

T.C.
MUNZUR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



**HİDROLİK SANTRALLARDE TİTREŞİM ANALİZİ VE TİTREŞİM
ARIZALARI İÇİN ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ**

Osman ÖZDEMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN
Dr. Öğr. Üyesi Gökhan KAHRAMAN

TUNCELİ – 2020

T.C.
MUNZUR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**HİDROLİK SANTRALLARDE TİTREŞİM ANALİZİ VE TİTREŞİM
ARIZALARI İÇİN ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ**

Osman ÖZDEMİR
(18110701107)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN
Dr. Öğr. Üyesi Gökhan KAHRAMAN

TUNCELİ – 2020

T.C.
MUNZUR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

HİDROLİK SANTRALLARDE TİTREŞİM ANALİZİ VE TİTREŞİM
ARIZALARI İÇİN ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ

Osman ÖZDEMİR
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu seminer 08/06/2020 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

İmza:.....

Dr. Öğr. Üyesi
Halit Lütfi YÜCEL
(Fırat Üniversitesi)

BAŞKAN

İmza:.....

Dr. Öğr.Üyesi
Gökhan KAHRAMAN
(Munzur Üniversitesi)

DANIŞMAN

İmza:.....

Dr.Öğr.Üyesi
Yahya
TAŞGIN(Munzur
Üniversitesi)

ÜYE

Bu tez, Enstitümüz Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda hazırlanmıştır.

Prof. Dr. Olcay Kaplan İNCE
Enstitü Müdürü
İmza ve Mühür

NOT: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı “Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu”ndaki hükümlere tabidir.

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Bu tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi ve hiçbir şekilde “intihal içermediğini” beyan ederim. Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

İmza

Osman ÖZDEMİR

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Gökhan KAHRAMAN

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmamın başlangıcından son aşamasına kadar kıymetli bilgi, birikim ve tecrübeleri ile bana yol gösterici olan ve yardımını her an yanımda hissettiğim kıymetli danışman hocam sayın Dr. Öğr. Üyesi Gökhan KAHRAMAN' a tüm kalbimle sonsuz teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Çalışmalarım boyunca her zaman yanımda olan eşim Nilüfer ÖZDEMİR' e oğlum Ahmet Fethi ve kızım Elif Ayça'ya teşekkür ederim.

Ayrıca bu çalışmada Türkiye' de 1974 yılında elektrik üretimamacıyla kurulmuş en büyük santrali olan Keban Hes İşletme Müdürlüğü ailesine, Munzur Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü hocalarından desteğini esirgemeyen Dr. Öğr. Üyesi Yahya Taşgın ve diğer hocalarıma da teşekkür ederim.

Osman ÖZDEMİR
TUNCELİ-2020



İÇİNDEKİLER

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ	I
TEŞEKKÜR.....	II
İÇİNDEKİLER.....	III
ŞEKİLLER LİSTESİ	V
TABLOLAR LİSTESİ	VII
RESİMLER LİSTESİ	VIII
SEMBOLLER LİSTESİ	IX
KISALTALAR LİSTESİ	X
ÖZET	XI
ABSTRACT	XII
1. GİRİŞ.....	1
2. TİTREŞİM KAYNAKLARI	15
2.1. Dönen Ekipmanlarda Titreşim Nedenleri.....	16
2.2. Dönmeyen Ekipmanda Titreşim Nedenleri	16
3. DÖNEN HİDROLİK EKİPMANIN TİTREŞİMİ	18
3.1. Jeneratör.....	18
3.1.1. Mekanik Problemler	18
3.1.2. Aerodinamik Problemler	18
3.2. Hidrolik Türbinler	19
3.2.1.Hidrolik Dengesizlikler	23
3.2.1.1. Kaviteasyon	23
3.2.1.1.1. Kaviteasyon Olayının Zararları	24
3.2.1.1.2. Kaviteasyon Olayı Tahribatının Giderilmesi	25
3.2.1.1.3. Aşırı Kaviteasyon Bölgesinde Çalışma.....	30
3.2.1.2. Aşındırıcı Madde Erezyonu.....	30
3.2.1.3. Girdap (vorteks) Olayı.....	31
3.2.1.3.1. Vorteks Olayının Zararları	32
3.2.1.3.2. Vorteks Olayının Etkilerini Azaltacak Bazı Tedbirler	32
3.2.2. Dinamik Dengesizlik	33
3.2.2.1. Dinamik Dengesizlikte Meydana Gelen Titreşim Arızasının Nedenleri.....	33
3.2.2.2. Francis Türbinlerde Titreşim Analizi Yöntemi İle Dinamik Dengesizliğin Belirlenmesi.....	35
3.2.2.3. Balanssızlıktan Kaynaklanan Dinamik Dengesizliğin Giderilmesi.....	35
3.2.2.4. Yerinde Dengelemenin Avantajları	36
3.2.2.5. Hidrolik Yağlamalı Yataklarda Görülen Arızalar	37
3.2.2.5.1. Yatak Arızaları	37
3.2.2.5.2. Yanlış Yağlama	39
3.2.2.5.3. Dışmerkezlilik (Eksantriklik)	41
3.2.2.5.4. Jeneratör Dengeleme Ayakları	42

3.3. Rotor	45
4. DÖNMEYEN HİDROLİK JENERATÖR EKİPMANIN TİTREŞİMİ	46
4.1. Transformator	46
4.2. Cebri boru	46
4.3. Jeneratör Titreşimi	47
4.3.1. Manyetik Dengesizlikler	47
4.3.2. Senkron Generatörlerde Görülen Manyetik Dengesizlikler	48
4.3.3. Senkron Generatörlerde Manyetik Dengesizliğin Tespit Edilmesi	50
4.3.4. Manyetik Dengesizliğin Giderilmesi İçin İzlenecek Yol	50
5. MEKANİK DENGESİZLİK	54
5.1. Mekanik Titreşimlerin (Vibrasyon) Zararlı Etkileri	54
5.2. Mekanik Titreşim (Vibrasyon) Olayından Kaçınma Çareleri	55
6. TİTREŞİM İZLEME VE ÖLÇÜMLERİ	56
6.1. Çevrimdışı İzleme	59
7. HİDROLİK TÜRBİN İZAFİ ŞAFT TİTREŞİM ÖLÇÜMLERİ İÇİN STANDARTLAR.....	60
7.1. Hidroelektrik Santraller İçin Titreşim Standartları.....	60
7.1.1. Mutlak Yatak Titreşimleri	60
7.1.2. İzafi Şaft Titreşimleri.....	63
7.1.3. İzafi Şaft Titreşimi Ölçümleri için Değerlendirme Bölgeleri.....	65
8. MATERYAL VE METOT	69
8.1. Dengesizlik Probleminin Tespit Edilmesi	69
8.2. Balans Arızanın Giderilmesi	75
8.3. Ünitenin Ölçümlerinin Alınması	79
8.4. Arızanın Matematiksel Modellemesinin Yapılması	85
9. BULGULAR VE TARTIŞMA	90
9.1. Bulgular	90
9.2. Hidrolik Türbin Sensöründen Alınan Değerler İle Oluşturulan Matematiksel Model Sonuçlarının Karşılaştırılması	97
9.3. Tartışma	102
10. SONUÇ VE ÖNERİLER	103
KAYNAKLAR.....	104
ÖZGEÇMİŞ.....	Error! Bookmark not defined.

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Hidroelektrik Santral Çalışma Şeması	15
Şekil 3.1. Francis türbini ve salyangoz.....	19
Şekil 3.2. Kaplan türbini ve salyangoz.....	20
Şekil 3.3. Pelton türbini ve salyangoz	21
Şekil 3.4. Vortex oluşumu.....	31
Şekil 3.5.a-b. Bir düzlemdeki hidrodinamik basınç görünümü (Önden ve yandan görünüş)	39
Şekil 3.6. Kaymalı yatak sürtünmesi eğrileri	41
Şekil 6.1. Online vibrasyon izleme sistemi	56
Şekil 6.2. Türbin-generatör ünitesi titreşim ölçü lokasyonları ve yönleri.....	57
Şekil 7.1. Şemsiye tipi türbin jeneratöre ait ölçüm noktaları gösterimi	62
Şekil 7.2. ISO 7919-5 Uluslararası Standarda göre Çift yer değişimi sensörü ile Peak-Peak (Sp-p) ve Smaxölçümleri	64
Şekil 7.3. ISO 7919-5 Uluslararası Standardında tanımlanSmax ölçümleri için devir hızına göre titreşim değerlendirme bölgeleri tablosu.	66
Şekil 7.4. ISO 7919-5 Uluslararası Standardında tanımlanPeak-Peak ölçümleri için devir hızına göre titreşim değerlendirme bölgeleri tablosu.....	67
Şekil 8.1. ISO 7919-5 Uluslararası Standardında tanımlanPeak-Peak ölçümleri için devir hızına göre titreşim değerlendirme bölgeleri tablosu.....	71
Şekil 8.2. Balans öncesi ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) frekans spektrumu	72
Şekil 8.3. Balans öncesi ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) salınım grafiği	73
Şekil 8.4. Balans öncesi ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombineyatağı izafi şaft titreşimi (y yönlü) salınım grafiği	73
Şekil 8.5. Balans öncesi ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (y yönlü) frekans spektrumu	74
Şekil 8.6. Balans öncesi ünite kısmi yükte çalışırken türbin kılavuz yatağı izafi şaft titreşimleri (x-y) zaman dalga formları (solda) ve kinetik şaft yörüngesi (orbit) grafiği (sağda)	75
Şekil 8.7. ISO 1940-1:2003 (E) Denge kalitesi derecesi G ve servis hızına bağlı olarak izin verilen artıklara özgü dengesizlik tablosu.....	76
Şekil 8.8. ISO 1940 a göre e değer tespit tablosu	78
Şekil 8.9. Yatağa gelen kuvvet ve basınç dağılımı.....	85
Şekil 8.10. Hidrodinamik yağlamalı yatak damper yay kütle modeli	88
Şekil 8.11. Matlab programı ile matematiksel modelleme için blok diyagram	89
Şekil 9.1. Balans çalışması sonrası ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) frekans spektrumu grafiği	91
Şekil 9.2. Balans çalışması sonrası ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) salınım grafiği	92
Şekil 9.3. Balans sonrası ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (y yönlü) salınım grafiği	92
Şekil 9.4. Balans çalışması sonrası ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (y yönlü) frekans spektrumu grafiği	93
Şekil 9.5.a-b. Balans öncesi-sonrası ünite kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimleri (x-y) zaman dalga formları (solda) ve kinetik şaft yörüngesi (orbit) grafiği (sağda).....	93

Şekil 9.6. Balans öncesi ve balans çalışması sonrası ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) frekans spektrumu karşılaştırması	94
Şekil 9.7. Balans öncesi-sonrası ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombineyatağı izafi şaft titreşimi (y yönlü) frekans spektrumu karşılaştırması. 95	
Şekil 9.8. Balans öncesi ve balans çalışma sonrası ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x ve y) yönlü salınım grafiği karşılaştırması	96
Şekil 9.9. Balans öncesi ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatak izafi şaft titreşimi (x yönlü) salınım grafiği ile matematiksel model sonuçlarının (x yönlü) karşılaştırması	97
Şekil 9.10. Balans çalışması sonrası ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) salınım grafiği ile matematiksel model sonuçlarının (x yönlü) karşılaştırması	98
Şekil 9.11. Balans öncesi ve balans sonrası ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) sensör değerlerine göre salınım grafiğisonuçlarının karşılaştırması	98
Şekil 9.12. Balans öncesi ve balans sonrası şaftın yatak içerisindeki hareketinin sensörden alınan değerlere göre polar grafiği	99
Şekil 9.13. Balans öncesi ve balans çalışması sonrası şaftın yatak içerisindeki hareketinin matematiksel modelleme polar grafiği	99
Şekil 9.14. Kartezyen koordinat sisteminde balans öncesi ve balans sonrası şaft hareketi (sensör)	100
Şekil 9.15. Balans öncesi ve balans çalışma sonrası kavitasyon olayı etkisinin değişim grafiği	101

TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. Hidrolik düşüye göre kullanılacak türbin tipleri	23
Tablo 3.2. Türbin tiplerinin özgül hız değerleri.....	23
Tablo 7.1. ISO 10816-5Uluslararası standarda göre 60 dev/dak - 1000 dev/dak çalışma hızlarında dönen makineler için önerilen değerlendirme bölgesi sınır tablosu .	62
Tablo 7.2. 60 dev/dak - 1000 dev/dak Makine grubu generatör kısmı(1 no'lu ölçüm noktası) kalite değerlendirmesi.....	63
Tablo 7.3. 60 dev/dak - 1000 dev/dak Makine grubu diğer kısımlar (2 ve 3 no'lu ölçüm noktaları) kalite değerlendirmesi	63
Tablo 8.1. ISO 1940 Sabit (rijit) bir durumda rotorlar için denge kalitesi derecelendirme tablosu.....	77
Tablo 8.2. Deneme ağırlığı konulmadan önce portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler	79
Tablo 8.3. Deneme ağırlığı ve uyguma yerleri tablosu (1. Adım).....	79
Tablo 8.4. Deneme ağırlığı konulduktan sonra ki portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler (1.adım)	80
Tablo 8.5. Cihazın uygulanmasını istediği ağırlık ve lokasyon yönü (2.adım)	80
Tablo 8.6. Uygulanan ağırlık ve lokasyon yönü (2.adım)	81
Tablo 8.7. Deneme ağırlığı konulduktan sonra ki portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler (2.adım)	81
Tablo 8.8. Cihazın uygulanmasını istediği ağırlık ve lokasyon yönü (3.adım)	81
Tablo 8.9. Uygulanan ağırlık ve lokasyon yönü (3.adım)	82
Tablo 8.10. Deneme ağırlığı konulduktan sonra ki portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler (3.adım)	82
Tablo 8.11. Cihazın uygulanmasını istediği ağırlık ve lokasyon yönü (4.adım)	83
Tablo 8.12. Uygulanan ağırlık ve lokasyon yönü (4.adım)	83
Tablo 8.13. Deneme ağırlığı konulduktan sonra ki portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler (4.adım)	83
Tablo 8.14. Cihazın uygulanmasını istediği ağırlık ve lokasyon yönü (5.adım)	84
Tablo 8.15. Uygulanan ağırlık ve lokasyon yönü (5.adım)	84
Tablo 8.16. Deneme ağırlığı konulduktan sonra ki portatif off line cihazı ile ölçümyapılan değerler (5.adım).....	84
Tablo 9.1. Balans öncesi ve balans sonrası çalışma portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler tablosu.....	90

RESİMLER LİSTESİ

Resim 3.1. Francis türbiningörünümü.....	19
Resim 3.2. Kaplan türbinin görünümü.....	21
Resim 3.3. Pelton türbinin görünümü	22
Resim 3.4. Kavitasyon olayının oluştuğu francis türbin çarkı.....	26
Resim 3.5. Kavitasyon olayının oluştuğu çark kanat kaynak çatlağının boya yöntemi ile tespiti	27
Resim 3.6. Kavitasyon onarmı çalışması sonrası çark yüzeyi	28
Resim 3.7. Kaplama malzemesinin hazırlanması ve çark yüzeyine uygulanması.....	29
Resim 3.8. Kaplama malzemesinin hazırlanması ve çark yüzeyine uygulanması.....	29
Resim 3.9. Kavitasyon tamirâtı çalışması sonrası görünüm	29
Resim 3.10. Vortex oluşumu.....	32
Resim 3.11. Balanssızlık dengeleme ağırlığı	36
Resim 3.12. Hasar görmüş taşıyıcı yatak petleri.....	37
Resim 3.13. Hasar görmüş türbin klavuz yatak önden görünüş.....	38
Resim 3.14. Hasar görmüş türbin klavuz yatak yüzeyi.....	38
Resim 3.15.a. Taşıyıcı yatak	43
Resim 3.15.b. Generatör klavuz yatak	42
Resim 3.15.c. Türbin klavuz ayar civatası	42
Resim 3.15.d. Generatör klavuz yatak ayar civatası.....	42
Resim 3.15.e. Türbin klavuz yatak lokmalarının montaj bloğu.....	43
Resim 3.16.a. Sentil	43
Resim 3.16.b. Hassas su terazisi	44
Resim 4.1.a. Sargı arızası.....	49
Resim 4.1.b. Sargı arızası	48
Resim 4.1.c. Bara izolasyon arızası	49
Resim 4.1.d. Bara izolasyon arızası	48
Resim 4.1.e. Stator sac paketi arızası	48
Resim 4.1.f. Stator sac paketi arızası	49
Resim 4.2.a. Stator sac paketi	49
Resim 4.2.b. Hava aralık sensörü	49
Resim 4.3.a. Rotor fanı	51
Resim 4.3.b. Rotor alt fiberler	50
Resim 4.3.c. Rotor kutubu ve bakım çalışması	50
Resim 4.3.d. Rotor kutubu ve bakım çalışması	51
Resim 4.4. Arızalı sargılar çıkartıldıktan sonraki durum.....	52
Resim 4.5.a. Sargı izolasyon testi	51
Resim 4.5.b. Sargı izolasyon test	52
Resim 4.6.a. Sargı kaynak bağlantıların yapılması.....	52
Resim 4.6.b. Sargı slikenlama yapılması.....	53
Resim 6.1.a. Sensör tipleri	56
Resim 6.1.b. Portatif vibrasyon ölçüm cihazı	57
Resim 6.2.a. Türbin klavuz yatak titreşim sensörü.....	58
Resim 6.2.b. Şaft (devir hızı) sensörü.....	57
Resim 6.2.c. Generatör klavuz yatak sensörü	58
Resim 8.1. Online vibrasyon izleme ekranı	69

SEMBOLLER LİSTESİ

Rpm	: Hidrolik türbin işletme devri (d/d)
Mw	: Mega watt
Fe	: Elektrik akım frekansı
fs	: Şaft dönme frekansı
P	: Manyetik kutupların sayısı
H	: Düşü
Q	: Debi
P	: Basınç
F	: Kuvvet
P_m	: Ortalama yatak yükü
μ	: Sürtünme katsayısı
V	: Sürtünme hızı
Rj	: Yağ vizkozitesi
e	: Özgöl dengesizlik katsayısı
Hz	: Frekans
μm	: Mikrometre
Kd	: Diferansiyel kazanç
D	: Dalgalanma yoğunluğu
H	: Hidrolik düşü
nq,ns	: Özgöl hız
Pm	: Ortalama yatak yükü
M	: Dönen rotor ağırlığı
m_k	: Kalıcı dengesizlik ağırlığı
r	: Dengeleme ağırlığı ile şaft arasındaki yarıçap
Smax	: İzafi şaft titreşimi
W₁	: X₁ Yönünde yatağa gelen kuvvet
W₂	: X₂ Yönünde yatağa gelen kuvvet
W	: Yatağa gelen bileşke kuvvet
θ	: Kuvvet açısı
β	: Bileşke kuvvet açısı
d_y	: Diferansiyel yer değiştirme
b_x	: x yönündeki damper katsayısı
b_y	: y yönündeki damper katsayısı
k_x	: x yönünde yay katsayısı
k_y	: y yönünde yay katsayısı

KISALTMALAR LİSTESİ

ANSYS	: Analysis System
DCS	: Distributed Control System
DFIM	: Çift Beslemeli İndüksiyon Makinesi
DIN	: Alman Standartlar Enstitüsü
FEM	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
FFT	: Fast Fourier Dönüşümü
FSFC	: Tam Boyut Frekans Dönüştürücü
HGE	: Hidrolik Üretim Ekipmanı
HOY	: Hol Yönu
HPP	: Hidrolik Santrallerde Titreşim İzleme Sistemi
HTGS	: Hidro-türbin Yönetim Sistemi
HTGU	: Hidrolik Türbin Jeneratör Ünitesi
ISO	:International Organization for Standardization
MPT	: Sensör Yönu
PLC	: Programmable Logic Controller
PQR	: Procedure qualification record
SCADA	: Supervisory Control And Data Acquisition
SUY	: Su Yönu
VCM	: Titreşim Durum İzleme
WPS	: Welding Procedure specification

ÖZET

Vibrasyon bütün döner makinelerde olduğu gibi hidroelektrik santrallerde de büyük önem arz etmektedir. Normal vibrasyon değerleri dışında çalışan bir makinede arızanın hangi kısımda oluşacağını tahmin etmek çok zordur. Ayrıca oluşan arızalar hidroelektrik santrallerin ünitelerine büyük hasarlar vererek uzun süre enerji üretimini engelleyebilir. Bu nedenle türbin-jeneratör ünitelerinde vibrasyon şiddetini izlemek ve oluşan vibrasyonun kaynağını tespit ederek önlemler almak makine için hayati önem taşımaktadır. Bu çalışmada, hidroelektrik santrallerde vibrasyon oluşumunun nedenleri araştırılmıştır. Vibrasyonun temel olarak üç dengesizlikten meydana geldiği ifade edilmiştir. Bunlar dinamik, hidrolik ve manyetik dengesizliklerdir. Bu dengesizliklerin hidroelektrik santrallere verdiği zararlar incelenmiş ve nasıl önlem alınması gerektiği açıklanmıştır.

Bu tez çalışması kapsamında aktif bir şekilde çalışarak elektrik üretimine devam eden Keban HES' e ait Francis türbinlerinin tasarım dışı kısmi yüklerde çalışması ile oluşabilecek titreşim kaynaklı problemlerin çeşitleri ve bu problemlerin çözüm metotları açıklanmıştır. Keban HES ünitelerinde online izleme sistemi ile tespit edilen dengesizlik arızasının öncesi ve arızayı giderme çalışması sonrası türbine ait çalışma verilerinin iyileşmesinin matematiksel modelleme ile ispat edilerek karşılaştırması yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidroelektrik türbin, Titreşim, Dengesizlik (balanssızlık)

ABSTRACT

Imbalances And Prevention Methods In Hydraulic Power Plants

Vibration is of great importance in hydroelectric power plants as in all rotary machines. It is very difficult to predict which part of the malfunction will occur in a machine operating outside of normal vibration values. In addition, the malfunctions that occur may cause great damage to the units of hydroelectric power plants and prevent energy production for a long time. Therefore, it is vital for the machine to monitor the vibration intensity in the turbine-generator units and to take measures by determining the source of the vibration that occurs. In this study, the causes of vibration formation in hydroelectric power plants were investigated. It has been stated that vibration mainly consists of three imbalances. These are dynamic, hydraulic and magnetic imbalances. The damage caused by these imbalances to the hydroelectric power plants was examined and explained how to take action.

Within the scope of this thesis, the types of vibration-related problems that may occur due to the operation of Francis turbines of Keban HEPP, which continue to produce electricity by working actively at partial loads outside of design, and the solution methods of these problems are explained. Keban HEPP units were compared with mathematical modeling by proving the improvement of the working data of the turbine before and after the failure recovery determined by the online monitoring system.

Keywords: Hydroelectric turbine, Vibration, Unbalance

1. GİRİŞ

Hidroelektrik santraller ülkeler için çok önemli temiz enerji kaynaklarıdır ayrıca doğaya karbon salınımları hemen hemen hiç yoktur. Hidroelektrik santrallerin bu önemi hidroelektrik santralleri ile ilgili bilimsel çalışmaların sayısını gün geçtikçe artırmaktadır. Literatürde hidroelektrik santrallerle ilgili birçok çalışma mevcuttur (Jawahar ve Michael, 2017; Rahi ve Kumar, 2016; Kumar ve Signal, 2015; Kahraman ve Taşgın, 2019; Bozkurt, 2015).

Hidroelektrik santrallerin enterkonnekte sistemin ihtiyacına göre sürekli enerji üretebilmeleri için arızalarının önlenmesi gerekmektedir. Hidroelektrik santrallerinde kavitasyon olayının türbin çarkına vermiş olduğu hasarlar, dönen kütledeki titreşim, balans problemi ve hidrodinamik yatak arızaları en önemli sorunların başında gelmektedir.

Hidroelektrik santrallerde önemli riskleri Pythagoreanfuzzy AHP modeli ile değerlendirerek bu santrallerde en önemli riskleri tespit etmişlerdir(Yücesan ve Kahraman, 2019).

(Saleem ve arkadaşları, 2012), şaftlarda titreşim deneyleri yaparak oluşacak arızaları önceden tespit etmeye çalışmışlardır.

Hidrolik santrallerde bir francis türbininde verimliliği etkileyen girdap hareketini (vortex) inceleyerek titreşim sorunun giderilmesi için çalışma yapmıştır(Türkmenoğlu,2013).

Francis türbinlerde vortexolayının kavitasyon dinamiğine etkisini incelemiştir(Favrel,2016).

Kavitasyon girdabının uyarma kaynaklarının daha iyi belirlenmesi için üç boyutlu sıkıştırılmaz bir modele dayalı deney simülasyonu kurarak dengesizliğin en aza indirilmesi için çalışmıştır(Alligne,2011).

Dönen makinelerdeki dengesizlik (balanssızlık) arızalarının genel özelliklerini incelemişler ve dengesizlik arızasını titreşim analizi ile spektrum grafikleri ve faz açıları yardımıyla belirlemişlerdir(Uysal ve Morgül,2015).

Dönen makinelerde dengesizlik ve yanlış hizalama arızalarını (order analizi) makinenin frekans ve genliğini inceleyerek tespit etmeye çalışmıştır (Mogal ve Lalwani,2015).

Francis türbinlerinde kısmi yüklerde meydana gelen yüksek titreşimlerin sürekli (online) titreşim izleme sistemi ile analizi yoluyla döner girdap halatı olgusunun tanımlanmasını incelemişlerdir (Saçma ve ark.,2017).

Hidrolik türbinlerin akımı, tipleri, teçhizatları ve hidrolik santrallerin projelendirme, imalat, montaj ve işletilmesiyle ilgili dikkat edilecek hususları belirten çalışmalar yapmıştır (Başışme,2003).

Hidrolik türbinlerde, makinenin faydalı ömrünü kısaltan ve yorulma hasarlarına neden olan, başlatma ve durdurma gibi birden fazla geçici sürüme dayanacak şekilde tasarlanan noktalardan uzakta çalışabileceğini belirtmişlerdir. Bu makalede Francis türbinlerin yorgunluk problemini, özellikle statik ve dinamik gerilimler için mevcut deneysel verilere odaklayarak gözden geçirmişlerdir. Türbin çarkına takılan ve önceki çalışmalardan elde edilen gerinim ölçerler ile ölçülen deneysel gerilme karakteristikleri, gerçek francis ünitelerinin normal ömründe meydana gelen farklı çalışma koşulları ve geçici durumlar için analiz edilmiş olup ayrıca türbin çarkının geçmiş gerilme ölçümlerine dayanarak, farklı çalışma koşullarının göreceli hasarı ve türbinin faydalı ömür tahminini ele almışlardır(Presas ve ark., 2019).

Kaplan türbin kanadının olağandışı bir arızasını analiz etmişlerdir. İzleme sistemi titreşim seviyelerinde ani bir artış tespit ettikten sonra türbin kontrol edilmiştir. Türbin kontrol edildiğinde çark kanadı üzerinde büyük bir çatlak olduğu ve çark kanadının uç kısmının da kırılmış olduğunu görmüşlerdir. Çatlak yüzeyleri, kırık parçalar ve titreşim verilerinin kapsamlı bir analizi sonucunda, muhtemelen çark kanadı ve yakınında ki duvar arasındaki sürtünmenin neden olduğu bir yorgunluk probleminden ortaya çıktığını belirtmişlerdir. Kanatların gerilim dağılımı üzerindeki temasların etkisi, türbin kanadının sayısal bir modeli yoluyla araştırılarak sayısal modeli doğrulamak için hasarsız bir çark kanadı üzerinde deneysel bir modelin analizini yapmışlardır. Analiz sonuçları sayısal sonuçlarla uyum göstermiş olup çatlağın türbin çark kanat ucu ile yakındaki duvar arasındaki sürtünme nedeniyle meydana geldiğini ispatlamışlardır(Zhang ve ark., 2019).

(Ayli, 2019) bu çalışmada, hidrolik türbinlerde kaviteasyon, kaviteasyon türlerini kısaca açıklamıştır. Teorik çalışmalardan sonra, hidrolik makinelerde kaviteasyonla ilgili analitik ve sayısal araştırmalar kapsamlı bir şekilde tartışılmıştır. Bununla birlikte, sayısal sonuçlar, hangi yoğunluğun ve hangi kaviteasyon şeklinin tehlikeli ve hayati olduğuna, yerel basıncın buhar basıncından düşük olduğu ve statik basınç boşluklarının büyümeye ve

çökmeye başladığına karar vermek için deneysel ölçümler ve tespit yöntemleri ile doğrulanması gerektiğini belirtmiştir.

Bu makalede değişken hızlı çalışma için Tam Boyut Frekans Dönüştürücü (FSFC) veya Çift Beslemeli İndüksiyon Makinesi (DFIM) teknolojisini kullanarak francis türbinlerinin esnek çalışması için son trendleri ve fikirleri belirtilmiştir. Bu teknoloji, mevcut yük ve güç üretimi taleplerine göre türbinin verimliliğini en üst düzeye çıkarmak veya türbin dinamik yüklerini azaltmak için türbin hızının ayarlanmasına imkan sağlar (Iliev ve ark., 2019).

(Beibei Xu ve ark., 2019) bu çalışmada, bir hidrolik türbin jeneratör ünitesinin (HTGU) işletme verilerine ve uzmanların ortaya çıkardığı ekipman arızalarından kaynaklı risk faktörlerini analiz ederek, sıralamış ve öncelik vermişlerdir. Burada, HTGU' da ki yedi tipik başarısızlığı dikkate alabilecek basit bir nitel risk değerlendirme modeli önermişlerdir. Önerilen model araç, ekipman arıza risklerini önceden tespit etmesi için yapılmıştır. Örneğin şaft burulması, yanlış hizalama, dönme hata, eksen kayması gibi. Elde edilen sonuçlar, Çin'deki bir hidroelektrik santralinin ekipman arızasının gerçek istatistikleri ile karşılaştırılarak tüm sonuçların, ekipman arızalarının dijitalleştirilmesi için teorik rehberlik sağlaması için çok önemli olduğunu göstermişlerdir.

(Kahraman ve ark., 2019) türbinlerin çalışma koşullarında maruz kaldığı kavitasyon yoğunluğunu araştırmışlardır. Hesaplamalar sonucunda çeşitli çalışma koşullarında elde edilen grafikler ile ünitelerin optimum çalışma koşulları belirlenmiştir. Elde edilen veriler kavitasyona maruz kalan tüm hidroelektrik santrallerine kolayca uygulanabilir ve güvenli çalışma koşullarının belirlenebileceğini göstermişlerdir.

(Griscenko ve Vitols, 2015) stator merkezinin 100 Hz titreşimde jeneratör tasarımına, yuva sayısına, sıcaklığa, hava boşluğuna ve üretim moduna bağlı olarak değiştiğini belirtmişlerdir. Hipotezi doğrulamak için, Mart ve Kasım 2014'te nominal verilere sahip senkron jeneratör için farklı üretim çalışma modlarında ölçümler yapmışlardır. Söz konusu çalışmanın araştırma tasarımı, hem elektromanyetik kuvvetlerden gelen stator merkez titreşiminin analitik hesaplamasını hem de bir saha çalışmasını içermektedir. 100 Hz'de artan titreşimin temel nedenlerini tartışmışlardır. Saha çalışması sonuçları, yüksüz mod ve reaktif güce sahip modlar dahil olmak üzere farklı çalışma modları için sunulmuştur. Elde edilen verileri sunmak için spektrumsal analiz ve zaman çizelgesi grafikleri kullanmışlardır.

100 MW'lık bir hidro-jeneratörün şaftı için gerilim analizi ve buna karşılık gelen yorulma ömrü tahmini üzerine çalışmışlardır. Şaft üzerindeki gerilmelerin üretilen güce bağlı olduğu bulunmuştur. Kısmi yükte çalışmanın (tam yükün % 30 ile % 60'ı arasında) tam yükün% 60'ından daha büyük güçteki çalışma ile karşılaştırıldığında daha yüksek titreşim ürettiğini tespit etmişlerdir. Güç seviyesinin değiştirilmesi, sabit bir durumda çalışma sırasında üretilen titreşimden daha yüksek hasar ürettiği tespit etmişlerdir (Mantilla ve ark., 2019).

(Valkvae, 2016) yaptığı çalışmada büyük rezervuarlara sahip hidroelektrik santrallerin, üretimi ihtiyaca göre artırarak veya azaltarak frekansı dengelemek için hizmet sağlayabilecek koşullarda çalışabileceğini söylemiştir. Ancak bu dengeleme hizmet durumlarında türbinler dinamik yüklere maruz kalabileceğini belirtmiştir. Bu yüzden türbin çarkında çatlamlar görülebileceği ve bunun nedeninde, türbinlerin, operasyondaki değişiklikler sırasında ortaya çıkan her türlü dinamik yük türünü karşılamak için yeterli önlemlerle tasarlanmadığı düşünülmektedir. Türbin çarkının dönme hızı, şebeke frekansındaki tahmini bir değişikliğin türbin üzerindeki gerilimi nasıl etkilediğini göstermek için 2 saniyelik bir sürede dakikada 60 devir (rpm) azaltılmıştır. FSI simülasyonunun sonuçları türbin çark kanadında olan gerilmeleri detaylı bir şekilde göstermektedir.

Francis türbinlerde en tehlikeli akış olan tam yük dengesizliğinin simülasyonunu yapmış ve francis türbinlerinde ortaya çıkan basınç titreşimlerinin simülasyonu için matematiksel bir model ve sayısal bir yöntem sunmuşlardır. Hesaplanan genlik ve basınç titreşim frekansının ölçümleri, santralin tamamen tek boyutlu modelinin tahminleri ile karşılaştırmışlardır. Hesaplanan basınç ve güç salınımlarının genliği, mevcut deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olup, sunulan yaklaşımın hidrolik santrallerdeki yüksek yük titreşimlerini araştırma ve tahmin etme potansiyelini ortaya koymuşlardır (Chirkov ve ark.,2019).

70 MW'lık bir hidrolik türbin şaftında rotorun kütle merkezi ile şaftın geometrik merkezinin çakışmaması sonucu meydana gelen dengesizliği incelemişlerdir. ANSYS programı ile hazırlanan modelde türbin rotoru, alt uzay modları çıkarma yöntemi ve türbinin çalışma hızı olan 3000 rpm'lik kritik hıza kadar çıkarılan modlar kullanılarak farklı yatak destekleri için türbin şaftının solundan sağına farklı konumlara yerleştirilmiştir. Eigen değerlerini, Eigen vektörlerini ve serbest titreşimlerin tepkilerini ve kullanılan taşıma özelliklerini içeren sonuçlar kaydedilmiş ve farklı yatak özelliklerinin her

biri için türbin şaftında türbin rotorunun güvenli bir yer olduğu sonucuna varmışlardır (Paturi ve ark.,2019).

Hidrolik türbin içindeki basınç değışimi ve dalgalanma gibi sıvı akışının dengesiz davranışı, operasyonel dengesizliğe yol açabileceğini söylemişlerdir. Bu tür dinamik davranışların, bir türbinin ömrünü kısaltacağını, dönen makinelerin performansını etkileyeceğini ve türbinin genel güvenliği üzerinde olumsuz etki yapacağını belirtmişlerdir. Türbinçalışma koşullarının kararlılığını araştırmak için bir model türbininin akış karakteristiklerini analiz etmek ve geçici bir Fast Fourier Dönüşümü (FFT) analizi yapmışlardır. Akış analizi, devir sayısı 100, 200, 300 ve 350 rpm'e değıştirilerek FFT analizi ile 100,200,300 ve 350 rpm devir hızlarında jenaratörün dinamik basınç dalgalanması incelenmiştir. Sonuçlar, devir sayısı arttıkça, akışın kademeli olarak daha stabil hale geldiğini ve 350 rpm'lik hızlandırılmış dönüş hızına yaklaştıkça akışın kararlı hale geldiğini ortaya koymuşlardır (Park ve ark., 2018).

Hidrolik sistemlerin daha karmaşık hale geldiği ve dolayısıyla daha fazla güç aktaracağı, çalışma esnasında beklenmedik olayların ortaya çıkacağını belirtmişlerdir. Bu çalışmada, dinamik bir güç çemberi grafiğı oluşturmak için AC motorunun stator tarafındaki voltaj ve akım sinyallerinin genlik ve faz bilgilerini kullanarak güç durumunu ve hidrolik sistemin dinamik değışim sürecini izlemek için grafiklerden özellik bilgilerini çıkarmışlardır. Farklı frekanslar ve yükler altında yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar, önerilen yöntemin çevrimiçi izlemeyi başarılı ve etkili bir şekilde gerçekleştirdiğini göstermişlerdir (Gu ve Shi, 2019).

