle olarak 2,9 kg kütlesinde eş merkezli bir kütle bağlanmıştır ve bu senaryonun birinci, ikinci, üçüncü, dördüncü, beşinci ve altıncı senaryolardan farkı, eş merkezli kütle miktarının farklı olması ve ön yükleme miktarının 300 N olmasıdır. Yedinci senaryonun farklı şaft hızlarına göre arka arkaya çizdirilmiş x ve y eksenlerindeki spektrumları waterfall grafiği ile sırasıyla Şekil 7.41 ve Şekil 7.42'de verilmiştir.

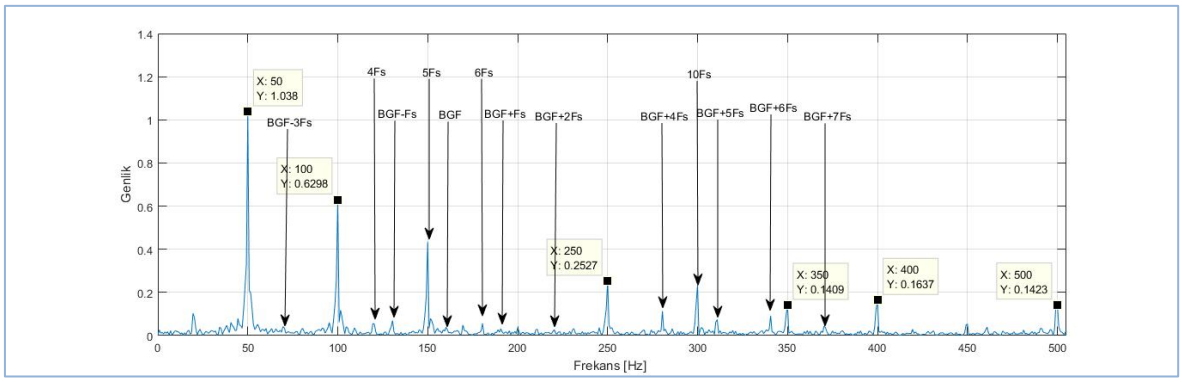


Şekil 7.41. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=300 N; M=0; EK=2,9)

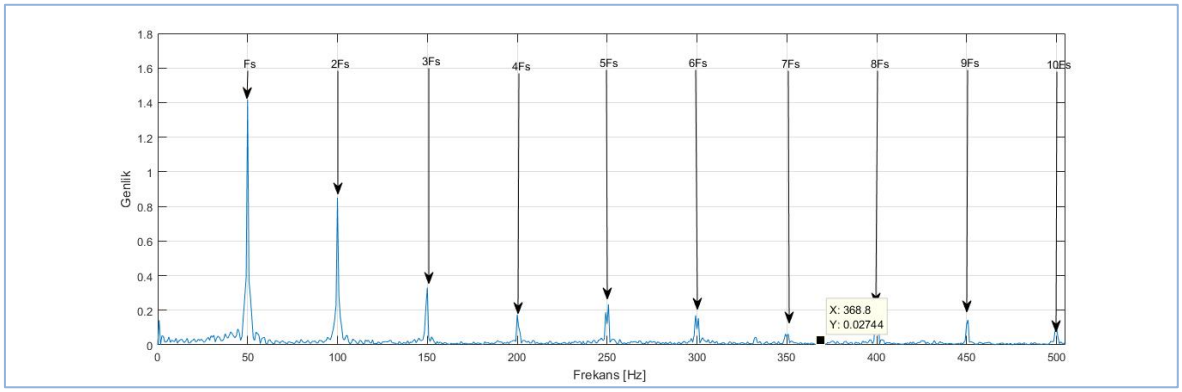


Şekil 7.42. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=300 N; M=0; EK=2,9)

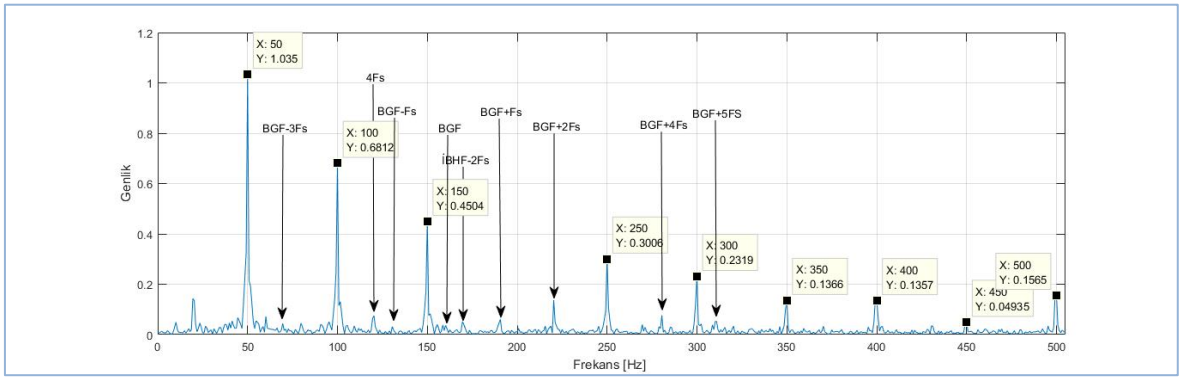
Şekil 7.41 ve Şekil 7.42 incelendiğinde tüm şaft hızlarında, 50 Hz ve harmoniklerinde genlikler oluşmuştur. Bu durum topraklama etkisinden kaynaklı elektrik kaçağından kaynaklanmaktadır. Yani ivmeölçerlerden verinin alınması sırasında elektriksel topraklama tam manası ile yapılamamış ve şehir elektrik şebekesinin frekansı ve harmonikleri sanki bir titreşim verisiymiş gibi frekans spektrumunda görülmektedir. Analiz yapılırken bu duruma dikkat edilmeli ve bu frekans değerlerindeki genliklerin titreşim kaynaklı olmadığı bilinmelidir. Elektik kaçağı durumundan dolayı Şekil 7.41 ve Şekil 7.42'de verilen waterfall diyagramları üzerinde bir yorum yapılmayacak ve sırası ile 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızlarının spektrumları incelenecek ve 3000 d/d hızdaki şaft frekansı elektrik gürültüsü ile çakıştığından 3000 d/d hızdaki spektrumlar sadece BGF ve yan bantlarında oluşan genlikleri görebilmek için verilecek, şaft hızı ve harmonikleri için yorum yapılmayacaktır.



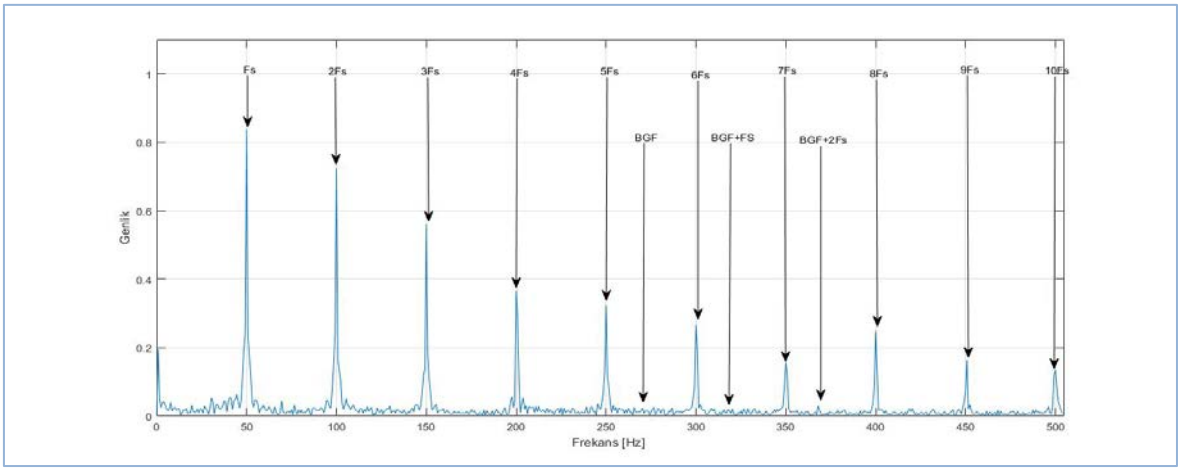
Şekil 7.43. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=300 N; M=0; EK=2,9)



Şekil 7.44. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=300 N; M=0; EK=2,9)



Şekil 7.45. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=300 N; M=0; EK=2,9)



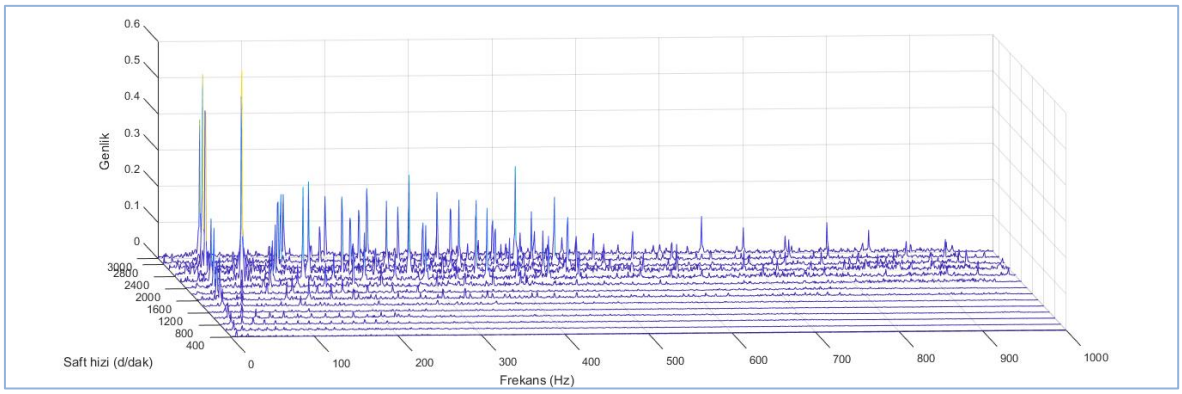
Şekil 7.46. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=300 N; M=0; EK=2,9)

Şekil 7.43, Şekil 7.44, Şekil 7.45 ve Şekil 7.46 incelendiğinde elektriksel gürültü kaynaklı genlikler hariç diğer genlikler x ekseni yönü ve y ekseni yönü için BGF ve yan bantlarında oluşmuştur. Ön yükleme ve şaft ek ağırlığının etkilerini birlikte karşılaştırmak amacıyla Şekil 7.43 ve Şekil 7.45 (altıncı senaryo) sırası ile Şekil 7.37 ve Şekil 7.39 (yedinci senaryo) ile karşılaştırıldığında şaft ağırlığının ve ön yükleme miktarının azalmasıyla frekans spektrumlarındaki karakteristik frekanslarda oluşan genlikler önemli miktarda artmıştır. Sadece şaft ağırlığının azalması ile genliklerin bir miktar azalması beklenmesine rağmen şaft ağırlığındaki azalmanın ön yüklemenin azalması ile beraber olmasıyla genlikler büyük oranda artmıştır. Bu durum titreşim genlikleri açısından ön yükleme miktarındaki 200 N'luk azalışın şaft ağırlığında 2,7 kg'lık azalıştan daha baskın olduğunu göstermektedir.

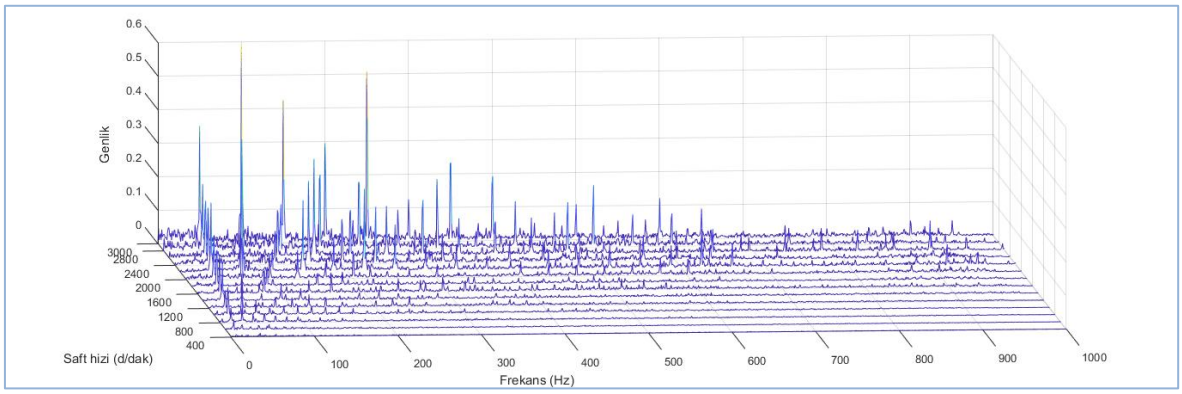
7.4. Senaryo 8, Senaryo 9, Senaryo 10 ve Senaryo 11 Deneylerine Ait Bulgular

Bu bölümden itibaren deney düzeneğinde eksen kaçıklığı koşulları çalışılmaya başlanmıştır. Deney düzeneğinde eksen kaçıklığı, şaftın bağlı olduğu motor tarafındaki yatağı, altında bulunan hassas kriko vasıtasıyla x ekseni yönünde istenen miktarda hareket ettirip sabitleyerek sağlanmaktadır. Eksen kaçıklığı miktarları hassas komparatörler ile ölçülmektedir. Eksen kaçıklığı senaryoları deney düzeneğinin elverdiği en yüksek eksenel kaçıklık miktarına kadar yapılmıştır.

Sekizinci senaryoda 100 N'luk bir ön yükleme sonrası 1 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle bağlanmamıştır. Sekizinci senaryonun spektrumları Şekil 7.47 ve Şekil 7.48'da verilmiştir.

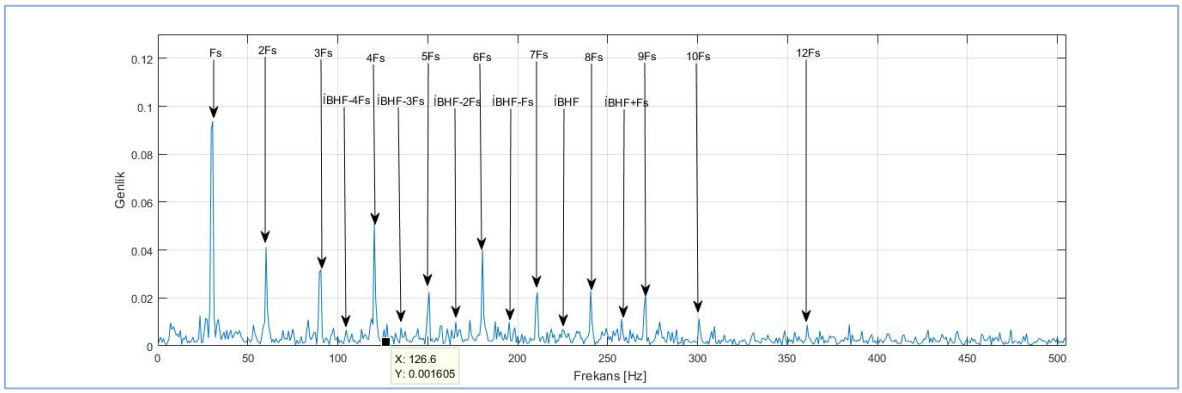


Şekil 7.47. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=100 N; M=0,001; EK=0)

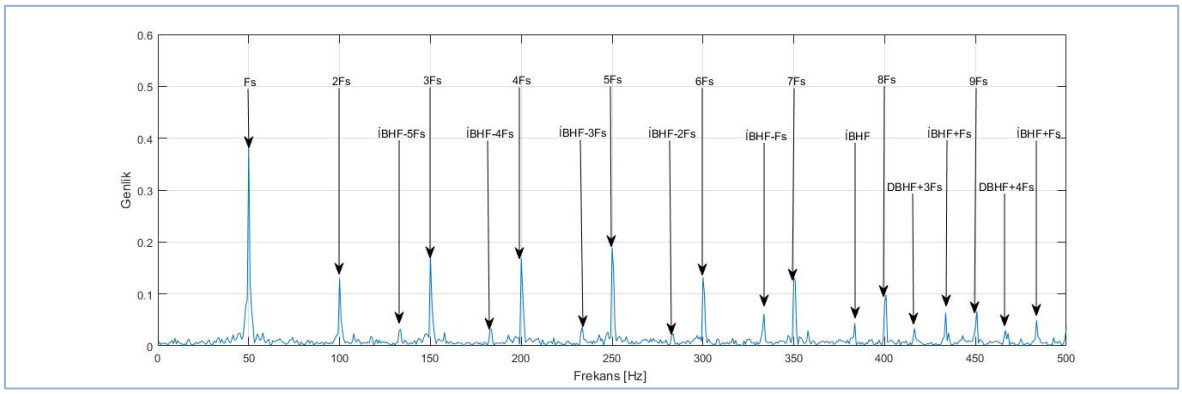


Şekil 7.48. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=100 N; M=0,001; EK=0)

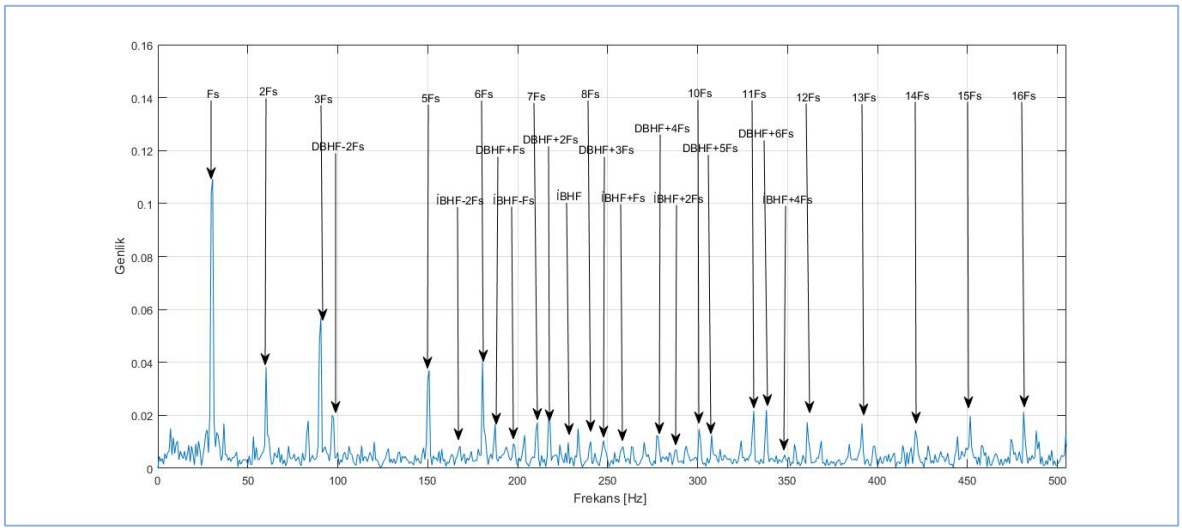
Şekil 7.47 ve Şekil 7.48 incelendiğinde eksen kaçıklığının etkisi ile şaft frekansı ve harmoniklerinde genlikler oluştuğu görülmektedir bu durum hem teorik çalışma ile hem de literatür ile uyuşmaktadır. Karakteristik frekansların daha teferruatlı incelenebilmesi için 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızlarına ait frekans spektrumları hem x ekseni hem de y ekseni için Şekil 7.49, Şekil 7.50, Şekil 7.51 ve Şekil 7.52'de verilmiştir.



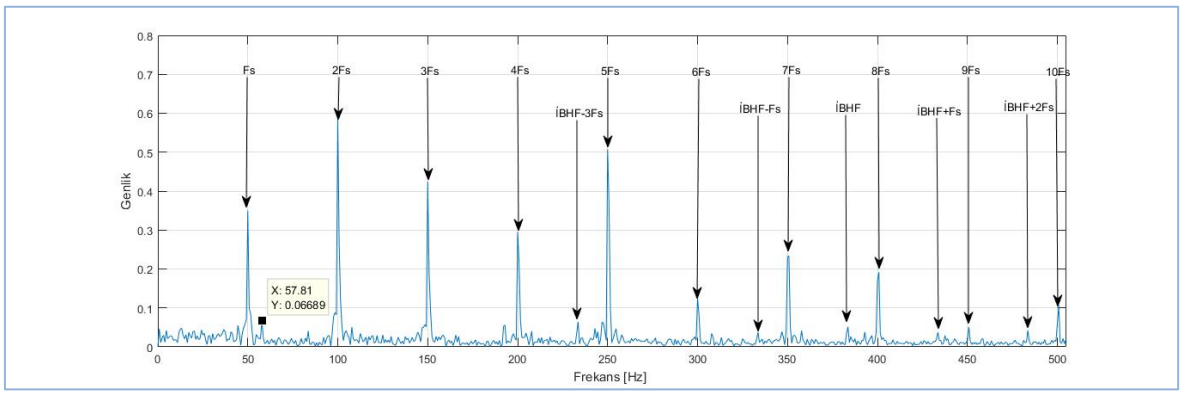
Şekil 7.49. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=0)



Şekil 7.50. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=0)



Şekil 7.51. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=0)

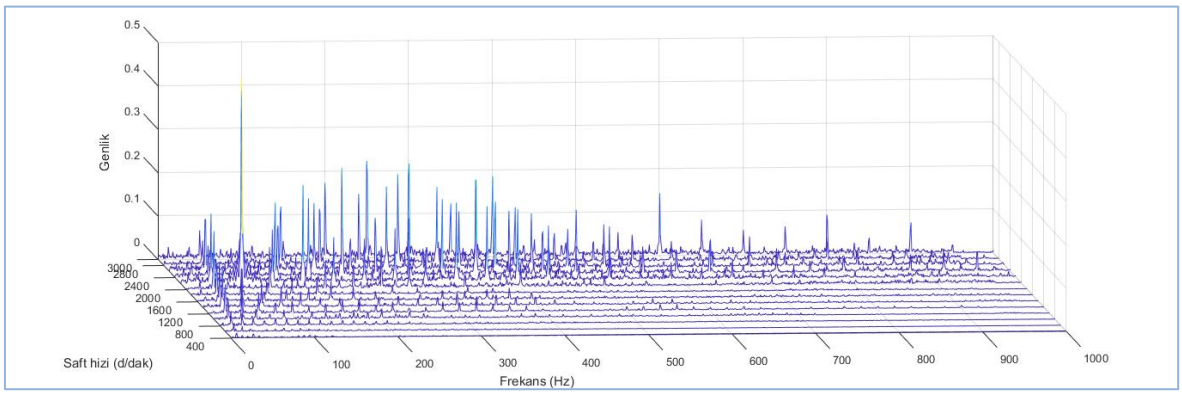


Şekil 7.52. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=0)

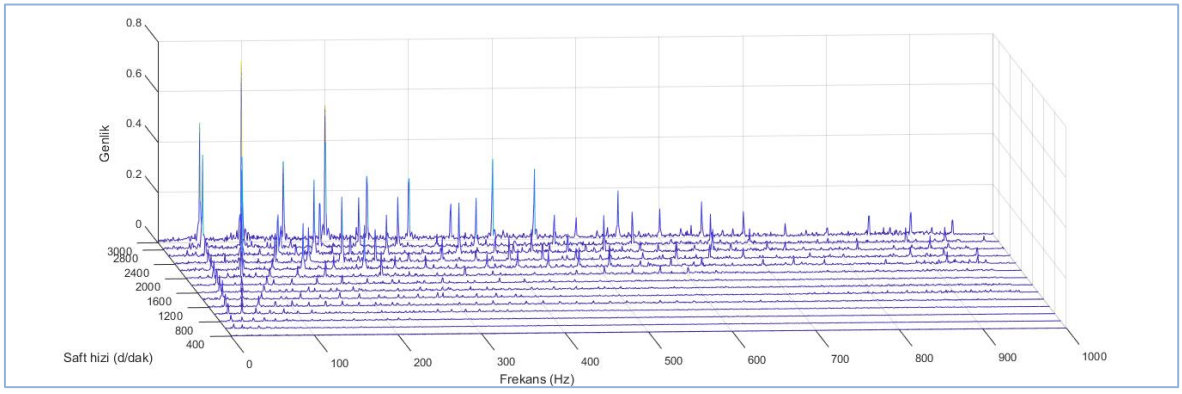
Şekil 7.49 ve Şekil 7.50 sırasıyla Şekil 7.7 ve Şekil 7.8 ile kıyaslanacak olursa 1 mm eksen kaçıklığı neticesinde daha önce görülen BGF ve yan bantlarının artık görülmediği bunun yerine eksen kaçıklığı durumlarında görülmesi beklenen şaft frekansı ve harmoniklerinin net

bir şekilde görüldüğü tespit edilmiştir. Şaft frekansı yanında harmoniklerinin de görülmesi sistemdeki lineer olmama durumunun etkisidir. Bu durum ile teorik çalışmaların bazı senaryolarında da karşılaşılmıştır ve deneysel çalışma ile sonuçlar örtüşmektedir. Bununla birlikte iç bilezikte oluşmuş muhtemel bir kusur nedeni ile sekizinci senaryonun tüm grafiklerinde İBHF ve yan bantlarında genlikler görülmektedir. Eksen kaçıklığı durumunun y ekseni yönündeki etkisini analiz edebilmek için Şekil 7.51 ile Şekil 7.52 sırasıyla Şekil 7.9 ve Şekil 7.10 ile karşılaştırılırsa eksen kaçıklığı ile beraber genliklerin arttığı söylenebilir. Ayrıca eksen kaçıklığı ile beraber grafiklerde BGF ve yan bantları yerine artık DBHF ve yan bantları grafiklere eklenmiştir.

Eksen kaçıklığı durumunda ön yüklemenin titreşimlere etkisini inceleyebilmek için dokuzuncu senaryoda 200 N'luk bir ön yükleme sonrası 1 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Dokuzuncu senaryonun spektrumları Şekil 7.53 ve Şekil 7.54'de verilmiştir.



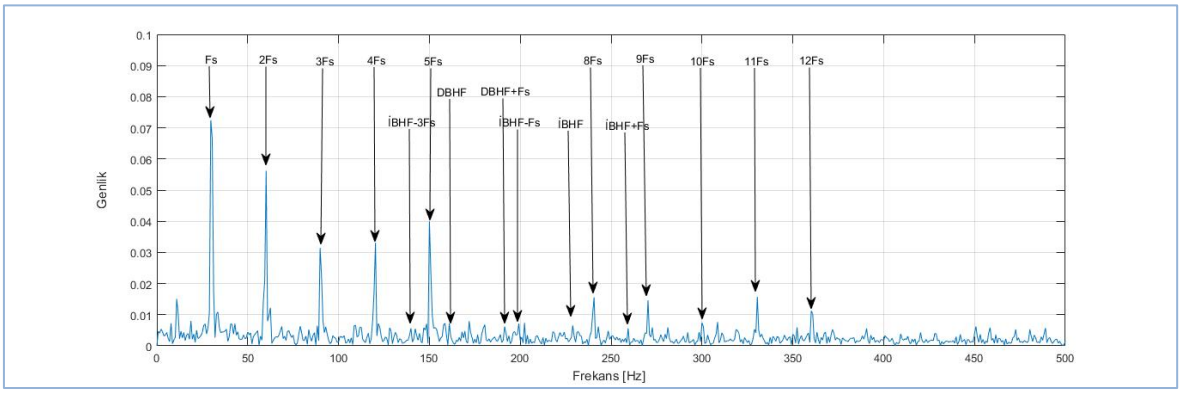
Şekil 7.53. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,001; EK=0)



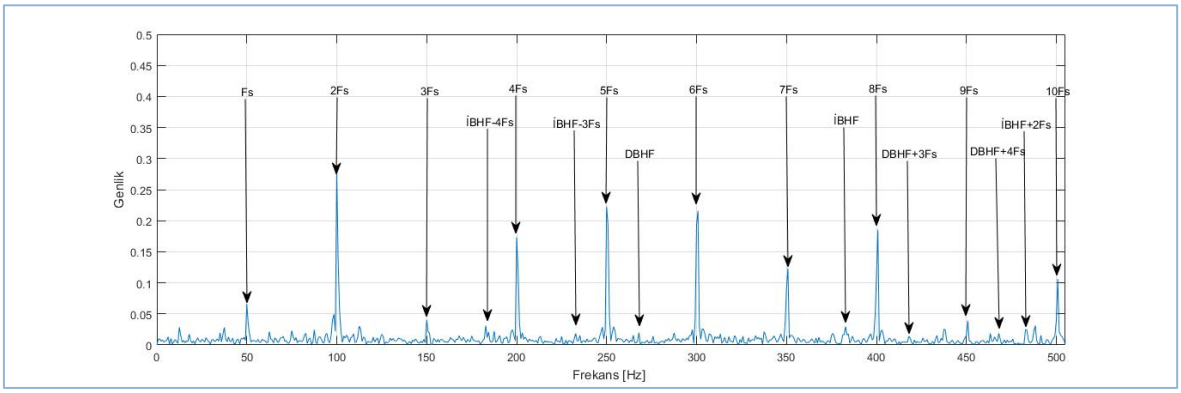
Şekil 7.54. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,001; EK=0)

Şekil 7.53 ve Şekil 7.54, Şekil 7.47 ve Şekil 7.48 ile kıyaslanırsa ön yüklemenin artmasıyla beraber x ekseni ve y ekseni yönlerindeki genliklerde kayda değer bir farklılık olmadığı fakat özellikle y ekseni yönünde, frekans arttıkça genliklerde dikkat çekici bir biçimde azalma olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ön yüklemenin artmasının sistemin rijitliğini arttırmasıdır.

