



**ULAŖTIRMA ALANINDA KULLANILAN DİŖLİ ÇARK
MEKANİZMALARINDA DİŖ DİBİ ÇATLAK HASARININ
VE DERECESİNİN TESPİTİ İÇİN MAKİNE
ÖĞRENMESİ ESASLI GÜVENİLİR BİR İZLEME
YÖNTEMİNİN GELİŖTİRİLMESİ**

Onur Can KALAY



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ULAŞTIRMA ALANINDA KULLANILAN DIŞLI ÇARK
MEKANİZMALARINDA DIŞ DİBİ ÇATLAK HASARININ VE DERECESİNİN
TESPİTİ İÇİN MAKİNE ÖĞRENMESİ ESASLI GÜVENİLİR BİR İZLEME
YÖNTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ**

Onur Can KALAY
0000-0001-8643-6910

Prof. Dr. Fatih KARPAT
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2023
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Doktora Tezi

ULAŞTIRMA ALANINDA KULLANILAN DIŞLİ ÇARK MEKANİZMALARINDA DIŞ DİBİ ÇATLAK HASARININ VE DERECESİNİN TESPİTİ İÇİN MAKİNE ÖĞRENMESİ ESASLI GÜVENİLİR BİR İZLEME YÖNTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Onur Can KALAY

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Fatih KARPAT

Dişli çarklar modern endüstride güç ve hareket iletmek için kullanılan temel makine elemanlarıdır. Dişli çarkların sağlık durumlarının izlenmesi ise (1) güvenilir operasyonlar sağlamak, (2) plansız duruşları önlemek ve (3) insan kayıplarını en aza indirmek için son derece kritiktir. Bu bakış açısından hareketle, mevcut tez çalışması standart (simetrik) ve asimetrik evolvent düz diş dişli çark çiftlerinde meydana gelen diş dibi çatlağı hasarlarını teşhis etmek için bir tek boyutlu evrişimsel sinir ağları modeli önermiştir.

Mevcut tez çalışması dâhilinde sağlıklı ve çatlaklı standart ($20^\circ/20^\circ$) ve asimetrik ($20^\circ/25^\circ$ ve $20^\circ/30^\circ$) düz dişli çiftlerinin titreşim cevabını simüle etmek için tek kademeli bir düz dişli çark mekanizmasının altı serbestlik dereceli dinamik modeli oluşturulmuştur. Erken hata teşhisi görevini karmaşık hale getirmek için elde edilen titreşim verilerine üç farklı seviyede sinyal-gürültü oranı eklenmiştir. Bu tez çalışmasının ana düşüncesi; asimetrik dişlilerin dinamik özelliklerinin incelenmesinin yanı sıra diş asimetrisinin darbe direnci, eğilme mukavemeti ve yorulma ömrü bakımından sağladığı iyileştirmelere ek olarak diş dibi çatlaklarını derin öğrenme temelli bir yaklaşım ile daha kolay tespit etmede bir avantaj sağlayıp sağlamayacağını araştırmaktır.

Tez çalışması kapsamında aynı zamanda değişken çalışma koşullarının ve diş dibi çatlağı hasarının düz dişli çark çiftlerinin titreşim cevabı üzerindeki etkilerini değerlendirmek için özgün bir dişli hata tespiti deney düzeneği kurgulanmış ve üretilmiştir. Deney düzeneği (1) bir elektrik motoru, (2) iki adet torkmetre, (3) bir dişli kutusu, (4) iki adet üç eksenli ivmeölçer ve (5) bir fren ünitesinden oluşmaktadır. Bu kapsamda, geliştirilen derin öğrenme temelli algoritmanın etkinliği fiziksel bir test düzeneği aracılığı ile toplanan titreşim verileri üzerinde test edilmeden önce (1) Case Western Reserve University ve (2) Paderborn University açık erişim veri setleri üzerinde koşturulmuştur. Elde edilen bulguların diş asimetrisinin dişli dinamik özellikleri ve erken hata teşhisi üzerindeki etkilerinin daha iyi anlaşılması için önemli çıktılar sağlaması hedeflenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dişli Çarklar, Makine Öğrenmesi, Çatlak Hatası Tespiti, Derin Öğrenme, Asimetrik Dişli
2023, xix + 160 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

DEVELOPMENT OF A RELIABLE CONDITION MONITORING METHOD BASED ON MACHINE LEARNING FOR THE DETECTION OF ROOT CRACK AND ITS DEGREE IN GEAR MECHANISMS USED IN TRANSPORTATION AREA

Onur Can KALAY

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Fatih KARPAT

Gears are fundamental components used to transmit power and motion in modern industry. Their health condition monitoring is crucial to ensure reliable operations, prevent unscheduled shutdowns, and minimize human casualties. From this standpoint, the present study proposed a one-dimensional convolutional neural network model to diagnose tooth-root cracks for standard and asymmetric involute spur gears.

A six-degree-of-freedom dynamic model of a one-stage spur gear transmission was established to simulate vibration responses of healthy and cracked (25%-50%-75%-100%) standard ($20^\circ/20^\circ$) and asymmetric ($20^\circ/25^\circ$ and $20^\circ/30^\circ$) spur gear pairs. Three levels of signal-to-noise ratios were added to the vibration data to complicate the early fault diagnosis task. The primary consideration of the present study is to investigate the asymmetric gears' dynamic characteristics and whether tooth asymmetry would yield an advantage in detecting tooth cracks easier to add to the improvements it affords in terms of impact resistance, bending strength, and fatigue life.

A unique gear early fault diagnosis test rig was also designed and manufactured to evaluate the influence of variable operating conditions and tooth root cracks (50%-100%) on spur gear pairs' vibration response within the scope of the present research work. The test rig consists of (1) an electric motor, (2) two torque meters, (3) a gearbox, (4) two tri-axial accelerometers, and (5) a brake unit. The performance of the developed deep learning-based approach was evaluated through prominent benchmark datasets: (1) Case Western Reserve University and (2) Paderborn University datasets. The findings could provide significant outputs for a better understanding of the influence of tooth asymmetry on the gear dynamics characteristics and early fault diagnosis.

Key words: Gears, Machine Learning, Crack Fault Diagnosis, Deep Learning, Asymmetric Gear

2023, xix + 160 pages.

ÖNSÖZ ve/veya TEŞEKKÜR

Lisansüstü eğitimim süresince gerek kişisel gerekse de akademik gelişime sağladığı katkılardan dolayı her daim müteşekkir olacağım kıymetli hocam Prof. Dr. Fatih KARPAT'a teşekkürlerimi sunarım.

Lisansüstü gelişime sağladığı destek için Doç. Dr. Oğuz DOĞAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Doç. Dr. Celalettin YÜCE ve Dr. Öğr. Üyesi Tufan Gürkan YILMAZ'a lisansüstü eğitimim süresince tarafıma verdikleri destek için teşekkürlerimi sunarım.

Doktora eğitimim süresince görüş ve yönlendirmelerinden faydalandığım değerli hocalarım Prof. Dr. Ahmet Emir DİRİK ve Dr. Öğr. Üyesi Esin KARPAT'a teşekkürlerimi sunarım.

Bursa Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü akademik personeline ve tüm çalışanlarına verdikleri destek ve sundukları imkânlar için teşekkürlerimi sunarım.

Doktora eğitimim süresince her daim yanımda olan ve manevi desteklerini esirgemeyen değerli aileme teşekkürlerimi sunarım.

Doktora tez çalışmalarım dâhilinde tarafımı “Ulaştırma ve Akıllı Ulaşım” Öncelikli Alanı'nda 100/2000 YÖK Doktora Burs Programı kapsamında destekleyen YÖK'e teşekkürlerimi sunarım.

Doktora tez çalışmalarım dâhilinde tarafımı BİDEB 2211-A Genel Yurt İçi Doktora Burs Programı kapsamında destekleyen TÜBİTAK'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasını FGA-2021-496 numaralı “Standart ve Asimetrik Dişli Çarklarda Diş Dibi Çatlak Hasarı ve Derecesinin Makine Öğrenmesi ile Deneysel Olarak Tespiti” başlıklı araştırma projesi kapsamında destekleyen Bursa Uludağ Üniversitesi BAP Birimi'ne teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasını 222M297 numaralı “Asimetrik Profilli Düz Dişli Çarklarda Diş Dibi Çatlak Hasarının Tespiti İçin Makine Öğrenmesi Esaslı Güvenilir Bir Durum İzleme Yönteminin Geliştirilmesi” başlıklı 1002-B Acil Destek Modülü projesi kapsamında destekleyen TÜBİTAK'a teşekkürlerimi sunarım.

Onur Can KALAY
26/04/2023

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	vii
ÖNSÖZ ve/veya TEŞEKKÜR	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xix
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
2.1. Dişli Hasar Türleri.....	5
2.2. Hata Varlığında Kavrama Rijitliğindeki Değişim	7
2.3. Hata Tespitinde Kullanılan Yöntemler	11
2.4. Dişli Kutusu Dinamik Modellemesinin Temelleri.....	11
2.5. Makine Öğrenmesi ve Derin Öğrenme Temelli Yaklaşımlar ile Hata Tespiti.....	17
2.6. Asimetrik Profilli Dişli Çarklar.....	25
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	29
3.1. Dişli Çarklar	29
3.1.1. Dişli Çark Ana Boyutları	33
3.1.2. Dişli Çarklarda Kavrama Olayı.....	36
3.2. Makro Geometrilerin Oluşturulması	39
3.2.1. Düz Dişlilerin Geometrik Karakteristikleri.....	40
3.2.2. Dişli Çarkların Şekillendirilmesi.....	42
3.3. Çatlak İlerleme Yollarının Tanımlanması.....	45
3.4. Tek Diş Rijitliği	49
3.5. Kavrama Rijitliği.....	52
3.6. Tek Kademeli Bir Düz Dişli Transmisyon Sisteminin Dinamik Modellemesi.....	54
3.7. Sinyal-Gürültü Oranı.....	59
3.8. Bir Boyutlu Evrişimsel Sinir Ağları Mimarisi	61
3.9. İstatistiksel Hata İndikatörleri	67
3.10. Rulman Hata Tespiti	68
3.10.1. Case Western Reserve University Açık Erişim Veri Seti	69
3.10.2. Paderborn University Açık Erişim Veri Seti.....	71
3.10.3. Rulman Hata Tespitinde Kullanılan Ağın Yapısı	72
3.11. Kurgulanan ve Üretilen Dişli Hata Tespiti Deney Düzenegi.....	73
3.11.1. Tasarım Süreci	73
3.11.2. İmalat ve Montaj Süreci	76
3.11.3. Sensör Konumlarının Belirlenmesi	78
3.11.4. Veri Toplama Prosedürü	80
3.11.5. Çatlak Geometrilerinin Tanımlanması	81
3.11.6. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Modelin Genel Yapısı	83
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	84
4.1. Tek Diş ve Kavrama Rijitliği Hesaplama Yönteminin Doğrulanması.....	84
4.2. Tek Diş ve Kavrama Rijitliği Bulguları	86
4.3. Geliştirilen Dinamik Modelin Mevcut Literatür ile Doğrulanması	90

4.4. Dinamik Model Aracılığı ile Elde Edilen Titreşim Sinyalleri	92
4.5. Artık Sinyaller ile Hata Sınıflandırması.....	110
4.6. Geliştirilen Modelin Rulman Veri Setleri ile Koşturulması	116
4.7. Deneysel Verilerin İncelenmesi ve Modelin Etkinliğinin Test Edilmesi.....	122
5. SONUÇ	145
KAYNAKLAR	148
ÖZGEÇMİŞ	156



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
α	Basınç açısı
α_d	Süren taraf basınç açısı
α_c	Sürülen taraf basınç açısı
p	Taksimat
m	Modül
d	Taksimat çapı
z	Diş sayısı
U	Taksimat çevresi
d_a	Diş başı dairesi çapı
h_a	Baş yüksekliği
d_f	Diş dibi dairesi çapı
h_f	Taban yüksekliği
d_b	Temel daire çapı
$ AE $	Kavrama boyu
a_d	Eksenler arası mesafe
ε_a	Kavrama oranı
ρ	Diş kök yarıçapı
b_t	Diş genişliği
i	Çevrim oranı
F	Bir dişe etkiyen diş yükü
x_p	Döndüren (pinyon) dişlinin toplam deformasyonu
x_d	Döndürülen dişlinin toplam deformasyonu
k_p	Döndüren (pinyon) dişlinin tek diş rijitliği
k_d	Döndürülen dişlinin tek diş rijitliği
K_1, K_2, K_3	Dişli çiftlerinin kavrama rijitlikleri
J_1, J_2, J_3, J_4	Motor, pinyon, dişli ve yükün atalet momentleri
$\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$	Motor, pinyon, dişli ve yükün dönme açıları
S_{s1}, S_{s2}	Millerin sönümleme katsayıları
K_{s1}, K_{s2}	Millerin rijitlikleri
m_2, m_3	Pinyon ve dişli kütleleri
y_2, y_3	Rulmanların yer değiştirmeleri
S_2, S_3	Rulmanların sönümleme katsayıları
K_2, K_3	Rulman rijitlikleri
T_g, T_ϕ	Giriş ve çıkış momentleri
W	Dişli çiftleri arasındaki dinamik kuvvet
r_{b2}, r_{b3}	Pinyon ve dişlinin temel daireleri
C_{gt}	Dişli çiftleri arasında zaman ile değişen sönümleme
K_{gt}	Dişli çiftlerinin zaman ile değişen kavrama rijitliği
ξ_1, ξ_2	Millerin sönümleme oranları
ξ_t	Kavrama halindeki dişlilerin sönümleme oranı
P_{sinyal}	Sinyal gücü
$P_{gürültü}$	Gürültü gücü
k_1	i 'inci evrişim kernel'i tarafından ayrıştırılan öznitelikler
b	Kernel bias'ı

w	Kernel ağırlığı
m_n	Veri noktalarının sayısı
r_x	Bir boyutlu girdi
$t^{l(h, u)}$	i 'inci katmandaki h 'ninci öznitelik haritasının u 'nuncu nöronu
j	j 'inci ortaklama katmanı
v	Evrişim kernel'inin genişliği
L	Kayıp fonksiyonu
N	Tüm örneklerin sayısı
i	i 'inci örnek
M	Tüm kategorilerin sayısı
c	c 'inci kategori
p_{ic}	i 'inci örneğin c 'inci kategoriye ait olduğu tahmini olasılık
y_{ic}	İndikatör değişkeni

Kısaltmalar	Açıklama
ML	Makine Öğrenmesi
DL	Derin Öğrenme
FE	Sonlu Elemanlar
kNN	k-En Yakın Komşu
SVM	Destek Vektör Makinesi
DTC	Karar Ağacı Sınıflandırıcısı
CNN	Evrişimsel Sinir Ağları
DOF	Serbestlik Derecesi
DSPA	Süren Taraf Basınç Açısı
RMS	Karekök Ortalama
CF	Crest Faktör
1-D CNN	Bir Boyutlu Evrişimsel Sinir Ağları
LSTM	Uzun Kısa Süreli Bellek
CWRU	Case Western Reserve University
PU	Paderborn University
SD	Standart Sapma
SNR	Sinyal-Gürültü Oranı
FC	Tam Bağlantılı

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Dişli hasar türleri: (a) diş dibi çatlağı, (b) <i>pitting/spalling</i> ve (c) yan yüzey aşınması (Errichello, 2002).	6
Şekil 2.2. Dişli çarklarda çatlak modellemesi için kullanılan iki temel yöntemin şematik gösterimi: (a) çatlağın düz bir çizgi olarak tanımlanması ve (b) hafif bir eğri olarak tanımlanması.	9
Şekil 2.3. Dişli titreşim modellerine dair iki örnek: (a) dişli kavramasının kütle-yay modeli ve (b) eş dişliler için bir titreşim modeli.....	12
Şekil 2.4. Kavrama halindeki bir dişli çiftine ait 1-DOF dinamik model.	13
Şekil 2.5. Bir düz dişli transmisyon sisteminin 3-DOF dinamik modeli.	14
Şekil 2.6. Bir dişli kutusunun 6-DOF dinamik modeli.	14
Şekil 2.7. Diş profilinin geometrik karakteristik üzerindeki etkisine bir örnek: (a) simetrik ($20^\circ/20^\circ$) ve (b) asimetrik ($20^\circ/30^\circ$) diş profili (Kalay vd., 2021).....	27
Şekil 3.1. Endüstriyel uygulamalarda kullanılan dişli kutuları: (a) otomobil ve (b) rüzgâr türbini dişli kutusu (Karpaz vd., 2022).	29
Şekil 3.2. Dişlilerin eksen düzenleri göre sınıflandırılması: (a) paralel eksenli, (b) kesişen eksenli ve (b) aykırı eksenli dişli çarklara birer örnek (Fang, 2019).	30
Şekil 3.3. Dişlilerin eksen hareketlerine göre sınıflandırılması: (a) tek kademeli bir sabit eksenli dişli mekanizması ve (b) tek kademeli bir planet dişli mekanizması (Yang, 2022).	31
Şekil 3.4. Dişli çarka ait boyutlar.....	33
Şekil 3.5. Asimetrik bir dişli üzerinde temel boyutlar.	35
Şekil 3.6. İki diş çiftinin temas hali.	36
Şekil 3.7. Kremayer tipi kesici takımın temel boyutları.	39
Şekil 3.8. Standart (simetrik) düz dişli çarkların geometrik karakteristikleri.	40
Şekil 3.9. DSPA değerinin düz dişlilerin geometrik karakteristikleri üzerindeki etkisi: (a) $20^\circ/25^\circ$ ve (b) $20^\circ/30^\circ$ diş profilleri.....	41
Şekil 3.10. MAAG diş açma sisteminin şematik gösterimi: (a) başlangıç, (b) geri dönüş, (c) tekrar ve (d) son ve geri dönüş (Fang, 2019).	43
Şekil 3.11. Asimetrik dişli çarkların üretim yöntemleri: (a) dişli form verme, (b) kremayer tipi bir kesici takım ile işleme ve (c) tel erezyon yöntemi ile üretim (Kapelevich, 2018).....	44
Şekil 3.12. Gerilme analizleri: (a) ağ yapısı ve (b) sınır şartları.	46
Şekil 3.13. Çatlak yollarının tanımlanması: (a) maksimum diş dibi gerilmesinin meydana geldiği nokta ve (b) çatlak geometrisi.	46
Şekil 3.14. Çatlak yayılma analizinde kullanılan ağ yapısı (Doğan vd., 2020).	47
Şekil 3.15. Elde edilen nümerik çatlak yollarının literatür ile karşılaştırılması: (a) Lewicki (1996) tarafından elde edilen bulgular ve (b) mevcut tez çalışmasının bulguları.	48
Şekil 3.16. Nümerik çatlak ilerleme yollarının deneysel olarak doğrulanması: (a) SAE tek diş yorulma aparatı ve (b) elde edilen örnek bir çatlak ilerleme yolu (Kalay vd., 2023a).	48

Şekil 3.17.	Sağlıklı ve çatlaklı (%25-%50-%75-%100) dişlilerin tek diş rijitliği hesabında oluşturulan ağ yapısı.	50
Şekil 3.18.	Tek diş rijitliği hesabı için oluşturulan FE modelinin sınır şartları.....	51
Şekil 3.19.	Bir düz dişli çarkın genel kavrama rijitliği karakteristiği.	52
Şekil 3.20.	Düz dişli çark çiftlerinin kavrama olayı.....	53
Şekil 3.21.	Geliştirilen 6-DOF dinamik modelin gösterimi: (a) fiziksel model ve (b) şematik diyagram (Kalay vd., 2023b).....	55
Şekil 3.22.	Gürültü ilavesinin sinyal karakteristiği üzerindeki etkisine bir örnek: (a) gürültüsüz sinyal, (b) gürültü eklenmiş sinyal ve (c) iki grafiğin karşılaştırılması.	60
Şekil 3.23.	Aktivasyon fonksiyonları: (a) sigmoid, (b) hiperbolik tanjant ve (c) ReLu.....	63
Şekil 3.24.	1-D CNN mimarisinin görselleştirilmesi.	65
Şekil 3.25.	Tipik bir sabit bilyalı rulman yapısı.	68
Şekil 3.26.	CWRU test düzeneğinin şematik gösterimi.	69
Şekil 3.27.	Tipik rulman hataları: (a) sağlıklı durum (genel görünüş), (b) dış bilezik, (c) yuvarlanma elemanı ve (d) iç bilezik hatası.....	70
Şekil 3.28.	PU test düzeneğinin şematik gösterimi.	71
Şekil 3.29.	Deneysel çalışmalar için kurgulanan test düzeneğinin şematik gösterimi.....	76
Şekil 3.30.	Deneysel çalışmalar için kurgulanan test düzeneği: (a) cihazın ilk montajlı hali ve (b) cihaza koruyucu kafes sisteminin eklenmesi.	77
Şekil 3.31.	Temin edilen sarf malzeme: (a) dişli deney numunesi ve (b) deney dişlilerinin dişli kutusundaki montajlı hali.	78
Şekil 3.32.	Farklı sensör konumlarının test edilmesi: (a) dişli kutusu üstü pinyon dişlinin üst tarafı (1) ve dişli kutusu üstü fren tarafı (2), (b) motor tarafı mil yatağı (3), (c) fren tarafı mil yatağı (4) ve (d) dişli kutusu üstü orta nokta (5) ve döndürülen dişlinin üstü (6).	79
Şekil 3.33.	Dişli kutusu kapağı üzerine yerleştirilen bir ivmeölçer üzerinde eksen takımının (x, y ve z) tanımlanması.....	80
Şekil 3.34.	Sekiz kanallı veri toplama kutusu.	81
Şekil 3.35.	Deneyler esnasında takip edilen veri toplama prosedürü.	81
Şekil 3.36.	Çatlak geometrilerinin numunelere tel erezyon yöntemi ile tanımlanması: (a) tel erezyon tezgâhına bağlanmış bir numune ve (b) numuneye yakın plan bakış.	82
Şekil 3.37.	Deneysel çalışmalar kapsamında tel erezyon yöntemi ile test numunelerine tanımlanan farklı derecelerdeki diş dibi çatlakları: (a) %50 ve (b) %100 çatlak derecesi.	82
Şekil 4.1.	Geliştirilen metodun mevcut literatür (Kuang ve Lin, 2001) ile doğrulanması: (a) tek diş rijitliği ve (b) kavrama rijitliği sonuçları.	85
Şekil 4.2.	Tek diş rijitliği sonuçları: (a) 20°/20°, (b) 20°/25° ve (c) 20°/30° diş profili.....	86
Şekil 4.3.	DSPA değerine bağlı olarak diş dibi çatlağı hasarının varlığında maksimum tek diş rijitliği değerlerinde meydana	

	gelen yüzdesel değişim.	87
Şekil 4.4.	Kavrama rijitliği sonuçları: (a) 20°/20°, (b) 20°/25° ve (c) 20°/30° dış profili.	88
Şekil 4.5.	Dış profilinin ve çatlak derecesinin kavrama rijitliği üzerindeki etkisi.	89
Şekil 4.6.	Geliştirilen 6-DOF dinamik modelin yakınsama grafiği.	90
Şekil 4.7.	Geliştirilen 6-DOF dinamik modelin mevcut literatür ile doğrulanması: (a) bu tez çalışması ve (b) Lin (1985).	91
Şekil 4.8.	Geliştirilen 6-DOF dinamik modelin mevcut literatür ile doğrulanması: (a) bu tez çalışması ve (b) Yoon ve Rao (1996).	91
Şekil 4.9.	20°/20° dış profili için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.	92
Şekil 4.10.	20°/25° dış profili için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.	93
Şekil 4.11.	20°/30° dış profili için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.	94
Şekil 4.12.	20°/20° dış profili ve SNR = 5 için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.	96
Şekil 4.13.	20°/25° dış profili ve SNR = 10 için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.	97
Şekil 4.14.	20°/30° dış profili ve SNR = 15 için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.	98
Şekil 4.15.	20°/20° dış profili için elde edilen karışıklık matrisleri: (a) SNR = 5, (b) SNR = 10 ve (c) SNR = 15.	101
Şekil 4.16.	20°/25° dış profili için elde edilen karışıklık matrisleri: (a) SNR = 5, (b) SNR = 10 ve (c) SNR = 15.	102
Şekil 4.17.	20°/30° dış profili için elde edilen karışıklık matrisleri: (a) SNR = 5, (b) SNR = 10 ve (c) SNR = 15.	103
Şekil 4.18.	...Standart ve asimetrik dış profilleri için elde edilen ortalama sınıflandırma doğruluklarının karşılaştırılması.	104
Şekil 4.19.	20°/20° dış profili ve SNR = 15 için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.	105
Şekil 4.20.	20°/25° dış profili ve SNR = 15 için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.	106
Şekil 4.21.	20°/30° dış profili ve SNR = 15 için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.	107
Şekil 4.22.	Tez çalışması dâhilinde incelenen istatistiksel indikatörlerin yüzdesel değişimi: (a) 20°/20°, (b) 20°/25° ve (c) 20°/30° dış profili.	108
Şekil 4.23.	Zaman alanında toplanan titreşim sinyallerinin frekans spektrumu: (a) 20°/20°, (b) 20°/25° ve (c) 20°/30° dış profili.	110
Şekil 4.24.	20°/20° dış profili için elde edilen artık sinyallere bir örnek:	

	(a) %25, (b) %50, (c) %75 ve (d) %100 çatlak dereceleri.	111
Şekil 4.25.	Artık sinyallerin frekans spektrumu.	112
Şekil 4.26.	Artık sinyal analizinde 20°/20° dış profili için elde edilen karışıklık matrisleri: (a) SNR = 5, (b) SNR = 10 ve (c) SNR = 15.....	113
Şekil 4.27.	Artık sinyal ve SNR = 5 için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.	114
Şekil 4.28.	Artık sinyal ve SNR = 10 için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.	115
Şekil 4.29.	Artık sinyal ve SNR = 15 için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.	116
Şekil 4.30.	Sağlıklı rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 1 HP / 1772 devir/dk ve (b) 2 HP / 1750 devir/dk koşulları için elde edilen grafikler.	117
Şekil 4.31.	İç bilezik hatası tanımlanmış rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 1 HP / 1772 devir/dk ve (b) 2 HP / 1750 devir/dk koşulları için elde edilen grafikler.....	117
Şekil 4.32.	Yuvarlanma elemanı hatası tanımlanmış rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 1 HP / 1772 devir/dk ve (b) 2 HP / 1750 devir/dk koşulları için elde edilen grafikler.	118
Şekil 4.33.	CWRU veri seti için çizilen karışık matrisi.	118
Şekil 4.34.	CWRU veri seti için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.	119
Şekil 4.35.	Sağlıklı rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 0,7 Nm ve (b) 0,1 Nm.....	120
Şekil 4.36.	İç bilezik hatası tanımlanmış rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 0,7 Nm ve (b) 0,1 Nm koşulları için elde edilen grafikler..	120
Şekil 4.37.	Dış bilezik hatası tanımlanmış rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 0,7 Nm ve (b) 0,1 Nm koşulları için elde edilen grafikler.	120
Şekil 4.38.	PU veri seti için çizilen karışık matrisi.	121
Şekil 4.39.	PU veri seti için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.	122
Şekil 4.40.	Sensör konumunun x yönündeki titreşim cevabı üzerindeki etkisi: (a) Konum 1, (b) Konum 2, (c) Konum 3, (d) Konum 4, (e) Konum 5 ve (f) Konum 6.....	123
Şekil 4.41.	Sensör konumunun y yönündeki titreşim cevabı üzerindeki etkisi: (a) Konum 1, (b) Konum 2, (c) Konum 3, (d) Konum 4, (e) Konum 5 ve (f) Konum 6.....	124
Şekil 4.42.	Sensör konumunun z yönündeki titreşim cevabı üzerindeki etkisi: (a) Konum 1, (b) Konum 2, (c) Konum 3, (d) Konum 4, (e) Konum 5 ve (f) Konum 6.....	125
Şekil 4.43.	Mil hızının titreşim sinyalleri üzerindeki etkisi: (a) 300 devir/dk / 600 devir/dk, (b) 300 devir/dk / 900 devir/dk ve (c) 300 devir/dk / 1200 devir/dk.	126
Şekil 4.44.	Yüklemenin titreşim sinyalleri üzerindeki etkisi: (a) 300 devir/dk, (b) 600 devir/dk, (c) 900 devir/dk ve (d) 1200 devir/dk..	127

Şekil 4.45.	Sağlıklı durum için x ekseninde toplanan titreşim sinyalleri- ne örnekler: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yükü, (c) 300 devir/dk / %20 yükü, (d) 600 devir/dk / yük- süz, (e) 600 devir/dk / %10 yükü ve (f) 600 devir/dk / %20 yükü.....	128
Şekil 4.46.	Sağlıklı durum için y ekseninde toplanan titreşim sinyalleri- ne örnekler: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yükü, (c) 300 devir/dk / %20 yükü, (d) 600 devir/dk / yük- süz, (e) 600 devir/dk / %10 yükü ve (f) 600 devir/dk / %20 yükü.....	129
Şekil 4.47.	Sağlıklı durum için z ekseninde toplanan titreşim sinyalleri- ne örnekler: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yükü, (c) 300 devir/dk / %20 yükü, (d) 600 devir/dk / yük- süz, (e) 600 devir/dk / %10 yükü ve (f) 600 devir/dk / %20 yükü.....	130
Şekil 4.48.	%50 çatlak derecesinin x yönündeki titreşim sinyalleri üzerin- deki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yükü, (c) 300 devir/dk / %20 yükü, (d) 600 devir/dk / yük- süz, (e) 600 devir/dk / %10 yükü ve (f) 600 devir/dk / %20 yükü.....	131
Şekil 4.49.	%50 çatlak derecesinin y yönündeki titreşim sinyalleri üzerin- deki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yükü, (c) 300 devir/dk / %20 yükü, (d) 600 devir/dk / yük- süz, (e) 600 devir/dk / %10 yükü ve (f) 600 devir/dk / %20 yükü.....	132
Şekil 4.50.	%50 çatlak derecesinin z yönündeki titreşim sinyalleri üzerin- deki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yükü, (c) 300 devir/dk / %20 yükü, (d) 600 devir/dk / yük- süz, (e) 600 devir/dk / %10 yükü ve (f) 600 devir/dk / %20 yükü.....	133
Şekil 4.51.	%100 çatlak derecesinin x yönündeki titreşim sinyalleri üzerin- deki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yükü, (c) 300 devir/dk / %20 yükü, (d) 600 devir/dk / yük- süz, (e) 600 devir/dk / %10 yükü ve (f) 600 devir/dk / %20 yükü.....	134
Şekil 4.52.	%100 çatlak derecesinin y yönündeki titreşim sinyalleri üzerin- deki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yükü, (c) 300 devir/dk / %20 yükü, (d) 600 devir/dk / yük- süz, (e) 600 devir/dk / %10 yükü ve (f) 600 devir/dk / %20 yükü.....	135
Şekil 4.53.	%100 çatlak derecesinin z yönündeki titreşim sinyalleri üzerin- deki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yükü, (c) 300 devir/dk / %20 yükü, (d) 600 devir/dk / yük- süz, (e) 600 devir/dk / %10 yükü ve (f) 600 devir/dk / %20 yükü.....	136
Şekil 4.54.	x eksenini için elde edilen en düşük ve en yüksek doğruluk oranlarına ait karışıklık matrisleri: (a) 300 devir/dk ve yüksüz (Test-1) durum ve (b) 600 devir/dk ve %20 yükü (Test-2)	

	durum.	139
Şekil 4.55.	y eksenini için elde edilen en düşük ve en yüksek doğruluk oranlarına ait karışıklık matrisleri: (a) 300 devir/dk ve yüksüz (Test-2) durum ve (b) 600 devir/dk ve %20 yüklü (Test-2) durum.	140
Şekil 4.56.	z eksenini için elde edilen en düşük ve en yüksek doğruluk oranlarına ait karışıklık matrisleri: (a) 300 devir/dk ve yüksüz (Test-3) durum ve (b) 600 devir/dk ve %10 yüklü (Test-1) durum.	140
Şekil 4.57.	Deneysel çalışmalarda en düşük doğruluk oranının hesaplandığı test (x eksenini-300 devir/dk-yüksüz durum-Test-1) için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.	141
Şekil 4.58.	Deneysel çalışmalarda en yüksek doğruluk oranının hesaplandığı test (y eksenini-600 devir/dk-%20 yüklü-Test-2) için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.	142

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1. Yaygın olarak kullanılan DL temelli metotların avantaj ve dezavantajlarının karşılaştırılması	22
Çizelge 3.1. Yaygın dişli türlerinin genel özelliklerinin listesi (Ahmida, 2018)..	32
Çizelge 3.2. Dişli tasarım parametreleri	42
Çizelge 3.3. Dinamik modelin sabit katsayıları.....	58
Çizelge 3.4. Yaygın aktivasyon fonksiyonlarının karşılaştırılması (Zhu ve Chen, 2020)	63
Çizelge 3.5. Nümerik dişli hata tespiti için kurgulanan 1-D CNN modelinin yapısı	64
Çizelge 3.6. Standart (20°/20°) profile sahip düz dişli çarklar için belirlenen sınıflar	66
Çizelge 3.7. Asimetrik (20°/25°) profile sahip düz dişli çarklar için belirlenen sınıflar	66
Çizelge 3.8. Asimetrik (20°/30°) profile sahip düz dişli çarklar için belirlenen sınıflar	66
Çizelge 3.9. CWRU test rulmanlarının işletme koşulları	70
Çizelge 3.10. PU test rulmanlarının işletme koşulları	71
Çizelge 3.11. Rulman hata tespiti için geliştirilen 1-D CNN modelinin yapısı	72
Çizelge 3.12. Literatür araştırmasının sonuçları (Bölüm 1)	73
Çizelge 3.13. Literatür araştırmasının sonuçları (Bölüm 2)	74
Çizelge 3.14. <i>Gearbox Dynamics Simulator</i> ürünün kullanıldığı çalışmaların özeti.....	75
Çizelge 3.15. Deneysel çalışmalar için kurgulanan 1-D CNN modelinin yapısı	83
Çizelge 4.1. Diş profili ve çatlak derecesine bağlı olarak maksimum rijitlik değerinde meydana gelen yüzdesel azalma miktarı	88
Çizelge 4.2. Mevcut tez çalışması kapsamında belirlenen tüm senaryolar dâhilinde elde edilen sonuçların karşılaştırılması	99
Çizelge 4.3. Deneysel çalışmalar kapsamında belirlenen senaryolar dâhilinde elde edilen bulguların karşılaştırılması.....	138

1. GİRİŞ

Dişli çarklar otomotiv, havacılık, raylı taşıt ve rüzgâr enerjisi alanları da dâhil olmak üzere birçok farklı sektörde güç ve hareket iletimi maksadı ile kullanılan temel makine elemanlarıdır. Modern endüstri geliştikçe, değişken çalışma koşulları altında yeni dişli tasarımlarından beklenen yüksek performans beklentisi de artmaktadır (Yu vd., 2015). Bununla birlikte, dişli transmisyon sistemleri aşırı servis yükleri, üretim ve montaj hataları, yorulma, yetersiz yağlama ve benzeri hususlara bağlı olarak farklı hasar türlerinin gelişimine son derece yatkındır (Meng vd., 2020). İstatistikler veriler, dişli kutusu hatalarının yaklaşık %60'ının tekil dişli hatalarından kaynaklandığına işaret etmektedir (Liang vd., 2016). Söz konusu veriler sektör bazlı örneklendirildiğinde ise rüzgâr türbinlerinde karşılaşılan hataların %59'luk bir kısmı ile helikopter güç aktarma sistemlerinde karşılaşılan hataların %19,1'lik bir kısmının yine dişlilerde meydana gelen hatalardan kaynaklandığı görülmektedir (Qu vd., 2014).