Orta ölçekli hidroelektrik santrallerin elektrik üretimine katkısının temel veya pik yükte olacağı fakat öngörülen çalışma aralığının dışında çalışmaların kılavuz yataklara zarar vereceğini belirtmişlerdir. Bu durumlar yatakların mekanik titreşimini arttıracığını söylemişlerdir. Ölçümler, üniteye ilk başlatma anında alınarak ve bir DC bileşen ortalama değeri ve bir dalgacık paket dönüşümü ile kaydedilmiştir. Kaydedilen değerler, maksimum yörünge eğrisi yer değıştirmesi ile toplam çalışma saatleri arasındaki ilişkiyi tahmin etmek için kullanılmıştır. ISO 7919-5 titreşim standartlarıyla ilişkili tahmini denklem, geçiş olasılığı dağılımını elde etmek için yeterli olan malzeme ömrünün bozulma durumlarının kalma sürelerini belirlemişlerdir. Bundan sonra, her durumda gözlem olasılığı dağılımını belirlemek için bir üçgen olasılık fonksiyonu kullanılmış olup her iki matris de, maksimum yörünge eğrisi yer değıştirmelerinin denkliği olarak verilen ekipman bozulma sürecini

simüle etmek için bir Markov modelinin gerektirdiği bilgiler olduğunu öne sürmüşlerdir (Pino ve ark.,2017).

Elektriksel dengesizlikler, şebekeye bağlı ekipmanların veya özellikle büyük dereceli makinelerin (örn. 250 MW) performansını etkileyebileceğini beşirtmişlerdir. Bu makale, gerilim dengesizliği altındaki büyük nominal çift beslemeli senkron (sabit hız) ve çift beslemeli asenkron (değişken hızlı) makinelerde kullanılan elektrik, termal ve mekanik gerilimleri araştırmaktadır. Ayrıca, termal gerilim dikkate alınarak ekipmanların ömrünü tahmin etmişlerdir. Bu çalışmada, orta gerilim dağıtım sistemi (15,75 kV) göz önüne alındığında, iki kat beslenen makinelerin performansını test etmek için voltaj dengesizliğinin büyüklüğü% 2,5 ve% 5 olarak seçilmiştir. Bu hususlarla ilgili olarak, rotor akımı, stator akımı, giriş gücü, tork ve kayıplar gibi makine parametreleri üzerindeki etkiler kapsamlı bir şekilde araştırılmıştır. Voltaj dengesizlikleri altında büyük nominal çift beslemeli makine tahrik sisteminin performansını gözlemlemek için MATLAB / Simulink ortamı benimsenmiştir. Ayrıca, çift beslemeli makineler üzerindeki gerçek zamanlı etkiyi gerçekleştirmek için, bir prototip teçhizatı (2.2 kW senkron ve asenkron makinelerle) denenmiştir. Bu bağl analizin pratik anlamı, sistemdeki voltaj çöküşünü en aza indirmek ve karşı önlemlerle sistemin sağlamlığını geliştirmektir (Singh ve ark., 2018).

Kavitasyonun, türbin tiplerinde kaçınılmaz bir konu olduğunu belirtmişlerdir. Kavitasyonun türbinlerin performansını kötü etkilediğini ve türbinlerin en iyi verim noktalarından ziyade kısmi yüklerde çalıştırıldığında, kavitasyona daha fazla maruz kaldıklarını belirtmişlerdir. Bu araştırmanın odak noktası francis türbinlerinde kavitasyon oluşumu ve nasıl minimize edileceğidir (Gonda ve ark., 2019).

Hidroelektrik santrallerinde (HPP) titreşim izleme sistemlerinin genellikle izafi şaft titreşimi, türbin yatak mutlak titreşimi, türbin kapağı titreşimi, türbin klavuz yatak eksenel titreşimi, stator titreşimleri ve stator ucu sargıları dahil olmak üzere ekipman parçaları için sağlandığını belirtmiştir. Araştırma ve yerinde ölçümler ile amaç, hidrolik türbin jeneratör ünitesinin anormal çalışmasının çevrimdışı ve aynı zamanda çevrimiçi olarak erken tespitine izin verecek bir algoritma geliştirmektir. Bu yazıda, artan titreşim bölgelerini gösteren çeşitli çalışma koşulları için HPP’de elde edilen ön sonuçlar sunulmuştur. Bu çalışmanın amacı, ortaya çıkan akıllı şebeke standartlarıyla uyumlu diğer izleme ve koruma sistemlerine yakından bağlı yeni bir titreşim izleme ünitesi geliştirmektir (Rozicve ark., 2019).

Bu çalışmada hidrolik yük altında bir türbin çark kanadının sıvı-yapı etkileşimi dinamik modeli sonlu eleman yöntemi kullanılarak oluşturulmuş ve çark kanadının titreşim karakteristikleri ile dinamik gerilme karakteristikleri araştırılmışlardır (Lia ve ark., 2019).

(Bergan, 2019) bu çalışmada Francis türbinleri için daha iyi bir ömür tahmini gerektirdiği ve türbin çark kanadındaki dinamik yükler hakkında daha fazla bilgi gerektiğini belirtmiştir. Bu tez, bir Francis türbininin tasarım dışı çalışma, geçici çalışma ve rezonans koşulları sırasında maruz kaldığı dinamik yüklerin daha iyi anlaşılması için deneysel bir yaklaşımı özetlemektedir. Tezin amacı, sayısal analiz için doğrulama verileri sağlamak ve farklı çalışma rejimlerinin, türbin üzerindeki dinamik yükler aracılığıyla bir francis türbin çarkının ömrünü nasıl etkilediğini ölçmektir.

Hidrolik arıza gibi faktörlerin neden olduğu etkileşimler, arıza tanımlama ve tanımlama ile ilgilenen titreşim modellerine yol açtığını belirtmişlerdir. Bu çalışmada, yük reddetme sürecinde jeneratör sisteminin titreşim özellikleri incelenmiştir. Mekanik-elektriksel kuvvetlerin etkileşimine ve cebri borudaki karakteristikler yöntemi ile çözülen basınç titreşimine dayanan yeni kurulmuş bir modeldir. Yerleşik modelin doğruluğunu ölçmek için shaft yer değiştirmesi deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Bu çalışmanın sonuçları türbin kanadının başlangıç pozisyon açısı, üst kılavuz yatağı ve jeneratör rotorunun kütesinin, kütle eksantrikliğini azaltırken shaft titreşimini azaltma yeteneğine sahip olduğunu göstermektedir (Guo ve ark., 2019).

Hidro-türbin yönetim sisteminin (HTGS) stabilitesini, multistokastik faktörlerin eşzamanlı etkileri altında araştırmışlardır. Özellikle, yönetim sistemine üç farklı stokastik faktör seti dahil edilerek multistokastik faktörlere sahip ilgili matematiksel model önermişlerdir. Bu çalışma sadece mühendislik sisteminde mevcut olan stokastik olaylara yeni bir bakış sağlamakla kalmamış, aynı zamanda hidroelektrik santrallerinin güvenli ve istikrarlı çalışması için teorik bir temel oluşturulmuştur (Li ve ark., 2019).

(Agnalt, 2019) bu çalışmada düşük özgül hızlı francis türbin çarklarına sahip hidroelektrik santrallerinde arıza raporlarını inceleyerek bu arızaların basınç titreşimleri, titreşim modülü ve bunların kombinasyonları ile ilişkili olduğunu öngörmüştür. Bu tür türbin çarklarına etkiyen ana uyarma kuvvetlerinden biri, rotor-stator etkileşiminden kaynaklanan basınç dalgalanmalarıdır. Tezin temel amacı, gelecekteki tasarımlarda başarısızlık riskini azaltmak için rotor-stator etkileşimi anlayışını geliştirmektir.

Geçici tasarım dışı koşullarda çalışan francis türbinlerinin bu çalışma aralığında maruz kaldığı titreşim ve basınç darbelerinin neden olduğu türbin çarkındaki yorgunluk hasarını incelemişlerdir (Unterluggauer ve ark., 2019).

Bu çalışmada francis türbin çarklarında meydana gelen ön kenar kavitasyonu ve arka kenar kavitasyonunu incelemişlerdir. Sonuçlar ilk modların doğal frekanslarını artıran ekli kavitasyon tarafından tüm türbin çarkı üzerinde önemli miktarda eklenmiş kütle etkisinin indüklendiğini kanıtlamaktadır. Ayrıca, eklenen kütle etkileri boşluk büyüklüğü ve boşluk altındaki türbin kanadı deformasyonunun genliği ile arttığını göstermiştir (Huang ve Escaler, 2019).

Sağlam bir şaft ve çatlak bir mil için deneysel ve sayısal analiz teknikleri kullanarak çatlakların arıza teşhisi amacıyla statik ve dinamik davranışlar üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çatlak rotorların statik ve dinamik davranışlarının doğal frekansı, dinamik tepkisi, eşdeğer gerilmeleri ve toplam deformasyonu tespit etmişlerdir. Çatlağın tepkisi, doğal frekans, toplam deformasyon üzerindeki etkisi, kontrol sistemine bir işaret verecek her bir hızlanma için dinamik frekans yanıtı ve titreşimi ölçülerek sayısal ve deneysel analiz elde edilerek belirlemişlerdir. Sonuç olarak oluşacak kötü hasarlar önlemek amacıyla erken çatlakların teşhisindeki önemini göstermiştir (Jweeg ve ark., 2019).

Türbin çark kanadının titreşiminden kaynaklanan hidroelektrik üretim ünitesinin stabilite problemlerini ele almıştır. İlk olarak, hidroelektrik ünitenin yeni bir süreklilik şaft sistemi modeli, türbin çark kanadının etkileri dikkate alınarak orijinal olarak oluşturulmuştur. Bu arada, yeni modelin rasyonelitesi, saha test verileri ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Daha sonra şaft sisteminin türbin çark kanatlı ve kanatsız dinamik evrimleri, türbin çark kütle dış merkezliği, conta boşluğu, dönme hızı ve akımın değişmesi ile kontrast olarak analiz edilmiştir (Yan ve ark., 2019).

Hidrolik ünitelerde izleme sistemlerinin kullanılmasının büyük yatırımlar gerektirdiğini ve bu nedenle daha yüksek bir izleme verimliliği sağlamak için çeşitli veri işleme yöntemlerinin kullanılmasının teşvik edildiğini varsaymaktadır. Bu makale, dalgacık dönüşümü kullanarak titreşim ölçüm cihazı ile verileri analiz etme olasılığını dikkate almakta ve bu yöntemin geleneksel olanlara göre karşılaştırmalı avantajlarını tahmin etmektedir. Sonuçta teknolojik risklerin değerlendirilmesi izleme sistemlerinin iyileştirilmesinden önce ve sonra dalgacık analizine dayalı yöntemin uygulanmasının gerekliliğini vurgulamışlardır (Shindor ve Svirina, 2015).

Yenilenebilir enerji kaynakları elektrik güç sistemine bağı olarak hidrolik-mekanik-elektrik sisteminin hidrolik-mekanik-dinamik sisteminin dinamik değerlendirmesinin etkilerini araştırmanın zor olduğunu belirtmişlerdir. Burada olasılıklı bir model önererek ve Chebyshev polinom yaklaşma yöntemi ile çözmüşlerdir. Son olarak, rastgele uyarımların sistem çıktısının dinamik değerlendirmesini nasıl etkilediğini göstermişlerdir (Xu ve ark., 2018).

Hidrolik türbinlerin, farklı karmaşık hidrolik olayların ortaya çıktığı, makine stabilitesini etkileyen ve bileşenlerinin kullanım ömrünü azaltan tasarım koşullarında çalıştığını ve bu nedenle, makinenin çalışmasını değerlendirmek için bu hidrolik olayların gerçek zamanlı olarak tespit edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Bu yazıda, bu amaçla büyük bir orta büyüklükte Francis türbini seçilmiştir. Bu prototip üniteyi, ivmeölçerler, yakınlık problemleri, gerilim ölçerler, basınç sensörleri ve mikrofon gibi çeşitli sensörlerle donatılmıştır. Bu makalede sunulan sonuçlar, her sensörde hangi hidrolik olayının tespit edildiğini ve hangi sinyal analiz tekniğinin kullanılması gerektiğini göstermişlerdir (Valentin ve ark., 2019).

Hidrolik türbinlerin tasarım dışı kullanımlarında daha çok etkiye maruz kaldığını belirtmişlerdir. Francis türbin ile kaplan türbin çark kanadındaki çatlakların hidrolik türbinlerin dinamik davranışı üzerindeki etkisini incelemenin zorunluluğunu belirterek Francis ve kaplan türbin çarkı kanadı üzerine çalışmalar yaparak, sayısal modeller ile sayısal sonuçları deneylerle doğrulamışlardır (Zhang, 2019).

Brezilya’da hidroelektrik santrallerin uzun süredir devrede olduğu ve bu nedenle faydalı ömürlerinin uzatılması için mevcut çalışma anında kritik bileşen arızalarını tanımlamayı amaçlamaktadırlar. Geliştirilen yöntem başlangıçta iki teknik kullanarak mevcut hidro-generatör bileşenlerinin ayrıntılı bir çalışmasını önermektedir. Daha sonra, yöntem, incelenen sistemde mevcut olan izleme tekniklerinin herhangi bir arızayı optimize edilmiş şekilde doğru teşhis edip edemeyeceğini analiz etmek için arıza modları ve semptom analiz tekniğinin kullanımını önermektedir. Bu çalışma güven aralığını en üst düzeye çıkaracak yeni izleme noktalarının eklenmesine katkıda bulunmuştur (Melani ve ark., 2019).

Hidroelektrik güç üreten rotorun bir dereceye kadar dengesizlik ve titreşime neden olan diğer bozuklukları gösterdiğini belirtmişlerdir. Jeneratör dengesizliği ve kaplinin yanlış hizalanması nedeniyle hidroelektrik birimlerindeki dikey rotorların yanal titreşimlerini hesaplamak için doğrusal olmayan bir dinamik model kullanarak titreşimler

analiz edilmiş ve ayırt edici özellikler tanımlanmıştır. Tanımlanan özellikleri kullanarak, açıklanan model için titreşim verilerinden kaynaklanan titreşim nedenini teşhis etmek mümkün olduğunu açıklamıştır (Sperber ve ark., 2019).

Hint Himalayalarında bulunan bir HPP'de askıdaki tortu özelliklerinin (partikül boyutu, konsantrasyon, şekil ve mineral içeriği), hidro-aşındırıcı erozyonun ve verimin azaltılmasının eşzamanlı ölçümü gerçekleştirilmiştir. Ölçülen değerler, mevcut modellerle türbinin kademeli verim kaybını ve hidro-aşındırıcı erozyonun neden olduğu onarımlar, değiştirmeler ve kapanmalardan kaynaklanan diğer kayıpları hesaplamak için kullanılarak kaplanmamış türbinin çalıştırılmasındaki kayıplar% 16 civarında bulunurken, kaplama maliyeti çalışma HPP'de kaplanmamış türbin maliyetinin % 11'i olarak hesaplanmıştır (Rai ve ark., 2019).

Francis türbinlerde girdap olayından dolayı mekanik elemanlarda arızalara neden olabilecek güçlü titreşimler ve gürültü üretileceğini belirtmişlerdir. Bunun sonucunda oluşacak arızalardan birisi olan türbin çark kanadı arıza analizi üzerine çalışmışlardır (Frunzäverde ve ark., 2010).

Vortex oluşumu ve mevcut santrallerde kısmi yük davranışının hidrolik sistem üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu amaçla francis türbinlerine sahip farklı hidroelektrik üniteleri seçilmiştir. Hepsi kısmi yükte cebri borularda ve diğer makine bileşenlerinde güçlü titreşimler gösterdiği ve bu titreşimlerin basınç dalgalanmaları ve diğer parametreleri türbin, emme borusu ve cebri boruların farklı konumlarında ölçerek değişken akımlar sırasında ve birkaç değişken çalışma yüklerinde ölçüm için sinyaller alınmıştır (Valero ve ark., 2019).

Bir hidroelektrik santralin elektriksel ölçümleri yoluyla bir hidro jeneratörün çalışma performansının belirlenmesine ilişkin deneysel ölçümlerle elde edilen sonuçları sunmaktadırlar. Yük azaltarak ve aynı zamanda 1 ile 5 MW arasında hidro jeneratörün güç karakteristikleri belirlemek için deneysel ölçümler yapılmıştır. Bu elektriksel ölçümler, ünitenin nominal parametrelerini yerine getirmek için yapıcı ve fonksiyonel olarak uygun önlemler belirlemiştir (Hatiegan ve ark., 2017).

Mevcut büyük ölçekli hidroelektrik tesislerinin büyük bir kısmı on yıl önce, artık kullanılmayan teknolojiler kullanılarak inşa edildiğinden, hidro gücün dijitalleşmesini sağlayan teknolojiler de analiz edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Elektro-mekanik bileşenler ve jeneratör tasarımıındaki gelişmeleri ele alarak hidrolik gücün mevcut çalışma koşullarına uyarlanmasındaki potansiyel rolünü vurgulamıştır. Makale, başta Avrupa

projeleri olmak üzere hidroelektrik santralini iletme konusundaki mevcut çabaları araştırmışlardır (Kougias ve ark., 2019).

Hidrolik santrallarda titreşim probleminin önemini belirtmiştir. Kurulmuş olan hidroelektrik üretim sisteminin hidrolik-mekanik-elektrik yapısal modeline dayanarak, ani yük arttırıcı geçiş süreci, birim-tesis yapısı titreşiminin araştırma sistemine ve bu kararlı olmayan operasyon altında karşılık gelen dinamik özellikleridahl ederek durumu incelemişlerdir. Hesaplama sonuçları, sabit çalışma koşulu ile karşılaştırıldığında, birim şaft sisteminin çalışma stabilitesinin azaldığını ve geçici işlem sırasında eşleşen titreşim genliğinin belirgin şekilde arttığını göstermiştir. Bu arada, birim şaft sistemi ile bağlantılı olarak, hidroelektrik santralindeki jeneratör zemininin salınım olgusu daha önemli olduğunu belirtmişlerdir. Özellikle, dikey yön titreşimi, yer değiştirme amplifikasyonunun, sistem kararlı bir şekilde çalıştırıldığında bunun birkaç katına bile ulaşabileceği son derece belirgin olduğunu belirtmişlerdir. Bu yazıda yapılan araştırma, ani yükleme sürecinde ünite yapısının titreşim davranışını bir dereceye kadar yansıtmakla kalmaz, aynı zamanda dinamik tepki keşfi, kararlılık araştırması ve ayrıca arıza teşhisi için makul ve güvenilir bir analiz modeli yöntemi sağlar (Zhang ve ark., 2019).

Titreşim durumu izleme (VCM), hasarı ve arıza olasılığını en aza indirerek Hidrolik Üretim Ekipmanının (HGE) performansını arttıracaklarını, böylece ekipman daha uzun süre kullanılabilirliğini açıklamışlardır. Bu makale, HPS'de kullanılan elektrikli ve mekanik ekipmanların VCM'si ve 30 yıllık geçmiş literatür dikkate alınarak titreşim ile ilgili arızaların kısa bir açıklamasını sunmaktadır. HPS'nin dönen ve dönmeyen ekipmanlardaki titreşimlerin nedenleri, titreşim ölçüm standartları ile birlikte VCM'nin gelecekteki önemi anlatılmıştır (Mohanta ve ark., 2017).

Francis türbin çark kanadında CFD 3D modelini kullanarak maruz kalınan titreşim etkilerini tespit etmişlerdir (Mauro ve ark., 2019).

Türbinlerde düşük kuyruk suyu çıkış seviyesinde kavitasyonun sebep olduğu salınımın etkilerini ve önleme yöntemlerini araştırmışlardır (Brezovec ve ark., 2018).

Şaft rotoru dinamik modeli oluşturarak kanatlar üzerine gelen sıvı-katı etkileşim analizi kullanarak şaftın yer değiştirmesinin zaman içindeki kaydının belirlenmesi üzerine çalışmışlardır (Zoltowski, 2013).

Düşük kuyruk suyu seviyelerinde çalışan türbinde ortaya çıkan güç salınımları ve türbin çarkında oluşacak kavitasyon hasarı üzerine çalışma yapmışlardır (Brezovec ve ark., 2019).

Francis tipi türbinlerde kısmi yüklerde ortaya çıkan girdap hareketinin basınç dalgalanmalarının nedenlerini basınç sensörleri kullanarak göstermişlerdir (Duparchy ve ark., 2015).

(Xu ve arkadaşları, 2019) rastgele dalgalanan hızın etkisi altında bir hidrolik-mekanik-elektrik sisteminin dinamik evrimine odaklanarak araştırma yapmışlardır. Bu çalışmada, olasılıksal bir bileşen, yeni bir model sağlayan deterministik bir hidrolik-mekanik-elektrik sisteminin jeneratör hızıyla ilişkilidir. Chebyshev polinom yaklaşma yöntemini benimseyen sistemin dinamik evrimini araştırmak için analiz edililerek deterministik ve olasılıklı yaklaşımlarla elde edilen sayısal uygulama sonuçlarının dikkatli bir şekilde karşılaştırarak gerçekleştirmişlerdir. Buna ek olarak, dalgalanma yoğunluğunun (D) PID'nin diferansiyel kazancı (kd) üzerindeki etkisi araştırılarak, D'nin fonksiyonu olarak kd için bir kural önerilmiştir. Yapılan çalışmanın hidroelektrik santrallerinin istikrarlı ve güvenli çalışması için sağlam temeller sunduğunu belirtmişlerdir.

Hidrolik türbinlerin özellikle francis türbinlerde karmaşık akış modellerinin ve kavitasyonun görüldüğü tasarım dışı koşullarda çalışması sonucunda oluşacak dengesizliklerin tespiti ve çıkış gücü değişimleri üzerine protatip bir francis türbininde testler yapmışlardır. Türbin çarkı çıkışında ve emme borusunda bir girdap ipinden oluşan ve frekansı hidrolik devrenin doğal bir frekansı ile çakıştığında kararsız hale gelebilen düşük frekanslı bir harekettir. Bu durumda, çıkış gücü önemli ölçüde salınım yaparak elektrik şebekesi dengesini tehlikeye atabilir. Bu çalışma francis türbinlerindeki bu dengesizliklerin tespiti ve bunların çıkış gücü değişimleri ile ilişkisi üzerine odaklanmıştır. Bunun için, Avrupa Proje(FP7-ENERGY-2013-1) çerçevesinde büyük bir prototip francis türbininde (444 MW nominal güç) farklı çalışma koşulları için kapsamlı deneysel testler yapılmıştır. Hidrolik devreye (taslak borudaki basınç sensörleri, spiral muhafaza ve cebri boru), dönen ve statik yapılara (titreşim sensörleri, yakınlık problemleri ve şafttaki gerinim ölçerler) çeşitli sensörler monte edilmiştir. Ayrıca, hidrolik uyarımı çıkış gücü salınımı ile ilişkilendirmek için sayısal bir sonlu elemanlar yöntemi (FEM) da kullanılmıştır(Valentín ve ark., 2017).

Şaftlar, rulmanlar ve dişliler gibi dönen makinelerin bileşenleri, gözetimsiz bırakıldığında tümünün arızalanmasına veya bozulmasına neden olabilecek performans düşüşünün önüne geçebilmek, kalan ömrün doğru bir şekilde tahmin edilmesini ve meydana gelebilecek olası arızaları öngörebilmek, durum izleme verilerinin analiz edilmesi

için iki denetimli makine öğrenme tekniğinin regresyon modeli ve çok katmanlı yapay sinir ağı modeli için bir kombinasyon önermektedirler (Li ve ark., 2019).

Francis tipi türbinlerde kısmi yüklerde Parçacık Görüntü Velocimetry (PIV) ve basınç ölçümleri yapılarak deşarj faktörünün vorteks parametreleri ve basınç uyarma kaynağı üzerindeki etkisini vurgulamışlardır (Favrelve ark., 2017).

Hidrolik türbinlerde büyük cisimlerin ayar kanatları arasına girmesi ile basınç titreşimlerinin genliğini ve tekdüzeliğini değiştirebilir ve büyük dengesiz kuvvetler üretebilir. Bu istenmeyen etkiler azaltılmış verim ve artan titreşim seviyelerine yol açabileceğini ve bu durumunda önemli mekanik hasara neden olabileceğini söylemişlerdir. Bu durum için, hesaplanan akışkanlar dinamiği vasıtasıyla yutulan cisimlerden kaynaklanan akış blokajlarının hidrolik türbinlerin rotor-stator etkileşimi (RSI) üzerindeki etkilerinin bir karakterizasyonunu incelemişlerdir (Guardove ark., 2019).

Bu çalışmada hidroelektrik ünitelerin bilgisayar simülasyonu, montaj parçalarının titreşimlerini hesaplamadan imkânsız olduğunu belirtmişlerdir. İzin verilen salınımlar normlar tarafından belirlendiği ve mevcut normlar modern gereksinimleri karşılamadığını belirtmişlerdir. Titreşim-yerdeğişim parametresindeki 0.1-200 Hz frekans bandı aralıklı bir titreşim sensörünün olmadığını ve salınımları tahmin etmede olası hatalar makalede açıklanmıştır(Klyukach ve Noskov, 2018).

(Hossain ve ark., 2018) mühendislik alanında titreşimin kaynaklarını açıklayarak titreşimi giderme yöntemleri üzerine çalışma yapmışlardır.

Francis türbinlerde kısmi yükte vortex oluşumu ve mevcut santrallerde kısmi yük davranışının hidrolik sistem üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Bu amaçla francis türbinlerine sahip farklı hidroelektrik ünitelerine ait cebri borularda ve diğer makine bileşenlerinin titreşimleri, basınç dalgalanmaları ve diğer parametreler türbin, emme borusu ve cebri boruların farklı konumlarında ölçülerek zaman ve frekans alanındaki sinyaller ve diğer sinyal çözümlerini göstermişlerdir (Valero ve ark., 2019).

(Kahraman, 2010)bu çalışmada hidroelektrik santralin türbin kılavuz yataklarındaki yağ filminin ısı dağılımı değişik şartlarda inceleyerek, ünitenin kılavuz yataklar açısından en tehlikeli durumları tespit etmiştir. Mevcut bilinen çalışma şartları yeniden düzenlenerek ünitenin daha verimli çalışması sağlanmıştır. Kılavuz yatakların optimum çalışma şartları belirlenmiştir. Ayrıca kılavuz yatak içerisinde ısınan yağın soğutulması için yeni yöntemlerle eski yöntemler kıyaslanmış yeni yöntemler içerisinde optimum şartlar deneysel çalışmalar yardımı ile elde edilmiştir.

(Li ve ark., 2017) 3D geçici akış hesaplamasına dayalı olarak hareket kabiliyeti yüksek rotor yataklı sistemlerde yatak destek kuvveti katsayılarının sayısal olarak belirlenmesi için yeni bir yöntem önermişlerdir.

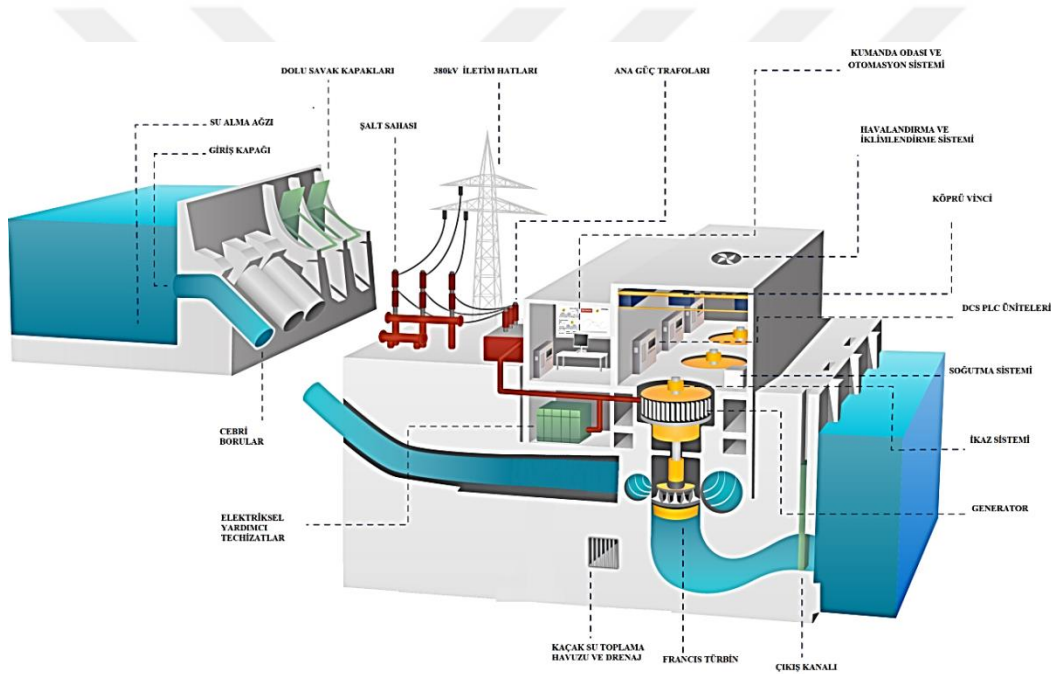
(Koca ve Ünsal, 2017) bu çalışmada sanayide en yaygın olarak kullanılan asenkron motorlarda meydana gelen arızalar incelenmiştir. Arızaların önceden tahmini ve tespiti özellikle büyük güçlü ve kritik motorlarda ani arızaların önlenmesi, bakım maliyetlerinin düşürülmesi ve ürün kalitesinin yükseltilmesi için önemini vurgulamışlardır.



2. TİTREŞİM KAYNAKLARI

Günümüzde puant saatlerindeki yüksek enerji ihtiyacını karşılayabilmek ve iletim hatlarındaki frekans dengesizliklerinin giderilebilmesi için büyük düşü değişimleri ile çalışan hidroelektrik santrallerin mekanik titreşimlere (vibrasyon) karşı işletme emniyetlerinin ve devamlı üretime hazır bulunma güvenilirliklerinin yüksek olmasını zorunlu kılmaktadır. Bu sebeptendir ki makinelerdeki mekanik titreşimlerin (vibrasyon olayının) ölçülmesi ve mekanik titreşimlerin genlikleri ile hızlarının tespit edilmesi gerekmektedir.

Hidroelektrik santralin çalışma şeması Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1.Hidroelektrik santral çalışma şeması

Hidroelektrik santrallerin çalışma prensibi; akmakta olan suyun önüne, suyun toplanması için baraj inşa edilir ve bu kurulan baraj sayesinde su biriktirilir. Toplanan ve durgun haldeki su kütlesi potansiyel enerjiye sahiptir. Potansiyel enerjiye sahip olan su kütlesi belli bir düşüden belli bir hızla cebri borular vasıtası ile türbinlere gönderilir. Suyun durgun haldeki potansiyel enerjisi, aşağıya akmaya başlayınca kinetik enerjiye dönüşür. Akan su türbin çarkına çarpması ile kinetik enerji mekanik enerjiye dönüşür. Üretilen enerjiyi belirlemek için türbinin çarkına çarpan su miktarı ayar kanatları ile ayarlanır.

Ayar kanatları servomotorlara bağı ayar çemberi ile kontrol edilir. Servomotorlar basınçlı yağ ile çalışır, basınçlı yağın gönderilmesinide hız regülâtörü kontrol eder. Su türbinlerde dönme hareketine başlar ve bu mekanik enerji jeneratörler ile elektrik enerjisine dönüşür.

Hidroelektrik santralin ana kısmını oluşturan türbin, jeneratör ve güç transformatörü maliyet yoğunluğu açısından en önemli elektro-mekanik ekipmanlardır. Dönen elemanlar belirli titreşim frekansları üretirler. Makine veya ekipmanların kalitesi ve performansı titreşim büyüklüğü ile tanımlanır. Bu titreşim genliği arttıkça, dönme elemanları daha ciddi sorunlara neden olur (Mohanta ve ark., 2017). Mekanik titreşimlerle karşı karşıya kalan bir makine veya makine parçası sürekli olarak çekme, eğilme, burulma gibi değişken mekanik zorlanmalarla zorlanmaktadır. Değişken mekanik kuvvetlerden etkilenen bir makine veya makine parçasının daha hızlı ve fazla yorulacağı bilinmektedir.

Ana titreşim kaynakları aşağıda belirtilmiştir.

1. Manyetik dengesizlikler
2. Mekanik dengesizlikler
3. Hidrolik dengesizlikler

2.1. Dönen Ekipmanlarda Titreşim Nedenleri

Türbin çarkı ve rotora etkiyen titreşimler aşağıda maddeler halinde verilmiştir;

1. Mekanik dengesizlik
2. Hidrolik dengesizlik
3. Yanlış hizalama
4. Kaviteasyon
5. Türbin yatağı dengesizliği (sürtünme ve hidrolik kuvvetler nedeniyle)
6. Tasarım dışı bölgede çalışma
7. Mekanik parçaların yanlış yağlanması, hasarlı rulmanlar
8. Türbin çark kanadının kopması, çatlaması, aşınması

2.2. Dönmeyen Ekipmanda Titreşim Nedenleri

Emme borusu: Kaviteasyonlar, Güç Salınımları ve emme borusu rezonansı

Salmastra deformasyonu:Su kalitesi

Cebri boru rezonansı: Kavitasyon

Jeneratör: Elektromanyetik kuvvet

Transformatör: Manyetik itici kuvvetler

Titreşim çoğunlukla transformatörlerde, elektrik motorlarında, türbinlerde ve jeneratörlerde meydana gelir ve bu titreşim sinyalinin gelişmiş araçlar kullanılarak ölçülmesi, bu tür ekipmanlarda meydana gelen arızaların teşhis edilmesine yardımcı olur(Mohanta ve ark., 2017).



3. DÖNEN HİDROLİK EKİPMANIN TİTREŞİMİ

Jeneratörlerin motorları, türbinleri ve rotorları gibi hidroelektrik santrallerin dönen kısımlarındaki titreşim nedenleri ve önleme metotları bu kısımda detaylı bir şekilde gösterilmiştir.

3.1. Jeneratör

Jeneratörün titreşimi mekanik, aerodinamik ve elektromanyetik olarak sınıflandırılır.

3.1.1. Mekanik Problemler

- a. Dengesizlik
- b. Yanlış hizalanma
- c. Mekanik darbe kaynaklı sargı hasarı
- d. Arızalı yataklar
- e. Bağlantı elemanlarında gevşeklik, darbe veya titreşim kaynaklı sürtünme vb.

3.1.2. Aerodinamik Problemler

- a. Çark kanadı geçiş frekansları
- b. Motorun ikaz uyarım rezonansı
- c. Havalandırma fanları
- d. Geniş bant türbülansı vb.

Elektrik arızalarına ilişkin titreşimler, rotor ve stator üzerindeki dengesizlik elektromanyetik kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır. Bu dengesizlik hava boşluğu eksantrikliği, kırılmış rotor parçaları, hava boşluğu akısının eşit olmayan dağılımı, stator ve rotor sargı hataları, eşit olmayan faz akımları, mıknatıssal büzülme ve dönme kuvvet salınımından kaynaklanmaktadır. Elektrik besleme frekansı ve dönme frekansı arasındaki ilişki denklem 3.1’de ifade edilmiştir.

$$f_e : (f_s * P)/2 \quad (3.1)$$

Denklem 3.1’ de “ f_e ” elektrik akım frekansını, “ f_s ” shaft dönme frekansını, “ P ” manyetik kutup sayısını ifade etmektedir.

3.2. Hidrolik Türbinler

Hidrolik türbinler suyun akım enerjisini devamlı olarak döner çarklar(rotorlar) yardımı ile mekanik enerjiye çeviren hidrolik makinelerdir. Hidrolik makineler su türbinleri (hidrolik türbinler) ve su çarkları olmak üzere ikiye ayrılırlar. Su türbinleri dinamik hidrolik makineler olmasına karşın, su çarkları su ağırlıklı kuvvet makineleridir.

Hidrolik türbinlerde türbin rotoru kanatlarının aralıklarından geçirilen suyun basınç enerjisi ile hız enerjisi, dönen rotorun kanatlarının aralıklarında mekanik enerjiye dönüşürler. Buna karşın su çarklarında, suyun mevcut olan potansiyel enerjisi, suyun çark kepçelerine dolması ve ağırlık tesiri ile çarkı döndürmesi suretiyle mekanik enerjiye dönüşür.