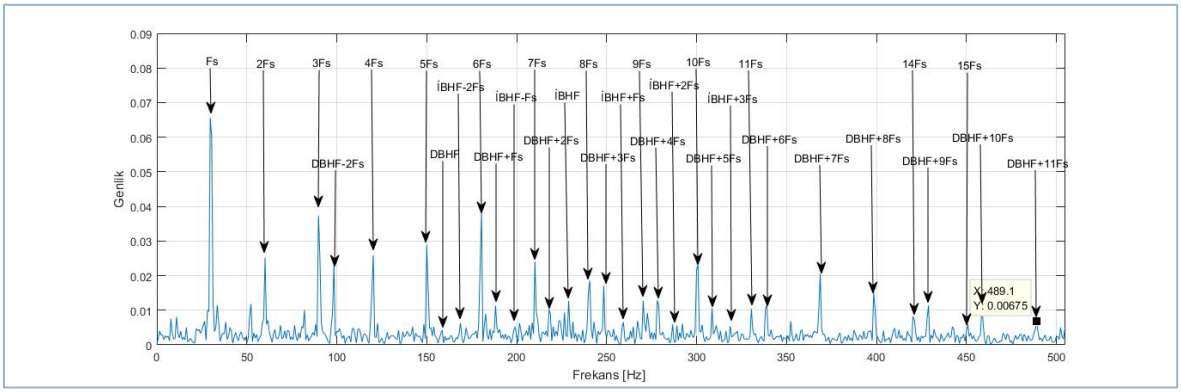
Şekil 7.53 ile Şekil 7.11 kıyaslandığında şafta 1 mm eksen kaçıklığı verilmesinin x ekseni yönünde önemli bir değişim yapmadığı fakat yüksek frekanslarda ve düşük şaft hızlarında genliklerin görülmesine neden olduğu tespit edilmiştir. Şekil 7.54 ile Şekil 7.12 kıyaslanırsa şafta 1 mm eksen kaçıklığı vermenin y ekseni yönünde karakteristikte ciddi bir değişim yapmadığı fakat genlikleri bir miktar arttırdığı söylenebilir. Dolayısı ile 400 mm uzunluğunda bir şaftın bir ucunun dikey yönde 1 mm kaçırılması test edilen rulmanın kendi içerisinde tolore edebileceği bir miktardır sonucuna varılabilir.



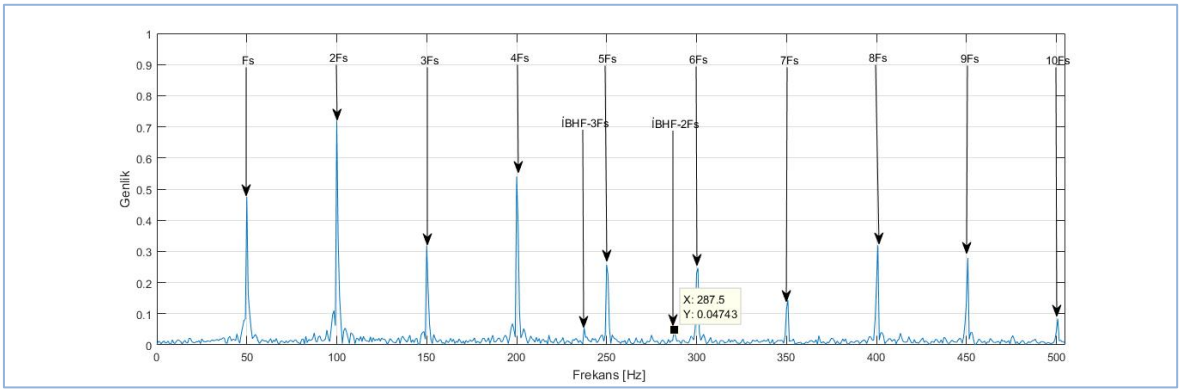
Şekil 7.55. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=0)



Şekil 7.56. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=0)



Şekil 7.57. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=0)



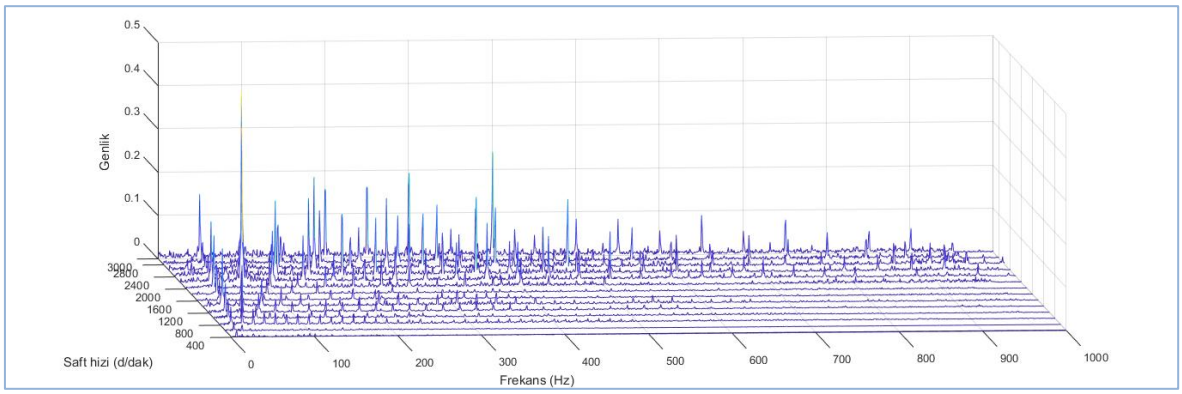
Şekil 7.58. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=0)

Şekil 7.55 ile Şekil 7.13 ve Şekil 7.56 ile Şekil 7.14 kıyaslandığında 1 mm eksen kaçıklığı ile 1800d/d ve 3000 d/d şaft hızlarında karakteristik frekanslara ait genlik değerlerinde çok büyük bir farklılığın oluşmadığı görülmektedir.

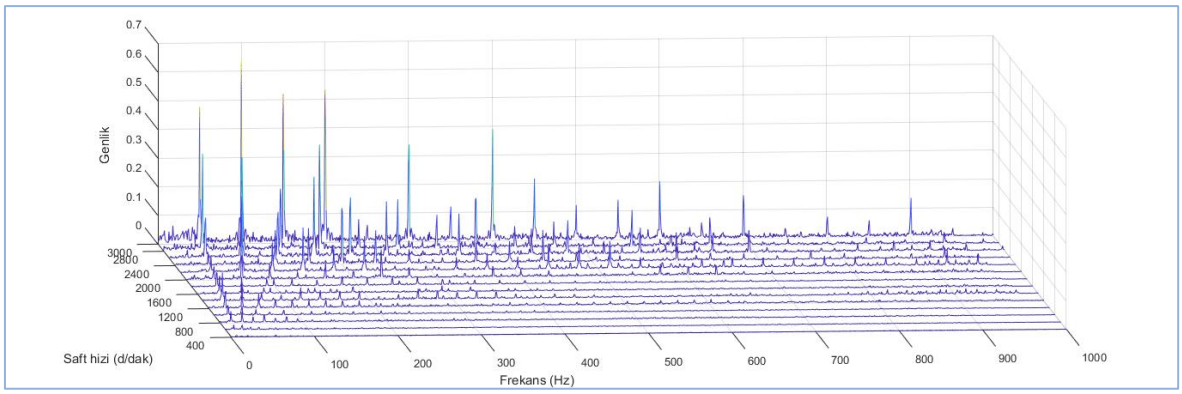
y ekseni yönünde analiz yapılabilmesi için Şekil 7.57 ile Şekil 7.15 ve Şekil 7.58 ile Şekil 7.16 kıyaslanırsa eksen kaçıklığı ile, düşük şaft hızlarında özellikle DBHF ve yan bantlarının görünür hale geldiği fakat yüksek şaft hızlarında DBHF ve yan bantlarının artık görülmediği gözlenmektedir. Yüksek şaft hızlarında DBHF ve yan bantlarının görülmemesinin sebebi bilyenin dış bilezikteki hataya yüksek hız nedeni ile temas edememesi ve direk üzerinden geçmesi olabilir. Bu nedenle rulmanlardaki hatalar, hataların başlangıç aşamasındaki küçük miktarlarında düşük dönüş hızlarında daha rahat tespit edilebilir önermesi yapılabilir. 3000 d/d şaft hızında x ekseni yönünde görülen karakteristik frekans değerlerinin bazılarının y ekseni yönünde görülememesinin sebebi şaft ağırlığının dikey yöndeki titreşimlere etkisi ile açıklanabilir.

Şekil 7.55 ile Şekil 7.49 ve Şekil 7.56 ile Şekil 7.50 kıyaslandığında, ön yükleme miktarının 100 N arttırılması ile x ekseni yönünde rulman karakteristik frekanslarında önemli bir değişiklik oluşmadığı anlaşılmaktadır. Fakat Şekil 7.57 ile Şekil 7.51 ve Şekil 7.58 ile Şekil 7.52 kıyaslandığında, ön yükleme miktarının 100 N arttırılması ile sistemin rijitliğinin armasından dolayı y ekseni yönünde karakteristik frekans genliklerinin azaldığı, 1800 d/d şaft hızında artık İBHF ve yan bantlarının görünür hale geldiği görülmektedir.

Onuncu senaryoda ön yükleme miktarı biraz daha arttırılarak 500 N'a çıkartılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle bağlanmamıştır ve eksenler arasına 1 mm eksen kaçıklığı verilmiştir. Onuncu senaryonun dokuzuncu ve sekizinci senaryolardan farkı, ön yükleme miktarının arttırılmasıdır. Onuncu senaryonun şaft hızlarına göre arka arkaya çizdirilmiş frekans spektrumları Şekil 7.59 ve Şekil 7.60'da verilmiştir.



Şekil 7.59. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0,001; EK=0)

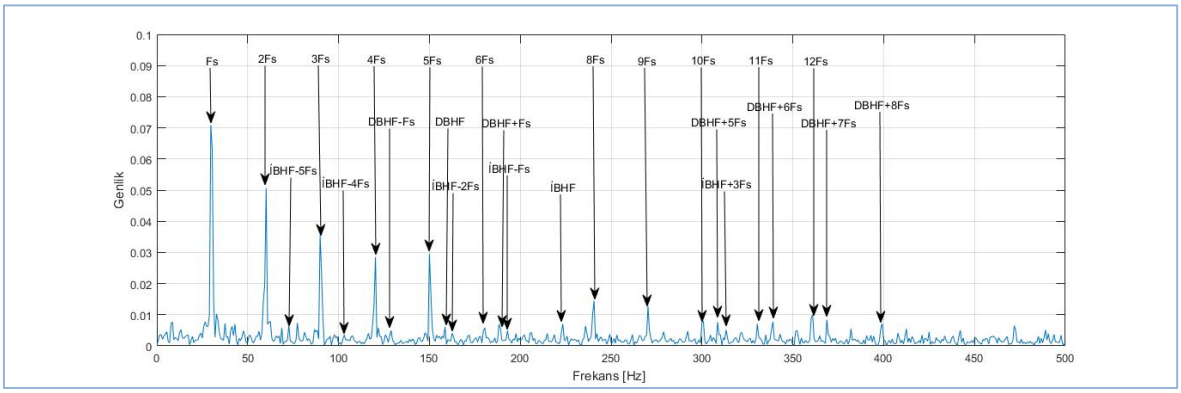


Şekil 7.60. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0,001; EK=0)

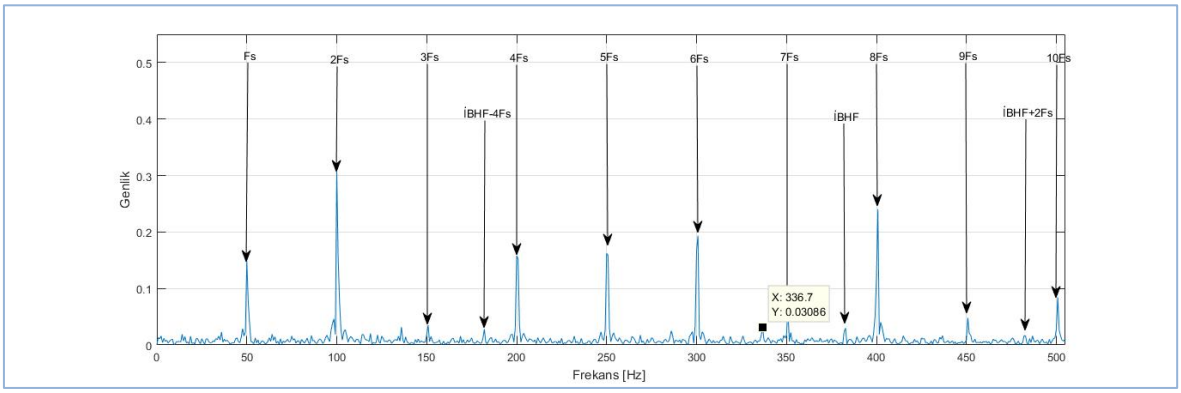
Şekil 7.59 ve Şekil 7.60'ı sırasıyla önce Şekil 7.47, Şekil 7.48 ve sonra da Şekil 7.53, Şekil 7.54 ile kıyaslanırsa, ön yüklemenin artmasıyla beraber x ekseni ve y ekseni yönündeki

genliklerde kayda değer bir farklılık olmadığı fakat özellikle x ekseni yönünde, düşük şaft hızlarında genliklerin oluşmaya başladığı göze çarpmaktadır.

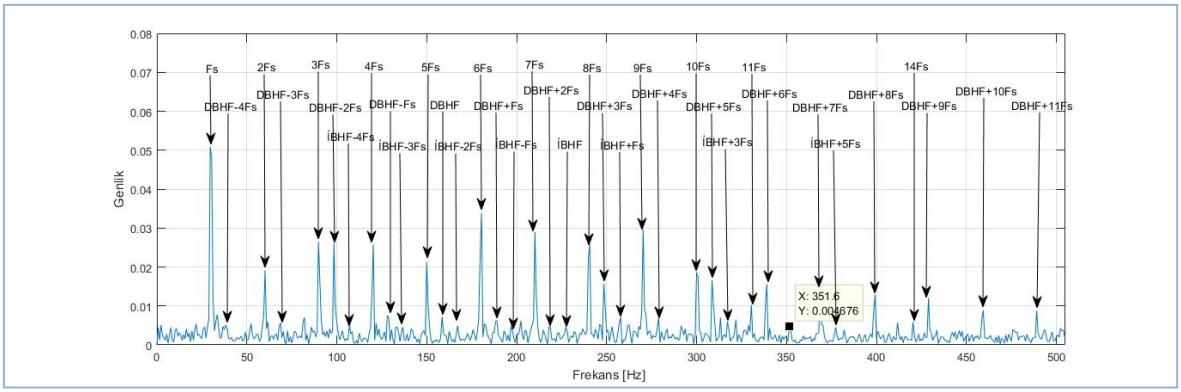
500 N'luk ön yükleme verilmiş rulmanlarda 1 mm eksen kaçıklığının titreşimlere etkisini inceleyebilmek için Şekil 7.59 ile Şekil 7.17 kıyaslanırsa şafta 1 mm eksen kaçıklığı vermenin x ekseni yönünde önemli bir değişim yapmadığı, Şekil 7.60 ile Şekil 7.18 kıyaslanırsa şafta 1 mm eksen kaçıklığı vermenin y ekseni yönünde karakteristikte ciddi bir değişim yapmadığı fakat genlikleri arttırdığı görülmektedir. Dolayısı ile bir önceki senaryoda da anlatıldığı gibi 400 mm uzunluğunda bir şaftın bir ucunun dikey yönde 1 mm kaçırılması rulmanın kendi içerisinde tolore edebileceği bir miktardır sonucuna varılabilir. Karakteristik frekansların daha teferruatlı incelenebilmesi için 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızlarındaki frekans spektrumları sırasıyla Şekil 7.61, Şekil 7.62, Şekil 7.63 ve Şekil 7.64'te verilmiştir.



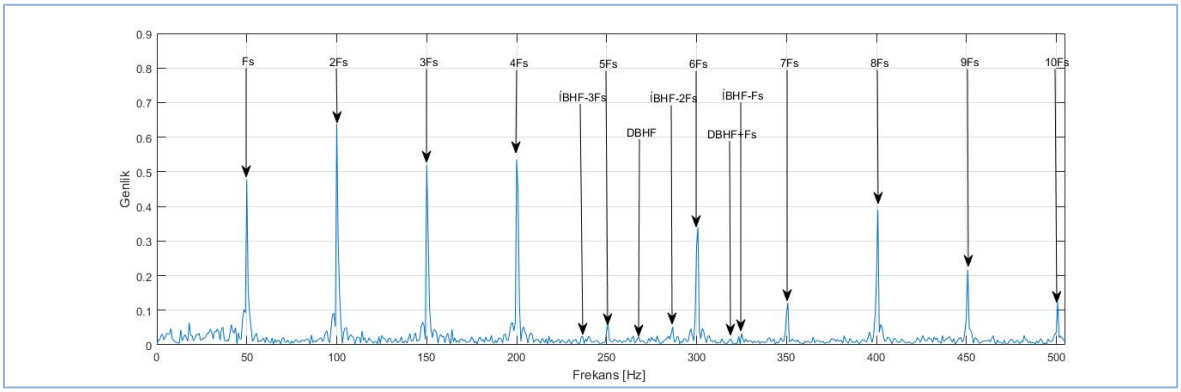
Şekil 7.61. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=0)



Şekil 7.62. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=0)



Şekil 7.63. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=0)



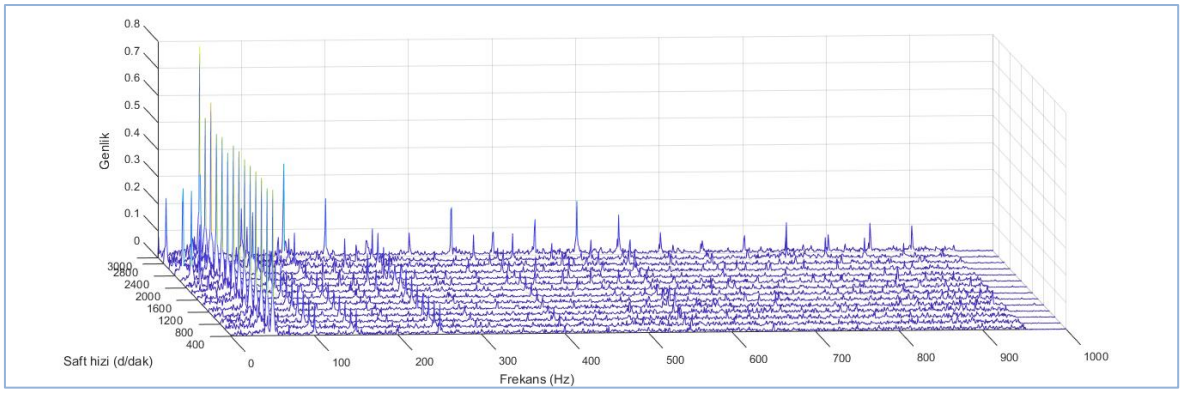
Şekil 7.64. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=0)

Şekil 7.61 ile Şekil 7.19 ve Şekil 7.62 ile Şekil 7.20 kıyaslandığında eksen kaçıklığı ile x ekseni yönüne 1800 d/d şaft hızında şaft frekansının görünen harmoniklerinin sayısı azalmıştır. Bunun nedeni eksen kaçıklığı nedeni ile rulman bilyelerinin daha fazla sıkışması sonucu sistemin rijitliğinin artmasıdır ve eksen kaçıklığı etkisiyle BGF ve yan bantları frekans spektrumunda artık görünmemektedir. Bununla beraber 1 mm eksen kaçıklığında x ekseni yönünde genliklerde büyük bir değişim olmadığı gözlemlenmiştir.

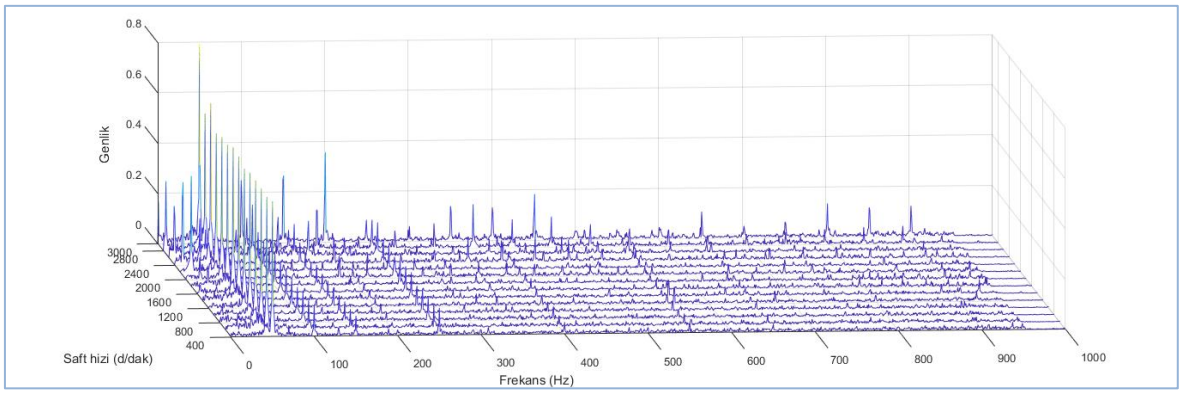
y ekseni yönünde analiz yapılabilmesi için Şekil 7.63 ile Şekil 7.21 ve Şekil 7.64 ile Şekil 7.22 kıyaslandığında, eksen kaçıklığı ile düşük şaft hızlarında DBHF ve yan bantları ile İBHF ve yan bantlarının iyice görünür hale geldiği tespit edilmektedir. Yüksek şaft hızlarında ise daha önce yüksek hız nedeni ile görülmeyen İBHF ve yan bantları artık görülür hale gelmiştir. Bunun muhtemel nedeni iç bilezikteki hatanın büyüklüğünün artmasıdır.

Şekil 7.61 ile Şekil 7.55 ve Şekil 7.62 ile Şekil 7.56 kıyaslandığında, ön yükleme miktarının arttırılması ile x ekseni yönünde rulman karakteristiğinde önemli bir değişiklik oluşmadığı fakat düşük şaft hızlarında DBHF ve yan bantlarının iyice belirginleştiği anlaşılmaktadır. Şekil 7.63 ile Şekil 7.57 ve Şekil 7.64 ile Şekil 7.58 kıyaslandığında, ön yükleme miktarının arttırılması ile katılığın artmasından dolayı y ekseni yönünde genlik değerlerinin düştüğü görülmektedir. İvme ölçer ile veri alınan rulmanda hem İBHF ve yan bantlarında hem de DBHF ve yan bantlarında genlikler görülmektedir. Bunun nedeni söz konusu rulmanın hem iç bileziğinin hem de dış bileziğinin eksen kaçıklığı deneyleri neticesinde hızlıca bozulmasıdır. Bu aşamada deney düzeneğindeki rulmanlar yenilenecek yeni rulmanlar takılmış deney düzeneğindeki karakteristik frekans bileşenleri tekrar incelenecektir.

Deney düzeneğinde yenilenmiş rulman setiyle titreşim analizi yapmak ve karakteristik frekansları analiz edebilmek için on birinci senaryoda 500 N'luk bir ön yükleme sonrası eksenel kaçıklık verilmemiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. On birinci senaryonun farklı şaft hızlarına göre arka arkaya çizdirilmiş frekans spektrumları x ekseni ve y ekseni için sırasıyla Şekil 7.65 ve Şekil 7.66'da verilmiştir.

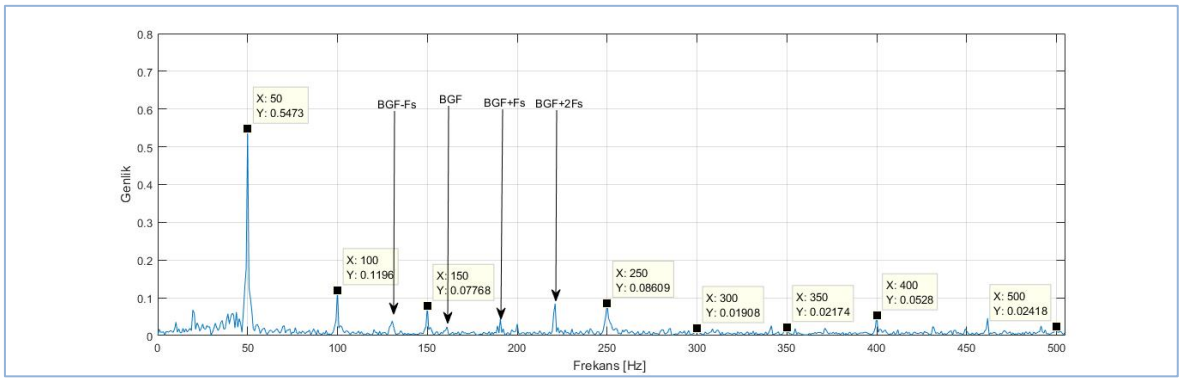


Şekil 7.65. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm)

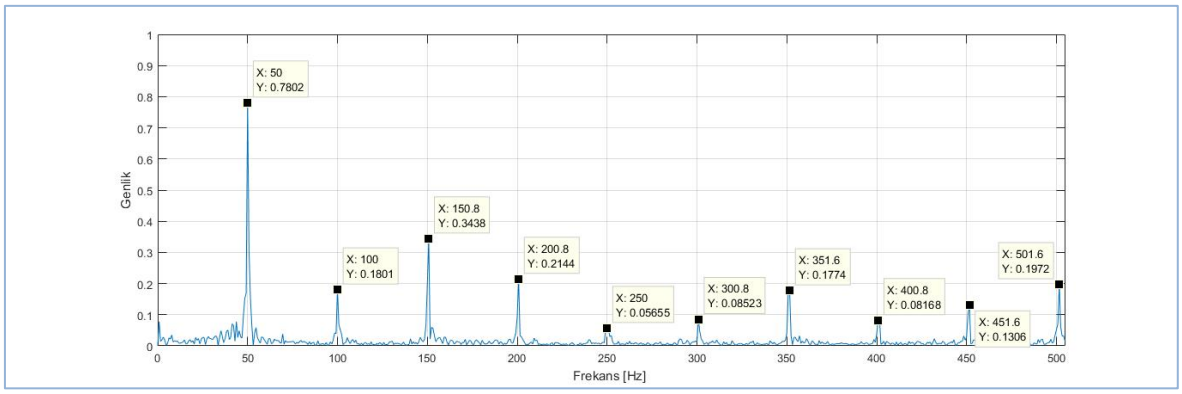


Şekil 7.66. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm)

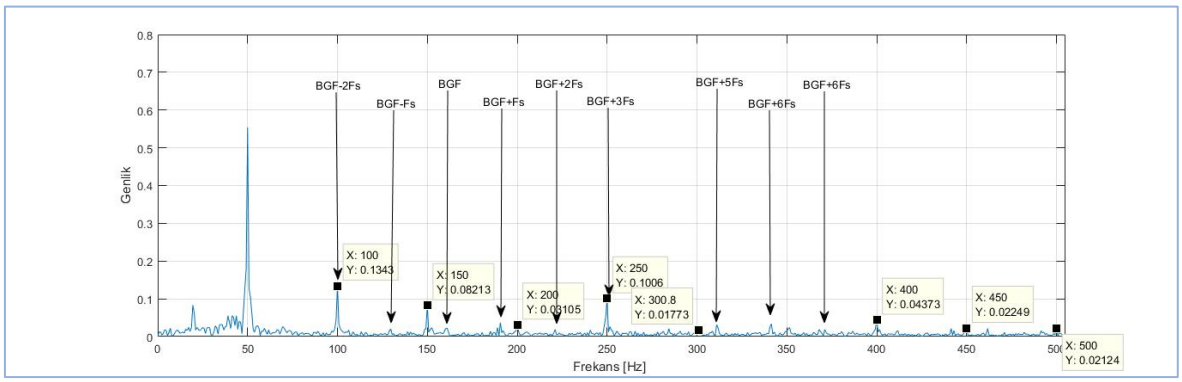
Şekil 7.65 ve Şekil 7.66 incelendiğinde topraklama döngüsünden kaynaklanan elektrik kaçağı olayı gerçekleştiği görülmektedir. Şehir şebekesi elektrik frekansı olan 50 Hz ve katlarında genlikler okunmaktadır. Bu nedenle şaft frekansı şehir elektrik şebeke frekansına ile çakışan 3000 d/d hız spektrumlarında 50 Hz ve katları şaft frekansı ve harmoniklerini değil şehir şebekesi frekansı ve harmoniklerini göstermektedir.