Tekrarlayan yükleme koşulları altında malzeme yorulmasına bağlı olarak dişli çarklarda (1) diş yan yüzeyinde “*pitting*”, (2) diş dibi çatlağı/kırılması ve (3) yüzey aşınması olmak üzere üç temel hasar türü meydana gelmektedir (Demir, 2021). Literatür ise tekrarlı yüklemeler ya da kavrama halindeki bir dişte meydana gelen yüksek gerilme yoğunluğu neticesinde gelişen diş dibi çatlağı hasarının endüstride en sık rastlanılan hata türlerinden bir tanesi olduğunu ortaya koymaktadır (Doğan vd., 2021). İlk çatlak oluşumunu takip eden süreçte her bir döngüsel çevrimde çatlak büyümeye ve ilerlemeye devam etmektedir (Wang vd., 2020). Erken evrede teşhis edilemeyen bir çatlak ise diş boyunca ilerleyerek tam diş kırılmasına sebebiyet verebilir. Mühendislik bakış açısından ele alındığında, dişlilerin sağlık durumlarının izlemesi ve mevcut ya da muhtemel hataların erken seviyede tespiti elzemdir. Tespit edilemeyen hatalar ilerleyen süreçlerde planlanmamış duruşlara, dolayısıyla, büyük ekonomik kayıplara ve hatta insan zayıatlarına (örneğin, yüksek hızlı tren ve helikopterler) neden olabilir. Bu kapsamda, dişli kutularında erken hata tespiti kritik ve güncel bir araştırma konusu olarak dikkat çekmektedir.

Endüstriyel kapasitenin artması ile birlikte mekanik bir sistemi oluşturan bileşenler arasındaki ilişki de giderek ayrılmaz bir hale gelmiştir. Örneğin, herhangi bir makinede meydana gelecek beklenmeyen/öngörülemez bir arıza, bağlantılı diğer bir mekanik ekipmanın güvenilirliğini de dolaylı olarak etkilemektedir (Lei vd., 2018). Bu kapsamda,

“güvenilirlik” ve “güvenlik” kavramlarının endüstriyel operasyonlarda hedeflenen iki temel unsur olduğu yadsınamaz bir gerçektir (Sun vd., 2022). Bir dişli çiftinin diş(ler)inde gelişen diş dibi çatlağı hasarı, transmisyon doğruluğunu azaltarak dişli rijitliğinin düşmesine sebebiyet vermektedir (Wang ve Shao, 2017). Bu durum neticesinde sistem, büyüklüğü hata çapı ve konumuna bağlı olarak değişen anormal titreşim, akustik ya da motor akımı cevapları üretmeye başlamaktadır.

Gelişen teknoloji ile birlikte (1) sensör kullanımının yaygınlaşması ve (2) hesaplama (bilgisayar) kapasitesinin artması neticesinde Makine Öğrenmesi (ML) ve Derin Öğrenme (DL) temelli yaklaşımlar hata tespiti uygulamalarında sıklıkla kullanılmaya başlanmıştır. Bu kapsamda, bir dişli kutusunun geçmişteki sağlık durumuna ilişkin tarihsel bilgi içeren sensör verilerinin ML esaslı güvenilir bir durum izleme yöntemine girdi olarak verilmesi neticesinde gelecekteki olaylara ilişkin istatistiksel bir tahmin yapılması mümkün olacaktır (Gecgel, 2019). Sonuç olarak, dişli hatalarının erken evrede teşhis edilmesi ile birlikte planlanmamış duruşlar en aza indirilebilir ve bakım stratejileri optimize edilebilir. Günümüzde, özellikle yaşanabilecek muhtemel bir arıza ya da kaza durumunda insan hayatının söz konusu olduğu ulaştırma alanında (otomotiv, raylı taşıt, havacılık) akıllı sistemler bilhassa mevcut sistemlere entegre edilmektedir. Modern ulaşımında orta ve yakın gelecek vizyonunda yapay zekâ uygulamalarının etkinliğinin artacağı ve önemli bir karar destek mekanizması olarak hizmet verecekleri de bilinmektedir (Karpas vd., 2020a).

Bu tez çalışması kapsamında düz dişli çark mekanizmalarında meydana gelen diş dibi çatlak hasarının ve derecesinin standart (simetrik) profilli ve literatürden özgün bir yön olarak asimetrik profilli evolvent düz dişli çarklar için tespit edilmesine yönelik ML esaslı güvenilir bir durum izleme yöntemi geliştirilmiştir. Mevcut tez çalışması dâhilinde sağlıklı ve çatlaklı (%25-%50-%75-%100) standart (20°/20°) ve asimetrik (20°/25° ve 20°/30°) düz dişli çiftlerinin titreşim cevabını simüle etmek için tek kademeli bir düz dişli çark mekanizmasının altı serbestlik dereceli dinamik modeli oluşturulmuştur. Erken hata teşhisi görevini karmaşık hale getirmek için elde edilen titreşim verilerine üç farklı seviyede Sinyal-Gürültü Oranı (SNR) eklenmiştir. Bu tez çalışmasının ana düşüncesi; asimetrik dişlilerin dinamik özelliklerinin incelenmesinin yanı sıra diş asimetrisinin darbe direnci, eğilme mukavemeti ve yorulma ömrü bakımından sağladığı iyileştirmelere ek

olarak diş dibi çatlaklarını DL temelli bir yaklaşım ile daha kolay tespit etmede bir avantaj sağlayıp sağlamayacağını araştırmaktır.

Bu tez çalışması kapsamında aynı zamanda değişken çalışma koşullarının (mil hızı ve yükleme) ve farklı derecelerdeki (%50-%100) diş dibi çatlağı hasarının düz dişli çark çiftlerinin titreşim cevabı üzerindeki etkilerini değerlendirmek için özgün bir dişli hata tespiti deney düzeneği kurgulanmış ve üretilmiştir. Deney düzeneği (1) bir elektrik motoru, (2) iki adet torkmetre, (3) bir dişli kutusu, (4) iki adet üç eksenli ivmeölçer ve (5) bir fren ünitesinden oluşmaktadır. Bu kapsamda, geliştirilen DL temelli algoritmanın etkinliği fiziksel bir test düzeneği aracılığı ile toplanan titreşim verileri üzerinde test edilmeden önce (1) Case Western Reserve University (CWRU) ve (2) Paderborn University (PU) açık erişim veri setleri üzerinde koşturulmuştur. Elde edilen bulguların diş asimetrisinin dişli dinamik özellikleri ve erken hata teşhisi üzerindeki etkilerinin daha iyi anlaşılması için önemli çıktılar sağlaması hedeflenmiştir.

Dişli çarklarda hasar tespiti ve izlenmesi ile ilgili çalışmalar incelendiğinde, bahse konu çalışmaların büyük çoğunluğunun düz, helisel ve planet dişli mekanizmalarında meydana gelen hataların tespitine yönelik olduğu görülmektedir. Mevcut tez çalışması kapsamında standart düz dişlilerin yanı sıra, son yıllarda kullanımı hızla artan ve birçok uygulamadaki kullanılma potansiyeli araştırılan asimetrik profile sahip düz dişliler için de araştırmalar yürütülmüş ve asimetrik profile sahip evolvent düz dişliler için DL temelli yaklaşımlar ile hata tespiti ve izlenmesi üzerine ilk defa bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Asimetrik profile sahip dişliler, düz dişlilere göre gösterdiği yüksek yük taşıma kapasitesi ve yüksek yorulma dayanımı sebebi ile dişli araştırma konuları arasında ön sıralarda yer almaktadır.

Özetle, literatürdeki birçok araştırma asimetrik profilli dişli çarkların standart (simetrik) tasarımlara kıyasla (1) eğilme mukavemeti, (2) darbe dayanımı ve (3) yorulma ömrü bakımından üstünlüğünü ortaya koymuştur. Ek olarak, modern endüstride (bkz. Endüstri 4.0) sensör kullanımının yaygınlaşması neticesinde ML ve DL temelli yaklaşımların orta ve yakın gelecek vizyonunda mühendislik pratiğinde kıymetli birer kestirimci bakım enstrümanı olarak kullanılacağı bilinmektedir. Bununla birlikte, mevcut araştırmalar ya sadece diş asimetrisinin dişli dinamik davranışı (kavrama rijitliği, titreşim vb.) üzerindeki etkilerini ele almakla sınırlı kalmış ya da ML ve DL temelli yaklaşımları yalnızca simetrik

profilli dişli çarklarda meydana gelen hataların tespitinde kullanmışlardır. Literatürdeki hiçbir çalışma eğilme mukavemeti, darbe dayanımı ve yorulma ömrü açısından sağladığı iyileştirmelere ek olarak diş asimetrisinin yapay zekâ temelli algoritmalar vasıtası ile hata tespitini kolaylaştırma hususunda bir avantaj sağlayıp sağlamayacağını araştırmamıştır. Mevcut tez çalışmasının motivasyonu, DL temelli bir yaklaşım aracılığı ile asimetrik evolvent düz dişli çarklarda meydana gelen diş dibi çatlaklarını tespit etmek ve diş asimetrisinin geliştirilen DL temelli algoritmanın hata sınıflandırma doğruluğunu iyileştirme potansiyeli olup olmadığını araştırarak literatürdeki bu boşluğu doldurmaktır. Bu kapsamda, asimetrik profilli dişli çarkların rijitliklerinin standart (simetrik) tasarımlara kıyasla daha yüksek olması sebebi ile hatalı dişin kavramaya girmesi ile titreşim cevabında oluşacak pikin (anomali) genliğinin daha yüksek olacağı ve, dolayısıyla, bu hususun hata tespitini kolaylaştıracağı öngörülmektedir.

Tez çalışması kapsamında dört adet araştırma sorusu belirlenmiştir.

- Diş asimetrisinin dişli dinamik davranışı (kavrama rijitliği ve titreşim) üzerindeki etkileri nelerdir?
- ML ve DL algoritmaları simüle edilmiş titreşim verileri aracılığıyla dişli sağlık durumlarını tahmin etmek için kullanılabilir mi?
- Düz dişli çark mekanizmalarında ML ve DL algoritmaları ile hata tespitinde asimetrik diş profilinin standart (simetrik) profile göre bir avantajı var mıdır?
- Deneysel bir çalışmada mil hızının, yükleme koşulunun ve ölçüm yapılan eksen doğrultusunun ML ve DL algoritmalarının genel sınıflandırma doğruluk oranları üzerinde bir etkisi var mıdır?

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Dişli Hasar Türleri

Dişli kutuları, zorlu çalışma koşulları ile ilişkili olarak bileşen arızalarından kaynaklanan ciddi hasarlara maruz kalabilir. Örneğin, rüzgâr türbini dişli kutuları (1) rulman arızaları ve (2) yağ kontaminasyonuna bağlı olarak büyük ölçekli hasarlara son derece yatkındır (Yang, 2022). Tekil dişli hataları, genel dişli kutusu hatalarının önemli bir bölümünden sorumludur (Liang vd., 2016). Bu kapsamda, tipik dişli hasar türleri arasında (1) diş eğilme yorulması, (2) diş temas yorulması ve (3) yüzey aşınması bulunmaktadır. Dişli çarklarda, diş yan yüzeyine uygulanan tekrarlı yuvarlanma temas basıncı neticesinde makro-*pitting*, mikro-*pitting* ve diş yan yüzey kırılması gibi yorulma hasar türleri meydana gelebilir. Diğer taraftan, kavrama olayı esnasında diş dibinde oluşan yüksek eğilme gerilmeleri, diş dibinde yorulma çatlağı gelişimine yol açabilir (Doğan vd., 2021).

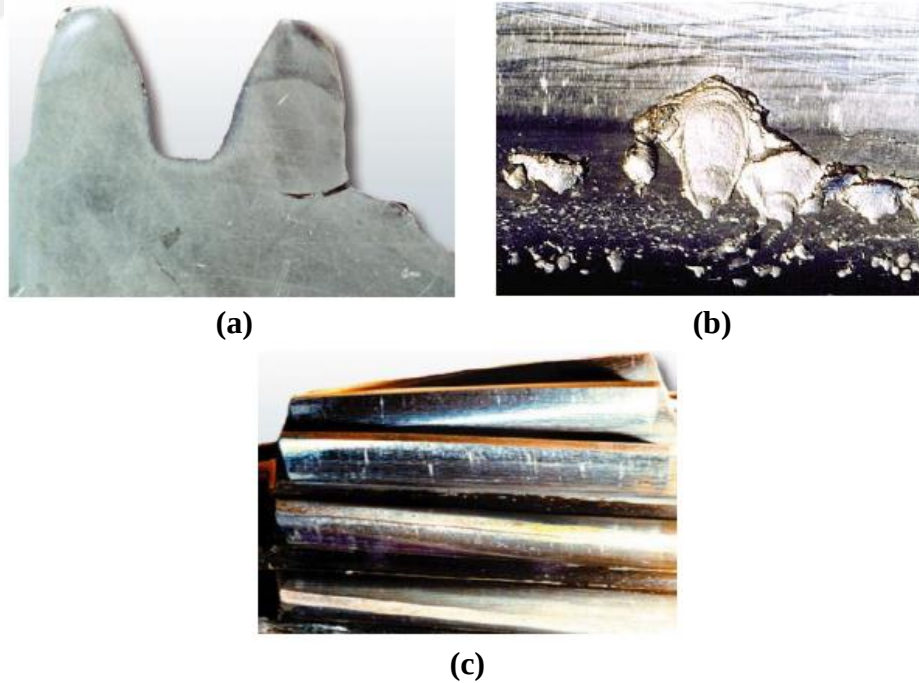
Eğilme yorulması fenomeni, kavrama olayı esnasında dişin aktif profili ile birlikte temas alanının hareketine ve yükün konumunda meydana gelen sürekli değişime bağlı olarak ortaya çıkmaktadır (Bonaiti vd., 2021). Çatlak ilerledikçe, çatlaklı dişin yönü değişmeye başlar ve bu durum diğer dişlere fazladan yük binmesine neden olur. Bu durumda, ilk (başlangıç) çatlağın olduğu dişin üzerindeki yük hafifler, ancak diğer dişlerin taşıdığı yük miktarının artması yeni çatlakların gelişimine zemin hazırlar. Bu kapsamda, eğilme yorulmasına bağlı olarak gelişen diş dibi çatlaklarının zaman içerisinde diş boyunca ilerlemesi neticesinde tam diş kırılmasına sebebiyet verebileceği aşîkârdır. Bir dişli çark dişinin tamamen kırılmasının tüm sistemin güvenliğini tehlikeye atacağı dikkate alındığında “diş eğilme yorulması” literatürdeki en tehlikeli hasar türlerinden biri olarak kabul edilmektedir (Concli vd., 2021). Tam yorulma kırılma mekanizması ise (1) çatlak başlangıcı (mikro çatlak çekirdeklenmesi + kısa çatlak büyümesi) ve (2) çatlak ilerlemesi (uzun çatlak büyümesi + nihai kırılma) olmak üzere iki ana aşamadan oluşmaktadır.

Diş temas yorulması, genel olarak makro ve mikro-*pitting* kavramlarını da kapsayacak şekilde Hertz Yorulması olarak da adlandırılır. Makro-*pitting* basitçe mikro-*pitting*’in daha şiddetli versiyonu olarak tanımlanabilir. Bu kapsamda, makro-*pitting* (1) progresif olmayan *pitting*, (2) progresif *pitting* ve (3) pullanma (*spalling*) olmak üzere üç kategoride ele alınır. Pullanma, çukurların (*pits*) birleştiği ve geniş bir alan üzerinde

düzensiz kraterler oluşturduğu hasar türüdür. Diğer taraftan mikro-*pitting*, diş temas yüzeyinin derinliği 20 mikrometreden daha az olan çok küçük çukurlar ile kaplı olduğu hasar durumunu ifade eder (Errichello, 2002).

Diş aşınması, mekanik, kimyasal ya da elektriksel uyaranlar ile etkileşim neticesinde diş malzemesinin diş yüzeyinden ayrılması ya da yer değiştirmesi neticesinde meydana gelen bir dişli hasar türüdür. Bu kapsamda, diş aşınması (1) adezyon, (2) abrasif aşınma ve (3) parlatma (*polishing*) olmak üzere üç tipten oluşmaktadır. Daha açık bir ifade ile adezyon, diş malzemesinin kaynak ya da yırtılma sebebi ile bir diş yüzeyinden diğerine aktarılması olayıdır. Abrasif aşınma, yağlama yağına karışan kum, toz, aşınma artıkları ve talaşlara bağlı olarak yağlayıcı kontaminasyonu sonucunda meydana gelen bir aşınma türüdür. Şiddetli abrasif aşınma, diş kalınlığını önemli ölçüde azaltabilir ve bu hususa bağlı olarak diş başı sivrileşebilir. Son olarak parlatma, dişli çark dişlerinde ayna benzeri bir yüzey oluşması ile karakterize edilen ince ölçekli bir aşınma biçimidir (Yang, 2022).

Bahse konu dişli hasar türlerinin görselleştirilmesi amacı ile (1) diş dibi çatlağı, (2) *pitting/spalling* ve (3) diş aşınması hasarlarına dair birer örnek Şekil 2.1’de sunulmuştur.



Şekil 2.1. Dişli hasar türleri: (a) diş dibi çatlağı, (b) *pitting/spalling* ve (c) yan yüzey aşınması (Errichello, 2002).

2.2. Hata Varlığında Kavrama Rijitliğindeki Değişim

Kavrama rijitliği bir dişin kavrama döngüsü esnasında deformasyona dayanma kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır (Ma vd., 2019). Güç aktarımı esnasında bir dişli çiftinin tekil bir dişinin kök bölgesinde tekrarlayan yüklemelere bağlı olarak meydana gelen yüksek gerilme yoğunluğu diş dibinde çatlak oluşumuna sebebiyet verebilir. Bir dişli çiftinin diş(ler)inde gelişen diş dibi çatlağı hasarı transmisyon doğruluğunu azaltarak dişli rijitliğinin düşmesine yol açar (Wang ve Shao, 2017). Kavrama rijitliğindeki değişim ise tüm sistemin titreşim cevabındaki değişimleri tetikleyecek bir unsur olan iletim hatası dalgalanmalarının ana kaynaklarından birisidir. Bu kapsamda, kavrama rijitliği bir dişli kutusunun dinamik davranışının yorumlanması hususunda birincil uyarıcı kaynak olarak kabul edilir (Doğan ve Karpat, 2019) ve hata şiddetinin anlaşılabilmesi bakımından önemli olarak bir parametredir.

Literatür kavrama rijitliğinin hesaplanması hususunda kullanılan yöntemleri (1) analitik, (2) Sonlu Elemanlar (FE), (3) analitik-FE ve (4) deneysel yöntemler olmak üzere dörde ayırmaktadır (Wang vd., 2021a). Analitik yöntem, yüksek hesaplama verimliliğine sahip yaygın bir hesaplama tekniğidir. Bu kapsamda, “potansiyel enerji” prensibine dayalı analitik metot dişli kavrama rijitliği hesaplamalarında sıklıkla tercih edilen popüler bir yaklaşım olarak dikkat çekmektedir. Diğer taraftan, FE metodu üretim hataları, montaj problemleri ve geometrik modifikasyonları otomatik bir şekilde simüle edebilen yüksek doğruluğa sahip bir tekniktir. Bu metodun dezavantajı ise, farklı dişli tasarımları için tekrarlanan bir modelleme süreci (yani, hesaplama yükü) gereksinimidir (Doğan vd., 2023). Analitik ve FE yöntemlerinin bir kombinasyonunu teşkil eden analitik-FE metodu ise, örneğin, (1) diş profil modifikasyonu, (2) ince cidar, (3) delikli yapı ve (4) çatlak gibi farklı temellere sahip dişli çiftlerinin kavrama rijitliklerini hızlı bir şekilde hesaplayabilir. Bununla birlikte, üretim hataları gibi yeni koşullara uygun olmaması yöntemin önemli bir dezavantajıdır (Wang vd., 2021a). Bahse konu yöntemlerin yanı sıra dijital görüntü korelasyonu, fotoelastisite ve gerinim ölçer gibi deneysel tekniklerden de kavrama rijitliğinin hesaplanması hususunda faydalanılmaktadır (Raghuwanshi ve Parey, 2017).

Bu kapsamda, birçok araştırmacı farklı profil modifikasyonlarının ve dişli hasar türlerinin (örneğin, diş dibi çatlağı) varlığında dişli çarkların kavrama rijitliğindeki değişimi incelemiştir. Örneğin, Kuang ve Yang (1992) değişken dişli kavrama rijitliğini doğrudan

hesaplayabilmek adına eğri uydurma yöntemine dayalı bir rijitlik denklemi türetmiştir. Çalışma, daha sonra, yükleme bölgesinden geçen tekil bir dişin ardışık konumlarındaki rijitlik sabitini elde etmek için ikinci dereceden bir FE modeli geliştirmiştir. Kavrama rijitliğinin de dikkate alınması neticesinde dişler arasında paylaşılan yüklerin zaman ile değişimi de araştırma çalışması dâhilinde ele alınmıştır.

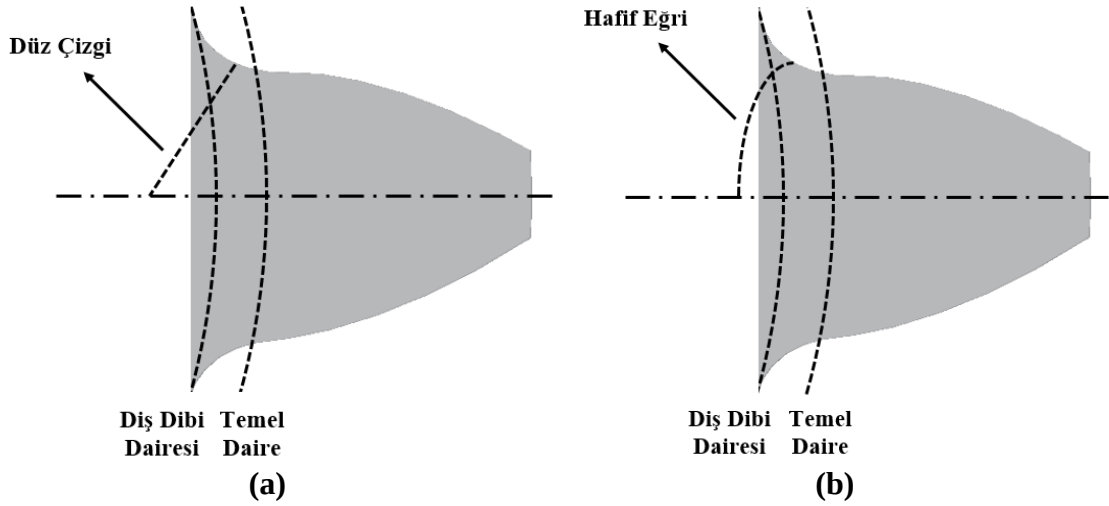
Chaari vd. (2009) aşırı servis yükleri, değişken çalışma koşulları ya da basitçe yorulma ömrünün sona ermesi neticesinde dişli çarklarda farklı hasar türlerinin meydana gelebileceğini vurgulamıştır. Bu kapsamda, araştırmacılar kavrama rijitliğini hesaplamak amacı ile analitik bir yöntem önermiş ve ardından diş dibi çatlaklarının varlığında bahse konu rijitlik miktarındaki değişimi ölçmüştür. Bu hedefe ulaşmak maksadı ile iki farklı çatlak ilerleme senaryosu dikkate alınmış ve kavrama rijitliğinin diş dibi çatlaklı hasarının varlığında azaldığı hususu raporlanmıştır. Analitik yöntem aracılığı ile elde edilen rijitlik bulguları FE metodu ile doğrulanmış ve iyi bir korelasyon gözlenmiştir.

Fernandez del Rincon vd. (2013) tek kademeli bir düz dişli transmisyon sisteminin kavrama rijitliğindeki değişimi değerlendirmek için bir model önermiştir. Çalışma, her bir dişli temas noktasındaki deformasyonu global ve yerel terimlerin bir kombinasyonu olarak formüle etmiştir. Bu kapsamda, ilk olarak FE modeli aracılığı ile elde edilen bulgular ardından Hertz temas teorisi baz alınarak türetilen yeni bir analitik yaklaşım ile tanımlanmıştır. Araştırma çalışması dâhilinde belirlenen hedeflere ulaşmak için farklı moment ve montaj mesafesi değerlerine bağlı olarak kavrama rijitliğindeki değişimi ele alan sayısal bir örnek sunulmuş ve elde edilen bulgular karşılaştırmalı olarak yorumlanmıştır.

Karpat vd. (2017) Süren Taraf Basınç Açısı (DSPA) değerinin dişli rijitliği üzerindeki etkilerini değerlendirmek adına dört farklı senaryo tanımlamıştır. Araştırmacılar, ilk olarak, FE metodu yardımı ile düz dişli çarkların tek diş rijitliği değerlerini hesaplamış ve ardından eğri uydurma yöntemini kullanarak tahmini rijitlik eğrilerini çizdirmiştir. Bu kapsamda, simetrik ve asimetrik evolvent düz dişli çarklar için elde edilen tek diş ve kavrama rijitliği bulguları mevcut literatür ile karşılaştırılmış ve iyi bir uyum tespit edilmiştir. Sonuç olarak, kavrama rijitliğinin DSPA (yani, diş asimetrisi) değerinin artması neticesinde iyileştirilebileceği sonucuna varılmıştır.

Wang vd. (2018) diş dibi çatlağı hasarının varlığında düz dişli çark çiftlerinin değişken kavrama rijitliğini hesaplamak için analitik-FE temelli bir metod önermiştir. Döndüren (pinyon) ve döndürülen dişli temelleri birer silindir olarak simüle edilmiş ve ilgili bileşenler üç boyutlu FE ile modellenmiştir. Diş çifti bir yaya eşdeğer olarak düşünülmüş ve kavrama rijitliği “potansiyel enerji” prensibine dayalı olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bulgular, önerilen yaklaşımın çatlaklı dişli çarkların kavrama rijitliğinin hesaplanması hususunda uygulanabilir olduğunu ortaya koymuştur. Bu kapsamda, diş dibi çatlağının uzunluğu arttıkça kavrama rijitliğinin azaldığı rapor edilmiştir.

Diş çatlak ilerleme yolu (1) rim kalınlığı, (2) çatlak başlangıç konumu ve (3) diş geometri faktörlerine (örneğin, diş sayısı ve basınç açısı) bağlı olarak farklılık arz edebilir (Lewicki, 2002). Çatlak ilerleme yollarının, genel olarak, düzgün, sürekli ve hafif bir eğrilik barındıran düz hatlar olduğu da daha önce raporlanmıştır (Belsak ve Flasker, 2007). Bu temelde, çatlak ilerleme yolları literatürde sıklıkla diş dibinden başlayan düz çizgiler ya da hafif eğriler olarak modellenmiştir. Bu hususun betimlenmesine yönelik bir örnek Şekil 2.2’de sunulmuştur.



Şekil 2.2. Dişli çarklarda çatlak modellemesi için kullanılan iki temel yöntemin şematik gösterimi: (a) çatlağın düz bir çizgi olarak tanımlanması ve (b) hafif bir eğri olarak tanımlanması.

Liang vd. (2014) kavrama rijitliğinin bir dişli transmisyon sisteminin titreşim cevabının ana kaynaklarından birisi olduğuna işaret etmiş ve bu motivasyon dâhilinde diş dibi çatlağı hasarının varlığında bir planet dişli setinin kavrama rijitliğindeki değişimi

“potansiyel enerji” prensibine dayanarak analitik olarak hesaplamıştır. Bu kapsamda, araştırmacılar (1) sağlıklı durum, (2) %10 çatlak, (3) %25 çatlak, (4) %50 çatlak, (5) %75 çatlak ve (6) diş kaybı olmak üzere altı farklı sağlık koşulunu ele almıştır. Çalışmanın farklı derecelerdeki diş dibi çatlağı hasarını hem güneş hem de gezegen dişlilere tanımladığının vurgulanmasında da fayda görülmektedir. Sonuç olarak, çatlak derecesinin artması ile birlikte kavrama rijitliğinde kayda değer bir düşüş tespit edilmiştir.

Daha sonra, Yu vd. (2015) üç boyutlu çatlak yayılımının evolvent düz dişli çarkların kavrama rijitliği üzerindeki etkilerini analitik olarak incelemiştir. Çalışma, çatlak yayılımının yanı sıra (1) modül, (2) basınç açısı ve (3) diş sayısının da kavrama rijitliği üzerindeki etkisini karşılaştırmalı olarak ele almıştır. Bu kapsamda, diş dibi çatlağı hasarının varlığında kavrama rijitliğinin araştırma dâhilinde incelenen tüm senaryolarda azaldığı görülmüştür. Geliştirilen analitik yöntem aracılığı ile elde edilen bulgular FE metodu ile doğrulanmış ve iyi bir korelasyon saptanmıştır.

Hu vd. (2016) bir dişli çarkın diş dibinde meydana gelen bir çatlağın (1) malzeme yorulması ve (2) yük dalgalanmalarına bağlı olarak zaman içerisinde yayılarak tam diş kırılmasına yol açabileceğine işaret etmiştir. Bu kapsamda, araştırmacılar çatlak yayılımını da içerecek şekilde düz dişli çarkların kavrama rijitliğini hesaplamak için “potansiyel enerji” prensibine dayalı iyileştirilmiş bir analitik yöntem önermiştir. Çalışma, diş dibi çatlağının derecesi arttıkça kavrama rijitliğindeki düşüşün de arttığını ortaya koymuştur.

Verma vd. (2018) kavrama rijitliğinin doğru tahmininin, titreşim ve gürültüye dair kritik teşhis bilgileri elde edebilmek adına birincil kaynak olduğunu vurgulamış ve diş dibi çatlağı hasarının varlığında kavrama rijitliği ve çatlak ilerleme yollarındaki değişimi incelemek için genişletilmiş FE metodundan faydalanmıştır. Önerilen genişletilmiş FE metodu ile elde edilen bulgular, analitik yöntem aracılığı ile hesaplanan sonuçlar ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Araştırma çalışması, düşük yedekleme oranlarına (*backup ratio*) sahip (örneğin, 0,3) düz dişli çarklarda çatlakların rime doğru ilerlediğini, ancak görece yüksek yedekleme oranları (örneğin, 1 ve 3,3) için bahse konu çatlakların diş boyunca ilerlediğini tespit etmiştir. İlâveten, literatür ile uyumlu bir şekilde, diş dibi çatlağının derecesi arttıkça kavrama rijitliğinin azaldığı ifade edilmiştir.

Son zamanlarda yapılan bir araştırmada, Yang vd. (2022) diş dibi çatlağı hasarını (1) derinlik, (2) genişlik ve (3) yükseklik boyunca yayılacak şekilde modellemiş ve üç boyutlu çatlak yayılımının planet dişli mekanizmasının kavrama rijitliği üzerindeki etkisini değerlendirmek adına analitik bir metot önermiştir. Bu kapsamda, analitik yöntem aracılığı ile elde edilen bulgular fiziksel bir deney seti üzerinden toplanan veriler ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Sonuç olarak, bir güneş-gezegen dişli çiftinin kavrama rijitliğinin diş dibi çatlağı hasarının varlığında azaldığı tespit edilmiştir.

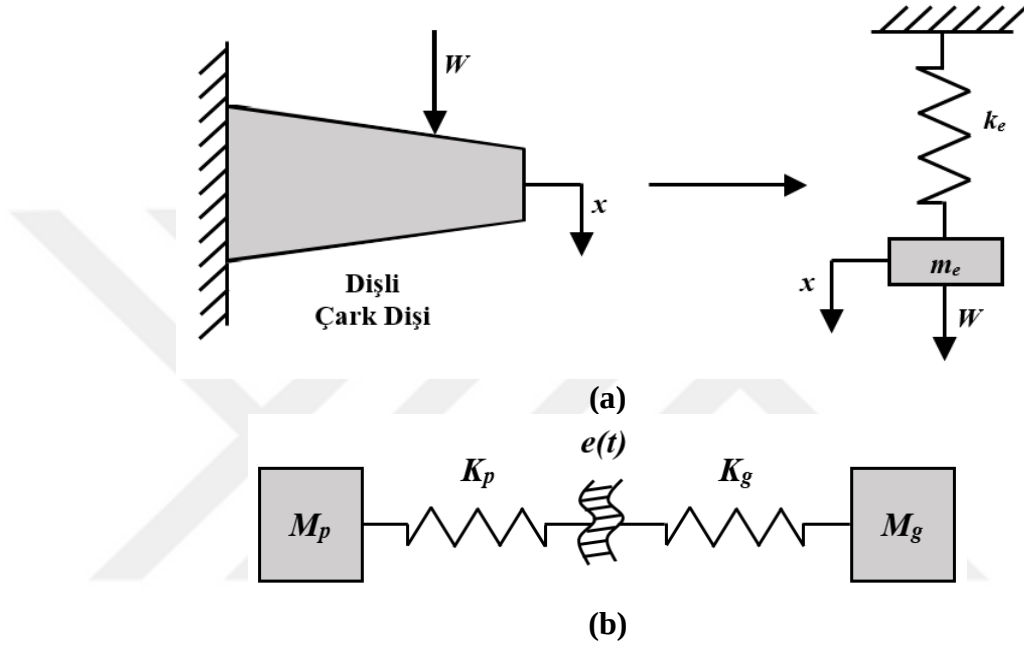
2.3. Hata Tespitinde Kullanılan Yöntemler

Daha rekabetçi endüstri gereksinimleri göz önüne alındığında, mekanik sistemlerin aşırı servis yükleri altında daha uzun çevrimlerde yüksek performans göstermeleri beklenmektedir. Bu kapsamda, dişli transmisyon sistemlerinin durum izlemesi, potansiyel hasarları tüm sistemin kullanılabilirliğini tehdit edebilecek fonksiyonel bir arızaya dönüşmeden önce tespit edebilme hususunda büyük bir önem arz etmektedir. Bu kestirimci bakım felsefesi dâhilinde, dişli kutularının durum izlemesi için yaygın olarak kullanılan ana yaklaşımlar şu şekildedir: (1) titreşim analizi, (2) motor akımı analizi, (3) partikül aşınma analizi, (4) yağ analizi ve (5) akustik veri (Mohamed vd., 2018). Bahse konu yöntemler arasından titreşime dayalı analiz teknikleri, örneğin düşük maliyet ve hızlı ölçüm gibi avantajları sebebi ile dişli kutusu erken hata teşhisi uygulamalarında ön plana çıkmaktadır (Wang vd., 2021b). Bununla birlikte, diş dibi çatlaklarının mekanik sistemlerin titreşim cevabı üzerindeki etkisi erken aşamalarda sınırlı olabilir ya da arka plan gürültüleri hasar özneliklerini (*feature*) örtmüştür (yani, baskılamış) olabilir (Karpas vd., 2021a). Mühendislik bakış açısından ele alındığında, titreşim sinyallerinden hasara dair öznelikleri otomatik olarak çıkarabilen akıllı bir yöntemin, diş dibi çatlaklarını erken (yani, başlangıç) aşamalarda teşhis edebilmek adına kıymetli olacağı aşîkârdır.