Hidrolik türbin tiplerinden en çok kullanılanlar francis, kaplan ve peltontürbinleridir. Francis ve pelton tipi türbinler üst basınç türbinleri olarak sınıflandırılmıştır. Francis tip türbinlerde suyun türbin çarkına her yönden eşit basınçta girmesini sağlayan salyangozda yönlendirilen su akışı, açısal momentumla sabit kanatlara buradan devir sayısı - güç ayarının yapıldığı ayar kanatları arasından geçerek türbin çarkının kanatlarına çarparak, çarkın ve buna bağlı kütlenin dönmesini sağlar. Çarkı terk eden su emme borusundan geçer ve suyun kinetik enerjisinin istatistik geri basınca dönüştürür (URL-4, 2019). Francis türbin çark yapısına ait görünüm resim 3.1’de ve francis türbini oluşturan yapılar ile salyangoza ait görünüm şekil 3.1’de gösterilmiştir.



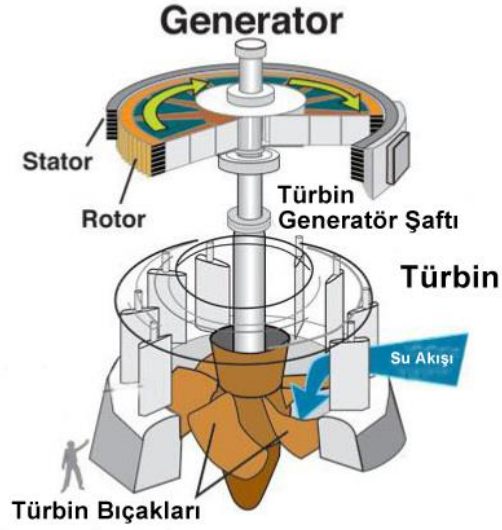
Resim 3.1. Francis türbiningörünümü



Şekil 3.1. Francis türbini ve salyangoz

1913 yılında Prof. Viktor Kaplan tarafından patenti alınan kaplan tipli bu türbin, aksenal olarak dönen üst basınç türbinleri kategorisinde yer almaktadır. Diğer bir deyişle suyun giriş kısmı ile çıkış kısmı arasında basınç farkı mevcuttur. Bu çarkların özgül hızları yüksek olup, yüksek debilerde fakat düşük düşü değerlerinde çalışırlar. Bu tip türbinlerin verimli olabileceği ortalama düşü değeri 80 m'nin altındadır. Kaplan türbinleri salyangoz gövdeli veya boru tipli olarak üretilirler. Kaplan tipi türbinler basmakalıp nehir türbinleri olarak bilinirler. Propeller (Uskur), Bulb, Tube(Boru), Straflo diye adlandırılan türbinlerde kaplan türbin tiplerinin değişik çeşitlemeleridir (URL-5, 2019). Kaplan tipi türbinlerde, ayar kanat açılarına ek olarak çark kanatçıklarında da değişiklikler yapılabildiğinden dolayı, akış rejimindeki dengesizlikler francis türbinlerine göre daha az görülmektedir

(Saçma ve ark.,2017). Kaplan tipi türbine ait çark modeli resim 3.2’de ve kaplan tipi türbini oluşturan devre elemanların gösterimi şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2.Kaplan türbini ve salyangoz

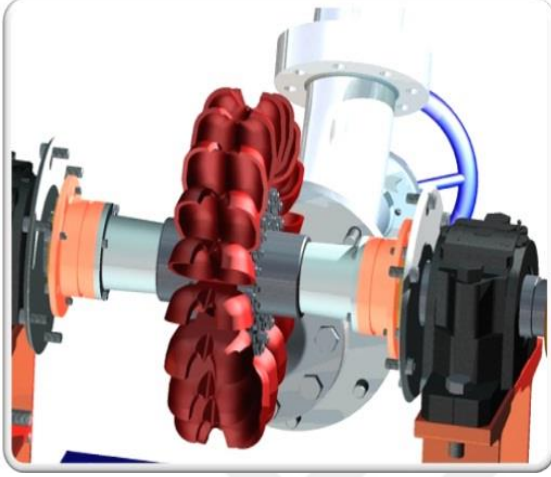


Resim 3.2.Kaplan türbinin görünümü

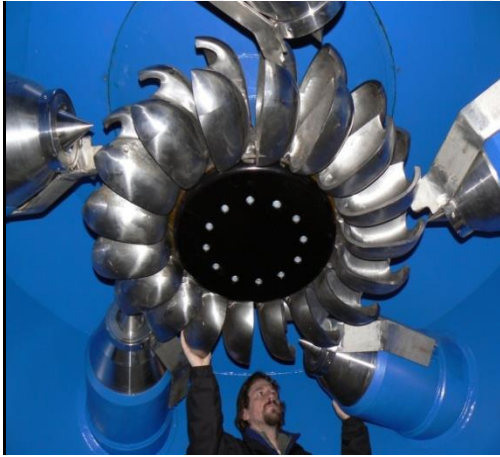
Pelton ve Michell-Banki tipi hidrolik türbinler ise serbest püskürtmeli türbinler olarak kategorilendirilmiştir. Aşırı yüksek hidrolik düşü ve az değerli su debilerine sahip yerlerde bu türbin tipinden faydalanılmaktadır. Pelton hidrolik türbinlerinin düze memelerinden fişkırtılan su pelton türbin çarklarının çevresinde bulunan kepçelere teğet

olarak çarparak suyun mevcut kinetik enerjisi mekanik enerji haline geçmesiyle rotoru dönmeye başlar.

Pelton tipi türbini oluşturan devre ekipmanlarının görünümü şekil 3.3’de ve pelton tipi türbine ait çark modeli ile hidrolik düze memeleri resim 3.3’de gösterilmiştir.



Şekil 3.3.Pelton türbini ve salyangoz



Resim 3.3.Pelton türbinin görünümü

Bu gösterilen türbin çeşitlerinden geniş düşü aralıklarında, yüksek devirlerde çalışması ve veriminin fazla olması sebebiyle yaygın olarak en çok kullanılan francis tipi hidrolik türbinlerdir. Santral sahasının hidrolik özelliklerinin ve işletme stratejilerinin fonksiyonu olarak, her bir francis türbini belirli nominal debi ve düşü değerleri için tasarlanır ve bununla birlikte en verimli çalışma bölgeleri belirlenmiş olur. Farklı güç (yük)

gereksinimlerine göre, ayar kanadı açıklıkları yoluyla çarka giren akışın debisi ayarlanarak makinenin çalışma aralığı değiştirilebilir. Kaynakla sabitlenmiş çark kanatları sabit açıya sahip olduğundan ötürü optimal tasarım bölgesi dışına çıkan bu çalışma koşulları verimde düşüşe ve emme borusunda çift fazlı akışlara sebebiyet verir. Bu yüzden francis türbini oluşturan makine elamanları mekanik titreşimlere (vibrasyon) daha fazla maruz kalırlar bu da malzemelerin yorulmasına ve makine parçalarının kırılması, kopması gibi hasar görmesine sebep olur. Düşü değerlerine göre kullanılacak türbin tipleri tablo 3.1’de ve özgül hıza göre türbin tipleri tablo 3.2’de gösterilmiştir.

Tablo 3.1. Hidrolik düşüye göre kullanılacak türbin tipleri

TİPİ	Düşü Aralığı
Kaplan ve Propeller	$2 < H < 60$
Francis	$10 < H < 350$
Pelton	$60 < H < 1300$
Banki-Michell	$3 < H < 250$

Tablo 3.2. Türbin tiplerinin özgül hız değerleri

Türbin Tipi	Özgül Hız (nq veya ns)
Pelton	12-30
Turgo	20-70
MichellBanki- Ossberger-Cross Flow	20-80
Francis	80-400
Uskur veya Kaplan	340-1000

3.2.1. Hidrolik Dengesizlikler

3.2.1.1. Kavitasyon

Kavitasyon olayı, hidrolik türbinlerde son derece yaygın olan ama hiç görülmesi istenmeyen bir olay olup, hidroelektrik santrallerde vibrasyona, performans azalmasına bağlı olarak verimin düşmesine ve türbini oluşturan malzemelerde hasarlara neden olmaktadır. Akışkan sıvının hidrodinamik basıncı buhar basıncının altına düşmesi sonucunda buhar fazına geçer (Saçma ve ark.,2017). Bu bölgede öz kütleleri birbirlerinden

farklı maddelerin (su ve su buharı) birbirine karışması ile çift fazlı bir akış meydana gelecektir. Çift fazlı akış içerisinde bulunan su ve su buharı özgül ağırlıklarının birbirinden farklı olduğundan dolayı bu bölgedeki su ve su buharının akış hızları da birbirinden farklı olacak, dolayısıyla öz kütlesi suya göre daha düşük olan su buharının, karışımı içerisindeki hızı da su hızına göre düşük olacağından su buharı tanecikleri suyun akışına uyum sağlayamayarak geride kalacak ve geriden akmakta olan su tanecikleri ile çarpışması sonucunda daha önceki bölümlerde mevcut olan düzenli akış rejimi bu bölgede dengesiz hale gelir ve gürültülü, türbülanslı (karışık) bir akış oluşur (Başesme,2003). Türbülanslı akım içerisindeki su ve su buharı zerreciklerinin çark kanat yüzeyine vurmasıyla oluşan küçük kabarcıkların yüksek basınç bölge alanına geçiş yaptığı anda ani olarak ortadan kalkması olayına kavitasyondendir. Kabarcıkların çark kanat yüzeyinde ve metal yüzeylerde sert bir biçimde çöküşü nano-saniyeler gibi çok kısa bir zaman periyodu içinde gerçekleşmesinden ötürü oluşan yüksek frekanslı ani şok dalgaları metal yüzeylerde hasara sebep olur. Francis tipi türbinlerde farklı kavitasyon tipleri görülmektedir. Bu tiplerin bazı çeşitleri aşağıda belirtilmiştir.

- Ön kenar kavitasyonu (Leading edge cavitation)
- Gezer kabarcık kavitasyonu (Travelling bubble cavitation)
- Çark kanatları arası vorteks kavitasyonu (Inter-blade vortex cavitation)
- Von-Karman vorteks kavitasyonu (Von-Karman vortex cavitation)
- Kavitasyonlu döner girdap halatı (Cavitating draft tube swirl)

Pratik olarak incelendiğinde, ön kenar kavitasyonu ve gezer kabarcık kavitasyonu erozif etkilerinden, performans ve verim etkilerinden dolayı çok göze çarpmaktadır. Bunların yanında, kavitasyonlu döner girdap halatı ise kararlılık bakımından operasyonel olarak türbin-jeneratör sistemlerini etkilemektedir (Saçma ve ark.,2017).

3.2.1.1.1. Kavitasyon Olayının Zararları

1. Türbin ayar kanatları arasında ve türbin rotoru kanatları arasında çok düşük basınçlı (vakumlu) oylumların oluşmasıyla enine kesit daralarak debi (Q) azalır ve bundan ötürü de türbin gücü düşmektedir.

2. Kavitasyon olayının görülmesiyle oluşan titreşim ve çarpmalarla salınımlar bir enerji absorbe ettiği için güç kaybolması görülmekte ve türbinin verimi % 10 ile % 20 oranında düşüş göstermektedir.

3. Kavitasyon olayı ile zarar gören malzeme yüzeyi önce parlaklaşıp pürüzlenmekte, daha sonra da malzeme yüzeyinde çok sayıda küçük oyuklar meydana gelmektedir. Bu küçük oyuntular, yine kavitasyon olayının devam etmesi sebebiyle zaman ilerledikçe artarak derinleşmekte ve belirli bir işletme zamanının sonunda malzeme yüzeyindeyoğun miktarda süngerleşme görülmektedir. Metal tabakasında süngerleşme oranı arttıkça malzeme metal yüzeyinden koparak yok olmakta ve kavitasyon olayının yıkımı bu şekilde ilerleyerek devam etmektedir.

4. Kavitasyon olayının görülmesi ile türbin rotorunu dengelenmemiş dairesel hidrolik kuvvetleri etkilediği için türbin rotoru ile birlikte tüm türbin-generator şaftında titreşimler ve salınımlar oluşabilmektedir. Bu titreşim ve salınımlar, türbin-generator ünitesinin kılavuz yataklarının bozularak kullanılamaz duruma gelmesine ve hatta türbin-generator ünitesinin taşıyıcı yatak köprüsü ayaklarının oynamasına ve bu nedenle türbin-generator ünitesinin bütün dönen kütlelerinin balansının bozulmasına yol açmaktadır.

5. Kavitasyon olayı nedeniyle emme borusunun verimi çok kötüleşmektedir. Kavitasyon olayı genellikle, türbinin nominal yükünün ya da herhangi bir hidrolik düşüdeki optimum yükünün çok altında ve çok üstünde çalıştırılması sırasında oluşmaktadır. Ayrıca, türbinin nominal yükünün ya da herhangi bir hidrolik yükseklikteki optimum üretim gücünün çok altındaki yüklerde çalıştırılması sırasında emme borusunun başlangıç kısmındaki eksen bölgesinde oluşan vorteks (girdap) olayı da kavitasyon olayının etkisini yükseltmekte, türbinin ve emme borusunun verimini olumsuz etkileyerek, türbin rotoruna teğetsel ve eksenel yönlerde etkiyen hidrolik kuvvetlerin dengesini bozduğu için tüm türbin-generator şaftının titreşim ve salınım yapmasına yol açmaktadır (Başesme,2003).

3.2.1.1.2. Kavitasyon Olayı Tahribatının Giderilmesi

Hidrolik türbinlerin kavitasyon olayının doğurduğu zarara uğramadan işletilmesinin büyük isteğimiz olmakla birlikte hidrolik türbinlerin işletilmeye devam etmesiyle kavitasyon olayının önüne geçilemeyecek kaçınılmaz bir durumdur. Tahribata uğramış örnek hidrolik türbin çarkı resim 3.4 ve resim 3.5’de gösterilmiştir.



Resim 3.4. Kavitasyon olayının oluştuğu francis türbin çarkı



Resim 3.5.Kavitasyon olayının oluştuğu çark kanat kaynak çatlağının boya yöntemi ile tespiti

Hidrolik türbinlerin çalışma saatinde artan süreyle birlikte meydana gelen bu kavitasyon olayı tahribatlarının onarılması için günümüzde başlıca iki metot kullanılmaktadır.

1. Metot kavitasyona uğramış çark kanat yüzeylerinin temizlendikten sonra kaynakla doldurulması işlemidir. 1.Metot aşağıda maddeler halinde verilmektedir.

- a) Kavitasyon olayının zararlı etkilerini giderme çalışmasına başlamadan öncetahribatsız muayene testleri (sertlik, penetrant, gözle kontrol) fiziksel ve mikro yapı inceleme testleri akredite kuruluşa yaptırılır.
- b) Kavitasyon olayına maruz kalmış yüzeylerde süngerimsi bir hale gelmiş malzeme yüzeylerinin temizlenerek, ardından havalı taş motorları, elektrikli taş motorları veya plazma kaynak makineleri ile süngerimsi yüzeyler temizlenerek yüzey kaynak yapılabilecek forma getirilir. Bu temizleme işlemi süngerleşmiş kısımlar tamamen yok edilerek sağlam yüzeye ulaşınca kadar yapılır.
- c) Daha sonra çark mahali ve emme borusu çapak curuf gibi pisliklerden temizlenir. Yüksek Cr-Ni alaşımlı kaynak elektrotları ile WPS (WeldingProcedurespecification) ve PQR (Procedurequalifacationrecord) standartlarıgöre bu yüzeyler kaynakla doldurulur.
- d) Bu işlemden sonra doldurulan boşluklar tekrar taşlanarak düzgün bir yüzey formu elde edilerek işlem bitirilir.

İşlem bittikten sonraki çark yüzeyinin görünümü resim 3.6’ da gösterilmiştir.

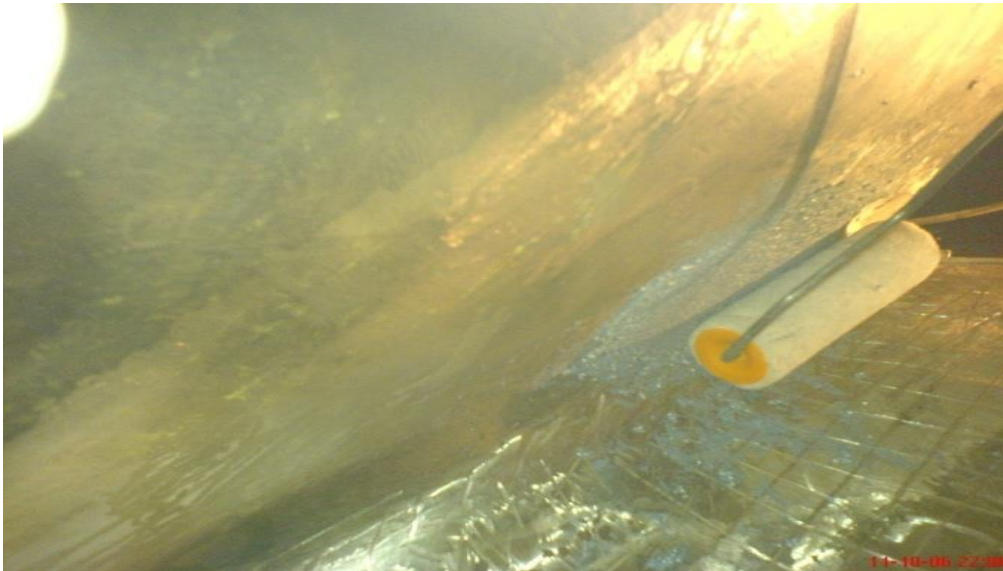


Resim 3.6.Kavitasyon onarım çalışması sonrası çark yüzeyi

2. Metot ise kavitasyon olayı sonucu deformasyona uğramış malzeme yüzeyinde açılmış oyuk şeklinde bölgeler ve süngerleşmiş malzeme yüzeyleri temizlendikten sonra yüzeyin bazı özelsuni malzemelerle sıvanarak doldurulması yöntemidir. Malzemenin hazırlanması ve çark yüzeyine uygulanması resim 3.7 ve resim 3.8’ de ve uygulama sonrasına ait görünüm resim 3.9’da gösterilmiştir.



Resim 3.7.Kaplama malzemesinin hazırlanması ve çark yüzeyine uygulanması



Resim 3.8.Kaplama malzemesinin hazırlanması ve çark yüzeyine uygulanması



Resim 3.9. Kavitasyon tamiratı çalışması sonrası görünüm

Yapılan bu uygulama düşük debili türbinlerde daha olumlu sonuçlar verebildiği gözlemlenmiştir. Fakat yüksek debili türbinlerde akış hızına bağlı olarak çark kanat yüzeylerinin 1. metoda göre daha kısa sürede deforme olduğu görülmüştür.

3.2.1.1.3. Aşırı Kavitasyon Bölgesinde Çalışma

Hidroelektrik türbin jeneratörünün güç artışları titreşimin aşırı şekilde artmasına neden olur. Sistem frekansı yükselerek sistemin çalışma frekansının üzerinde bir değere ulaştığında yıkıcı bir dirençle sahip büyük güç dalgalanmaları ve kontrol edilemeyen cebri basınç artış olayları meydana gelir. Enterkonnekte güç sistemin talebini karşılamak için, bazen hidroelektrik üniteleri kavitasyon bölgesinde çalıştırılır. Emme borusu titreşimleri olduğunda bir gürültü oluşur ve kontrol kumanda odasında bu ses duyulur. Bu işletme çalışma durumundan kısa sürede çıkmak için kontrol kumanda odasındaki operatör sesi duyduğu anda kavitasyon çalışma bölgesinden çıkmak için uygun adımları atabilir.

3.2.1.2. Aşındırıcı Madde Erezyonu

Suyun içindeki askıda bulunan katı maddelerin etkisi ile metal malzemelerinin yüzeyinden parçacıkların erozyona uğrayarak mekanik olarak ortadan kalkması olarak

adlandırabiliriz. Türbin çarkkanat yüzeyleri ve ön kenar kısmı suyun içinde kum ve silt bulunması nedeniyle aşınma görülecektir.

3.2.1.3. Girdap (vorteks) Olayı

Francis tipi hidrolik türbinlerin, düşük yük alanlarında ve yüksek yüklerde işletilmeleri sırasında sürekli olarak çok sayıda sorun ortaya çıkabilir. Görülebilecek bu sorunların temel sebebi, türbin emme borusunda vorteks (girdap) oluşumuna dayanır. Francis tipi hidrolik türbinlerin emme borularında vorteks meydana gelmesine türbin rotorunun merkez bölgesindeki ölü su çekirdeğinin içinde bir pompalama tesirinin oluşması ve bu pompalama tesirinin stabil olmayan (dengesiz) türbülanslar doğurmasına yol açmaktadır. Francis tipi bir hidrolik türbinin rotorundan sonra emme borusunun başlangıç kısmında ki eksen yerlerinde vorteks (girdap) oluşmaması için, türbinin hangi hidrolik düşüde olursa olsun, en iyi verim değerine karşılık gelen optimum yükle veya optimum yük bölgesinde çalıştırılması gerekmektedir. En iyi verim değerine karşılık gelen optimum yük bölgesinde çalıştırılması halinde türbin emme borusundaki vorteks (girdap) olayı ortadan kalkacağı gibi emme borusundaki basınç dalgalanmaları ile gürültüler ve komple şaft düzenindeki mekanik titreşimlerde (vibrasyon olayı) minimum seviyeye inecektir. Vortex oluşumuna ait görünümler şekil 3.4 ve resim 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Vortex oluşumu



Resim 3.10.Vortex oluşumu

3.2.1.3.1. Vorteks Olayının Zararları

1. Türbin emme borusunun genişkesiti darlaşır ve emme borusundaki hidrolik akım düzensiz olur.
2. Türbin rotor kanatlarının emme borusu bölgesi alanlara nüfus eden statik basınçların dengesi bozulur.
3. Türbin rotoruna etkiyen eksenel ve teğetsel kuvvetlerin dengesi bozulur.
4. Türbin-generatör şaftına etkiyen bu kuvvetlerin meydana getirdiği titreşimlerden ötürü malzemelerde yorulmalar görülür.
5. Emme borusunda ve gövdesinde büyük basınç dalgalanmalarından dolayı vibrasyonlara neden olur.
6. Türbin-generatör ünitesinin şaft bölgesinde görülen aşırı salınım hareketlerinden dolayı ikaz kollektörü ile fırçaların ve kılavuz yatakların tahrip olmasına neden olması gibi, özellikle büyük güçlü francis türbinlerinin tahrik ettiği generatörlerde manyetik yükün dolayısıyla aktif yükün salınım yapmasına yol açabilir.

3.2.1.3.2.Vorteks Olayının Etkilerini Azaltacak Bazı Tedbirler

1. Türbin emme borusunun havalandırılarak francis tipi hidrolik türbinlerinde emme borusunda meydana gelen girdap olayının etkisiyle ortaya çıkan basınç

dalgalanmaları sönümleştirilir. Bu durum türbin konstrüksiyonunda yapılacak şaftta, türbin kepi üzerinde veya istavroz üzerinden atmosfere açılan delikler vasıtasıyla olmaktadır.

2. Emme borusunun geometrik dizaynına dikkat ederek vorteks azaltılabilir.

3. Hidrolik düşüye paralel olarak en uygun türbin yükünü seçmek optimum türbin yükünde çalıştırmaktır. Özellikle yüksek güçlü francis türbinlerin düşük yüklerde çalıştırılması yada yüksek yüklerde çalıştırılması vorteks oluşmasına neden olmakta ve işletme emniyeti kalmamaktadır. Büyük güçlü francis türbinlerini en uygun yüklerde çalıştırmak ve belirlenen sınırların dışına çıkmamak gerekmektedir (Başışme,2003).

3.2.2. Dinamik Dengesizlik

Dönen bir makine sisteminde kütle merkezinin ağırlık nokta çizgisi ile geometrik ağırlık merkez nokta çizgisinin birbiri ile uyuşmadığında meydana gelen olaya dengesizlik (balansızlık) denir. Teoride mükemmel dengeleme sağlanmış bir makinede titreşim görülmez. Dengesiz rotorlar, parçalarının hasar görmesine sebep olacak titreşimler üretir (Saleem,2012). Bu titreşimler türbin-generatör tüm döner kütlede (türbin rotoru, generatör rotoru, ikaz generatör rotorları ve şaftlarda) dinamik balanssızlık sorunlarına neden olur. Dönen makine sistemlerinde görülen bu sorunların büyük bir kısmı rotora balanslama işlemi yapılarak ve francis türbinin şaftı ile yataklar (türbin kılavuz yatak, generatör kılavuz yatak) arasındaki eksen kaçıklığının düzeltilmesi ile çözülebilir (Başışme, 2003). Bu problemi ortadan kaldırarak makinenin çalışma ömrünün uzaması için, dengesizliğin neden olduğu titreşim seviyesinin kabul edilebilir orana yani standartlara uygun seviyeye getirilmesi gerekmektedir (Saleem,2012).

3.2.2.1. Dinamik Dengesizlikte Meydana Gelen Titreşim Arızasının Nedenleri

Pratikte, rotorlar, dökümde gözeneklilik, malzemenin düzgün olmayan yoğunluğu, imalat toleransları ve çalışma sırasında malzeme kazanımı veya kaybı gibi üretim hataları nedeniyle hiçbir zaman mükemmel şekilde dengelenemez. Rotor dengesizliği, makine titreşimlerinde en fazla görülen nedenlerin başında gelir. Dönen mevcut sistemin kütle dengesizliği genel olarak farklı mekanik parçaların ömrünü azaltarak aşırı senkron kuvvetlerin oluşmasını sağlar. Meydana gelecek çok küçük bir dengesizlik bile yüksek

hızda dönen makinelerin çalışmasını etkileyecek daha büyük sorunların ortaya çıkmasına neden olabilir.

Dinamik dengesizliklerin nedenleri aşağıda maddeler halinde verilmektedir.

1. Malzemenin özgül ağırlığı, malzeme yüzey bölgelerinde gözeneklilik, oyuklar ve hava delikleri gibi ana problemler dengesizlik durumunun oluşmasına sebep olur.
2. Şekil hatası yapılarak dökülen dökümler, eksantrik olarak işlenen malzemeler ve montaj hataları gibi üretim sorunları.
3. Rotasyonel gerilmeler, aerodinamik ve sıcaklık değişiklikleri gibi ayarsızlık problemleri
4. İşletme koşullarında oluşan değişimler (aşınma, korozyon, ısıl genleşme, madde birikimi)
5. Francis tipi türbinlere ait döner parçaların (ikaz generatörü rotoru, generatör rotoru, türbin rotoru ve şaft) meydana getirdiği tüm kuvvetlerin denge konumunda olması gerekmektedir. Bu oluşan kuvvetlerde ki her bir değişim makinede dengesizliği oluşturur.
6. Francis tipi türbinlerde şaft boyunca türbin ve generatör, türbin kılavuz yatağı ve bazı durumlarda generatör üst kılavuz yatakları ile yataklanmıştır. Kılavuz yatakların klerans (şaft muylusuyla yatak metali arasındaki dönme boşlukları) ayarının bozulması nedeniyle komple şaft düzeninde yer alan ikaz generatörü rotoru, generatör rotoru, türbin rotoru ve komple şafttan oluşan döner kütlede serbest bir gezinme hareketi meydana gelir. Bu olayda dönme boşluğunun yok olarak yağlama yağı filminin yırtılması olayına sebep olabilir (Başışme, 2003).

Bu sorunların birçoğu üretim esnasında, diğerleri ise makinenin işletmede kaldığı süre boyunca ortaya çıkar. Üretimin yapıldığı süre içerisinde, dökümlerin sağlamlığı ve işlenmiş malzemenin eş merkezli olmasını sağlamak için gerekli önem gösterilmiş ise, iki eksenin çakışması gerektiğini ve monte edilmiş rotorun denge konumunda olmasına dikkat edilmesi gerekmektedir.

3.2.2.2.Francis Türbinlerde Titreşim Analizi Yöntemi İle Dinamik Dengesizliğin Belirlenmesi

Endüstriyel makinelerde titreşim analizi ve kestirimci bakım uygulaması; arızaları belirlemek, tahmin etmek ve önlemek için dönen makinelerde kullanılan bir ölçüm aracıdır. Makinelere titreşim analizinin uygulanması, makinelerin istenilen çalışma değerleri içinde çalışmasının izlenmesini sağlayacak ve makine verimliliğinin artmasını sağlayarak, mekanik ya da elektriksel arızaların önceden tespit edilmesi ve ortadan kaldırılması için zaman tasarrufu sağlayacaktır.

Titreşim analiz programları, makine sistemlerinin hatalarını tespit ederek, işletmedeki makinelerin onarımının yapılmasını ve makinelerin en az duruş yaparak mümkün olduğunca arıza vermeden uzun süre çalışabilmesini temin etmek amacıyla endüstriyel tesislerin genelinde bulunmaktadır. Dönen makinelerde en çokkarşılaşılan arızalardan biri dengesizliktir. Arıza durumları belirli frekanslarda titreşim ortaya çıkardıkları için bu frekansların bilinmesi sayesinde arızaların nedeni ve derecesi belirlenebilir. Makine yataklarından alınan titreşim ölçüm değerleri ile makinada ki dengesizlik arızası, devir sayısı katlarına bağlı olan frekans bilgileri, spektrum grafikleri ve faz açısı yardımı ile belirlenebilir.

3.2.2.3.Balanssızlıktan Kaynaklanan Dinamik Dengesizliğin Giderilmesi

Dengesizlik kendini devir hızında ortaya çıkarır ve radyal doğrultuda titreşime yol açar(Mogal ve Lalwani, 2015). Bundan dolayı dinamik dengesizliğin ortadan kaldırılması için türbin-generator ünitesinin komple döner kütesinin nominal devir sayısında ve dahası aşırı hız devir sayısında titiz bir şekilde dinamik balans çalışmasının yapılması gerekir (Başışme, 2003).Dengeleme (balans) işlemi, makine üzerindeki dengelenmemiş kütlelerin, karşı bir kütle ile dengelenmeye çalışılması yöntemidir. Uluslararası standart olan ISO 1940'ta dengelemenin esasları detaylandırılmıştır. Dengeleme, sabit olan tezgâh makinelerinde yapılabileceği gibi, protatif cihazlar ile dengesizliğin olduğu makinenin yerinde de yapılabilmektedir. Yerinde dengeleme yapabilen cihazların üzerinde bir dengeleme programı yer almaktadır. Bu program dengesizlik çalışması boyunca kullanıcının her bir adımda ne yapması gerektiğini tarif ederek kullanıcıya dengeleme ağırlığının nereye yerleştirileceğini belirtir. Bu şekilde kullanıcının zaman harcıyarak ayrı

bir hesap yapmasına gerek kalmamaktadır. Dengeleme yapılırken döner kütleye monte edilen ağırlık resim 3.11’de görülmektedir.



Resim 3.11.Balanssızlık dengeleme ağırlığı

3.2.4.4. Yerinde Dengelemenin Avantajları

Makine şaftına yerinde dengeleme yapılabilirdi için; türbinin demontajı ve şaftın dengelemetezgâhı olan başka bir yere götürülmesi gibi durumlar ortadan kalkmış olur.

1. Dengeleme işlemi şaftın kendi yatakları üzerinde yapılmasından dolayı daha titiz ve güvenilir şekilde bir dengeleme çalışması yapılır.
2. Dengeleme tezgâhına montaj yapılamayacak büyüklükteki şaft ve rotorlar gibi parçalar bile kolay bir şekilde yerinde dengelenebilmektedir.
3. Çok kısa süre içerisinde hassas bir dengeleme işlemi basit bir şekilde yapılabilmektedir.
4. Yerinde dengeleme için gerekli olan cihazın yatırım maliyeti diğer yöntemlere nazaran oldukça düşüktür (URL-6, 2019).

Titreşim analizi, döner makinelerde arıza teşhisi için önemli bir araçtır. Bu bölümde dengesizlik ve eksen kaçıklığı hata teşhisinin konması için titreşim analizinin “orderanalysis” tekniği ile yapılarak balanssızlık teşhisi görülecektir. “Order analiz”

yönteminde hem faz hem de genlik grafikleri elde edilir. Faz ve genlikten, genellikle hata tipinin dengesizlik mi yanlış hizalamamı olduğu ortaya çıkartılır ve yeri tanımlanır. Deneysel sonuçlar “orderanalysis”, hata teşhisi için etkili bir teknik olduğunu göstermektedir (Mogal ve Lalwani,2015) .

Bu çalışmada el tipi portatif bir titreşim ölçüm cihazı, türbin-generator ünitesinin titreşimini ölçmek için titreşim sensörü ve türbin çalışma hızı devir sayısını ölçmek için bir adet takometre yeterlidir. Titreşim sensörleri (piezoelektrikivmeölçer) yatak üstüne radyal yönde mıknatısla tutturulurlar. Fotoelektrik (veya lazerli) takometre ise, şaft üzerinde dönen bir noktaya yapıştırılmış olan bir yansıtıcı bandı uzaktan görecektir şekilde montajı yapılır. Bandın her geçişinde yansıyan ışığı yüzey farklılığından dolayı algılayan takometre bu sayede devir hızını ölçecek ve sinyal alacaktır. Bundan ötürü titreşim sinyali ve devir tetiklemesine ait sinyal arasındaki faz farkı belirlenebilecektir (URL-6, 2019).

3.2.2.5. Hidrolik Yağlamalı Yataklarda Görülen Arızalar

3.2.2.5.1. Yatak Arızaları

Yatak arızaları kaymalı yataklarda şaft ile yatak iç yüzeyi arasında ideal boşluk olmaması sonucunda meydana gelir ve bu olay metal metal sürtünmesi olarak sonuçlanır. Hasar görmüş bir türbinin taşıyıcı yatağa ait örnek resim 3.12’ de ve türbin kılavuz yatağa ait örnek ise resim 3.13 ve resim 3.14 ’ de gösterilmiştir.



Resim 3.12.Hasar görmüştaşıyıcı yatak petleri



Resim 3.13. Hasar görmüş türbin klavuz yatak önden görünüş



Resim 3.14. Hasar görmüş türbin klavuz yatak yüzeyi

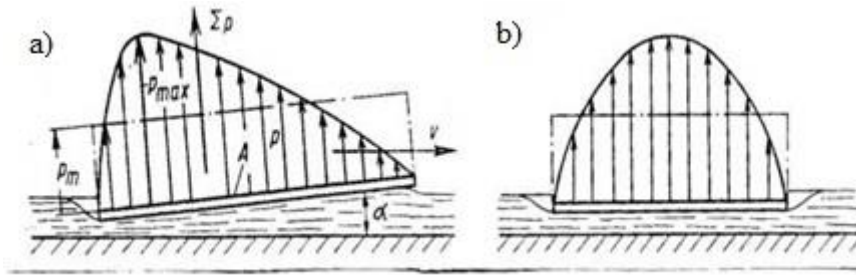
3.2.2.5.2. Yanlış Yağlama

Türbin yataklarının güvenli koşullarda işltililebilmesi için yağlama işleminin kusursuz uygulanması sağlanmalıdır. Yatak yüzey alanının yağsız kalmasıyla sürtünmesi ve yatak yüzeyinin ısınarak bozulması durumunun önüne geçmek için kayma yüzey alanlarının birbirinden bir yağ filmi aracılığı ile ayrılarak akışkan sıvı sürtünme olayı yani hidrodinamik yağlama olayının meydana gelmesi gerekmektedir. Aksi durumda yağ filmi yırtılarak yağ filmi oluşamaz ve bu durumun sonucunda metal metal sürtünmesi olayının görölmesiyle türbin-generator sisteminde ağır hasarlar oluşur.

Hidrodinamik yağlama;

- Hareket yönünde daralmakta olan bir aralık mevcut olmalıdır.
- Kayma yüzeyleri birbirine karşı bağlı hareketli olmalıdır.
- Yağlama yağı, kayma yüzeyleri üzerinde çok iyi bir yapışma özelliği göstermelidir.
- Türbinin çalışma sıcaklığı, yatak yapısına uygun yağ seçilmelidir.

Bu şartları sağlayabilen bir yağlamadaki fiziksel olaylar aşağıdaki şekil 3.5.a ve şekil 3.5.b’de şematik olarak gösterilmiş bulunmaktadır.



Şekil 3.5.a-b. Bir düzlemdeki hidrodinamik basınç görünümü (Önden ve yandan görünüş)

Şekil 3.5.a’ da çizimsel olarak gösterildiği gibi bir sıvı yüzeyi üzerinde α açısı altında ve V hızı ile hareket eden bir A düzleminin altında kama şeklinde hidrodinamik bir basınç oluşur. Oluşan bu basıncın ilerlemesine ait önden ve yandan görünüşlerle şekil 3.5.a ve şekil 3.5.b’ de gösterilmiştir.