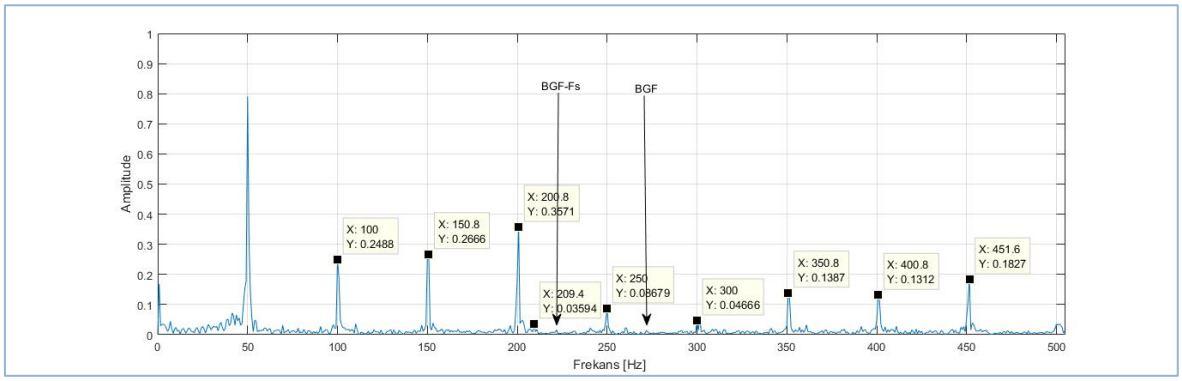
Şekil 7.67. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm)



Şekil 7.68. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm)



Şekil 7.69. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm)



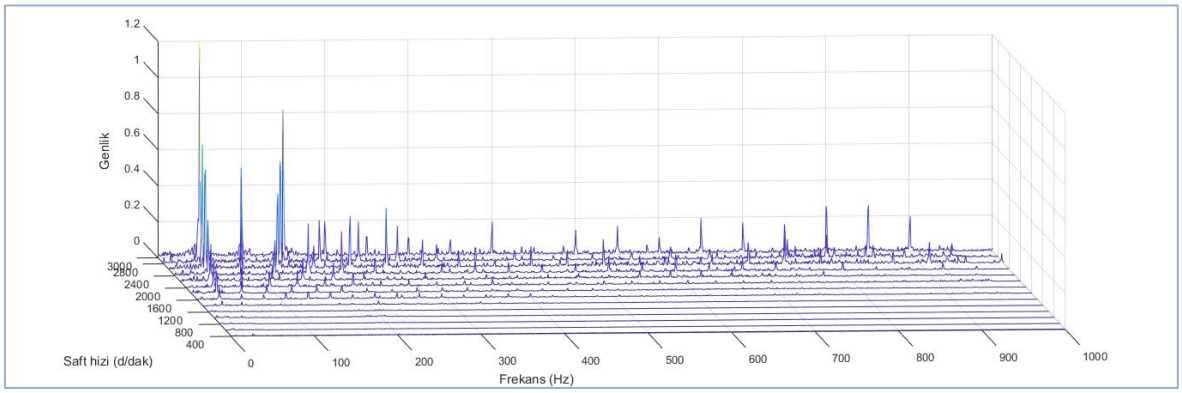
Şekil 7.70. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0; EK=0_tekrar ölçüm)

Şekil 7.67, Şekil 7.68, Şekil 7.69 ve Şekil 7.70 incelendiğinde deney düzeneğindeki rulmanların yenilenmesiyle frekans spektrumlarında sadece BGF ve yan bantlarında genlikler görüldüğü fark edilmektedir. Bu durum bu çalışmanın teorik kısmı ile ve literatür ile uyuşmaktadır. Şekil 7.67 ve Şekil 7.69 sırası ile Şekil 7.61 ve Şekil 7.63 ile kıyaslanacak

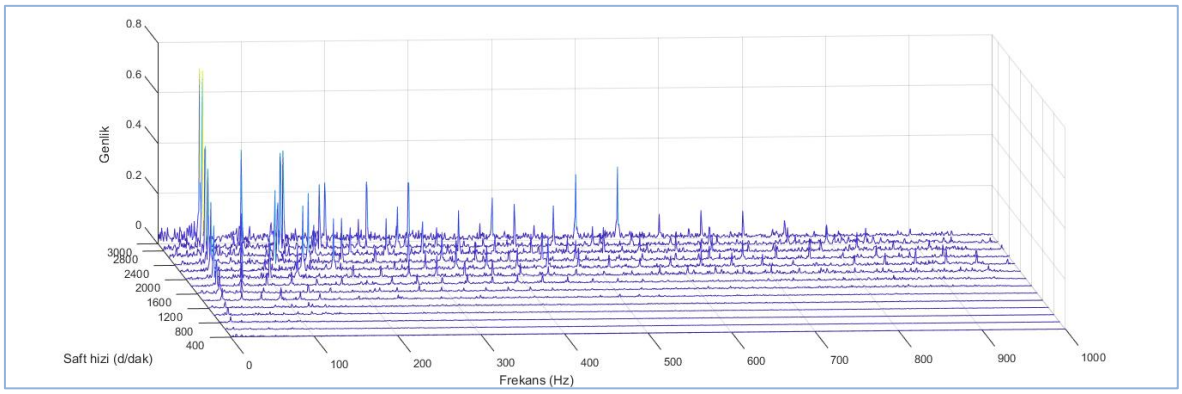
olursa yenilenen rulmandan elde edilen veriler ile oluşturulmuş frekans spektrumlarında İBHF ve yan bantları ile DBHF ve bantlarına rastlanmamıştır fakat eski rulmandan elde edilen veriler ile oluşturulmuş frekans spektrumlarında bunlar açıkça görülmektedir. Buradan eski rulmanın iç bileziğinde ve dış bileziğinde, deneyler sırasında kusurların oluştuğu ve bu kusurların spektrumda göründüğü sonucuna varılabilir. Şekil 7.67, Şekil 7.69 ve Şekil 7.70'de BGF ve yan bantları görülmektedir. Daha önceki bölümlerde anlatıldığı gibi hatasız olarak üretilmiş bir rulman hatasız olarak montaj edilmiş olsa dahi BGF'nda titreşim üretecektir. Bu durum on birinci senaryo sonuçları ile doğrulanmış olmaktadır. BGF'nın yan bantlarında da genlik oluşması deney düzeneğindeki gevşekliklerden kaynaklanmaktadır.

7.5. Senaryo 12, Senaryo 13 ve Senaryo 14 Deneylerine Ait Bulgular

1 mm eksen kaçıklığı durumunda şaft ağırlığını arttırmanın frekans spektrumlarındaki etkisini inceleyebilmek için on ikinci senaryoda 100 N'luk bir ön yükleme sonrası 1 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek olarak 5,6 kg'lık eş merkezli bir ek kütle bağlanmıştır. On ikinci senaryonun sekizinci senaryodan farkı şafta bağlanan bu eş merkezli kütledir. On ikinci senaryonun spektrumları şaft hızlarına göre Şekil 7.71 ve Şekil 7.72'de verilmiştir.

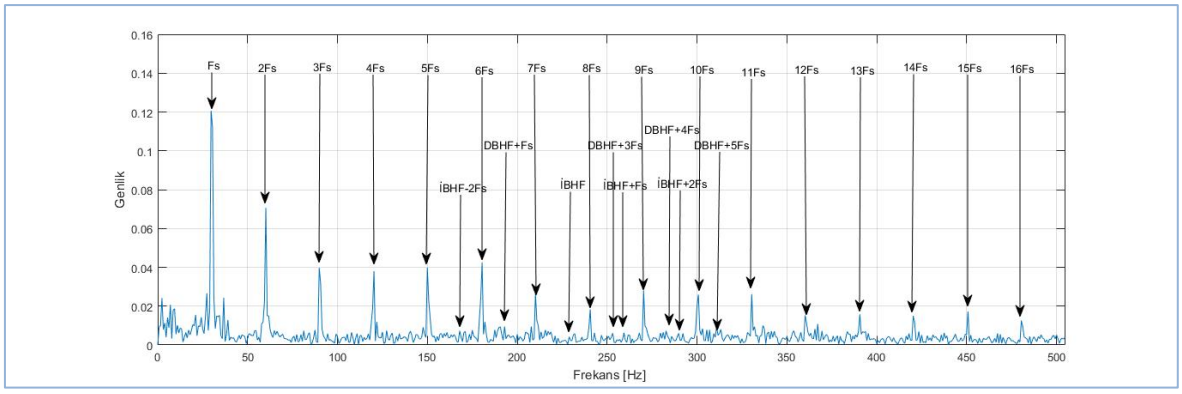


Şekil 7.71. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=100 N; M=0,001; EK=5,6)

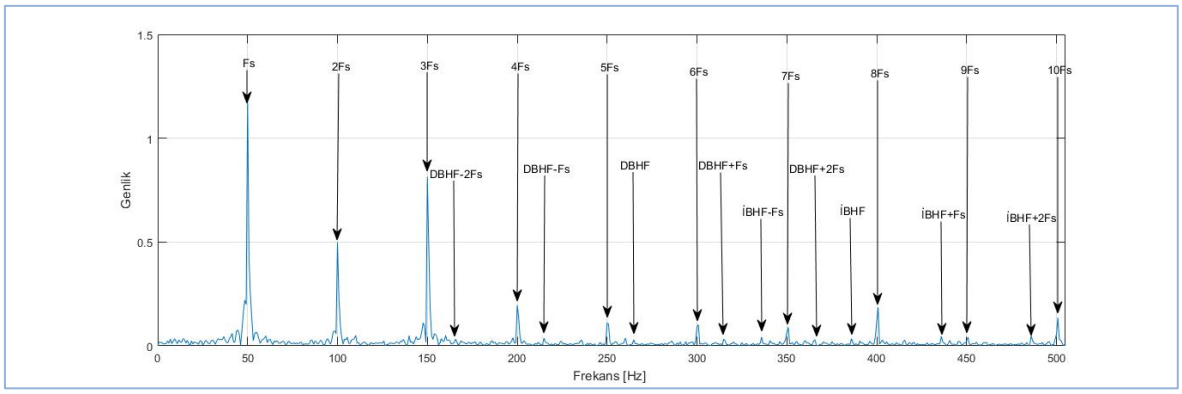


Şekil 7.72. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=100 N; M=0,001; EK=5,6)

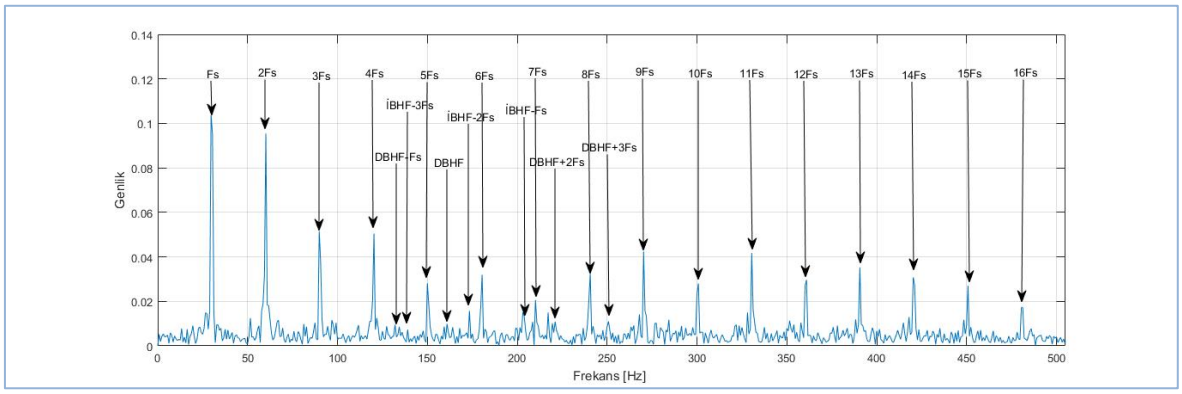
Şekil 7.71 ve Şekil 7.72 sırasıyla Şekil 7.47, Şekil 7.48 ile kıyaslanırsa şafta bağlanan ek 5,6 kg'lık eş merkezli kütle ile, özellikle x ekseni yönündeki genliklerde ciddi bir artış olduğu bununla beraber y ekseni yönünde de genliklerin arttığı fakat artışın x ekseni yönündeki artış kadar olmadığı söylenebilir. Bunun nedeni eksen kaçıklığı durumunun ve şafta bağlanan ek ağırlığın y ekseni yönündeki titreşimlerden ziyade x ekseni yönündeki titreşimlere etki etmesidir. x ekseni yönünde yüksek frekanslarda ve yüksek şaft hızlarında özellikle 600 Hz frekans ve 2200 d/d şaft hızı ve üzerinde yüksek genlikler oluştuğu gözlenmektedir. Bunun nedeni bu titreşimlerin oluşmasına neden olan kuvvetlerden biri olan santrifüj kuvvetinin hızın karesi ile ve kütle ile doğru orantılı olarak artmasıdır. Karakteristik frekansların daha iyi incelenebilmesi için 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızlarındaki frekans spektrumları sırasıyla Şekil 7.73, Şekil 7.74, Şekil 7.75 ve Şekil 7.76'te verilmiştir.



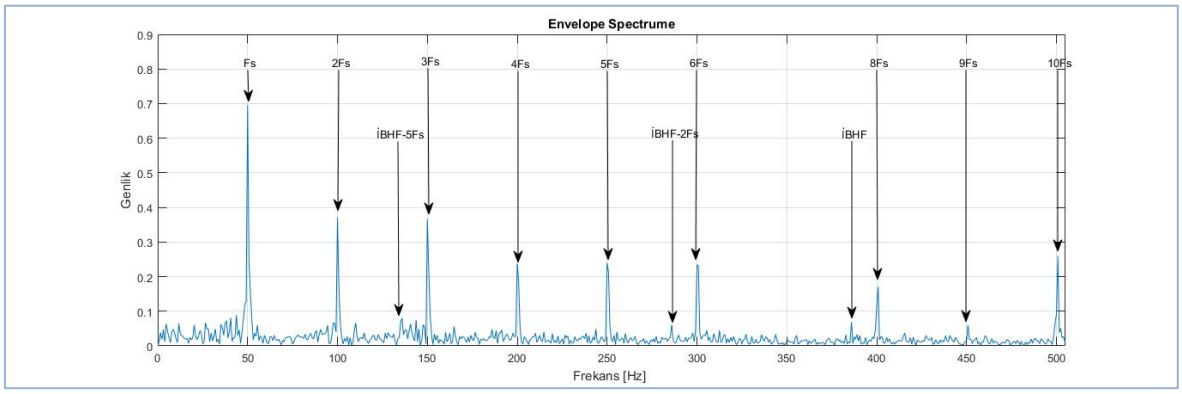
Şekil 7.73. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=5,6)



Şekil 7.74. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=5,6)



Şekil 7.75. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=5,6)



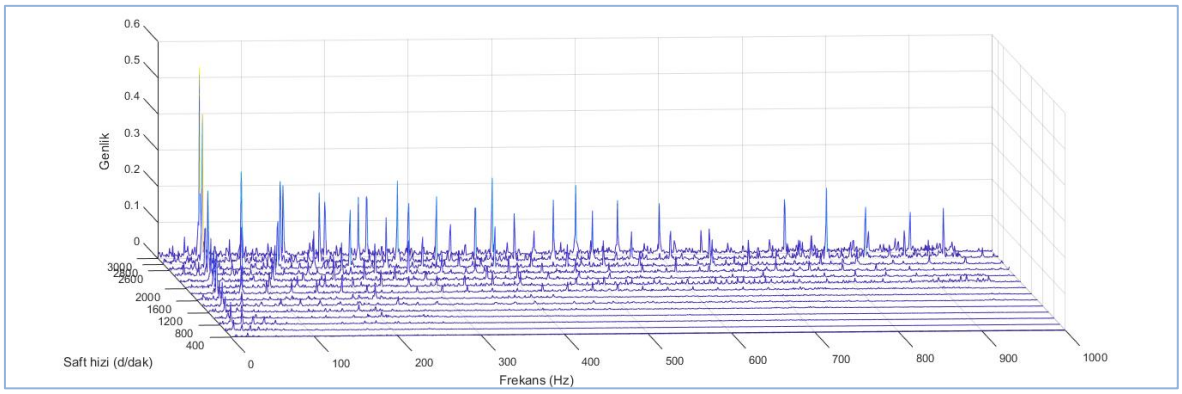
Şekil 7.76. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=100 N; M=0,001; EK=5,6)

Deney düzeneğindeki rulmanlar yenilendikten sonra yapılan eksen kaçıklığı deneyinde teorik çalışma bulguları ile uyumlu olarak şaft frekansı ve harmoniklerinde genlikler görülmektedir fakat x ekseni yönündeki frekans spektrumlarında İBHF ve yan bantları ile DBHF ve yan bantları tekrar görülmeye başlanmıştır. y ekseni yönünde ise söz konusu iki hata frekansı ve yan bantları 1800 d/d şaft hızındaki frekans spektrumunda görünmekte fakat

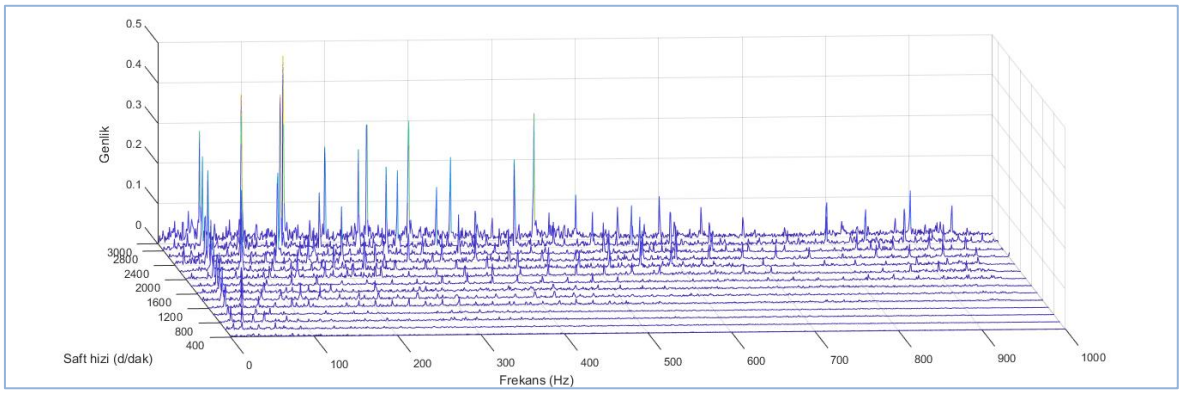
3000 d/d şaft hızındaki frekans spektrumunda DBHF ve yan bantları görünmemektedir. İBHF ve DBHF ile bunların yan bantlarının yenilenmiş rulmanda hızlıca ortaya çıkması eksen kaçıklığı durumunun rulman bozulmasında büyük bir etkisinin olduğunu göstermektedir. 3000 d/d şaft hızında DBHF ve yan bantlarının x ekseni yönünde görünüp y ekseni yönünde görünmemesinin sebebi ise eksen kaçıklığının x ekseni yönünde olması nedeni ile bu yöndeki titreşimlere etki eden bilyelerin eksen kaçıklığı nedeni ile sıkışması fakat buna karşın y ekseni yönünde herhangi bir eksen kaçıklığı olmaması nedeni ile bu yöndeki titreşime etki eden bilyelerin diğer bilyeler kadar sıkışmamış olması ve burada dış bilezik temasının hata frekansının ortaya çıkaracak büyüklükte olmamasıdır. Fakat zamanla dış bilezikteki hata miktarı büyüdükçe DBHF y ekseni yönündeki frekans spektrumlarında da görülmeye başlayacaktır.

Şekil 7.73 ve Şekil 7.74 sırası ile Şekil 7.49 ve Şekil 7.50 ile kıyaslanacak olunursa, şafta ek kütle takılması ile x ekseni yönünde şaft frekansı harmonikleri daha görünür bir hal almıştır ve DBHF ve yan bantları görünür hale gelmiştir. Bununla beraber yüksek şaft hızlarında şafta takılan ek kütlenin etkisi ile x ekseni yönündeki genlikler büyük oranda artmıştır. Şekil 7.75 ve Şekil 7.76 sırası ile Şekil 7.51 ve Şekil 7.52 ile kıyaslanacak olunursa y ekseni yönünde ek şaft ağırlığı ile beraber özellikle düşük şaft hızlarında İBHF ve yan bantları görünür hale gelmiştir. Aslında iki senaryonun karşılaştırılması yapılırken her koşulda deney düzeneğine farklı rulmanların takılı olduğu göz önüne alınırsa yeni takılan rulmanların eksen kaçıklığı etkisi ile hızla bozulmaya başladığı anlaşılmaktadır.

On üçüncü senaryoda rulmanların ön yükleme miktarı 100 N daha arttırılmış 200 N'a çıkartılmıştır. On üçüncü senaryonun on ikinci senaryodan farkı ön yükleme miktarının arttırılmasıdır. On üçüncü senaryonun frekans spektrumları farklı şaft hızlarına göre Şekil 7.77 ve Şekil 7.78'de verilmiştir.



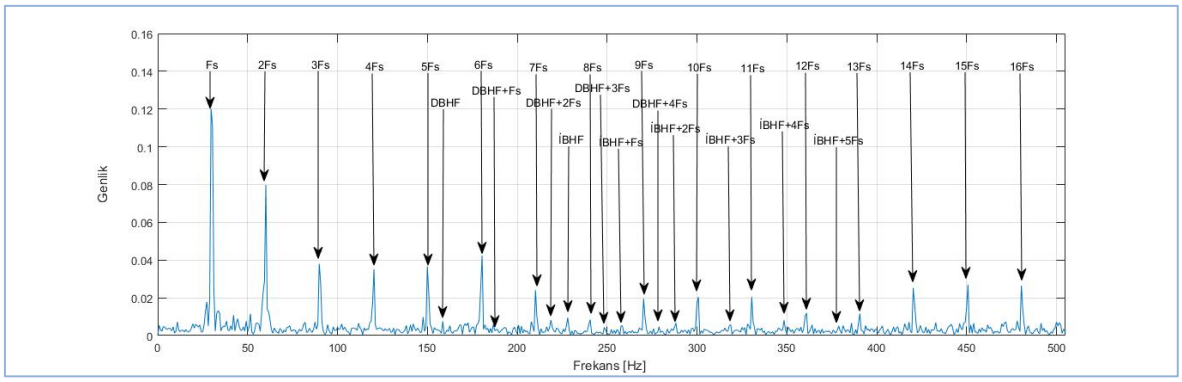
Şekil 7.77. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,001; EK=5,6)



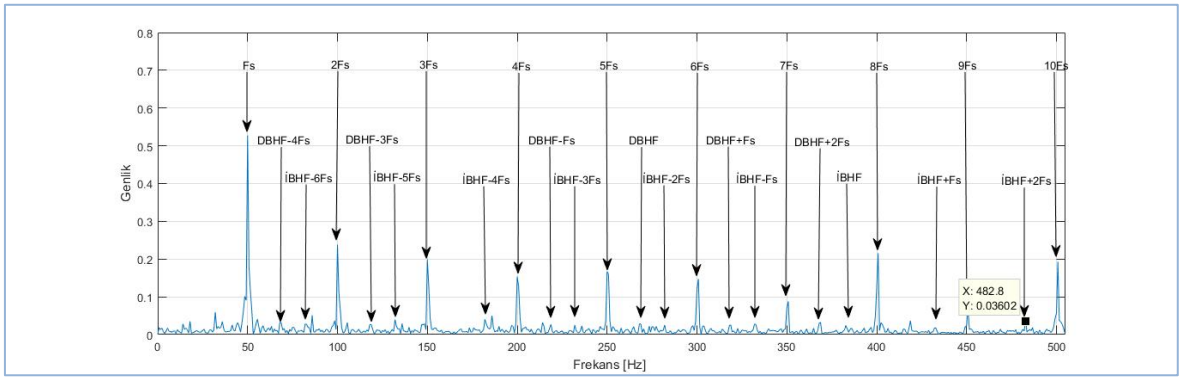
Şekil 7.78. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,001; EK=5,6)

Aynı eksen kaçıklığı durumu için sadece şaft ağırlığını arttırmanın titreşimlere etkisini inceleyebilmek için Şekil 7.77 ve Şekil 7.78 sırasıyla Şekil 7.53 ve Şekil 7.54 ile kıyaslanırsa, şafta bağlanan ek 5,6 kg'lık kütle ile 200 N'luk ön yükleme koşulunda hem x ekseni yönündeki hem de y ekseni yönündeki genliklerde önemli değişiklik oluşmadığı fakat yüksek şaft hızları ve yüksek frekans bölgelerindeki genlik değerlerinin arttığı görülmektedir. Bunun nedeni eksen kaçıklığı durumunda şaft ağırlığının artmasıyla titreşimlere etki eden santrifüj kuvvetinin artmasıdır.