2.4. Dişli Kutusu Dinamik Modellemesinin Temelleri

Dişli kutularının dinamik olarak modellenmesi, basitlikten karmaşıklığa doğru yol alan bir süreci tanımlamaktadır. Bu kapsamda, 1920'lerin ortaları ile 1930'lu yılların başlarında dişli dinamiği üzerine araştırmalar yapılmaya başlanmıştır (Özgüven ve Houser, 1988). Dişli dinamiği üzerine yapılan bu ilk çalışmalar, esas olarak, diş dibi gerilmelerinin hesaplanmasına katkıda bulunan dişli çark dişlerinin üzerindeki dinamik

yüklerin hesaplanması hususuna odaklanmıştır. Akabinde, 1950’li yıllar ve sonrasında dişli dinamiğinin analizinde titreşim temelli modellerin kullanılması ile birlikte yeni bir döneme girilmiştir. Bahse konu titreşim temelli modellerde, dişli kavrama etkileşimleri, hala çok basit olan ve diğer dişli kutusu özelliklerini temsil etmekte görece başarısız olan kütle-yay sistemleri olarak modellenmiştir (Yang, 2022). Şekil 2.3’te kütle ve yay bileşenlerinden oluşan dişli titreşim modellerine dair birer örnek sunulmuştur.

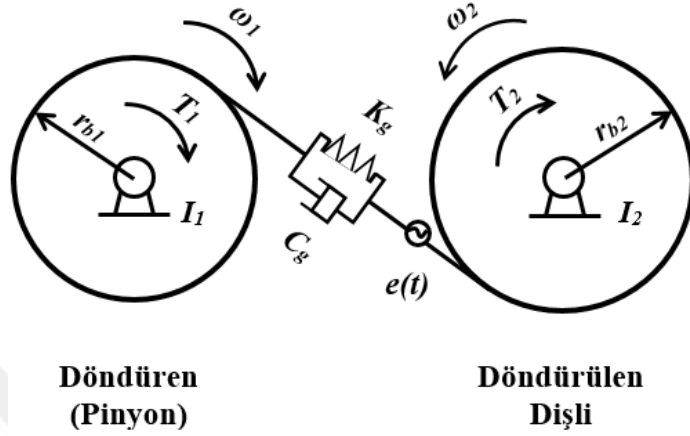


Şekil 2.3. Dişli titreşim modellerine dair iki örnek: (a) dişli kavramasının kütle-yay modeli ve (b) eş dişliler için bir titreşim modeli.

Dişli kutularının dinamik davranışını daha kapsamlı bir şekilde ele alabilmek adına, 1970’li yıllar ve sonrasında dişli transmisyon sistemlerinin zamana bağlı olarak değişen (1) kavrama rijitliği, (2) sönümleme, (3) iletim hatası ve (4) rulmanların rijitliği ve sönümlemesi gibi özellikleri de geliştirilen modellere dâhil edilmeye başlanmıştır (Wang vd., 2003). Bu kapsamda, dişli kutularının dinamik davranışını daha doğru bir şekilde analiz edebilmek maksadı ile başvurulan iki temel yaklaşım bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, kurulan dinamik modelin Serbestlik Derecesini (DOF) arttırmaktır. İkinci yol ise, DOF değerini sabit tutarken dişli transmisyon sisteminin dinamik özellikleri ile ilişkili daha fazla faktörün geliştirilen modellere dâhil edilmesi hususudur.

Bir dişli çiftini temsil etmek ve burulma dinamiğini analiz etmek için, ilk olarak, diş rijitliğinin ve sönümlemesinin de dâhil edildiği 1-DOF dinamik modeller kullanılmıştır

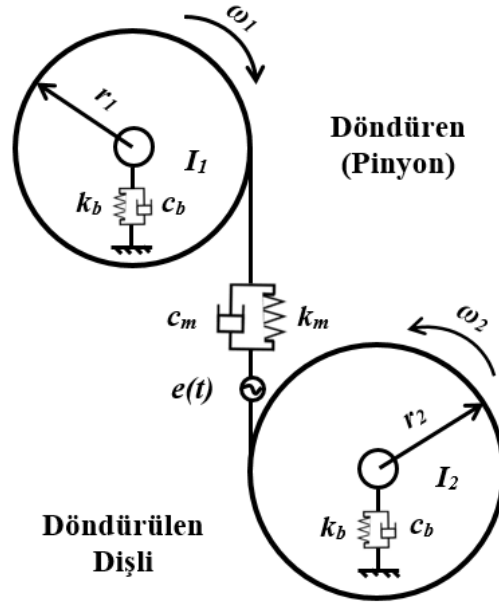
(Kahraman ve Singh, 1990). Literatürde yaygın olarak kullanılan 1-DOF dinamik modellere dair bir örnek şematik olarak Şekil 2.4'te sunulmuştur. Kavrama halindeki bir dişli çiftine ait bu dinamik modelde eşdeğer DOF dinamik iletim hatasına (kavrama doğrusu boyunca iki dişlinin yer değiştirmeleri arasındaki fark) karşılık gelmektedir.



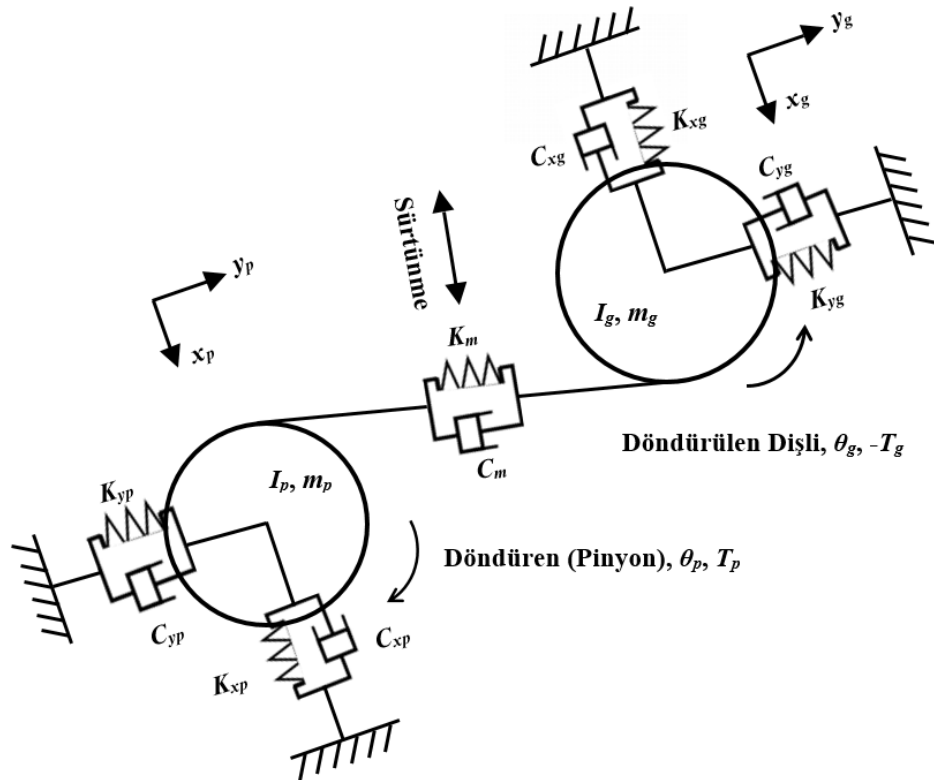
Şekil 2.4. Kavrama halindeki bir dişli çiftine ait 1-DOF dinamik model.

Kısa bir süre sonra, Kahraman ve Singh (1990) tarafından geliştirilen 1-DOF dinamik model, rulmanlardaki radyal boşluklar ve dişli çiftleri arasındaki boşluk (*backlash*) dâhil edilerek 3-DOF bir modele genişletilmiştir. Bu kapsamda, 3-DOF kavramı iki dişlinin dikey yer değiştirmeleri ve statik iletim hatası ile dinamik iletim hatası arasındaki farkı temsil etmektedir (Kahraman ve Singh, 1991). Bir düz dişli transmisyon sisteminin 3-DOF dinamik modeline ait şematik bir örnek Şekil 2.5'te sunulmuştur.

Şekil 2.5'te şematik olarak gösterilen 3-DOF dinamik model, dişli çiftinin x eksenindeki yer değiştirmeleri dikkate alınarak 6-DOF bir modele genişletilebilir. Şekil 2.6'ta sunulan 6-DOF dinamik modelin serbestlik dereceleri, x eksenindeki yer değiştirmeler (yani, x_p ve x_g), y eksenindeki yer değiştirmeler (yani, y_p ve y_g) ve iki dişlinin torsiyonel yer değiştirmelerinden (yani, θ_p ve θ_g) ileri gelmektedir. Bu modelde, iki dişlinin burulma ve enine (*transverse*) titreşimleri arasındaki bağlantı dikkate alınmıştır. Dişli kutularının (1) geometrik eksantrikliklere, (2) kütle dengesizliklerine, (3) statik iletim hatasına ve (4) kavrama rijitliği değişimlerine tepkileri de literatürde ele alınan diğer araştırma konuları arasında yer almaktadır (Kahraman vd., 1992).



Şekil 2.5. Bir düz dişli transmisyon sisteminin 3-DOF dinamik modeli.



Şekil 2.6. Bir dişli kutusunun 6-DOF dinamik modeli.

Dinamik modellemenin temel düşüncesi, basitlik ve gerçeklik arasında kabul edilebilir düzeyde ödünleşime sahip bir model geliştirmektedir. Bu sayede, maliyetli ve fiziksel bir

deneysel veri setine ihtiyaç duymadan değişken çalışma koşulları dikkate alınarak yeterli miktarda “etiketli” hasar verisi toplanabilir (Gecgel, 2019). Bu koşullar altında, diş dibi çatlağı hasarının modellenmesi ve dinamik davranış (örneğin, kavrama rijitliği ve titreşim) üzerindeki etkisinin simüle edilmesi aykırı değerlerin tespiti ve erken hata teşhisi için teorik bir temel sağlayabilir. Bu kapsamda, bir dişli transmisyon sisteminin dinamik olarak modellenmesi, herhangi bir ölçüm kampanyası (örneğin, deney) başlatmadan önce sistemin dinamik özelliklerini daha iyi anlayabilmek adına önemli bir fırsat sunar.

Örneğin, Howard vd. (2001) endüstriyel dişli transmisyon sistemlerinin durum izlemesinin kestirimci bakım felsefesi dâhilindeki önemine vurgu yapmış ve bu kapsamda diş dibi çatlağı hasarının dişli dinamik davranışı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Araştırmacılar, bir kavrama döngüsü boyunca diş rijitliğindeki değişimi FE metodu aracılığı ile modellemiştir. Ek olarak, diş dibi çatlağı hasarının varlığında sistemin titreşim cevabındaki değişimlerin değerlendirilebilmesi maksadı ile tek kademeli bir düz dişli çark mekanizmasının 16-DOF dinamik modeli geliştirilmiştir. Sonuç olarak, diş dibi çatlağının varlığında dişli dinamik cevabında kayda değer bir salınım not edilmiştir.

Tian vd. (2004) farklı hasar türlerinin dişli çarkların titreşim cevabı üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı olarak ele almıştır. Bu kapsamda, ilk olarak, sağlıklı dişlilerin kavrama rijitlikleri “potansiyel enerji” prensibi dikkate alınarak analitik olarak elde edilmiş, ardından mevcut ifadeler (1) diş yontulması (*chip*), (2) çatlak ve (3) diş kırılması hasarlarını da kapsayacak şekilde genişletilmiştir. Çalışma, yerel dişli hasarları ile titreşim cevabının dalga formları arasındaki ilişkiyi ortaya koymuştur.

Mohammed vd. (2013) erken hata teşhisi bakış açısından hareket ile üç farklı çatlak ilerleme senaryosunun dişli dinamik davranışı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Araştırmacılar, çalışma dâhilinde belirlenen hedeflere ulaşmak ve tek kademeli bir düz dişli mekanizmasının titreşim cevabının diş dibi çatlağı hasarının varlığındaki değişimini incelemek için 6-DOF bir dinamik model geliştirmiştir. Bu kapsamda, çatlak derecesine bağlı olarak (1) Karekök Ortalama (RMS) ve (2) kurtosis indikatörlerindeki yüzdesel değişim karşılaştırmalı olarak ele alınmıştır. Sonuç olarak, çatlak derinliğinin artması neticesinde titreşim cevabında meydana gelen dalgalanmaların (yani, pik) daha belirgin bir hale geldiği tespit edilmiştir.

Ma vd. (2019) değişken diş tasarım parametreleri altında düz dişli çarkların kavrama rijitliği ve titreşim cevaplarındaki varyasyonları ele almıştır. Dikkate alınan bahse konu tasarım parametreleri (1) basınç açısı, (2) modül ve (3) diş sayısıdır. Bu kapsamda, diş dibi çatlaklarının etkisi de dâhil edilerek araştırma çalışmasının kapsamı genişletilmiştir. Çalışma kapsamında diş dibi çatlaklarının varlığında sistemin titreşim cevabını inceleyebilmek adına 6-DOF bir dinamik model geliştirilmiş ve (1) RMS, (2) kurtosis ve (3) Crest Faktör (CF) olmak üzere üç istatistiksel indikatörün değişimi yorumlanmıştır. Literatür ile uyumlu bir şekilde diş dibi çatlağı hasarının varlığında titreşim cevabında, hatalı dişin kavramaya girmesi ile oluşan pikin genliğinin arttığı raporlanmıştır.

Daha sonra, Doğan ve Karpas (2019) diş dibi çatlağı hasarının simetrik ve asimetrik evolvent düz dişli çarkların kavrama rijitliği ve dinamik iletim hatası üzerindeki etkilerini geliştirdikleri 4-DOF dinamik model aracılığı ile incelemiştir. Araştırmacılar, bu kapsamda, (1) sağlıklı, (2) %20 çatlak, (3) %40 çatlak, (4) %60 çatlak, (5) %80 çatlak ve (6) %100 çatlak olmak üzere toplam altı sağlık koşulu tanımlamıştır. Bu noktada, bahse konu diş dibi çatlağı hatalarının modellere yatay ile belirli bir açı yapan “düz çizgiler” olarak tanımlandığının vurgulanmasında da fayda görölmektedir. Çalışma dâhilinde (1) RMS, (2) kurtosis ve (3) CF olmak üzere üç istatistiksel indikatörün çatlak uzunluğuna bağlı yüzdesel değişimi incelenmiştir. Sonuç olarak, çatlak derecesinin artması ile hem hatanın dinamik iletim hatası cevabı üzerinde etkisi belirginleşmiş hem de istatistiksel indikatörlerde meydana gelen yüzdesel değişim kayda değer miktarda artmıştır.

Ren vd. (2022) atlak derinliğinin ve açısının, kavrama rijitliği ve titreşim cevabı üzerindeki etkilerini araştırmak için 6-DOF bir dinamik model geliştirmiştir. Çalışma dâhilinde farklı çatlak mekanizmalarının sistemin titreşim cevabının zaman alanındaki karakteristiği üzerindeki etkileri tartışılmış ve bu hedefe ulaşabilmek adına beş farklı istatistiksel indikatörün çatlak derinliği ve açısına bağlı olarak değişimi incelenmiştir. Bu kapsamda, diş dibi çatlağı hasarının varlığında titreşim cevabında gözlenen piklerin arttığı not edilirken, aynı zamanda, çatlak derinliği yayılımının çatlak açısına göre daha hassas sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

Li vd. (2022a) diş dibi çatlağı hasarının dişli titreşim karakteristiği üzerindeki etkisine vurgu yapmış ve çatlakların iki kademeli bir dişli çark mekanizmasının hasar

mekanizması ve titreşim cevabı üzerindeki etkilerini geliştirdikleri dinamik model aracılığı ile ele almıştır. Araştırmacılar, nümerik olarak elde ettikleri bulguları daha sonra fiziksel bir test düzeneği üzerinden toplanan veriler ile karşılaştırarak doğrulamış ve iyi bir uyum gözlemlemiştir. Bu kapsamda, sistemin titreşim cevabı hem zaman hem de frekans alanında analiz edilmiştir. Ek olarak, yedi farklı istatistiksel indikatörün çatlak derinliğine ve açısına bağlı değişimi incelenerek dişli transmisyon sistemlerinde erken hata teşhisine yönelik teorik bir temel ortaya koyulmuştur.

Son zamanlarda yapılan bir araştırmada, Yang vd. (2023) diş dibi çatlak hasarının dişli kavrama rijitliği ve titreşim cevabı üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Bu kapsamda, araştırmacılar, geliştirdikleri dinamik model sayesinde dişli çarkların titreşim karakteristiğini hem zaman hem de frekans alanında yorumlama imkânı bulmuştur. Daha sonra, nümerik olarak elde edilen bulgular fiziksel bir deney düzeneği üzerinden toplanan titreşim verileri ile karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda, araştırma dâhilinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda diş dibi çatlak hem (1) ardışık olmayan hem de (2) ardışık iki dişe tanımlanmıştır. Sonuç olarak, geliştirilen yaklaşımın diş dibi çatlaklarının sayısını ve konumunu bulma hususunda etkin bir yol olduğu vurgulanmıştır.

2.5. Makine Öğrenmesi ve Derin Öğrenme Temelli Yaklaşımlar ile Hata Tespiti

Bir hasarın (ya da konumunun) dişli kutusunun durum izlemesi aracılığı ile belirlenmesi mühendislik açısından büyük önem taşımaktadır. Bu sayede, bakım stratejileri optimize edilebilir ve güvenilir bir karar destek mekanizması kurgulanabilir. Titreşime dayalı yaklaşımlar kullanılarak bir dişli transmisyon sisteminin durum izlemesi, genel olarak (1) öznitelik çıkarımı ve (2) sınıflandırma olmak üzere iki aşamadan oluşur. Dişli kutusu durum izlemesi hususunda yararlanılan ana akımlardan biri, hasarın varlığına yönelik bir karar vermek için titreşim sinyalinin zaman ya da frekans alanından ilgili özniteliklerin çıkartılmasıdır. Bununla birlikte, geleneksel mekanizma tabanlı hata teşhis teknikleri, genellikle, manuel öznitelik çıkarımına ve hata mekanizmasına dair ileri derecede uzmanlık bilgisine ihtiyaç duyar. Bahse konu uzmanlık bilgisinin (1) sübjektif olması ve (2) emek odaklı olması ise geleneksel mekanizma tabanlı yaklaşımların sahadaki (teftiş ve bakım) kullanımını sınırlandırmaktadır (Xu vd., 2022). Bu kapsamda, benimsenen diğer bir ana akım ise bilgisayarların ham titreşim verisinden örtülü hata özniteliklerini otomatik olarak çıkarabilmesine olanak sağlayan yapay sinir ağları tasarlamaktır.

Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen detaylı literatür incelemesi neticesinde bazı kritik noktalar dikkat çekmektedir. Dişli çark hatalarının tespitine yönelik birçok çalışmada, hasar şiddetinin sınıflandırılması için özniteliklerin (*feature*) beslediği, k-En Yakın Komşu (kNN), Destek Vektör Makinesi (SVM) ve Karar Ağacı Sınıflandırıcıları (DTC) gibi geleneksel ML yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yaklaşımların hata teşhisi ve sınıflandırmasındaki göreceli başarısına rağmen araştırmacılar tarafından üç temel eksiklik saptanmıştır. Birincisi, geleneksel ML yöntemlerinin hata tespiti için en hassas özniteliklerin seçimi esnasında sinyal işleme uzmanlığı gerektirmesi ve belirsizliğe yatkın olmalarıdır. İkinci olarak, hata ile bileşenin türüne ve ciddiyetine bağlı olarak sinyaldeki hasar bilgilerinin karmaşık ve benzersiz olmasıdır. Bu durum, en iyi hata indikatörünü belirleme işlemini zorlaştırmaktadır. Bu kapsamda, hata tipi aynı bile olsa dişli sistemindeki ve tasarımındaki farklılıklar nedeni ile sistem cevapları değişmektedir. Sonuç olarak, özniteliklerin performansları tutarsız ve güvenilmez bir hale gelmektedir (Gecgel, 2019). Ek olarak, mekanik bir sistemden toplanan sinyallerinin sadece hataya ait öznitelikler içermediği ve ortam koşullarına bağlı olarak hasar bilgisini barındırmayan birçok gürültüye maruz kaldığı bilgisinin de hatırlanmasında fayda bulunmaktadır (Mousavi vd., 2020). Bu kapsamda, belirlenen üçüncü ve son eksiklik ise geleneksel ML yapılarının özellikle gürültülü titreşim sinyalleri için hataya ilişkin gizli bilgileri öğrenme sürecini çok daha zor bir hale getiren sığ (*shallow*) yapılardan oluşmalarıdır.

Son zamanlarda, Evrimsel Sinir Ağları (CNN) olarak adlandırılan bir DL tekniği, (1) otomatikleştirilmiş hata ayıklama ve (2) sinyal işlemeye minimum bağımlılık (Kim ve Choi, 2019) gibi avantajları sayesinde alanda büyük bir başarı elde etmiştir. Bu durumun yanı sıra, hesaplama yükünü azaltan yerel paylaşımlı özgün yapısı nedeni ile CNN algoritmasının popüleritesi de giderek artmaktadır.

Sun vd. (2017) hasar işaretlerinin (örneğin, diş dibi çatlağı) bozucu ortam koşulları altında arka plan gürültüleri tarafından baskılanabileceğine vurgu yapmış ve bu sınırlamanın üstesinden gelmek adına CNN algoritmasına dayalı akıllı bir hata teşhis metodu önermiştir. Çalışma, sayısal simülasyonların yanı sıra fiziksel bir test düzeneği aracılığı ile toplanan titreşim sinyallerini CNN temelli algoritmaya girdi verisi olarak sunmuş ve %99,58 (simülasyon) ve %99,79 (deneysel) ortalama sınıflandırma doğruluğuna

erişmiştir. Elde edilen bulguların önerilen yöntemin, özellikle, zayıf hasar özniteliklerinin varlığında dahi uygulanabilirliğini ve etkinliğini ortaya koyduğu sonucuna varılmıştır.

Liu vd. (2018a) dişli çarklarda yüksek güvenilirlik arz eden bir akıllı teşhis sistemi isterini karşılayabilmek adına CNN algoritmasını, tekil değer ayrıştırma ve değişken kip ayrıştırma yöntemleri ile kombine etmiştir. Araştırmacılar, bu kapsamda, (1) aşınma, (2) diş çatlağı ve (3) diş kırılması olmak üzere üç farklı hata koşulunu dikkate almıştır. Sonuç olarak, önerilen yaklaşımın çalışma dâhilinde test edilen diğer metotlara kıyas ile daha az eğitim süresi ile %100'e yakın bir genel doğruluk yüzdesine eriştiği raporlanmıştır.

Liu vd. (2018b) geleneksel ML yöntemlerinin karmaşık çalışma koşulları altında hata özniteliklerinin öğrenilmesini zorlaştıran sığ yapılardan oluştuğuna işaret etmiştir. Bu kapsamda, araştırmacılar bahse konu sınırlamanın üstesinden gelebilmek adına döner makinelerde erken hata tespiti görevlerinde kullanılabilecek “entegre çoklu sensör füzyonu” temelli bir DL metodu geliştirmiştir. Çalışma dâhilinde kurgulanan deney düzeneği üzerinden farklı çalışma hızları (300–600–900–1200–1500 devir/dk) altında (1) sağlıklı durum, (2) 5 mm, (3) 10 mm ve (4) 15 mm çatlak uzunlukları için titreşim verisi toplanmıştır. Geliştirilen DL yöntemi aracılığı ile değişken çalışma koşulları altında %90'ın üzerinde bir sınıflandırma doğruluğuna erişilebileceği sonucuna varılmıştır.

Kim ve Choi (2019) fiziksel bir test düzeneği aracılığı ile toplanan titreşim sinyallerini kullanarak (1) diş dibi çatlağı ve (2) pullanma (*spalling*) hasarlarını tespit etmeyi amaçlamıştır. Bu hedef doğrultusunda araştırmacılar, sağlıklı ve hasarlı titreşim sinyallerini sınıflandırmak maksadı ile CNN tabanlı bir yöntem önermiştir. Bu kapsamda, 100 kHz örnekleme oranında 40 döngüsel çevrim boyunca her bir numune için titreşim verisi toplanmış ve neticede sağlıklı koşul için 20, pullanmış dişliler için 11 ve çatlaklı dişliler için 10 adet olmak üzere toplam 41 adet veri seti oluşturulmuştur. Çalışma, aynı zamanda, hata sinyalinin endüstriyel uygulamalarda akademik çalışmalardan farklı olarak eğitim için kullanılan veri setindekinden farklı bir dişte meydana gelebileceği hususunu vurgulamıştır. Sonuç olarak, elde edilen bulgular önerilen CNN tabanlı yaklaşımın hata sınıflandırma hususunda tatmin edici bir başarı sergilediğini ortaya koymuştur.

Azamfar vd. (2020) değişken mil hızları altında farklı dişli hasarlarını sınıflandırmak için iki boyutlu bir CNN algoritmasını çoklu sensör verisi ile beslemiştir. Bu kapsamda,

araştırmacılar algoritmalarının etkinliğini (1) 250 devir/dk, (2) 500 devir/dk, (3) 1000 devir/dk ve (4) 1500 devir/dk mil hızlarında test etmiştir. Bunun yanı sıra, önerilen iki boyutlu CNN yönteminin sınıflandırma başarısı, kNN ve SVM gibi bazı geleneksel ML yaklaşımları ile karşılaştırılmıştır. Çalışma dâhilinde frekans alanı özniteliklerinin geliştirilen CNN algoritmasına girdi olarak verilmesi neticesinde $98,40 \pm 0,02$ genel sınıflandırma doğruluk oranına erişilmiştir. Sonuç olarak, önerilen iki boyutlu CNN modeli sınıflandırma başarısı açısından araştırma kapsamında değerlendirilen diğer tüm ML temelli yaklaşımlardan daha üstün bir performans sergilemiştir.

Lo vd. (2020) mevcut tarihsel veriler aracılığı ile temel dişli kutusu bileşenlerinin (yani, dişli + rulman) gelecekteki aşınma durumunu tahmin edebilmek adına Bir Boyutlu Evrişimsel Sinir Ağları (1-D CNN) algoritmasından faydalanmıştır. Bu kapsamda, geliştirilen 1-D CNN algoritmasını optimize etmek için Adam (*Adaptive Moment Estimation*) versiyonu bir optimizasyon aracı kullanılmıştır. Araştırmacılar fiziksel bir deney düzeneği üzerinden 2048 Hz örnekleme frekansında dişli titreşim verisi toplamıştır. Bu kapsamda, maksimum dişli kavrama frekansı da 40 Hz olarak belirlenmiştir. Elde edilen bulgular, önerilen 1-D CNN tabanlı algoritmanın etkinliğini ortaya koymuştur.

Azamfar vd. (2021) “etiketli” bir veri setinden yüksek boyutsallığa sahip öznitelikleri öğrenip, alan değişimine tabi tutulan “etiketsiz” bir veri seti üzerinde erken hata teşhisi görevini icra edebilen özgün bir tek boyutlu evrişimsel transfer öğrenmesi metodu önermiştir. Araştırmacılar, bu kapsamda gerçekleştirdikleri deneysel çalışmalar dâhilinde (1) 500 devir/dk, (2) 1000 devir/dk ve (3) 1500 devir/dk olmak üzere üç farklı mil hızını dikkate almıştır. Ek olarak, deneylerin güvenilirliğini sağlamak amacı ile her bir test 15 kere 15 saniye boyunca tekrar edilmiştir. Gerçekleştirilen denemeler, önerilen metodun kNN ve SVM gibi geleneksel ML temelli yaklaşımlara kıyas ile daha üstün bir performans ortaya koyduğunu göstermiştir.

Ravikumar vd. (2021) fiziksel bir deney düzeneği aracılığı ile çatlaklı düz dişli çarklardan titreşim verisi toplamıştır. Bu kapsamda, araştırmacılar hata sınıflandırması maksadı ile (1) 1-D CNN, (2) artık (*residual*) öğrenme ve (3) Uzun Kısa Süreli Bellek (LSTM) algoritmalarını içeren bir derin sinir ağı önermiştir. Çalışma, deneysel veri seti dâhilinde

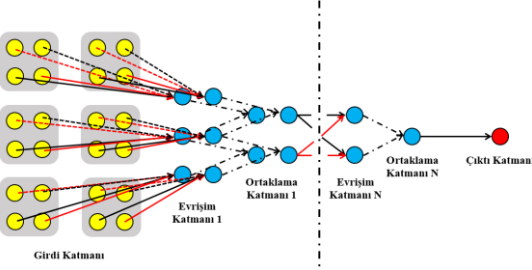
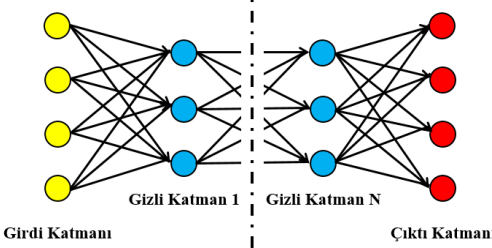
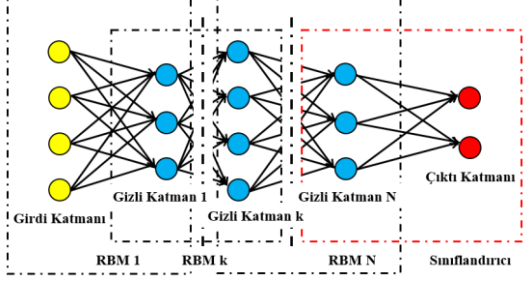
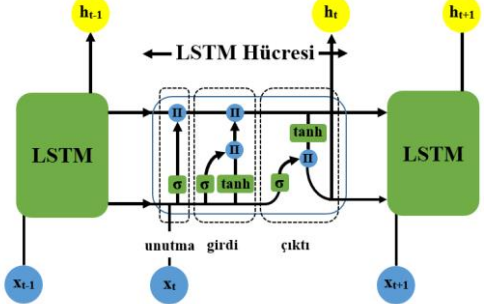
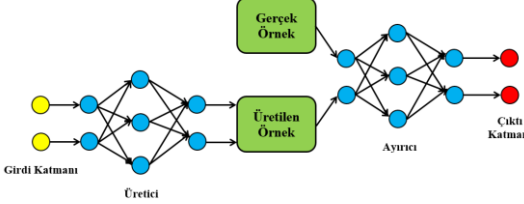
toplanan sinyallerin %70'ini eğitim ve kalan %30'luk bölümünü ise test için kullanmıştır. İlaveeten, ağı optimize etmek için Adam optimizasyon algoritmasından faydalanılmış ve netice itibari ile %94,33'lük bir sınıflandırma doğruluk oranına erişilmiştir.

Cerrada vd. (2022) dişli çarklarda erken hata teşhisi görevini gerçekleştirebilmek maksadı ile ML temelli bir yapay sinir ağı modeli önermiştir. Bu kapsamda, araştırmacılar “etiketli” veri kümelerini oluşturmak için (1) diş çatlağı, (2) *pitting* ve (3) diş kırılması hasarlarını dikkate alarak fiziksek deney kampanyaları yürütmüştür. Erişilen ortalama sınıflandırma doğruluğu, çalışmanın geneli dikkate alındığında, %97 olarak bildirilmiştir.

Kullu ve Cinar (2022) yaygın rulman hasar türlerini sınıflandırmak üzere geliştirdikleri CNN temelli modelin etkinliğini PU açık erişim veri seti (<https://mb.uni-paderborn.de/kat/forschung/datacenter/bearing-datacenter>) aracılığı ile test etmiştir. Bu kapsamda, araştırmacılar (1) sağlıklı durum, (2) iç bilezik ve (3) dış bilezik hatalarının rulman titreşim cevabı üzerindeki etkilerini sabit çalışma koşulları (mil hızı ve moment) altında ele almıştır. Çalışma dâhilinde DL algoritmalarını çoklu sensör verisi ile beslemenin sınıflandırma doğruluğu üzerindeki etkisi tartışılmıştır. Sonuç olarak, PU açık erişim veri seti kullanılarak elde edilen sınıflandırma doğruluk oranının çoklu sensör verisi kullanımı ile %97'ye kadar iyileştirilebileceği raporlanmıştır.

Karpat vd. (2022) rüzgâr enerjisi üretimi hususunda kritik bir önem arz eden rulmanlarda meydana gelen hasar türlerini sınıflandırmak amacı ile 1-D CNN algoritmasına dayalı bir durum izleme yöntemi geliştirmiştir. Araştırmacılar geliştirdikleri modelin etkinliğini CWRU açık erişim veri seti (<https://csegroups.case.edu/bearingdatacenter/home>) aracılığı ile test etmiştir. Bu kapsamda, üç farklı hata çapı dikkate alınarak (1) iç bilezik, (2) yuvarlanma elemanı ve (3) dış bilezik hatalarının rüzgâr türbini rulmanlarının titreşim cevabında meydana getirdiği değişimler karşılaştırmalı olarak ele alınmıştır. Modelin güvenilirliğini ortaya koymak adına her bir test üç kere tekrar edilmiş ve Standart Sapma (SD) değerleri not edilmiştir. Sonuç olarak, geliştirilen 1-D CNN temelli modelin ortalama %99,56 doğruluk ile farklı rulman hataları sınıflandırdığı ve bakım ve operasyon maliyetlerini düşürmek maksadı ile alanda (yani, rüzgâr türbini) kullanılma potansiyeline sahip olduğu vurgulanmıştır.