Şekilde görüldüğü gibi hareketli A düzlemi ile sabit düzlem arasındaki bölgenin en dar olduğu yerden az önceki basınç P_{max} değerine doğru yükseliş içindedir. A

düzleminin altında meydana gelen EP toplam basınç dış kuvvetlerle dengeye ulaşıncaya kadar A düzlemi yukarı doğru kalkar. A düzleminin altında oluşan sıvı basıncı, V hızı arttıkça yükselir.

Yüzeyi A kadar olan bu hareketli düzlemin (A düzleminin) altında meydana gelen basıncın P_m ortalama değeri denklem 3.2' de görülmektedir.

$$P_m = EP / A \text{ dır.} \quad (3.2)$$

Şaft dönme durumunda olmadığı durumda F yatak kuvvetinin etkisi ile yatak içinde alt kısma tam olarak oturur. Dönmeye başlarken ilk önce şaft ile yatak arasında kuru bir sürtünme olayı vardır. Bu olayın sebebi kayma yüzeyleri arasında yağ henüz etkili duruma geçmemiştir. Harekete başlayan şaft muylusu, yatak içinde ilk olarak dönüş yönünde sağa doğru yükselmek ister. Şaft döndükçe muyluda tutunan yağ muyluda kalır ve kuru kompleks sürtünmeye dönüşür. Sonuç olarak belirli bir devirden sonra kayma yüzeyleri, yağ filmi tabakası aracılığı ile birbirinden yer yer ayrılırlar.

Aynı zamanda, yatakta yağ girişinin hemen gerisinde oluşan yağ filmi tabakası, devir sayısı arttıkça muyluyu sol üst tarafa doğru zorlamaya başlar. Bu durum, “geçiş devir sayısı” adı verilen belirli bir devir değerine kadar devam eder. Geçiş devir değerinden itibaren kompleks sürtünme olayı ortadan kalkar ve yatak ile şaft muylusu arasında yırtılmaz bir yağ filmi oluşur. Şaft muylusu ile yatak arasında yırtılmaz yağ filminin oluşması ile muylu yataktan tamamen ayrılır ve artık sıvı sürtünme olayı başlamış olur. Sıvı sürtünme olayı ile birlikte verimli ve güvenilir kayma olayı da başlamış olur.

Sıvı sürtünme olayının başlayabilmesi için meydana gelen yağ filmi kalınlığının, muylu ve yatak yüzeylerinde mevcut toplam pürüzlük yüksekliğinden daha fazla olması gerekir. Sonuç olarak şaft muylusu ve yatak yüzeylerindeki toplam pürüzlülük mesafesi ne kadar küçük olursa sıvı sürtünmeye geçiş zamanında o kadar erken başlayacaktır. Sıvı sürtünmesinde yatak sürtünme ve ısınması çok küçüktür.

Devir sayısı yükseldikçe yağ filmi basıncı büyümekte ve şaft muylusu da yataktan uzaklaşarak muylunun merkez eksenine yatağın merkez eksenine yaklaşmaktadır. Teorik olarak devir sayısı $n=\infty$ olduğunda şaft muylusunun eksenleri ile yatak eksenleri birbirleri ile üst üste çalışmaktadır.

Aşağıdaki şekil 3.6' da de hem yatak sürtünmesi ile çevresel hız arasındaki

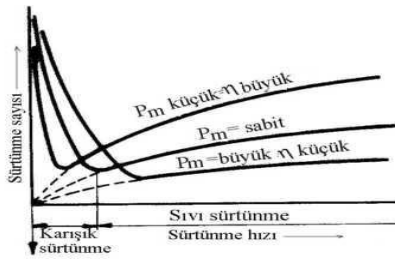
ilişkiler ve hem de P_m ortalama yatak yükleri ile r yağlama yağı vizkoziteleri arasındaki ilişkiler gösterilmiştir. (Başesme, 2003).

P_m : Ortalama yatak yükü

μ : Sürtünme katsayısı

v : Sürtünme hızı

r_j : Yağ vizkozitesi



Şekil 3.6. Kaymalı yatak sürtünmesi eğrileri

3.2.2.5.3. Dışmerkezlilik (Eksantriklik)

Rotor ve stator arasındaki hava boşluğunun bağdaşık olarak dağılmaması olarak adlandırılır. Eksenden kaçıklık arızası nedeniyle meydana gelen düzenli olmayan manyetik etkileşim hava aralığı boşluğunun homojenliğini sağlayamaz ve oluşan akı dağılım dengesini bozar ve indüklenen gerilim ve akımda harmonik hareketler oluşturur. Buna ek olarak senkron motorda ortaya çıkan düzensiz manyetik kuvvet çekimleri senkron motor bloğunda rotor hızı ve katlarında titreşimlere, statorun bozulmasına ve yalıtımın bozulmasına sebep olur (Koca ve Ünsal, 2017). Bu eksantriklik müsaade edilen çalışma bölgesinin üstüne çıktığında, stator yüzeyinin rotorun yüzeyine sürtünmesine neden olan dengesiz manyetik çekme olayı görülür. Hava boşluğu dışmerkezlikleri iki tiptir. Bunlar dinamik hava boşluğu dışmerkezliği ve statik hava boşluğu dışmerkezliğidir (Mohanta ve ark., 2017). Statik eksantriklik; dönüş ekseninin merkezi aynı zamanda rotor ekseninin merkezi olması durumu iken, dinamik eksantriklik ise dönüş merkezi ile stator merkezinin aynı olması olarak açıklanabilir (Koca ve Ünsal, 2017).

Statik hava boşluğu dışmerkezliğinde, radyal hava boşluğu açıklığı sabitlenir. Sabit bir uzunluğa sahiptir. Statik dışmerkezlik, statorun veya rotorun yanlış takılmasının veya

stator çekirdeğinin ovalliğinin bir sonucudur. Maksimum% 10 hava boşluğu dışmerkezliliğine izin verilir (Mohanta ve ark., 2017).

Stator karkası ve montaj kısımlarında eksantriklik durumunda önemli titreşimler meydana gelir. Bu durumu önlemek için düzeltici işlemler yapılmazsa stator yalıtımlarının mekanik aşınması nedeniyle bir stator sargı arızası meydana gelecektir. Titreşimi azaltmak ve dengesiz manyetik çekmenin önüne geçmek için mevcut eksantrikliğin çalışma değerlerine düşürmedikçe rotor üzerine etkiyen dengesiz kütle dinamik eksantrikliğe neden olur. Öngörülmeyen çalışma durumlarında shaftın türbin yatağındaki dinamik yer değiştirmesi de bu eksantrikliğe neden olabilir (Mohanta ve ark., 2017).

3.2.2.5.4.Jeneratör Dengeleme Ayakları

Bu durum, jeneratördengeleme ayaklarının tabanla aynı düzlemde olmadığını, hizalanma sorunu olduğunu veya şimlerin doğru takılmadığını gösterir. Uygun olmayan temel tasarımı ile düşük destek sertliği ve rezonans, yüksek titreşime sebep olur. Bu ayaklarda oluşan aşırı titreşim, dinamik stres dengesizliğe yol açar. Elektromanyetik ve mekanik gerilmelerin kombinasyonu nedeniyle, statorda elektrik arızaları ve mekanik arızalar meydana gelir. Dengelenmemiş ayaklar sorunu statorun ya da kaidenin sallanmasına, jeneratörde mekanik gerilim ve titreşimin oluşmasına ve sürtünmenin artmasına sebep olabilir.

Francis türbinlerde yatak ayarsızlığı arızası;

Hidrolik türbin-generator ünitelerinde türbin rotoru kanatları üzerine etkiyen aksel hidrolik yük (aksel itme yükü) ile türbin rotoru dönme boşluklarından kaçan suyun, türbin rotor üst gövdesi yüzeyi üzerine etkidiği hidrolik yükün bir yatak aracılığı ile desteklenmesi gerekir. Bu görevi üstlenen yatağa 'taşıyıcı yatak' adı verilir. Kılavuz yatakları, türbin ve generatöre gelen ve eksene dik olan yatay yükleri karşılayan teçhizatlardır. Shaft boyunca türbin ve generatör, türbin kılavuz yatağı ve bazı durumlarda generatör üst kılavuz yatakları ile yataklanmıştır. Taşıyıcı yatak resim 3.15.a, generatör yatak resim 3.15.b, türbin kılavuz yatağına ait ayar civatası resim 3.15.c ve generatörkılavuz yatağına ait ayar civatasıresim 3.15.d ve türbin klavuz yatağın montaj bloğu resim 3.15.e'degösterilmiştir.



Resim 3.15.a. Taşıyıcı yatak



Resim 3.15.b. Generatör kılavuz yatak



Resim 3.15.c. Türbin kılavuz ayar civatası



Resim 3.15.d. Generatör kılavuz civatası



Resim 3.15.e. Türbin kılavuz yatak lokmalarının montaj bloğu

Francis türbin yataklarına enterkonnekte sisteminden gelen ters güçte darbeler, türbinlerin çalışması esnasında oluşan mekaniksel sistem arızaları neticesinde makinenin çalışma devri mevcut çalışma devrinin çok üstüne çıkması makine parçalarının darbe almasına neden olabilir. Bunun sonucunda türbin şaftını merkezleyen kılavuz yatak ve generatör kılavuz yatak lokmalarına ait ayar civataları gevşeyerek yatak ayarsızlığına yol açar. Bir türbin-generatör sisteminin kılavuz yatak kısmındaki şaft salınım genliği kılavuz yatağına ait çapsal dönme boşluğunun 1 / 4 oranından büyük olması gerekmektedir.

Yatak ayarsızlığından kaynaklanan dengesizliğin giderilmesi için, türbin kılavuz yataklara ait lokmaların şaft ile arasındaki boşluk mesafesi çevresel olarak sentille kontrol edilir. Bu kontrol sonucunda şaftın eğiklik yönü tespit edildikten sonra şaft dikliği sağlanır. Daha sonra şaft sabitlenerek lokma ayar civataları şafta yanaştırılır ve belirlenen toleransta geri çekilerek ayarlanır. Daha sonra generatörkılavuz yatak ayarına geçilir. Burada hassas su terazisi kullanılarak şaft merkezlemesi yapılır. Ayar civatalarında aynı işlemler tekrarlanarak türbin yatak ayarsızlığı giderilmiş olur. Yatak ayarında kullanılan bazı malzemelere ait örnekler resim 3.16.a.ve resim 3.16.b’de gösterilmiştir.



Resim 3.16.a.Sentil



Resim 3.16.b.Hassas su terazisi

Yanlış hizalanma (yatak ayarsızlığı) radyal ve eksenel yönlerde titreşime neden olur. Ayrıca yatak arızasına ve aşırı ısınmaya yol açar. Şaftın yanlış hizalanması açısal veya dengesiz olabilir.

3.3. Rotor

Hidrogeneratör rotor sargısındaki dönüşler arası arızalar, rotor toprak arızalarına, yerel aşırı ısınmaya ve dengesiz çekmeye yol açar. Bu, stator ve rotor sargıları arasındaki dengesiz manyetik çekme nedeniyle yatakların titreşim, akustik gürültü ve erken arızalanmasına neden olur. Stator sargısındaki eşit olmayan akım dağılımı, rotor kafesini aşırı ısıtarak makinedeki termal gerilimi artırır, rotor malzemesinde aşınmaya ve mekanik aşınmaya bağlı olarak şaft üzerinde dinamik gerilime neden olur. Bu kayıplar, makinelerde asimetrik çalışma, titreşimli tork, azaltılmış tork ve verimlilik düşüşü sağlar (Singh ve ark., 2018). Bu hataların çevrimiçi tespiti ilk olarak 1971'de tarif edilmiştir. Rotor kutupları arızalandığında, sargılardaki eşit olmayan akım düzgün olmayan bir manyetik alan oluşturur ve böylece titreşimler artar. Her üç fazda da akan akım eşit olmalı ve faz akımlarındaki maksimum fark% 20 ile sınırlandırılmalıdır. Bir hata oluştuğunda, rotor titreşim frekansları artar (Mohanta ve ark., 2017).

4. DÖNMEYEN HİDROLİK JENERATÖR EKİPMANININ TİTREŞİMİ

4.1. Transformator

Manyetik kuvvet çekirdek ve sargılarda titreşime neden olur. Bu titreşimler gürültü ile ilişkilidir. Transformator gürültüsünün ana nedeni mıknatıssal büzülmedir. Manyetik alanla temas ettiğinde ferromanyetik malzemelerin boyutları burada değişir. Bir elektrik transformatorünün bobinlerinden akan alternatif akımın demir çekirdeği üzerinde manyetik bir etkisi vardır. Çekirdeğin genişlemesine ve büzülmesine neden olarak uğultu sesi çıkarır. Bu titreşimler arttıkça transformatorün performansı düşer. Bu titreşim tamamen ortadan kaldırılması mümkün değildir fakat uygun transformator tasarımı, montajı ve kurulumuna özen gösterilirse bir dereceye kadar gürültü ve titreşim azaltılabilir.

4.2. Cebri boru

Cebri borular, tünel ile türbin salyangozu arasında veya doğrudan doğruya su alma tesisleri ile türbin salyangozu arasında tesis edilen ve genellikle çelik sac levhaların bükülüp kaynak edilmesiyle imal edilen dairesel kesitli su iletim kısmıdır. Cebri borular çekme, bükme ve çatlamaya karşı mukavemet özelliğine ehil olması ve imal edilmiş cebri boruların iç çeperlerinin pürüzsüz ve iç-dış çeperlerinin ise paslanmaya karşı koruyucu malzemeyle kaplanması gerekmektedir. Ayrıca cebri boru birleşme yerlerinin su sızdırmazlık ve ani sıcaklık değişimlerinden kaynaklanan gerilmeleri sönmüleyebilecek şekilde imal edilmelidir (Başışme,2003). Su akışındaki ani değişiklikler cebri boru için çok önemli olan su darbesi olayına sebep olur. Ünitenin devreye alınması, devreden çıkarılması, çalışma hataları, çalışma periyodunda ki değişiklikler, yük atılması ve ani yük alımı sebebiyle cebri boru su akışında değişiklik olabilir (Brezovec ve ark., 2019). Bir Hidroelektrik Santral (HES) tesisindeki türbin-generatör ünitesinin yükü, enterkonnekte sistemde görülen bir sorun sebebiyle ünitenin koruyucu ekipmanları aracılığıyla yük hızlı bir şekilde azalacak başka bir deyişle cebri borunun içinden akmakta olan suyun ön tarafı türbinin ayar kanatlarının hızlı bir şekilde kapatma konumuna geçişiyle suyun hızı da süratli bir şekilde sıfır olur.

Bunun sonucunda özellikle cebri borunun alt kısmında bir anda çok büyük bir oranda basınç artışı görülür. Bu şekilde cebri boru içinde oluşan basınç yükselme olayına “pozitif basınç artışı” veya “pozitif su koçu” ve “süratlibir şekilde basınç yükselmesinin cebri boru iç çeperlerine yapacağı ani basınç darbesine de “pozitif su koçu darbesi” adı verilir.

Bir HES işletmesinde türbin-generatör ünitesi enterkonnekte olarak sisteme paralel ve yüksüz olarak yadaminumun yükte çalışırken ihtiyaca binaen bir olayın görülmesi ile ani olarak tam yükte yüklenmesi durumudur. Bu durumda az açıklıkta çalışan türbin ayar kanatlarının saniyeler içinde %100 açıklığa ulaşması ile cebri borudan hızlı bir şekilde büyük bir su kitlesi emilmiş olur ve özellikle cebri borunun alt kısmında hızlı bir şekilde büyük bir basınç düşmesine neden olur. Böyle hızlı bir şekilde görülenbasınç düşmesine de “negatif basınç düşmesi” veya “negatif su koçu” adı verilir. Bu hızlı şekilde basınç düşmesinin cebri borunun iç çeperlerine yapabileceği ani vakum darbesine de “negatif su koçu darbesi” adı verilir.

HES tesislerinde bulunan cebri borularında oluşacak ani basınç düşmesi (negatif su koçu) darbesinin maksimum değeri 10 (m) su sütunundan daha küçük olmalıdır. $h_{max} > 10$ (m) olması durumunda cebri boru içindeki su kitle blokunun ayrılmasıyla cebri boru içinde meydana gelen vakum cebri boruyu çökertebilir(Başeşme,2003).

4.3. Jeneratör Titreşimi

Yüksek sıcaklıkta çalışan motorlar ve jeneratörler, sargı gevşekliği veya kısa devre nedeniyle anormal titreşimlerle karşılaşılır. Sargı yalıtımı dielektrik mukavemetini kaybettiğinde elektrikli makinelerde dönüş hataları meydana gelir. Makineyi korumak için dönüşler arası arızaların erken tespiti arzu edilir. Yeni başlayan arızaların sayısındaki artış, makinenin büyük ölçüde bozulmasına neden olmaktadır(Mohanta ve ark., 2017).

4.3.1.Manyetik Dengesizlikler

Hidrolik santrallerde senkron tip jeneratör kullanılır. Sabit devir senkron girişine uygulanan mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren elektrik makinalarına senkron jeneratör (alternatör) denir. Jeneratörler mekanik enerjiyi alternatif gerilime dönüştürürler. Senkron jeneratörendüvi (stator) ve endüktör (rotor) olmak üzere 2 kısımdan oluşur.

Senkron jeneratörlerin duran kısmına (stator) endüvi denir. Endüvi sacdan yapılmış olup içinde endüvi sargılarının yerleştirilmesinden oluşur. Büyük güçlü senkronjeneratörlerin dönen kısmına endüktör (rotor) denir.

Manyetik dengesizlik statorun uygun pozisyonda bulunmaması veya eksantrikliğinin sağlanamaması nedeniyle stator ve rotor arasındaki hava aralığı boşlukları farklı olması durumunda dengesizlik meydana gelir buda titreşime neden olur. Ayrıca rotor kutup gerilimlerinin eşit şekilde dağılmamasından kaynaklanan arızalarda dengesizliğe yani titreşime sebep olur. Manyetik dengesizlik probleminin çözülebilmesi için ise gerek generatör rotoru ile statoru arasındaki bölgede hava aralıklarında bulunan dengesizliklerin ve gerekse generatör rotoru kutuplarına ait bobinlerde mevcut olabilecek kısa devre problemlerinin ortadan kaldırılması gerekir.

4.3.2. Senkron Generatörlerde Görülen Manyetik Dengesizlikler

1. Sargı arızaları (bağlantı gevşekliği, ızalasyon zayıflığı)
2. Stator sac paketi arızaları (aşırı ısınma)
3. Rotor kutup arızaları (toprak kısa devre)
4. Bara izolasyon arızaları

Yukarıda maddeler halinde belirtilen manyetik dengesizliklere örnek resimler resim 4.1.a' sargı arızası, resim 4.1.b.'de sargı arızasının farklı bir açıdan görünümü, resim 4.1.c' de bara izolasyon arızası, resim 4.1.d' de ünitenin farklı bölgesinde ki bara izolasyon arızası, resim4.1.e' de sac stator arızası ve resim 4.1.f 'de ünitenin farklı bölgesinde ki sac stator arızası gösterilmiştir.



Resim 4.1.a. Sargı arızası



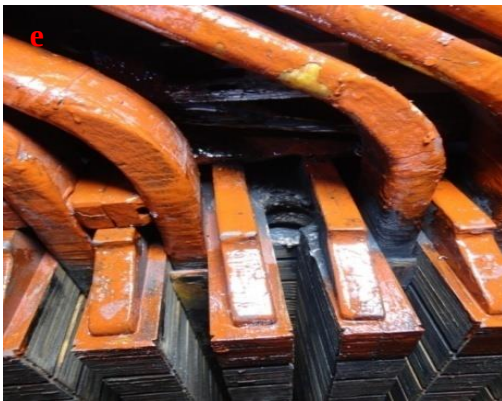
Resim 4.1.b. Sargı arızası



Resim 4.1.c. Bara izolasyon arızası



Resim 4.1.d. Bara izolasyon arızası



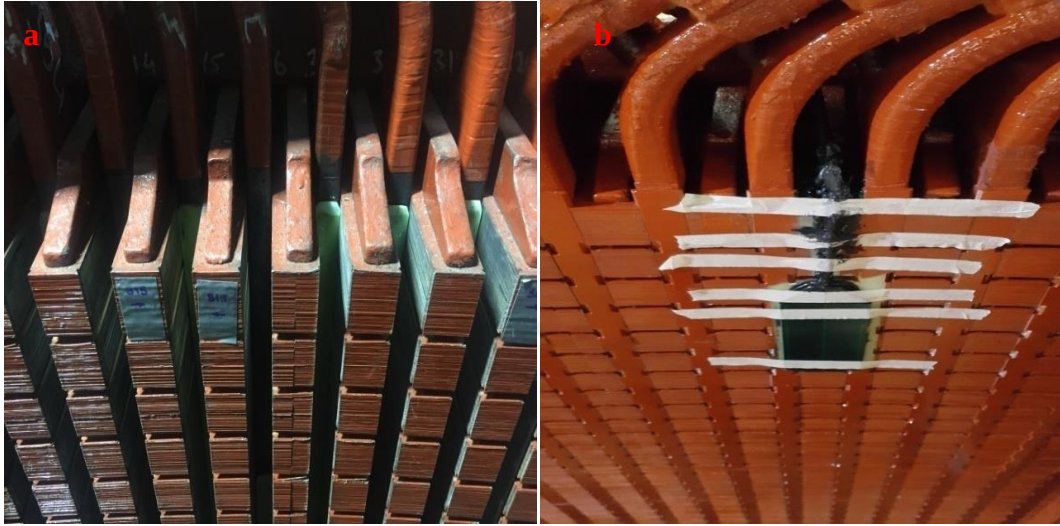
Resim 4.1.e. Stator sac paketi arızası



Resim 4.1.f. Stator sac paketi arızası

4.3.3. Senkron Generatörlerde Manyetik Dengesizliğin Tespit Edilmesi

Senkron jeneratörlerin yukarıdaki gösterilen arızalarının önüne geçebilmek için online analiz yöntemi işletmelere kurularak arıza önceden tespit edilebilir. Bu sistemde rotor sargılarında hata algılama sensörü ile rotor çıkış sargılarında oluşabilecek kısa devreleri anlık olarak algılanabilir. Hava boşluğu sensörü ile stator ve rotor arasındaki mesafe ölçümü yapılarak kutup hareketinin tespiti, hizalama, kutup kararlılığı ile rotor ve statordaki sorunların tespit edilmesini sağlar. Hava aralık sensörünün montaj edildiği yer resim 4.2.a' da ve hava aralık sensörünün montaj edildikten sonraki görüntüsü resim 4.2.b'de gösterilmiştir.



Resim 4.2.a. Stator sac paketi

Resim 4.2.b. Hava aralık sensörü

4.3.4. Manyetik Dengesizliğin Giderilmesi İçin İzlenecek Yol

1. Meggercihazıyla izolasyon problemi olup olmadığının tespiti için A,B,C fazlarına test yapılarak arızalı sargının olduğu faz veya fazlar tespit edilir.
2. Arızalı sargının yerinin tespiti için generatör üst kapakları demonte edilir.
3. Generatör üst kapakları söküldükten sonra arızalı sargı gözle tespit edilemiyorsa, ortamda karartma yapılarak ilgili faza megger testi yapılarak arızalı sargıda kıvılcım olayı gözlemlenerek sargının yeri tespit edilir.

4. Ünite üzerinde gerekli çalışmaların yapılabilmesi için jeneratöre ait kısımlar demonte edilir(Generatör üst kapakları, jeneratör stator sargıları muhafaza fiberglas kapakları, arızalı kısmın rotor alt ve üst fan kapakçıkları, jeneratör bağlantı uçları ve sargı arızasının olduğu yerdeki rotor kutupları). Demonte edilen kısımlardan resim 4.3.a’ da rotor fanı, resim 4.3.b’ de rotor alt fiberleri, resim 4.3.c’ de rotor kutuplarının bakım çalışmasına ait bir görüntü, resim 4.3.d ’ de ise bakımı yapılmış rotorun montaj çalışmasına ait bir görünüm gösterilmiştir.



Resim 4.3.a. Rotor Fanı



Resim 4.3.b. Rotor alt fiberler



Resim 4.3.c. Rotor kutubu ve bakım çalışması



Resim 4.3.d. Rotor kutubu ve bakımı

5. Daha sonra arızalı sargının çıkartılması için gerekli alt sargılar sökülerek arızalı sargının demontajı yapılır. Sargılar çıkartıldıktan sonraki durum resim 4.4’ de gösterilmiştir.



Resim 4.4. Arızalı sargılar çıkartıldıktan sonraki durum

6. Arızalı sargının yerine yeni sargı kullanılır. Sargılar yerleştirildikten sonra 47 KV değerinde izolasyon testleri yapılarak uygunluğu tespit edilir. Sargılara uygulanan izolasyon testi resim 4.5.a ve resim 4.5.b’ de gösterilmiştir.



Resim 4.5.a.Sargı İzolasyon testi



Resim 4.5.b.Sargı İzolasyon testi

7. Demontaj edilen parçaların montajı yapılır. Sargının indüksiyon kaynağı ile montajı resim 4.6.a ve sargı silikon çekilmesi işlemi resim 4.6.b’de gösterilmiştir.



Resim 4.6.a. Sargı kaynak bağlantılarının yapılması **Resim 4.6.b.** Sargı silikonlama

DC direnç ve izolasyon testleri yapılarak, generatörün çalışma şartlarına uygun değerlerin sağlandığının görülmesiyle ünite devreye alınır.

5. MEKANİK DENGESİZLİK

Günümüzde puant saatlerindeki yüksek enerji ihtiyacını karşılayabilmek ve iletim hatlarındaki frekans dengesizliklerinin giderilebilmesi için büyük düşü değişimleri ile çalışan hidroelektrik santrallerin mekanik titreşimlere (vibrasyon) karşı işletme emniyetlerinin ve devamlı üretime hazır bulunma güvenilirliklerinin fazla olmasını mecbur görmektedir. Bu yüzden makinelerdeki mekanik titreşimlerin (vibrasyon olayının) ölçülmesi ve mekanik titreşimlerin genlikleri ile hızlarının ortaya çıkarılması gerekmektedir. Mekanik titreşimlerle karşılaşan bir makine ya da makine parçası sürekli olarak çekme, eğilme, burulma gibi kararsız mekanik kuvvetlerle zorlanmaktadır. Kararsız mekanik kuvvetlerle karşılaşan bir makine ya da makine parçasının daha hızlı ve fazla yorulacağı bilinmektedir (Başışme,2003). Makinelerde mekanik titreşimler genel olarak sargı gevşekliği, yatak aşınması, yanlış hizalama, çark deformasyonu, rotor dengesizliği, şaft yorgunluğu, ayak–temel gövde gibi ekipmanlarda gevşeklikler mekanik titreşimlere sebep olmaktadır (Mohanta ve ark., 2017).

5.1. Mekanik Titreşimlerin (Vibrasyon) Zararlı Etkileri

Kabul edilebilir sınırlar üzerinde mekanik titreşimlere (vibrasyon) maruz kalan bir hidrolik-türbin ünitesinde;

1. Komple türbin-generatör şaftında zamanla esnekya da plastik (kalıcı olmayan veya kalıcı olan) şekil değişikliği görülebilir.
2. Türbin-generatör ünitesinin komple döner kütlesini taşıyan taşıyıcı köprüde zaman periyodu içinde elastiki ya da plastik şekil değişikliği görülebilir.
3. Taşıyıcı köprüyü beton temeller üzerine montaj eden civata veya saplamalar plastik şekil değişikliğine maruz kalarak gevşeyebilir ve saptama görevini yapmayabilir.
4. Ünitenin taşıyıcı yatağı ile kılavuz yatağı hasar görebilirler.
5. Jeneratör rotor kutuplarının bağlantı yerleri ile bobinleri veya bu bobinler arasındaki izolasyon malzemeleri çatlayıp zarar görebilirler ve kutuplar yanabilirler, rotor kutuplarının bobinlerinde meydana gelebilecek kısa devre sebebiyle generatörün manyetik dengesi bozulabilir.

6. Jeneratör havalandırma fanları çatlayıp kopabilirler ve bu sebeple jeneratörstator bobinleri ile sac nüvesi, jeneratör rotor kutupları yanabilir bunun sonucunda kötü mertebede hasar oluşabilir.
7. Jeneratör soğutucu radyatörleri ile bakır boruları kaynak yerinden çatlayabilir ve jeneratörün içine su gitmesi ile jeneratör stator bobinleri kısa devre olarak yanabilirler ve bunun sonucunda kötü mertebede hasar oluşabilir.
8. Taşıyıcı yatak ile kılavuz yatakların soğutma suyu serpantinleri çatlayabilirler, bu sebeple yağlama yağlarına su karışabilir ve yataklar zarar görebilir.
9. Türbin ayar kanatları muyluları veya türbin ayar kanatlarının emniyet pimleri kırılabilir.

5.2.Mekanik Titreşim (Vibrasyon) Olayından Kaçınma Çareleri

1. Dinamik dengesizliklerin yok edilebilmesi için türbin-jeneratör ünitesinin komple döner kütesinin, nominal devir değerinde ve dahası çok yüksek hız devir sayısında, çok titiz bir şekilde dinamik balansının yapılması gerekir.
2. Manyetik dengesizliklerin yok edilebilmesi için ise gerek jeneratör rotoru ile statoru arasındaki hava aralıklarında mevcut dengesizliklerin ve gerekse jeneratör rotoru kutuplarına ait bobinlerde mevcut olabilecek kısa devrelerin ortadan kaldırılması gerekir.
3. Francis tipi bir hidrolik türbinin tahrik ettiği üniteye oluşan hidrolik dengesizliklerin ortadan kaldırılabilmesi için türbinin;

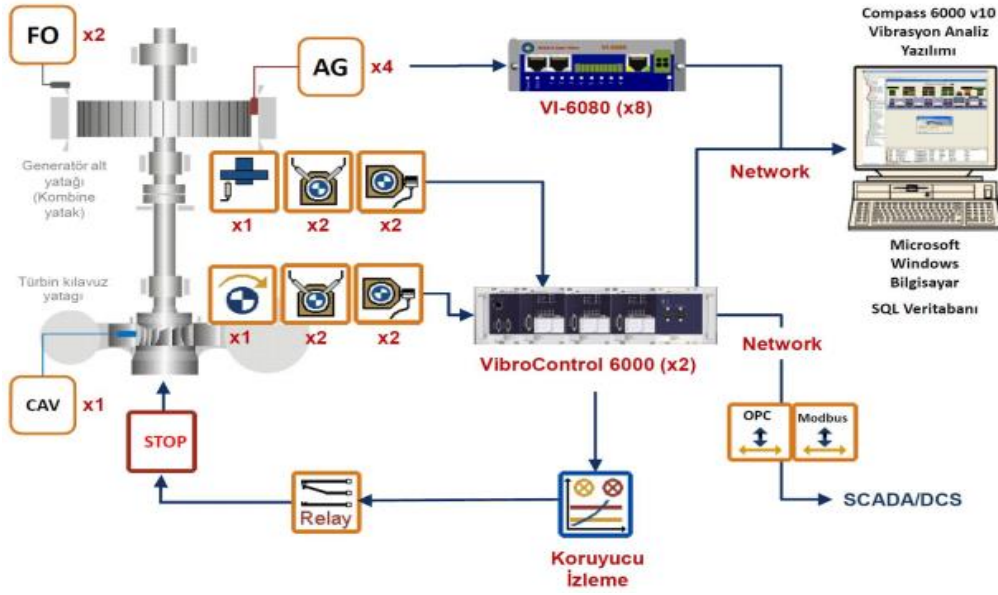
- a) Çok yüksek kavitasyon olayının görüldüğü yüklerde çalıştırılmaması,
- b) Çok yüksek vortex olayının görüldüğü yüklerde çalıştırılmaması,
- c) Minimum göl işletme seviyesinin altındaki kritik hidrolik düşülerde çalıştırılmaması,
- d) Mevcut hidrolik düşüde en iyi verim değerine karşılık gelen optimum yüklerle çalıştırılması gerekmektedir.

Ayrıca, çok yüksek seviyede kavitasyon veya erozyon olayı tahribatına maruz kalan türbin ayar kanatları, türbin rotoru kanatları ve türbin labirentleri gibi teçhizatların onarımında veya yeniden üretiminde çok hassas olmak ve yüzey formlarında bir yanlış yapmamak gerekmektedir (Başesme, 2003).

6. TİTREŞİM İZLEME VEÖLÇÜMLERİ

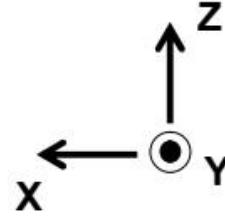
Bu bölüme gelene kadar belirtildiği gibi VCM(Titreşim İzleme Sistemi) analizini kullanarak makinenin çalışma aralığının dışında çalışması durumunda titreşime bağlı olarak arızayı zamanında tespit ederek arızaya müdahale edilmesinde oldukça faydalı bir tekniktir.

Hidrolik jeneratörün ve hidro türbinin titreşim frekansların takibini yapmak için örnek izleme sistemi, sensör tipleri ve uygulama noktaları ile ölçüm cihazına ait görseller şekil6.1’ de bir hidroelektrik santralin ünitelerini izlemek için kurulmuş online vibrasyon izleme sistemine ait bir örnek, şekil 6.2’ de hidroelektrik santrallerde türbinlerin titreşimini ölçmek için yerleştirilen sensörlerin lokasyon ve yönleri, resim6.1.a’ da titreşim ölçümünde kullanılacak sensör tipleri ve resim 6.1.b’ de ünitelerin titreşim değerini ölçebilmek için kullanılan portatif ölçüm cihazı gösterilmiştir.

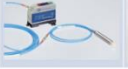


Şekil 6.1. Online vibrasyon izleme sistemi

-  Birbirleriyle 90 derece açılı, yatay doğrultuda yerleştirilmiş 2 adet izafi yer değişimi sensörüyle ISO 7919-5 'e göre **İzafi Şaft Titreşimleri** ölçümü
-  Piezoelektrik ivme sensörüyle ISO 10816-5 'e göre **Mutlak Yatak Titreşimleri** ölçümü (2 adet - X ve Y doğrultularında, yatay)
-  İzafi yer değişimi sensörüyle **Devir Hızı** ölçümü
-  İzafi yer değişimi sensörüyle **Eksenel Pozisyon** ölçümü
-  AG Kapasitif sensor ile **Hava Aralığı** ölçümü (4 adet)
-  FO Fiberoptik sensor ile **Stator Sargı Ucu Titreşimleri** ölçümü (2 adet)
-  CAV Piezoelektrik ivme sensörüyle **Kavitasyon Seviyesi** ölçümü



Şekil 6.2.Türbin-genaratör ünitesi titreşim ölçüm lokasyonları ve yönleri

Ürün bilgisi			
Sensör tipi	IN-081	ds821	AS-477
Kullanılacağı ölçüm yeri	İzafi Şaft Titreşimleri / Devir Hızı	Eksenel Pozisyon	Mutlak Yatak Titreşimleri
Frekans aralığı	0 ... 10 kHz	0 ... 10 kHz	0,7 Hz ... 5 kHz
Ölçüm aralığı	2 mm	4 mm	± 10 g
Duyarlılık	8 mV/μm	4 mV/μm	500 mV/g
Kablo	5 m entegre	5 m entegre	M12 konnektörlü
Sıcaklık aralığı	0 ... +110°C	-55 ... +180°C	-50 ... +120°C
Özellikleri	• Kablosu kaliteli • Harici osilatör yoktur	• Seramik uçlu • Harici osilatörlü	• Düşük frekanslarda hassas ölçüm
Fotoğraf			

Ürün bilgisi	AG	FO	CAV
Sensör tipi	AGS-51N	FAS-106	AS-063
Kullanılacağı ölçüm yeri	Hava Aralığı	Stator Sargı Ucu Tit.	Kavitasyon
Frekans aralığı	0 ... 10 kHz	20 ... 350 Hz	4 Hz ... 10 kHz
Ölçüm aralığı	5 ... 50 mm	0 ... 40 g	0 ... 80 g
Duyarlılık	0,2 V/mm	100 mV/g	100 mV/g
Kablo	10 m	6 m entegre fiber optik	Konnektörlü
Sıcaklık aralığı	0 ... +125°C	+20 ... +90°C	-50 ... +125°C
Özellikleri	• Kapasitif	• Fiber optik • Yüksek elektriksel yalıtım	• Yüksek frekanslı ölçümlere uygun
Fotoğraf			



Resim 6.1.a. Sensör tipleri

Resim 6.1.b. Portatif vibrasyon ölçüm cihazı

Resim 6.2.a' da türbin kılavuz yatağına x doğrultusunda yerleştirilen izafi yer değişimi sensörü, resim 6.2.b' de devir hızını ölçebilmek için shaft sensörhizasına gelecek şekilde ince bir alüminyum bant yapıştırılmıştır. Online izleme sistemi shaft dökerken sensörün bandın önünden her geçtiği anda, kullanılan malzemenin değişmesi nedeniyle sensör sinyalinin çıkışında elektriksel darbenin meydana gelmesi ile bu darbeleri sayarak devir hızını ölçmektedirler. Resim 6.2.c' de generatör üst kılavuz yatak bölgesine yerleştirilen eksenel kobine yatak izafi yatak titreşim sensörü gösterilmiştir.