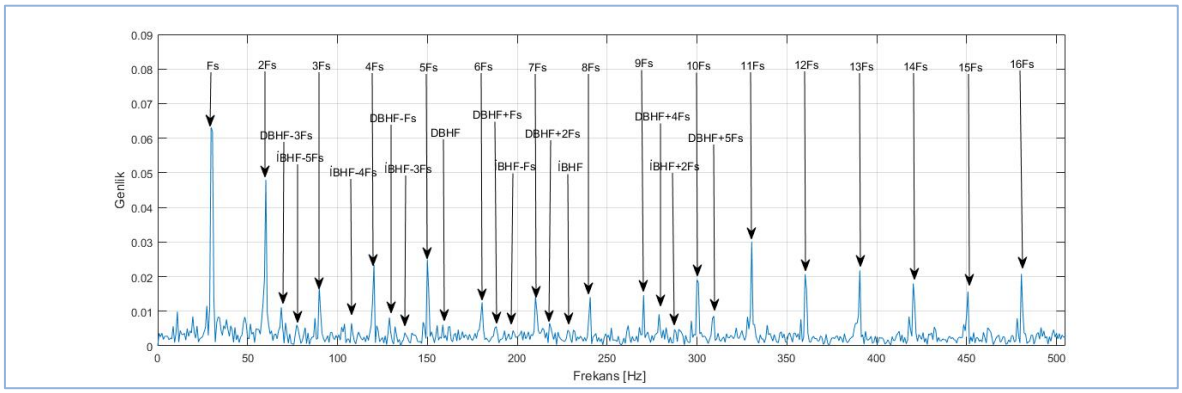
Aynı eksen kaçıklığı durumu için sadece ön yükleme miktarını arttırmanın titreşimlere etkisini inceleyebilmek için Şekil 7.77 ve Şekil 7.78 sırasıyla Şekil 7.71 ve Şekil 7.72 ile kıyaslanırsa, ön yüklemenin artmasıyla yapının katılığının artmasından dolayı hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde genlikler bir miktar düşmüş ve x ekseni yönünde ve y ekseni yönünde düşük hızlarda da genlikler görülmeye başlamıştır. Karakteristik frekansların daha iyi incelenebilmesi için 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızlarındaki frekans spektrumları sırasıyla Şekil 7.79, Şekil 7.80, Şekil 7.81 ve Şekil 7.82'de verilmiştir.



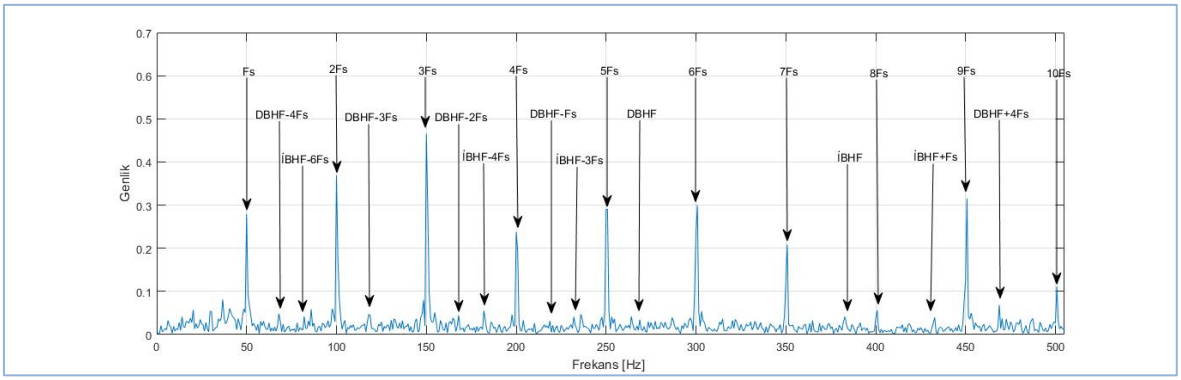
Şekil 7.79. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=5,6)



Şekil 7.80. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=5,6)



Şekil 7.81. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=5,6)

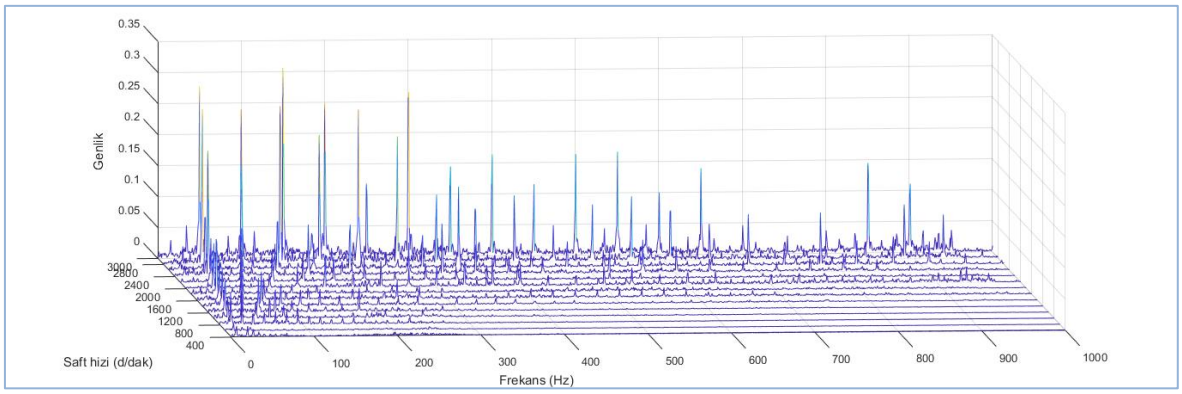


Şekil 7.82. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,001; EK=5,6)

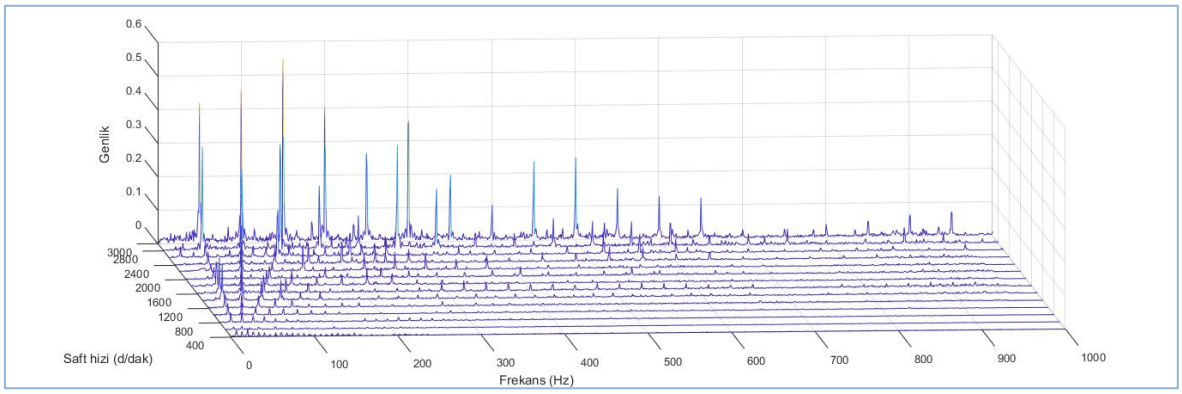
Ön yükleme miktarının arttırılmasının titreşimlere olan etkisinin incelenebilmesi için Şekil 7.79 ve Şekil 7.80 sırası ile Şekil 7.73 ve Şekil 7.74 ile kıyaslanacak olunursa, şafta ek 100 N'luk ön yükleme verilmesi özellikle x ekseni yönündeki genlik miktarlarında çok önemli bir değişim yapmamıştır fakat ön yükleme miktarının artmasıyla bilyeler ile bilezikler arasındaki temas daha kuvvetli olduğundan 3000 d/d gibi yüksek şaft hızlarında İBHF'nın alt yan bantları daha görünür bir hal almıştır. Her iki senaryonun x ve y eksenlerinde eksen kaçıklığı durumunda görülmesi beklenen şaft frekansı ve harmoniklerindeki genlikler kendilerini belirgin bir şekilde göstermektedirler.

Şekil 7.81 ve Şekil 7.82 sırası ile Şekil 7.75 ve Şekil 7.76 ile kıyaslanacak olunursa, şafta ek 100 N'luk ön yükleme verilmesi y ekseni yönünde DBHF ve yan bantları ile İBHF ve yan banlarının daha görünür hale gelmesini sağlamıştır. Bununla beraber özellikle düşük şaft hızlarındaki genlikler daha görünür hale gelmiş fakat genlikler ön yüklemenin artması sonrası katılığın artmasından dolayı genel anlamda düşmüştür.

On dördüncü senaryoda ön yükleme miktarı biraz daha arttırılmış ve 500 N'a çıkartılmıştır. Eksenel kaçıklık 1 mm'dir. Bu senaryoda şafta ek olarak 5,6 kg'lık eş merkezli bir kütle bağlanmıştır. On dördüncü senaryonun on ikinci ve on üçüncü senaryolardan farkı ön yükleme miktarının bir miktar daha arttırılmasıdır. On dördüncü senaryonun frekans spektrumları şaft hızlarına göre Şekil 7.83 ve Şekil 7.84'de gösterilmiştir.

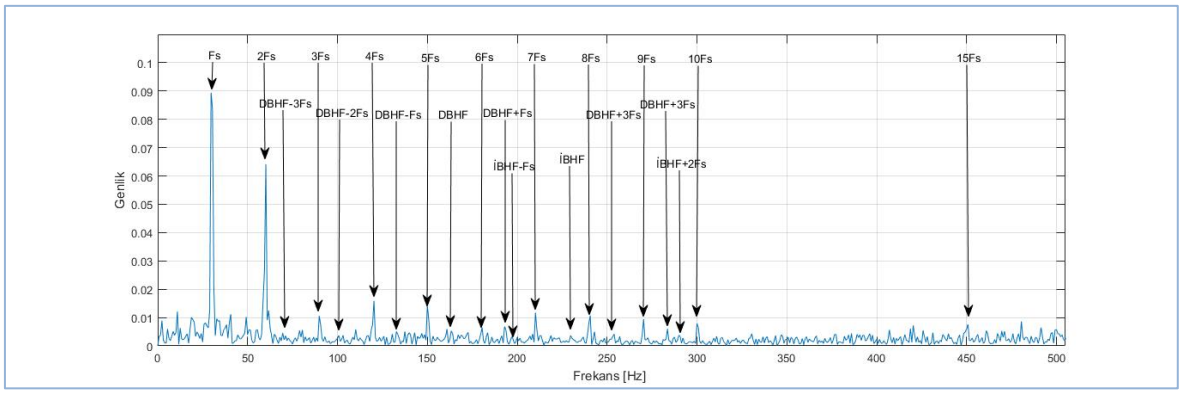


Şekil 7.83. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0,001; EK=5,6)

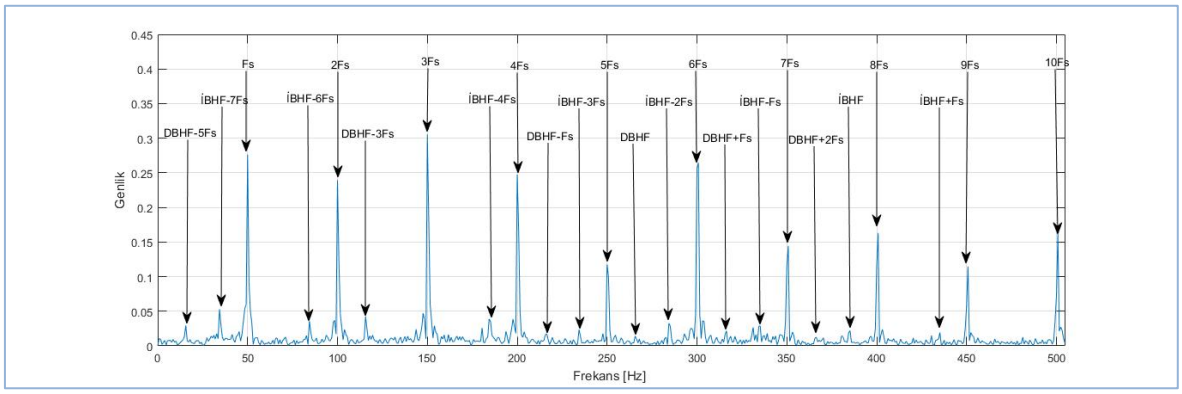


Şekil 7.84. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=500 N; M=0,001; EK=5,6)

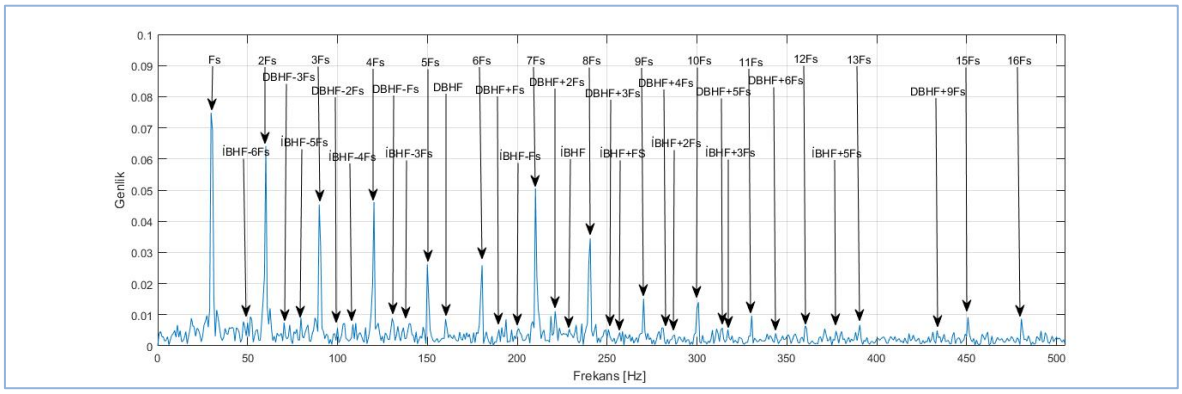
Şekil 7.83 ve Şekil 7.84 sırasıyla önce Şekil 7.71, Şekil 7.72 ve sonra Şekil 7.77, Şekil 7.78 ile kıyaslanırsa, ön yükleme miktarının artmasıyla, özellikle x ekseni yönündeki genliklerde ciddi bir düşüş görülmüştür. Bunun nedeni ön yüklemenin arttırılmasının sistemin rijitliğini arttırmasıdır. Ayrıca ön yüklemenin artmasıyla rulmandaki bilyeler ile bileziklerdeki temas arttığından düşük şaft hızlarında genlikler daha görünür bir hal almıştır. Şekil 7.85, Şekil 7.86, Şekil 7.87 ve Şekil 7.88'de x ve y eksenleri yönündeki frekans spektrumları sırasıyla 1800 d/d ve 3000 d/d şaft hızları için verilmiştir.



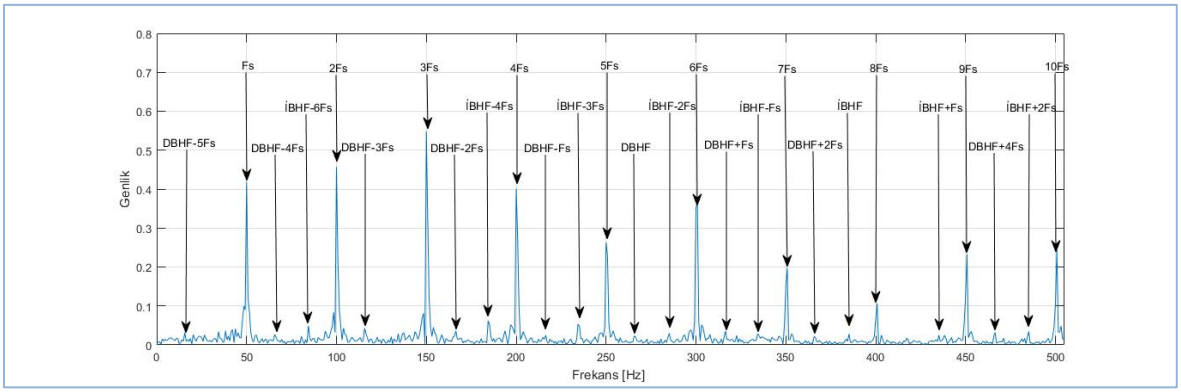
Şekil 7.85. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=5,6)



Şekil 7.86. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=5,6)



Şekil 7.87. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=5,6)



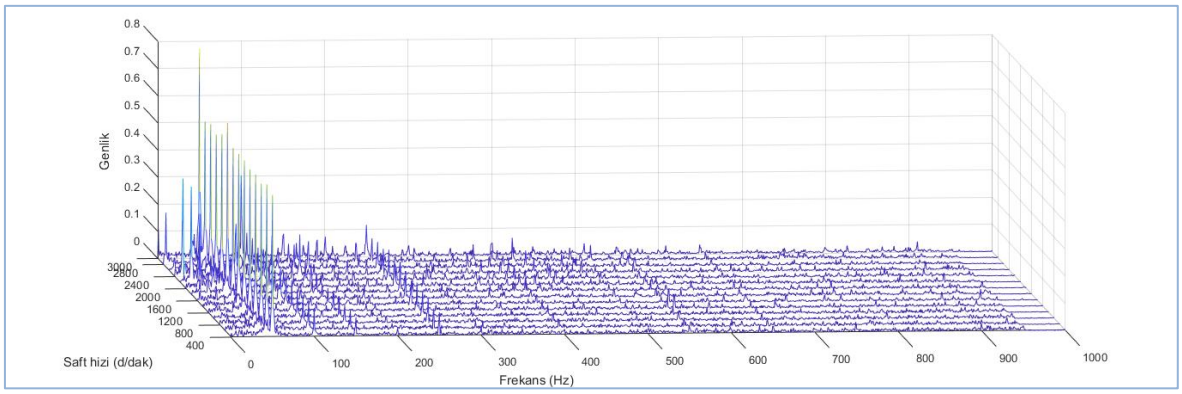
Şekil 7.88. @3000 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=500 N; M=0,001; EK=5,6)

Şekil 7.85 ve Şekil 7.86 sırası ile Şekil 7.79 ve Şekil 7.80 ile kıyaslanacak olunursa, şafta verilen ön yükleme miktarının artması ile yapının katılığının artmasından dolayı x ekseni yönündeki titreşim karakteristiğinin çok değişmediği fakat genliklerin önemli ölçüde düştüğü gözlemlenmektedir.

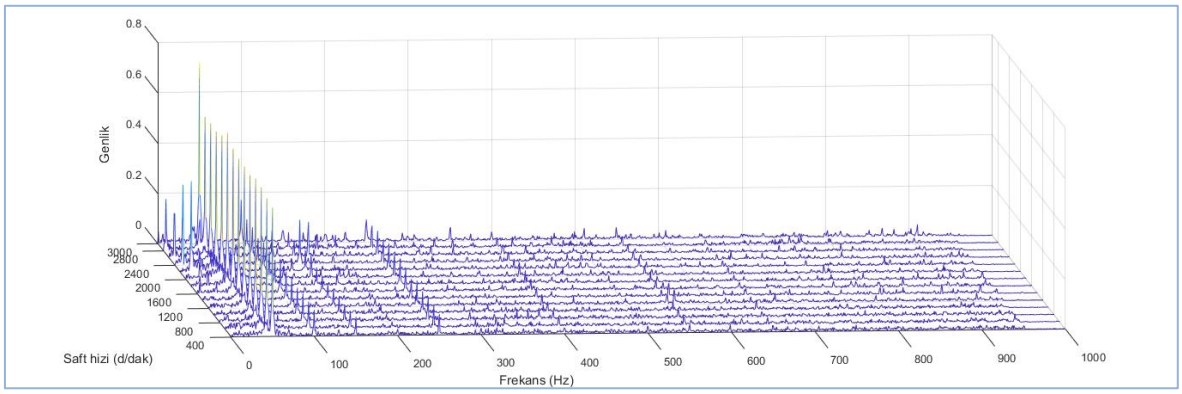
Şekil 7.87 ve Şekil 7.88 sırası ile Şekil 7.81 ve Şekil 7.82 ile kıyaslanacak olunursa, şafta verilen ön yükleme miktarının artması y ekseni yönünde DBHF ve yan bantları ile İBHF ve yan banlarının daha görünür hale gelmesini sağlamıştır. Titreşim genliklerinde çok önemli bir değişim olmamıştır. Hem x ekseni yönündeki frekans spektrumlarında hem de y ekseni yönündeki frekans spektrumlarında İBHF ve yan batları ile DBHF ve yan bantlarındaki genlikler analiz edilen rulmanın hem iç bileziğinde hem de dış bileziğinde kusurların oluşmaya başladığını göstermektedir.

7.6. Senaryo 15 Deneyine Ait Bulgular

On beşinci senaryoda eksen kaçıklığı miktarı biraz daha arttırılmıştır. 200 N'luk bir ön yükleme sonrası 3 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle bağlanmamıştır. On beşinci senaryonun frekans spektrumları farklı şaft hızlarına göre Şekil 7.89 ve Şekil 7.90'da verilmiştir.

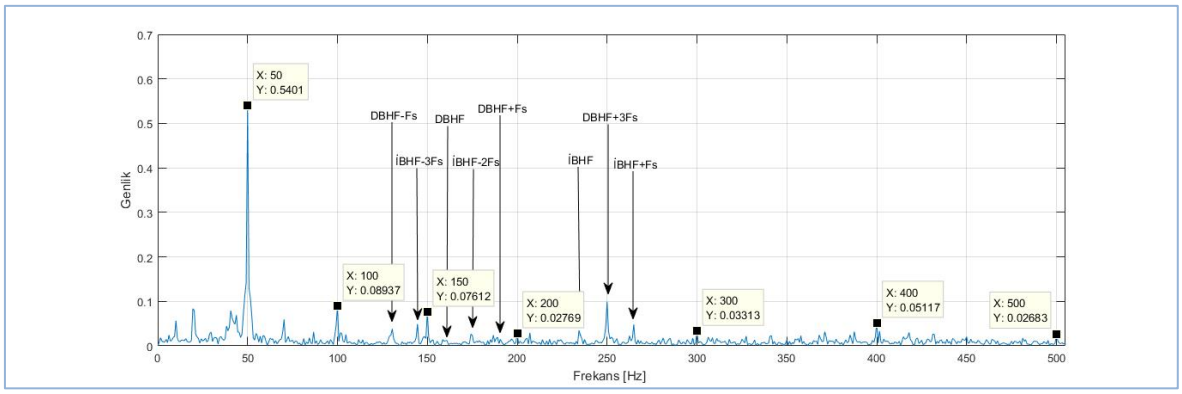


Şekil 7.89. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,003; EK=0)

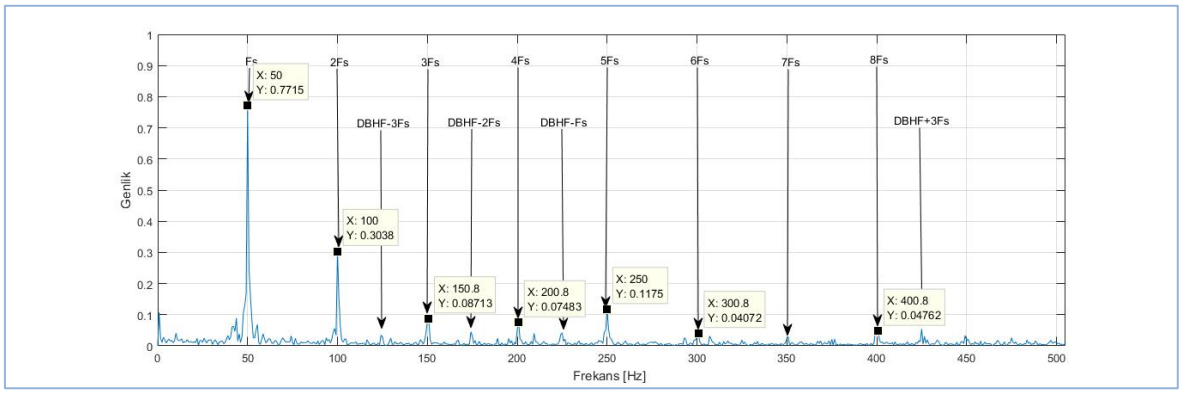


Şekil 7.90. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,003; EK=0)

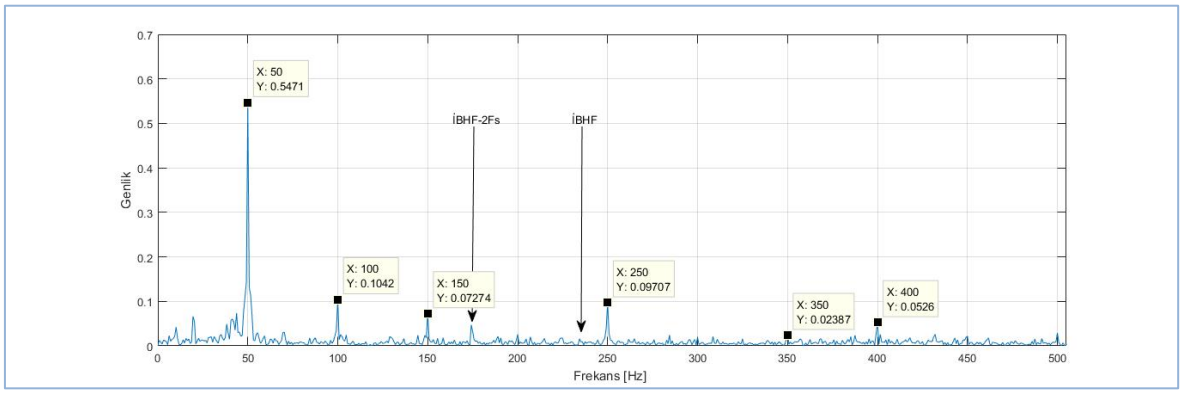
Şekil 7.89 ve Şekil 7.90 incelendiğinde 50 Hz ve katlarında tüm şaft hızlarında genliklerin oluştuğu görülmektedir. Bu deney sırasında da topraklama döngüsünden kaynaklı elektrik kaçağı oluşmuştur. Söz konusu genlikler titreşim kaynaklı değil elektrik kaçağından kaynaklanmaktadır. Analizlerde bu durumun hataya neden olmaması için özel dikkat sarf edilmelidir. Karakteristik frekanslardaki genliklerin daha iyi incelenebilmesi için bazı şaft hızlarına ait frekans spektrumları ayrı olarak Şekil 7.91, Şekil 7.92, Şekil 7.93 ve Şekil 7.94'te verilmiştir.



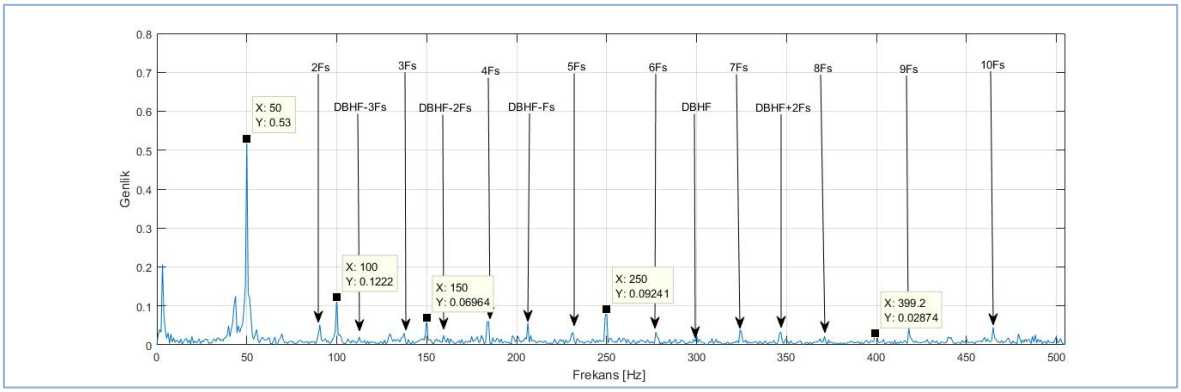
Şekil 7.91. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,003; EK=0)



Şekil 7.92. @3000 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,003; EK=0)



Şekil 7.93. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,003; EK=0)



Şekil 7.94. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,003; EK=0)

Şekil 7.91 ve Şekil 7.92'de topraklama döngüsünden kaynaklı genliklerin koordinatları verilmiştir. 3000 d/d şaft hızında bu genlikler şaft frekansı ile çakışmaktadır. Bu nedenle Şekil 7.91'de gösterilen şaft frekansı ve harmoniklerindeki genlikler aslında elektrik kaçağı ile ilgili olduğundan analizlerde dikkate alınmamalıdır. Fakat Şekil 7.92'de DBHF ve bazı yan bantlarında oluşan genlikler dikkate alınmalıdır. Eksen kaçıklığı miktarının arttırılmasının titreşimlere etkisinin analiz edilebilmesi için Şekil 7.91 ve Şekil 7.92 sırası ile Şekil 7.55 ve Şekil 7.56 ile karşılaştırılırsa eksen kaçıklığı miktarının x ekseni yönünde 1 mm'den 3 mm'ye çıkartılmasıyla beraber x eksenine ait frekans spektrumlarında DBHF ve yan bantları ile İBHF ile yan bantlarının iyice görünür hale geldiği fark edilmektedir. Bu hata frekanslarının genlikleri 10 kat civarında artmıştır. Eksen kaçıklığı miktarının arttırılması fakat buna karşın şaft ağırlığının azaltılmasının titreşimlere etkisinin beraber analiz edilebilmesi için Şekil 7.91 ile Şekil 7.79 karşılaştırılırsa x ekseni yönündeki hata frekansı genliklerinin yaklaşık 5 kat arttığı görülmektedir. Burada şafta takılan ek 5,6 kg'lık eş merkezli kütlenin oluşturduğu titreşim genliklerinin, eksen kaçıklığının oluşturduğu titreşim genliklerinden daha küçük olduğu sonucu çıkartılabilir. Yani rulman titreşimleri açısından eksen kaçıklığı durumu, sistemin taşıdığı yükün arttırılması durumundan daha kritiktir sonucuna varılabilir. Şekil 7.91 ile Şekil 7.13 karşılaştırılırsa hata frekansları hiç eksen kaçıklığı verilmemiş senaryoya göre yaklaşık on kat artmıştır.