Çizelge 2.1. Yaygın olarak kullanılan DL temelli metotların avantaj ve dezavantajlarının karşılaştırılması

Mimari	Karakteristik
	Evrşimsel Sinir Ağları Artılar: • Tipik bir yapay sinir ağına göre az nöron bağlantısı gerekir. • Klasik CNN iyi bir gürültü giderme (<i>de-noising</i>) yeteneği sağlar. Eksiler: • Bütün bir hiyerarşiyi bulmak için fazla katman gerekebilir.
	Derin Auto-encoder Artılar: • Etiketli veri gerektirmez. • Birçok varyant, algoritmayı gürültüye karşı daha dayanıklı ve sağlam bir hale getirebilir. Eksiler: • Ön eğitim aşaması gerektirir.
	Derin İnanç Ağı Artılar: • Ağı başlatmak için katman-katman açgözlü bir öğrenme stratejisi önerir. • İzlenebilir çıkarımlar olasılığı doğrudan maksimize eder. Eksiler: • Eğitim sürecinde hesaplama yükü fazla olabilir.
	Uzun Kısa Süreli Bellek Artılar: • Ardışık olayları ezberleyebilir. • Zamana bağımlı olayları modelleme yeteneğine sahiptir. Eksiler: • Kaybolan gradyan nedeni ile sık öğrenme problemi meydana gelebilir.
	Çekişmeli Üretici Ağlar Artılar: • Yeni uygulamalara aktarılırken neredeyse hiç değişiklik gerektirmez. Eksiler: • Ayrık veri oluşturmayı öğrenmesi zordur.

Tez çalışması dâhilinde gerçekleştirilen literatür incelemesi esnasında tartışılan DL temelli yaklaşımların öne çıkan avantaj ve dezavantajları kapsamlı bir yorumlamaya olanak sağlamak maksadı ile özetlenerek Çizelge 2.1’de sunulmuştur.

Literatürde dişli hata tespiti ve izlenmesine yönelik bir başka çalışma alanı ise nümerik çalışmalardır. Nümerik çalışmalar genel itibari ile dinamik sistem modeli ve ilgili model parametrelerinin sistemin titreşim ve iletim hatası cevabı üzerindeki etkilerinin incelenmesi hususlarına dayanmaktadır. Bu kapsamda, dişli transmisyon sistemlerinin farklı DOF değerlerine sahip dinamik modelleri aracılığı ile elde edilen sağlıklı ve hasarlı (örneğin, diş dibi çatlağı) dinamik cevaplardan faydalanılarak oluşturulan “etiketli” veri setleri kurgulanan yapay sinir ağları modellerine girdi verisi olarak sunulabilir.

Örneğin, Gecgel (2019) dişli kutularının durum izlemesi için sağlıklı ve hasarlı koşullara ait titreşim cevaplarını, geliştirdiği 6-DOF dinamik model aracılığı ile toplamıştır. Bu kapsamda, nümerik çalışmalar dâhilinde elde edilen “etiketli” titreşim sinyallerinin maliyetli fiziksel test sistemlerine bağımlılığı ortadan kaldırarak dişli kutularının farklı çalışma koşulları altındaki dinamik davranışlarının incelenmesi hususundaki önemine vurgu yapılmıştır. Tez çalışması dâhilinde kurgulanan 1-D CNN mimarisinin etkinliği (1) LSTM, (2) DTC ve (3) SVM algoritmaları ile hata sınıflandırma doğruluğu bakımından karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, tez çalışmasının geneli dikkate alındığında 1-D CNN modelinin araştırma kapsamında test edilen diğer algoritmalarından daha üstün bir performans sergilediği bildirilmiştir.

Karpat vd. (2020b) tek kademeli bir düz dişli transmisyon sisteminin 6-DOF dinamik modelini geliştirmiş ve diş dibi çatlağı hasarının varlığında sistemin titreşim cevabını karşılaştırmalı olarak ele almıştır. Araştırma çalışması dâhilinde sağlıklı durumun yanı sıra (1) %25 çatlak, (2) %50 çatlak, (3) %75 çatlak ve (4) %100 çatlak olmak üzere dört farklı diş dibi çatlağı seviyesinin dinamik davranış (yani, kavrama rijitliği ve titreşim) üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu kapsamda, farklı dişli sağlık koşullarını sınıflandırmak üzere bir 1-D CNN modeli geliştirilmiş ve netice itibari ile %96,04’lük genel tanılama oranına erişilmiştir.

Daha sonra, Karpat vd. (2021b) erken diş dibi çatlağı teşhisinin modern endüstride bakım stratejilerinin iyileştirilmesi hususundaki kritik önemine vurgu yapmış ve bu motivasyon

doğrultusunda (1) sağlıklı durum, (2) %50 çatlak ve (3) %100 çatlak derecesi olmak üzere üç farklı sağlık koşuluna ait titreşim verilerini geliştirdikleri 6-DOF dinamik model aracılığı ile toplamıştır. Araştırma çalışması dâhilinde hata sınıflandırması için üçer adet evrişim (*convolution*) ve ortaklama (*pooling*) katmanı içeren bir 1-D CNN modeli kurgulanmıştır. Bu kapsamda, geliştirilen 6-DOF dinamik model aracılığı ile elde edilen sağlıklı ve hasarlı titreşim verilerinin %80'i eğitim ve %20'si de test için kullanılmıştır. Bu hususun yanı sıra, çatlak derecesine bağlı olarak beş farklı istatistiksel indikatörün yüzdesel değişimi de karşılaştırmalı olarak ele alınmıştır. Sonuç olarak, %93,07'lik bir ortalama hata sınıflandırma doğruluk yüzdesi raporlanmıştır.

Li vd. (2022b) mekanik sistemlerden toplanan verilerin genel olarak “etiketsiz” olduğuna dikkat çekmiş ve sensörler aracılığı ile gerçek dişli kutularından veri toplamanın maliyetli ve zaman kaybına yol açabilecek bir husus olduğuna vurgu yapmıştır. Bahse konu sınırlamaların üstesinden gelmek maksadı ile araştırmacılar dinamik model ve transfer öğrenmesini kombine eden özgün bir akıllı teşhis metodu önermiştir. Bu kapsamda, bir planet mekanizmasının dinamik modeli aracılığı ile toplanan titreşim verileri, 1-D CNN algoritmasına dayalı transfer öğrenmesi metoduna girdi olarak verilmiştir. Araştırma dâhilinde (1) sağlıklı durum, (2) kırık diş hatası, (3) yüzey aşınma hatası ve (4) diş kaybı olmak üzere dört farklı hata koşulu dikkate alınmıştır. Geliştirilen 1-D CNN temelli DL yaklaşımı ise beşer adet evrişim ve ortaklama katmanından oluşmaktadır. Sonuç olarak, geliştirilen DL yaklaşımının hata sınıflandırma doğruluk oranı, çalışma dâhilinde gerçekleştirilen iyileştirmelere bağlı olarak yaklaşık %90,9'a kadar çıkmıştır.

Son zamanlarda yapılan bir çalışmada Wang vd. (2022) (1) diş dibi çatlak, (2) yüzey çatlak ve (3) kırık diş olmak üzere üç farklı dişli hasar koşulunu sınıflandırmak ve yeterli miktarda “etiketli” veri simüle edebilmek amacı ile bir düz dişli transmisyon sisteminin 6-DOF dinamik modelini geliştirmiştir. Araştırma çalışması dâhilinde bahse konu hedefleri gerçekleştirmek üzere geliştirilen 1-D CNN algoritmasının performansı tekrarlayan sinir ağları ve LSTM modelleri ile karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda, geliştirilen 6-DOF dinamik model aracılığı ile toplanan titreşim verileri kullanılarak hazırlanan veri setinde artık (*residual*) sinyallerden de faydalandığının vurgulanmasında fayda görülmektedir. Sonuç olarak, simüle edilmiş eğitim verileri kullanılarak yaklaşık %100'lük bir hata sınıflandırma doğruluk oranı elde edildiği raporlanmıştır.

2.6. Asimetrik Profilli Dişli Çarklar

Rekabetçi endüstri talepleri, zorlu çalışma koşulları altında yüksek performans sunabilecek yeni dişli tasarımlarına yönelik ihtiyacı (ve farkındalığı) arttırmıştır. Bu motivasyona bağlı olarak bir dişin evolvent profilinin süren tarafının basınç açısının (α_d) sürülen tarafın basınç açısından (α_c) farklı olacak şekilde ayarlandığı asimetrik profilli dişli çarkların sahadaki kullanılabilirliği son yıllarda sıklıkla araştırılmaya başlanmıştır (Kapelevich, 2018). Literatür araştırması ise standart (simetrik) bir diş profili yerine asimetrik bir diş profili kullanmanın (1) titreşim (Kapelevich, 2000), (2) eğilme mukavemeti (Pedersen, 2010), (3) darbe dayanımı (Kalay vd., 2021) ve (4) yorulma ömrü (Doğan vd., 2021) bakımından önemli avantajlar sağlayabileceğini ortaya koymaktadır.

Örneğin, Kapelevich (2000) alanın öncülerinden olan çalışmasında, asimetrik diş profilinin düz dişli çarkların yük taşıma kapasitesini arttırırken, aynı zamanda, boyut ve titreşim seviyelerini azaltma hususunda da umut vaat eden bir uygulama olabileceğine vurgu yapmıştır. Bu kapsamda, araştırma çalışması asimetrik dişe sahip evolvent düz dişli çarkların tasarımına yönelik bir metodoloji ortaya koymuş ve farklı basınç açılarına (α) sahip dişli çarkların dinamik davranışını gerçekleştirdiği deneyler aracılığı ile karşılaştırmalı olarak ele almıştır. Dişli kutusu yatağına yerleştirilen ivmeölçerler aracılığı ile toplanan deneysel veriler ise asimetrik dişlilerin titreşim seviyesi bakımından kayda değer avantajlar sağlayabileceğini ortaya koymuştur.

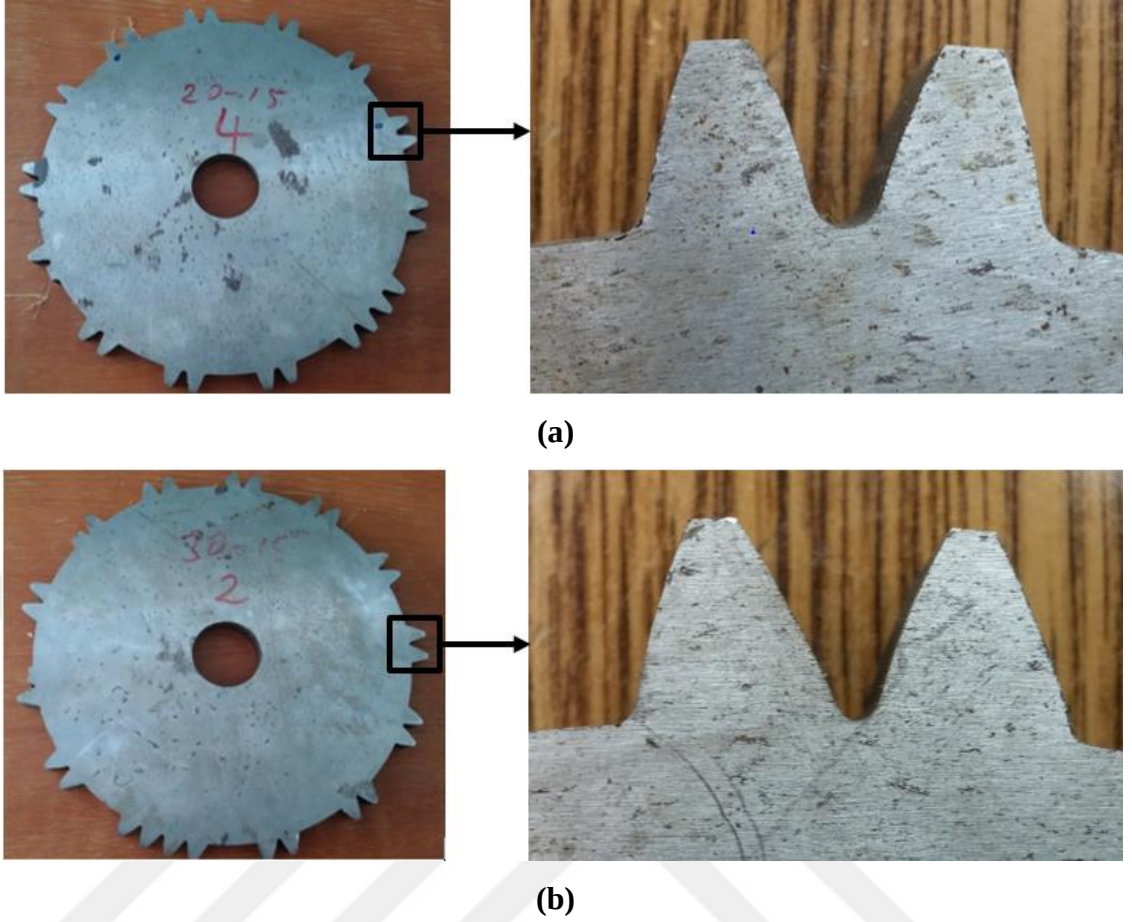
Karpat vd. (2008a) modern endüstrinin yüksek performans taleplerini karşılamak için yeni dişli tasarımlarının gerekliliğine dikkat çekmiştir. Bu kapsamda, araştırma dâhilinde DSPA değişken tasarım parametresi olarak belirlemiş ve akabinde diş asimetrisinin evolvent düz dişli çarkların dinamik davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışma, (1) 20°, (2) 25°, (3) 30° ve (4) 35° olmak üzere toplam dört adet DSPA değerinin statik iletim hatası ve kavrama rijitliği üzerindeki etkisini karşılaştırmalı olarak yorumlamıştır. Sonuç olarak, düz dişli transmisyon sistemlerinde DSPA arttıkça kavrama rijitliği değerinin iyileştirilebileceği hususu rapor edilmiştir.

Shuai vd. (2019) standart ve asimetrik profile sahip helisel iç dişli çarkları belirledikleri senaryolar dâhilinde diş dibi mukavemeti bakımından karşılaştırmıştır. Araştırmacılar bu hedefe ulaşmak için (1) 20°, (2) 25°, (3) 30° ve (4) 35° olmak üzere dört farklı DSPA

değerini dikkate almıştır. Daha sonra, DSPA değerinin (yani, diş asimetrisi) diş dibinde oluşan maksimum gerilme üzerindeki etkisi gerçekleştirilen FE simülasyonları aracılığı ile yorumlanmıştır. Bahse konu FE simülasyonları neticesinde DSPA değerinin artması ile dişin kesit alanında meydana gelen maksimum gerilme değerinde ve diş genişliği doğrultusunda elde edilen gerilme eğrilerinde bir düşüş tespit edilmiştir. Bir örnek teşkil etmesi bakımından, aynı yükleme koşulları altında, DSPA değerinin 20°'den 30°'ye artması ile oluşan maksimum gerilmenin yaklaşık %56 azaldığı ifade edilmiştir.

Daha sonra, Karpat vd. (2020c) standart (simetrik) ve asimetrik düz dişli çarkların tek diş rijitliği değerlerini kendi aralarında karşılaştırmış ve bu hedefe ulaşmak maksadı ile deneysel bir çalışma yürütmüştür. Bahse konu deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesi hususunda araştırmacılar tarafından özgün bir test düzeneğinin tasarlandığının belirtilmesinde de fayda görülmektedir. Araştırma kapsamında belirlenen senaryolar dâhilinde 5°'lik artışlar ile 20° ile 35° arasında değişen dört farklı DSPA değeri dikkate alınmıştır. Sonuç olarak, simetrik bir tasarım yerine asimetrik profilli bir evolvent düz dişli çark kullanılması halinde tek diş rijitliği değerinin %38'e kadar arttırılabileceği bildirilmiştir. Elde edilen deneysel bulgular ise daha sonra FE simülasyonları aracılığı ile doğrulanmış ve iyi bir korelasyon tespit edilmiştir.

Kalay vd. (2021) asimetrik evolvent düz dişli çarkların darbe dayanımını ölçmek için özgün bir deney prosedürü geliştirmiş ve DSPA değerinin pik kuvvet enerjisi üzerindeki etkisini karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Bu amaca ulaşmak maksadı ile DSPA değeri 20° ve 30° olan test numuneleri tel erezyon yöntemi ile üretilmiş ve bahse konu deneyler iki farklı düşme yüksekliği (50 cm ve 60 cm) dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, araştırmacılar deneyler arasındaki tutarlılığı değerlendirebilmek adına her bir testi üç kere tekrar etmiş ve elde edilen pik kuvvetlerin SD değerlerini hesaplayarak elde edilen bulguları kendi aralarında yorumlamıştır. Sonuç olarak, DSPA değeri olarak 20° yerine 30° (yani, diş asimetrisi) kullanılması neticesinde pik kuvvet enerjisinin yaklaşık %25,8'e kadar iyileştirilebileceği ortaya konulmuştur.



Şekil 2.7. Diş profilinin geometrik karakteristik üzerindeki etkisine bir örnek: (a) simetrik ($20^\circ/20^\circ$) ve (b) asimetrik ($20^\circ/30^\circ$) diş profili (Kalay vd., 2021).

Doğan vd. (2021) asimetrik düz dişli çarkları (1) diş dibi gerilmeleri ve (2) yorulma ömrü bakımından nümerik olarak karşılaştırmıştır. Araştırmacılar, bu kapsamda, dört farklı yedekleme oranı ve DSPA değerini dikkate almıştır. Çalışma dâhilinde DSPA değerinin artması ile birlikte diş dibi mukavemetinin arttığı bildirilirken, aynı zamanda, yedekleme oranının da diş dibi çatlaklarının ilerleme yolları üzerinde kritik bir öneme sahip olduğu ortaya koyulmuştur. Bu kapsamda, görece düşük yedekleme oranlarında (örneğin, 0,3 ve 0,5) diş dibi çatlakları rim bölgesine doğru ilerlerken, bahse konu çatlakların yüksek yedekleme oranlarında (örneğin, 1 ve 3,3) ise diş boyunca ilerlediği sonucuna varılmıştır. Sonuç olarak, asimetrik diş profili kullanımı ile diş dibi gerilmelerinin yaklaşık %66 azaltılabileceği ve yorulma ömrünün de 15 kata kadar arttırılabileceği ifade edilmiştir.

Mo vd. (2022) asimetrik düz dişli çark çiftlerinin kavrama rijitliklerini ve iletim hatalarını hesaplamak için analitik bir model ortaya koymuştur. Araştırma çalışması kapsamında belirlenen senaryolar dâhilinde dört farklı DSPA değeri dikkate alınmış ve DSPA arttıkça

kavrama rijitliğinin de arttığı hususu rapor edilmiştir. Bu durumun yanı sıra DSPA değerinin artması ile birlikte dişli çiftinin kavrama oranının azaldığı görülmüştür.

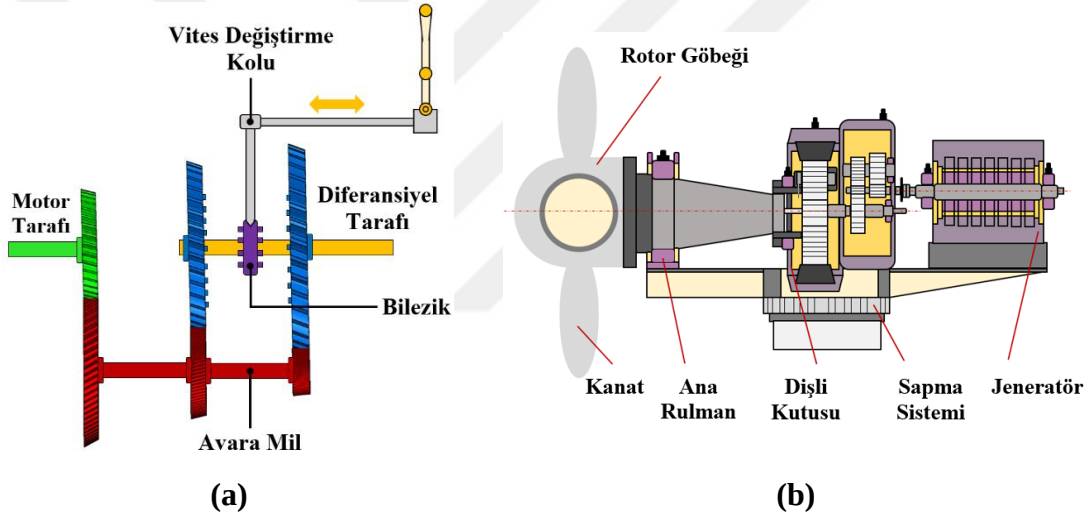
Son zamanlarda yapılan bir araştırmada Doğan vd. (2023) düz dişli çarkların rijitlik değerlerinin doğru hesaplanmasının güvenilir tasarımlar elde etmedeki önemine dikkat çekmiş ve diş dibi çatlağı hasarının varlığında standart ve asimetrik profilli düz dişli çarkların tek diş ve kavrama rijitliklerindeki değişimi karşılaştırmalı olarak ele almıştır. Araştırmacılar çalışma dâhilinde (1) 20°, (2) 25°, (3) 30° ve (4) 35° olmak üzere dört farklı DSPA değerini dikkate almıştır. Bu kapsamda, diş asimetrisinin yanı sıra farklı yedekleme oranlarının da dişli dinamik davranışı üzerindeki etkisi incelenerek bahse konu çalışmanın vizyonu genişletilmiştir. Elde edilen bulgular ise tek diş ve kavrama rijitliklerinin DSPA değerinin 20°'den 35°'ye arttırılması neticesinde, sırası ile %35 ve %22 iyileştirilebileceğini ortaya koymuştur.

Tez çalışması dâhilinde özetlenen tüm bu avantajlarına rağmen asimetrik profilli dişli çarkların standart tasarımlara kıyas ile (1) tek bir dönme yönünde çalışması (Kalay vd., 2021), (2) daha düşük kavrama oranı (Karpas ve Ekworo-Osire, 2008) ve (3) daha yüksek üretim maliyeti (Doğan vd., 2023) olmak üzere üç temel dezavantajı bulunmaktadır (Karpas vd., 2008b). Bununla birlikte, yine de, asimetrik dişe sahip dişli çarkların uygun bir uygulama alanında kullanılmaları halinde standart (simetrik) tasarımlara karşı (1) mukavemet, (2) darbe dayanımı ve (3) yorulma ömrü bakımından sunabilecekleri avantajların göz ardı edilmemesi gerekmektedir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Dişli Çarklar

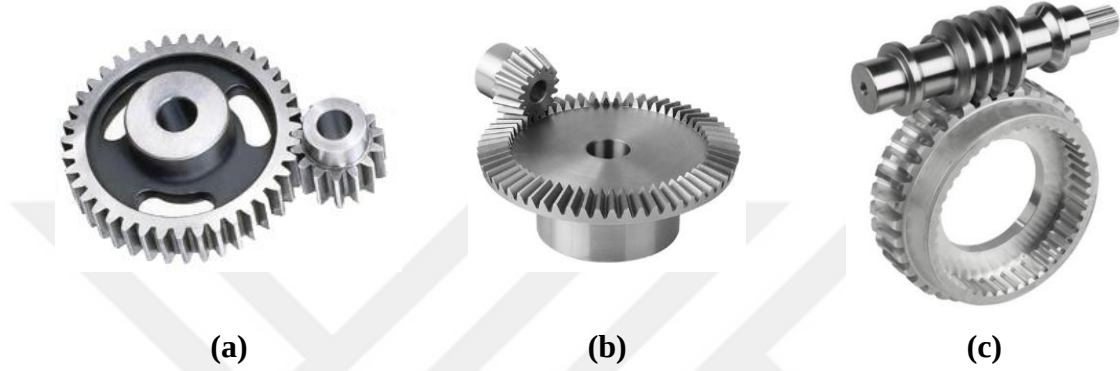
Dişli çarklar rüzgâr türbini, otomotiv, makine sanayii ve havacılık başta olmak üzere modern endüstrinin hemen her alanında kullanılan temel makine elemanlarıdır. Dişli çarkların temel fonksiyonları (1) moment ve güç nakletmek, (2) dönme hızını ayarlamak ve (3) transmisyon sisteminin hareket yönünü değiştirmektir. Bu kapsamda, otomobil ve rüzgar türbini dişli kutularına dair şematik birer örnek Şekil 3.1’de sunulmuştur. Bir otomobilde dişli kutusu, araç motoru ile tekerler arasındaki hız ve moment oranını ayarlamak için kullanılırken; bir rüzgâr türbininde ise düşük hızlı rotor hızını arttırarak elektrik jeneratörüne aktarmak için kullanılmaktadır.



Şekil 3.1. Endüstriyel uygulamalarda kullanılan dişli kutuları: (a) otomobil ve (b) rüzgâr türbini dişli kutusu (Karpaz vd., 2022).

Dişli kutuları, esas olarak, (1) dişli çarklar, (2) miller, (3) yataklar ve (4) mahfazadan oluşmaktadır. Dişli kutuları, mil eksenlerinin birbirlerine göre konumları (düzen) dikkate alınarak sınıflandırılabilir (Doğan, 2020). Mevcut alt başlık altında, sırasıyla, dişli eksen konfigürasyonuna ve hareketine bağlı iki adet sınıflandırma yöntemi detaylandırılmıştır. İlk olarak, “dişli eksen konfigürasyonu” ifadesinin dişli millerinin uzandığı ve dişli çarkların etrafında döndükleri eksenlerin yönelimlerini ifade ettiği hususunun vurgulanmasında fayda görülmektedir.

Endüstride, dişli kutularında (1) paralel, (2) kesişen ve (3) aykırı (paralel olmayan ve kesişmeyen) olmak üzere üç temel dişli eksen konfigürasyonu göze çarpmaktadır. Bu temelde, dişli transmisyon sistemleri, Şekil 3.2’te sunulduğu üzere paralel eksenli dişliler, kesişen eksenli dişliler ve aykırı eksenli dişliler olarak gruplandırılabilir. Paralel düzende, dişli milleri aynı düzlemde paralel eksenler boyunca uzanırken; kesişen düzende ise miller aynı düzlemde uzayda bir noktada kesişen eksenler üzerinde bulunmaktadır.



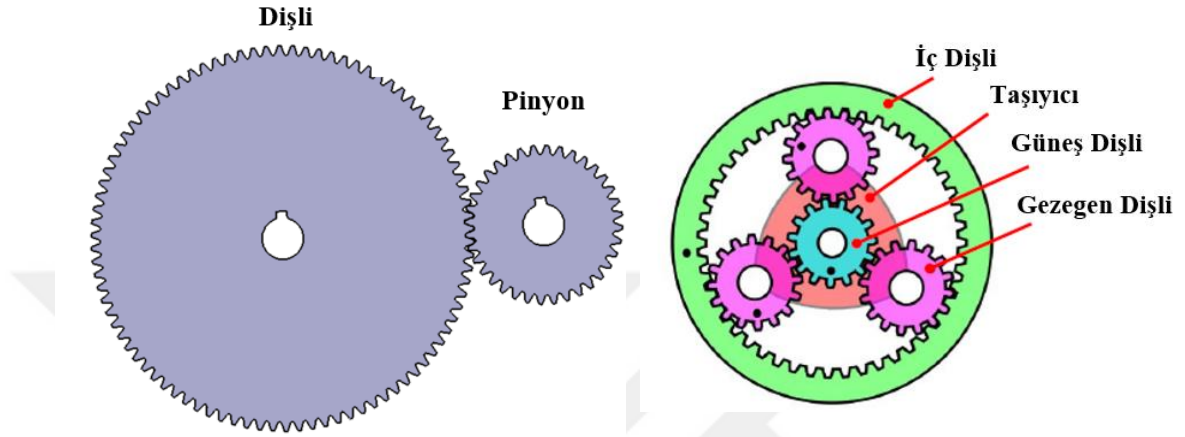
Şekil 3.2. Dişlilerin eksen düzenleri göre sınıflandırılması: (a) paralel eksenli, (b) kesişen eksenli ve (c) aykırı eksenli dişli çarklara birer örnek (Fang, 2019).

Bu kapsamda, paralel eksenli dişli çarklara (1) düz dişli çarklar, (2) helisel dişli çarklar, (3) kremayer dişli ve (4) iç dişli çarklar örnek olarak verilebilir. Ek olarak, kesişen eksenli dişli çarklara (1) düz konik dişli çarklar, (2) helisel konik dişli çarklar ve (3) hipoid dişliler örnek gösterilebilirken; aykırı eksen grubuna ise (1) sonsuz vida mekanizması ve (2) spiral dişli çarklar örnek olarak sunulabilir (Doğan, 2020).

İkinci olarak, dişli kutuları eksen hareketlerine bağlı olarak (1) sabit eksenli dişli kutuları ve (2) planet dişli kutuları olmak üzere iki gruba ayrılabilir. Sabit eksenli dişli kutularında tüm dişli çarklar kendi eksenleri etrafında dönmektedir ve bahse konu tüm eksenler sabittir. Planet dişli kutuları ise genel olarak gezegen dişli milleri sabit olmayan ve taşıyıcı etrafında dönen bir gezegen dişli seti içerir.

Şekil 3.3(a) pinyon ve dişliden oluşan tek kademeli bir sabit eksenli dişli mekanizmasını görselleştirmektedir. Genel olarak, “pinyon” (döndüren dişli de denilir) küçük dişliyi, “dişli” (döndürülen dişli de denilir) ise büyük dişliyi ifade eder. Bu kapsamda, “dişli” kelimesi “pinyon” ile birlikte kullanıldığında özel bir anlam kazansa dahi, diğer durumlarda (örneğin, dişli sistemi) daha geniş bir anlam ifade edebilir (Fang, 2019).

Şekil 3.3(b) ise bir iç dişli, bir güneş dişli, birden fazla gezegen dişli (genel olarak, üç ya da dört adet) ve bir taşıyıcıdan oluşan planet mekanizmasına dair şematik bir görsel sunmaktadır. Güneş dişli merkezde konumlanırken, gezegen dişliler bir yandan güneş ve iç dişli ile eş zamanlı olarak kavrama halinde iken diğer taraftan ise taşıyıcı ile birlikte döner.



Şekil 3.3. Dişlilerin eksen hareketlerine göre sınıflandırılması: (a) tek kademeli bir sabit eksenli dişli mekanizması ve (b) tek kademeli bir planet dişli mekanizması (Yang, 2022).

Dişli çarklar, bu alt başlık altında detaylandırılan sınıflandırmaların yanı sıra (1) gövde şekilleri, (2) diş yerleşimi ve (3) diş profillerine göre de gruplandırılabilir. Bir temel sunması bakımından, dişli çarklar gövde şekillerine göre dairesel ve dairesel olmayan (eliptik ve üçgen) dişliler olarak iki gruba ayrılabilir.

Diş yerleşimi hususuna göre ise dış ve iç dişliler olmak üzere ikiye ayrılırlar. Bir dış dişlide tüm dişler dişli gövdesinin dış yüzeyine yerleştirilmiştir ve dişler dişli merkezinden dışarıya bakmaktadır. Diğer taraftan, bir iç dişlinin tüm dişleri dişli gövdesinin ara yüzeyine yerleştirilmiştir ve dişler merkeze doğru içe dönüktür. İç ve dış (bu örnekte güneş ve gezegen dişliler) dişlilerin geometrik karakteristikleri Şekil 3.3(b) yardımı ile incelenebilir.

Son olarak, dişli çarklar diş profillerine göre evolvent ve sikloid profil olmak üzere iki grupta incelenebilir. Birçok endüstriyel uygulamada üretim ve kullanım kolaylıkları göz önünde bulundurularak evolvent profil tercih edilmektedir. Bu kapsamda, sikloid profil ise daha çok vakum pompaları ve Root-kompresörü gibi daha spesifik uygulamalarda

kullanılmaktadır. Çizelge 3.1 yaygın olarak kullanılan dişli türlerinin genel özelliklerini listelemektedir.

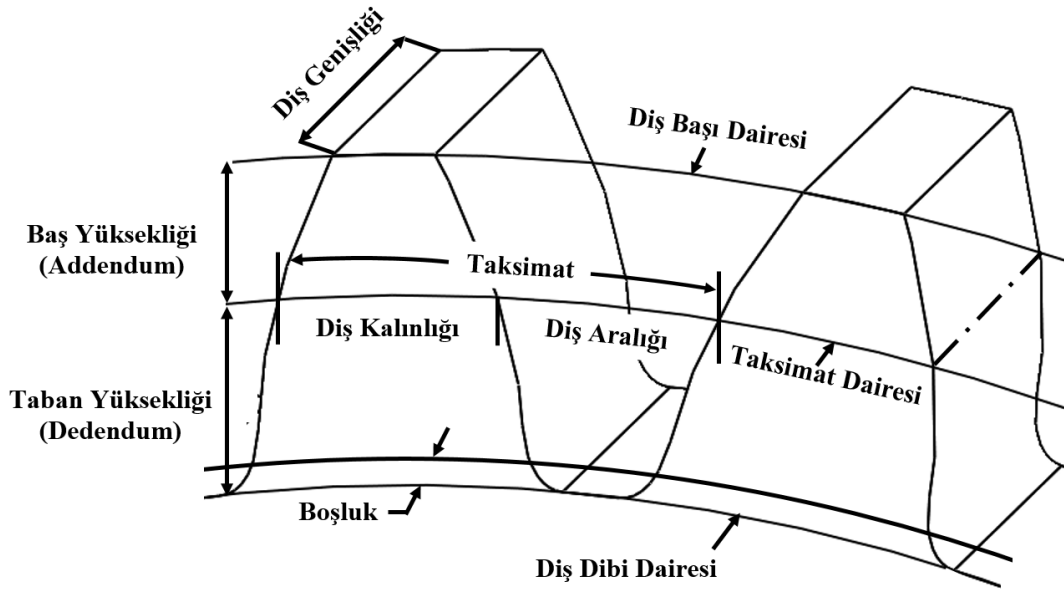
Çizelge 3.1. Yaygın dişli türlerinin genel özelliklerinin listesi (Ahmaida, 2018)

Görsel	Dişli Türü	Genel Özellikleri
	<i>Düz Dişli Çark</i>	•Tasarım ve üretim kolaylığı •Yüksek verim •Diş yükü aksel kuvvet üretmez •Temas, kavrama halindeki dişlerin tüm genişliği boyunca eş zamanlı olarak gerçekleştiği için yüksek hızlarda gürültülü olma eğilimindedir •Gürültü ve aşınma uygun yağlama ile minimize edilebilir
	<i>Helisel Dişli Çark</i>	•Düz dişli çarklara kıyas ile aynı spesifikasyon/boyutlarda daha yüksek mukavemet ve daha sessiz çalışma •Birbirini kavrayan diş sayısı daima birden fazla olduğu için daha yüksek kavrama oranı (düz dişlilere kıyas ile) •Kavrama halindeki dişler aksel yönde bir kuvvet oluşturur •Yüksek hızlarda çalışabilme kapasitesi
	<i>İç Dişli Çark</i>	•Dış dişli çark mekanizmalarına kıyas ile daha düşük yüzey basıncı ve daha yüksek mukavemet •Kompakt bir geometri •Yüksek verim •Yataklanması ve üretimi zordur
	<i>Konik Dişli Çark</i>	•Miller arasındaki açı genel olarak 90°'dir •Düşük çevresel hızlarda <i>düz konik dişliler</i>, yüksek hızlarda ise <i>helisel konik dişliler</i> tercih edilir •Kesişen akselli millere sahiptir
	<i>Sonsuz Vida Mekanizması</i>	•Düşük hacimde yüksek çevrim oranı •Otoblokaj mekanizması •Aykırı akselli millere bağlı olarak hareketin doğrultusunu değiştirebilme •Gürültüsüz ve darbesiz çalışma

Mevcut tez çalışması kapsamında ise ulaştırma alanı da dâhil olmak üzere modern endüstride yaygın olarak kullanılan sabit eksenli dişli kutuları incelenmiştir. Bu kapsamda, literatürden özgün bir yön olarak simetrik ($20^\circ/20^\circ$) profile sahip düz dişli çarkların yanı sıra asimetrik ($20^\circ/25^\circ$ ve $20^\circ/30^\circ$) profile sahip evolvent düz dişli çarklar için de hata izlenmesi ve tespiti üzerine çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

3.1.1. Dişli Çark Ana Boyutları

Dişli yan yüzey geometrisinin haricinde, dişli ana boyutları arasında (1) taksimat (p), (2) taksimat dairesi (d), (3) modül (m) ve (4) diş sayısı (z) örnek olarak gösterilebilir. Diğer boyutlar ise bu listelenen dört temel boyuta bağlı olarak belirlenir (bkz. Şekil 3.4).