Resim 6.2.a. Türbin kılavuz yatak titreşim sensörü **Resim 6.2.b.** Şaft (devir hızı) sensörü



Resim 6.2.c. Generatör klavuz yatak sensörü

Genel olarak bu tip makineler arasında motorlar, pompalar, fanlar, dişli kutuları, kompresörler, türbinler, dönme elemanlarına sahip konveyörler, makaralar ve takım tezgâhları örnek olarak verilebilir. Bu makinelerin dönen elemanları, belirli frekanslarda titreşimler üretirler. Titreşimin genliği, makinenin performansını veya kalitesini gösterir. Titreşim genliğindeki bir artış, dönme eksenli bir sorun olduğunu bizlere gösterir. Makine hızına bağlı olarak, dönme frekansları hesaplanabilir, grafiklerin analizi yapılır. Önceki yapılan ölçümlerle karşılaştırılarak arıza hakkında yorum yapılır (URL-6, 2019).

Durum izleme ve hata teşhisi aşağıdaki adımlarla ilgilidir;

- Sinyal alımı
- Sinyal analizi
- Sinyal saklama
- Veri aktarımı aktarımı

Ekipmandan gelen titreşim sinyali, makinenin çalışma durumu hakkında bilgi içerir ve ekipmanın yüzeyinde ölçülebilir. Titreşim sinyali analiz cihazları, titreşim sinyali alanı sunumunu frekans alanı gösterimine dönüştüren Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) kullanır. Bu frekans spektrumları olarak bilinir. Makine çalışırken iyi durumda ise, titreşim frekansı spektrumları, hata oluştuğunda değişecek belirli bir şekle sahip olacaktır. Bunun nedeni, çıkış sinyalleri ile karışan bazı istenmeyen sinyallerdir. Bu nedenle, bu spektrumların analizi için özel sinyal işleme gereklidir. Zaman dalga formu, genliğe karşı zamanın şemasıdır. PLC, DCS ve SCADA gibi süreç kontrol sistemleri, HPS ekipmanının titreşim seviyelerinin alarmı ve izlenmesi için güvenilirdir(Mohanta ve ark., 2017).

6.1. Çevrimdışı İzleme

Bu teknikte, bakım normal olarak düzeltici veya önleyici bakım olarak düzenli veya düzensiz olarak programlanır. Bir üniteye ait ekipmanların çevrim içi ve çevrimdışı olarak izlenmesi sonucunda ortaya çıkan karşılaştırma aşağıda gösterilmiştir.

- Planlanmamış ünite durması sonucunda büyük üretim kayıpları
- Makine gerektirmese bile bakım yapılırken gelir ve kaynak israfı
- Güvenlik ve çevre konularından taviz vermek
- Önleyici bakım maliyetinde artış

7.1. Hidroelektrik Santraller İçin Titreşim Standartları

Hidroelektrik santrallerdeki türbinlerde ve pompa istasyonlarındaki makina gruplarında titreşim izlemenin ve değerlendirmenin ne şekilde yapılması gerektiği ISO 7919-5 ve ISO 10816-5 uluslararası standartlarında açıklanmaktadır.

ISO 7919-5 standardına göre izafi şaft titreşimi ölçümleri, ISO 10816-5 standardına göre ise mutlak yatak titreşimi ölçümleri yapılmaktadır. İzafi şaft titreşimi ölçümlerinde radyal yataklarda şaft ile yatak arasına monte edilen titreşim yer değişimi sensörleri, mutlak yatak titreşimi ölçümlerinde ise titreşim ivme (veya hız) ölçen ve makine bloğuna monte edilen sensörler kullanılmaktadır.

7.1.1. Mutlak Yatak Titreşimleri

Sabit parçalar üzerinden alınan ölçümler yoluyla hidroelektrik makinaların titreşimlerinin değerlendirilmesi ISO 10816-5 uluslararası standardında açıklanmaktadır. Bu standart kapsamında yapılan ölçümler “Mutlak yatak titreşimleri” olarak adlandırılır ve hız cinsinden ölçülür.

Standart kapsamında hidroelektrik makinalar dört gruba ayrılmıştır:

- Grup 1** : Rijid temel üzerine kurulu ve 300 dev/dak üzerindeki hızlarda çalışan yatay makinalar.
- Grup 2** : Yatakları makina bloğundan destek alan ve 300 dev/dak altındaki hızlarda çalışan yatay makinalar.
- Grup 3** : Yatakları temelden destek alan ve 60 dev/dak ile 1800 dev/dak devir hızı aralığında çalışan düşey makinalar.
- Grup 4** : Alt yatakları temelden destek alan, üst yatağı ise sadece generatör statorundan destek alan ve 60 dev/dak ile 1000 dev/dak devir hızı aralığında çalışan düşey makinalar.

Standartta makinaların çalışma kalitesi göstergesi olan titreşim seviyesi değerlendirme bölgeleri de 4'e ayrılmaktadır:

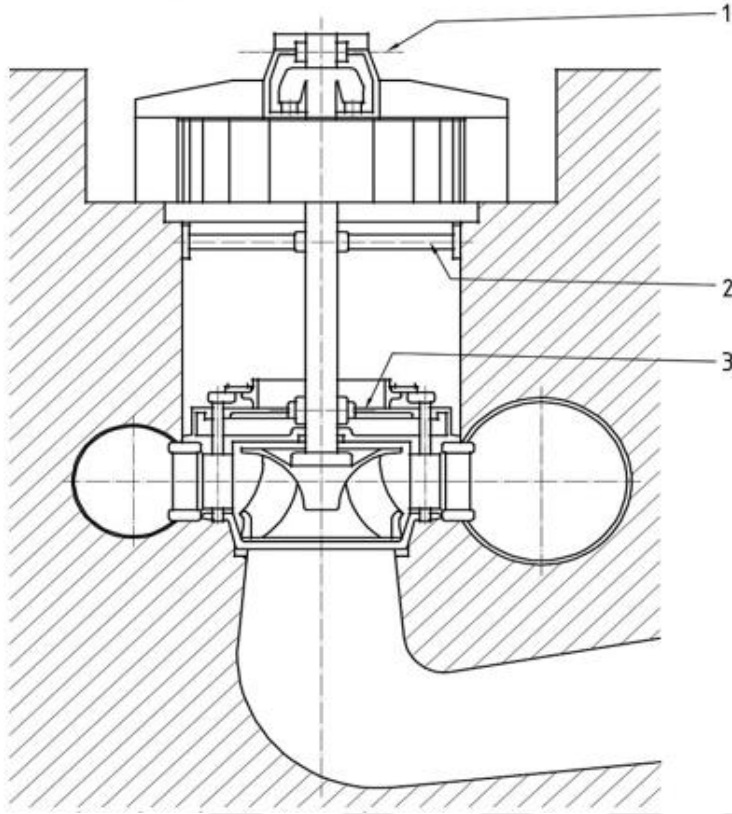
- A Bölgesi** : Yeni devreye alınmış makinaların titreşimleri bu alana girer.
- B Bölgesi** : Titreşimleri bu alana giren makinalar kısıtlama olmaksızın uzun vadeli çalıştırılmaya uygun sayılırlar.
- C Bölgesi** : Titreşimleri bu alana giren makinalar uzun vadeli sürekli çalışma açısından uygunsuz sayılırlar. Genellikle makina bu durumdayken, iyileştirici önlem alma fırsatı doğana dek sınırlı bir süre ile çalıştırılır.
- D Bölgesi** : Bu alana giren titreşimlerin makinada hasara sebebiyet verebilecek yeterli düzeyde olduğu kabul edilir.

Periyodik Vibrasyon indeksi

Ölçümler:

Santral gruplarındaki yatak mesnetlerine temas eden yatağa olabildiğince yakın metal yüzeylerden titreşim ölçümleri alınmış, ölçümler titreşim hızı cinsinden etkin RMS (Overall RMS) değerleri olarak mm/san birimiyle ölçülerek yukarıda frekans spektrumundan gösterilmiştir. Ölçüm sonuçları, ISO 10816-5 Hidrolik Santraller için mevcut geliştirilmiş uluslararası standartlarındaki kalite sınıflandırmasına tabi tutularak, bu standartlardaki kendisine uygun makine sınıfı limit değerlerine göre kıyaslanmıştır.

Bir hidrolik türbin jenaratöre ait titreşim ölçüm noktaları aşağıdaki şekil 7.1'de gösterilmektedir.



Şekil 7.1. Şemsiye tipi türbin jeneratöre ait ölçüm noktaları gösterimi

Şekil 7.1' de 1 numara ile gösterilen pilot ikaz titreşim ölçüm noktası, 2 numara ile belirtilen taşıyıcı yatak alt titreşim ölçüm noktası ve 3 numara ile gösterilen türbin alt kılavuz yatak titreşim ölçüm noktasıdır.

Tablo 7.1.ISO 10816-5Uluslararası standarda göre 60 dev/dak - 1000 dev/dak çalışma hızlarında dönen makineler için önerilen değerlendirme bölgesi sınır tablosu

Zone Boundary	At measurementlocation 1		At allother main bearings	
	Peaktpeak Displacement μm	R.m.s Velocity mm/s	Peaktpeak Displacement μm	R.m.s Velocity mm/s
A/B	65	2,5	30	1,6
B/C	100	4,0	50	2,5
C/D	160	6,4	80	4,0
Not 1: Bir makinenin temele dayanmadan bir jeneratör yatağı varsa, titreşim ölçüm yeri l'e göre değerlendirilmelidir.				
Not2: Şemsiye tipi makine grubuna ait bölgesi ana yataklar için sınırlandırılmış değerlendirme bölgesi				

Tablo 7.2’ de pilot ikaz noktasından titreşim ölçümleri alınarak makine değerlendirmesi yapılmıştır. Makine değerlendirmesi ile ilgili tablo aşağıda tablo 7.2 ’ de gösterilmiştir.

Tablo 7.2. 60 dev/dak - 1000 dev/dak makine grubu generatör kısmı(1 no’lu ölçüm noktası) kalite değerlendirmesi

✓	0 – 2,5	mm/s	-----	İyi	65	µm
✓	2,5 – 4,0	mm/s	-----	Yeterli	100	µm
✓	4,0 – 6,4	mm/s	-----	Yetersiz	160	µm
✓	6,4 ve üstü	mm/s	-----	Kabul Edilemez		

Tablo 7.3’ de taşıyıcı yatak alt noktası ile türbin alt kılavuz yatak bölgesinden titreşim ölçümleri alınarak makine kalite değerlendirmesi yapılmıştır. Makine değerlendirmesi ile ilgili tablo aşağıda tablo 7.3 ’ de gösterilmiştir.

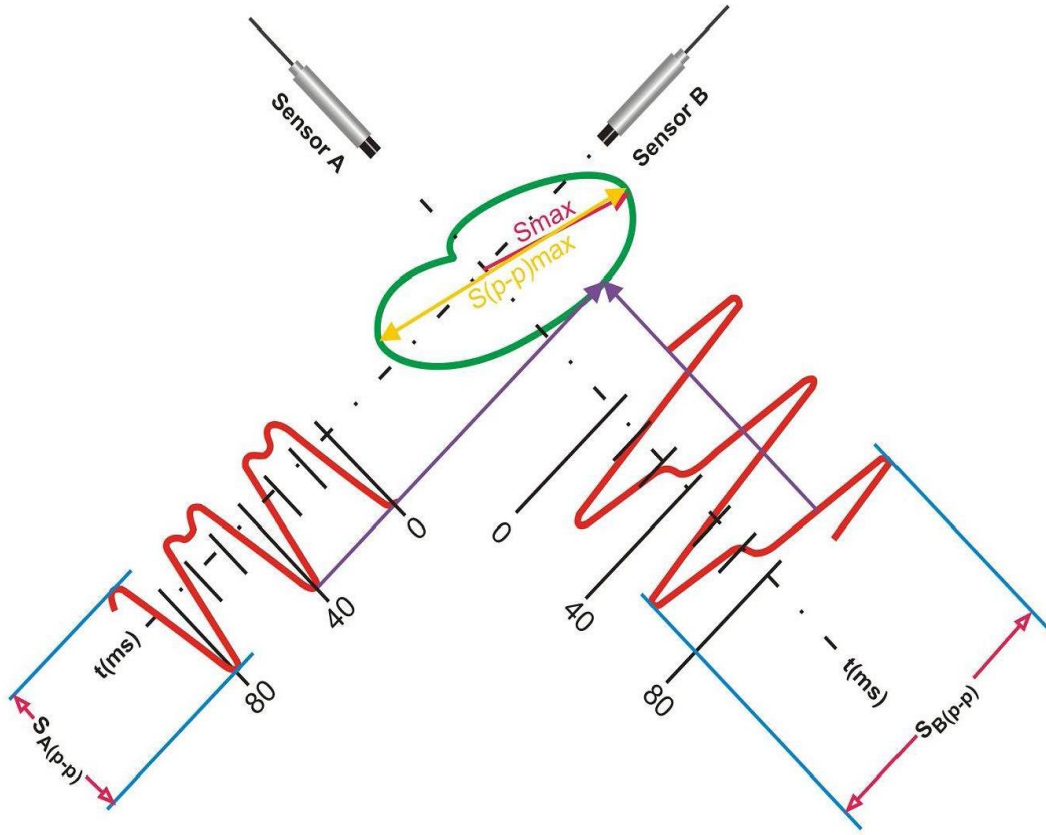
Tablo 7.3. 60 dev/dak - 1000 dev/dak makine grubu diğer kısımlar (2 ve 3 no’lu ölçüm noktaları) kalite değerlendirmesi

✓	0 – 1,6	mm/s	-----	İyi	30	µm
✓	1,6 – 2,5	mm/s	-----	Yeterli	50	µm
✓	2,5 – 4,0	mm/s	-----	Yetersiz	80	µm
✓	4,0 ve üstü	mm/s	-----	Kabul Edilemez		

7.1.2. İzafi Şaft Titreşimleri

Yatak ile şaft arasında radyal yönlü alınan izafi ölçümler yoluyla hidroelektrik makinaların titreşimlerinin değerlendirilmesi ISO 7919-5 Uluslararası standardında açıklanmaktadır. Bu standart kapsamında yapılan ölçümler “izafi şafttitreşimleri”olarak adlandırılır ve yer değişimi cinsinden ölçülür.

ISO 7919-5 standardında tanımlanan izafi şaft titreşimleri, birbirleri ile 90 derece açı yapacak şekilde radyal olarak konumlandırılmış, yatak ile şaft arasındaki izafi yer değişimini ölçebilen “yer değişimi sensörleri” ile ölçülmektedir. Bu sensörler şaft yüzeyine temas etmemekte olup, eddy-akımı (eddy-current) prensibine göre çalışmaktadırlar. Birbirine dik konumda olan bu iki sensör yardımıyla "kinetik şaft yörüngesi" ölçülebilmektedir. Bu ölçümün nasıl yapılabildiğini açıklayan diyagram şekil 7.2’ de gösterilmiştir.



Şekil 7.2.ISO 7919-5 Uluslararası standarda göre çift yer değişimi sensörü ile peak-peak (sp-p) ve smaxölçümleri

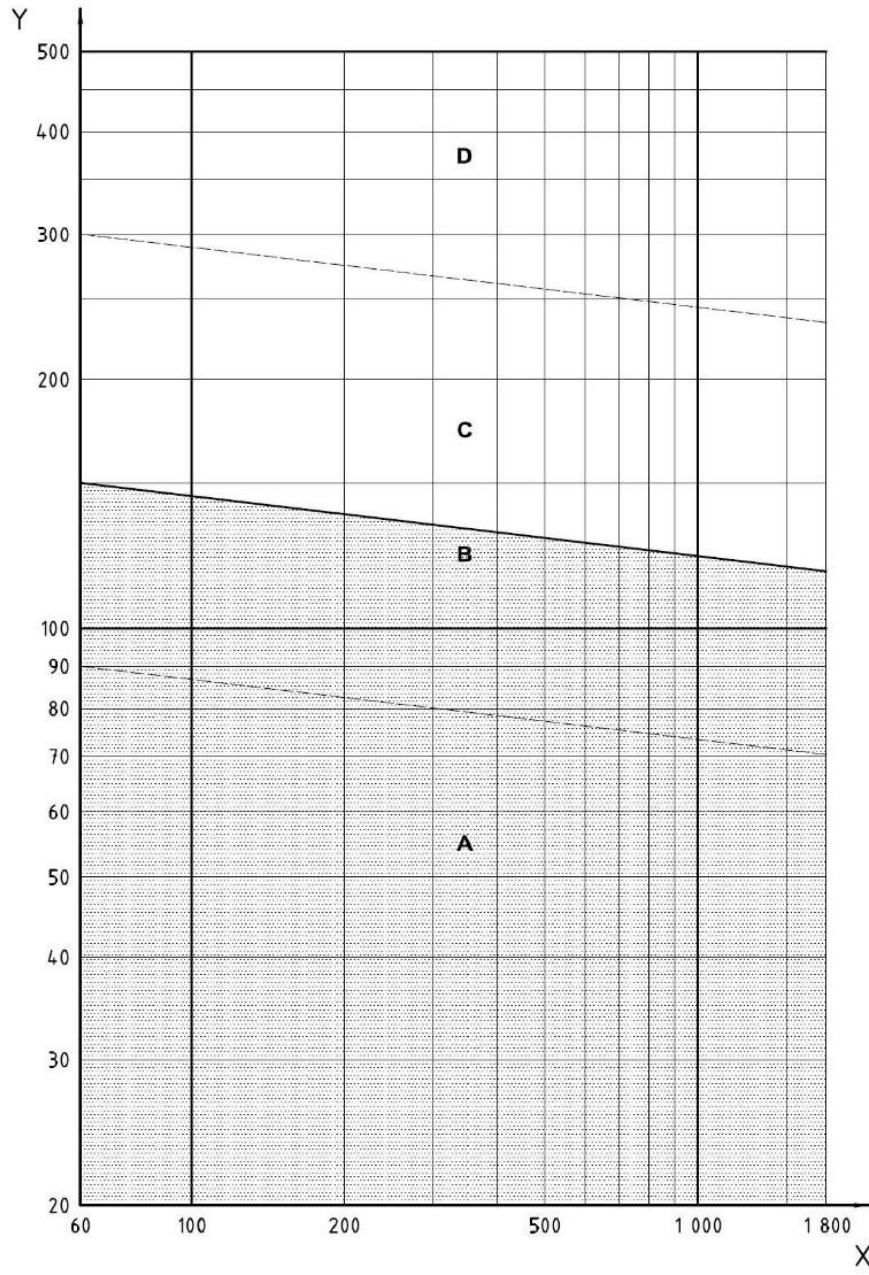
ISO 7919-5 standardında titreşim yer değişimi ölçümlerinin değerlendirilmesi, her bir sensörden ayrı ayrı elde edilen tepeden tepeye (peak to peak) değerleri veya her iki sensörün ortak ölçümü ile elde edilen şaftın merkez noktasının maksimum yer değişimi genliği S_{max} (izafi şaft titreşimi) değeri ile yapılmaktadır. Ölçüm birimi mikrometredir [μm].

7.1.3. İzafi Şaft Titreşimi Ölçümleri için Değerlendirme Bölgeleri

ISO 7919-5:2005 standardının Annex A, A.2.1 bölümünde, makinanın nominal devir hızı ve kararlı çalışma koşulları için önerilen titreşim değerlendirme bölgeleri tanımlanmış ve aşağıdaki açıklamalar yapılmıştır:

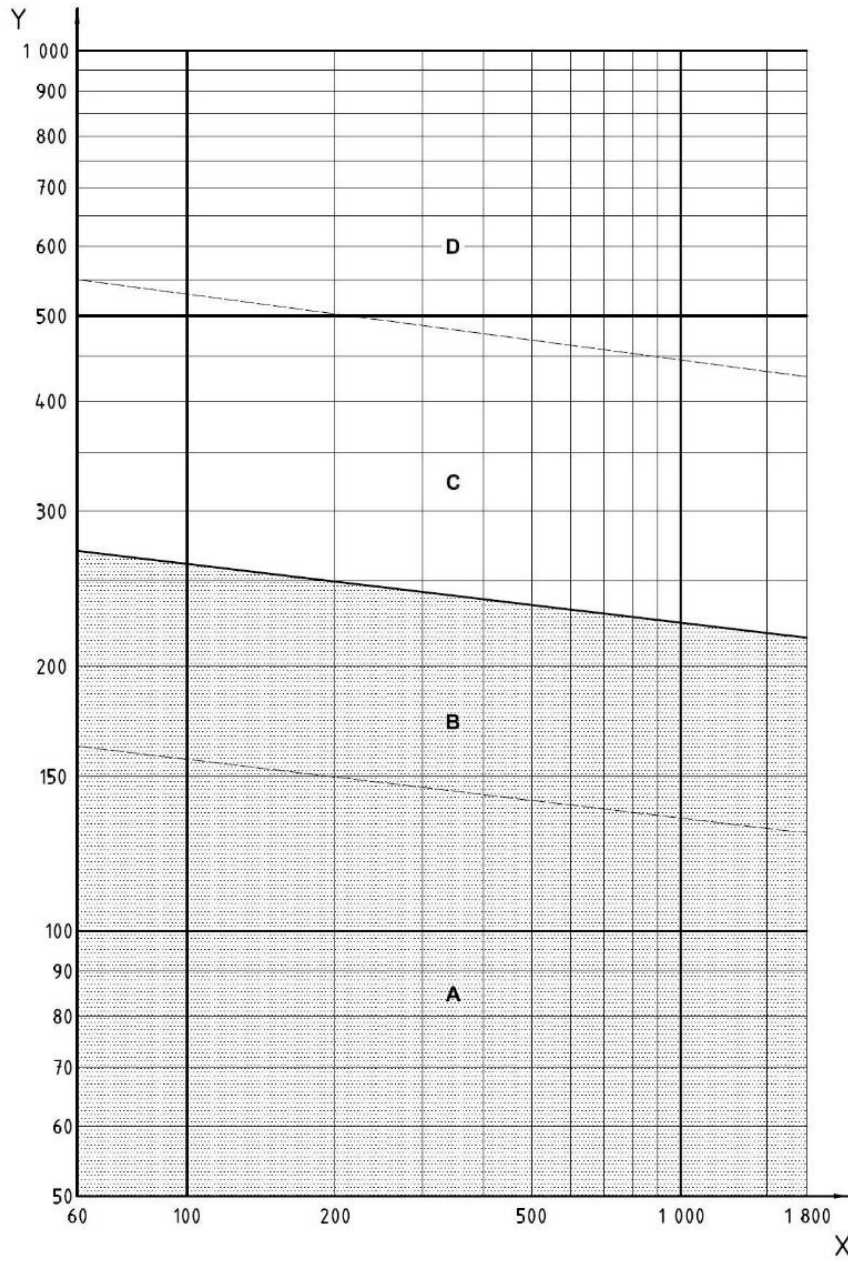
- A-B Majör Bölgesi** : Titreşim seviyeleri bu majör bölgeye düşen makinalar kısıtlama olmaksızın uzun vadeli çalıştırılmaya uygun sayılırlar.
- C-D Majör Bölgesi** : Bu majör bölgeye düşen makinalar yüksek titreşim seviyelerine sahiptir. Her durumda, makinaya özgü tasarım ve çalışma koşulları göz önünde bulundurularak ölçüm değerlerinin uzun dönem sürekli çalışmaya uygun olup olmadığı kontrol edilmelidir. Tüm durumlarda; izafi şaft titreşimleri, çalışma sırasındaki yatak çapsal boşluğu ve yağ filmi kalınlığı ile karşılaştırarak değerlendirilmelidir.

Yukarıda bilgileri verilen standartta titreşim değerlendirme bölgelerini gösterir tablolar peak to peak ve Smax ölçümleri için ayrı ayrı şekil 7.3 ve şekil 7.4’ de gösterilmiştir. Smax şaftın merkezinden şaftın dış çapına (yarıçaptaki değişim) kadar olan yerdeğişimini ifade etmektedir. Peak to peak ise şaftın dış çapından şaftın dış çapına (tam çapta) olan yerdeğişimini ifade eder.



Şekil 7.3.ISO 7919-5 Uluslararası standardında tanımlanan s_{max} ölçümleri için devir hızına göre titreşim değerlendirme bölgeleri tablosu

(Yatay eksen: Devir hızı [dev/dak], Düşey eksen: İzafi titreşim düzeyi [$\mu\text{m/s}_{\text{max}}$])



Şekil 7.4.ISO 7919-5 Uluslararası standardında tanımlanan peak-peak ölçümleri için devir hızına göre titreşim değerlendirme bölgeleri tablosu

(Yatay eksen: Devir hızı [dev/dak], Düşey eksen: İzafi Titreşim Düzeyi [μm Peak-Peak])

ISO 7919-5:2005 standardının Annex A, A.2.3 bölümünde alarm değerleri, A.2.4 bölümünde ise trip (Ünitenin servis harici olması durumu) değerleri belirlenirken nelere dikkat edilmesi gerektiğine değinilmiştir.

Alarm (Uyarı)değerlerinin makinadan makinarya değişebileceği belirtilerek, makinanın normal çalışma koşullarında gözlenen titreşimlerin (baseline) üzerine A-B

majör bölgesinin üst sınır değerinin %25'i kadarının eklenmesi ile alarm seviyesinin belirlenebileceği belirtilmiştir. Belirlenen alarm seviyesinin A-B majör bölgesinin üst sınır değerinin 1,25 katından fazla olmaması gerekmektedir. Dinamik yük durumu ve yataklamarijitliğine bağlı olarak aynı makinadaki farklı ölçüm noktası ve yönlerinde farklı alarm seviyeleri belirlenebilir.

Trip (ünitenin servis harici olması durumu) değerlerinin genellikle C-D majör bölgesinde olacağı ve A-B majör bölgesinin üst sınır değerinin 2 katından fazla olmaması gerektiği standartta belirtilmiştir.

Tecrübeye göre, yağ filminin bozularak şaftın yatağa sürütmesinin önüne geçebilmek için radyal yataklarda belirlenecek olan μm Smax (izafi şaft titreşimi), trip (ünitenin servis harici olması durumu) seviyesi yatağın yarıçapsal radyal yatak boşluğu değerinin %85'ini aşmamalıdır.

8. MATERYAL VE METOT

Dönen makinelerdeki dengesizlik aşırı hızlı makinelerin ilerlemesiyle birlikte her geçen gün artan bir öneme sahip olmaktadır. Makinelerin dönen elemanlarındaki dengesizlik en önemli titreşim kaynağıdır. Dengesizlik sonucu ortaya çıkan titreşimler yataklarda aşınmaya ve makine elemanlarında yorulma ile kırılmaya neden olduğu gibi titreşimlerin makinenin diğer ekipmanlarını etkilemesi durumunda makina veriminin azalmasına ve güç düşüşüneyol açabilmektedir.

DIN/ISO 1925 'e göre; Dengesizlik ise bir rotordaki merkezkaç kuvvetlerinin yataklar üzerinde titreşim kuvvetleri veya hareketi meydana getirdiğinde ortaya çıkan durum olarak tarif edilmektedir. Başka bir deyişle, bir rotorun kütle dağılımındaki düzensizlik sebebiyle kütle merkezinin rotorun dönme ekseninden uzaklaşması olarak tarif edilebilir. Dengeleme ise, dönen bir makinedeki istenmeyen atalet kuvvetleri ve momentlerinin onarılması veya ortadan kaldırılması yöntemidir. Yani rotorun dönme eksenine kütle merkezinin çakıştırılmaya çalışılmasıdır.

Bir makinenin vibrasyon analizi ile titreşimlerinin ölçülerek makinenin durumu hakkında bir yargıya varılabilmekte, makinenin trendi (zaman içindeki eğilimini) izlenerek, kaydedilen verilerin rakamsal değerlerdeki artışın bir sorunun gelişmekte olduğu bilgisini vermekte, sorunun ne olduğu detayı ise; dalga formu ve FFT spektrum grafikleri analizi ile belirlenebilir olmaktadır.

Bu işlemler vibrasyon analiz cihazı ve kapsamlı bakım bilgisayar programı ile yapılmaktadır.

8.1. Dengesizlik Probleminin Tespit Edilmesi

Yapılan çalışmalarda, hidroelektrik santralde kurulu bulunan Brüel & Kjaer Vibro marka Vibrocontrol 6000 koruyucu titreşim izleme sistemi ve Compass diyagnostik titreşim analiz yazılımı kullanılmıştır. Mutlak yatak titreşimi ölçümleri her yatakta su geliş yönünde radyal olarak yerleştirilmiş elektromanyetik hız sensörleri vasıtasıyla, izafi şaft titreşimi ölçümleri ise yatay düzlemde birbirleriyle 90 derece açı yapacak şekilde radyal olarak yerleştirilmiş (X-Y) eddy-current yer değişimi sensörleri ile alınmaktadır.

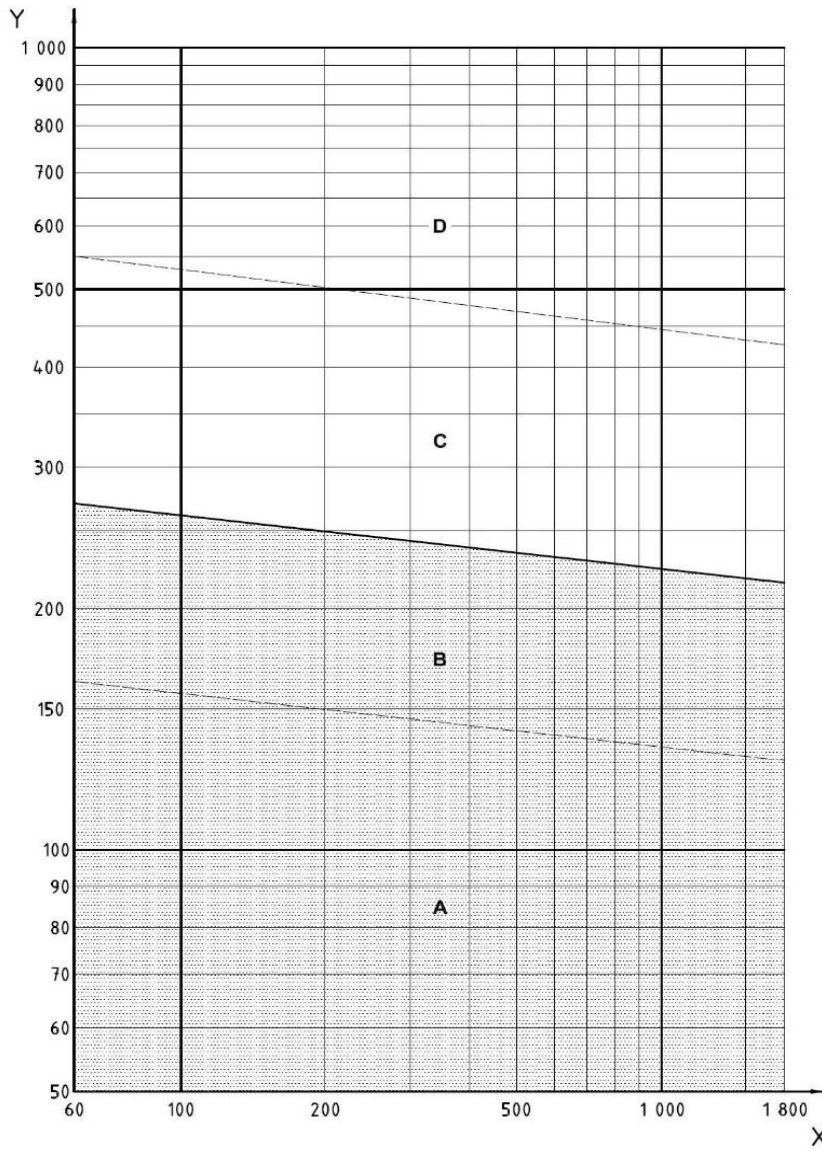
Dengesizlik arızasının tespiti için Keban HES 150-155 MW güç ile çalışan 166,7 d/d ile dönen francis türbinlerinin koruyucu titreşim izleme sistemi ile takibi yapılmıştır. 4 no lu ünitenin şekil8.1. Peak to peakölçümleri için devir hızına göre ISO 7919-5 titreşim değerlendirme bölgeleri tablosuna görehidroelektrik santalin üniteleri izlemek için kurulan online izleme sistemine gelen titreşim değerinin C-D major bölgesinde650-780 μm değerler arasında çalıştığı resim 8.1’de gösterilmiştir.

	ÜNİTE 2	ÜNİTE 3	ÜNİTE 4	ÜNİTE 5	ÜNİTE 6
rpm		167 rpm	0 rpm	167 rpm	500 rpm
				16.69 μm	28.99 μm
				379.3 μm pp	1,195 μm pp
μm Max pp	338.0 μm Max pp	780.8 μm Max pp	259.6 μm Max pp	169.3 μm Max pp	
mm/s rms	0.239 mm/s rms	2.404 mm/s rms	0.392 mm/s rms	0.492 mm/s rms	
mm/s rms	0.676 mm/s rms	0.347 mm/s rms	0.368 mm/s rms	0.614 mm/s rms	
μm Max pp	124.5 μm Max pp	146.1 μm Max pp	- μm Max pp	47.61 μm Max pp	
mm/s rms	0.454 mm/s rms	- mm/s rms	- mm/s rms	0.393 mm/s rms	
mm/s rms	0.334 mm/s rms	- mm/s rms	- mm/s rms	0.420 mm/s rms	
g pk	0.400 g pk	0.801 g pk	0.855 g pk	- g pk	0.568 g pk

Resim 8.1.Onlinevibrasyon izleme ekranı

Daha sonra yerinde kombine yatak bölgesinden Brüel&KjaerVibrotest 80çok kanallı portatif offline titreşim analiz cihazı ile alınan ölçümlerde su geliş yönünde 669 μm pp ve su geliş yönünün 90 ° karşılığında 340 μm pp olarak ölçülüp değer teyit edilmiştir.

Daha sonra arızanın yatak ayarsızlığı veya dengesizlik probleminden kaynaklandığını tespit etmek için devrin 1x katında baskın pik (şekil 8.1) dalga formunda sinüs eğrisi, faz açıları arasında x-y yönlerinde 90° +/-30 değişim grafiklerine (resim 8.1) izleme sisteminden bakılmıştır.



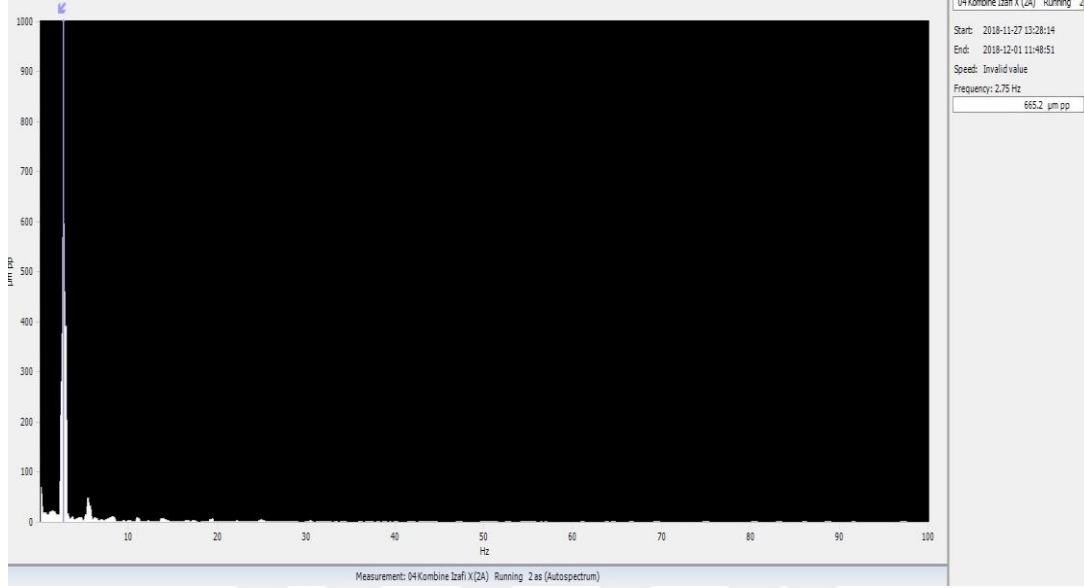
Şekil 8.1. ISO 7919-5 Uluslararası standardında tanımlanan peak-peak ölçümleri için devir hızına göre titreşim değerlendirme bölgeleri tablosu

(Yatay eksen: Devir hızı [dev/dak], Düşey eksen: İzafi titreşim düzeyi [μm Peak-Peak])

Ünite 4 Kombine Yatak İzafi Saft Titreşim Grafikleri

Aşağıda şekil 8.2’ de bir x yönlüfrekans spektrumu görülmektedir. Buradaki tepe dönme hızına ($1X = 2,75 \text{ Hz} = 166,7 \text{ rpm}$) karşı gelmektedir ve baskın balanssızlık arıza parametresinin olduğunu göstermektedir. Bunun nedeni, dengesizliğin neden olduğu

merkezkaç kuvvetinin dönme frekansı ile dönmesi ve aynı şekilde zorlanmış titreşimlere neden olmasıdır.