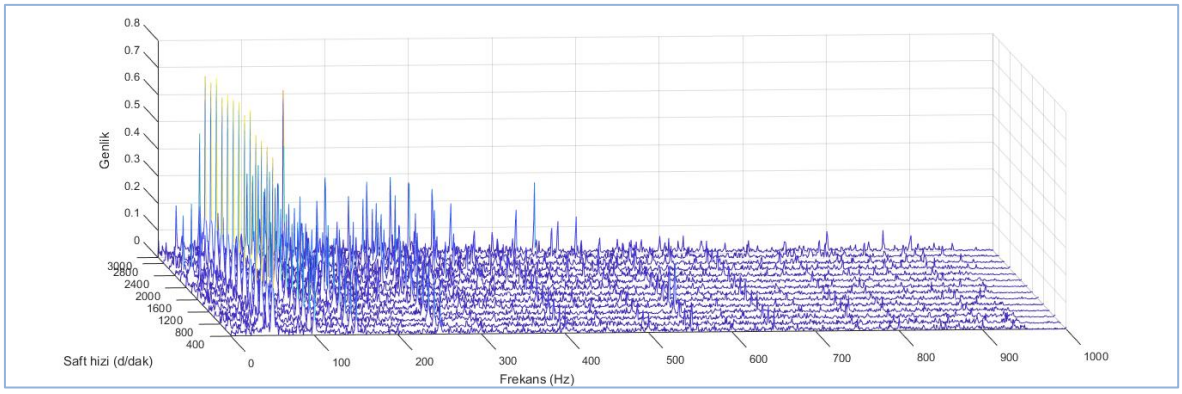
y ekseni yönündeki titreşimlere bakılacak olursa Şekil 7.93 ile Şekil 7.57 karşılaştırıldığında İBHF ve yan bantlarının genliklerinin, eksen kaçıklığı miktarının artması ile arttığı fakat DBHF ve yan bantlarının spektrumda artık görünmediği belirlenmiştir. DBHF ve yan bantlarında genlik görülmemesi durumu ile 1 mm eksen kaçıklığı durumunda da karşılaşılmıştı ve neden olarak eksen kaçıklığının x ekseni yönünde verilmesinin y ekseni

yönündeki bilye ile dış bilezik temasını azaltması sonucunda dış bilezikteki hataların y ekseni frekans spektrumlarında görülmediği sonucuna varılmıştı. Şekil 7.93 ile Şekil 7.81'in karşılaştırılması sonucunda da yukarıdaki durum tespit edilmiştir. Şekil 7.93 ile Şekil 7.15 karşılaştırılırsa şafta 3 mm eksen kaçıklığı verilmesi ile beraber y ekseni yönündeki genlik miktarı x ekseni yönündeki genlik miktarlarında olduğu gibi 10 kat civarında artmıştır.

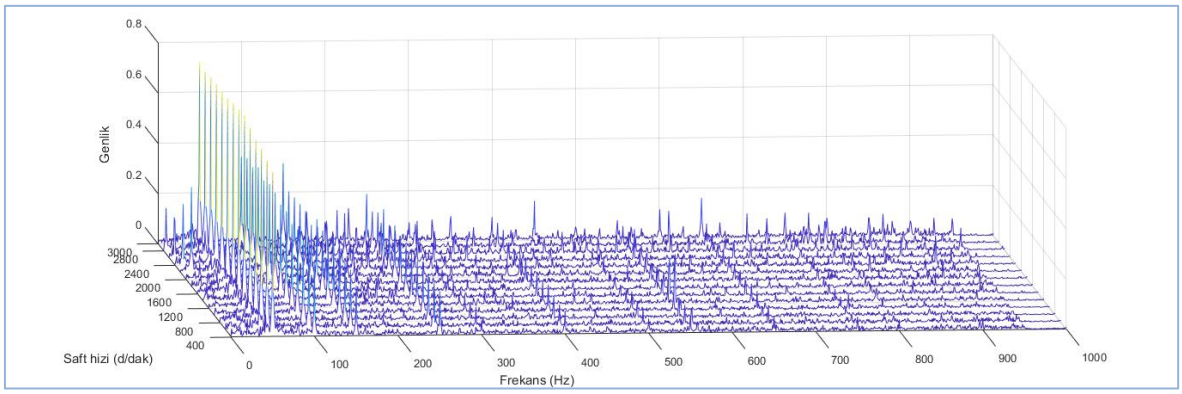
3000 d/d şaft hızının elektriksel gürültü frekansı ile çakışmasından dolayı y ekseni yönünde 3000 d/d şaft hızı yerine bu hıza en yakın hız olan 2800 d/d şaft hızındaki spektrum incelenmiştir. Şekil 7.94 ile Şekil 7.93 karşılaştırılırsa 3 mm eksen kaçıklığı senaryosunda artan şaft hızı ile beraber İBHF ve yan bantlarının görünmez bir hal aldığı fakat DBHF ve yan bantlarının görünür bir hal aldığı tespit edilmiştir. Bunun muhtemel nedeni artan şaft hızı ile beraber y ekseni yönünde titreşimlere etki eden santrifüj kuvvetinin artması ve bilye bilezik temasının iç bilezikten çok dış bilezikte oluşmaya başlamasıdır. Bununla beraber şaft hızının artmasıyla şaft frekansı ve bazı harmoniklerindeki genliklerin de artık görünür hale geldiği söylenebilir.

7.7. Senaryo 16 Deneyine Ait Bulgular

On altıncı senaryoda eksen kaçıklığı miktarı 3 mm'den 5,5 mm'ye çıkartılmıştır. Ön yükleme miktarı 200 N'dur. Bu senaryoda şafta ek kütle bağlanmamıştır. On altıncı senaryonun frekans spektrumları farklı şaft hızlarına göre Şekil 7.95 ve Şekil 7.96'da verilmiştir.

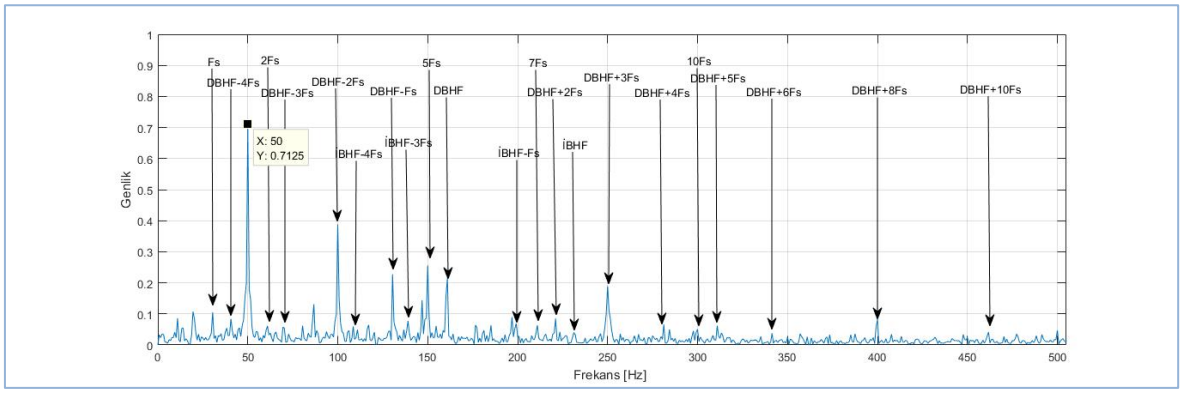


Şekil 7.95. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,0055; EK=0)

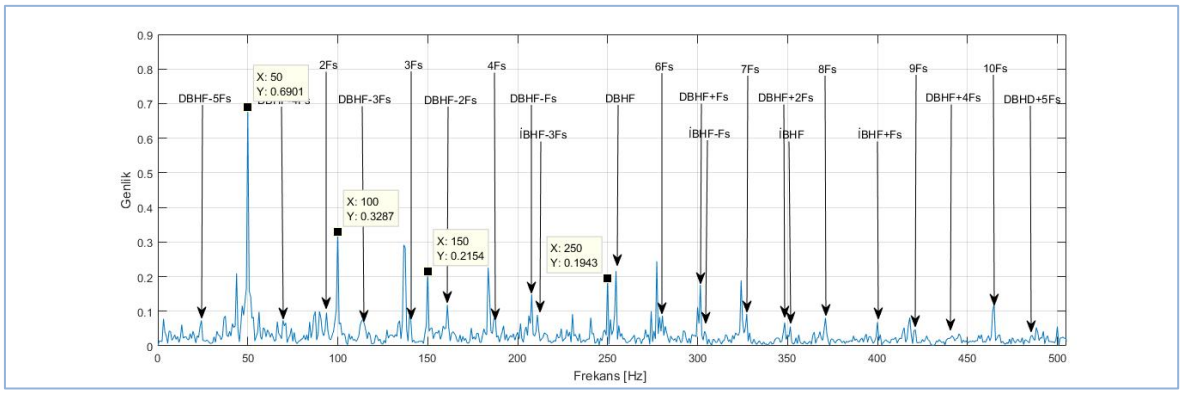


Şekil 7.96. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,0055; EK=0)

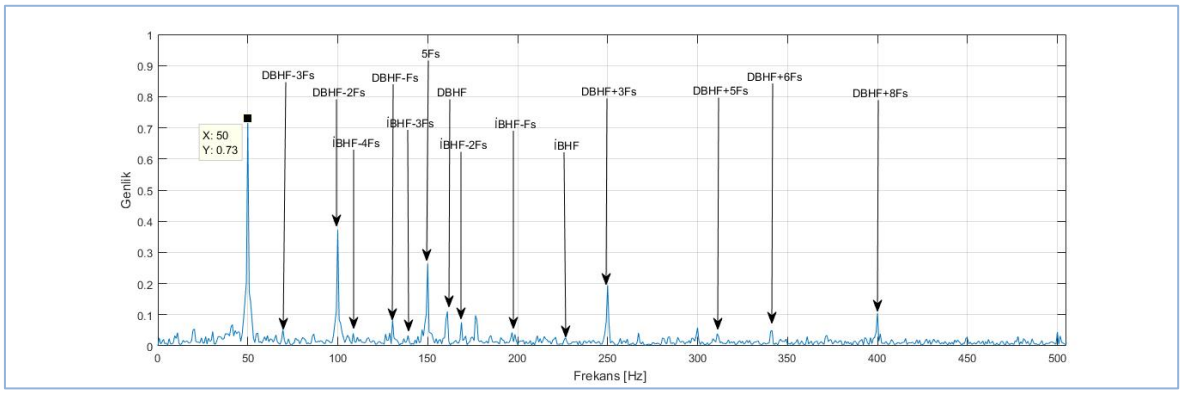
Şekil 7.95 ve Şekil 7.96 incelendiğinde, tekrar 50 Hz ve katlarında, tüm şaft hızlarında genliklerin oluştuğu görülmektedir. Bu deney sırasında da topraklama döngüsünden kaynaklı elektrik kaçağı vardır. Elektrik kaçağı nedeni ile bu aşamadan sonra 3000 d/d hızdaki spektrumların incelemek yerine ona en yakın hız olan 2800 d/d şaft hızındaki spektrumlar incelenecektir. 1800 d/d ve 2800 d/d şaft hızlarına ait frekans spektrumları x ekseni ve y ekseni için sırasıyla Şekil 7.97, Şekil 7.98, Şekil 7.99 ve Şekil 7.100'de verilmiştir.



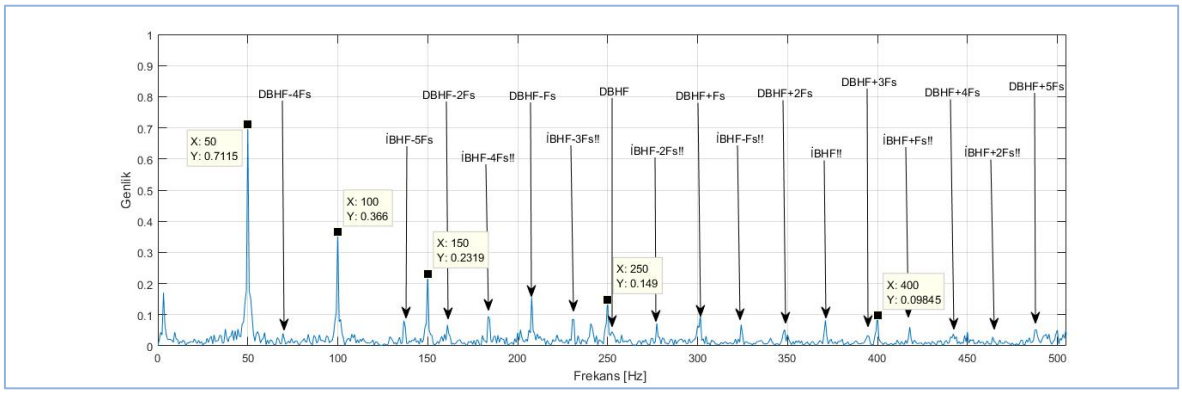
Şekil 7.97. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,0055; EK=0)



Şekil 7.98. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,0055; EK=0)



Şekil 7.99. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,0055; EK=0)



Şekil 7.100. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,0055; EK=0)

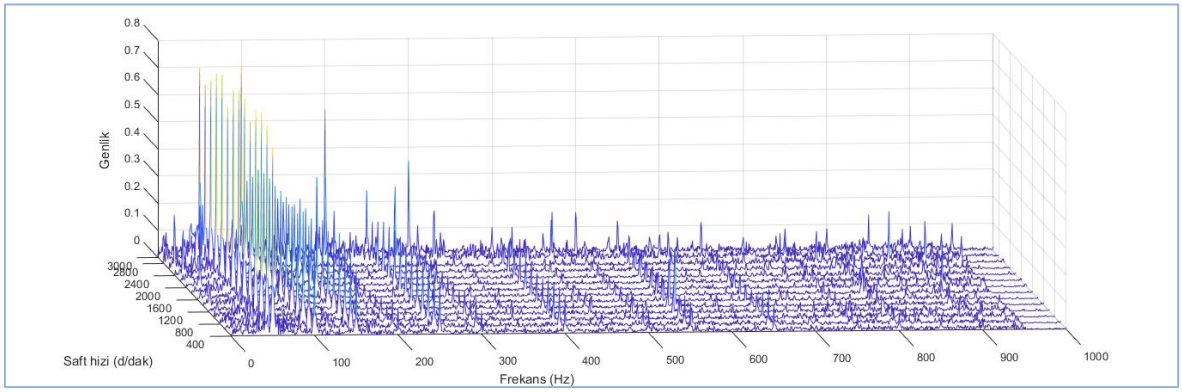
Şekil 7.97 ile Şekil 7.91 karşılaştırılırsa, x ekseni yönünde, artan eksen kaçıklığı ile beraber DBHF ve yan bantları ile İBHF ile yan bantlarının iyice görünür hale geldiği ve hata frekanslarının genliklerinin 3 mm eksen kaçıklığı durumuna göre yaklaşık 1,5 kat arttığı görülmektedir. Ayrıca eksen kaçıklığının artmasıyla, eksen kaçıklığı durumlarında beklendiği şekilde şaft frekansı ve bazı harmoniklerinde genlikler görülmektedir. Şekil 7.97

ile Şekil 7.98 karşılaştırılırsa teorik çalışmalardaki bulgulardaki gibi artan şaft hızı ile beraber karakteristik frekans ve yan bantlarının genliklerinin daha da arttığı görülmektedir.

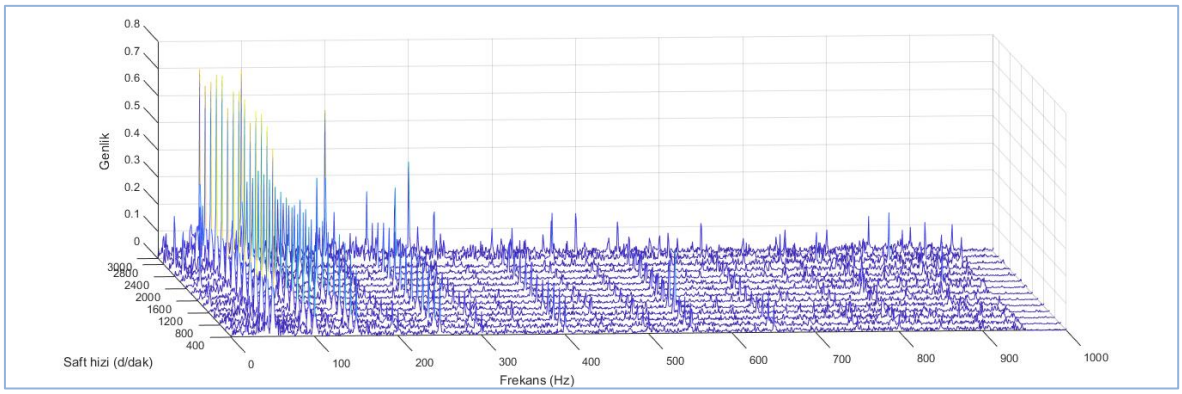
y ekseni yönündeki spektrumlar incelenecek olursa Şekil 7.99 ve Şekil 7.100 sırası ile Şekil 7.93 ve Şekil 7.94 ile karşılaştırıldığında, artan eksen kaçıklığı ile beraber 1800 d/d şaft hızında artık İBHF ve bazı yan bantları ile beraber DBHF ve bazı yan bantlarının da artık görünür hale geldiği, 2800 d/d şaft hızında ise artık DBHF ve bazı yan bantları ile beraber artık İBHF ve bazı yan bantlarının da artık görünür hale geldiği söylenebilir. Eksen kaçıklığı miktarının artmasıyla özellikle düşük şaft hızlarında DBHF ve yan bantlarının görülmeye başlaması yeni durumda bilye ile dış bilezik temasının arttığını göstermektedir. Şekil 7.99 ve Şekil 7.100 kendi aralarında kıyaslandığında artan şaft hızı ile beraber genliklerin arttığı görülmektedir.

7.8. Senaryo 17 Deneyine Ait Bulgular

On yedinci senaryoda 200 N'luk bir ön yükleme sonrası 9 mm eksenel kaçıklık verilmiş bir rulman şaft sisteminin titreşimleri çalışılmıştır. Bu senaryoda şafta ek kütle bağlanmamıştır. Bu eksen kaçıklığı miktarı deney düzeneği ile yapılabilen en yüksek miktardaki eksen kaçıklığıdır. On yedinci senaryonun frekans spektrumları farklı şaft hızlarına göre Şekil 7.101 ve Şekil 7.102'de çizdirilmiştir.

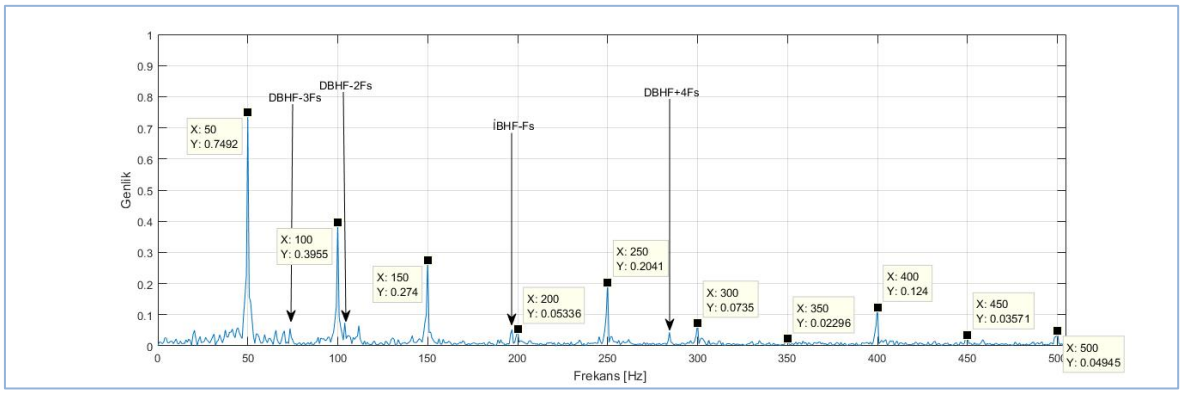


Şekil 7.101. x ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,009; EK=0)

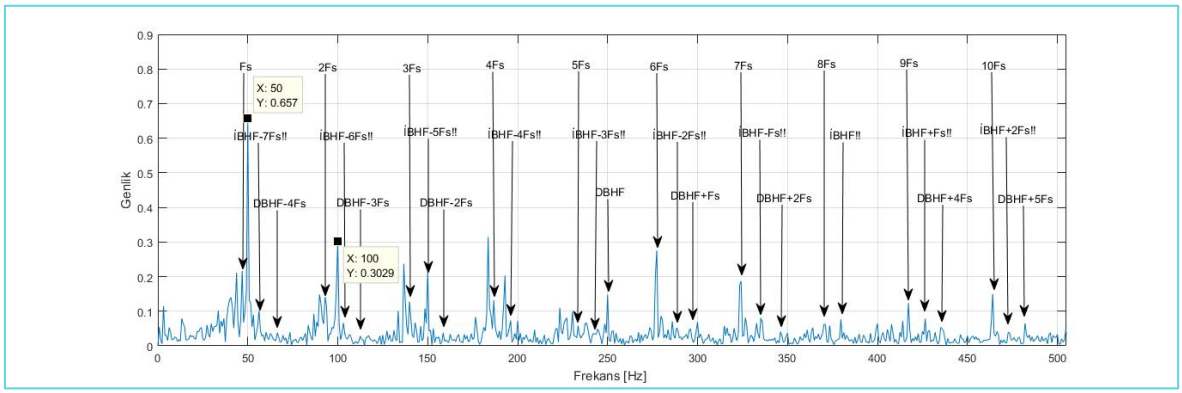


Şekil 7.102. y ekseni yönündeki şaft titreşimleri ($P_{öy}$=200 N; M=0,009; EK=0)

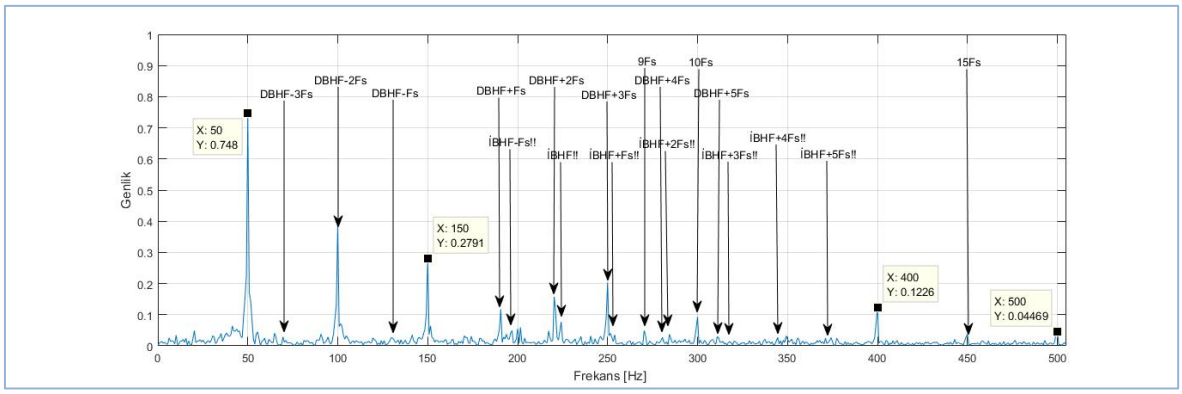
Şekil 7.101 ve Şekil 7.102 incelendiğinde, tekrar 50 Hz ve katlarında, tüm şaft hızlarında genliklerin oluştuğu görülmektedir. Bu deney sırasında da topraklama döngüsünden kaynaklı elektrik kaçağı olduğu söylenebilir. Bu nedenle spektrum incelemesi x ve y eksen yönleri için 1800 d/d ve 2800 d/d hızlarda yapılacaktır. Bunlar sırası ile Şekil 7.103, Şekil 7.104, Şekil 7.105 ve Şekil 7.106'da verilmiştir.



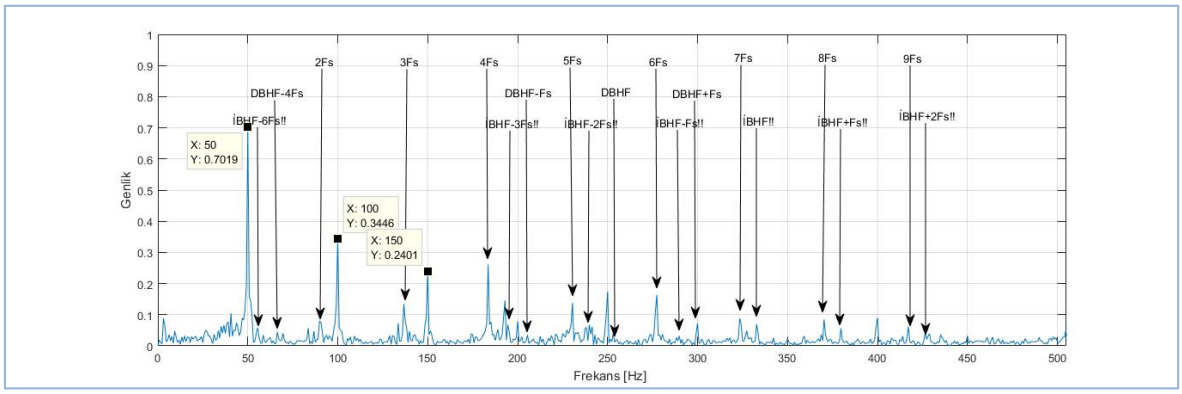
Şekil 7.103. @1800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,009; EK=0)



Şekil 7.104. @2800 d/d x ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,009; EK=0)



Şekil 7.105. @1800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,009; EK=0)



Şekil 7.106. @2800 d/d y ekseni yönündeki şaft titreşimleri (Pöy=200 N; M=0,009; EK=0)

Şekil 7.103, Şekil 7.104, Şekil 7.105 ve Şekil 7.106 incelendiğinde verilen tüm şaft hızlarında x ve y eksenleri yönünde DBHF ve yan bantları ile İBHF ve yan bantlarında genlikler görülmektedir. Bu durum rulmanların özellikle eksen kaçıklığı durumunda hızla bozulduğunu göstermektedir. Frekans spektrumları dikkatle incelenirse rulmandaki bozulma dış bilezikte ve iç bilezikte oluşmuştur. Bilye dönüş frekansı, kafes frekansı ve bunların harmoniklerinde hiçbir genlik görülmediğinden rulmanın bilyeleri ve kafesi hala sağlamdır yargısı yapılabilir. Şekil 7.103, Şekil 7.104, Şekil 7.105 ve Şekil 7.106 sırasıyla Şekil 7.97, Şekil 7.98, Şekil 7.99 ve Şekil 7.100 ile kıyaslanırsa dikey yöndeki 5,5 mm eksen kaçıklığı senaryosu ile dikey yöndeki 9 mm eksen kaçıklığı senaryosu sonuçlarının yapı olarak birbirine benzediği görülmektedir. Eksen kaçıklığının artmasıyla genliklerde bir miktar düşüş gözlenmiştir. Aslında bu beklenen bir durum değildir ve teorik çalışmada elde edilen sonuçlar gibi eksen kaçıklığının artması ile beraber titreşim genliklerinin artması beklenmektedir. Fakat 9 mm eksen kaçıklığı deneyinde böyle bir sonucun çıkmasının nedeni, yüksek eksen kaçıklığı nedeni ile rulman içerisindeki boşluk miktarının kalmaması ve rulman bilyelerinin iyice sıkışması sonucu rulmanın rijitliğinin artmasıdır. Buradan belirli

bir eksen kaçıklığı değerinden sonra rulman titreşimlerinin azaldığı ve bir miktar daha arttırılacak eksen kaçıklığı değeri sonucunda rulmanın kilitleneceği ve çalışmayacağı sonucuna varılabilir. Bununla beraber yine her iki eksende geçerli olmak üzere şaft frekansı ve harmoniklerindeki genlikler görülmemektedir. Bunun nedeni olarak eksen kaçıklığının bu deneydeki gibi yüksek bir değerde olduğu durumlarda şaft hızına bağlı olarak oluşan titreşimlerin sistemdeki sıkışmadan dolayı oluşamamasıdır. Ayrıca yüksek eksen kaçıklığı durumlarında teorik çalışmada bilye katılığı hesaplanmasında faydalanılan eliptik temas durumu da muhtemelen oluşmamaktadır. Bu nedenle teorik olarak elde edilen bulgular ile deneysel bulgular yüksek eksen kaçıklığı koşullarında tam manası ile uyum göstermemektedir ve eksen kaçıklığı nedeni ile oluşan sıkılık durumu sistemi teorik olarak simüle edilen yapıdan farklı karakteristikte davranmaya zorlamıştır.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada açısal temaslı rulmanlarla yataklanmış bir rulman şaft sistemi incelenmiştir. 7206 tipinde iki adet açısal temaslı rulman bir şaftın iki ucuna yüz yüze bakacak şekilde takılmıştır. Çalışma iki kısım olarak ilerletilmiştir. Birinci kısımda sistem matematiksel olarak modellenmiş, ikici kısımda ise teorik sonuçların doğrulanması için deneysel çalışma yapılmıştır.