Şekil 3.4. Dişli çarka ait boyutlar.

Dişli çarklara ait temel büyüklükler ve bunların temel tanımları ISO R 701 ve DIN 3960 uluslararası standartlarınca belirlenmiştir. Bu kapsamda, bir dişli çarkın üretilmesi için basınç açısı (α) ve modül (m) değerlerinin bilinmesi gerekmektedir.

Basınç açısı (α) değeri özel olarak aksi belirtilmedi ise ülkemizde standart olarak 20° alınır. Bununla birlikte, farklı ülkelerde (bkz. American Gear Manufacturers Association) α değeri, örneğin $14,5^\circ$ ve 25° değerlerini de alabilir (Karpaz, 2005).

Taksimat: Taksimat dairesi üzerinde ölçülen, birbirini izleyen iki sağ ya da iki sol yan yüzey arasındaki yay uzunluğudur.

$$p = \pi \cdot m \quad (3.1)$$

Taksimat Dairesi: Üzerinde dişlerin çevreye paylaştırılmasının tanımlandığı dairedir.

$$d = m \cdot z \quad (3.2)$$

Modül: Taksimat dairesinin çevresi $U = \pi \cdot d$ olduğuna göre ve diş sayısı (z) değerinin de bir tam sayı olması gerektiğine göre taksimat, diş sayısı ve taksimat dairesi çevresi arasında aşağıdaki bağıntılar kurulabilir.

$$U = \pi \cdot d = p \cdot z \quad (3.3)$$

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z} \quad (3.4)$$

Modül keyfi seçilen bir değer olmayıp standartlaştırılmıştır.

Şekil 3.4 üzerinden takip edilebileceği üzere diş başından geçen daire “diş başı dairesi”, diş tabanından geçen daire ise “diş dibi dairesi” olarak isimlendirilmektedir. Bir dişin diş başı dairesi ile taksimat dairesi arasındaki uzunluğa baş yüksekliği (h_a), taksimat dairesi ile diş dibi dairesi arasındaki uzunluğa ise taban yüksekliği (h_f) denilir.

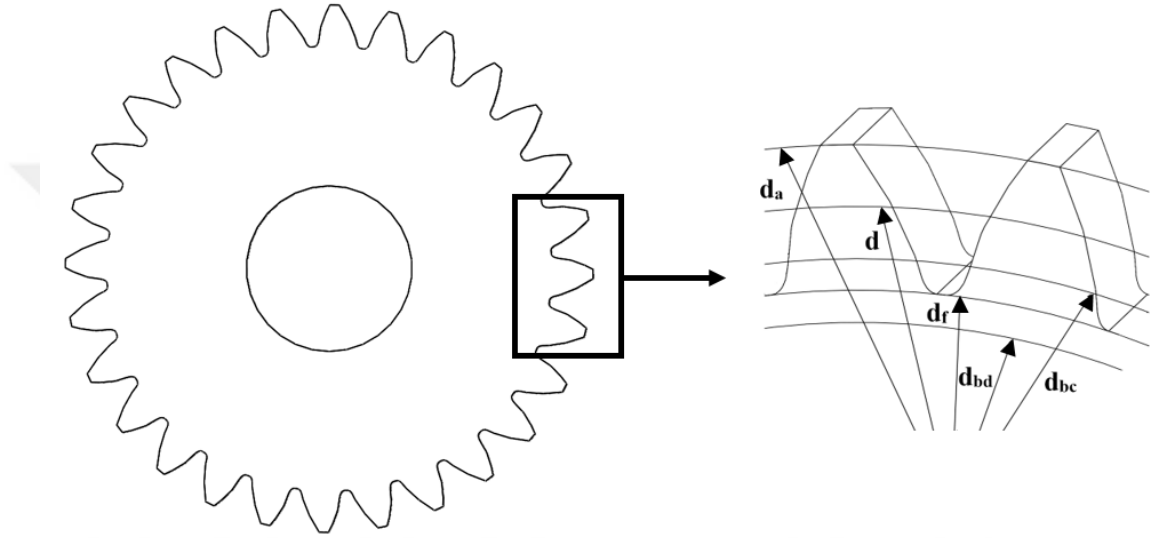
$$d_a = m \cdot z + 2 \cdot h_a \quad (3.5)$$

$$d_f = m \cdot z - 2 \cdot h_f \quad (3.6)$$

Temel daire (d_b) ise diş profilini oluşturan evolvent eğrisinin başladığı çaptır Küçük diş sayılarında diş tabanı temel daireye yaklaşır. Bu durumda, taban yarıçapı küçülür.

$$d_b = m \cdot z \cdot \cos \alpha \quad (3.7)$$

Bu kapsamda, standart (simetrik) evolvent düz dişli çarklarda bir adet temel (*base*) daire bulunurken, asimetrik dişe sahip dişli çarklarda her iki yan yüzey için de ayrı ayrı temel daireler (d_{bd} ve d_{bc}) bulunmaktadır (Doğan, 2020). Asimetrik profile sahip bir evolvent düz dişli çark üzerinde temel dişli büyüklükleri Şekil 3.5 aracılığı ile sunulmuştur.



Şekil 3.5. Asimetrik bir dişli üzerinde temel boyutlar.

Süren (*drive*) taraf için temel daire (d_{bd}):

$$d_{bd} = m \cdot z \cdot \cos \alpha_d \quad (3.8)$$

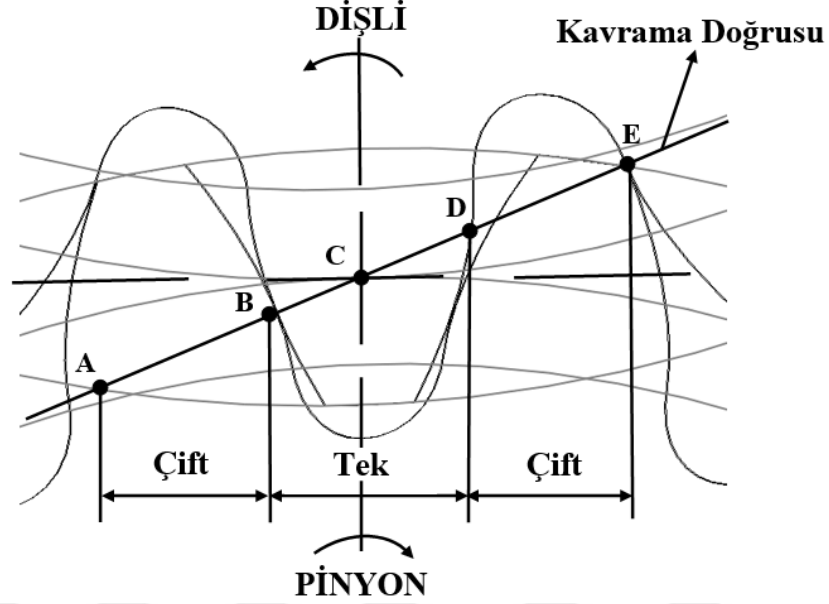
Sürülen (*coast*) taraf için temel daire (d_{bc}):

$$d_{bc} = m \cdot z \cdot \cos \alpha_c \quad (3.9)$$

Eşitlik 3.8 ve 3.9’da α_d ve α_c , sırasıyla, süren ve sürülen taraf basınç açılarını ifade eder. Asimetrik profilli dişli çarklarda süren ve sürülen taraf basınç açılarının farklı olması sebebi ile her iki yan yüzey için temel daireler değişmektedir (Doğan, 2020).

3.1.2. Dişli Çarklarda Kavrama Olayı

Düz dişli çarklarda kavrama olayının “kavrama doğrusu” olarak adlandırılan düz bir çizgi üzerinde gerçekleştiği kabul edilir (bkz. Şekil 3.6). Kavrama olayı döndürülen dişlinin diş başında başlar; döndüren (pinyon) dişlinin diş başında sona erer.



Şekil 3.6. İki diş çiftinin temas hali.

Kavramanın başladığı nokta özel olarak “A” noktası olarak ifade edilir ve pinyon üzerindeki konumu (yarıçapı) Eşitlik 3.10 aracılığı ile hesaplanabilir (Colbourne, 1987).

$$r_{Ap} = \left[\sqrt{r_{bp}^2 + \left((r_p^2 + r_d^2) \sin \alpha - \sqrt{r_{ad}^2 - r_{bd}^2} \right)^2} \right] \quad (3.10)$$

Kavramanın başlangıcında birinci dişli çifti “A” noktasında kavrama halinde iken, ikinci dişli çifti de “D” noktasında kavrama halindedir. Birinci dişli çifti “B” noktasına geldiğinde ise ikinci dişli çifti kavramadan çıkar. Bu durumda, birinci dişli çifti tüm momenti tek başına nakletmeye başlar. Özel olarak “Tek Diş Çifti Temasının Başladığı En Düşük Yarıçaplı Nokta” olarak adlandırılan “B” noktasının pinyon üzerindeki konumu Eşitlik 3.11 kullanılarak hesaplanabilir.

$$r_{Bp} = \left[\sqrt{r_{bp}^2 + \left(\left(\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} \right) - \pi \cdot m \cdot \cos \alpha \right)^2} \right] \quad (3.11)$$

Kavrama doğrusu üzerindeki “C” noktası, kavrama halindeki bir dişli çiftini oluşturan döndüren (pinyon) ve döndürülen dişlinin taksimat dairelerinin kesiştiği noktayı ifade eder. Bu noktanın pinyon üzerindeki konumu Eşitlik 3.2 yardımı ile bulunabilir.

Bu noktaya kadar aktarılanları özetlemek gerekir ise, A – B noktaları arasındaki bölgede diş yükü iki dişli çifti ile nakledilmektedir. Bu bölge “Çift Diş Bölgesi” olarak da adlandırılır (bkz. Şekil 3.6). Moment “Tek Diş Bölgesi” olarak da adlandırılan B – D noktaları arasında bir diş çifti tarafından nakledilir. Akabinde, birinci diş çiftinin “D” noktasına gelmesi ile birlikte yeni bir dişli çifti kavramaya girer ve diş yükü yeniden iki diş çifti ile nakledilmeye başlanır. Bu kapsamda, “D” noktası özel olarak “Tek Diş Çifti Temasının Gerçekleştiği En Yüksek Yarıçaplı Nokta” olarak da adlandırılır.

$$r_{Dp} = \left[\sqrt{r_{bp}^2 + \left(\left(\sqrt{r_{bp}^2 - r_{bd}^2} \right) \tan \alpha - \sqrt{r_{ad}^2 - r_{bd}^2} + \pi \cdot m \cdot \cos \alpha \right)^2} \right] \quad (3.12)$$

Kavrama olayının sona erdiği “E” noktasının pinyon üzerindeki konumu (yani, yarıçapı) Eşitlik 3.5 kullanılarak hesaplanabilir. Bu nokta özel olarak döndüren (pinyon) dişlinin diş başı dairesine tekabül etmektedir.

Kavrama doğrusu üzerindeki her bir bölgenin uzunlukları, sırasıyla, Eşitlik 3.13 ila 3.16 kullanılarak bulunabilir. Eşitliklerde “A” noktası referans nokta kabul edilmiştir.

$$|AE| = \sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ad}^2 - r_{bd}^2} - a_d \cdot \sin \alpha \quad (3.13)$$

$$|AD| = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha \quad (3.14)$$

$$|AC| = |CE| = \frac{|AE|}{2} \quad (3.15)$$

$$|AB| = |AE| - \pi \cdot m \cdot \cos \alpha \quad (3.16)$$

Eşitlik 3.13'te $|AE|$ kavrama boyunu, a_d ise eksenler arası mesafeyi ifade etmektedir. Bu kapsamda, kavrama boyunun ($|AE|$) temel daire üzerindeki taksimata oranına kavrama oranı (ε_α) denilmektedir. Teorik olarak en büyük kavrama oranı döndüren (pinyon) ve döndürülen dişlinin diş sayıları (z_1 ve z_2) sonsuz olduğunda elde edilir ki, $\alpha = 20^\circ$ için $\varepsilon_{\alpha\text{maks}} = 1,98$ bulunur.

Dişli çarklarda hareket ve moment naklinin sürekliliği için her zaman en az bir diş çiftinin kavrama halinde olması gerekmektedir. Bu kapsamda, kavrama oranı en az 1'den ve mümkünse 1,25'ten büyük olmalıdır. Standart bir alın düz dişli çark mekanizmasının kavrama oranı Eşitlik 3.17 aracılığı ile hesaplanabilir.

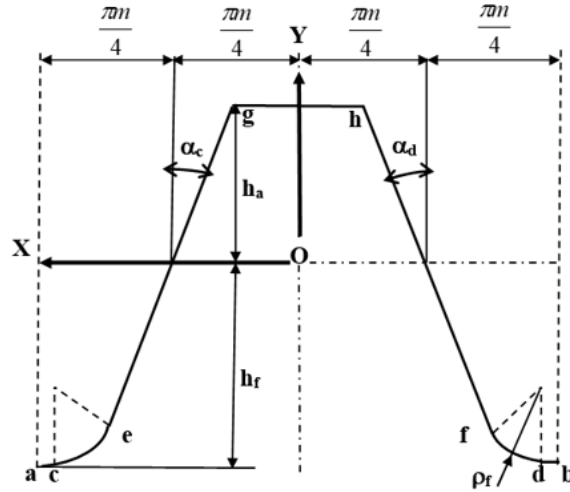
$$\varepsilon_\alpha = \frac{|AE|}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \frac{\sqrt{r_{a_p}^2 - r_{b_p}^2} + \sqrt{r_{a_d}^2 - r_{b_d}^2} - a_d \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \quad (3.17)$$

Bölüm 2 dâhilinde detaylandırıldığı üzere, DSPA değerinin artması ile birlikte kavrama oranı azalır ve yük daha uzun süre tek bir diş çifti ile taşınır. Bu durum, asimetrik profile sahip dişli çarkların önemli bir dezavantajı olarak dikkat çekmektedir. Kavrama oranının azalması neticesinde, aynı zamanda, dişlere etki eden dinamik kuvvetlerin de artması beklenmektedir (Karpas, 2005). Bununla birlikte, asimetrik dişe sahip dişli çarkların uygun bir uygulama alanında kullanılmaları halinde standart (simetrik) tasarımlara karşı (1) mukavemet (Pedersen, 2010), (2) darbe dayanımı (Kalay vd., 2021) ve (3) yorulma ömrü (Doğan vd., 2021) bakımından sağladığı avantajlar göz ardı edilmemelidir. Sonuç olarak, dişli tasarımı esnasında DSPA ve kavrama oranı arasında uygun ödünleşme sahip bir seçim yapılması gerekmektedir.

3.2. Makro Geometrilerin Oluşturulması

Dişli Ana Kanunu'nu sağlayan farklı dişli profilleri bulunmasına rağmen (1) imalat kolaylığı, (2) eksenler arası mesafenin hassasiyet gerektirmemesi ve (3) aynı takım kullanılarak farklı dişlilerin imal edilebilmesi gibi avantajlarından dolayı evolvent profil, günümüzde en çok kullanılan yüzey profili olarak yerini almaktadır.

Evolvent profile sahip dişli çarklar temelde yan yüzeyleri evolvent, kök kısımları ise trokoid olmak üzere iki farklı eğrinin birleşmesi ile oluşmaktadır. Tez çalışması kapsamında, rijitlikleri hesaplanacak olan dişli geometrilerinin matematik modellemesi yapılmış ve iki boyutlu CAD geometrileri oluşturulmuştur. Modellerin oluşturulmasında kullanılan kremayer tipi kesici takım profili Şekil 3.7'de sunulmuştur.



Şekil 3.7. Kremayer tipi kesici takımın temel boyutları.

Kesici takım geometrisi dikey eksen ile “ α ” basınç açısı kadar eğik olan iki adet doğrusal bölge ve kesici takımın baş kısmındaki yarıçap bölgesinden oluşmaktadır. Doğrusal bölgeler diş geometrisinin evolvent eğrisini, kesici takım uç bölgesindeki yarıçap bölgesi ise diş geometrisinin trokoid bölgesini oluşturmaktadır.

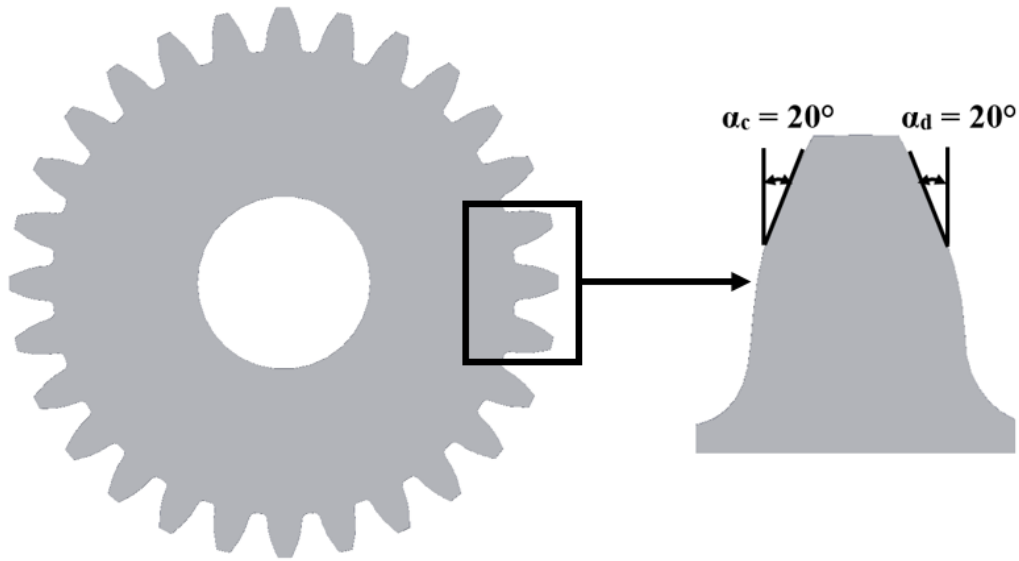
Dikey eksen ile olan “ α ” açısı dişli çarkın basınç açısını (α_c : Sürülen Taraf Basınç Açısı ve α_d : DSPA), h_a diş başı yüksekliğini, h_f ise taban yüksekliğini belirlemektedir. Kesici takımın (ce) ve (df) bölgeleri, diş kökü bölgesini oluşturmaktadır. Bu parametrelerin

farklı değerler alması ile farklı geometrik özelliklere sahip diş çark tasarımları yapılabilmektedir.

3.2.1. Düz Dişlilerin Geometrik Karakteristikleri

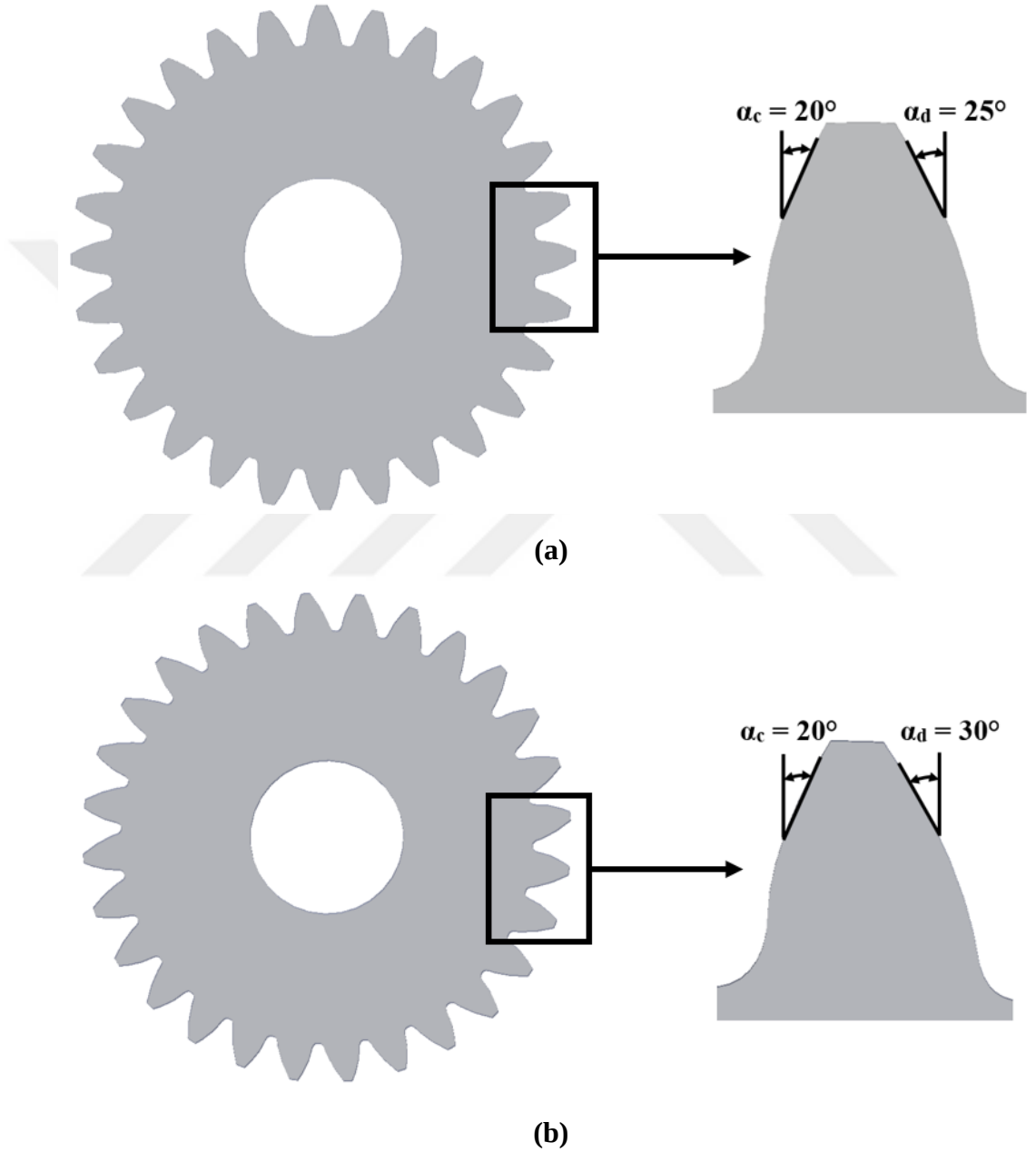
Düz dişli çarklarda evolvent profil üzerinde moment naklinin gerçekleştiği tarafa “süren” taraf, diğer tarafa ise “sürülen” taraf ismi verilmektedir. Standart (simetrik) tasarımlarda her iki tarafın basınç açısı (α) birbirine eşittir ve tipik olarak 20° olarak belirlenmektedir. Diğer taraftan, asimetrik profilli dişli çarklarda ise DSPA değeri (α_d) sürülen taraf basınç açısından (α_c) daha büyük olacak şekilde atanmaktadır. Bu kapsamda, karşılaştırmalı bir araştırma çalışmasında farklı DSPA tercihleri yapılabileceği aşikârdır. Bununla birlikte, literatür taraması asimetrik dişlilerin tasarımı hususunda yaygın olarak 25° ila 35° arasında değişen DSPA değerlerinin tercih edildiğini ortaya koymaktadır.

Mevcut tez çalışması kapsamında standart ($20^\circ/20^\circ$) tasarımlara ek olarak asimetrik ($20^\circ/25^\circ$ ve $20^\circ/30^\circ$) diş profilinin de titreşim karakteristiği ve DL temelli bir yaklaşımın hata sınıflandırma doğruluk oranı üzerindeki etkisi karşılaştırmalı olarak ele alınmıştır. Bu noktada, 35° DSPA değerine sahip dişli çarkların her diş kök yarıçapı (ρ) için üretilmeyeceği hususu da dikkate alınmıştır (Kalay vd., 2021). Tez çalışması dâhilinde CATIA® ve MATLAB® programları aracılığı ile tasarlanan standart profilli evolvent düz dişli çarklara bir örnek Şekil 3.8’te sunulmuştur.



Şekil 3.8. Standart (simetrik) düz dişli çarkların geometrik karakteristikleri.

Bu tez çalışmasının birincil amacı, DL temelli bir metot aracılığı ile standart ve asimetric profilli düz dişli çarklarda meydana gelen diş dibi çatlağı hasarlarını tespit etmek ve diş asimetrisinin hata tespitini kolaylaştırmada bir avantaj sağlayıp sağlamadığının araştırılmasıdır. Tez çalışması dâhilinde kullanılacak DSPA değerlerinin diş geometrisi üzerindeki etkilerine dair görseller Şekil 3.9’da sunulmuştur.



Şekil 3.9. DSPA değerinin düz dişlilerin geometrik karakteristikleri üzerindeki etkisi: (a) 20°/25° ve (b) 20°/30° diş profilleri.

Bir temel oluşturmak bakımından, DSPA değerinin artması ile (1) diş dibinin kalınlaştığı ve (2) diş başının sivrileştiği hususları göze çarpmaktadır (bkz. Şekil 3.9). Bu kapsamda, diş dibinin kalınlaşması mukavemeti arttırıcı bir unsurdur.

Bu tez çalışması, tasarlanan dişli çarkların modül (m) değerini 3,175 mm, diş sayısını (z) ise 28 olarak (çevrim oranı: $i = \frac{z_2}{z_1} = 1$) belirlenmiştir. Havacılık alanında yaygın olarak kullanılan AISI 9310 çeliğinin malzeme özellikleri CATIA® ve MATLAB® programları aracılığı ile oluşturulan üç boyutlu CAD geometrilerine atanmıştır. Hatırlatma maksadı ile DSPA değeri değişken dişli tasarım parametresi olarak değerlendirilmektedir. Çizelge 3.2, bu tez çalışması kapsamında tanımlanan dişli tasarım parametrelerini ve AISI 9310 çeliğinin temel malzeme özelliklerini (Kalay vd., 2023a) sunmaktadır.

Çizelge 3.2. Dişli tasarım parametreleri

Parametre	Birim	Değer
Modül (m)	mm	3,175
Diş Sayısı (z)	–	28
Baş Yüksekliği (h_a)	mm	$1 \cdot m$
Taban Yüksekliği (h_f)	mm	$1,352 \cdot m$
Sürülen Taraf Basınç Açısı (α_c)	derece	20°
DSPA (α_d)	derece	$20^\circ / 25^\circ / 30^\circ$
Diş Kök Yarıçapı (ρ)	mm	$0,1 \cdot m$
Diş Genişliği (b_t)	mm	1
Malzeme	–	AISI 9310
Poisson Oranı	–	0,3
Young Modülü	N/mm ²	206000

3.2.2. Dişli Çarkların Şekillendirilmesi

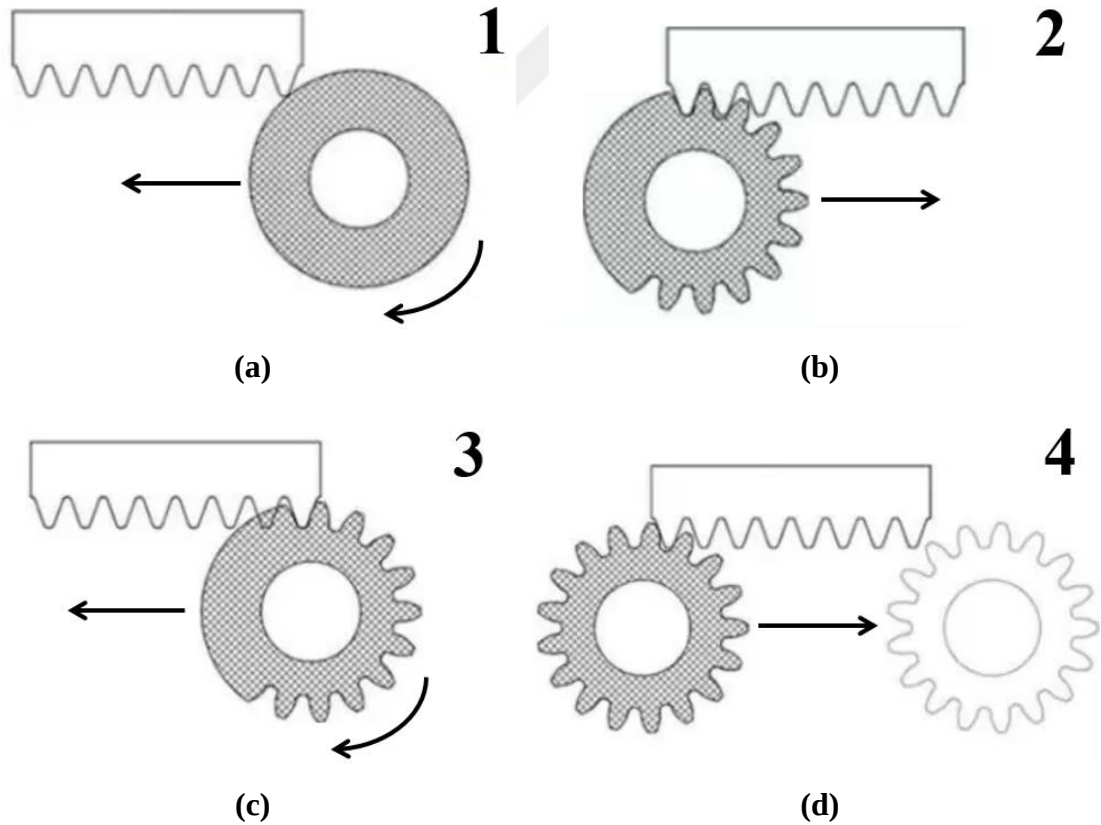
Dişli çarklar üretileceği malzemeye, boyutlarına ve ürün sayısına bağlı olarak farklı yöntemler ile imal edilebilir. Şekillendirme; pres, döküm ve sinterleme gibi talaşsız imalat tekniklerinin yanı sıra çeşitli talaşlı imalat yöntemleriyle de yapılabilir. Talaşlı

imalata dayalı yöntemler; takımın ve dişli taslağının birbirlerine göre hareketlerinin, sanki bir dişli kutusunda birbirlerini kavramış iki dişlinin hareketiymiş gibi gerçekleştirilmesi esasına dayanmaktadır. Bu sayede takım dişli taslağında diş boşluklarını açabilir.

Modern endüstriyel koşullarda, dişli çarkların çoğunluğu yuvarlanma metodu ile çalışan tezgâhlarda imal edilir. Düz ve helisel dişli çarkların üretiminde yaygın olarak kullanılan üç yöntem şu şekildedir,

- Kremayer şeklindeki kesici bıçak ile diş açma (MAAG sistemi),
- Dişli çark şeklindeki kesici bıçak ile diş açma (FELLOW yöntemi),
- Sonsuz vida şeklindeki freze ile diş açma (azdırma yöntemi),

Bu kapsamda, tez çalışması dâhilinde esas alınan kremayer tipi kesici takım ile diş açma yöntemine dair şematik bir görsel, örnek teşkil etmesi bakımından Şekil 3.10’da sunulmuştur.