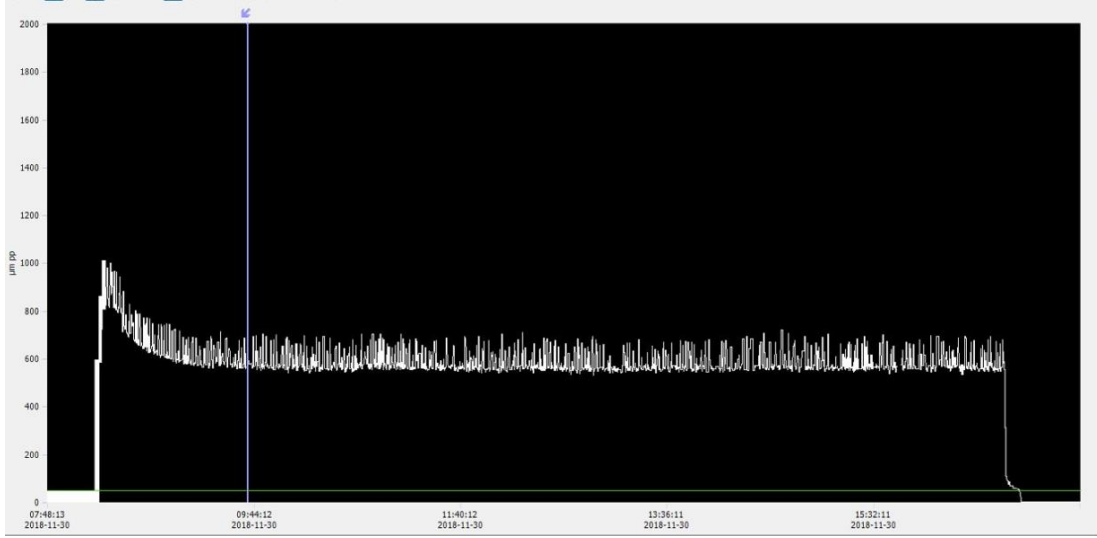


Şekil 8.2. Balans öncesi ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) frekans spektrumu

Şekil 8.2’ e göre ünite ilk devreye alındığı anda baskın balanssızlık değerinin 600 ($\mu\text{m pp}$) seviyesine kadar titreşim seviyesinin çıktığı görülmektedir.

Frekans spektrumunda dönmekte olan bir makine elemanının dönme hızına dayalı frekansta titreşim düzeyinin yüksek olması o ekipmanda dengesizlik olduğunu göstermektedir. Çünkü dengesizliğe neden olan “fazla kütle” rotorun her bir dolaşımında tesir etmektedir. Bir dengeleme çalışmasına başlamadan önce titreşimin sebebinin saptamak için frekans analizi yapmak önemlidir.

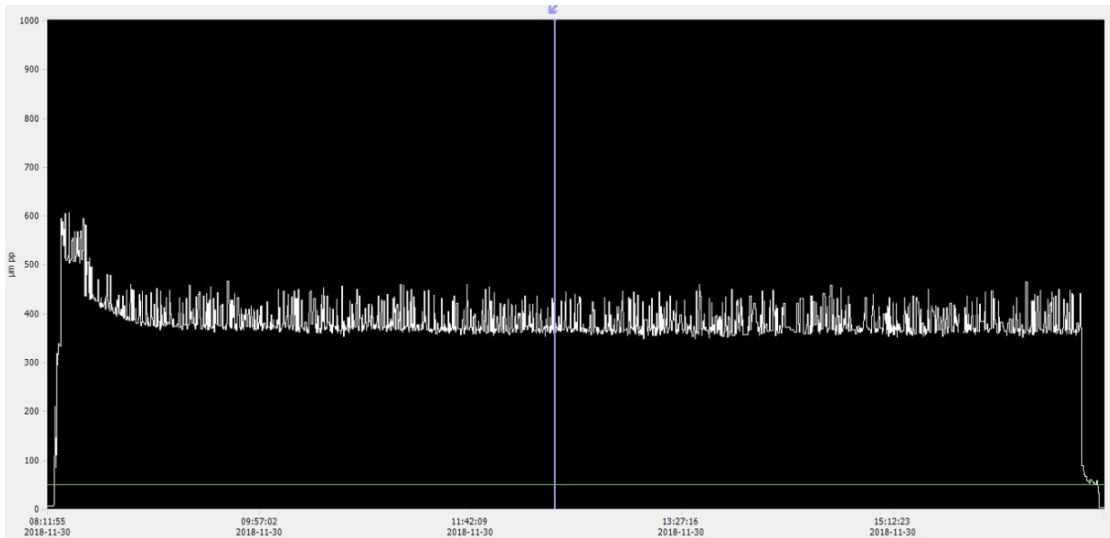
Aşağıda şekil 8.3’de görülen grafik şaft salınımının x yönünde ki genlik değerinin ($\mu\text{m pp}$) zamana göre değişimini göstermektedir.



Şekil 8.3.Balans öncesi ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) salınım grafiği

Şekil 8.3' e göre ünite ilk devreye alındığı anda 1000 ($\mu\text{m pp}$) seviyesine kadar titreşim seviyesinin çıktığı daha sonra 600-800 ($\mu\text{m pp}$) titreşim seviyesinde olduğu görülmektedir. Şekil 8.1 titreşim değerlendirme tablosuna göre makine D bölgesinde yüksek titreşim seviyelerinde olduğu tespit edilmiştir.

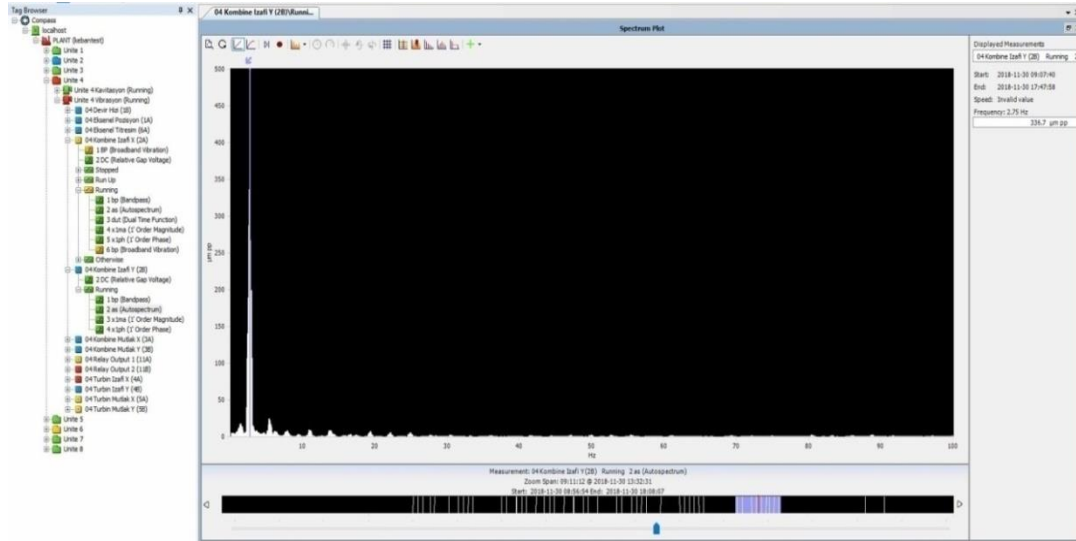
Aşağıda şekil 8.4' de görülen grafik, şaft salınımının y yönünde ki genlik değerinin ($\mu\text{m pp}$) zamana göre değişimini göstermektedir.



Şekil 8.4.Balans öncesi ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (y yönlü) salınım grafiği

Şekil 8.4' e göre ünite ilk devreye alındığı anda 600 ($\mu\text{m pp}$) seviyesine kadar titreşim seviyesinin çıktığı daha sonra 380-480 ($\mu\text{m pp}$) titreşim seviyesinde olduğu görülmektedir. Şekil 8.1 titreşim değerlendirme tablosuna göre makine C-D bölgesinde yüksek titreşim seviyelerinde olduğu tespit edilmiştir.

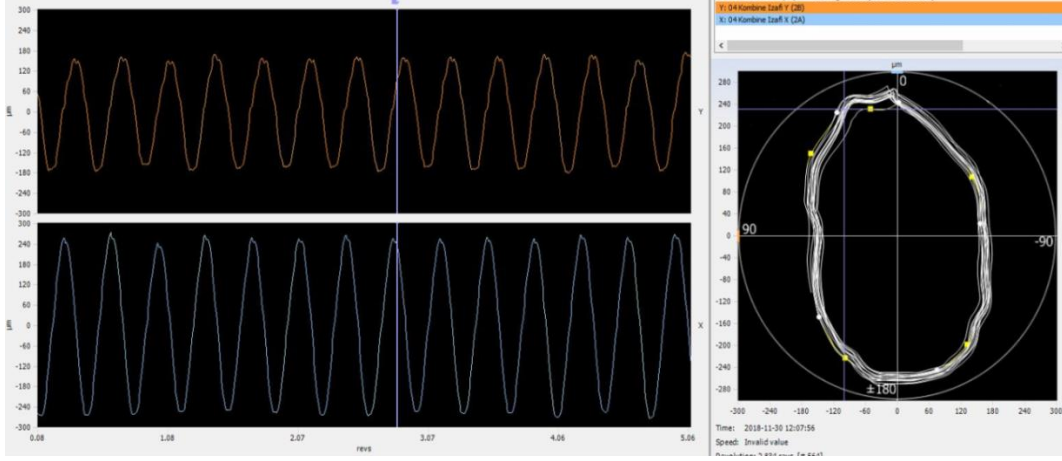
Aşağıda şekil 8.5'de bir y yönlü frekans spektrumu görülmektedir. Buradaki tepe dönme hızına ($1X = 2,75 \text{ Hz} = 166,7 \text{ rpm}$) karşı gelmektedir ve baskın balanssızlık arıza parametresinin olduğunu göstermektedir. Bunun nedeni, dengesizliğin neden olduğu merkezkaç kuvvetinin dönme frekansı ile dönmesi ve aynı şekilde zorlanmış titreşimlere neden olmasıdır.



Şekil 8.5. Balans öncesi ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (y yönlü) frekans spektrumu

Şekil 8.5' e göre ünite ilk devreye alındığı anda baskın balanssızlık değerinin 335 ($\mu\text{m pp}$) seviyesine kadar titreşim seviyesinin çıktığı görülmektedir.

Aşağıda şekil 8.6' da izafi şaft titreşimleri (x-y) zaman dalga formları (solda) ve kinetik şaft yörüngesi (orbit) grafiği (sağda) gösterilmiştir.



Şekil 8.6. Balans öncesi ünite kısmi yükte çalışırken türbin kılavuz yatağı izafi şaft titreşimleri (x-y) zaman dalga formları (solda) ve kinetik şaft yörüngesi (orbit) grafiği (sağda)

Şekil 8.6’da görüldüğü gibi online izleme sisteminden alınan orbit grafiği incelendiğinde francis türbinde ($1X = 2.75 \text{ Hz} = 166.7 \text{ rpm}$) baskın balanssızlık kaynaklı titreşim olduğu ve yörünge formunda da şaftın yatak içerisinde dairesel hareketle salındığı görüldüğü üzere balans arızası teşhisi konulmuştur. Arıza tipinin belirlenmesinden izafi şaft ve mutlak yatak titreşim ölçümleri ile tespit yapıp sonrasında yerinde balans alma çalışmasına geçilmiştir.

8.2. Balans Arızanın Giderilmesi

Bu çalışma için kullanılan ekipmanlar;

1. Brüel&Kjaer Vibrotest 80 çok kanallı portatif offline titreşim analiz cihazı

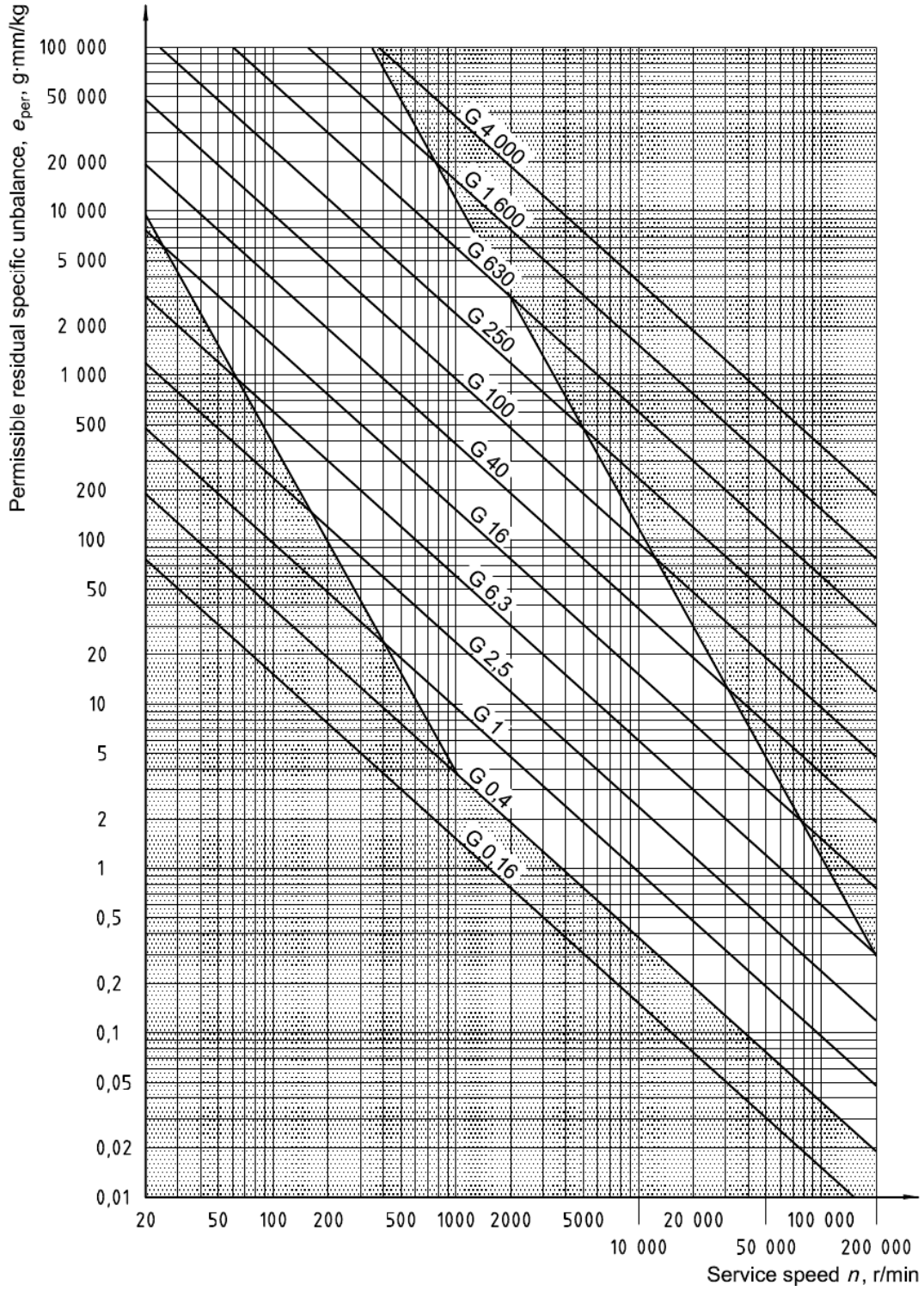
Yerinde balans alma işlemi aşağıdaki işletme şartlarında yapılmıştır.

Yük: 150 MW

Devir: 166,7 d/d

Göl Kotu: 831,8 m

Balans alma işlemine geçmeden önce ISO 1940 standardı incelenmiş ve deneme ağırlığının tespitinin hesabı için şekil 8.7’ de devir sayısı ve kullanılmıştır. Mevcut türbinin devir sayısı 166,7 d/d ve tablo 8.1’ den G 6,3 değeri seçilmiştir.



Şekil 8.7. ISO 140-1:2003 (E) denge kalitesi derecesi G ve servis hızına bağlı olarak izin verilen artıklara özgü dengesizlik tablosu

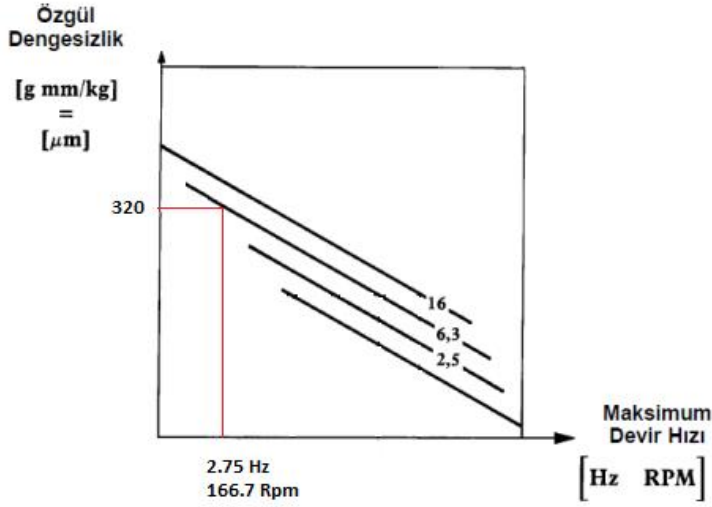
İlk dengeleme ağırlığının tespiti için balans kalite derecesini belirlememiz gerekir. Bunu belirlemek için aşağıda ki tablo 8.1’de ISO 140 standardına göre rotorların sınıflandırılması verilmiştir. Her bir rotor grubu bir “derece numarası” (grade) ile

gösterilmektedir. Bu derece numarası o rotor grubu için “dengeleme (balans) kalitesini” göstermektedir. Bu derece numarası kullanılarak bir rotorda kabul edilebilen titreşim miktarı belirlenmektedir (URL 8, 2020).

Tablo 8.1. ISO 1940 Sabit (rijit) bir durumda rotorlar için denge kalitesi derecelendirme tablosu

Balance Quality Grade	Product of the Relationship ($e_{per} \times \omega$) ^{(1) (2)} mm/s	Rotor Types - General Examples
G 4 000	4 000	Crankshaft/drives ⁽³⁾ of rigidly mounted slow marine diesel engines with uneven number of cylinders ⁽⁴⁾
G 1 600	1 600	Crankshaft/drives of rigidly mounted large two-cycle engines
G 630	630	Crankshaft/drives of rigidly mounted large four-cycle engines Crankshaft/drives of elastically mounted marine diesel engines
G 250	250	Crankshaft/drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines ⁽⁴⁾
G 100	100	Crankshaft/drives of fast diesel engines with six or more cylinders ⁽⁵⁾ Complete engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives ⁽⁶⁾
G 40	40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft/drives of elastically mounted fast four-cycle engines with six or more cylinders ⁽⁵⁾ Crankshaft/drives of engines of cars, trucks and locomotives
G 16	16	Drive shafts (propeller shafts, cardan shafts) with special requirements Parts of crushing machines Parts of agricultural machinery Individual components of engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives Crankshaft/drives of engines with six or more cylinders under special requirements
G 6.3	6.3	Parts of process plant machines Marine main turbine gears (merchant service) Centrifuge drums Paper machinery rolls/print rolls Fans Assembled aircraft gas turbine rotors Flywheels Pump impellers Machine-tool and general machinery parts Medium and large electric armatures (of electric motors having at least 80 mm shaft height) without special requirements Small electric armatures, often mass produced, in vibration insensitive applications and/or with vibration-isolating mountings Individual components of engines under special requirements
G 2.5	2.5	Gas and steam turbines, including marine main turbines (merchant service) Rigid turbo-generator rotors Computer memory drums and discs Turbo-compressors Machine-tool drives Medium and large electric armatures with special requirements Small electric armatures not qualifying for one or both of the conditions specified for small electric armatures of balance quality grade G 6.3 Turbine-driven pumps
G 1	1	Tape recorder and phonograph (gramophone) drives Grinding-machine drives Small electric armatures with special requirements
G 0.4	0.4	Spindles, discs and armatures of precision grinders Gyroscopes

Tablo 8.1’den makine tipine göre G 6.3 kalite derecesi seçilmiştir.



Şekil 8.8. ISO 1940’ a göre e (ölgöl dengeşizlik) değeri tespit tablosu

Şekil 8.8 incelendiğinde yatay eksen [Hz ve dev/dak] olarak rotorun hızını, düşey eksen ise [g-mm/kg veya μm] olarak kabul edilebilir en büyük ölgöl titreşim seviyesini göstermektedir. Eğik çizgiler ile çizilen rotor sınıf numaraları, bir başka deyişle balans kalite derecesi, farklı hızlardaki titreşim miktarlarını göstermektedir. Şekil 8.8, şekil 8.7’ de devir ile kalite derecesinin seçilerek; e (ölgöl dengeşizlik) değeri bulunmasını ifade etmektedir.

Kalıcı veya artık dengeşizlik hesabı (URL 8, 2020)

$$e = \frac{m_k \cdot r}{M} \quad (8.1)$$

Denklem 8.1’ de “e” ölgöl dengeşizliği, “ m_k ”kalıcı dengeşizlik ağırlığını, “M” rotor kütesini, “r” yarıçapı ifade etmektedir.

Bu formüle göre m_k : 28 kg. çıkmıştır. Bu ağırlığın rotora montajı ve bu ağırlığın temini işletme koşulları açısından zor olması ve ünitenin ile devreye alındığı yıllarda üzerinde mevcut dengeleme ağırlıklarından dolayı deneme ağırlığı bu değerin altında tutularak 7,230 kg.’ lık ağırlık ile işe başlanılmıştır.

8.3.Ünitenin Ölçümlerinin Alınması

Titreşim ölçüm cihazı ile yapılacak ölçümlerde cihaza girilmesi gereken kısaltmalar aşağıda gösterilmiştir.

Online izleme sistemi ve mevcut grafiklerden teşhisi konulan arızanın dengeleme ağırlığı konulmadan önceki ölçüm değerleri aşağıda yer alan tablo 8.2’ de gösterilmiştir.

Tablo 8.2. Deneme ağırlığı konulmadan önce portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler

Ölçüm Noktası (Ünitenin Balans Öncesi Çalışma Değerleri)				
Sensör Yönü	Cihaz Kanalı	Devir Sayısı(d/d)	Titreşim Genlik Değeri	Faz Açısı
Su Yönü (x eksen)	1	166	41,6	107°
Hol Yönü (y eksen)	2	166	22,2	329°

Faz açıları ile titreşim genlik değerlerini birbirine en yakın noktaya gelinceye kadar dengeleme çalışmasına devam edilecektir.

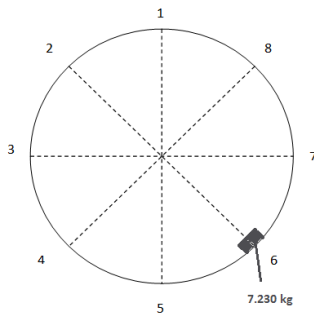
Mevcut Faz açısı farkı:

$$x : 107^{\circ}$$

$$y: 360^{\circ} - 329^{\circ} : 31^{\circ}$$

$$x+y: 107^{\circ} + 31^{\circ} : 138^{\circ} \text{ (Faz açısı farkı)}$$

Tablo 8.3. Deneme ağırlığı ve uygulama yerleri tablosu (1. adım)



Deneme ağırlığı çalışması			
1.ağırlık	1.uygulma yeri	2.ağırlık	2.uygulma yeri
7,230kg	06	0	0

7.230 kg.’lık deneme ağırlığı tablo 8.3’e göre 6 numaralı lokasyona (225°) konulmuştur. Deneme ağırlığının dengelemeyi bozucu yönde ve faz açısını daha fazla değiştirici yönde etki etmesini sağlayarak tam dengesizlik durumundan en iyi denge konumuna ulaşmak amacıyla deneme ağırlığı 6 numaralı lokasyona yerleştirilmiştir.

Faz açıları arasında ki fark 90 ± 30 olması balanssızlık arıza parametresini işaret etmektedir.

Deneme ağırlığı olan 7.230 kg.' ın konulduktan sonraki ölçüm değerleri aşağıda tablo 8.4' de gösterilmiştir.

1.Adım

Tablo 8.4. Deneme ağırlığı konulduktan sonra ki portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler (1.adım)

Ölçüm noktası (1. adım balans çalışma değerleri)				
Sensör Yönü	Cihaz Kanalı	Devir Sayısı(d/d)	Titreşim Genlik Değeri	Faz Açısı
Su Yönü (x eksen)	1	166	29	31°
Hol Yönü (y eksen)	2	166	31,6	323°

Y yönü : $360^\circ - 323^\circ = 37$

X yönü : 31°

X+Y : $31^\circ + 37^\circ = 68^\circ$ (Balanssızlık faz açısında da görülmektedir)

Deneme ağırlığı kaldırılarak devam edildi.

Deneme ağırlığı olan 7.230 kg.' ın kaldırılarak, cihazın uygulanmasını istediği ağırlık kütlesi ve lokasyon yönü aşağıda tablo 8.5' de gösterilmiştir.

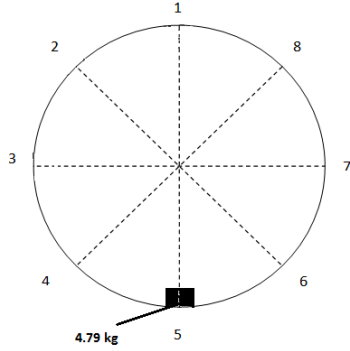
2. Adım

Tablo 8.5. Cihazın uygulanmasını istediği ağırlık ve lokasyon yönü

Deneme ağırlığı çalışması (Cihazın uygulanmasını istediği değer)			
1.ağırlık	1.uygulma yeri	2.ağırlık	2.uygulma yeri
6,02 kg	05	0 kg	0

Tablo 8.5' de cihazın uygulanmasını istediği ağırlık kütlesi ve lokasyon yönünün, elimizde olan mevcut dengeleme ağırlığıyla uygulanmış durumu aşağıda tablo 8.6' da gösterilmiştir.

Tablo 8.6. Uygulanan ağırlık ve lokasyon yönü (2.adım)



Deneme ağırlığı çalışması (Uygulanan değer)			
1.ağırlık	1.uygulama yeri	2.ağırlık	2.uygulama yeri
4.790 kg	05	0 kg	0

5 numaralı lokasyona uygulanan dengeleme kütlesi sonucu portatif ölçüm cihazı ile yapılan ölçümler aşağıda tablo 8.7’de gösterilmiştir.

Tablo 8.7. Deneme ağırlığı konulduktan sonra ki portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler (2.adım)

Ölçüm noktası (2. adım balans çalışma değerleri)				
Sensör Yönü	Cihaz Kanalı	Devir Sayısı(d/d)	Titreşim Genlik Değeri	Faz Açısı
Su Yönü (x eksen)	1	166	31.9	14°
Hol Yönü (y eksen)	2	166	26.5	317°

$$X: 14^{\circ}$$

$$Y: 360^{\circ} - 317^{\circ} : 43^{\circ}$$

$$X + Y: 43^{\circ} + 14^{\circ} = 57 (\text{Faz açısı farkı})$$

3.Adım

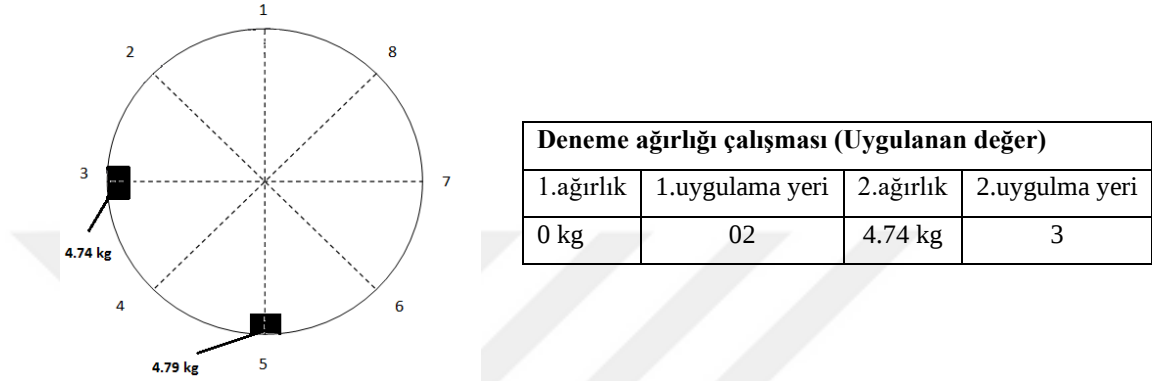
Cihazın uygulanmasını istediği ağırlık kütlesi ve lokasyon yönü aşağıda tablo 8.8’de gösterilmiştir.

Tablo 8.8. Cihazın uygulanmasını istediği ağırlık ve lokasyon yönü (3.adım)

Deneme ağırlığı çalışması (Cihazın uygulanmasını istediği değer)			
1.ağırlık	1.uygulama yeri	2.ağırlık	2.uygulama yeri
0,24 kg	02	5.45 kg	3

Tablo 8.8’ de cihazın uygulanmasını istediği ağırlık kütlesi ve lokasyon yönünün, elimizde olan mevcut dengeleme ağırlığıyla uygulanmış durumu aşağıda tablo 8.9’ da gösterilmiştir.

Tablo 8.9. Uygulanan ağırlık ve lokasyon yönü (3.adım)



2 numaralı lokasyona uygulanan dengeleme kütlesi sonucu portatif ölçüm cihazı ile yapılan ölçümler aşağıda tablo 8.10’da gösterilmiştir.

Tablo 8.10. Deneme ağırlığı konulduktan sonra ki portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler (3.adım)

Ölçüm noktası (3. adım balans çalışma değerleri)				
Sensör Yönü	Cihaz Kanalı	Devir Sayısı(d/d)	Titreşim Genlik Değeri	Faz Açısı
Su Yönü (x eksen)	1	166	29.9	10°
Hol Yönü (y eksen)	2	166	23.9	318°

X: 10°

Y: 360°-318°:42°

X+Y:42°+10°:50° (Faz açısı farkı)

Faz açısı farkı: 42°+10° : 52°

4.Adım

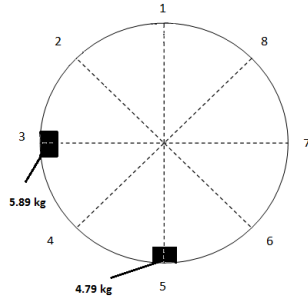
Cihazın uygulanmasını istediği ağırlık kütlesi ve lokasyon yönü aşağıda tablo 8.11’ de gösterilmiştir.

Tablo 8.11.Cihazın uygulanmasını istediği ağırlık ve lokasyon yönü (4.adım)

Deneme ağırlığı çalışması (Cihazın uygulanmasını istediği değer)			
1.ağırlık	1.uygulma yeri	2.ağırlık	2.uygulma yeri
0,69 kg	02	4.80 kg	3

Tablo 8.11’ de cihazın uygulanmasını istediği ağırlık kütlesi ve lokasyon yönünün, elimizde olan mevcut dengeleme ağırlığıyla uygulanmış durumu aşağıda tablo 8.12’ de gösterilmiştir.

Tablo 8.12.Uygulanan ağırlık ve lokasyon yönü (4.adım)



Deneme ağırlığı çalışması (Uygulanan değer)			
1.ağırlık	1.uygulama yeri	2.ağırlık	2.uygulma yeri
0 kg	02	5.89kg	3

3 numaralı lokasyona uygulanan dengeleme kütlesi sonucu portatif ölçüm cihazı ile yapılan ölçümler aşağıda tablo 8.13’de gösterilmiştir.

Tablo 8.13. Deneme ağırlığı konulduktan sonra ki portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler (4.adım)

Ölçüm noktası (4. adım balans çalışma değerleri)				
Sensör Yönü	Cihaz Kanalı	Devir Sayısı(d/d)	Titreşim Genlik Değeri	Faz Açısı
Su Yönü (x eksen)	1	166	22.9	355°
Hol Yönü (y eksen)	2	166	19	308°

X: 360°-355°: 5°

Y: 360°-308°:52°

X+Y: 52°+5° :57 ° (Faz açısı farkı)

5. Adım

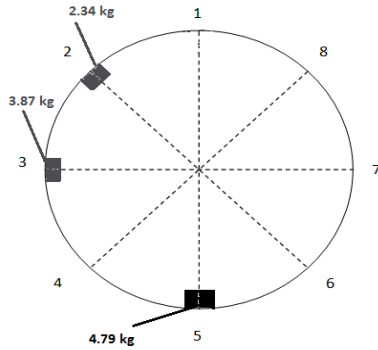
Cihazın uygulanmasını istediği ağırlık kütlesi ve lokasyon yönü aşağıda tablo 8.14’ de gösterilmiştir.

Tablo 8.14. Cihazın uygulanmasını istediği ağırlık ve lokasyon yönü (5.adım)

Deneme ağırlığı çalışması (Cihazın uygulanmasını istediği değer)			
1.ağırlık	1.uygulama yeri	2.ağırlık	2.uygulama yeri
1,99 kg	02	2.45 kg	3

Tablo 8.14’ de cihazın uygulanmasını istediği ağırlık kütlesi ve lokasyon yönünün, elimizde olan mevcut dengeleme ağırlığıyla uygulanmış durumu aşağıda tablo 8.15’ de gösterilmiştir.

Tablo 8.15. Uygulanan ağırlık ve lokasyon yönü (5.adım)



Deneme ağırlığı çalışması (Uygulanan değer)			
1.ağırlık	1.uygulama yeri	2.ağırlık	2.uygulama yeri
2.34 kg	02	3.87 kg	03

2 ve 3 numaralı lokasyona uygulanan dengeleme kütlesi sonucu portatif ölçüm cihazı ile yapılan ölçümler aşağıda tablo 8.16’ da gösterilmiştir.

Tablo 8.16. Deneme ağırlığı konulduktan sonra ki portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler (5.adım)

Ölçüm noktası (5. adım balans çalışma değerleri)				
Sensör Yönü	Cihaz Kanalı	Devir Sayısı(d/d)	Titreşim Genlik Değeri	Faz Açısı
Su Yönü (x eksen)	1	166	9.02	329°
Hol Yönü (y eksen)	2	166	10	333°

$$X: 360^\circ - 329^\circ : 31^\circ$$

$$Y: 360^\circ - 333^\circ : 27^\circ$$

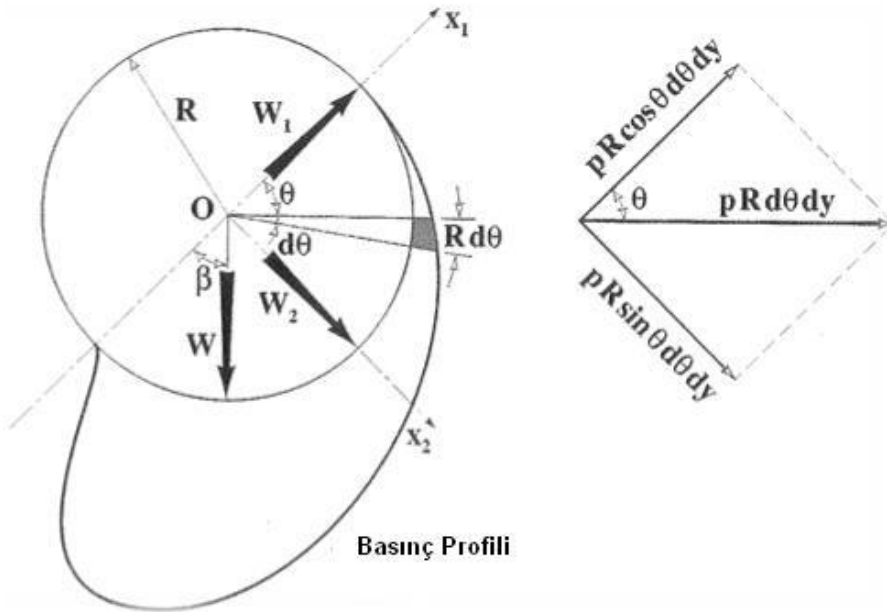
$$X+Y : 31^\circ + 27^\circ : 58^\circ \text{ (Faz açısı farkı)}$$

Faz açısı farkı 3., 4. ve 5. adımda birbirine çok yakın değerler vererek tekrarlaması ve titreşim genlik değerlerinin birbirine çok yakın noktaya gelmesi sebebiyle 5. adım sonunda balans işlemi nihai ağırlıkta bırakılmıştır. Yapılan balans çalışmasının sonuçları bulgular kısmında verilmiştir.