Teorik kısımda rulmanların dönme yönünde herhangi bir sürtünme olmadığı kabul edilmiş ve bu nedenle x, y, z yönlerinde doğrusal ve ψ ve Φ yönlerinde ise açısal hareketin olduğu varsayılmıştır. Böylelikle sistem 5 serbestlik dereceli olarak modellenmiş ve hareket eşitlikleri çıkartılmıştır. Bu hareket eşitlikleri çözülürken Hertz Temas Teorisi'nden faydalanılmıştır. Elde edilen eşitlikler doğrusal olmayan eşitliklerdir. Hareket eşitlikleri çözümü sonucunda şaftın avare tarafının hem x eksenindeki yönündeki hem de y eksenindeki yönündeki yer değiştirmeler çıkartılmıştır. Bu işlemler yapılırken her saniye için 100.000 adet veri analiz edilmiş fakat analizlerde sistemin geçici cevabını içeren verilerin olmaması, sadece sistemin durağan hale geldikten sonraki durumunu analiz edebilmek için son yarım saniyedeki 50.000 adet veri kullanılmıştır.

Bu çalışmanın teorik kısmında toplam on yedi adet senaryo gerçekleştirilmiştir. Bu senaryoların birbirinden farkı bazı durumlarda şafta eş merkezli ve farklı ağırlıklarda ek kütleler bağlanması, bazı durumlarda farklı eksen kaçıklığı değerleri kullanılması ve bazı durumlarda da bunların kombinasyonlarının kullanılmış olmasıdır. Her senaryo gerçekleştirilirken birçok şaft hızı durumuna göre veriler çıkartılmıştır. Oluşturulan bu veriler frekans bölgesinde bazen ayrı ayrı bazen de waterfall diyagramları ile arka arkaya çizdirilmiştir. Farklı hızlardaki frekans spektrumlarını arka arkaya çizdirerek sistemin şaft frekansı, BGF, DBHF, İBHF gibi karakteristik frekanslarının ve bunun yanı sıra doğal frekans gibi sistemin dış etkilerden bağımsız olarak yapısını yansıtan frekans bileşenlerinin kolaylıkla incelenmesi sağlanmıştır. Teorik çalışmanın frekans bölgesi analizlerinde, teorik verilerde herhangi bir gürültü söz konusu olmadığından herhangi bir filtreleme ve zarf analizi gibi yöntemler kullanılmamış bunun yerine klasik FFT yöntemi kullanılmıştır. Elde edilen grafikler yardımı ile sistemin karakteristik frekansları görsel olarak verilmiştir.

Teorik çalışmada, MATLAB ortamında geliştirilen program ile farklı sürelerde, farklı şaft hızlarında, farklı eksen kaçıklığı durumlarında, farklı ön yükleme değerlerinde, farklı bilye adetlerinde analiz yapılabilmektedir. Bu çalışmada kullanılan senaryolar seçilirken bu parametrelerin farklı kombinasyonları kullanılmıştır. Teorik olarak bilye sayısının, şaft hızının, eksen kaçıklığının titreşimlere olan etkisi incelenmiştir.

Deneysel çalışmada ise teorik çalışmada gerçekleştirilen koşullara benzer koşulları oluşturabilecek bir deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu deney düzeneği ile yukarıda anlatılan, farklı şaft hızları, farklı ön yükleme durumları, farklı eksen kaçıklıkları durumları gibi senaryolar deneysel olarak gerçekleştirilebilmektedir. Deneysel çalışmada da teorik çalışmada olduğu gibi on yedi adet senaryo belirlenmiş ve bu senaryolar çerçevesinde test işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu senaryolar oluşturulurken yukarıda anılan hususlar ya tek tek ya da beraber olarak değiştirilmiş ve deneyler icra edilmiştir. Deneylerde, deney düzeneğinin avare tarafındaki yatağa, dikey yönde (x) ve yatay yönde (y) olmak üzere 2 adet ivme ölçer bağlanmıştır. Bu ivme ölçerlerin örnekleme frekansı 25.600 Hz'tir. Her deney safhasında sistem 5 saniye çalıştırılmış dolayısı ile her safhada 128.000 adet veri toplanmıştır. Elde edilen veriler öncelikle gereksiz verilerden arındırılmak için bant geçirgen filtreye tabi tutulmuş daha sonra verilerin zarfı alınmış ve zarfı alınmış verilerin FFT'u yapılmıştır. Bu yöntem ile rulmanların karakteristik frekansları gibi periyodik olarak tekrar eden frekanslar spektrumda daha belirgin hale getirilmiştir ve analizler bu veriler ile yapılmıştır.

8.1. Teorik Çalışma Yorumları

Teorik çalışmada sistemde çok fazla bir rijitlik oluşmaması ve karakteristik frekansların daha net görülebilmesi için ön yükleme miktarı 10 N değerinde sabit tutulmuştur. Ön yükleme miktarı çok arttırılırsa sistem çok katı bir hal aldığından ve ön yükleme miktarı çok düşük olursa sistem stabil hale gelmediğinden karakteristik frekanslardaki genlikler spektrumda çok düzgün çıkmamaktadır.

Teorik çalışmada 10 N ön yükleme ile herhangi bir eksen kaçıklığı ve şafta bağlanan ek kütle olmaması durumunda BGF'nda ve sistemin doğal frekanslarında genlikler görülmektedir. Bu durum önceki bölümlerde ve literatürde bahsedilen, hatasız bir rulman hatasız olarak montaj edilse bile bilyelerdeki yükleme durumunun şaft dönme hareketi ile değişmesinden

dolayı bir titreşim üretir ve genlikler BGF'sında oluşur bilgisini teyit eder niteliklidir. Bununla beraber özellikle x ekseni yönünde doğal frekanslar görülmüştür. Doğal frekanslar yükleme durumundan ve dolayısı ile rulman temas açısından etkilenirler ve bu durum teorik çalışmada gözlenmiştir.

Hatasız üretilmiş ve hatasız olarak montajı yapılmış bir şaft rulman sisteminde şafta ek eş merkezli kütle bağlanmasıyla sistemin karakteristiği değişmiş ve artık farklı frekans değerlerinde doğal frekanslar görülmeye başlanmıştır. Şafta farklı miktarlarda kütleler bağlanarak deneyler tekrarlanmıştır. Her seferde doğal frekansların değerlerinin değiştiği gözlenmiştir. Şaft ağırlığının artması ile elde edilen doğal frekans değerleri literatürde olduğu gibi eski değerlerden daha düşük frekanslardadır. Ayrıca şafta ek kütle bağlanmasıyla BGF'nda görülen genliklerin yanı sıra BGF harmoniklerinde de genlikler görülmeye başlanmıştır. Bunun nedeni ise artan şaft ağırlığı ile beraber bilyelerdeki ezilme miktarının artması ve bunun sonucu olarak sistemin doğrusal olmama durumunun artmasıdır. Dikkat çeken bir diğer konu ise şafta eş merkezli ek kütle bağlanması ile genlik değerlerindeki düşmedir. Bunun nedeni şaft ağırlığı ile bilyelerdeki ezilmenin artması ve bunun sonucu olarak sistemin katılığının artmasıdır.

Teorik çalışmanın eksen kaçıklığı olmayan senaryolarında, aynı şaft hızlarında x ekseni yönündeki genlikler genel itibari ile y ekseni yönündeki genliklerden büyüktür. Bu durum ile deneysel çalışmada da karşılaşılmıştır. Bunun nedeni şaft ağırlığının yer çekimi yönünde olması ve x ekseni yönündeki titreşimlere daha çok katkıda bulunup bu yöndeki genlikleri arttırmasıdır.

Teorik çalışmada yapılan bir başka senaryo da şaftı yataklayan rulmanlara 1 mm eksen kaçıklığı verilmesidir. Bu senaryolar hem ek kütlesiz olarak hem de ek kütleli olarak yapılmıştır. Sonuç olarak literatürde de bahsedilen şekilde frekans spektrumlarında sadece şaft frekansında genlikler oluşmuştur. BGF'ndaki genlikler artık görülmemektedir. Şafta takılan ek ağırlığın spektrumda büyük bir değişikliğe neden olmadığı gözlemlenmiştir. Dolayısı ile eksen kaçıklığı durumlarında eksen kaçıklığının titreşimlere etkisi, rulmanların taşıdığı ağırlığın artmasının titreşimlere etkisinden daha baskındır denilebilir.

Teorik çalışmada ayrıyeten 3 mm, 5,5 mm ve 9 mm eksen kaçıklığı senaryoları da çalışılmıştır. Tüm eksen kaçıklığı senaryolarında sadece şaft frekansında genlikler

görülmektedir. BGF ve harmonikleri gibi karakteristik frekanslar eksen kaçıklığı senaryolarında görünmemektedir. Teorik çalışmada rulmanda herhangi bir hatanın oluşmadığı da varsayıldığından sonuçlarda İBHF ve DBHF bileşenleri de bulunmamaktadır. Eksen kaçıklığı miktarı arttıkça şaft frekanslarında görünen genlik değerleri artmıştır. Bununla beraber 1 mm, 3 mm, 5,5 mm eksen kaçıklıklarında y ekseni yönünde şaft frekansında görünen genlikler x ekseni yönündeki genliklerden oldukça büyüktür. Bunun nedeni eksen kaçıklığının x ekseni yönünde verilmesi ve dolayısı ile x ekseni yönündeki titreşimlere etki eden bilyelerin daha fazla sıkışması buna karşın y ekseni yönündeki titreşimlere etki eden bilyeler ile bileziklerin temasında hala biraz boşluk olmasıdır. Fakat 9 mm eksen kaçıklığı senaryosunda x ekseni yönünde ve y ekseni yönünde şaft frekansında oluşan genlikler neredeyse birbirine eşit çıkmıştır. Bunun nedeni olarak eksen kaçıklığı neticesinde rulmanın hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde iyice sıkışması ve hareket kabiliyetinin kısıtlanmasıdır.

Teorik çalışmadaki eksen kaçıklığı senaryolarında hiçbir frekans spektrumunda doğal frekans bileşenine rastlanmamıştır. Bunun nedeni eksen kaçıklığı neticesinde bilyelerdeki sıkışmanın yapının katılığını arttırması ve doğal frekansların analiz edilen bölgenin dışında olan daha yüksek frekans değerlerine kaymasıdır.

Analizler yapılırken sistemin sönüm etkisine çok dikkat edilmesi gerekir. Seçilen sönüm değeri analiz edilen sisteme uygun olmalıdır. Gereğinden büyük seçilen sönüm değerlerinde sistem hiç titreşim hareketi yapamadan hareket sönümlenecek, gereğinden düşük seçilen durumlarda ise elde edilen frekans spektrumu gerçeği yansıtmayacak ve normalde olmaması gereken yan batlar ve harmonikler spektrumda görülecektir.

Teorik çalışmanın daha sonraki senaryolarında, bilye sayısının değişikliğinin ve daha yüksek şaft hızlarına çıkılmasının titreşimlere etkisi incelenmiştir. Bilye sayısının sırası ile 5 adet, 8 adet ve orijinal 7206 açısal temaslı rulmanda olduğu gibi 13 adet olacak şekilde senaryolar çalışılmıştır. Bilye sayısının azaltılması sistemin toplam katılığını azaltmıştır. 5 mm eksen kaçıklığı senaryosu 3 tip bilye sayısı koşulu için değerlendirildiğinde; rulmanların 5 adet bilyeden oluşması durumunda x ekseni ve y ekseni yönlerinde hem şaft frekansında hem şaft frekansının 2 katında hem de şaft frekansının 4 katında genlikler görülmüştür. Bunun nedeni bilye sayısının azalması ile beraber sistemin katılığının azalması sonucu mevcut bilyelerdeki ezilme miktarının artması ve sonuç olarak sistemin lineer olmama durumunun artmasıdır.

Bilye sayısı 5 adetten 8 adete çıktığında bilyelerdeki ezilme miktarı azalmış ve genlikler artık sadece şaft frekansında görülmeye başlanmış ve harmoniklerde görülen genlikler yok olmuştur. Aynı durum 13 adet bilyeden oluşan rulman için de geçerlidir. Bununla beraber 5 adet bilye, 8 adet bilye ve 13 adet bilyeden oluşan rulmanların şaft frekansındaki genlik değerleri neredeyse birbirleri ile aynı çıkmıştır. Bunun nedeni eksen kaçıklığının rulmanı iyice sıkıştırması ve hareket kabiliyetini sınırlamasıdır.

Bilye sayısının titreşimlere etkisini tam olarak analiz edebilmek için rulmandaki sıkışıklık miktarını azaltmak gerektiği ortaya çıkmıştır. Bu nedenle 5 adet, 8 adet ve 13 adet bilye sayısı koşullarında eksen kaçıklığı bu sefer 0,5 mm olacak şekilde çalışma yapılmıştır. Bu çalışma neticesinde 5 adet bilyeden oluşan rulman koşulu için x ekseni yönünde şaft frekansında, şaft frekansının 2 katında ve şaft frekansının 4 katında genlikler görülmüştür. Fakat y ekseni yönünde sadece şaft frekansında genlikler söz konusudur. x ekseni yönündeki titreşimlerde şaft frekansı harmoniklerinin görülüp y ekseni yönünde görülmemesinin sebebi eksen kaçıklığının x ekseni yönünde olması nedeniyle x ekseni yönündeki titreşimlere etki eden bilyelerin sıkışması fakat y ekseni yönündeki bilyelerin doğrusal olmama durumunu etkileyecek kadar sıkışmamasıdır. Şaft frekansında görülen genliklerde y eksenindeki genlikler x eksenindeki genliklere göre daha büyük çıkmıştır. Rulmanlardaki bilye sayısı 8 adete çıkartıldığında, x ekseni yönünde şaft frekansında ve şaft frekansının 2 katında genlikler görülmüştür. 5 bilyeli rulmandaki durumun aksine şaftın 4 katı frekansta herhangi bir genlik oluşmamıştır. Bunun nedeni bilye sayısının artması ile bilye başına düşen yükün azalması dolayısı ile bilyelerin daha az ezilmesidir. y ekseninde ise bir önceki durumda olduğu gibi sadece şaft frekansında genlikler oluşmuştur. 13 adet bilyeli rulman koşulunda, rulmanlar 0,5 mm eksen kaçıklığında analiz edildiğinde, 5 mm eksen kaçıklığı durumunda ortaya çıkan sonucun aksine x ekseni yönünde şaft frekansında ve şaft frekansının 2 katında genlikler görülmüştür. Bunun nedeni, 5 mm eksen kaçıklığındaki sıkışma miktarının şaft frekansı haricinde başka bir frekansta genlik oluşmasına mâni olması şeklinde açıklanabilir. y ekseni yönünde ise diğer senaryolarda olduğu gibi sadece şaft frekansında genlikler oluşmuştur.

Daha sonra eksen kaçıklığı miktarı biraz daha arttırılmış ve 10 mm'ye çıkartılmıştır. 5 adet bilyeden oluşan rulman senaryosunda hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde, şaft frekansında, şaft frekansının 2 katında hem de şaft frekansının 4 katında genlikler oluşmuştur. y ekseninde şaft frekansının harmoniklerinde genlik oluşması ilk defa

karşılaşılan bir durumdur. Bunun nedeni 10 mm gibi yüksek eksen kaçıklığı durumunun artık y ekseni yönündeki bilyeleri de sıkıştırması ile açıklanabilir. Bilye sayısı 8 adete çıkartıldığında x ve y eksenleri yönünde sadece şaft frekansında genliklerin oluştuğu görülmektedir. Bunun nedeni bilye sayısının artmasının sistem katılığını arttırmasıdır. Rulmanlardaki bilye sayısı 13 adete çıkartıldığında x ekseni yönünde şaft frekansında ve miktarı çok düşük olmak üzere şaft frekansının 3 katında genlikler görülmektedir. y ekseni yönünde ise sadece şaft frekansında genlikler söz konusudur. Netice olarak, bilye sayısının artması rulman katılığını arttırmış ayrıca rulmanların montajındaki eksen kaçıklığı rulmanların sıkılığını arttırmış ve bu artış neticesinde de şaft frekansı harmoniklerindeki genlikler küçülmüş ve kaybolmuştur.

8.2. Deneysel Çalışma Yorumları

Deneysel çalışmada on yedi adet senaryo gerçekleştirilmiştir. Bu senaryolar seçilirken rulmanlara verilen ön yükleme, şaft hızları, eksen kaçıklığı miktarları, şafta takılan ek kütle miktarları belirli öngörüler çerçevesinde değiştirilmiştir.

İlk olarak eksen kaçıklığı verilmemiş, şafta ek kütle takılmamış bir rulman şaft sistemi farklı ön yükleme değerlerinde ve farklı şaft hızlarında test edilmiştir. 150 N'luk bir ön yükleme sonrası x ekseni yönünde BGF ve harmonikleri ile yan bantlarında, şaft frekansı ve harmoniklerinde genlikler görülmüştür. y ekseni yönünde aynı şekilde şaft frekansı ve harmoniklerinde, BGF ve harmonikleri ile yan bantlarında genlikler görülmüştür. Eksen kaçıklığı olmayan bir rulman şaft sisteminde BGF ve harmoniklerinde genlik görülmesi durumu teorik veriler ve literatür ile uyuşmaktadır. Fakat şaft frekansı ve harmoniklerinde genlik görülmesinin nedeni deney düzeneğinin imalatından kaynaklanan bazı dengesizliklerden ve sistemin mekanik yapısındaki ve montajındaki bazı kusurlardan kaynaklanmaktadır. Rulmanlara verilen ön yükleme miktarı 200 N'a çıkartıldığında hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde yine BGF ve harmonikleri ile yan bantlarında ve şaft frekansı ve harmoniklerinde genlikler görülmektedir. Fakat bunun yanı sıra İBHF ve bazı yan bantlarında da genlikler bulunmaktadır. Bunun nedeni deney düzeneğinin devreye alınması sırasında çok fazla eksen kaçıklığı durumunun denenmesi ve muhtemelen bu denemeler sırasında rulman bileziklerinde kusurların oluşmaya başlamasıdır. Ön yükleme miktarı 500 N'a çıkartıldığında, tekrar BGF ve harmonikleri ile yan bantlarında, şaft hızı ve harmoniklerinde ve İBHF'nın yan bantlarında genlikler görülmektedir. Bu durum y ekseni

yönündeki frekans spektrumlarında da görülmektedir. Fakat y ekseni yönündeki genlikler daha düşük seviyededir. Bu durum ile teorik çalışmada da karşılaşılmış ve neden olarak şaft ağırlığının x ekseni yönündeki genliklerin miktarına daha çok etki etmesi olarak açıklanmıştır. Deneysel çalışmanın ilk 3 senaryosunda ön yükleme miktarı sırası ile 150 N, 200 N ve 500 N'a çıkartılmış ve bu artış neticesinde spektrumların birbirine çok benzediği sadece karakteristik frekansların daha görünür hale geldiği saptanmıştır.

Şafta 5,6 kg'lık bir eş merkezli ek kütle bağlanması sonucunda 150 N'luk ön yükleme senaryosu tekrarlandığında şaft ağırlığı ile beraber bilyelerdeki ezilme miktarı arttığından doğrusal olmama durumu artmış ve İBHF ve yan bantları ile BGF ve yan bantlarındaki genlikler daha belirgin hale gelmiştir. 5,6 kg'lık eş merkezli şaft ağırlığı bağlıyken, ön yükleme miktarı 200 N'a çıkartıldığında ek kütlesiz durumdaki spektrumlara göre karakteristik frekanslar görünür hale gelmiş ve şaft frekansı harmoniklerinin sayısı bir miktar azalmıştır. Bunun nedeni ön yükleme miktarının artması ile bilyelerdeki ezilme miktarlarının birbirlerine yaklaşması ve azalması sonucu doğrusal olmama durumunun azalmasıdır. 500 N ön yükleme durumunda ise diğer durumlara benzer sonuçlar oluşmuştur. Ek kütlesiz durumdaki 500 N ön yükleme senaryosuna göre karakteristik frekanslar ve yan bantlarının genlikleri artmıştır. Bununla beraber artan şaft hızı ile genlikler artmıştır. 5,6 kg eş merkezli ek kütle bağlandıktan sonra ön yükleme miktarlarının değiştirilmesi sonucu karakteristik frekanslardaki genlik değerlerinde büyük bir değişim olmamıştır.

Daha sonra rulman şaft sistemine 1 mm eksenel kaçıklık verilmiş ve veri toplama işlemine devam edilmiştir. 100 N'luk ön yükleme sonrası x ekseni yönündeki spektrumlar incelendiğinde yüksek frekanslarda ve düşük şaft hızlarında genlikler görülmeye başlanmıştır. y ekseni yönünde ise genliklerde bir artış söz konusudur. Spektrumlarda detaylı bir inceleme yapılacak olursa eksen kaçıklığı ile beraber x ekseni yönünde İBHF ve yan bantlarının artık görünür hale geldiği dikkat çekmektedir. Hatta yüksek şaft hızlarında DBHF'nın bazı yan bantları da görünür hale gelmiştir. y ekseni yönündeki spektrumlar incelendiğinde eksen kaçıklığının İBHF ve yan bantlarını görünür hale getirdiği belirlenmektedir. Dolayısıyla ölçüm alınan rulmanın iç bileziği ve dış bileziği bozulmaya başlamıştır sonucuna varılabilir. Bununla birlikte eksen kaçıklığı senaryosunda BGF ve yan bantlarında herhangi bir genlik yoktur bu değerlerde görülen genlikler artık dış bilezikte oluşan kusurdan kaynaklanmaktadır ve DBHF olarak adlandırılacaktır. Eksen kaçıklığı ile beraber genliklerde de dikkate değer bir artış meydana gelmiştir.

1 mm eksen kaçıklığı senaryosunda ön yükleme miktarı 200 N'a çıkartıldığında genel spektrumlarda kayda değer bir farklılık göze çarpmamaktadır. Bununla beraber bu senaryo eksen kaçıklığı verilmemiş ve 200 N'luk bir ön yüklemeye tabi tutulmuş senaryo ile kıyaslandığında karakteristik frekanslardaki genliklerin bir miktar arttığı görülmektedir. Ayrıca hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde artık DBHF ve yan bantları daha görünür hale gelmiştir. 1 mm eksen kaçıklığı senaryosunda ön yükleme miktarının spektrumlara etkisine bakılacak olursa özellikle y ekseni yönünde düşük şaft hızlarında İBHF ve yan bantları görünmeye başlamış fakat yüksek şaft hızlarında bu hata frekansları hala çok net görülememektedir. Bunun nedeni şaft hızının artmasıyla santrifüj kuvvetinin artması ve bu kuvvet sonucunda iç bilezikteki bilye bilezik temasının azalmasını sağlamasıdır. Bu azalma neticesinde bilyeler iç bilezikteki kusurlu bölgeye tam manası ile temas edememekte ve yüksek şaft hızlarında İBHF ve yan bantları çok net görülememektedir.

1 mm eksen kaçıklığı senaryosunda ön yükleme miktarı 500 N'a çıkartıldığında ön yükleme miktarının artmasıyla genel spektrumlarda çok büyük bir değişiklik oluşmamıştır. Spektrumlar detaylı incelendiğinde ise daha önceki ön yükleme şartlarındaki gibi DBHF ve yan bantları ile İBHF ve yan bantlarındaki genlikler yaklaşık aynı değerlerde görünmektedir.

Daha sonraki senaryoda frekans spektrumlarında İBHF ve yan bantlarındaki genlikler ile DBHF ve yan bantlarındaki genlikler ile çok sık karşılaşıldığından deney düzeneğindeki rulmanların bozulduğu değerlendirilmiş ve yenilenmiştir. Daha sonra eksen kaçıklığı durumunun olmadığı bir senaryo çalışılmıştır. Beklendiği şekilde sadece BGF ve harmonikleri ile yan banlarında genlikler ile karşılaşılmıştır. Bu deneyde toplanan verilerde topraklama döngüsünden kaynaklı genlikler söz konusu olmuştur. Bu genlikler 50 Hz ve katlarındadır ve şehir şebekesi frekansını yansıtmaktadır. Bu nedenle 3000 d/d'daki şaft frekansı şehir şebekesi frekansı ile çakıştığından bu hızdaki frekans spektrumunda sadece BGF ve yan bantları değerlendirilmiş fakat şaft frekansı ile şehir şebekesi elektrik frekansı aynı değer olduğundan şaft frekansı ile ilgili bir yorum yapılmamıştır. Fakat 1800 d/d hızdaki spektrum incelendiğinde spektrumda oluşan genliklerin teorik çalışma ile uyumlu olarak sadece BGF ve yan bantlarında oluştuğu gözlemlenmiştir. Daha önceki senaryolarda görülen İBHF ve yan bantları artık görülmemektedir. Bu da daha önceki senaryoda rulmanların deney sırasında yapısal bozukluğa uğradığı sonucunu vermektedir.