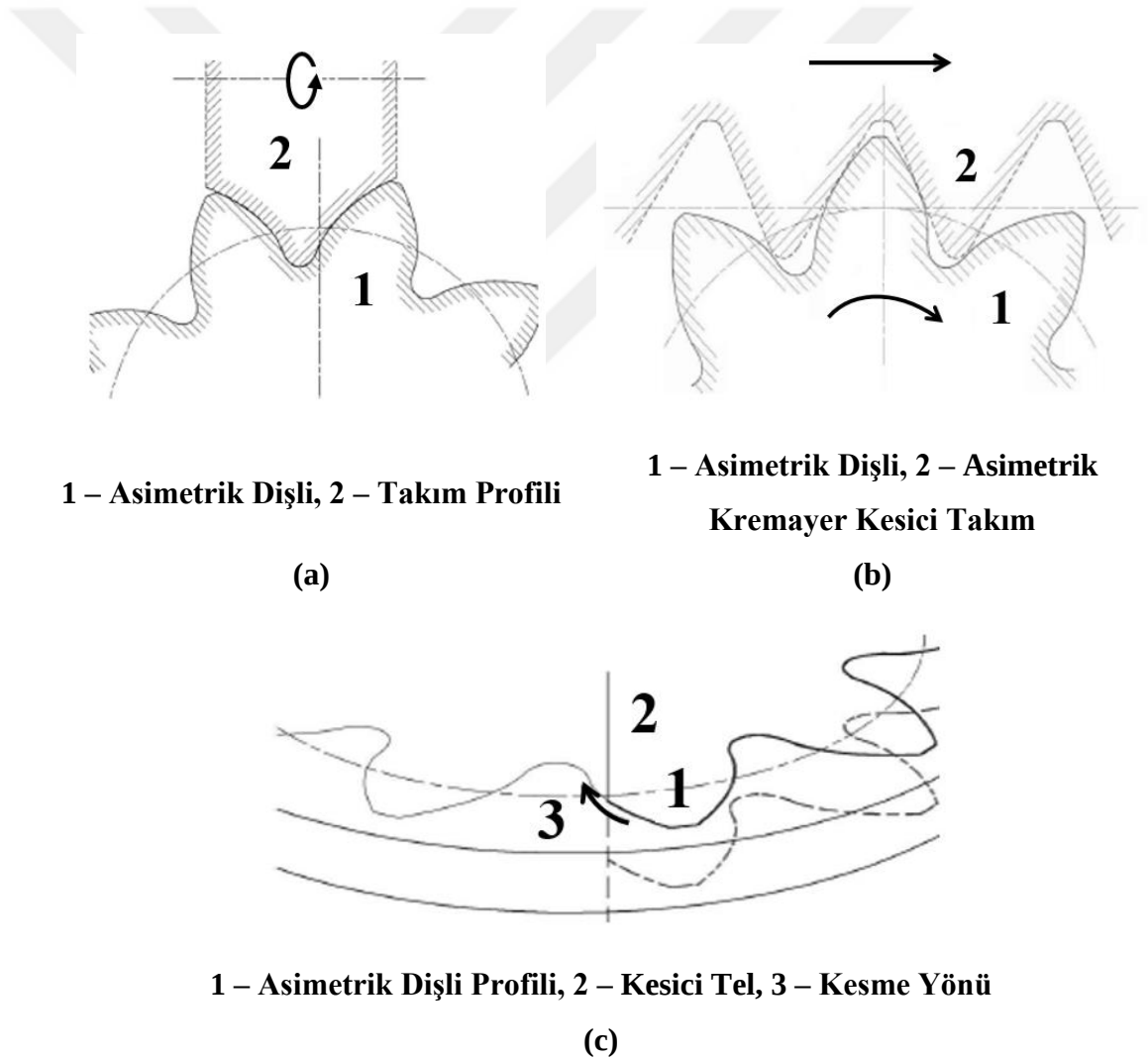


Şekil 3.10. MAAG diş açma sisteminin şematik gösterimi: (a) başlangıç, (b) geri dönüş, (c) tekrar ve (d) son ve geri dönüş (Fang, 2019).

Literatür taraması, standart olmayan asimetrik dişe sahip evolvent dişli çarkların üretimi için (1) talaşlı imalata ve (2) form şekillendirmeye bağlı iki ana üretim yöntemi olduğunu ortaya koymaktadır (Kapelevich, 2018).

Talaşlı imalata dayalı yöntemler başlığı altında toplanan yaklaşımları da kendi aralarında üç gruba ayırmak mümkündür. Bu üç grup;

- Dişli form verme,
- Kremayer tipi kesici takım ile işleme,
- Tel erezyon yöntemi ile üretimdir. Bu yöntemlere dair şematik görseller Şekil 3.11’de sunulmuştur (Kapelevich, 2018).



Şekil 3.11. Asimetrik dişli çarkların üretim yöntemleri: (a) dişli form verme, (b) kremayer tipi bir kesici takım ile işleme ve (c) tel erezyon yöntemi ile üretim (Kapelevich, 2018).

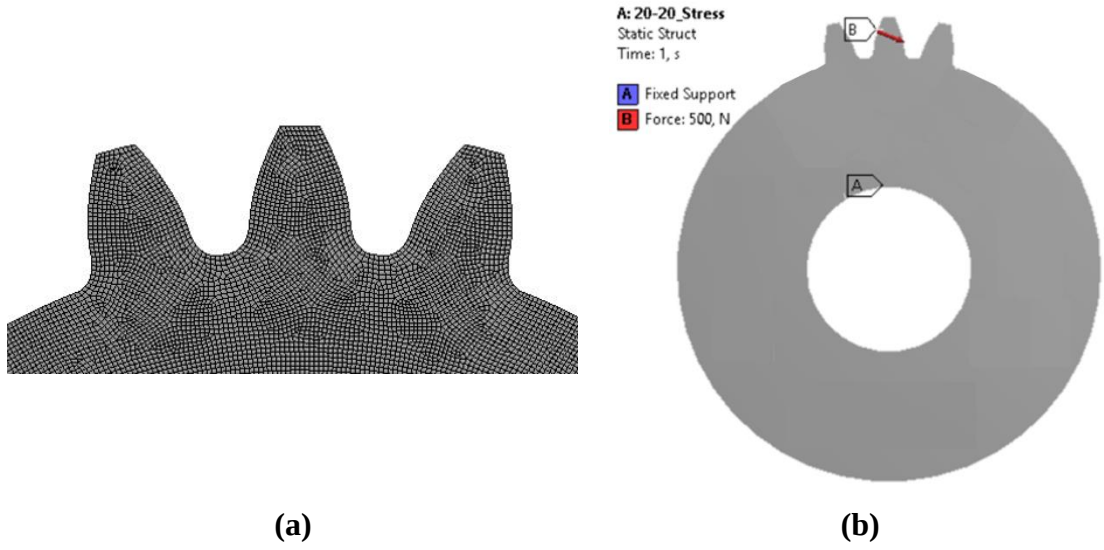
Diğer bir alt grup olan form şekillendirme yöntemi sıklıkla polimer ya da plastik dişli çarkların imalatında kullanılsa dahi; bu yöntem metal dişli üretimi için de uygundur. Döküm, haddeleme ve sinterleme gibi yöntemler kullanılarak da dişli çark üretimi gerçekleştirilmesi mümkündür (Doğan, 2020). Tez çalışmasının deneysel uygulamaları dâhilinde üretilen dişli çark numuneleri, literatür ile uyumlu bir biçimde tel erezyon yöntemi ile üretilmiştir (Lei ve Zuo, 2009).

3.3. Çatlak İlerleme Yollarının Tanımlanması

Mevcut literatürde diş dibi çatlaklarının dişli dinamik davranışı üzerindeki etkilerini inceleyen birçok araştırma, çatlak ilerleme yollarını herhangi bir nümerik ya da analitik temele dayandırmadan yatay ile belirli bir açı yapan düz çizgiler (bkz. Şekil 2.2a) olarak tanımlamıştır (Mohamed vd., 2018). Bununla birlikte, gerçekçi çatlak ilerleme yolları tanımlamak, özellikle, havacılık gibi uygulama alanlarında güvenilir modeller kurulması bakımından büyük bir mühendislik değeri taşır. Bu sınırlamanın üstesinden gelmek ve gerçeğe yaklaşmak adına, mevcut tez çalışması dâhilinde ANSYS® Workbench SMART Crack-Growth modülü aracılığı elde edilen nümerik çatlak yolları, oluşturulan üç boyutlu dişli CAD tasarımlarına tanımlanmıştır. Bahse konu çatlak ilerleme yolları aynı zamanda literatürdeki mevcut deneysel çalışmalar ile doğrulanmıştır (Lewicki, 1996).

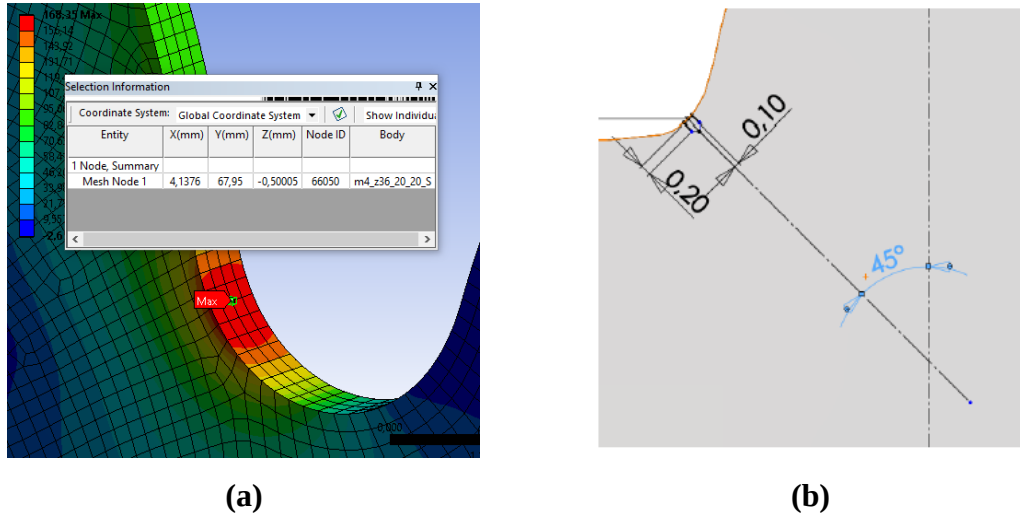
Tez çalışması dâhilinde oluşturan üç boyutlu CAD tasarımlara tanımlanacak farklı derecelerdeki (%25-%50-%75-%100) diş dibi çatlağı hasarının dişli geometrisi üzerindeki konumunun belirlenmesi için ANSYS® Workbench ortamında statik yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Buradaki amaç; diş dibinde maksimum eğilme gerilmesinin meydana geldiği noktanın koordinatlarını (x, y, z) elde etmektir. Bu kapsamda, maksimum gerilmenin olduğu nokta diş dibi çatlağının başlangıç konumu olarak tayin edilmiştir. Bu durum mevcut literatür ile uyumludur (Doğan vd., 2021).

Elde edilen koordinat bilgileri, akabinde gerçekleştirilecek çatlak ilerleme analizlerine girdi verisi oluşturmaktadır. Gerilme analizleri için uygulanan ağ yapısı ve sınır şartlarına dair birer örnek Şekil 3.12’te sunulmuştur. Bahse konu analizler tez çalışması dâhilinde incelenen her üç diş profili (20°/20°, 20°/25° ve 20°/30°) için de uygulanmış olup, bu alt başlık altında bir örnek teşkil etmesi bakımından yalnızca standart (simetrik) profilli evolvent düz dişli çarklara tanımlanan sınır şartlarının görselleri sunulmuştur.



Şekil 3.12. Gerilme analizleri: (a) ağ yapısı ve (b) sınır şartları.

Gerçekleştirilen statik gerilme analizleri kapsamında gerek ağ yapısının oluşturulması gerekse de çözüm süresinin kısaltılması amacı ile literatürde sıklıkla kullanılan “üç diş” modelinden faydalanılmıştır (Pedersen, 2010). Bu kapsamda, oluşturulan FE modeli yaklaşık 28,200 eleman ve 148,000 düğüm noktası içermektedir. Modelin ağ yapılarına dair eleman ve düğüm noktası sayıları diş profiline (yani, geometri değişimi) bağlı olarak değişmekle birlikte, burada yaklaşık bir değer ifade edilmiştir.



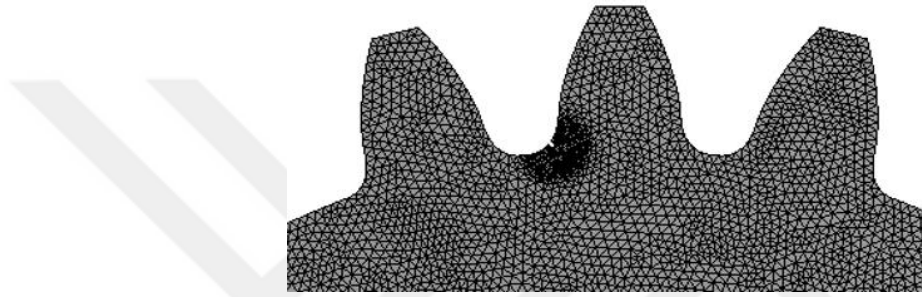
Şekil 3.13. Çatlak yollarının tanımlanması: (a) maksimum diş dibi gerilmesinin meydana geldiği nokta ve (b) çatlak geometrisi.

Oluşturulan FE modelinde (bkz. Şekil 3.12b) mil göbeği altı serbestlik derecesi de sıfır olacak şekilde sabitlenmiş; 500N’luk diş yükü “Tek Diş Çifti Temasının Gerçekleştiği En

Yüksek Yarıçaplı Nokta” olarak tabir edilen “D” noktasına uygulanmıştır. Bu kapsamda, en yüksek gerilmenin oluştuğu noktanın koordinatları Şekil 3.13a’da sunulmuştur.

Maksimum gerilmenin meydana geldiği nokta üzerine 0,1 mm genişliğinde ve 0,2 mm uzunlukta 45° eğime sahip bir çatlak tanımlanmıştır (bkz. Şekil 3.13b).

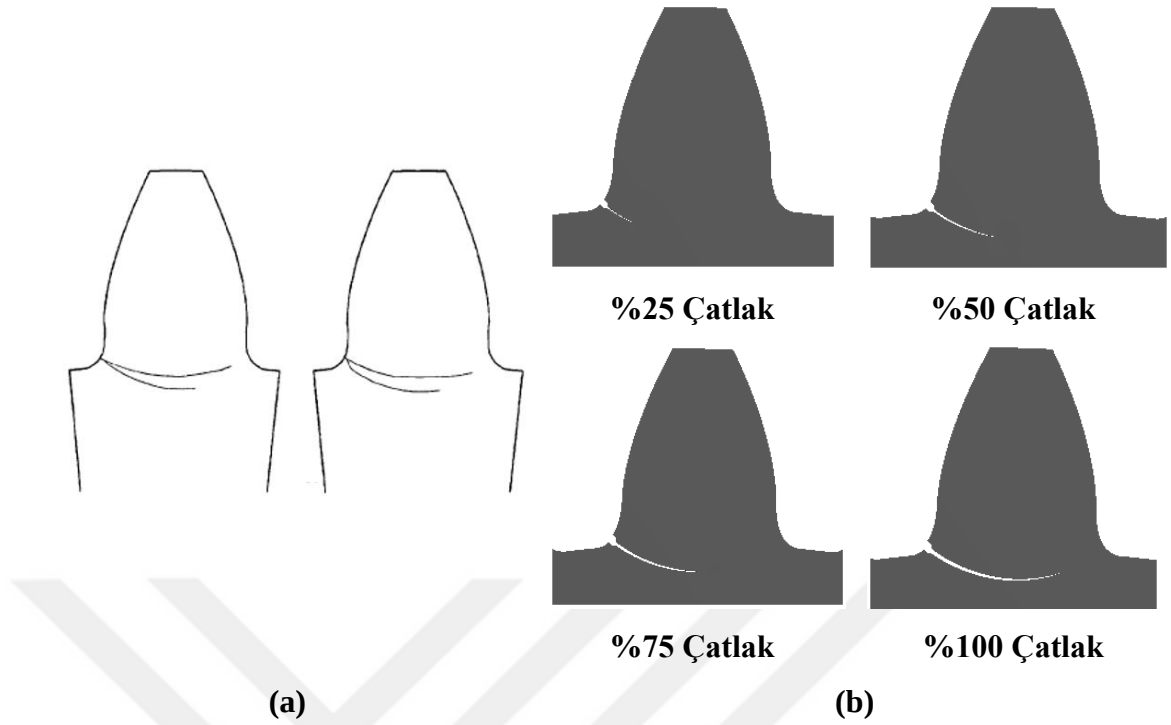
Çatlak ilerleme analizleri dâhilinde diş bölgesinde 0,4 mm uzunluğunda ve çatlak bölgesinde ise 2 mm çapında bir daire içerisinde 0,15 mm uzunluğunda SOLID 187 quadratic tetrahedral elemanlardan oluşan bir ağ yapısı kullanılmıştır (bkz. Şekil 3.14).



Şekil 3.14. Çatlak yayılma analizinde kullanılan ağ yapısı (Doğan vd., 2020).

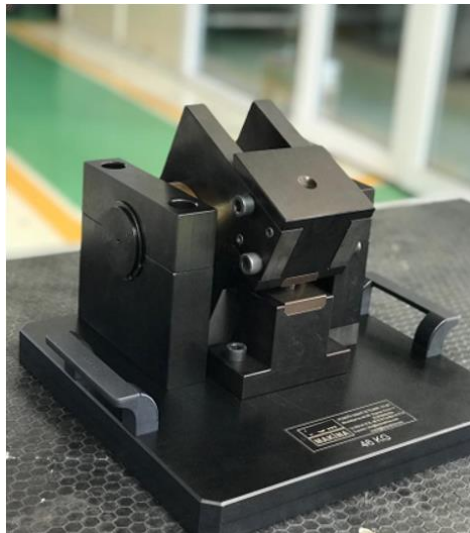
Çatlak ilerleme analizlerinde gereğinden fazla eleman sayılarına çıkılmaması için diş kalınlığı 1 mm olarak alınmıştır. Bu neden ile dişli üzerine etki edecek kuvveti düşük bir değer tanımlamak yeterli olacaktır (Doğan vd., 2023). Dişlinin mil çapı tamamen sabitlenerek, çatlakların ilerletileceği dişe “Tek Diş Çifti Temasının Gerçekleştiği En Yüksek Yarıçaplı Nokta” üzerinden 500 N’luk bir kuvvet uygulanmıştır.

Mevcut tez çalışması dâhilinde (1) sağlıklı durum, (2) %25 çatlak, (3) %50 çatlak, (4) %75 çatlak ve (5) %100 çatlak derecesi olmak üzere beş adet sağlık durumu (yani, etiket) tanımlanmıştır. Tanımlamasının bundan sonraki aşamalarındaki önemine istinaden, %100 çatlak derecesinin; çatlak ucunda meydana gelen eğilme gerilmesi değerinin malzemenin (yani, AISI 9310) akma mukavemetini aştığı noktayı ifade ettiğinin vurgulanması önem arz etmektedir. Yani, çatlak bu noktaya (yani, %100 çatlak) kadar ilerleyecek ve ardından hızlı bir kırılma gerçekleşecektir. Bu kapsamda, %100 çatlak derecesinin %25, %50 ve %75’lik porsiyonları nümerik çalışmalar dâhilinde belirlenen diğer sağlık koşullarını (%25-%50-%75 çatlak) oluşturmaktadır. Standart diş profili için elde edilen çatlak ilerleme yollarına bir örnek (literatür doğrulaması ile birlikte) Şekil 3.15’te sunulmuştur.

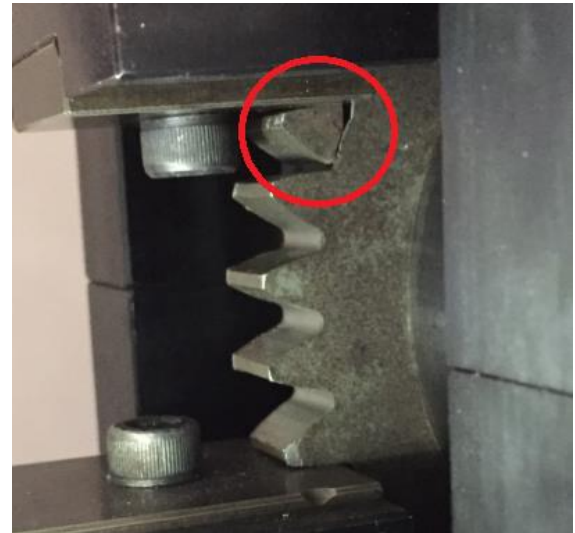


Şekil 3.15. Elde edilen nümerik çatlak yollarının literatür ile karşılaştırılması: (a) Lewicki (1996) tarafından elde edilen bulgular ve (b) mevcut tez çalışmasının bulguları.

Literatürdeki birçok araştırma çatlak ilerleme yollarının yedekleme oranına (*backup ratio*) bağlı olduğuna ortaya koymuştur (Mohammed vd., 2013). Diş dişi çatlakları genellikle düşük yedekleme oranlarında (örneğin, 0,3) rim bölgesine doğru ilerlerken; görece yüksek yedekleme oranlarında (örneğin, 3,3) ise diş boyunca ilerlemektedir.



(a)



(b)

Şekil 3.16. Nümerik çatlak ilerleme yollarının deneysel olarak doğrulanması: (a) SAE tek diş yorulma aparatı ve (b) elde edilen örnek bir çatlak ilerleme yolu (Kalay vd., 2023a).

Şekil 3.15 incelendiğinde mevcut tez çalışmasında elde edilen çatlak ilerleme yollarının literatür ile uyumlu bir şekilde diş boyunca yayıldığı görülmektedir. Bu kapsamda, Lewicki (1996) tarafından elde edilen sonuçlar ile yapılan doğrulamaya ilaveten tez çalışması dahilinde SAE tek diş yorulma aparatı kullanılarak da benzer bir doğrulama çalışması gerçekleştirilmiştir (Kalay vd., 2023a). Tek diş yorulma aparatı kullanılarak elde edilen deneysel çatlak ilerleme yolları da ANSYS® Workbench SMART Crack-Growth modülü aracılığı ile bulunan nümerik çatlak yollarını doğrulamaktadır (bkz. Şekil 3.16).

3.4. Tek Diş Rijitliği

Bir dişli çarkın her bir tekil dişi özel profile sahip birer ankastre kiriş olarak düşünülerek basitleştirilebilir (Doğan ve Karpat, 2019). Operasyon esnasında dişlere etkiyen yükler belirli bir elastik deformasyona (yük doğrultusunda) sebep olacaktır. Bu deformasyon miktarı ise dişin (1) eğilme, (2) Hertz ve (3) kayma deformasyonunun toplamına tekabül eder (Karpat vd., 2017). Bu alt başlık altında, diş geometrisine etkiyen kuvvetler “ F ” ve bu yükler altında dişlerde meydana gelen deformasyon “ x ” sembolü ile ifade edilecektir. Burada, tek diş rijitliği (k) dişin ilgili yarıçapı üzerine etkiyen kuvvetin toplam deformasyona oranı şeklinde hesaplanabilir (bkz. Eşitlik 3.18–3.23).

$$k_{p_1} = \frac{F}{x_{p_1}} \quad (3.18)$$

$$k_{d_1} = \frac{F}{x_{d_1}} \quad (3.19)$$

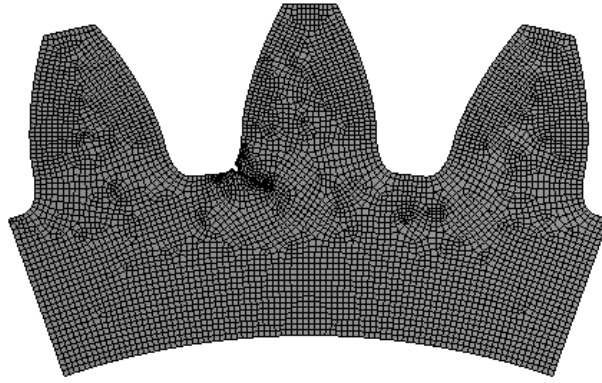
$$k_{p_2} = \frac{F}{x_{p_2}} \quad (3.20)$$

$$k_{d_2} = \frac{F}{x_{d_2}} \quad (3.21)$$

$$k_{p_3} = \frac{F}{x_{p_3}} \quad (3.22)$$

$$k_{d_3} = \frac{F}{x_{d_3}} \quad (3.23)$$

Alt indisler “p” ve “d”, sırasıyla, döndüren (pinyon) ve döndürülen dişliyi; “1, 2, 3” numaraları ise kavrama halindeki dişli sırasını ifade etmektedir (bkz. Eşitlik 3.18–3.23). Mevcut tez çalışması, tekil bir dişin “F” diş yükü etkisindeki toplam elastik deformasyonunu hesaplamak adına ANSYS® Workbench ortamında bir FE modeli oluşturmuştur. Hesaplama süresini kısa tutmak için burada da “üç diş” modelinden faydalanılmıştır (Pedersen, 2010). Oluşturan ağ yapısı üç boyutlu SOLID187 hexahedral elemanlardan ileri gelmektedir. Bu kapsamda, 1 mm diş genişliği (b_t) için gerçekleştirilen FE simülasyonları (bkz. Çizelge 3.2) 25,000 eleman ve 110,000 düğüm noktası içermektedir (bkz. Şekil 3.17).



Şekil 3.17. Sağlıklı ve çatlaklı (%25-%50-%75-%100) dişlilerin tek diş rijitliği hesabında oluşturulan ağ yapısı.

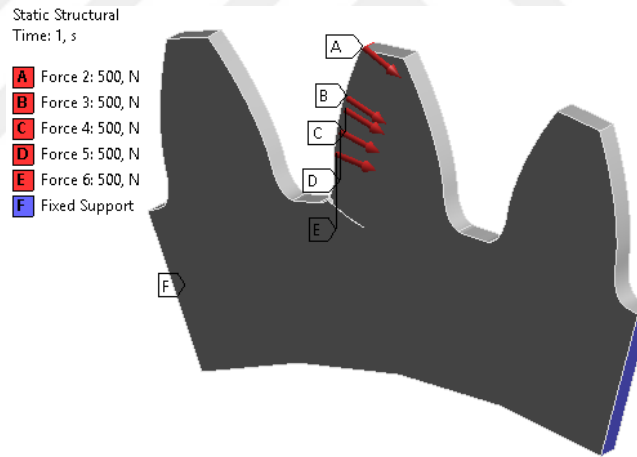
Şekil 3.18 oluşturulan FE modelinin sınır şartlarını sunmaktadır. Mevcut tez çalışması bu aşamada analiz tipi olarak statik koşulların entegre edilmiş versiyonu olan “static-step” analiz tipini kullanmıştır (Doğan vd., 2023). Bu şekilde, dişli geometrisi ANSYS® Workbench ortamında bir kez analiz edilerek beş farklı noktanın (yani, yarıçap) toplam deformasyonu (x) bir defada hesaplanabilir. Seçilen her bir noktanın (kavrama doğrusu

üzerindeki “A”, “B”, “C”, “D” ve “E” noktaları) farklı yarıçaplara sahip olması sebebi ile kuvvetin (F) diş profili üzerinde etkidiği noktaların basınç açıları da değişecektir. Bu kapsamda, kuvvetin etkidiği her bir noktanın basınç açısı “ $\alpha_{(i)}$ ” Eşitlik 3.24 kullanılarak bulunabilir (Karpat vd., 2017).

$$r \cdot \cos \alpha = r_{(i)} \cdot \cos \alpha_{(i)} \quad (3.24)$$

Eşitlik 3.24’te r sembolü taksimat dairesinin yarıçapını, α taksimat dairesi (yani, “C” noktası) üzerindeki basınç açısını (ki bu değer 20° ’dir), $r_{(i)}$ diş profili üzerindeki herhangi bir yarıçapı ve $\alpha_{(i)}$ ilgili yarıçapın basınç açısını temsil eder.

Dişli geometrisinin mil göbeği ve yan yüzeylerine altı serbestlik derecesi de sıfır olacak şekilde (*fixed support*) sınır şartları tanımlanmıştır (bkz. Şekil 3.18). Diş geometrisine etkiyecek kuvvet değeri ise 500 N olarak belirlenmiştir (Doğan, 2020).



Şekil 3.18. Tek diş rijitliği hesabı için oluşturulan FE modelinin sınır şartları.

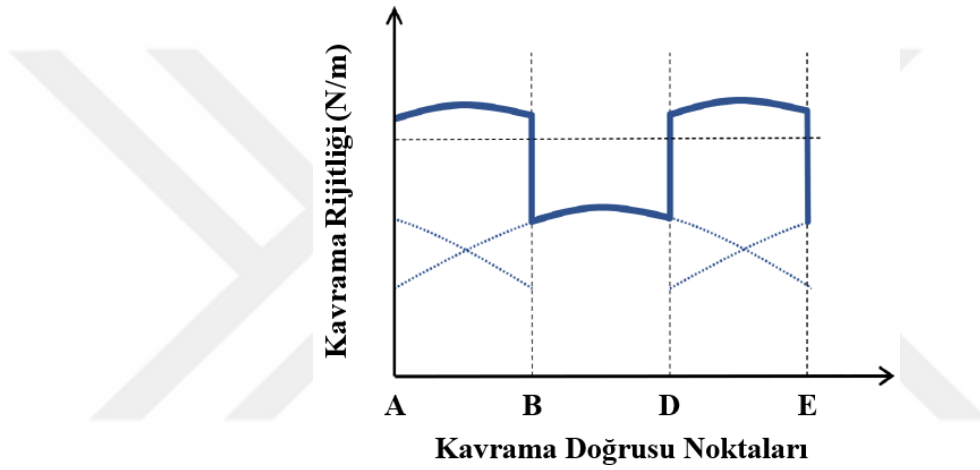
Bu aşamada diş geometrisine uygulanan kuvvet değeri artsa (ya da azalsa) dahi ilgili yarıçapta meydana gelen toplam deformasyon miktarı da kuvvetteki değişim ile orantılı biçimde artacağı (ya da azalacağı) için tek diş rijitliği üzerinde herhangi bir etkisi bulunmamaktadır (bkz. Eşitlik 3.18–3.23).

Analizler neticesinde kavrama doğrusu üzerindeki beş karakteristik nokta için de tek diş rijitliği değerleri elde edilmiştir. Elde edilen bulgular ışığında tez çalışması dâhilinde

belirlenen her bir senaryo için Excel® ortamında tek diş rijitliği-yarıçap grafikleri çizdirilmiş ve akabinde rijitlik denklemleri elde edilmiştir.

3.5. Kavrama Rijitliği

Kavrama rijitliği bir dişin kavrama döngüsü esnasında deformasyona dayanma kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır (Ma vd., 2019). Bir dişli çiftinin diş(ler)inde gelişen diş dibi çatlağı hasarı ise transmisyon doğruluğunu azaltarak dişli rijitliğinin düşmesine yol açar (Wang ve Shao, 2017). Kavrama rijitliğindeki değişim; iletim hatasında ve dolayısıyla sistemin titreşim cevabında dalgalanmalara sebep olacaktır.



Şekil 3.19. Bir düz dişli çarkın genel kavrama rijitliği karakteristiği.

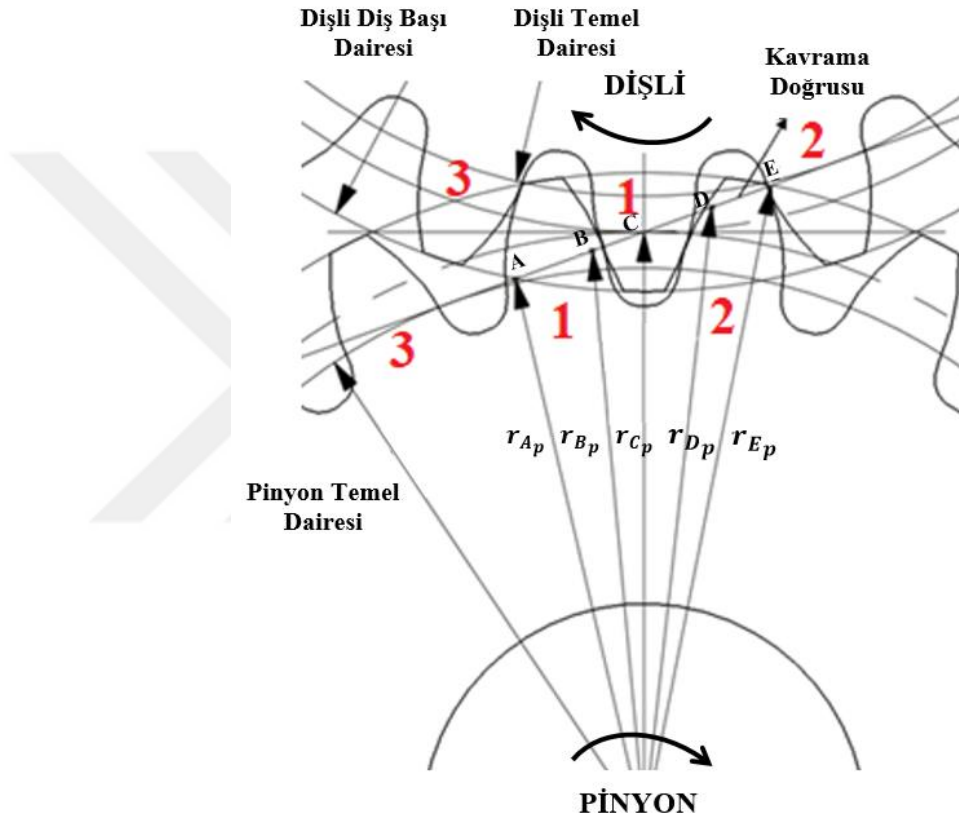
Kavrama rijitliği hesabı esnasında kavrama halindeki dişler “seri” bağlanmış yaylar gibi düşünülür. Arkadan gelen diğer dişli çifti ise ilk anda kavrama halinde olan birinci dişli çifti ile “paralel” bağlı bir yay gibi davranır (Doğan ve Karpat, 2019). Bu bilginin ışığında, sırasıyla, birinci (K_1), ikinci (K_2) ve üçüncü (K_3) dişli çiftlerinin eşdeğer rijitlik değerleri kendi aralarında Eşitlik 3.25–3.27 kullanılarak hesaplanabilir.

$$K_1 = \frac{k_{p1} \cdot k_{d1}}{k_{p1} + k_{d1}} \quad (3.25)$$

$$K_2 = \frac{k_{p2} \cdot k_{d2}}{k_{p2} + k_{d2}} \quad (3.26)$$

$$K_3 = \frac{k_{p_3} \cdot k_{d_3}}{k_{p_3} + k_{d_3}} \quad (3.27)$$

Bu alt başlık altında detaylandırılan hususların (ve notasyonun) daha iyi anlaşılabilmesi maksadı ile düz dişli çark çiftleri arasında gerçekleşen kavrama olayı Şekil 3.20 yardımı ile görselleştirilmeye çalışılmıştır.



Şekil 3.20. Düz dişli çark çiftlerinin kavrama olayı.