8.4. Arızanın Matematiksel Modellemesinin Yapılması

Hidrodinamik radyal kaymalı yatakta oluşan basınç dağılımı denklem 8.2’de gösterilmektedir. Şekil 8.9’da yatağa gelen kuvvetler ve basınç dağılımı gösterilmektedir (Kahraman, 2010)

$$P = \frac{3.U.\eta.\varepsilon.\sin \theta}{R_1.C^2.(1+\varepsilon.\cos \theta)^3} \left(\frac{L^2}{4} - y^2 \right) \quad (8.2)$$



Şekil 8.9. Yatağa gelen kuvvet ve basınç dağılımı

$$W_1 = \int_0^{\pi} \int_{-L/2}^{L/2} p.R_1.\cos \Theta d\Theta dy \quad (8.3)$$

$$W_2 = \int_0^{\pi} \int_{-L/2}^{L/2} p.R_1.\sin \Theta d\Theta dy \quad (8.4)$$

Şekil 8.9’ da ki basınç profili oluşumuna göre denklem 8.2 ve 8.3 yazıldığındayatağagelenyükbileşenlerinivebileşkekuvvetihesaplayabiliriz.

$$W_1 = \int_0^{\pi} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{3.U.\eta.\varepsilon.R_1.\sin \Theta.\cos \Theta}{R_1.c^2.(1 + \varepsilon.\cos \Theta)^3} \left(\frac{L^2}{4} - y^2\right) d\Theta dy \quad (8.5)$$

Denklem 8.4’te R_1 ’ler sadeleşir vesabit değerler integral dışına alınır;sa;

$$W_1 = \frac{3.U.\eta.\varepsilon}{c^2} \cdot \int_0^{\pi} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\sin \Theta.\cos \Theta}{(1 + \varepsilon.\cos \Theta)^3} d\Theta \left(\frac{L^2}{4} - y^2\right) dy \quad (8.6)$$

Denklem 8.5’de görülen integral bölümlere ayrılarak çözülmüş ve çözüm yöntemi aşağıda gösterilmiştir.

Denklem 8.6’te iç kısımdaki integral görülmektedir.

$$\int_0^{\pi} \frac{\sin \Theta \cos \Theta}{(1 + \varepsilon \cos \Theta)^3} d\Theta \quad (8.7)$$

$$1 + \varepsilon.\cos \Theta = u$$

$$\cos \Theta = (u-1) / \varepsilon$$

$$du = - \sin \Theta d\Theta$$

$$- du = \sin \Theta d\Theta$$

Yukarıda bulunandegerleri denklem 8.6’ da yerine koyduğumuz zaman eşitliğin son hali denklem 8.7’de görülmektedir.

$$\int_0^{\pi} \frac{u-1}{\varepsilon} \cdot (-du) \quad (8.8)$$

Denklem 8.7'deki denklemdesabitsayıları integral dışınaçıkarırsak denklem 8.8'i eldeederiz.

$$-\frac{1}{\varepsilon^2} \int_0^{\pi} (u^{-2} - u^{-3}) du \quad (8.9)$$

Denklem 8.8'nin integralialınarak denklem 8.9 eldeedilmiştir.

$$-\frac{1}{\varepsilon^2} \left(\frac{u^{-1}}{-1} - \frac{u^{-2}}{-2} \right) \Big|_0^{\pi} \quad (8.10)$$

Denklem 8.9' 1 düzenleyipüstve alt integral sınırlarınıyerlerinekoyaraksırasıileişlemleri yaptığımız zaman denklem 8.10'u eldeetmişöluruz.

$$\left[-\frac{1}{\varepsilon^2} \cdot \left(\frac{-2 \cdot (1 - \varepsilon) + 1}{2 \cdot (1 - \varepsilon)^2} \right) \right] - \left[-\frac{1}{\varepsilon^2} \cdot \left(\frac{-2 \cdot (1 + \varepsilon) + 1}{2 \cdot (1 + \varepsilon)^2} \right) \right] \quad (8.11)$$

Denklem 8.10 düzenlenipgereklisadeleştirmeler yapıldığı zaman denklem 8.6 integraliçözölmüş olur. Denklem 8.6'nın integralindeneldeedilensonuç denklem 8.11'de gösterilmiştir.

$$\int_0^{\pi} \frac{\sin \Theta \cos \Theta}{(1 + \varepsilon \cos \Theta)^3} d\Theta = -\frac{2 \cdot \varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad (8.12)$$

Denklem 8.5'ün diğerkısmınınintegralininçözümüaşağıdagösterilmektedir.

$$\int_{-L/2}^{L/2} \left(\frac{L^2}{4} - y^2 \right) dy = \left(\frac{L^2}{4} \cdot y - \frac{y^3}{3} \right) \Big|_{-L/2}^{L/2} \quad (8.13)$$

$$\left[\frac{L^2}{4} \cdot \frac{L}{2} - \frac{L^3}{24}\right] - \left[-\frac{L^2}{4} \cdot \frac{L}{2} + \frac{L^3}{24}\right] \quad (8.14)$$

Denklem 8.12 düzenlenip gerekli sadeleştirmeler yapıldığı zaman denklem 8.12'deki integral çözülmüş olur. Denklem 8.12'in çözümü denklem 8.14'te gösterilmiştir.

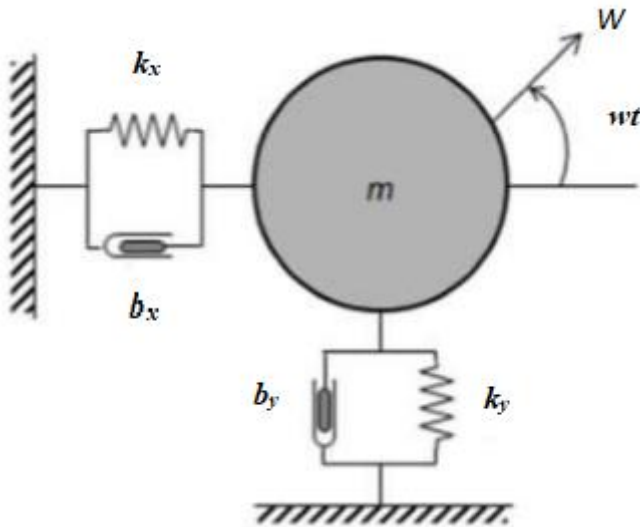
$$\int_{-L/2}^{L/2} \left(\frac{L^2}{4} - y^2\right) dy = \frac{L^3}{6} \quad (8.15)$$

Denklem 8.5' in çözümlenmiş halinden denklem 8.15'te gösterilmektedir.

$$W_1 = -\frac{U \cdot \eta \cdot \varepsilon^2 \cdot L^3}{c^2 \cdot (1 - \varepsilon^2)^2} \quad (8.16)$$

Denklem 8.3'de gösterilen W_2 ' de W_1 ile aynı şekilde çözülmürse denklem 8.16'da ki sonuç elde edilir.

$$W_2 = \frac{U \cdot \eta \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot L^3}{4 \cdot c^2 \cdot (1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \quad (8.17)$$



Şekil 8.10. Hidrodinamik yağlamalı yatak damper yay kütle modeli

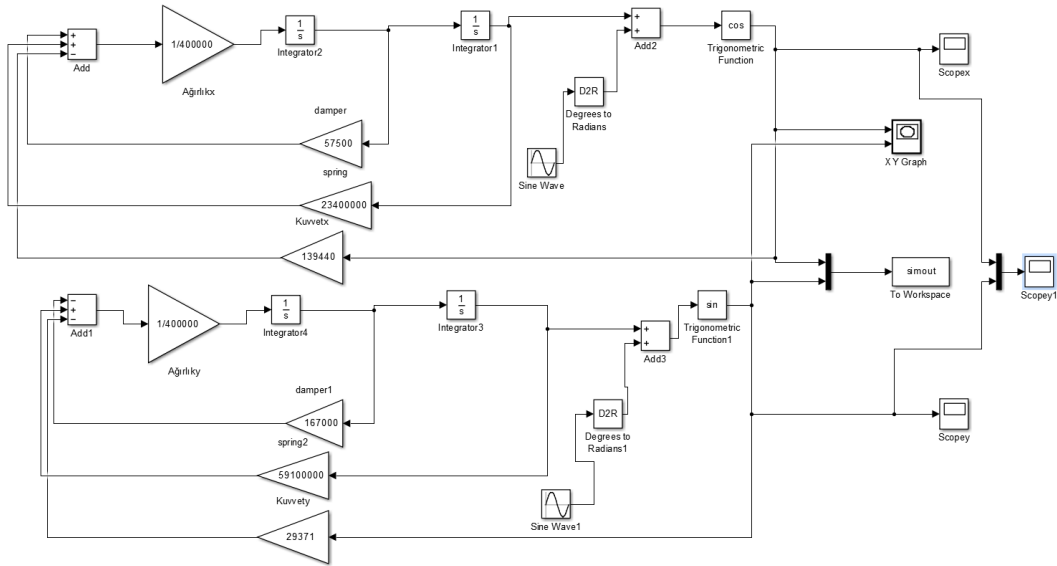
$$m\ddot{x} + b_x\dot{x} + k_x x = W \cos(\omega t) \quad (8.18)$$

$$m\ddot{y} + b_y\dot{y} + k_y y = W \sin(\omega t) \quad (8.19)$$

Laplace dönüşümü sonucu elde edilen denklem

$$X(s)/F_c = \cos(\omega t)/(ms^2 + bs + k) \quad (8.20)$$

$$Y(s)/F_c = \sin(\omega t)/(ms^2 + bs + k) \quad (8.21)$$



Şekil 8.11. Matlab programı ile matematiksel modelleme için blok diyagram

Şekil 8.11'deki blok diyagram farklı işletme koşullarında hidrolik türbin dönen kısmının periyodik titreşim davranışını simüle etmektedir. Titreşimin büyüklük değeri blok diyagramına, hesaplanan transfer fonksiyonu, eklenerek elde edilmiştir. Damper ve spring katsayıları yatağa gelen kuvvete göre değişiklik göstermektedir. Bu katsayıların belirlenmesinde Li ve arkadaşlarının literatür çalışmasından faydalanılmıştır. (Li ve ark, 2017).

9. BULGULAR VE TARTIŞMA

9.1. Bulgular

Bu bölümde materyal ve metot bölümünde verilen balans çalışmasının ve matematiksel modellemenin sonuçları incelenecektir. Ayrıca hidrolik türbinin enerji üretimi esnasında sensörlerden alınan değerler ile matematisel model sonuçları kıyaslanacaktır.

Bölüm 8’ de verilen balans çalışma işleminin sonuçları tablo 9.1 ile gösterilmiştir.

Tablo 9.1. Balans öncesi ve balans sonrası çalışma portatif off line cihazı ile ölçüm yapılan değerler tablosu

İlk durum (Balans öncesi)	Titreşim Genlik Değeri	Faz Açısı	Son durum (Balans sonrası)	Titreşim Genlik Değeri	Faz Açısı
	41,6	107°		9.02	329°
	22,2	329°		10	333°

Dengeleme yapıldıktan sonra titreşim genlik değeri ve faz açısı değerlerinin birbirlerine yaklaştığı bölge ile türbin kılavuz yatak değerlerinin bozulmaya başladığı adımda dengeleme işlemi sonuçlandırılmış yerinde ölçümler alınan değerler ve online vibrasyon koruma izleme sisteminden alınan grafikler aşağıda belirtilmiştir.

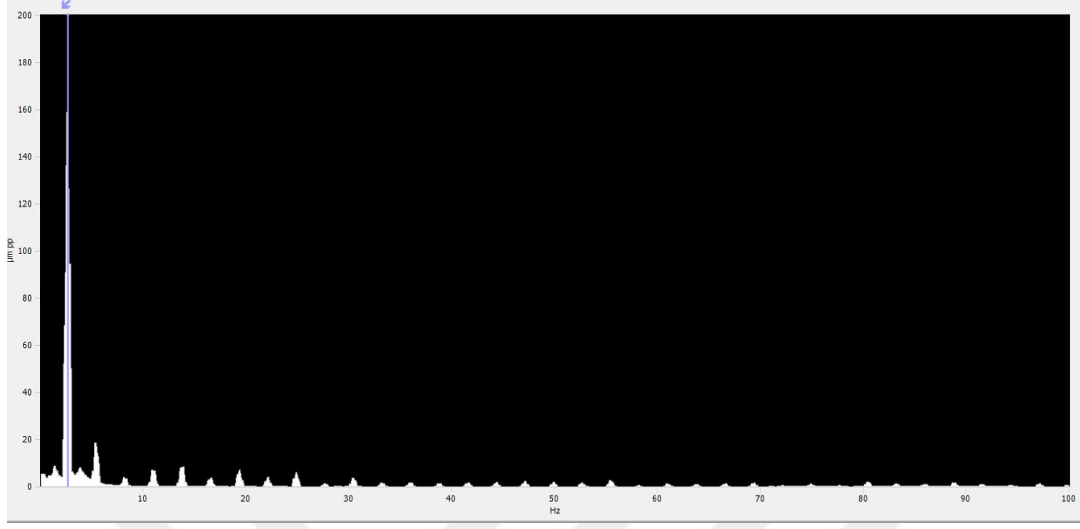
ISO 7919-5 standardında izafi şaft titreşimleri, taşıyıcı yatak ve kılavuz yatağın yer aldığı kombine yatak bölgesinden alınan ölçümlerde salınım değeri (peak to peak) hol yönünde 105,7 mikron, su yönünde 144 mikron seviyesine erişilmiş olup Şekil 8.1’ e göre A-B major bölgesinin Akısmında kaldığı görülmüştür.

ISO 10816-5 mutlak yatak titreşimleri, taşıyıcı yatak ve kılavuz yatağın yer aldığı kombine yatak bölgesinden alınan ölçümlere göre hidroelektrik santraller için geliştirilmiş ISO 10816-5 uluslararası standartlarındaki kalite sınıfında hız ve deplasman olarak “iyi makine bölgesinde”dir.

Yapılan çalışma sonrasında türbin kılavuz yatak hız değerlerinde “iyi makine bölgesinde” olduğu görülmüştür.

Ünite 4 “iyi makine ” bölgesine çekilerek, ISO normlarına uygun hale getirilmiştir.

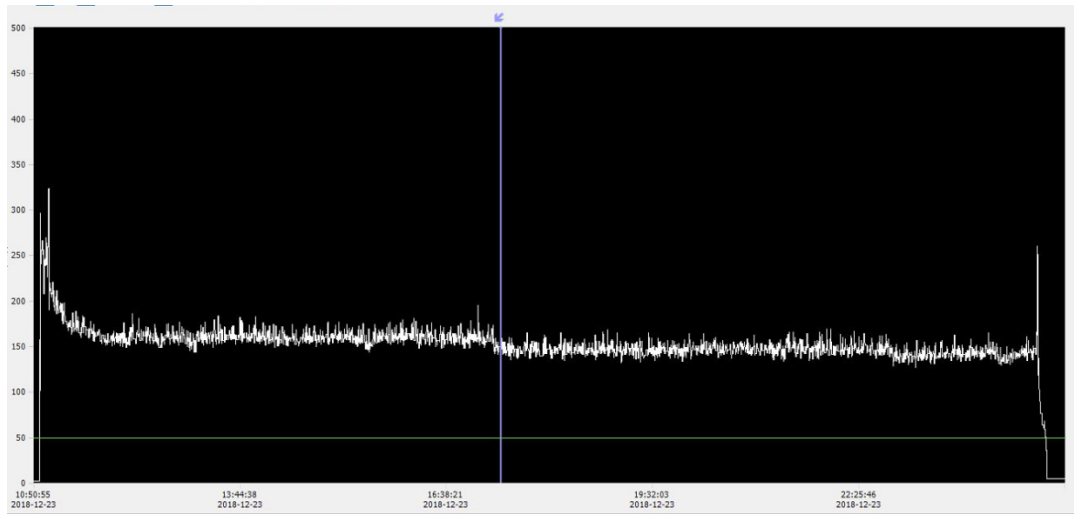
Şekil 9.2’ de bir X yönlü frekans spektrumu görülmektedir. Buradaki tepe dönme hızına ($1X = 2,75 \text{ Hz} = 166,7 \text{ rpm}$) karşı gelmektedir.



Şekil 9.1. Balans çalışması sonrası ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) frekans spektrumu grafiği

Şekil 9.1’ e göre ünite ilk devreye alındığı andan tam yükleme anına geçmesi sonrası baskın balanssızlık değerinin 160 (µm pp) seviyesine kadar titreşim seviyesine düştüğü görülmektedir. Şekil 8.1 titreşim değerlendirme tablosuna göre makine A bölgesinde kısıtlama olmaksızın uzun vadeli çalıştırılmaya uygun bölgede çalışabileceği ispat edilmiştir.

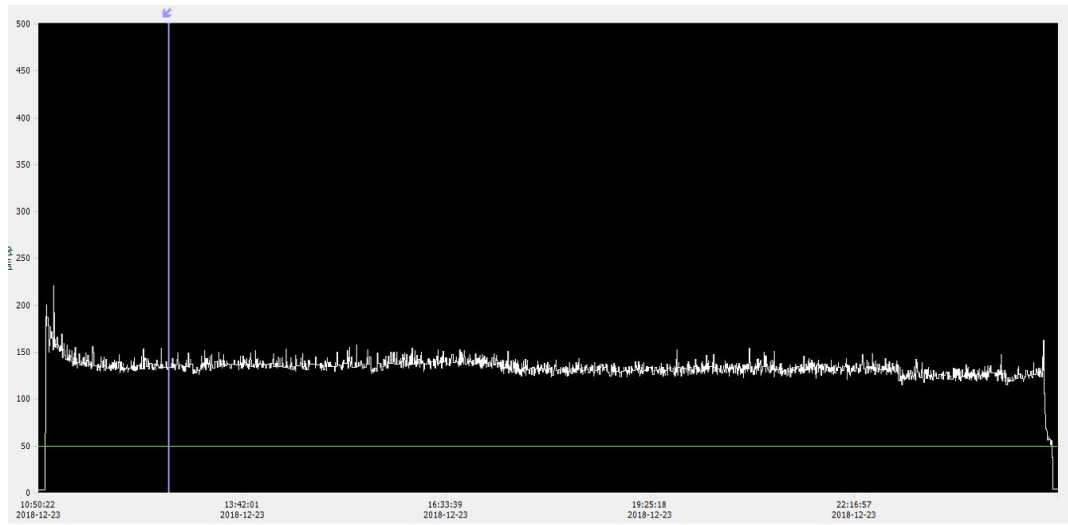
Şekil 9.2’de görülen grafik şaft salınımının x yönünde ki genlik değerinin (µm pp) zamana göre değişimini göstermektedir.



Şekil 9.2. Balans çalışması sonrası ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) salınım grafiği

Şekil 9.2' ye göre ünite ilk devreye alındığı anda 335 ($\mu\text{m pp}$) seviyesine kadar titreşim seviyesinin çıktığı daha sonra 150-170 ($\mu\text{m pp}$) titreşim seviyesinde olduğu görülmektedir. Şekil 8.1 titreşim değerlendirme tablosuna göre makine A bölgesinde kısıtlama olmaksızın uzun vadeli çalıştırılmaya uygun bölgede çalışabileceği ispat edilmiştir.

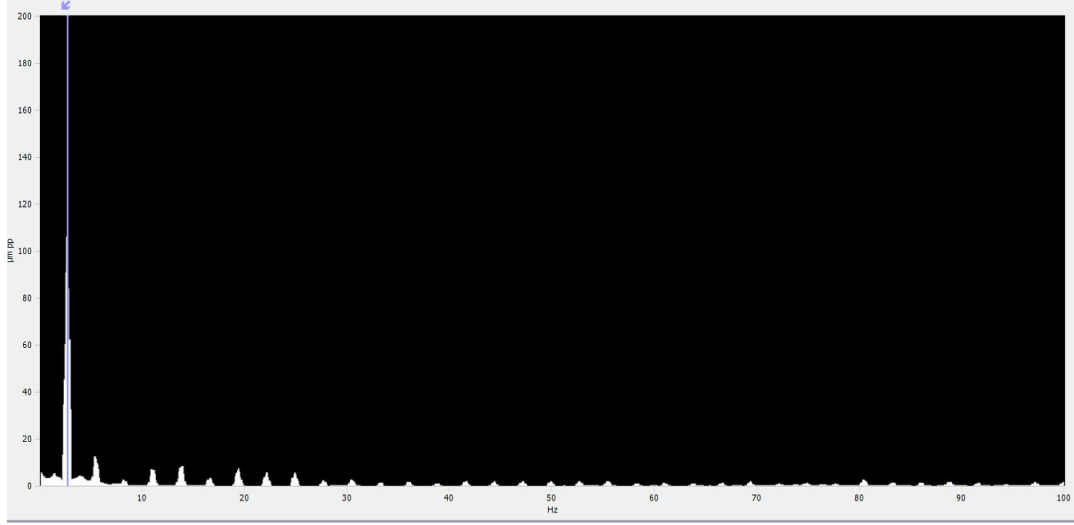
Aşağıda şekil 9.3' de görülen grafik, şaft salınımının y yönünde ki genlik değerinin ($\mu\text{m pp}$) zamana göre değişimini göstermektedir.



Şekil 9.3. Balans sonrası ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (y yönlü) salınım grafiği

Şekil 9.3' e göre ünite ilk devreye alındığı anda 200 ($\mu\text{m pp}$) seviyesine kadar titreşim seviyesinin çıktığı daha sonra 130-150 ($\mu\text{m pp}$) titreşim seviyesinde olduğu görülmektedir. Şekil 8.1 titreşim değerlendirme tablosuna göre makine A bölgesinde kısıtlama olmaksızın uzun vadeli çalıştırılmaya uygun bölgede çalışabileceği ispat edilmiştir.

Aşağıda şekil 9.4'de bir y yönlü frekans spektrumu görülmektedir. Buradaki tepe dönme hızına ($1X = 2,75 \text{ Hz} = 166,7 \text{ rpm}$) karşı gelmektedir.

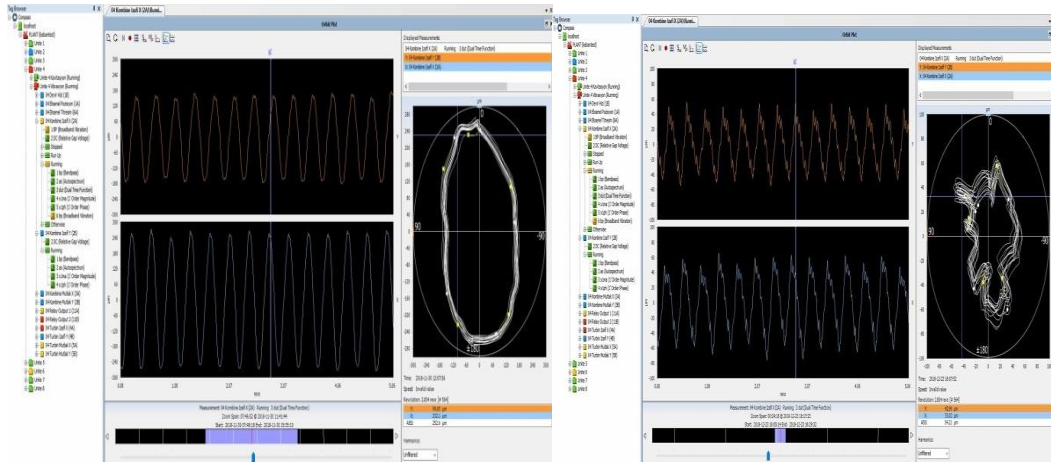


Şekil 9.4. Balans çalışması sonrası ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (y yönlü) frekans spektrumu grafiği

Şekil 9.4' e göre ünite ilk devreye alındığı anda baskın balanssızlık değerinin 120 (µm pp) seviyesine kadar titreşim seviyesinin düştüğü görülmektedir.

Balans arızası öncesi ve balans çalışması sonrası elde edilen grafikler aşağıda kıyaslanmıştır.

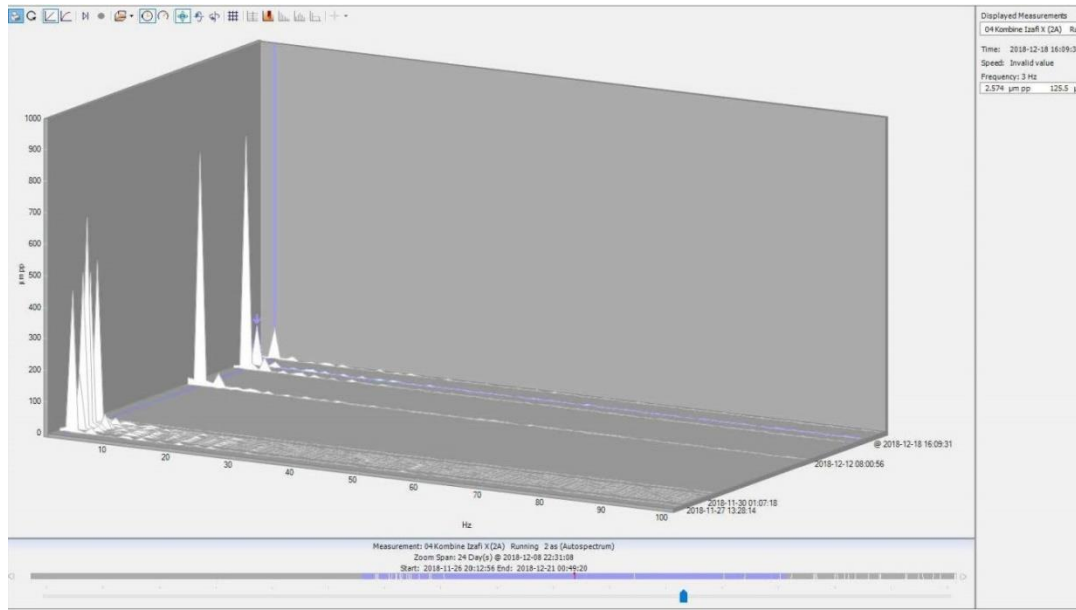
Şekil 9.5.a-b.' de balans öncesi ve balans sonrası izafi şaft titreşimleri (x-y) zaman dalga formları (solda) ve kinetik şaft yörüngesi (orbit) grafiği (sağda) gösterilmiştir.



Şekil 9.5.a-b.Balans öncesi-sonrası ünite kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimleri (x-y) zaman dalga formları (solda) ve kinetik şaft yörüngesi (orbit) grafiği (sağda)

Şekil 9.5 a-b. orbit grafikleri karşılaştırıldığında, şekil 9.5.a’ da türbinin balans öncesi şaftın yataklanmasının bozulduğu ve salınım yaparak merkezden uzakta döndüğü gözlenmektedir. Balans çalışması sonrası şekil 9.5.b incelendiğinde rotorun kütle dağılımındaki düzensizliğin iyileştirilerek kütle merkezinin rotorun dönme eksenine yaklaştığı ve merkeze yakın şekilde türbinin döndüğü görülmektedir.

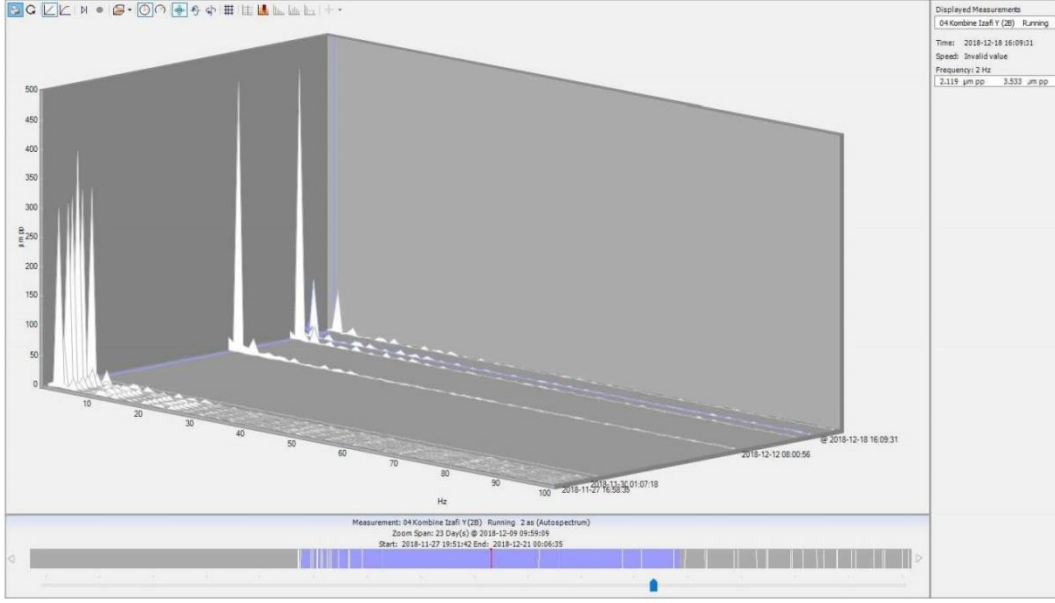
Şekil 9.6’da balans öncesi ve balans çalışması sonrası frekans spektrumu x yönlü karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 9.6. Balans öncesi ve balans çalışması sonrası ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) frekans spektrumu karşılaştırması

Şekil 9.6 ' ya göre balanslı durumda çalışırken 650-700 µm tepe dönme hızında ($1X = 2,75 \text{ Hz} = 166,7 \text{ rpm}$) çalışırken balans çalışması sonrası bu değer 140 µm seviyesine gerilemiştir. Şekil 8.1 titreşim değerlendirme tablosuna göre ünite balanslı olduğu durumda D bölgesinde çalışırken, balans çalışması sonrası makinenin A bölgesinde kısıtlama olmaksızın uzun vadeli çalıştırılmaya uygun bölgede çalışabileceği ispat edilmiştir.

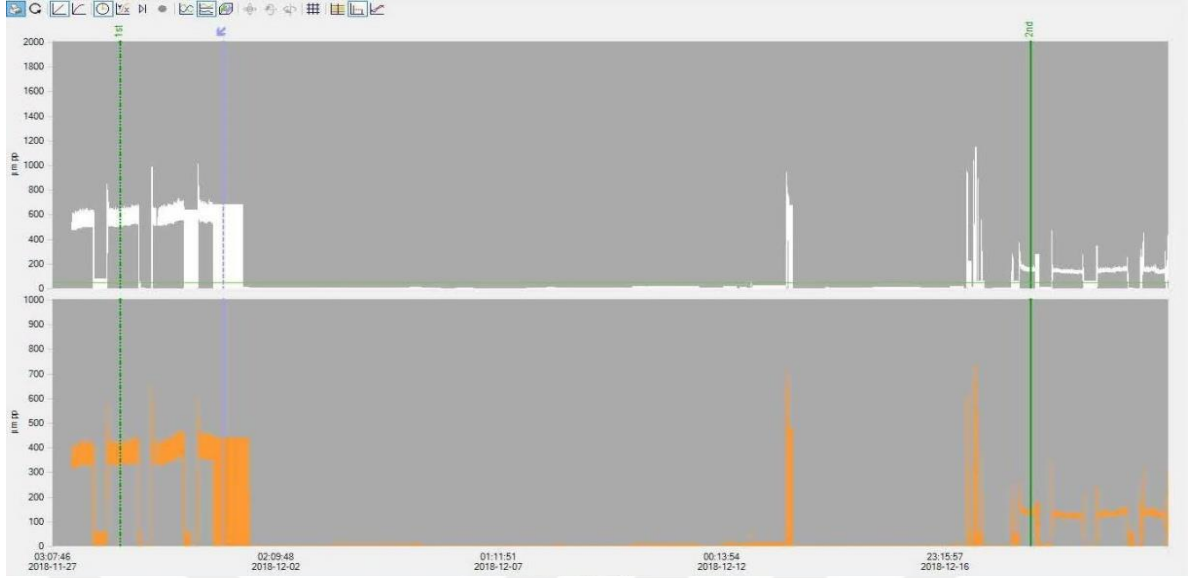
Şekil 9.7’de balans öncesi ve balans çalışma sonrası frekans spektrumu y yönlü karşılaştırması görülmektedir.



Şekil 9.7. Balans öncesi-sonrası ünite 150-155 mw kısmi yükte çalışırken türbin kombineyatağı izafi şaft titreşimi (y yönlü) frekans spektrumu karşılaştırması

Şekil 9.7' ye göre balanslı durumda çalışırken 400-450 μm tepe dönme hızına ($1X = 2,75 \text{ Hz} = 166,7 \text{ rpm}$) çalışırken balans çalışması sonrası bu değer 80-100 μm seviyesine gerilemiştir. Şekil 8.1 titreşim değerlendirme tablosuna göre ünite balanslı olduğu durumda D bölgesinde çalışırken, balans çalışması sonrası makinenin A bölgesinde kısıtlama olmaksızın uzun vadeli çalıştırılmaya uygun bölgede çalışabileceği ispat edilmiştir.

Şekil 9.8'de balans öncesi ve balans çalışma sonrası türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x ve y) yönlü salınım grafiği x-y yönlü karşılaştırması görülmektedir.



Şekil 9.8. Balans öncesi ve balans çalışma sonrası ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x ve y) yönlü salınım grafiği karşılaştırması

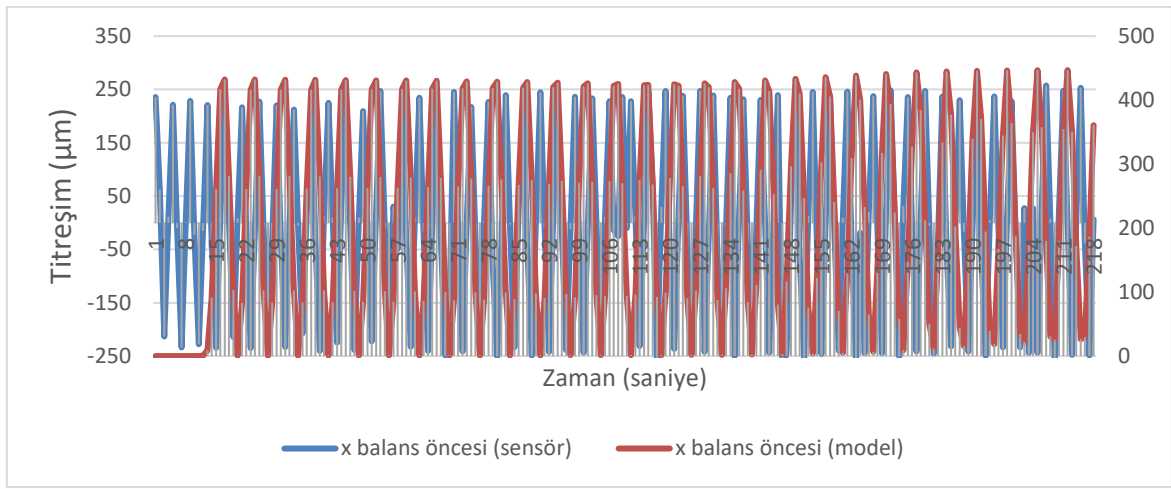
Yukarıda Şekil 9.8’ de ki grafikler karşılaştırıldığında 1xRpm balanssızlık piki yapılan dengeleme çalışması ile minimize edilmiş olup koruyucu online izleme sisteminde ki grafiklerde de balanslı durum ile balans çalışması sonunda ki grafiklerde görülmektedir. Şekil 8.1 titreşim değerlendirme tablosuna göre ünite balanslı olduğu durumda D bölgesinde çalışırken, balans çalışması sonrası makinenin A bölgesinde kısıtlama olmaksızın uzun vadeli çalıştırılmaya uygun bölgede çalışabileceği ispat edilmiştir.