Daha sonra 1 mm eksen kaçıklığı verilmiş rulman şaft sisteminde şafta 5,6 kg ağırlığında eş merkezli yük takılmış ve yükleme durumunda eksen kaçıklığı kombinasyonu incelenmiştir. Şafta bağlanan ek 5,6 kg'lık eş merkezli kütle ile, özellikle x ekseni yönündeki genliklerde ciddi bir artış olduğu bununla beraber y ekseni yönünde de genliklerin arttığı fakat artışın x ekseni yönündeki artış kadar olmadığı söylenebilir. Bunun nedeni eksen kaçıklığı durumunun ve şafta bağlanan ek ağırlığın y ekseni yönündeki titreşimlerden ziyade x ekseni yönündeki titreşimlere etki etmesidir. x ekseni yönünde yüksek frekanslarda ve yüksek şaft hızlarında yüksek genlikler oluştuğu gözlenmektedir. Bunun nedeni bu titreşimlerin oluşmasına neden olan kuvvetlerden biri olan santrifüj kuvvetinin hızın karesi ile ve kütle ile doğru orantılı olarak artmasıdır. Şafta ek kütle bağlanmasıyla şaft frekansının görünür harmoniklerinin sayısı artmıştır. Bunun nedeni şaft ağırlığının artması ile beraber lineer olmama durumunun artmasıdır. Ön yükleme miktarı 200 N değerine çıkartıldığında x ekseni yönünde önemli bir değişiklik olmamıştır fakat yüksek şaft hızlarında İBHF'nın görünür yan bantlarının sayısı artmıştır. y ekseni yönünde ise eksenel yükleme miktarının artması ile bilye ile bilezikler arasındaki temasın artmasından dolayı İBHF ve DBHF'nın görünür yan bantlarının sayısı artmıştır. Bununla beraber özellikle düşük şaft hızlarındaki genlikler önemli ölçüde artmıştır. Ön yükleme miktarı 500 N'a çıkartılıp deney tekrarlanmıştır. Bu eksenel yükleme koşulunda hem x ekseni yönündeki hem de y ekseni yönündeki genlikler ciddi bir şekilde düşmüştür. Bunun nedeni bu seviyedeki bir ön yüklemenin sistemin rijitliğini oldukça arttırmasıdır.

Deneysel çalışmaya eksen kaçıklığı miktarı arttırılarak devam edilmiştir. Eksen kaçıklığı 3 mm ve ön yükleme miktarı 200 N olarak ayarlandığında eksen kaçıklığı miktarının x ekseni yönünde 1 mm'den 3 mm'ye çıkartılmasıyla beraber x eksenine ait frekans spektrumlarında DBHF ve yan bantları ile İBHF ile yan bantlarının iyice görünür hale geldiği görülmektedir. Bu hata frekanslarının genlikleri 10 kat civarında artmıştır. Bu deney çalışmasında hem İBHF ve bazı yan bantları hem de DBHF ve yan bantları rahatlıkla görülmektedir. 3 mm eksen kaçıklığı senaryosu ile şafta 5,6 kg lık ek kütle bağlanmış ve eksen kaçıklığı miktarının 1 mm olduğu senaryo karşılaştırıldığında 3 mm eksen kaçıklığı senaryosundaki karakteristik frekans genliklerinin diğer senaryodakilere göre yaklaşık 5 kat büyük olduğu görülmüştür. Buradan eksen kaçıklığı durumunda oluşan titreşimlerin, rulmanların taşıdığı fazla yükün oluşturduğu titreşimlerden daha baskın olduğu sonucuna varılabilir. Eksen kaçıklığı miktarı 5,5 mm ve ön yükleme miktarı 200 N olacak şekilde deney tekrarlandığında artan eksen kaçıklığı ile beraber DBHF ve yan bantları ile İBHF ile yan bantlarının iyice görünür hale

geldiği ve hata frekanslarının genliklerinin 3 mm eksen kaçıklığı durumuna göre yaklaşık 1,5 kat arttığı görülmektedir. Ayrıca eksen kaçıklığının artmasıyla, eksen kaçıklığı durumlarında beklendiği şekilde şaft frekansı ve bazı harmoniklerinde genlikler görülmektedir hata frekanslarının görünürlüğünün ve genliklerinin daha da arttığı görülmüştür fakat şaft frekansının görünür harmoniklerinin sayısı azalmıştır. Eksen kaçıklığı 9 mm değerine çıktığında spektrumlar 5,5 mm eksen kaçıklığı değerine benzemiştir. Fakat bu senaryoda en dikkat çekici kısım genliklerin eksen kaçıklığının artmasıyla bir miktar azalmasıdır. Aslında bu beklenen bir durum değildir ve teorik çalışmada elde edilen sonuçlar gibi eksen kaçıklığının artması ile beraber titreşim genliklerinin artması beklenmektedir. Fakat 9 mm eksen kaçıklığı deneyinde böyle bir sonucun çıkmasının nedeni, yüksek eksen kaçıklığı nedeni ile rulman içerisindeki boşluk miktarının kalmaması ve rulman bilyelerinin iyice sıkışması sonucu rulmanın rijitliğinin artmasıdır. Buradan belirli bir eksen kaçıklığı değerinden sonra rulman titreşimlerinin azaldığı ve bir miktar daha arttırılacak eksen kaçıklığı değeri sonucunda rulmanın kilitleneceği ve çalışmayacağı sonucuna varılabilir. Bununla beraber yine her iki eksende geçerli olmak üzere şaft frekansı ve harmoniklerindeki genliklerin görülmemektedir. Bunun nedeni olarak eksen kaçıklığının bu deneydeki gibi yüksek bir değerde olduğu durumlarda şaft hızına bağlı olarak titreşimlerin sistemdeki sıkışmadan dolayı oluşamamasıdır. Bu sonuç ta teorik olarak elde edilen bulgular ile tam manası ile uyum göstermemektedir. 9 mm eksen kaçıklığında hem x ekseni yönünde hem de y ekseni yönünde İBHF ve DBHF ve yan bantları görülebilmektedir. Bunun nedeni kademeli olarak yapılan eksen kaçırma denemelerinin neticesi olarak rulmanın iç bileziğinde ve dış bileziğinde kusurların oluşmasıdır. Fakat bilye dönme frekansı ve yan bantlarında ve kafes frekansı ve harmoniklerinde herhangi bir genlik görülmediğinden, bilyelerde ve kafeste henüz bir kusurun oluşmadığı sonucuna varılabilir.

Deneysel olarak yapılan çalışma neticesinde eksen kaçıklığı durumunun rulman titreşimlerine etkisinin çok fazla olduğu, şafta bağlanan ağırlığın orta seviyede titreşimlere katkısının olduğu son olarak da eksenel yükleme miktarının titreşimlere katkısının diğer faktörlere göre daha az olduğu söylenebilir.

Deneysel çatışmada bilye frekansı ve yan bantlarında ayrıca kafes frekansı ile yan bantlarında ve harmoniklerinde herhangi bir genlik değeri gözlenmemiştir. Bu nedenle deneysel çalışmada bilyelerin kafeslerin herhangi bir tahribata uğramadığı söylenebilir.

Bununla beraber deney çalışması sonucunda çıkartılan bazı genel kanaatler aşağıdadır.

- Dikey eksenden ziyade yatay eksenin titreşim çalışmaları açısından daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Bunun nedeninin rulmanların taşıdığı ağırlığın yer çekimi yönünde dikey olması, bunun da titreşimlere sirayet etmesi ile spektrumların y eksenine göre daha farklı çıkmasına neden olmasıdır.
- Eksen kaçıklığı nedeni ile oluşan hata frekansı ve yan bantları yüksek hızlarda daha belirgin hale gelmektedir.
- Eksen kaçıklığı belirli bir değere kadar karakteristik frekansların genliklerini arttırır fakat eksen kaçıklığının belirli bir değerinden sonra rulmanların sıkışmasından dolayı rijitliğin artması neticesinde karakteristik frekans genlikleri azalmaktadır.
- Genel itibari ile ön yükleme miktarının artması sistemin rijitliğini arttırmaktadır ve bunun neticesi olarak karakteristik frekanslardaki genlikler bir miktar azalmaktadır. Fakat bu azalış çok dikkate değer bir seviyede değildir.
- Ön yükleme miktarının artması ile bilyeler ile bileziklerin temaslarının artmasından dolayı DBHF ve İBHF ve bunların yan bantları daha görünür hale gelmektedir.
- Genel manada ön yükleme miktarının artmasıyla sistemin katılığının artmasından dolayı düşük şaft hızlarında spektrumda görünen şaft frekansı ve harmoniklerinin sayısı azalmıştır.
- Ön yükleme miktarının artmasıyla, bilyeler ile bilezikler arasındaki temasın artmasından dolayı düşük şaft hızlarında spektrumda görünen karakteristik frekans genlikleri artmasa bile daha görünür hale gelmektedir.
- Eksen kaçıklığı senaryolarında DBHF ve yan bantlarının yüksek şaft hızlarında görünür hale geldiği fakat düşük şaft hızlarında ise daha az göründüğü tespit edilmiştir. Bunun nedeni yüksek şaft hızlarında oluşan yüksek santrifüj kuvvetinin bilyeler ile dış bileziğin temasını arttırmasıdır.
- Eksen kaçıklığı durumlarında oluşan titreşimler sistemin taşıdığı yük ile orantılı olarak artmaktadır. Rulmanların taşıdığı yük eksen kaçıklığı durumlarında çok kritik bir hal almaktadır.
- Eksen kaçıklığı miktarının artması ile genel olarak şaft frekansının görünür harmoniklerinin sayısında bir azalma olmaktadır. Bunun nedeni eksen kaçıklığı neticesinde sistemin sıkılığının artmasıdır. Çünkü şaft frekansı yan bantlarında genliklerin

oluşmasının nedeni sistemdeki gevşekliklerdir. Bunun yanında eksen kaçıklığı arttıkça hata frekansları ve yan bantları daha görünür hale gelmektedir.

- Genel olarak her senaryoda şaft hızının artmasıyla genlikler atmaktadır. Bunun nedeni deney düzeneğindeki dengesizliklerdir ve dengesizlik nedeni ile oluşan santrifüj kuvveti şaft hızının karesi ile orantılı olarak artar.
- Rulmanların taşıdığı yükün artmasıyla hata frekansları ve yan batlarının görünürlüğü artmaktadır. Bunun nedeni rulmanların taşıdığı yükün artmasıyla bilyelerdeki ezilme miktarının artması ve bunun neticesi olarak doğrusal olmama durumunun artmasıdır.
- Deneysel çalışmalarda topraklama döngüsünden kaynaklanan elektriksel gürültüler ortaya çıkabilir. Gürültüler neticesinde spektrumlarda şehir elektrik şebekesi frekansı ve katlarında genlikler görülecektir ve bu genliklerin titreşim sonucu oluşmadığına dikkat edilmelidir.

8.3. Deneysel ve Teorik Çalışmanın Karşılaştırılması

Teorik çalışmada şayet sistemde bir eksen kaçıklığı tanımlanmamışsa sadece BGF'nda genlikler oluşmaktadır ve bu durum hatasız olan bir rulman hatasız olarak montaj edilse dahi BGF'nda titreşim üretir durumuna uymaktadır. Aynı durum deneysel çalışmada da görülmüştür. Fakat deney düzeneğinde olan bazı dengesizliklerden dolayı frekans spektrumlarında şaft frekansı ve harmoniklerinde de genlikler oluşmuştur.

Hem teorik çalışmada hem de deneysel çalışmada eksen kaçıklığının söz konusu olmadığı durumlarda genel olarak x ekeni yönündeki genlikler aynı çalışma koşulu için y ekseni yönündeki genliklerden büyüktür. Bunun nedeni şaft ağırlığının x ekseni yönündeki titreşimlere daha fazla katkıda bulunmasıdır. Ayrıca teorik çalışma ve deneysel çalışmada ön yükleme miktarının artmasıyla yapının katılığının artmasından dolayı genliklerde bir düşüş gözlenmiştir. Fakat eksen kaçıklığının söz konusu olduğu durumlarda y ekseni yönündeki karakteristik frekans genlikleri x ekseni yönündeki karakteristik frekans genliklerinden büyüktür. Bunun nedeni ise eksen kaçıklığının x ekseni yönünde verilmesi ve x ekseni yönündeki titreşimlere etki eden bilyelerin y eksenindeki titreşimlere etki eden bilyelerden daha fazla sıkışması ve bu yönde daha az boşluk kalmasıdır.

Şafta eş merkezli olarak ek kütle bağlandığında teorik çalışmada BGF ve harmoniklerinde genlikler görülmektedir bu durum ile deneysel çalışmada da karşılaşılmıştır. Deneysel

çalışmada ayrıca şaft frekansı ve harmoniklerinde ve İBHF ve bazı yan bantlarında da genlikler görülmektedir. İBHF ve yan bantlarında genlikler görülmesinin nedeni, kullanılan rulmanların deneyler sırasında yavaş yavaş bozulmaya başlamasıdır.

Teorik çalışmada ilk 1000 Hz içerisinde sistemin birkaç tane doğal frekansı görülmesine rağmen deneysel çalışmada ilk 1000 Hz içerisinde herhangi bir doğal frekansa rastlanmamıştır. Bunun nedeni, sistemin aslında teorik çalışmada tanımlanan ve formülüze edilen sistemden çok karışık olması, teorik sistemde sadece rulman ve şaftın dikkate alınması fakat gerçekte deney düzeneğinin şase, kauçuk takoz gibi daha farklı unsurlar ihtiva etmesi ve deney düzeneğinin doğal frekansların incelen frekans aralığının çok uzağındaki frekanslarda oluşmasıdır.

Teorik çalışmanın eksen kaçıklığı senaryolarında sadece şaft frekansında genlikler görülmüş fakat deneysel çalışmada hem şaft frekansı ve harmonikleri hem de hata frekansları ve yan bantlarında genlikler görülmüştür. Bunun sebebi deneysel çalışmada deney sırasında rulmanlardaki muhtemel bozulma ve neticesinde oluşan titreşimlerdir.

Şafta eş merkezli ek kütle takılması senaryosu sonucunda oluşan teorik sonuçlar deneysel sonuçlar ile genel anlamda uyuşsa da hata frekansları ve yan bantlarında bazı farklılıklar gözlenmiştir. Bunun nedeni teorik çalışmanın rulmanı hatasız olarak kabul etmesi fakat buna karşın gerçekte deney süresince rulmanda bazı hataların oluşmasıdır.

Teorik çalışmada ön yükleme miktarı belirli bir değerin üzerine çıkartılmamıştır bunun nedeni, ön yükleme miktarının artması ile beraber rulmanın katılığının artması ve spektrumlarda karakteristik frekansların görülmemesidir. Fakat deneysel çalışmada ön yüklemenin etkisini de inceleyebilmek için rulmana 100 N ile 500 N arasında ön yükleme verilmiştir.

Eksen kaçıklığı miktarının arttırılmasıyla hem teorik çalışmada hem de deneysel çalışmada karakteristik frekans genlikleri artmıştır. Fakat 9 mm gibi yüksek eksen kaçıklığı değerlerinde gerçek sistem teorik sistemden farklı davranmış ve titreşim genlikleri bir miktar düşmüş ve şaft frekansı ve harmoniklerinde genlikler görülmemiştir. Yüksek eksen kaçıklığı etkisi ile sistem teorik yapıdakinden daha farklı bir karakteristikte davranmıştır.

Yüksek eksen kaçıklığı değerlerinde rulman geometrisinin bozulmasından ötürü, deneysel çalışmada karakteristik frekans değerlerinde ufak tefek sapmalar ile karşılaşılmıştır. Bunun nedeni eksen kaçıklığı ile beraber bilyelerin gerçekte, teorik durum ile karşılaştırıldığında rulman bileziklerinin geometrik olarak farklı bölgelerine temas etmesidir.

Deneysel çalışmada rulmanlara verilen ön yükleme miktarının arttırılması genliklerde çok önemli bir değişim yapmamıştır.

8.4. Sonra Yapılacak Çalışmalar İçin Öneriler

- Bu çalışmada bilyeler kütlesiz doğrusal olmayan yaylar olarak modellenmiştir. Daha sonraki çalışmalarda bilye kütleleri teorik modelde kullanılarak daha doğru sonuçlar elde edilebilir.
- Bu çalışmada bilye ve bilezikler arasındaki sürtünme etkileri dikkate alınmamıştır. Bu etkiler de dikkate alınıp sistem 6 serbestlik dereceli olarak modellenip gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edilebilir.
- Bu çalışmada deney düzeneği imalatındaki bazı kusurlardan kaynaklı olan ve teorik çalışmalar ile bazı noktalarda uyuşmayan sonuçlar oluşmuştur. Bu nedenle bundan sonraki çalışmalarda şayet bir deney düzeneği yapılacak ise çok daha hassas olarak imal edilmelidir.
- Deney düzeneğinde kullanılan kardan şaftın oluşturduğu gürültüler de spektrumlarda muhtemelen yer almaktadır. Bu nedenle şaftı tahrik edecek mekanizmanın mümkün olduğu kadar titreşim üretmeyecek bir yapıda olması (kayış-kasnak vb.) gelecekteki çalışmaların daha doğru sonuçlar vermesini sağlayacaktır.
- Deneyler sırasında ivme ölçerlerden veri alınırken elektriksel topraklamaya çok dikkat edilmelidir. Topraklama döngüsünden kaynaklanan elektriksel gürültüler istenmeyen verilerin veri setine girmesine neden olacaktır.
- Rulman şaft sitemlerinde titreşim oluşma mekanizmasına birkaç adet parametrenin kombinasyonunun etkisini analiz edebilmek için Monte Carlo Simülasyonu gibi yöntemler kullanılabilir.
- Bu çalışmada frekans bölgesi analiz teknikleri kullanılmıştır. Daha sonraki çalışmalarda zaman-frekans bölgesi analiz yöntemleri kullanılarak yapıdaki değişimin zamana göre analizi de gerçekleştirilebilir.

- Yeni yapılacak çalışmalarda, rulman üzerinde ölçüsü ve yeri bilinen bir hata üretilip deney düzeneğinde bu hatanın veya hataların titreşimlere etkisi analiz edilebilir.
- Bu tezde şafta eş merkezli ek kütle bağlanması senaryoları da gerçekleştirilmiştir. Daha sonraki çalışmalarda eksantrik ağırlık etkileri de incelenebilir.
- Rulmanın bağlandığı yatakların işleme hatalarından kaynaklanan ve dış bileziğin daireselliğini bozan hataların titreşimlere etkisini analiz edebilecek çalışmalar yapılabilir.
- Rulman yatağının dönük olarak işlenmesi sonucu oluşacak titreşimleri analiz eden çalışmalar yapılabilir.
- Rulmanda yağlama mekanizmasının titreşimlere etkisini araştırabilmek için deney düzeneğine bir otomatik yağlama sistemi entegre edilebilir.
- Yapılan çalışmada özellikle rulman yuvarlanma yolu eğriliklerini ölçmek çok zor olmuştur. Bu nedenle buna benzer bir çalışma yapılacaksa bu değerlerin bir rulman firmasıyla ortaklaşa belirlenmesi daha doğru sonuçlar elde edilmesini sağlayacaktır.
- Rulman boşluk değerlerinin çalışma sırasında titreşimlere etkisi ısıl genleşme, yağlama miktarı gibi hususlar da dikkate alınarak araştırılabilir.
- Eksenel kaçıklık, ön yükleme miktarı, şaft hızı gibi parametrelerin rulman ömrüne etkisi araştırılabilir ve titreşim analizi yöntemleri de kullanılarak ampirik bir yaklaşım geliştirebilmek üzerine bir çalışma yapılabilir.
- Bu çalışmada genel olarak şaft hızına bağlı olarak frekans spektrumları arka arkaya waterfall diyagramlarıyla gösterilmiştir. Böylelikle doğal frekanslar, şaft frekansı ve harmonikleri, hata frekansları ve yan bantları kolaylıkla belirlenebilmiştir. Bundan sonraki çalışmalarda da bu grafiklerin kullanılması analizlerin doğru yapılmasına yardımcı olacaktır.

KAYNAKLAR

1. İnternet: From character to personality. (2019, Dec). *Bearing Type*, Web: https://www.nsk.com/products/ballbearing/angularcontact/index.html: 07 Aralık 2019'da alınmıştır.

2. Babu, C. K., Tandon, N. and Pandey, R. K. (2012). Vibration modeling of a rigid rotor supported on the lubricated angular contact ball bearings considering six degrees of freedom and waviness on balls and races. *Journal of Vibration and Acoustics*, 134(1), 1-12.

3. Karaçay, T. (2006). *Açısal temaslı rulmanlarla yataklanmış şaftların dinamiği ve rulman hatalarının deneysel analizi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 28-49, 55-65.

4. Igarashı, T. and Kato, J. (1985). Studies on vibration and sound of defective rolling bearings: third report, vibration of ball bearing with multiple defects. *Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers*, 28(237), 492-499.

5. Hemmings, R. C. and Smith, J. D. (1976, September). *Information from bearing vibration*. In Conference on Vibration in Rotating Machinery, University of Cambridge, London, 117-121.

6. Bently, D. E. (1982). Monitoring rolling element bearings. *Bently Nevada Corporation ORBIT*, *3*(3), 17-22.

7. McFadden, P. D. and Smith, J. D. (1984). Vibration monitoring of rolling element bearings by the high-frequency resonance technique-a review. *Tribology International*, 17(1), 3-10.

8. Bendat, J. S. and Piersol, A. G. (2011). *Random data: analysis and measurement procedures*. New Jersey: John Wiley & Sons, 729.

9. Barthel, K. (1978, February). *The shock pulse method for determining the condition of anti-friction bearings.* In Proceedings of the Machinery Vibration Monitoring Analysis Seminar, Sponsored by the Vibration Institute, Marlborough.

10. de Azevedo, H. D. M., Araújo, A. M. and Bouchonneau, N. (2016). A review of wind turbine bearing condition monitoring: State of the art and challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56, 368-379.

11. Tallian, T. E. and Gustafsson, O. G. (1965). Progress in rolling bearing vibration research and control. *American Ssociety of Lubrication Engineers Transactions*, 8(3), 195-207.

12. Tandon, N. and Nakra, B. C. (1992). Comparison of vibration and acoustic measurement techniques for the condition monitoring of rolling element bearings. *Tribology International*, 25(3), 205-212.

13. Smith, J. D. (1982). Vibration monitoring of bearings at low speeds. *Tribology International*, 15(3), 139-144.

14. Miyachi, T. and Seki, K. (1986, September). *An investigation of the early detection of defects in ball bearings using vibration monitoring, practical limit of detectability and growth speed of defects.* In Proceedings of the international Conference of Rotordynamics, Tokyo, 403-408.

15. Smith, J. D. (1982). Vibration monitoring of bearings at low speeds. *Tribology International*, 15(3), 139-144.

16. Butler, D. E. (1973). The shock-pulse method for the detection of damaged rolling bearings. *Non-Destructive Testing*, 6(2), 92-95.

17. Khanam, S., Tandon, N. and Dutt, J. K. (2014). Fault size estimation in the outer race of ball bearing using discrete wavelet transform of the vibration signal. *Procedia Technology*, 14, 12-19.

18. Prashad, H. (1987). The effect of cage and roller slip on the measured defect frequency response of rolling-element bearings. *American Society of Lubrication Engineers Transactions*, 30(3), 360-367.

19. Mitchell, L. D. (1986). Signal Processing and the FFT Analyzer, *The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis*, 1(1), 24-36.

20. Aktürk, N. (1999). The Effect of Waviness on Vibrations Associated with Ball Bearings, American Society of Mechanical Engineers, *Journal of Tribology*, 121, 667-677.

21. Wardle, F. P. (1988). Vibration forces produced by waviness of the rolling surfaces of thrust loaded ball bearings Part 1: Theory. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 202(5), 305-312.

22. Wardle, F. P. (1988). Vibration forces produced by waviness of the rolling surfaces of thrust loaded ball bearings Part 2**:** Experimental validation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, J. Mechanical Engineering Science. 202*(5), 313–319.

23. Tandon, N. and Choudhury, A. (2000). A theoretical model to predict the vibration response of rolling bearings in a rotor bearing system to distributed defects under radial load. *Journal of Tribology*, 122(3), 609-615.

24. Choudhury, A. and Tandon, N. (1998). A theoretical model to predict vibration response of rolling bearings to distributed defects under radial load. *Journal of Vibration and Acoustics*, 120(1), 214-220.

25. Arslan, H., Orhan, S. ve Aktürk, N. (2003). Bilyeli rulman hasarlarının neden olduğu titreşimlerin modellenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 18(4), 125-143.

26. Dyer, D. and Stewart, R. M. (1978). Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis. *Journal of Mechanical Design*, 100(2), 229-235.

27. Collacott, R. A. and Neale, M. J. (1975). Mechanical fault diagnosis and condition monitoring, 1977. *Chapman and Hall, London. Scott, D., Wear*, 34, 15-22.

28. Walford, T. L. H. and Stone, B. J. (1980). The measurement of the radial stiffness of rolling element bearings under oscillating conditions. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 22(4), 175-181.

29. Alfredson, R. J. and Mathew, J. (1985). Time domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings. *National Aeronautics and Space Administration cientific and Technical Information / Recon Technical Report A*, 86, 102-107.

30. Ocak, H. and Loparo, K. A. (2004). Estimation of the running speed and bearing defect frequencies of an induction motor from vibration data. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 18(3), 515-533.

31. Li, Y., Zhang, C., Kurfess, T. R., Danyluk, S. and Liang, S. Y. (2000). Diagnostics and prognostics of a single surface defect on roller bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 214(9), 1173-1185.

32. Kim, P. Y. (1984). *A review of rolling element bearing health monitoring. III-Preliminary test results on eddy current proximity transducer technique.* In International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, 3 rd, Heslington, England, 119-125.

33. Choudhury, A. and Tandon, N. (2000). Application of acoustic emission technique for the detection of defects in rolling element bearings. *Tribology international*, 33(1), 39-45.

34. Karadoğan, H. and Belek, T. (1988). *Endüstriyel vantilatörlerde uyarıcı dinamik bakım.* 3. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, 94-105.

35. Kunaç, B. (1996). *Makina performansının titreşim analizi metodları yardımıyla belirlenmesi ve rulmanlarda titreşim analizi ile hasar tespiti.* Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 32-48.

36. Karakurt, M. C. (1989). *An Investigation into Rolling Element Bearing Diagnostics via Digital Signal Processing*, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-10.

37. Kadushin, D. (1991). *Roller element bearing fault analysis using envelope detection during an experimental case study.* In Proceeding of 3rd International Machinery Monitoring and Diagnostics Conference, COMADEM (Vol. 91), Las Vegas, 132-141.

38. Al Kazaz, Sa'ad A. S. and Singh, G. K. (2003). Experimental Investigations on Induction Machine Condition Monitoring and Fault Diagnosis Using Digital Signal Processing Techniques, *Electric Power System Research*, 65, 197-221.

39. Ericsson, S., Grip, N., Johansson, E., Persson, L. E., Sjöberg, R. and Strömberg, J. (2005). Towards automatic detection of local bearing defects in rotating machines, *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 (3), 509-535.

40. Aktürk, N. and Uneeb, M. (1997). Application of vibration monitoring to rotating machinery. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 10(3), 419–433.

41. Al-Najjar, B. (2000). Accuracy, effectiveness and improvement of vibration-based maintenance in paper mills: case studies. *Journal of Sound and Vibration*, 229(2), 389-410.

42. Orhan, S., Aktürk, N. and Celik, V. (2006). Vibration monitoring for defect diagnosis of rolling element bearings as a predictive maintenance tool: Comprehensive case studies. *Nondestructive Testing and Evaluation International*, 39(4), 293-298.

43. Aktürk, N. (1993). *Rigid Shaft Supported by Angular Contact Ball Bearings.* PhD. Thesis, Imperial College of Science, Technology and Medicine, University of London, London.

44. Özdemir, A. (2018). *Bilyeli rulmanların yuvarlanma direnci karakteristiklerinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 17-38,

45. White, M. F. (1984). Simulation and analysis of machinery fault signals. *Journal of Sound and Vibration*, 93(1), 95-116.

46. Rush, A. A. (1979). Kurtosis-Crystal Ball For Maintenance Engineers. *Iron and Steel International*, 52(1), 23.

47. McFadden, P. D. and Toozhy, M. M. (2000). Application of synchronous averaging to vibration monitoring of rolling element bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 14(6), 891-906.

48. Bogard, F., Debray, K. and Guo, Y. Q. (2002). Determination of sensor positions for predictive maintenance of revolving machines. *International Journal of Solids and Structures*, 39(12), 3159-3173.

49. Prabhu, R. (1996). *Rolling bearing diagnostics.* In Proceedings of The Indo-US Symposium On Emerging Rends in Vibration and Noise Engineering, New Delhi, 311-320.