Kavrama birinci ve ikinci dişli çiftlerinin temasına ($|AB|$ arasında) bağlı olarak gerçekleşiyor ise kavrama rijitliği (K_{gt}) Eşitlik 3.28 ile hesaplanabilir.

$$K_{gt} = K_1 + K_2 \quad (3.28)$$

Kavramanın yalnızca birinci dişli çifti arasında gerçekleştiğini varsayalım ($|BD|$ arasında). Bu durumda kavrama rijitliği Eşitlik 3.29 yardımı ile bulunabilir.

$$K_{gt} = K_1 \quad (3.29)$$

Son olarak, kavrama birinci ve üçüncü dişli çiftleri arasında ($|DE|$ arasında) gerçekleşiyor ise kavrama rijitliği Eşitlik 3.30 ile hesaplanabilir.

$$K_{gt} = K_1 + K_3 \quad (3.30)$$

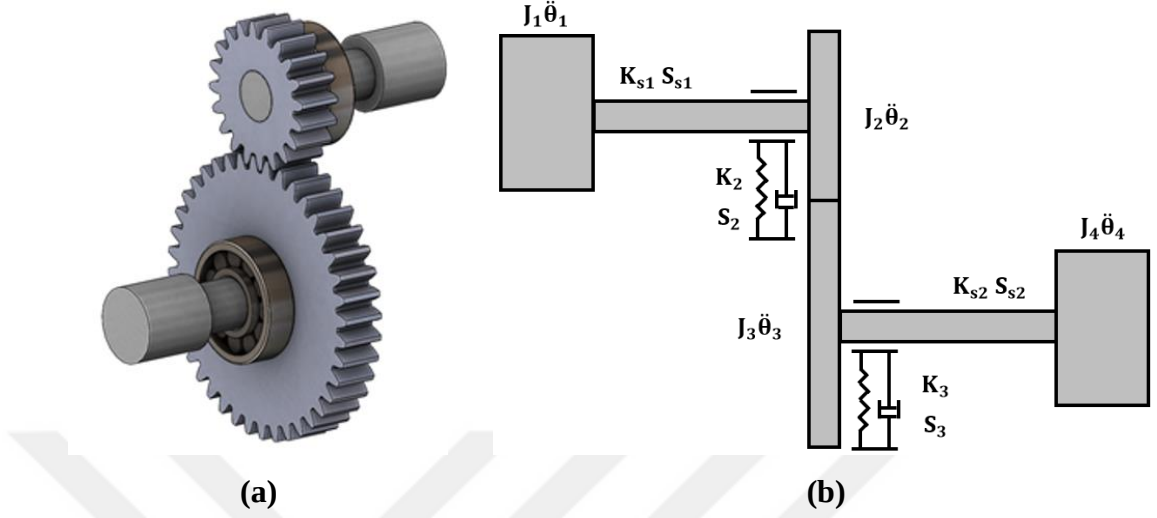
3.6. Tek Kademeli Bir Düz Dişli Transmisyon Sisteminin Dinamik Modellemesi

Bir düz dişli transmisyon sistemini dinamik olarak modelleyebilmek için hareket denklemlerinin türetilmesi ve akabinde ilgili denklemlerin uygun bir yöntem aracılığı ile çözülmesi gerekmektedir. Hatanın karakteristiğini bilmek teşhis ve tahmin faaliyetleri bakımından mühendislik pratiğinde büyük bir önem taşır. Bununla birlikte, endüstriyel uygulamalarda hata verisi ancak nihai hasar gerçekleşmeden çok kısa bir süre önce toplanabilmektedir (Xu vd., 2022).

Bu kapsamda, dişli transmisyon sistemlerinin çoklu DOF dinamik modellerinin kurgulanması dişlilerin farklı çalışma koşulları altındaki dinamik davranışlarının keşfedilmesi bakımından kıymetli bir alternatif sunabilir. Dinamik modellemenin temel motivasyonu gerçeklik ve basitlik arasında kabul edilebilir düzeyde ödünleşme sahip bir model kurmaktır. Bu sayede ML ya da DL algoritmalarına eğitim verisi olarak yeterli miktarda “etiketli” hasar verisi sağlamak mümkün olacaktır.

Giriş hızı ve uygulanan moment gibi dış uyarıcıların (*excitation*) yanı sıra kavrama rijitliği ve iletim hatasının sebep olduğu iç uyarımlar tipik olarak dişli kutusu titreşimi ile sonuçlanır. Literatür taraması, birçok araştırmacının iletim hatası ve dolayısıyla titreşim cevabındaki dalgalanmaları, geliştirdikleri çoklu DOF dinamik modeller aracılığı ile incelediğini ortaya koymaktadır (Liang, 2016). Bu motivasyona dayanarak, mevcut tez çalışması, standart ve asimetrik düz dişli çiftlerinin dinamik davranışını değerlendirmek için tek kademeli bir düz dişli transmisyon sisteminin 6-DOF dinamik modelini oluşturmuştur. Bu kapsamda, geliştirilen model (1) bir motor, (2) iki esnek mil, (3) bir döndüren (pinyon) dişli, (4) iki rulman, (5) bir döndürülen dişli ve (6) bir yükten ileri

gelmektedir. Şekil 3.21 kurulan 6-DOF dinamik modelin fiziksel modelini ve şematik görselini sunmaktadır.



Şekil 3.21. Geliştirilen 6-DOF dinamik modelin gösterimi: (a) fiziksel model ve (b) şematik diyagram (Kalay vd., 2023b).

Şekil 3.21'e göre tek kademeli bir düz dişli transmisyon sisteminin hareket denklemleri türetilmiş ve daha sonra Eşitlik 3.31 ile Eşitlik 3.36'da listelenmiştir. Burada, J_1 ve J_4 , sırasıyla, motor ve yükün atalet momentlerini ifade ederken, J_2 ve J_3 sembolleri döndüren (pinyon) ve döndürülen dişlilerin atalet momentlerini ifade etmektedir. Eşitliklerde, θ_1 'den θ_4 'e, sırasıyla, motor, döndüren (pinyon), döndürülen dişli ve yükün dönme açılarını sembolize etmektedir. Ek olarak, S_{s1} ve S_{s2} sembolleri millerin sönümleme katsayılarını belirtirken, K_{s1} ve K_{s2} sembolleri millerin rijitliklerini belirtmektedir.

Döndüren (pinyon) ve döndürülen dişlilerin kütleleri ise m_2 ve m_3 şeklinde sembolize edilmiştir. Bu kapsamda, y_2 ve y_3 sembolleri 6-DOF dinamik modelde kullanılan rulmanların yer değiştirmelerini ifade eder. Son olarak, S_2 ve S_3 rulmanların sönümleme katsayılarını, K_2 ve K_3 ise rulmanların rijitliklerini ifade etmektedir.

$$J_1 \cdot \ddot{\theta}_1 + S_{s1} \cdot (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + K_{s1} \cdot (\theta_1 - \theta_2) = T_g \quad (3.31)$$

$$J_2 \cdot \ddot{\theta}_2 + S_{s1} \cdot (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) + K_{s1} \cdot (\theta_2 - \theta_1) = -W \cdot r_{b2} \quad (3.32)$$

$$J_3 \cdot \ddot{\theta}_3 + S_{s2} \cdot (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) + K_{s2} \cdot (\theta_3 - \theta_4) = W \cdot r_{b3} \quad (3.33)$$

$$J_4 \cdot \ddot{\theta}_4 + S_{s2} \cdot (\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) + K_{s2} \cdot (\theta_4 - \theta_3) = -T_\zeta \quad (3.34)$$

$$m_2 \cdot \ddot{y}_2 + S_2 \cdot (\dot{y}_2) + K_2 \cdot (y_2) = W \quad (3.35)$$

$$m_3 \cdot \ddot{y}_3 + S_3 \cdot (\dot{y}_3) + K_3 \cdot (y_3) = W \quad (3.36)$$

Benzer şekilde, T_g ve T_ζ sembolleri, sırasıyla, giriş ve çıkış momentlerini; W sembolü dişli çiftleri arasındaki dinamik yükü; r_{b2} ve r_{b3} döndüren (pinyon) ve döndürülen dişlinin temel dairelerini belirtmektedir. Eşitlik 3.37 dişli çiftleri arasındaki dinamik yükü (W) tanımlamaktadır. Burada, C_{gt} ve K_{gt} sembolleri, sırasıyla, bir dişli çiftinin zaman ile değişen sönümlemesini ve kavrama rijitliğini ifade etmektedir.

$$W = K_{gt}(\theta_2 \cdot r_{b2} - \theta_3 \cdot r_{b3} + y_3 - y_2) + C_{gt}(\dot{\theta}_2 \cdot r_{b2} - \dot{\theta}_3 \cdot r_{b3} + \dot{y}_3 - \dot{y}_2) \quad (3.37)$$

Tez çalışması dâhilinde Eşitlik 3.31 ila 3.36 arasında sunulan, sırasıyla, (1) motorun, (2) döndüren (pinyon), (3) döndürülen dişlinin, (4) yükün, (5) döndüren (pinyon) üzerindeki rulmanın ve (6) döndürülen dişlinin üzerindeki rulmanın hareket denklemleri MATLAB® ortamında çözülmüştür. Bu kapsamda, ikinci dereceden altı adet denklem, birinci dereceden on iki adet diferansiyel denkleme dönüştürülmüştür. Türetilen denklemler Eşitlik 3.38 ila 3.49 arasında sunulmuştur.

$$d_{q1} = (q_7) \quad (3.38)$$

$$d_{q2} = (q_8) \quad (3.39)$$

$$d_{q3} = (q_9) \quad (3.40)$$

$$d_{q4} = (q_{10}) \quad (3.41)$$

$$d_{q5} = (q_{11}) \quad (3.42)$$

$$d_{q6} = (q_{12}) \quad (3.43)$$

$$d_{q7} = \left(\frac{T_g - S_{s1}q_7 + S_{s1}q_8 - K_{s1}q_1 + K_{s1}q_2}{J_1} \right) \quad (3.44)$$

$$\begin{aligned} d_{q8} = & \left(\left(- \left(K_{gt}(q_2r_{b2} - q_3r_{b3} + q_6 - q_5) \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. + C_{gt}(q_8r_{b2} - q_9r_{b3} + q_{12} - q_{11}) \right) r_{b2} - S_{s1}q_8 + S_{s1}q_7 \right. \right. \\ & \left. \left. - K_{s1}q_2 + K_{s1}q_1 \right) / J_2 \right) \end{aligned} \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned} d_{q9} = & \left(\left(\left(K_{gt}(q_2r_{b2} - q_3r_{b3} + q_6 - q_5) \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. + C_{gt}(q_8r_{b2} - q_9r_{b3} + q_{12} - q_{11}) \right) r_{b3} - S_{s2}q_9 + S_{s2}q_{10} \right. \right. \\ & \left. \left. - K_{s2}q_3 + K_{s2}q_4 \right) / J_3 \right) \end{aligned} \quad (3.46)$$

$$d_{q10} = \left(\frac{(-T_\zeta - S_{s2}q_{10} + S_{s2}q_9 - K_{s2}q_4 + K_{s2}q_3)}{J_4} \right) \quad (3.47)$$

$$\begin{aligned} d_{q11} = & \left(\left(\left(K_{gt}(q_2r_{b2} - q_3r_{b3} + q_6 - q_5) \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. + C_{gt}(q_8r_{b2} - q_9r_{b3} + q_{12} - q_{11}) \right) - c_{r2}q_{11} - k_{r2}q_5 \right) / m_2 \right) \end{aligned} \quad (3.48)$$

$$d_{q_{12}} = \left(\left(- \left(K_{gt}(q_2 r_{b2} - q_3 r_{b3} + q_6 - q_5) \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. + C_{gt}(q_8 r_{b2} - q_9 r_{b3} + q_{12} - q_{11}) \right) - c_{r3} q_{12} - k_{r3} q_6 \right) / m_3 \right) \quad (3.49)$$

Mevcut tez çalışması birinci dereceden on iki adet diferansiyel denklem olarak türetilen hareket denklemlerini dördüncü dereceden Runge-Kutta metodu ile çözmek için yine MATLAB® programından faydalanmıştır. Bu kapsamda, diferansiyel denklemlerin zamana bağlı olarak değişen katsayıları sebebi ile ODE (Ordinary Differential Equations) çözücüsü kullanılamamış; dolayısıyla kullanıcı tarafından bir Runge-Kutta algoritması oluşturulmuştur (Kalay vd., 2023b).

Geliştirilen 6-DOF dinamik modelin sabit (yani, zamandan bağımsız) katsayıları Çizelge 3.3'te sunulmuştur.

Çizelge 3.3. Dinamik modelin sabit katsayıları

Parametre	Birim	Değer
Güç	kW	10
Pinyon Hızı	devir/dk	1200
Diş Genişliği	mm	25,4
Pinyon ve Dişli Kütleleri	kg	0,9918
Atalet Momentleri (J_1 ve J_4)	kgm ²	0,0017
Atalet Momentleri (J_2 ve J_3)	kgm ²	0,0052
Kayma Modülü	N/mm ²	79300
Mil Uzunlukları	m	0,3
Mil Rijitlikleri	Nm/rad	10897
Mil Sönümlmeleri	Nms/rad	0,0752
ξ_1 ve ξ_2	—	0,01
ξ_t	—	0,1
Rulman Rijitlikleri	N/m	$8 \cdot 10^9$
Rulman Sönümlmeleri	Ns/m	5000

Bu kapsamda, rulmanların sönümleme katsayıları (yani, S_2 ve S_3) ile rijitlik değerleri (yani, K_2 ve K_3) mevcut literatürden faydalanılarak belirlenmiştir (Ozguven, 1991). Çizelge 3.3'te ξ_1 ve ξ_2 sembolleri millerin sönüm oranlarını ifade eder (Lin, 1985). Literatür ise bu değerlerin (yani, kritik sönüm oranı) 0,005 ile 0,075 arasında alınabileceğini ortaya koymaktadır. Son olarak, ξ_t sembolü kavrama halindeki dişlilerin sönüm oranıdır ki literatüre göre 0,03 ile 0,17 arasında belirlenebilir (Yoon ve Rao, 1996).

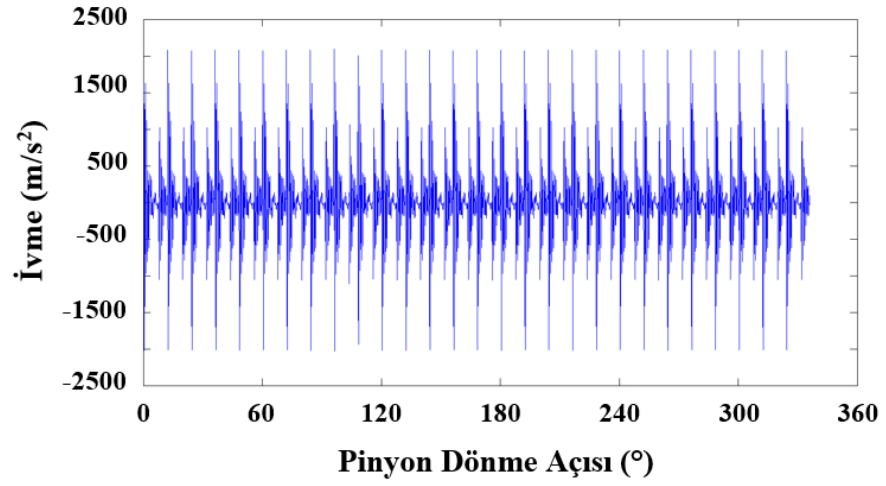
Geliştirilen 6-DOF dinamik model aracılığı ile sağlıklı ve çatlaklı standart ve asimetrik dişli çiftlerinin titreşim sinyalleri toplanmış ve bu sinyaller akabinde hata sınıflandırması görevinin ifası için geliştirilen 1-D CNN modeline girdi verisi olarak sunulmuştur.

3.7. Sinyal-Gürültü Oranı

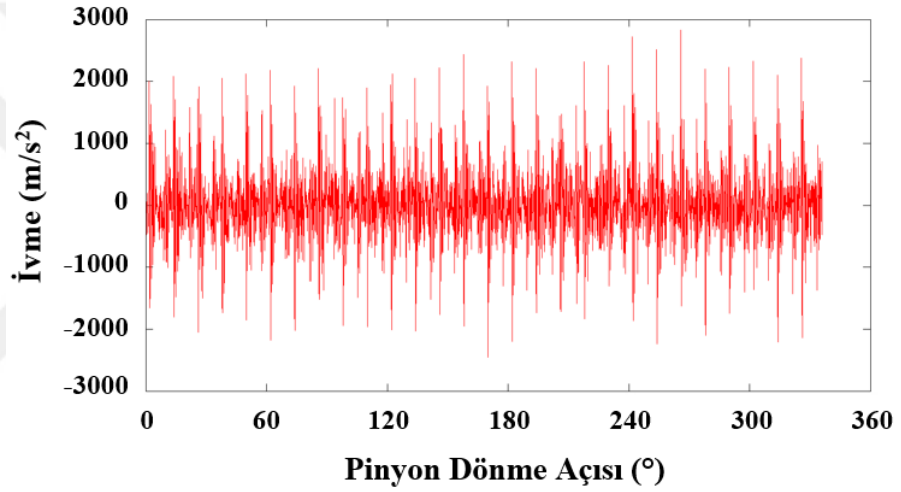
SNR nümerik çalışmalarda yaygın olarak kullanılan bir ölçüdür ve sinyal gücünün (P_{sinyal}) gürültü gücüne ($P_{gürültü}$) oranı olarak tanımlanabilir (Gecgel, 2019). Bir dinamik model aracılığı ile toplanacak titreşim sinyallerinin mükemmel, yani gürültüsüz olacağı bilinmektedir. Bu kapsamda, gürültüsüz titreşim sinyallerinde anomalilerin tipik olarak yalnızca hatalı dişin kavramaya girdiği anda meydana gelmesi diş dibi çatlağı hasarının teşhisini ML ya da DL temelli algoritmalar için kolay bir görev haline getirmektedir. Mevcut tez çalışması, hata teşhisi görevini daha da zor bir hale getirebilmek adına belirlenen senaryolar dâhilinde 6-DOF dinamik model aracılığı ile elde edilen titreşim sinyallerine üç farklı seviyede beyaz Gaussian gürültü eklemiştir. Bu kapsamda, SNR değerleri Eşitlik 3.50 aracılığı ile hesaplanabilir.

$$SNR = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{P_{sinyal}}{P_{gürültü}} \right) \quad (3.50)$$

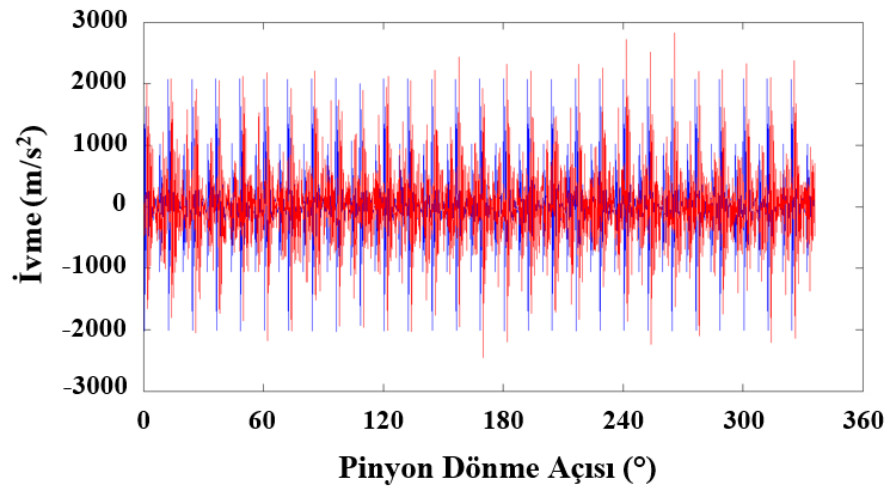
Mevcut tez çalışması titreşim sinyallerine eklenecek SNR değerlerini literatür ile uyumlu bir şekilde 5, 10 ve 15 olarak belirlemiştir (Gecgel, 2019). Eşitlik 3.50'ye göre sinyale eklenen gürültü seviyesinin SNR değeri azaldıkça arttığı hususunun vurgulanmasında bilhassa fayda görülmektedir. Bu kapsamda, gürültüsüz bir sinyale Gaussian gürültü eklenmesinin sinyal (örneğin, titreşim karakteristiği) üzerindeki etkisi bir örnek teşkil etmesi bakımından Şekil 3.22'de görselleştirilmiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 3.22. Gürültü ilavesinin sinyal karakteristiği üzerindeki etkisine bir örnek: (a) gürültüsüz sinyal, (b) gürültü eklenmiş sinyal ve (c) iki grafiğin karşılaştırılması.

3.8. Bir Boyutlu Evrişimsel Sinir Ağları Mimarisi

CNN genel olarak (1) bir evrişim (*convolution*) katmanı, (2) bir ortaklama (*pooling*) katmanı ve (3) bir Tam Bağlantılı (FC) katmandan oluşan ileri beslemeli bir sinir ağı türüdür. Her evrişim katmanı tipik olarak birden fazla öznitelik haritası (*feature map*) içerir ve öznitelikler tek ya da çoklu kernel'e sahip bir evrişim filtresi kullanılarak girdi verisinden (örneğin, sinyal) ayrıştırılır. Bir boyutlu evrişim Eşitlik 3.51 kullanılarak hesaplanabilir. Burada, k_l sembolü i 'inci evrişim kernel'i tarafından ayrıştırılan hata (örneğin, diş dibi çatlağı) özniteliklerini ifade etmektedir. İlaveten, b sembolü kernel'in bias değerini ifade ederken; w sembolü ise kernel ağırlığını ifade etmektedir. Son olarak, m_n veri noktalarının sayısını ve r_x bir boyutlu girdiyi belirtmektedir.

$$k_1(i) = b^i + w_x^i \sum_{x=1}^{m_n} r_x, i = 1, 2, \dots, g \quad (3.51)$$

Evrişim aşamasını takiben, bir aktivasyon fonksiyonu, örneğin, (1) hiperbolik tanjant, (2) sigmoid ve (3) Doğrultulmuş Lineer Birim (ReLU), evrişimli verilerin lineer olmayan dönüşümünü gerçekleştirmek üzere kullanılır. Bir sonraki adım ise tipik olarak ortaklama işlemi olarak adlandırılan bir alt örnekleme gerçekleştirmektir. Literatür genel olarak (1) maksimum ortaklama katmanı ve (2) ortalama ortaklama katmanı olmak üzere iki tür ortaklama katmanı tanımlar. Bu kapsamda, maksimum ortaklama katmanı dişli kutusu durum izleme ve hata teşhisi görevlerini gerçekleştirmek üzere sıklıkla tercih edilir (Karpata vd., 2020b). Ortaklama katmanının ana amacı, bir alt örnekleme süreci yürütmek ve böylece parametre sayısını (yani, hesaplama karmaşıklığı) azaltmaktır. Ortaklama süreci Eşitlik 3.52 kullanılarak tanımlanabilir.

$$p_{maks}^{l(h,j)} = \frac{maks}{(j-1)v < u < jv} \{t^{l(h,u)}\}, j = 1, 2, \dots, g \quad (3.52)$$

Eşitlik 3.52'de, $t^{l(h,u)}$ sembolü i 'inci katmandaki h 'ninci öznitelik haritasının u 'nuncu nöronunu ifade etmektedir. Burada, j sembolü j 'inci ortaklama kernel'ini; v ise evrişimsel kernel'in genişliğini belirtmektedir. Bırakma (*dropout*), aşırı öğrenme sorununun

üstesinden gelmek ve bazı nöronları rastgele bırakarak ağın sağlamlığını ve genelleştirme yeteneğini geliştirmek için kullanılan bir regülasyon yaklaşımıdır.

FC katman ise tipik olarak, elde edilen hata (örneğin, dış çatlağı) özniteliklerinin bir ağırlık matrisi aracılığı ile yeniden birleştirilmesinde kullanılır. Bu kapsamda, FC süreci Eşitlik 3.53'te sunulduğu gibi tanımlanabilir. Burada, öznitelikteki her bir x^{m-1} değeri kademeli olarak bias (yani, b^m) ve ağırlıklara (yani, ω^m) atanır. Ek olarak, a^m değeri daha iyi bir sınıflandırma etkisi sağlayabilmek için özniteliklerin doğrusal ayrılabilirliğini geliştirmeyi amaçlayan aktivasyon fonksiyonunu besler.

$$x^m = f(a^m) = f(\omega^m x^{m-1} + b^m) \quad (3.53)$$

Kayıp fonksiyonu (L), tahmin edilen değer ile gerçek değer arasındaki olasılık dağılımını nicel hale getirir. Örnek olarak, tez çalışması kapsamında da faydalanılan çapraz entropi kayıp fonksiyonu Eşitlik 3.54'te sunulduğu gibi tanımlanabilir.

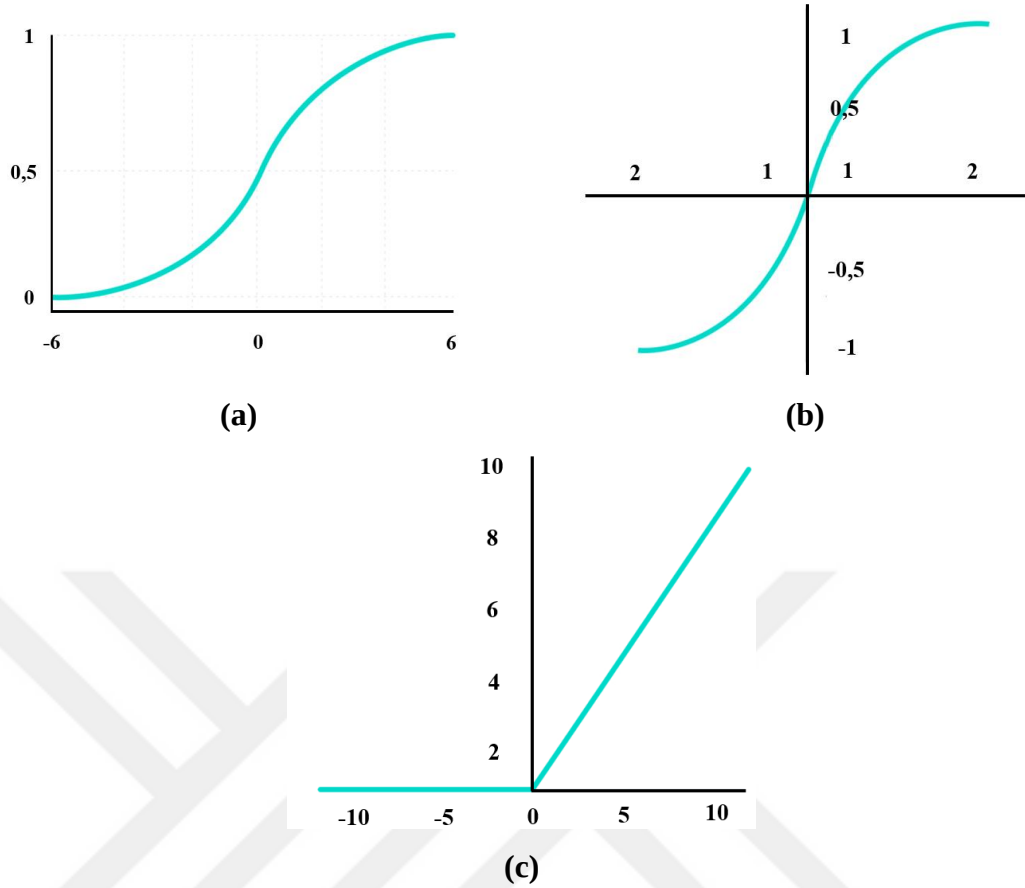
$$L = \frac{1}{N} \sum_i L_i = \frac{1}{N} \sum_i \left[- \sum_{c=1}^M y_{ic} \log(p_{ic}) \right] \quad (3.54)$$

Eşitlik 3.54'te N tüm örneklerin sayısını; i sembolü i 'inci örneği; M tüm kategorilerin sayısını; c sembolü c 'inci kategoriye; p_{ic} ise i 'inci örneğin c 'inci kategoriye ait olduğu tahmini olasılığı ifade eder. Son olarak, indikatör değişkenini ifade eden y_{ic} ise şu şekilde tanımlanır: i 'inci örnek c 'inci kategoriye ait ise, $y_{ic} = 1$; aksi takdirde $y_{ic} = 0$.

Bu kapsamda, ML ya da DL mimarilerinde yaygın olarak kullanılan üç adet aktivasyon fonksiyonu bulunmaktadır (Zhang vd., 2020). Bunlar,

- Sigmoid,
- Hiperbolik tanjant (kısaca $\tanh(x)$ sembolü de kullanılır),
- ReLu aktivasyon fonksiyonlarıdır.

Bu alt başlık altında bahse konu üç aktivasyon fonksiyonunun karakteristik grafikleri (bkz. Şekil 3.23) ve performans karşılaştırmaları (bkz. Çizelge 3.4) detaylandırılmıştır.



Şekil 3.23. Aktivasyon fonksiyonları: (a) sigmoid, (b) hiperbolik tanjant ve (c) ReLu.

Literatür taraması, CNN uygulamalarında ReLu aktivasyon fonksiyonunun yüksek performans potansiyeline sahip olduğunu ortaya koymaktadır (Zhu ve Chen, 2020).

Çizelge 3.4. Yaygın aktivasyon fonksiyonlarının karşılaştırılması (Zhu ve Chen, 2020)

Aktivasyon Fonksiyonu	Sigmoid	Hiperbolik Tanjant	ReLu
Aralık	0'dan 1'e	-1'den 1'e	0'dan Sonsuza
Kaybolan Gradyan Problemi	Evet	Evet	Hayır
Karakteristiği	Lineer Olmayan	Lineer Olmayan	Lineer
Denklem	$y = \frac{1}{1 + e^{-x}}$	$y = \tanh(x)$	$\begin{cases} xi & \text{eğer } x \geq 0 \\ 0 & \text{eğer } x \leq 0 \end{cases}$
Model Doğruluğu	İyi	Çok İyi	Mükemmel

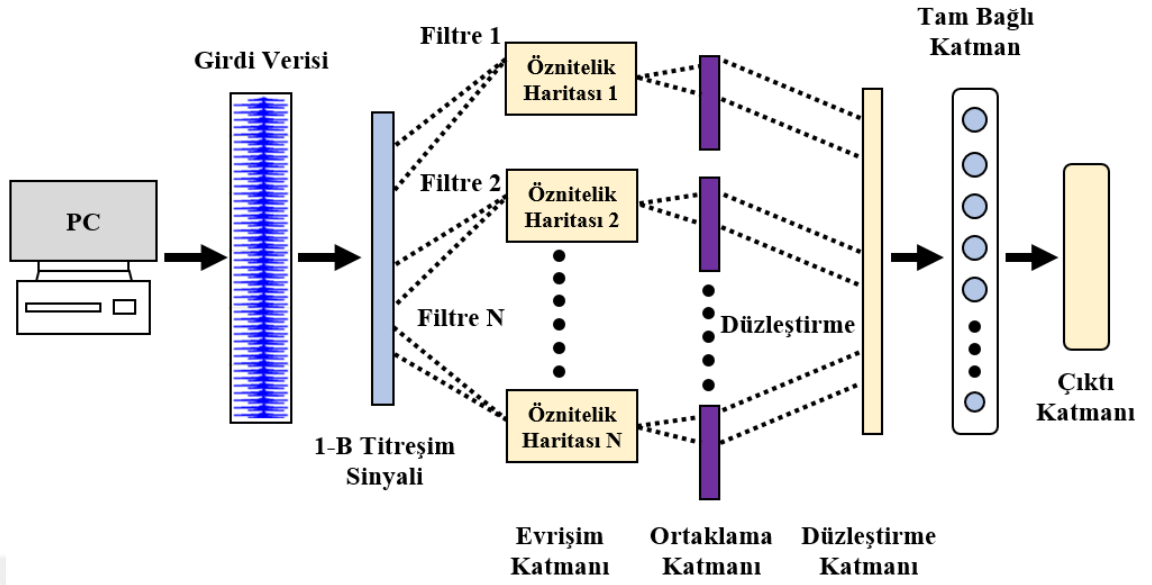
Mevcut tez çalışması standart ve asimetrik düz dişli çiftlerinde (1) sağlıklı durum, (2) %25 çatlak, (3) %50 çatlak, (4) %75 çatlak ve (5) %100 çatlak derecesi olmak üzere beş farklı sağlık koşulunu sınıflandırmak için bir 1-D CNN modeli geliştirmiştir. Ana amaç, DSPA konfigürasyonunun (yani, diş asimetrisinin) DL tabanlı bir yaklaşım ile diş dibi çatlağı hasarını erken tespit etmede bir avantaj sağlayıp sağlamayacağını araştırmaktır. Bu amaçla, tek kademeli bir düz dişli transmisyon sisteminin geliştirilen 6-DOF dinamik modeli ile elde edilen titreşim sinyalleri, 1-D CNN modeline girdi verisi olarak sağlanmıştır. Erken hata teşhisi görevini daha da karmaşık bir hale getirmek için, simüle edilmiş titreşim sinyallerine üç farklı seviyede (yani, SNR = 5, 10 ve 15) beyaz Gaussian gürültüsü eklenmiştir.

Bu kapsamda, simüle edilen titreşim sinyallerinin %70'inden ağın eğitimi için faydalanılmıştır. İlaveten, geri kalan verilerin %15'i test için ve %15'i de doğrulama için kullanılmıştır. Bırakma (*dropout*) oranı literatür ile uyumlu bir şekilde 0,5 olarak belirlenmiştir (Gecgel, 2019). Çizelge 3.5, bu tez çalışması dâhilinde geliştirilen 1-D CNN yapısının genel özelliklerini listelemektedir.

Çizelge 3.5. Nümerik dişli hata tespiti için kurgulanan 1-D CNN modelinin yapısı

Katman (Tip)	Çıktı Şekli	Param#
conv1D (Conv1D)	(None, 128, 4)	8
max_pooling1D (MaxPooling1D)	(None, 64, 4)	0
conv1D_1 (Conv1D)	(None, 64, 4)	20
max_pooling1D_1 (MaxPooling1D)	(None, 32, 4)	0
dropout (Dropout)	(None, 32, 4)	0
flatten (Flatten)	(None, 128)	0
dense (Dense)	(None, 256)	33024
dense_1 (Dense)	(None, 128)	32896
dense_2 (Dense)	(None, 64)	8256
dense_3 (Dense)	(None, 5)	325

Dişli hata tespiti için kullanılan 1-D CNN algoritmasının şematik görseli Şekil 3.24'te sunulmuştur.



Şekil 3.24. 1-D CNN mimarisinin görselleştirilmesi.

Önerilen model ikişer adet evrişim (*convolution*) ve maksimum ortaklama (*max-pooling*) katmanından oluşmaktadır. Bunun yanı sıra, mevcut tez çalışması, her iki evrişim katmanında da dört öznelik haritası kullanmış ve kernel boyutunu bir olarak belirlemiştir. Evrişim işleminin ardından, karmaşık verilerin lineer olmayan dönüşümü için her iki katmanda da ReLu aktivasyon fonksiyonundan yararlanılmıştır. Bu kapsamda, *batch* boyutu 32 ve *Epoch* sayısı da 10 olarak ayarlanmıştır. Ağın optimizasyonu için ise mevcut literatür ile uyumlu bir şekilde Adam (*Adaptive Moment Estimation*) optimizasyon algoritmasından faydalanılmıştır. Son olarak, üç farklı diş profiline ait beşer adet sağlık koşulunu sınıflandırmak için (1) güçlü genelleştirme yeteneği ve (2) hızlı yakınsama gibi avantajları göz önünde bulundurularak kategorik çapraz entropi kayıp fonksiyonu tercih edilmiştir (Shao vd., 2018).