Bu balans çalışması sonrası türbin-generator ünitesinin bütün döner kütle dengesizliğinin düzeltilerek salınım ve titreşim seviyesindeki iyileşme aşırı senkron kuvvetlerin oluşumunu engelleyerek türbin-generator ünitesinin kılavuz yatak bölgelerinde civataların gevşemesi ve kesilmesi olaylarının önüne geçer. Kılavuz yataklarının bozularak kullanılamaz duruma gelmesini ve türbin-generator ünitesinin taşıyıcı yatak köprüsü ayaklarının oynaması önlenmiş olur. Ayrıca senkron motorda dengesizlikten oluşabilecek düzensiz manyetik kuvvet çekimleri ile jenaratörde oluşacak titreşimin önüne geçilerek stator yalıtımın bozulması ve stator yüzeyinin rotorun yüzeyine sürtünmesine neden olan dengesiz manyetik çekme olayının görülebilme durumu ortadan kaldırılmıştır.

9.2. Hidrolik Türbin Sensöründen Alınan Değerler İle Oluşturulan Matematiksel Model Sonuçlarının Karşılaştırılması

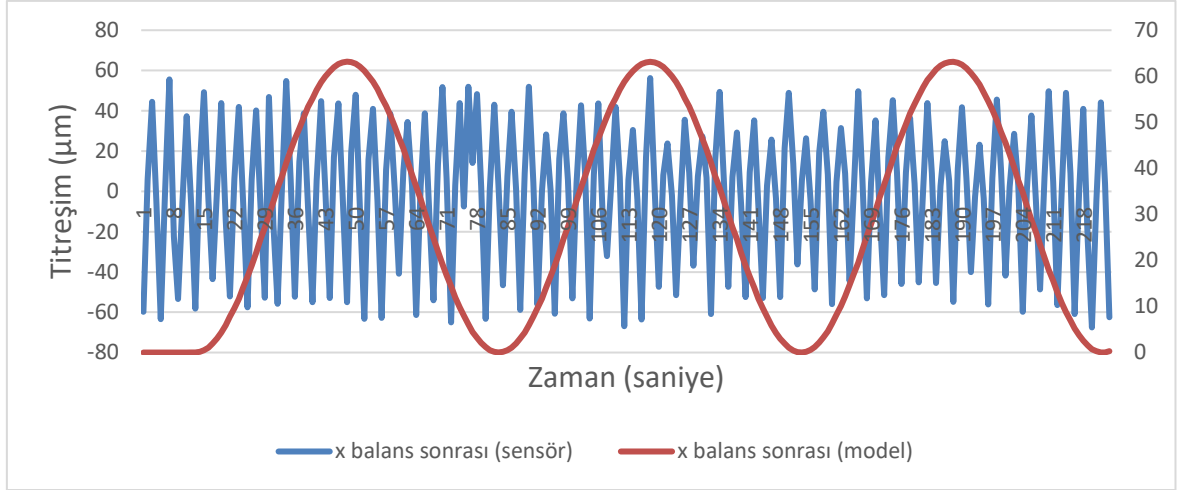
Hidrolik türbin enerji üretirken kombine yatak bölgesindeki sensörlerin kayıt cihazına aktardığı veriler ile matematiksel modelin çözümlenmesi sonucu elde edilen veriler bu bölümde kıyaslanmıştır.

Şekil 9.9’ da kombine yatağın x yönünden alınan değerler ile matematiksel modelin çözümlenmesi sonucu elde edilen x yönü titreşim değerleri kıyaslanmaktadır.



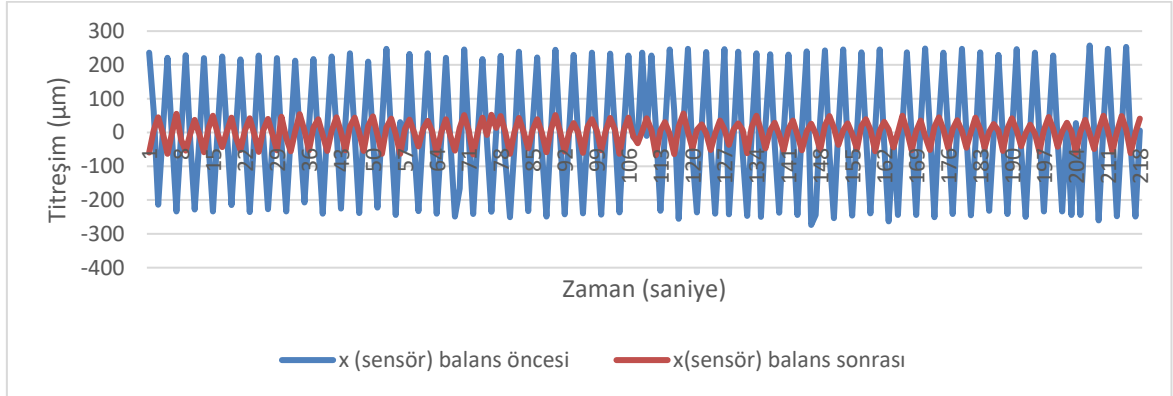
Şekil 9.9.Balans öncesi ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatak izafi şaft titreşimi (x yönlü) salınım grafiği ile matematiksel model sonuçlarının (x yönlü) karşılaştırması

Balans öncesi (arızalı durum) ünite 150-155 Mw arası yükte 166,7 d/d ile çalışırken türbin taşıyıcı yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) salınımı içinsensörden alınan değerler ile matematiksel modelden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında salınımın 450-550 µm değerler arasında değiştiği ve şekil 8.3 ile şekil 9.9’da grafiklerinin birbiri ile uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 9.10. Balans çalışması sonrası ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) salınım grafiği ile matematiksel model sonuçlarının (x yönlü) karşılaştırması

Balans çalışması sonrası ünite 150-155 Mw arası yükte 166.7 d/d ile çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) salınımı için sensörden alınan değerler ile matematiksel modelden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında salınımın 120-150 µm değerler arasında değiştiği ve şekil 9.2 ile şekil 9.10 grafik değerlerinin birbirleriyle uyumlu olduğu görülmüştür.

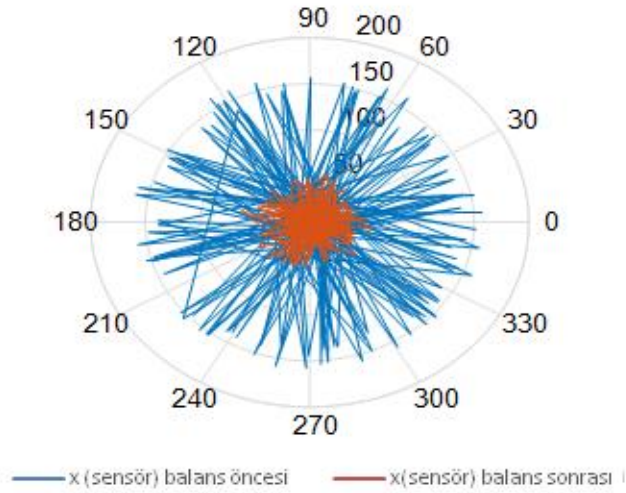


Şekil 9.11. Balans öncesi ve balans sonrası ünite 150-155 MW kısmi yükte çalışırken türbin kombine yatağı izafi şaft titreşimi (x yönlü) sensör değerlerine göre salınım grafiği sonuçlarının karşılaştırması

Balans öncesi ve balans çalışması sonrası türbinin çalışma değerlerinin izafi taşıyıcı yatak titreşim değerlerinin çalışma yapılmadan önce ve çalışma yapıldıktan sonraki (x-x)

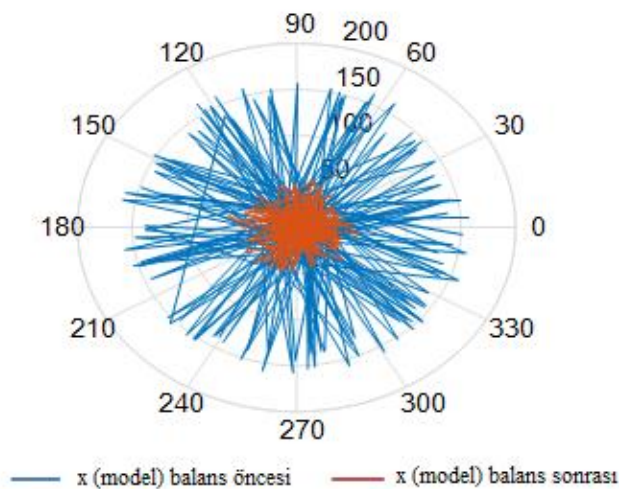
sensörden alınan salınım değerleri karşılaştırıldığında şekil 9.8 ile şekil 9.11' in uyumlu olduğu ispat edilmiştir.

Şekil 9.12'de arıza öncesi ve arıza giderildikten sonraki hidrolik türbin kombine yatağın sensör değerlerine göre shaftın yatak içerisindeki hareketi görülmektedir.



Şekil 9.12. Balans öncesi ve balans sonrası shaftın yatak içerisindeki hareketinin sensörden alınan değerlere göre polar grafiği

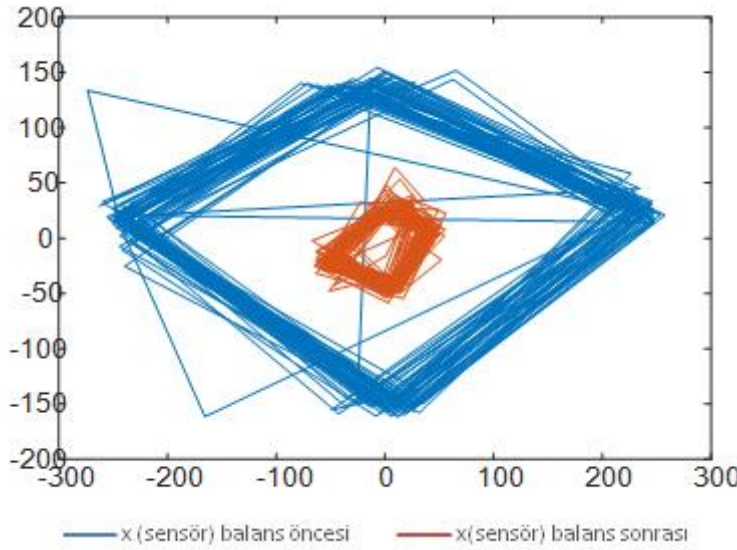
Şekil 9.13' de arıza öncesi ve arıza giderildikten sonraki hidrolik türbin kombine yatağın matematiksel model çözümüne göre shaftın yatak içerisindeki hareketi görülmektedir.



Şekil 9.13. Balans öncesi ve balans çalışması sonrası shaftın yatak içerisindeki hareketinin matematiksel modelleme polar grafiği

Şekil 9.12ve şekil 9.13karşılaştırıldığında türbinin balans öncesi şaftın yataklanmasının bozulduğu ve salınım yaparak merkezden uzakta döndüğü gözlenmektedir. Francis tipi türbinlerde şaft boyunca türbin ve generatör, türbin kılavuz yatağı ve bazı durumlarda generatör üst kılavuz yatakları ile yataklanmıştır. Dengesizlik durumunda komple şaft düzeninde bulunan ikaz generatörü rotoru, generatör rotoru, türbin rotoru ve komple şafttan meydana gelen döner kütlede gezinme hareketi meydana geldiği görülmektedir. Balans çalışması sonrası ise şaftın yataklanma işleminin gerçekleşerek salınımın $\frac{3}{4}$ oranında düşmesi ile gezinme durumunun ortadan kalkarak merkez odaklı döndüğü ve ispat edilmiştir.

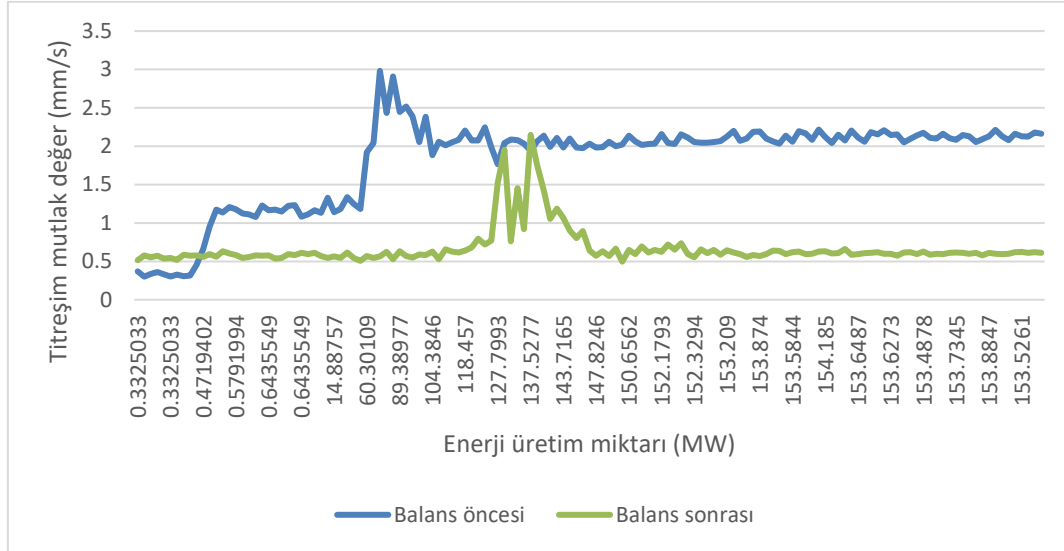
Şekil 9.14’ de hidrolik türbinin kombine yatağı sensörlerinden alınan değerler ile arıza öncesi ve arıza giderildikten sonraki durumun kartezyen koordinant sistemindeki görünümü verilmektedir.



Şekil 9.14.Kartezyen koordinat sisteminde balans öncesi ve balans sonrası şaft hareketi (sensör)

Şekil 9.14 incelendiğinde balans öncesi şaftın merkezden uzak durumda 300-320 μ maralığında değerle döndüğü görülmektedir. Balans çalışması sonrası ise bu değerin 80-100 μ maralığında iyileşme ile merkezde döndüğü görülmüştür.

Şekil 9.15’ de hidrolik türbin 0’ dan 150 MW’a yüklenirken oluşan kavitasyon şiddetinin sebep olduğu titreşim seviyesinin balans arızası öncesi ve balans arızası giderildikten sonraki durumu görülmektedir.



Şekil 9.15. Balans öncesi ve balans çalışma sonrası kavitasyon olayı etkisinin değişim grafiği

Balans öncesi yüksek titreşim ile çalışan türbinde kavitasyon olayının ünite ilk devreye alındığı zamandan başlayarak titreşime bağlı en büyük hasarın 70-90 MW arasında max. 3 mm/s lik bir titreşime ulaşarak peak noktaya ulaştığı ve 130 MW sonrası 2 mm/s lik bir titreşimle sabit hale geldiği görülmektedir.

Yapılan balans çalışması sonrası türbinin çalıştırılması durumunda ise ünitenin devreye alındıktan sonra düşük titreşim frekansı ile çalışmaya devam ettiği ve kavitasyon olayının 120 MW-145 MW arasındaki bölgede max. 2 mm/s lik bir titreşim hasarına maruz kaldıktan sonra 0.5 mm/s lik titreşim değerine düşerek sabit hale geldiği görülmektedir.

Bir hidroelektrik santralının çalışmasında başlatma ve durdurma işlemi, çalışma noktasının değiştirilmesi, başlatma ve acil durdurma sırasında faz dışı senkronizasyon, sabit olmayan yükleme koşullarına neden olur. Start-stop çevrimi düşük çevrim yorulma çevrimi olarak kabul edilir. Tam bir başlatma-durdurma çevrimi sırasında, sabit düşük devirlerde yorulma yüklemesi servis koşulları altında sıfırdan maksimuma gider ve sıfıra döner. Amaşekil 9.16 incelendiğinde ünitenin balanssız olma durumunda ünite ilk devreye alındığı andan itibaren titreşim olayının artarak devam ettiği ve ünite tam yükte çalışması

durumunda da titreşimin devam etmesi türbin ayar kanatlarında ve türbin çark kanatlarında baskın yüksek devirli yorgunluk titreşim etkisini göstereceğinden malzeme hasarına, türbinin gürültülü çalışmasına yol açacaktır.

Ayrıca kavitasyon; titreşim ve darbelerle salınımlar bir enerji absorbe ettiği için güç kaybı görülmekte ve türbinin verimi % 10 - % 20 oranında düşmesi, emme borusunun veriminin düşmesi ve türbin ayar kanatları ile türbin çarkına verilecek hasarminimize edilmiştir.

9.3. Tartışma

Bu tez çalışmasında Hidroelektrik santrallarda kullanılan francis türbinin dengesizliğini giderme aşamasında denge ağırlıklarının, türbinin ilk montaj yapıldığı zaman üretici tarafından konumlandırılan ağırlık bağlama noktalarına yerleştirilerek dengeleme işlemi yapılmıştır. Dengesizlik türbin çarkından kaynaklanıyorsa türbin çarkının sökülerek balans tezgâhında dengelenme işleminin yapılması gerekmektedir. Fakat üretim arzı ihtiyacı ve zaman kaybının yaşanmasının istenmemesi sebebiyle bu dengesizliğin giderilme işleminin türbin çark kanatlarına veya başka bir montaj noktasına uygulama çalışması yapılabilirse özellikle büyük işletmelere çok büyük fayda sağlayabilir. Ayrıca hidrolik türbinlerde yaşanan aşırı titreşimin hidrolik verime olan etkisi araştırılabilir.

10. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada hidroelektrik santrallerde büyük bir problem olan aşırı titreşim arızasının tespiti, arızanın giderilmesi ve matematiksel modellemesi yapılmıştır. Hidrolik türbin sensörlerinden alınan değerler ile matematiksel model sonucu elde edilen simülasyonlar arıza durumunda ve arıza giderildikten sonraki durumda kıyaslanmıştır. Matematiksel model titreşim arızası için bir tahmin sunduğu için hidrolik türbin işletmecileri için faydalı bir uygulama olmuştur. Ayrıca koruyucu online izleme sisteminin gerekliliği hakkında kapsamlı bir inceleme sunulmuştur. Online izleme sistemi ile dönen ve dönmeyen kısımlardaki titreşimlerle alınmıştır. Bu inceleme sonucunda hidrolik türbin ve bağlı şaft titreşimi, şaft ve destek ayak titreşimleri, yatakların mutlak titreşimi, taşıyıcı yatağı eksenel titreşimi, stator göbek titreşimleri, stator ucu sargı titreşimleri için izlemenin önemli olduğu görülmüştür. Ayrıca koruyucu online izleme sisteminde türbinin çalışma bölgesinin dışında çalıştığı durumda arıza meydana gelmeden önce arıza türünün tespiti yapılmıştır.

Sistemden alınan ölçümler ve yerinde yapılan ölçümler ile ünitenin çalışması durumunda titreşimin artması ile yatakların yüksek frekanslı dairesel salınımına sebep olması ile şaft yataklara radyal bir kuvvet uygulamaktadır. Radyal yatakların tasarımı taşıyıcı yatak ile ring arasında bulunan yağ filminin bozulmadan maruz kalacakları kuvvetin derecesine göre dizaynedilmektedir. Bu kuvvetin artması sonucu yağ filmi viskozitesinin bozulması ile şaft yatak sürtünme olayı meydana gelebilir. Dolayısıyla türbinlerde balanssızlık durumunun, yatak ayarsızlığı ve jeneratör hava aralık boşluklarının neden olduğu radyal kuvvetin yağ filmini bozacak mertebeğe ulaşmaması önem arz etmektedir. Ayrıca titreşim seviyesinin yüksek olması kavitasyon olgusu yönünden incelenmiş olup titreşim seviyesinin düşürülmesinin kavitasyon olayının türbine verdiği zararı düşürdüğü ispat edilmiştir.

Bu sebeple titreşim izleme sisteminde ölçülen izafi şaft titreşimlerinin sürekli takip edilerek analiz edilmesi makinenin çalışma bölgesi içinde çalıştırmak işletme açısından hayati bir durumdur. Doğru analiz ekipmanları kullanılarak mekanik ve akış kaynaklı sorunların erkenden belirlenmesi sayesinde hasarlara ve beklenmeyen duruşlara sebebiyet verilmeden önce çözüm üretilerek sağlıklı şekilde bakım planlaması gerçekleştirilebilir ve üretim sürekliliği artırılabilir.

KAYNAKLAR

- Alligne, S.**, 2011. Forced and Self Oscillations of Hydraulic Systems induced by Cavitation Vortex Rope of Francis Turbines. Doctoral Thesis, École Polytechnique Federale de Lausanne, Lozan, 156s.
- Ayli, E.**, 2019, Cavitation in Hydraulic Turbines, *International Journal of Heat and Technology*, 37 (1):334-344.
- Agnalt, E.**, 2019. Rotor Stator Interaction in Low Specific Speed Francis Turbines, Doctoral Thesis, Norwegian University of Science and Technology Faculty of Engineering Department of Energy and Process Engineering, Trondheim, 156s.
- Bozkurt, S., Tür, R.**, 2015. Dünyada ve Türkiye’de Hidroelektrik Enerji, Gelişimi ve Genel Değerlendirme. *IV. Su Yapıları Sempozyumu*, Antalya, 19-20 Kasım, s. 322-330.
- Başeşme, Hidayet.**, 2003. Hidroelektrik Santraller ve Hidroelektrik Santral Tesisleri, DSI Yayınları, Ankara, 663s.
- Bergan, C.W.**, 2019. Dynamic Loads on Francis Turbines An Experimental Study. Doctoral Thesis, Norwegian University of Science and Technology Faculty of Engineering Department of Energy and Process Engineering, Trondheim, 144s.
- Brezovec, M., Kuzle, I., Krpan, M., Holjevac, N.**, 2019. Analysis and treatment of power oscillations in hydropower plant Dubrava. *IET Renewable Power Generation The Institution of Engineering and Technology*, 14(1):80-89.
- Chirkov, D.V., Cherny, S.G., Shcherbakov, P.K., Skorospelov, V.A., Zakharov, A.V.**, 2019. Three-dimensional simulation of full load instability in Francis turbines, *Journal of Hydraulic Research*, 57(5): 623-634.
- Duparchy, F., Favrel, A., Lowys, P.Y., Landry, C., Müller, A., Yamamoto, K., Avellan, F.**, 2015. Analysis of the part load helical vortex rope of a Francis turbine using on-board sensors. *9th International Symposium on Cavitation (CAV2015)*, Lausanne, 6-10 December, 241-245 (in Switzerland).

- Favrel, A.T.**, 2016. Dynamics of the cavitation precessing vortex rope or Francis turbines at part load operating conditions. Doctoral thesis, Ecole Polytechnique Federale De Lausanne, Lozan, 140s.
- Favrel, A., Müller, A., Landry, C., Gomes, J., Yamamoto, K., Avellan, F.**, 2017. Dynamics of the precessing vortex rope and its interaction with the system at Francis turbines part load operating conditions. *HYPERBOLE Symposium 2017 (Hydropower plants performance and flexible operation towards lean integration of new renewable energies)*, Porto, February 2-3, 1-9 (in Portugal).
- Frunzăverde, D., Muntean, S., Mărginean, G., Câmpian, V., Marşavina, L., Terzi, R., Şerban, V.**, 2010. Failure analysis of a Francis turbine runner. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Timişoara, September 20-24, 12:1027 (in Romania).
- Griscenko, M., Vitols R.**, 2015. Stator Core Vibration and Temperature Analysis of Hydropower Generator Unit at 100 hz frequency. *14th International Scientific Conference Engineering For Rural Development*, Jelgiva, 20-22 May, 383-388 (in Latvia).
- Gu, L., Shi, Y.**, 2019. Online Monitoring Technique of Power Condition for Inverter-Fed Motor Driven Hydraulic System, *Hindawi Mathematical Problems in Engineering*, 2019:1-16.
- Gondal, T.M., Hameed, Z., Shah, M.U., Khan, H.**, 2019. Cavitation Phenomenon and Its Effects in Francis Turbines and Amassed Adeptness of Hydel Power Plant. *International Conference on Computing, Mathematics and Engineering Technologies ICOMET*, NCKU, Tainan, June 24-29, 1-9 (in Taiwan)
- Guo,B., Xu,B., Chen, D., Ye, W., Li, H.**, 2019. Vibration Characteristics of a Hydroelectric Generating System During the Load Rejection Process, *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* , 14: 1-12.
- Guardo,A., Fontanals,A., Valero,C., Egusquiza,E.**, 2018. CFD Study of the effects of ingested bodies on the RSI of hydraulic turbines. *29th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Kyoto, September 16-21, 1-7 (in Japan).
- Hațiegan, C., Chioncel, C.P., Raduca, E., Popescu, C., Padureanu, I., Jurcu, M.R., Bordeasă, D., Trocaru, S., Dilertea, F., Badescu, O., Terfaloaga, I.M., Bara, A., Hatiegan, L.B.**, 2016. Determining the operating performance through electrical

- measurements of a hydro generator. *International Conference on Applied Sciences (ICAS2016)*, Hunedoara, May 25-27, 1-15 (in Romania).
- Henrique, A., Melani, A., Murad, C.A., Angelo, M., Michalski, C., Netto, A.C.,** 2019. Updating a hydro power plant monitoring system through failure modes and symptoms analysis. *Proceedings of the 29 th European Safety and Reliability Conference*, Hannover, September 22-26, 3468-3475 (in Germany).
- Hossain, I., Velkin, V.I., Shcheklein, S.E.,** 2018. Experimental study in reduction of two phase flow induced vibration, *14th International Conference on Vibration Engineering And Technology Of Machinery*, Lisbon, 10-13 September, 1-6 (in Portugal).
- Huang, X., Escaler,X.,** 2019. Added Mass Effects on a Francis Turbine Runner with Attached Blade Cavitation, *Fluids*, 4:107.
- Iliev,I., Trivedi,C., Dahlhaug O.G.,** 2019. Variable-speed operation of Francis turbines: A review of the perspectives and challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 103: 109-121.
- Jawahar, C.P., Michael, P.A.,** 2017. A review on turbines for micro hydro power plant, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 72: 882-887.
- Jweeg, M.J., Alnomani, S.N., Mohammad, S.K.,** 2019. Analysis of the dynamic behavior of the cracked stepped shaft used in the rotating equipment, *International Journal Of Energy And Environment*, 10 (5) : 291-306.
- Kahraman,** 2010. Türbin kılavuz yataklarının soğutulmasında kullanılan ısı değiştirgeçlerinin performanslarının araştırılması. Doktora tezi, Fırat Üniversitesi, Elazığ, 115s.
- Kahraman, G., Taşgın, Y.,** 2019. Research of thermal performance by metallograph investigation of stator winding solder region in hydroelectric power plants. *Engineering Failure Analysis*, 97: 311-321.
- Kahraman, G., Yücel, H.L., Taşgın Y.,** 2019. Identification of optimum working conditions in hydroelectric power plants for cavitation. *Engineering Failure Analysis*, 96: 168-174.
- Koca, Y.B., Ünsal, A.,** 2017. Asenkron motorların elektriksel ve mekaniksel arızalarının değerlendirilmesi, *SDU Teknik Bilimler Dergisi*, 7 (2):37-46.
- Kumar, R., Singal, S.K.,** 2015. Operation and Maintenance Problems in Hydro Turbine Material in Small Hydro Power Plant. *Science Direct*, 2: 2323-2331.

- Kougias, I., Aggidis, G., Avellan, F., Deniz, S., Lundin, U., Moro, A., Muntean, S., Novara, D., Díaz, J.I.P., Quaranta, E., Schild, P., Theodossiou, N., 2019.** Analysis of emerging Technologies in the hydropower sector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 113:1-18.
- Klyukach, A., Noskov, M., 2018.** Problems of hydraulic machine evaluation according to the tests results. *VII International Symposium Actual Problems of Computational Simulation in Civil Engineering*, Novosibirsk, 1-8 July, 456: 1-9 (in Russian).
- Li, Z., Wang, Y., Li, T., Liu, F., Ji, J., 2019.** The dynamic characteristics of the ultimate strength of a turbine runner blade under hydraulic excitation. *Energy Sources*, 41 (24): 3127–3137.
- Li, X., Elasha, F., Shanbr, S., Mba, D., 2019.** Remaining Useful Life Prediction of Rolling Element Bearings Using Supervised Machine Learning, *Energies*, 12(4): 1-21.
- Li, J., Chen, D., Zhang, H., Liu, J., 2019.** Dynamic Analysis of Hydro-Turbine Governing System With Multistochastic Factors, *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 14(11):1-9.
- Li, O., Zhang, S., Ma, L., Xu, W., Zheng, S., 2017.** Stiffness and damping coefficients for journal bearing using the 3D transient flow calculation. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(5):2083-2091.
- Mantilla, C.A., Valdés, J.A., Casanova, F., 2019.** Multiaxial fatigue analysis for the shaft of a 100 MW hydro-power generator, *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 13(2):4928-4945.
- Mauro, S., Lanzafame, R., Brusca, S., Messina, M., 2019.** Unsteady computational fluid dynamics analysis of the hydrodynamic instabilities in a reversible Francis turbine used in a storage plant, *Heliyon*, 5(9):1-15.
- Mogal, S.P., ve Lalwani, D.I., 2015.** Experimental investigation of unbalance and misalignment in rotor bearing system using order analysis. *Journal Of Measurements in Engiering*, 3(4) :114-122.
- Mohanta, R.K., Chelliah, T.R., Allamsetty, S., Akula, A., Ghosh, R., 2017.** Sources of vibration and their treatment in hydro power stations. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 20:637-648.

- Olga, S., Svirina, A.,** 2015. Hydraulic units' vibration diagnostics subsystem improvement and its impact on the level of technogenic risks. *Energy Prodictia*, 72: 345-352.
- Park, N., Rakibuzzaman, M., Ho Suh, S.,** 2018. Flow Analysis of 30 kW Gate Turbine Using Permanent Magnetic Generator, *Heat Transfer Engineering*, 40(17):1511-1522.
- Paturu, P., Kanna, I.V., Mallela, G.,** 2019. A detailed analysis of free vibration on 70 MW hydro power turbine rotor. *International Journal of Ambient Energy*, 2019:1-8.
- Pino,G., Ribas,J.R., Guimarães, L.F.,** 2018. Bearing Diagnostics of Hydro Power Plants Using Wavelet Packet Transform and a Hidden Markov Model with Orbit Curves. *Hindawi Shock and Vibration*, 2018:1-12.
- Presas, A. , Luo, Y. , Wang Z. , Guo B.,** 2019. Fatigue life estimation of Francis turbines based on experimental strain measurements. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 102:96-110.
- Rai, A.K., Kumar, A., Staubli, T.,** 2019. Financial analysis for optimization of hydropower plants regarding hydroabrasive erosion. *29th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Kyoto, 17-21 September, 1-12 (in Japan).
- Rahi, O.P., Kumar, A.,** 2016. Conomic analysis for refurbishment and uprating of hydro powerplants. *Renewable Energy*, 86 :1197-1204.
- Rozic, N., Despalatovic, M., Basic, P., Sutlovic, E., Marusic, M.,** 2019. Electric Machine Vibration Measurements Based on Fiber Optic Sensor Technology–Preliminary Results. *2nd International Colloquium on Smart Grid Metrology (Smagrimet)*, Split, April 9-12, 1-6 (in Croatia).
- Saleem, M.,A., Diwakar, G., Satyanarayana, M.R.S.,** 2012. Detection of Unbalance in Rotating Machines Using Shaft Deflection Measurement during its Operation, *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 3(3):8-20.
- Saçma, S., Eskikale,T., Orhon, B.E.,** 2017. Francis türbinlerinde döner girdap halatının titreşim ölçümleriyle belirlenmesi, *VIII.Bakım Teknolojileri Kongresi ve Sergisi*, Denizli, 28-30 Eylül, s. 71-84.

- Singh, R.R., Selvaraj, R., Mohan, H., Chelliah, T.R.,** 2018. Dynamic Performance of Doubly Fed Hydroelectric Machines Under Voltage Unbalance-A Relative Electro thermo mechanical Analysis. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 54(5): 4156-4165.
- Sperber, C., Weber, W., Eberhard, P.,** 2019. Numerical Analysis of Vibration Patterns in Hydro power Units. *Proceedings in Applied Mathematic and Mechanics*, 19(1):1-2.
- Türkmenoğlu, V.,** 2013. The vortex effect of Francis turbine in electric power generation. *Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences*, 21: 26-37.
- Unterluggauer, J., Doujak, E., Bauer, C.,** 2019. Fatigue analysis of a prototype Francis turbine based on strain gauge measurements. *Wasser Wirt Schaft*, 109(1):66-71.
- Uysal, V., Morgül, K.Ö.,** 2015. Dönen makinelerdeki dengesizlik (balanssızlık) arızasının titreşim analizi ve faz açısı yardımıyla teşhisi. *SAÜ Fen Bil Dergisi*, 19(3): 245-256.
- Valero, C., Egusquiza, M., Valentín, D., Presas, A., Egusquiza, E.,** 2019. Behavior of Francis turbines at part load. Field assessment in prototype: Effects on the hydraulic system, *29th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Kyoto, September 16-21, 1-14 (in Japan).
- Valentín, D., Presas, A., Egusquiza, E., Valero, E., Egusquiza, M., Bossio, B.,** 2017. Power Swing Generated in Francis Turbines by Part Load and Overload Instabilities, *Energies*, 10:1-17.
- Valentín, D., Presas, A., Valero, C., Egusquiza, M., Egusquiza, E.,** 2019. Detection of Hydraulic Phenomena in Francis Turbines with Different Sensors, *Sensors* 19:1-25.
- Valero, C., Egusquiza, M., Valentín, D., Presas, A., Egusquiza, E.,** 2019. Behavior of Francis turbines at part load. Field assessment in prototype. *29th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Kyoto, September 16-21, 1-8 (in Japan).
- Valkae, I.,** 2016. Dynamic loads on Francis turbines. Master thesis, Norwegian University of Science and Technology, Norway, 165s.
- Yan, D., Chen, Q., Zheng, Y., Wang, W., An, Y.,** 2019. Dynamic evolution of a bulb hydroelectric generating unit considering effects of the blades, *Energy Conversion and Management*, 185: 183-201.
- Yücesan, M., Kahraman, G.,** 2019. Risk evaluation and prevention in hydro power plant operations: A model based on Pythagorean fuzzy AHP, *Energy Policy*, 126:343-351.

- Zhang, M.**, 2019. On the Changes in Dynamic Behavior produced by the Hydraulic Turbine Runner Damage. Doctoral Thesis, Department of Fluid Mechanics of the Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, 102s.
- Zhang, M., Valentín, D., Valero. C., Egusquiza,M., Egusquiza, E.**, 2019. Failure investigation of a Kaplan turbine blad, *Engineering Failure Analysis*, 97:690-700.
- Zhang, L., Wu, Q., Ma, Z.,Wang, X.**, 2019. Transient vibration analysis of unit-plant structure for hydropower station in sudden load increasing process, *Mechanical Systems and Signal Processing*,120:486-504.
- Zoltowski, M., Zoltowski, B., Castaneda, L.**, 2013. Study of the state a Francis türbine. *Polish Maritime Research* 2, 20:41-47.
- Xua, B., Chena. D., Lia, H., Zhuanga, K., Hu, X., Li, J., Skjelbrede, H.I., Kong, J., Patellig, E.**, 2019. Priority analysis for risk factors of equipment in a hydraulic turbine generator unit. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 58:1-7.
- Xu, B., Chen, D., Gao, X., Tomas, C., Patelli, E.**, 2018. Dynamic evolution of a hydraulic–mechanical–electric system with randomly fluctuating speed, *Nonlinear Dynamics*, 92:1801–1813.
- URL-1**, 2019. www.tech-worm.com.23.03.2019.
- URL-2**, 2019. www.renewableenergyworld.com. 24.03.2019.
- URL-3**, 2019. www.acciona.com. 24.03.2019.
- URL-4**,2019.[www.ctconline.com/pdf/pubTechPapers/21Industrial%20Vibration%20Analysis, Industrial Vibration Analysis for Predictive Maintenance and Improved Machine Reliability](http://www.ctconline.com/pdf/pubTechPapers/21Industrial%20Vibration%20Analysis,IndustrialVibrationAnalysisforPredictiveMaintenanceandImprovedMachineReliability). 01.04.2019.
- URL-5**, 2019. www.milentek.com. 25.03.2019.
- URL6**,Proplan,2019.www.proplan.com.tr/Content/files/yerindedengelemebalansrev02.pdf. 01.04.2019.
- URL-7**, 2019. [https://strathprints.strath.ac.uk/72136/1/Xu_etal_ND_2018_ Dynamic evolution o f a hydraulic_mechanical_electric_system.pdf](https://strathprints.strath.ac.uk/72136/1/Xu_etal_ND_2018_Dynamic%20evolution%20of%20a%20hydraulic_mechanical_electric_system.pdf) . 06.05.2020.
- URL-8**,2019.<https://docplayer.biz.tr/10630899-Amaclar-icerik-dengesizlik-ve-nedenleri-dengeleme-islemi-dengeleme-cihaz-ve-elemanlari-bazi-ozel-durumlar-ozet.html> 10.01.2020.