50. Devendiran, S. and Manivannan, K. (2016). Vibration based condition monitoring and fault diagnosis technologies for bearing and gear components-a review. *International Journal of Applied Engineering Research*, 11(6), 3966-3975.

51. Ericsson, S., Grip, N., Johansson, E., Persson, L. E., Sjöberg, R. and Strömberg, J. O. (2005). Towards automatic detection of local bearing defects in rotating machines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(3), 509-535.

52. Aliustaoğlu, C., Ertunç, H. M. and Ocak, H. (2008). *Arıza gözlemlemeye yönelik rulman hata tespit algoritmalarının karşılaştırmalı analizi.* Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, İstanbul.

53. Arslan, H. (2003). Bilyeli Rulman Elemanlarındaki Fiziksel Kusurların Titreşim Analizi Metodu Kullanılarak Tespiti. *Teknoloji*, 6, 103-112.

54. Orhan, S. (2002). *Rulmanlarla yataklanmış dinamik sistemlerin titreşim analizi ile kestirimci bakımı*. Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kırıkkale, 16(50), 97-98.

55. Aliustaoğlu, C., Ocak, H. ve Ertunç, H. M. (2007). *Rulman Titreşim analizi ile bölgesel hataların incelenmesi.* Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı'07 Bildiriler Kitabı, 451-456

56. Kıral, Z. and Karagülle, H. (2005). *Rulmanlı yatak geometrilerinde bölgesel hata adedinin titreşim sinyalleri üzerindeki etkisinin zaman ve frekans ortamlarında incelenmesi.* 12. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Erciyes Üniversitesi, Kayseri.

57. Yhland, E. M. (1967, September). Paper 29*: Waviness measurement-an instrument for quality control in rolling bearing industry*. In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings (Vol. 182, No. 11), London, England, 438-445.

58. Tse, P. W., Peng, Y. A. and Yam, R. (2001). Wavelet analysis and envelope detection for rolling element bearing fault diagnosis-their effectiveness and flexibilities. *Journal of Vibration and Acoustics*, 123(3), 303-310.

59. Valens, C. (1999). A really friendly guide to wavelets. *ed. Clemens Valens*, 4-17.

60. Bayram, S., Kaplan, K., Kuncan, M. and Ertunç, H. M. (2014). *Rulman hatalarının dalgacık dönüşümü yöntemi kullanarak elde edilen katsayılara etkisi.* Sinyal İşleme Ve İletişim Uygulamaları Kurultayı, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, 1-4.

61. Fidan, H. (2006). *Dalgacık dönüşümü tekniği ile motor arıza tespiti.* Yüksek Lisans Tezi Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 8-48.

62. Ayaz, E. ve Şeker, S. (2010). İleri işaret işleme yöntemleri ile elektrik motorlarında rulman arıza tanısı. *İstanbul Teknik Üniversitesi Dergisi/d*, 1(1), 1-12.

63. Mendel, E., Rauber, T. W., Varejão, F. M. and Batista, R. J. (2009, August). *Rolling element bearing fault diagnosis in rotating machines of oil extraction rigs.* In 2009 17th European Signal Processing Conference, Institute of Electrical and Electronics Engineers, Glasgow, 1602-1606.

64. Kaplan, K., Bayram, S., Kuncan, M. and Ertunç, H.M. (2012). *Farklı rulman hatalarından elde edilen titreşim sinyalleri üzerindeki radyal yüklerin etkisi.* Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, Niğde, 784-788.

65. Randall, R. B., Antoni, J. and Chobsaard, S. (2001). The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of bearing faults and other cyclostationary machine signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(5), 945-962.

66. Lacey, S. J. (2008). An overview of bearing vibration analysis. *Maintenance & asset management*, 23(6), 32-42.

67. Leite, V. C., da Silva, J. G. B., Veloso, G. F. C., da Silva, L. E. B., Lambert-Torres, G., Bonaldi, E. L. and de Oliveira, L. E. D. L. (2014). Detection of localized bearing faults in induction machines by spectral kurtosis and envelope analysis of stator current. Institute of Electrical and Electronics Engineers. *Transactions on Industrial Electronics*, 62(3), 1855-1865.

68. Yang, Y., Yu, D. and Cheng, J. (2007). A fault diagnosis approach for roller bearing based on IMF envelope spectrum and SVM. *Measurement*, 40(9-10), 943-950.

69. Crawford, A. R. and Crawford, S. (1992). The simplified handbook of vibration analysis. *V. 1, Introduction to Vibration Analysis Fundamentals. Computational Systems Incorporated*, 62-96.

70. Gibbons, C. B. (1976). *Coupling misalignment forces.* Proceedings of the 5th Turbomachinery Symposium, Gas Turbine Laboratories, Texas A&M University, Texas, 111–116.

71. Arumugam, P., Swarnamani, S. and Prabhu, B. S. (1995). *Effects of coupling misalignment on the vibration characteristics of a two stage turbine rotor*. In American Society of Mechanical Engineers Design Engineering Technical, Boston 84(2), 1049-1054.

72. Arumugam, P., Swarnamani, S. and Prabhu, B. S. (1995). *Effects of coupling misalignment on the vibration characteristics of a two stage turbine rotor*. In American Society of Mechanical Engineers Design Engineering Technical Conferences (Vol. 84, No. 2). Boston, 1049-1054.

73. Kılıç, R., Kazan, R. ve Gökçe, M. (2003). *Eksen kaçıklığının motopomplar üzerinde oluşturduğu titreşimlerin izlenmesi ve titreşim analizi ile tespiti*. Sakarya Üniversitesi Bildiriler Kitabı 1083, Sakarya, 2-6.

74. Dal, A. and Karaçay, T. (2017). Effects of angular misalignment on the performance of rotor-bearing systems supported by externally pressurized air bearing. *Tribology International*, 111, 276-288.

75. DuBois, G. B., Ocvirk, F. W. and Wehe, R. L. (1957). Properties of misaligned journal bearings. *Transaction American Society of Mechanical Engineers*, 79(1205-1), 2.

76. Sekhar, A. A. and Prabhu, B. S. (1995). Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery. *Journal of Sound and vibration*, 185(4), 655-671.

77. Xu, M. and Marangoni, R. D. (1994). Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance, part I: theoretical model and analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 176(5), 663-679.

78. Xu, M. and Marangoni, R. D. (1994). Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance, part II: experimental validation. *Journal of Sound and Vibration*, 176(5), 681-691.

79. Lee, Y. S. and Lee, C. W. (1999). Modelling and vibration analysis of misaligned rotor-ball bearing systems. *Journal of Sound and Vibration*, 224(1), 17-32.

80. Harris, T. A. (1969). The effect of misalignment on the fatigue life of cylindrical roller bearings having crowned rolling members. *Journal of Lubrication Technology*, 91(2), 294-300.

81. Orhan, S., Arslan, H. and Aktürk, N. (2003). Titreşim analiziyle rulman arızalarının belirlenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi* 18(2), 39-48.

82. Andréason, S. (1973). Load distribution in a taper roller bearing arrangement considering misalignment. *Tribology*, 6(3), 84-92.

83. Liu, J. Y. (1971). The effect of misalignment on the life of high speed cylindrical roller bearings. *Journal of Lubrication Technology*, 93(1), 60-68.

84. Yokoyama, K., Tohyama, A. and Suzuki, T. (1996). Evaluation of friction torque of rolling bearing. *Journal of the Japan Society for Precision Engineering,* 62(2), 210–214.

85. Johns, P. M. and Gohar, R. (1981). Roller bearings under radial and eccentric loads. *Tribology International*, 14(3), 131-136.

86. Harris, T. A. (2001). *Rolling Bearing Analysis (4).* New York, John Wiley and Sons, 133-302.

87. Zhang, Y. Y., Wang, X. L. and Yan, X. L. (2012). Dynamic behaviors of the elastohydrodynamic lubricated contact for rolling bearings. *Journal of Tribology*, 135(2), 021501-021501–8.

88. Bal, H. (2018). *Rüzgâr türbinlerinde kullanılan elasto hidrodinamik yağlamalı rulmanların dinamik davranışının incelenmesi.* Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 112-119.

89. Ray, A. G. F. (1980, September). Monitoring rolling contact bearings under adverse conditions. In *2nd International Conference of Vibrations in rotating Machinery, Institution of Mechanical Engineers, Cambridge,* 1-4.

90. Gudonavicius, R., Ziogas, V., Kajackas, A. and Rondomanskas, M. (1988). On diagnostics of bearings by statistical parameters of their high frequency vibrations. *Vibration Engineers*, 2(1), 45-50.

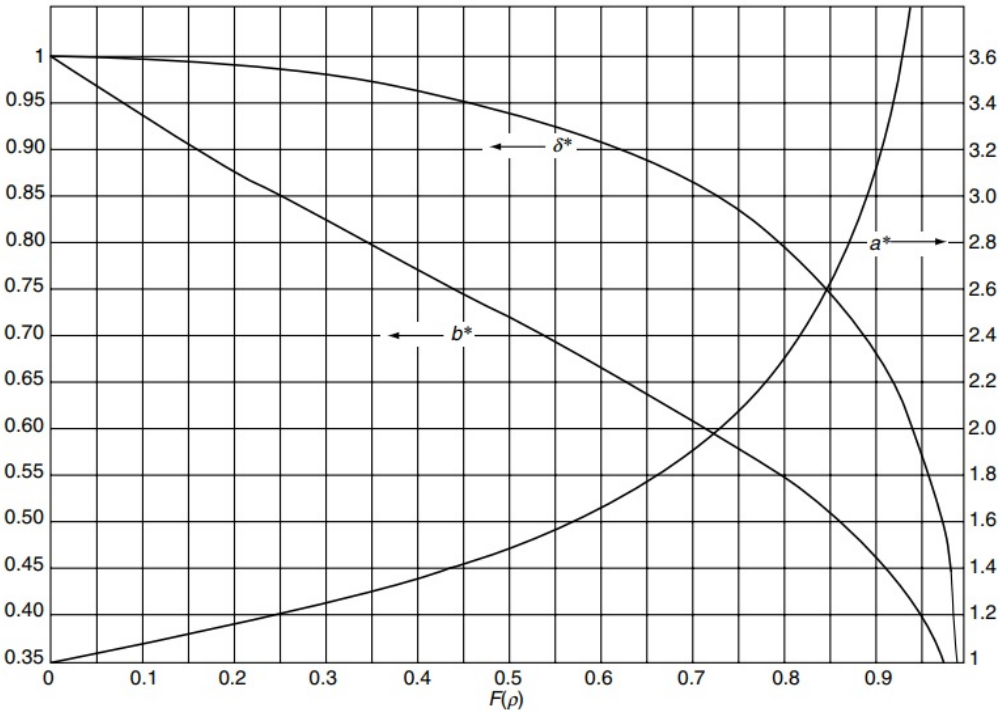
91. Karaçay, T. and Aktürk, N. (2008). Vibrations of a grinding spindle supported by angular contact ball bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 222(1), 61–75.

EKLER

EK-1. Hertz teması parametreleri

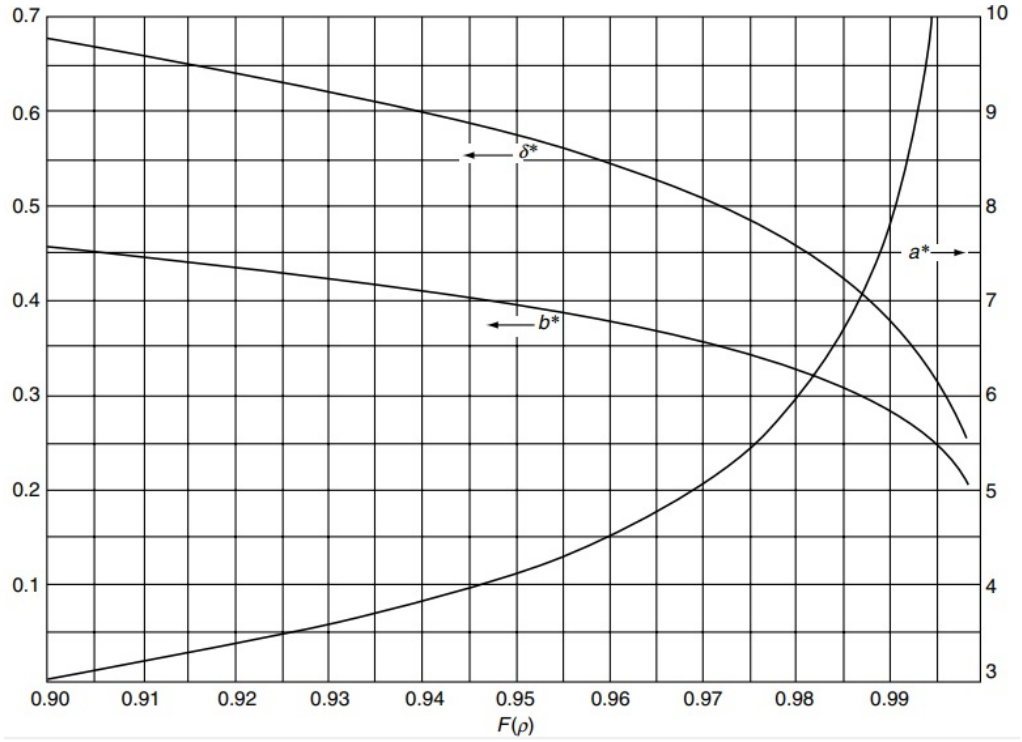
Çizelge EK-1.1. Boyutsuz temas parametreleri [82]

$F(\rho)$	a^*	b^*	δ^*
0	1	1	1
0.1075	1.0760	0.9318	0.9974
0.3204	1.2623	0.8114	0.9761
0.4795	1.4556	0.7278	0.9429
0.5916	1.6440	0.6687	0.9077
0.6716	1.8258	0.6245	0.8733
0.7332	2.011	0.5881	0.8394
0.7948	2.265	0.5480	0.7961
0.83495	2.494	0.5186	0.7602
0.87366	2.800	0.4863	0.7169
0.90999	3.233	0.4499	0.6636
0.93657	3.738	0.4166	0.6112
0.95738	4.395	0.3830	0.5551
0.97290	5.267	0.3490	0.4960
0.983797	6.448	0.3150	0.4352
0.990902	8.062	0.2814	0.3745
0.995112	10.222	0.2497	0.3176
0.997300	12.789	0.2232	0.2705
0.9981847	14.839	0.2072	0.2427
0.9989156	17.974	0.18822	0.2106
0.9994785	23.55	0.16442	0.17167
0.9998527	37.38	0.13050	0.11995
1	∞	0	0

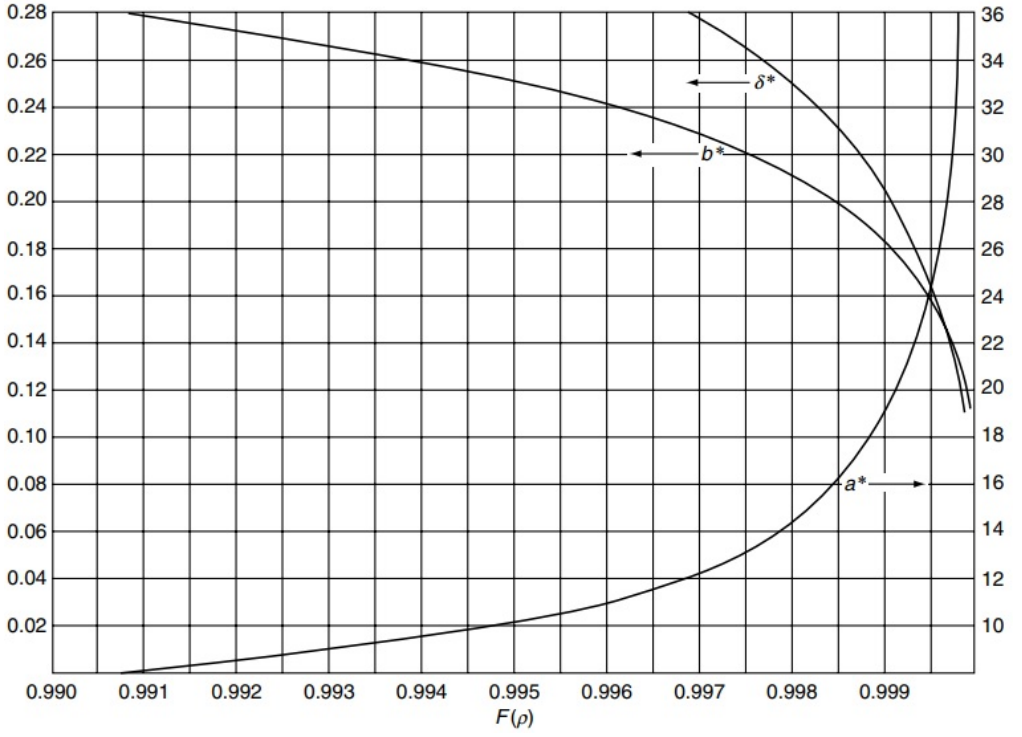


Şekil EK-1.1. F(ρ) değeri 0-0.9 arasındayken a^*, b^* ve δ^* değerleri [82]

EK-1. (devam) Hertz teması parametreleri



Şekil EK-1.2. F(ρ) değeri 0.9-0.99 arasındayken a^*, b^* ve δ^* değerleri [82]



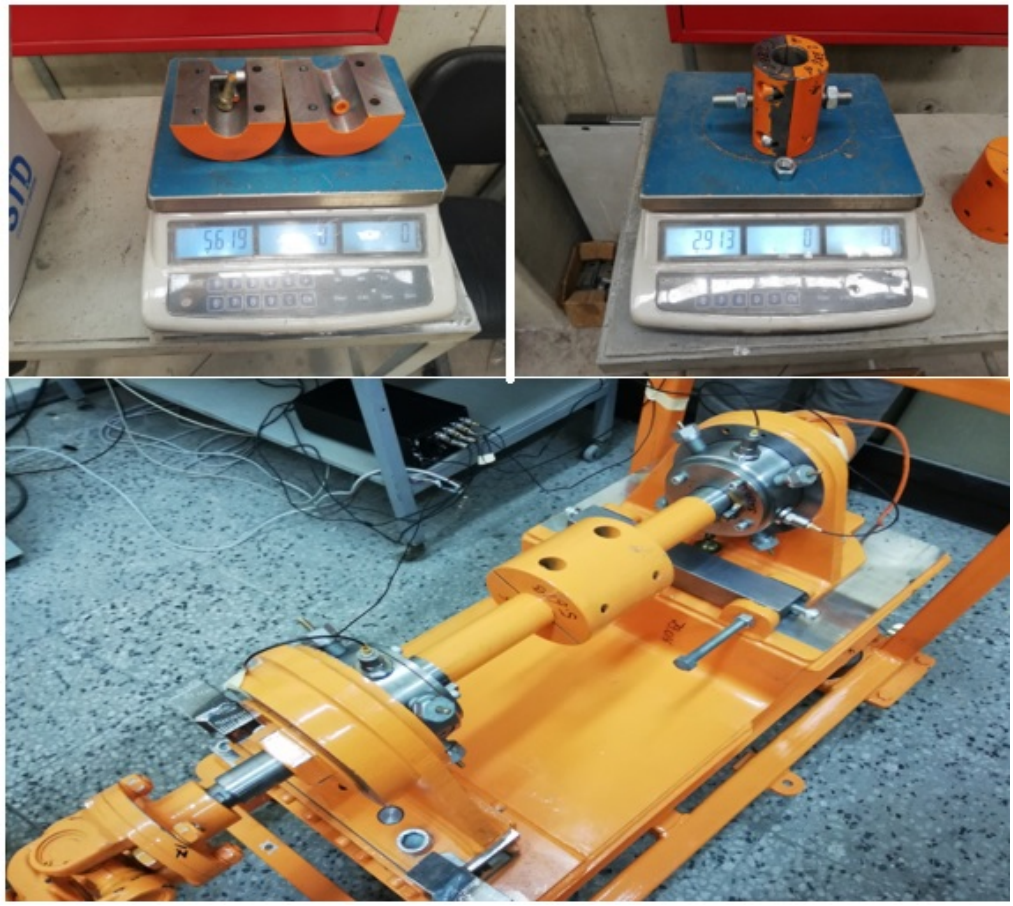
Şekil EK-1.3. F(ρ) değeri 0.99-0.999 arasındayken a^*, b^* ve δ^* değerleri [82]

EK-2. 7206 Açısal temaslı rulman kritik frekans değerleri

Çizelge EK-2.1. Boyutsuz 7206 Açısal temaslı rulmanın bazı şaft hızlarındaki kritik frekans değerleri

Devir	fi (Hz)	fe (Hz)	fc (Hz)	fr (Hz)	fip (Hz)	fep (Hz)	frp (Hz)
d/d	İç Bilezik Frekansı	Dış Bilezik Frekansı	Kafes Frekansı	Bilye Frekansı	İç Bilezik Hata Frekansı	Dış Bilezik Hata Frekansı	Bilye Hata Frekansı
400	6,67	0	2,76	14,4	50,8	35,9	28,8
600	10	0	4,14	21,6	76,2	53,8	43,3
800	13,3	0	5,52	28,8	101,6	71,8	57,7
1000	16,7	0	6,9	36,1	126,9	89,7	72,1
1200	20	0	8,28	43,3	152,3	107,7	86,5
1400	23,3	0	9,66	50,5	177,7	125,6	100,9
1600	26,7	0	11	57,7	203,1	143,5	115,4
1800	30	0	12,4	64,9	228,5	161,5	129,8
2000	33,3	0	13,8	72,1	253,9	179,4	144,2
2200	36,7	0	15,2	79,3	279,3	197,4	158,6
2400	40	0	16,6	86,5	304,7	215,3	173
2600	43,3	0	17,9	93,7	330,1	233,3	187,5
2800	46,7	0	19,3	100,9	355,5	251,2	201,9
3000	50	0	20,7	108,2	380,8	269,2	216,3
500	8,33	0	3,45	18	63,5	44,9	36,1
1000	16,7	0	6,9	36,1	126,9	89,7	72,1
1500	25	0	10,4	54,1	190,4	134,6	108,2
2000	33,3	0	13,8	72,1	253,9	179,4	144,2
2500	41,7	0	17,3	90,1	317,4	224,3	180,3
3000	50	0	20,7	108,2	380,8	269,2	216,3
3500	58,3	0	24,2	126,2	444,3	314	252,4
4000	66,7	0	27,6	144,2	507,8	358,9	288,4
4500	75	0	31,1	162,2	571,3	403,7	324,5
5000	83,3	0	34,5	180,3	634,7	448,6	360,5

EK-3. Deney düzeneğinin bazı fotoğrafları

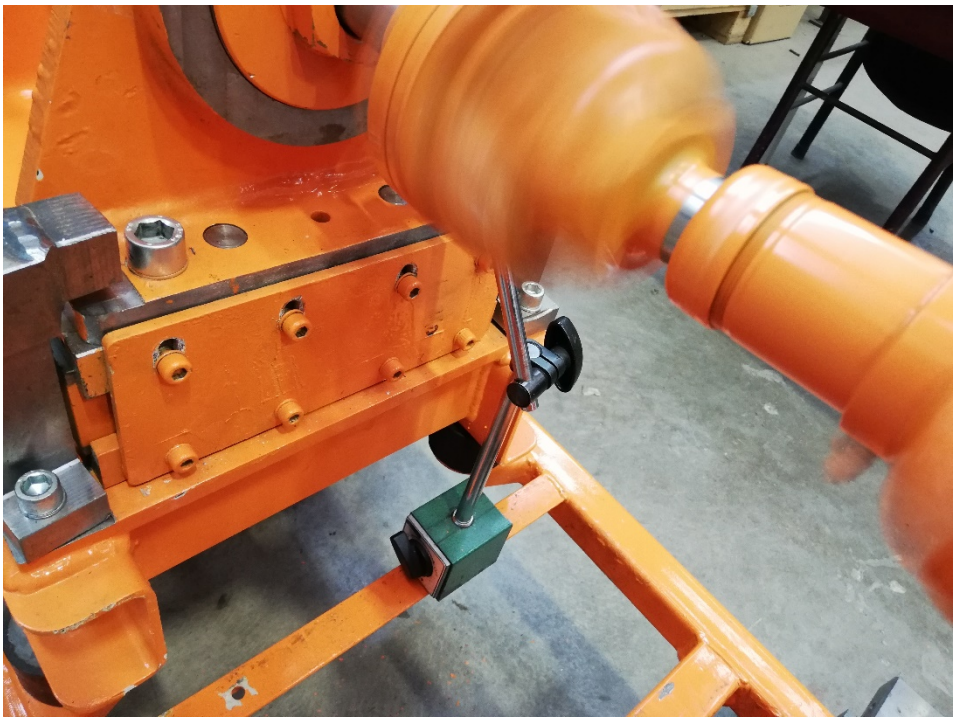


Resim EK-3.1. Deney düzeneğinde kullanılan ek kütleler



Resim EK-3.2. Yatak dönüklüğü koşulunu gerçekleştirebilen tasarım

EK-3. (devam) Deney düzeneğinin bazı fotoğrafları



Resim EK-3.3. Deney düzeneğinde kullanılan kriko

EK-4. Deneysel çalışmada kullanılan ivmeölçer seti

- Veri toplama yazılımı : NI labview
- Veri işleme yazılımı : Matlab
- İvme ölçerler : B&K 4384 ve B&K 4370V
- Veri toplama kartı : NI USB-6210
- Sinyal koşullandırıcısı ve yükselticisi : B&K Nexus

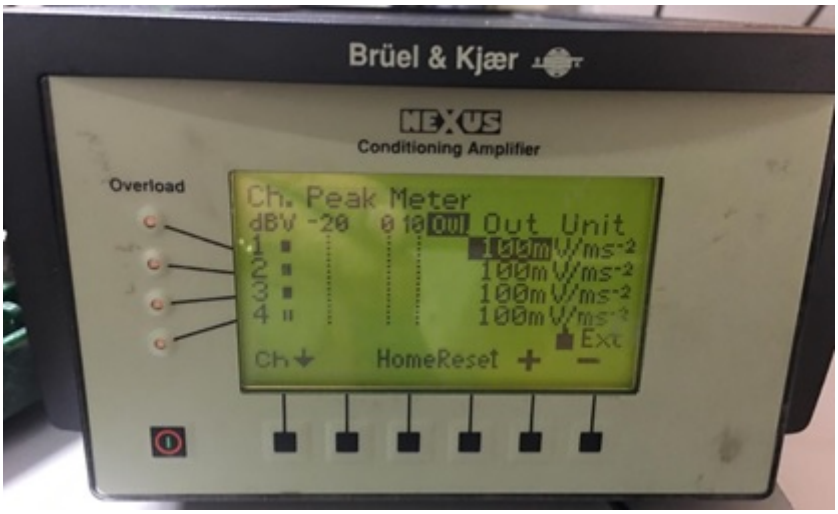


Resim EK-4.1. B&K 4384 ivmeölçer



Resim EK-4.2. B&K 4370V ivmeölçer

EK-4. (devam) Deneysel çalışmada kullanılan ivmeölçer seti



Resim EK-4.3. B&K Nexus sinyal koşullandırıcı ve yükseltici



Resim EK-4.4. NI USB-6210 veri toplama kartı

ÖZGEÇMİŞ



Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ATEŞ, Kerem
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 04.07.1980, Kahramanmaraş
Medeni hali : Evli
Telefon : 0 (312) 478 66 62
Faks : 0 (312) 640 12 79
e-mail : kerem_ates@yahoo.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Doktora	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2005
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2002
Lise	Kahramanmaraş S. Demirel Fen Lisesi	1997

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2017-Halen	MEKA Beton Sant. ve Kırma El. Tes.	Gn. Md. Yrd.
2006-2017	Pi Makine Fabrikası	Fabrika Müdürü
2004-2006	CMI	Garanti Müdürü
2002-2004	Gülermak AŞ.	Atölye Şefi

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Okumak, Seyahat Etmek



GAZİ GELECEKTİR..