Mevcut tez çalışması, 1-D CNN algoritmasını bir sınıflandırma aracı olarak kullanmış ve onu geliştirilen 6-DOF dinamik model aracılığı ile elde edilen zamana bağlı ivme verileri ile beslemiştir. Bu kapsamda, üç diş profili ($20^\circ/20^\circ$, $20^\circ/25^\circ$ ve $20^\circ/30^\circ$) için sağlıklı durum ve dört farklı çatlak derecesi (%25-%50-%75-%100) dikkate alınarak beş farklı sınıf tanımlanmıştır. Mevcut tez çalışması dâhilinde standart ($20^\circ/20^\circ$) profilli dişliler için tanımlanan sınıflar Çizelge 3.6’da sunulmuştur.

Çizelge 3.6. Standart (20°/20°) profile sahip düz dişli çarklar için belirlenen sınıflar

Sağlık Koşulu	Diş Profili	Etiket
Sağlıklı	20°/20°	S_1
%25 Çatlak Derecesi	20°/20°	S_2
%50 Çatlak Derecesi	20°/20°	S_3
%75 Çatlak Derecesi	20°/20°	S_4
%100 Çatlak Derecesi	20°/20°	S_5

Mevcut tez çalışması standart (20°/20°) profilili düz dişli çarklarda erken hata teşhisi için kullanılan DL tabanlı yaklaşımları ilk defa asimetrik (20°/25° ve 20°/30°) profile sahip düz dişli çarklar üzerinde kullanmayı amaçlamaktadır. Bu kapsamda, bu amaca ulaşmak için asimetrik (20°/25° ve 20°/30°) profilili evolvent düz dişli çarklar için belirlenen sınıflar, sırasıyla, Çizelge 3.7 ve 3.8’de sunulmuştur.

Çizelge 3.7. Asimetrik (20°/25°) profile sahip düz dişli çarklar için belirlenen sınıflar

Sağlık Koşulu	Diş Profili	Etiket
Sağlıklı	20°/25°	A_1
%25 Çatlak Derecesi	20°/25°	A_2
%50 Çatlak Derecesi	20°/25°	A_3
%75 Çatlak Derecesi	20°/25°	A_4
%100 Çatlak Derecesi	20°/25°	A_5

Çizelge 3.8. Asimetrik (20°/30°) profile sahip düz dişli çarklar için belirlenen sınıflar

Sağlık Koşulu	Diş Profili	Etiket
Sağlıklı	20°/30°	AS_1
%25 Çatlak Derecesi	20°/30°	AS_2
%50 Çatlak Derecesi	20°/30°	AS_3
%75 Çatlak Derecesi	20°/30°	AS_4
%100 Çatlak Derecesi	20°/30°	AS_5

3.9. İstatistiksel Hata İndikatörleri

İstatistiksel indikatörler tipik olarak farklı çatlak seviyelerini ölçmek için nümerik araştırma çalışmalarında kullanılır (Mohammed vd., 2013). Bu kapsamda, mevcut tez çalışması da (1) RMS, (2) kurtosis ve (3) CF olmak üzere üç farklı istatistiksel indikatörü geliştirilen 6-DOF dinamik model aracılığı ile hesaplamıştır. Ana amaç, 1-D CNN algoritmasının sınıflandırma sonuçlarına ilave olarak ek bulgular sağlamak; yani dış asimetrisinin dış dibi çatlağı hasarını tespit etmede bir avantaj sağlayıp sağlamadığına yönelik ek bilgi sağlamaktır. Dış dibi çatlağı hasarının varlığında istatistiksel indikatörlerdeki yüzdesel değişimin asimetrik dişlilerde standart (simetrik) tasarımlara kıyasla daha büyük olduğunu varsayalım. O halde bu bulgu, dış asimetrisinin hata teşhisine olumlu katkı sağlayabileceği hipotezini desteklemiş olacaktır. Burada, mevcut tez çalışması sağlıklı durum için elde edilen indikatör değerlerini “referans değer” olarak tanımlamıştır. Yani, yüzdesel değişimler hesaplanırken bu değer referans alınacaktır.

Bu kapsamda, tepeden tepeye (*peak-to-peak*) ve maksimum değer gibi diğer hata indikatörlerinin de durum izleme ve teşhis görevleri için kullanılabileceği aşikârdır. Bununla birlikte, RMS, kurtosis ve CF bu amaca ulaşmak ve dişli hatalarının (örneğin, dış dibi çatlağı) lineer olmayan titreşim karakteristiği üzerindeki etkilerini incelemek için en yaygın kullanılan istatistiksel indikatörler arasındadır. Bu durumun yanı sıra, literatür taraması da nümerik çalışmalarda bir ila üç istatistiksel indikatörün varyasyonlarını yorumlamanın genel olarak yeterli olduğunu doğrulamaktadır (Doğan ve Karpat, 2019). Eşitlik 3.56’da K sembolü kurtosis değerini ifade etmektedir.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |x_i|^2} \quad (3.55)$$

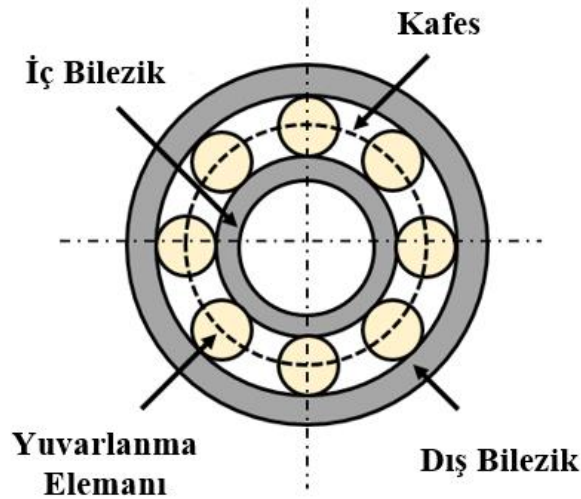
$$K = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x}) \right)^2} \quad (3.56)$$

$$CF = \frac{\max |x_i|}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |x_i|^2}} \quad (3.57)$$

3.10. Rulman Hata Tespiti

Rulmanlar endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılan temel makine elemanlarıdır. İstatistiklere göre mekanik sistemlerdeki hasarların %30'u rulman hatalarından kaynaklanmaktadır (Qiao vd., 2020). Bu kapsamda, uzun operasyon süreleri ve değişken çalışma (yani, yükleme ve hız) koşulları altında rulmanlarda meydana gelebilecek muhtemel bir hasar ise tüm sisteminin performansını etkileyecektir.

Rulmanlar (1) hatalı boyut seçimi, (2) elektrik kaçağı ve (3) değişken yükleme koşulları nedeni ile hasar görebilir (Chen vd., 2021). Şekil 3.25'te yatak yuvasına yerleştirilmiş bir dış bilezik, kafes, mile yerleştirilmiş bir iç bilezik ve yuvarlanma elemanları içeren tipik bir sabit bilyalı rulman yapısı sunulmuştur.



Şekil 3.25. Tipik bir sabit bilyalı rulman yapısı.

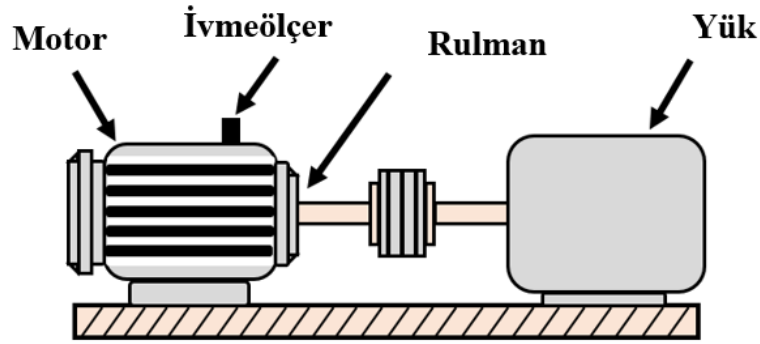
Geliştirilen 1-D CNN modelinin etkinliği, mevcut tez çalışması dâhilinde kurgulanan dişli deney düzeneği üzerinden toplanan ivme verileri ile test edilmeden önce literatürdeki açık erişim rulman hata tespiti veri setleri üzerinde koşturulmuştur. Buradaki amaç, daha önce nümerik bulgular üzerinde test edilen DL modelinin performansını değişken çalışma koşulları altında fiziksel bir test düzeneği üzerinden toplanan gerçek (deneysel) veriler ile

test etmektir. Bu sayede, mevcut tez çalışması kapsamında tasarlanan dişli test düzeneğinin kurulum (tedarik + montaj) aşamasında, geliştirilen 1-D CNN modelinin deneysel bulgular üzerindeki etkinliğine yönelik bir ön bilgi sağlanmıştır.

Bu motivasyon dâhilinde, tez çalışması kapsamında kurgulanan 1-D CNN modelinin etkinliği literatürde sıklıkla kıyaslama (*benchmark*) maksadı ile kullanılan CWRU ve PU veri setleri üzerinde test edilmiştir (Neupane ve Seok, 2020).

3.10.1. Case Western Reserve University Açık Erişim Veri Seti

CWRU deney düzeneği (1) 2 HP elektrik motoru, (2) bir tork dönüştürücü ve (3) bir dinamometreden oluşmaktadır. Çapları 0,007 inç ila 0,040 inç arasında değişen tekil nokta hataları, motor milini destekleyen 6205-2RS SKF test rulmanlarına elektro-erozyon yöntemi ile tanımlanmıştır. Akabinde, hatalı rulmanlar test motoruna yeniden monte edilmiş ve ivmeölçerler aracılığı ile titreşim verisi toplanmıştır. Deney düzeneği dört farklı motor mili (1797 devir/dk ile 1720 devir/dk arasında) ve yüklemeler (0 HP ile 3 HP arasında) altında çalıştırılmıştır. CWRU test düzeneğinin şematik diyagramı Şekil 3.26'da sunulmuştur (<https://csegroups.case.edu/bearingdatacenter/home>).



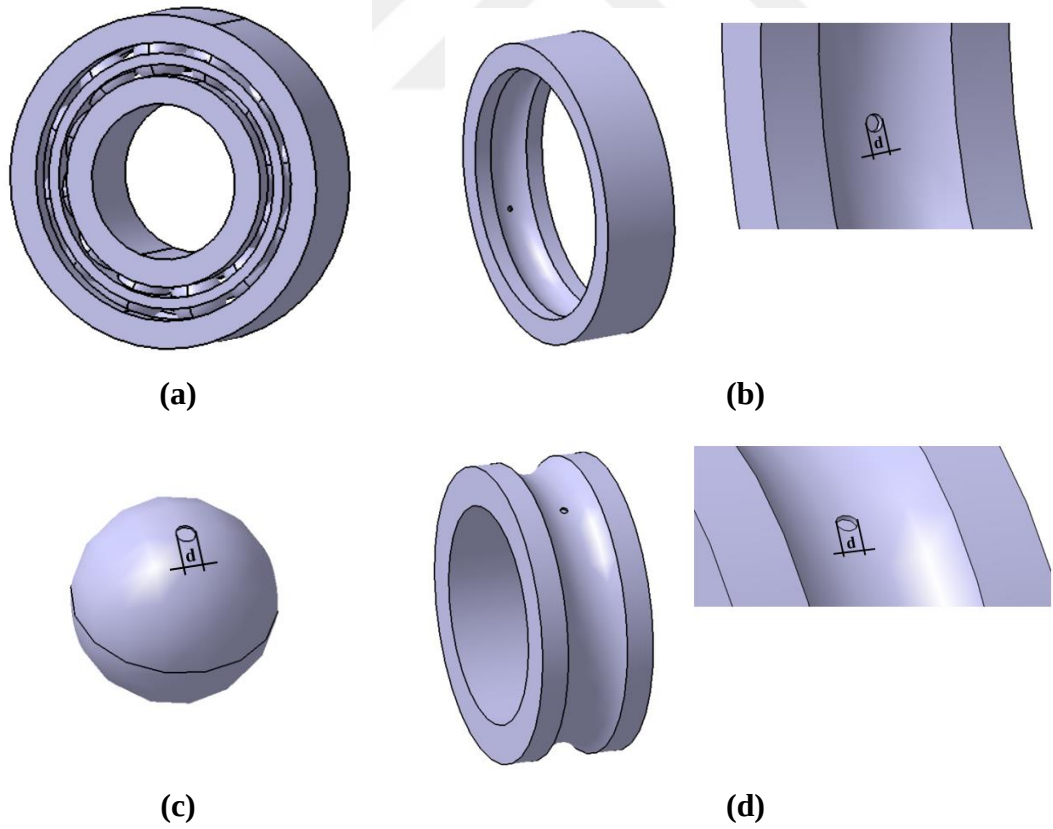
Şekil 3.26. CWRU test düzeneğinin şematik gösterimi.

Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen bu faaliyetin amacı, geliştirilen 1-D CNN modelinin etkinliğini, gerçek bir mekanik sistem üzerinden değişken çalışma koşulları altında farklı rulman hata türleri dikkate alınarak toplanan titreşim verileri ile test etmektir. Bu kapsamda, incelenen rulman hata durumları Çizelge 3.9'da listelenmiştir.

Çizelge 3.9. CWRU test rulmanlarının işletme koşulları

Hata Konumu	Yük (HP)	Mil Hızı (devir/dk)	Etiket
Sağlıklı	1	1772	H_1
Sağlıklı	2	1750	H_2
İç Bilezik	1	1772	F_1
İç Bilezik	2	1750	F_2
Yuvarlanma Elemanı	1	1772	F_3
Yuvarlanma Elemanı	2	1750	F_4

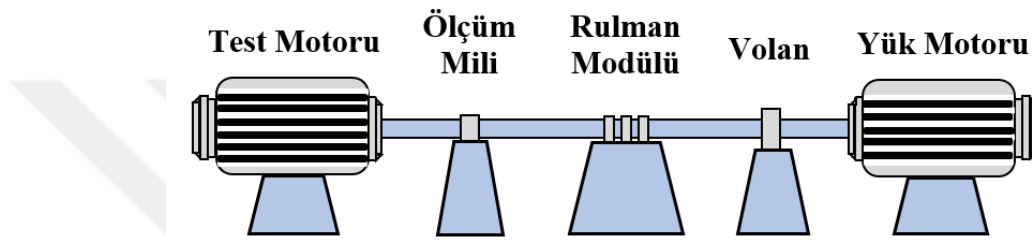
Çizelge 3.9’da sunulduğu üzere, mevcut tez çalışması CWRU veri setinden altı senaryo seçmiş ve önerilen 1-D CNN modelinin performansını değişken mil hızları ve yüklemeler altında test etmiştir. Bu kapsamda, iç bilezik ve yuvarlanma elemanlarına tanımlanan hatanın çapı 0,014 inç (yani, yaklaşık 0,36 mm) kadardır. Şekil 3.27 literatürde sıklıkla karşılaşılan tipik rulman hata türlerini CAD tasarımları üzerinde sunmaktadır.



Şekil 3.27. Tipik rulman hataları: (a) sağlıklı durum (genel görünüş), (b) dış bilezik, (c) yuvarlanma elemanı ve (d) iç bilezik hatası.

3.10.2. Paderborn University Açık Erişim Veri Seti

PU test düzeneği (1) test motoru, (2) bir ölçüm mili, (3) bir rulman modülü, (4) bir volan ve (5) bir yük motorundan ileri gelmektedir. Veri seti üç farklı sağlık koşulu (yani, sağlıklı durum, iç ve dış bilezik hataları) için toplanan 32 titreşim sinyalinden (yani, sağlıklı + suni hata + hızlandırılmış ömür testi) oluşmaktadır. Suni hatalar 6203 sabit bilyalı rulmanlara üç farklı yöntem ile tanımlanmıştır: (1) elektro-erozyon, (2) elektrikli gravür makinesi ve (3) delme. Bu kapsamda, PU test düzeneğinin şematik görseli Şekil 3.28’de sunulmuştur (<https://mb.uni-paderborn.de/kat/forschung/datacenter/bearing-datacenter>).



Şekil 3.28. PU test düzeneğinin şematik gösterimi.

Mevcut tez çalışması PU veri setinden de altı adet senaryo seçmiş ve önerilen 1-D CNN modelinin performansını değişken momentler (yani, 0,1 ve 0,7 Nm) altında test etmiştir. Bu amaçla, rulmanlara elektro-erozyon yöntemi ile tanımlanan suni hasarlar (yuvarlanma yönünde 0,25 mm çizik ve 1–2 mm derinlik) neticesinde toplanan sinyaller 1-D CNN algoritmasını girdi olarak verilmiştir. Moment değişiminin titreşim sinyali üzerindeki etkisini incelemek için mil hızı 1500 devir/dk değerinde, radyal yük ise 1000 N değerinde sabit tutulmuştur. İncelenen rulman hata durumları Çizelge 3.10’da listelenmiştir.

Çizelge 3.10. PU test rulmanlarının işletme koşulları

Hata Konumu	Moment (Nm)	Mil Hızı (devir/dk)	Etiket
Sağlıklı	0,7	1500	N_1
Sağlıklı	0,1	1500	N_2
İç Bilezik	0,7	1500	IR_1
İç Bilezik	0,1	1500	IR_2
Dış Bilezik	0,7	1500	OR_1
Dış Bilezik	0,1	1500	OR_2

3.10.3. Rulman Hata Tespitinde Kullanılan Ağın Yapısı

Tez çalışması, veri setindeki örneklemin %70'inden eğitim, %15'inden doğrulama ve %15'inden de test için faydalanmıştır. Bu kapsamda, pencere boyutu (*window size*) 25,000 olarak tanımlanmıştır. Bırakma (*dropout*) oranı 0,5 olarak belirlenmiştir (Karpas vd., 2021a). Rulman hata tespiti için kullanılan 1-D CNN modeli dörder adet evrişim (*convolution*) ve ortaklama (*pooling*) katmanından oluşmaktadır (bkz. Çizelge 3.11). İlk iki evrişim katmanında kernel boyutu bir olan dört adet öznetelik haritasının (*feature map*) yanı sıra aktivasyon fonksiyonu olarak ReLu fonksiyonu kullanılmıştır. Bu kapsamda, ilk yapay zekâ katmanının çıktısı olarak 25000 x 4 bir nöron matrisi oluşturulmuştur. Diğer iki katmanda ise kernel boyutu ve öznetelik haritası değerleri, sırasıyla, bir ve sekiz olarak atanmıştır. Ağı optimize etmek ve aşırı öğrenme problemini çözmek için Adam optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Kayıp fonksiyonu olarak ise güçlü genelleştirme yeteneğine sahip çapraz entropi fonksiyonu tercih edilmiştir.

Çizelge 3.11. Rulman hata tespiti için geliştirilen 1-D CNN modelinin yapısı

Katman (Tip)	Çıktı Şekli	Param#
conv1D_8 (Conv1D)	(None, 25000, 4)	8
max_pooling1D_8 (MaxPooling1D)	(None, 12500, 4)	0
conv1D_9 (Conv1D)	(None, 12500, 4)	20
max_pooling1D_9 (MaxPooling1D)	(None, 6250, 4)	0
conv1D_10 (Conv1D)	(None, 6250, 8)	40
max_pooling1D_10 (MaxPooling1D)	(None, 2083, 8)	0
conv1D_11 (Conv1D)	(None, 2083, 8)	72
max_pooling1D_11 (MaxPooling1D)	(None, 694, 8)	0
dropout_2 (Dropout)	(None, 694, 8)	0
flatten_2 (Flatten)	(None, 5552)	0
dense_8 (Dense)	(None, 256)	1421568
dense_9 (Dense)	(None, 128)	32896
dense_10 (Dense)	(None, 64)	8256
dense_11 (Dense)	(None, 6)	390

3.11. Kurgulanan ve Üretilen Dişli Hata Tespiti Deney Düzeneği

3.11.1. Tasarım Süreci

Geliştirilen DL tabanlı durum izleme yönteminin etkinliğinin fiziksel bir deney düzeneği aracılığı ile toplanan veriler üzerinde test edilmesi maksadı ile mevcut tez çalışması dâhilinde bir “dişli hata tespiti test düzeneği” kurgulanmış ve üretilmiştir. Kurgulanan deney düzeneği (1) bir motor, (2) bir tek kademeli düz dişli kutusu, (3) dört kaplin, (4) iki torkmetre ve (5) bir frenden oluşmaktadır. Dişli kutusu titreşimleri; iki adet üç eksenli ivmeölçer ve bir adet veri toplama kutusu aracılığı ile toplanmıştır. Bu kapsamda, deney düzeneği/planının kurgulanabilmesi ve süreç dâhilinde karşılaşılabilecek muhtemel risklerin belirlenebilmesi amacı ile literatürdeki benzer çalışmalar detaylı bir şekilde incelenerek analiz edilmiştir. Elde edilen bulgular Çizelge 3.12 ve 3.13’te sunulmuştur.

Çizelge 3.12. Literatür araştırmasının sonuçları (Bölüm 1)

Motor (kW)	Veri Türü	Hız Aralığı (devir/dk)	Yükleme Durumu	Hata Türü	Referans
~ 7,5	Titreşim	500	Yok	<i>Pitting</i> Diş Kaybı Eksantriklik Kısmen Diş Kaybı	(Azamfar vd., 2021)
		1000			
		1500			
~ 7,5	Motor Akımı	250	Yok	<i>Pitting</i> Diş Kaybı Eksantriklik Kısmen Diş Kaybı Aşınma	(Azamfar vd., 2020)
		500			
		1000			
		1500			
Veri Yok	Titreşim	300	4 – 8 Nm	Radyal Çatlak (5 – 10 – 15 mm)	(Liu vd., 2018b)
		600			
		900			
		1200			
		1500			
1	Titreşim Akustik Emisyon	300	Yüksüz 2,5 – 5 Nm	Çatlak (0,4 – 0,8 – 1,2 – 2,4 mm)	(Mokhtari vd., 2017)
		512			
		670			

Çizelge 3.13. Literatür araştırmasının sonuçları (Bölüm 2)

Motor (kW)	Veri Türü	Hız Aralığı (devir/dk)	Yükleme Durumu	Hata Türü	Referans
~ 7,5	Titreşim	500	Yok	<i>Pitting</i> Diş Kaybı Eksantriklik Kısmen Diş Kaybı	(Zhang ve Baxter, 2020)
		1000			
		1500			
Veri Yok	Titreşim	900	Yüksüz 5 – 8 – 11 Nm	Diş Kaybı Çatlak Aşınma Kısmen Diş Kaybı	(Afia vd., 2020)
		1200			
		1500			
		2400			
Veri Yok	Titreşim	300	Veri Yok	Diş Kaybı Yüzey Hasarı	(Wen vd., 2020)
		600			
		900			
		1200			
		1500			
4	Titreşim	1600	Yok	Rulman	(Chen vd., 2015)
~ 2,5	Titreşim	Değişken	%20 – %40	Çatlak (%10 – %20 – %30 – %40 – %50)	(Ahamed vd., 2014)

Deneysel çalışmalarda kullanılacak test düzeneğinin kurgusu; literatürde sıklıkla kullanılan SpectraQuest® (Richmond VA, ABD) firmasının benzer bir ürünü (*Gearbox Dynamics Simulator*) ile makine/teçhizat, dişli boyutları ve sensör konumları bakımından karşılaştırılmıştır.

Aynı ürünün kullanıldığı farklı akademik çalışmalarda dişli kutusu yapısının (örneğin, hatalı dişli konumu ve diş sayısı) farklılıklar gösterebildiği hususu dikkat çekmiştir. Bu kapsamda, mevcut tez çalışması dâhilinde dört adet farklı çalışma özetlenerek sistemin genel özellikleri ortaya koyulmuştur. Literatür incelemesinin sonuçları ise Çizelge 3.14’te sunulmuştur. Künye #3 (Bruns, 2011) ve Künye #4 (Diehl ve Tang, 2016) kapsamında özetlenen çalışmalarda ifade edilen modül (m) değerlerinin ülkemizde kullanılan standart değerlerden farklılık göstermesi hususu dikkat çekebilir. Bu noktada, bahse konu

çalışmalarda modül (m) değerinin Amerikan sistemine gre “apsal adım” (bkz. $diametral\ pitch = diş/in$) olarak sunulduğunun ve bu değerlerin izelge 3.14 dâhilinde “milimetre” birimine dnştrldğnn belirtilmesinde fayda görülmektedir. Son olarak, izelge 3.14’te K_I sembolü birinci kademeyi ve K_{II} sembolü de ikinci kademeyi ifade etmektedir.

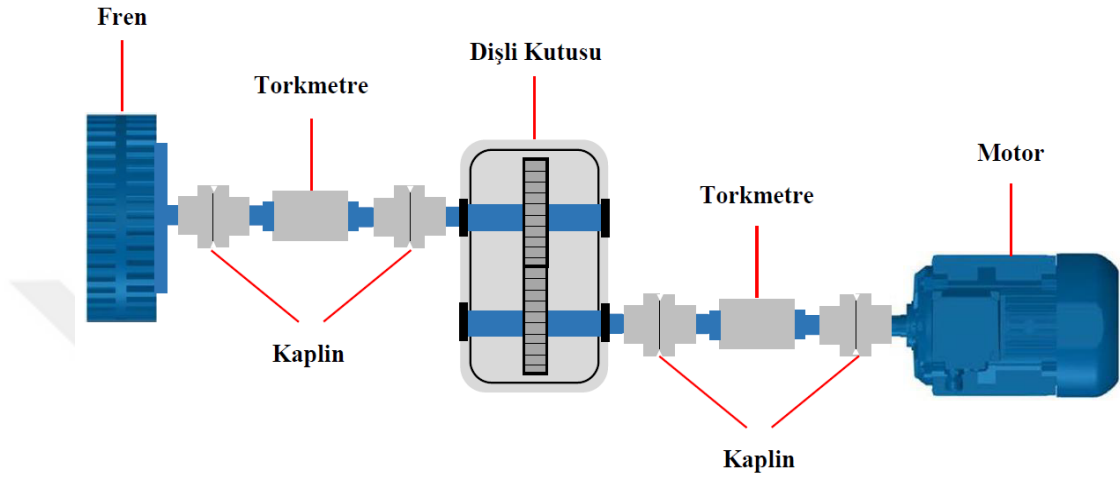
Çizelge 3.14. *Gearbox Dynamics Simulator*rnn kullanıldığı alışmalarınzeti

Özellik	Knyeye #1 (Luo, 2019)	Knyeye #2 (Gao vd., 2019)	Knyeye #3 (Bruns, 2011)	Knyeye #4 (Diehl ve Tang, 2016)
Modül (mm)	3,175	Veri Yok	~ 2,12	~ 1,59
Diş Sayıları	16 / 48	29 / 100 (K_I) 36 / 90 (K_{II})	24 / 60 (K_I) 36 / 48 (K_{II})	32 / 80 (K_I) 48 / 64 (K_{II})
Diş Genişliği (mm)	16	Veri Yok	19	Veri Yok
Basınc Açısı	20°	Veri Yok	14,5°	14,5°
Motor (kW)	~ 2,2			
Fren (Nm)	~ 25			
Hız Aralığı (devir/dk)	480 / 1500	1800 / 2400	3000	820
Malzeme	elik			

Çizelge 3.12 ila 3.14 ışığında, mevcut tez çalışması dâhilinde kurgulanan test düzeneğinin şematik görseli şekil 3.29’da sunulmuştur. Bu kapsamda, cihazın mekanik ve elektronik aksamzellikleri şu şekilde belirlenmiştir.

- **Motor Gücü:** 7,5 kW (Marka/Model: GAMAK),
- **Toz Tip Motor Freni:** 200 Nm (Marka/Model: KETF-D),
- ** Eksenli İvmeölçer:** ($\times 2\ Adet$) $\pm 50\ g$ (Marka/Model: YMC145A100),
- **Tork Sensörü:** ($\times 2\ Adet$) 200 Nm (Marka/Model: WTQ-2050B)

Bu kapsamda, tel erezyon yöntemi ileretilen dişli deney numunelerinin temelzellikleri ise şu şekildedir: Modül = 3 mm, Diş Sayıları 36 / 90 ($i = 2,5$), Diş Genişliği = 16 mm, Malzeme = AISI 4140. Dişli kutusu, aşınmayı en aza indirmek için 80W-90 yağlayıcı ile



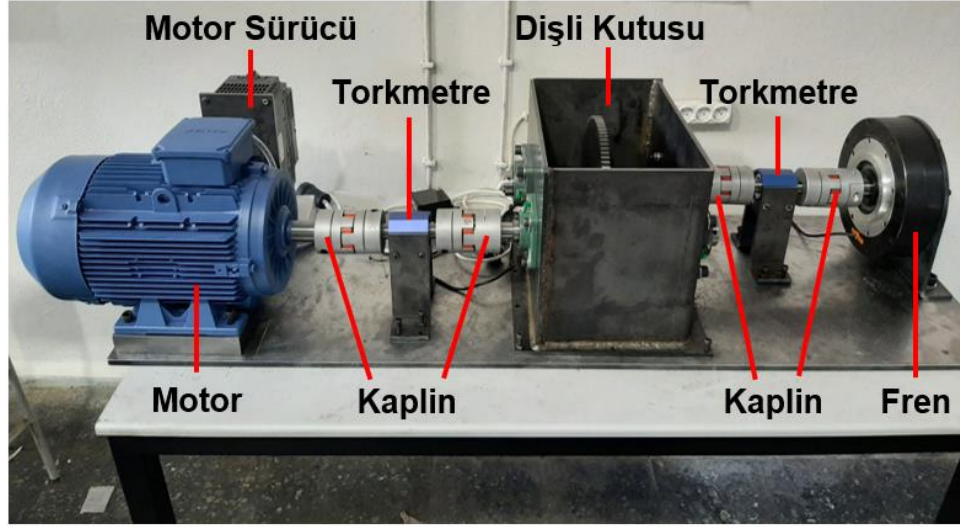
3.11 Final Thoughts

E	1	1	1	1	1
---	---	---	---	---	---

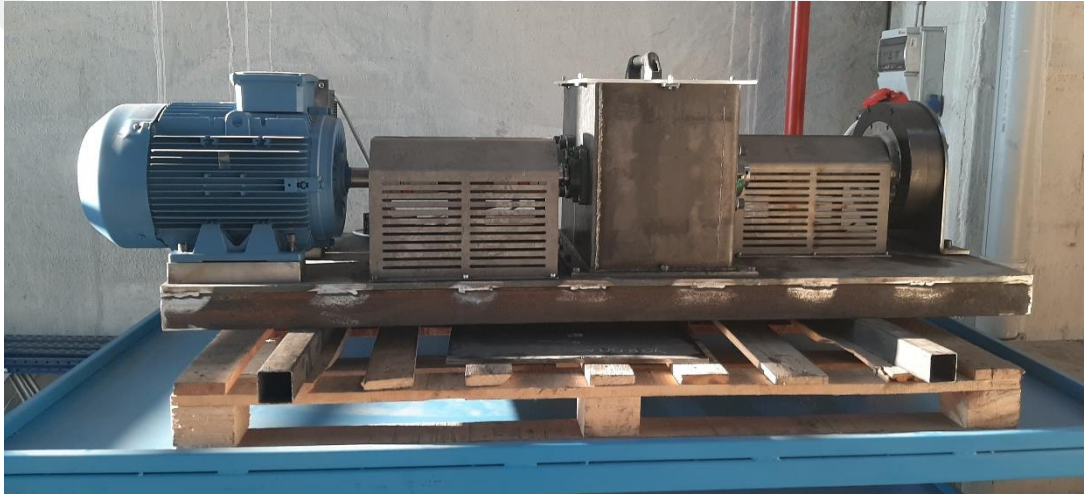
Tez çalışması kapsamında kurgulan deney düzeneğinin montajı tamamlanmış hali Şekil 3.30a’da sunulmuştur. Deneysel çalışmalar kapsamında kurulan deney düzeneğinde tek kademeli bir dişli kutusu, giriş ucundan elektrik motoruna, çıkış ucunda ise toz tipi frene bağlanmıştır (bkz. Şekil 3.30a). Motor hızının farklı devirlerde sabitlenmesi için motor, bir motor sürücü tarafından kontrol edilmektedir.

Deneyler sırasında farklı dişlilerin sökölüp takılmasını kolaylaştırmak amacı ile motor ve fren bağlantıları rijit kaplinler ile sağlanmıştır. Ayrıca, motor-dişli kutusu ve fren-dişli kutusu arasında tork ölçümü yapılabilmesi için iki adet torkmetre kullanılmıştır. Farklı dişlilerin kolayca montajının yapılıp sökölmesi için tek kademeli bir dişli kutusu tasarımına gidilmiştir.

İlk montajın akabinde gerçekleştirilen ön testlerin ardından, hem test düzeneğinin çevresindeki güvenliğin sağlanması hem de cihazı kullanacak personelin güvenliği için mevcut cihaza bir koruyucu kafes sistemi eklemesi yapılmıştır (bkz. Şekil 3.30b).



(a)



(b)

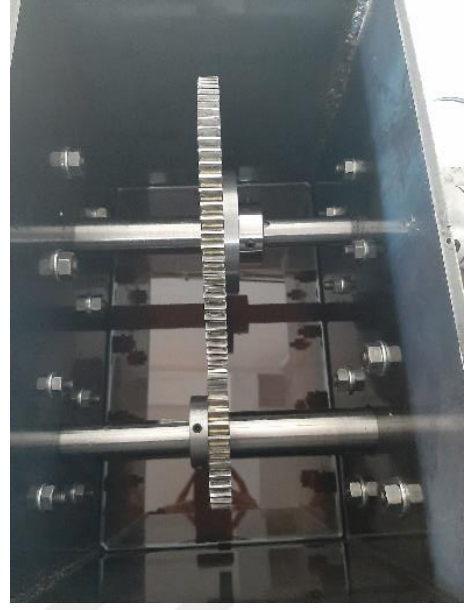
Şekil 3.30. Deneysel çalışmalar için kurgulanan test düzeneği: (a) cihazın ilk montajlı hali ve (b) cihaza koruyucu kafes sisteminin eklenmesi.

Bu kapsamda, temin edilen makine/teçhizatın uygun biçimde montajı koruyucu kafes temini ile benzer bir şekilde güvenlik ve kaliteli veri toplanması bakımından elzem bir husustur. Sebebi, yüksek hız kademelerinde cihazda oluşan ek titreşimlerin bağlantı elemanlarını (kaplinler, cıvata/somun vb.) çözme yönünde bir eğilim göstermesidir.

Deney düzeneğinde oluşan ek titreşimler, ivmeölçerler aracılığı ile toplanan ve akabinde eğitim, test ve doğrulama veri setlerini oluşturmak için kullanılacak verilerin kalitesini de bozmaktadır. Tez çalışması dâhilinde tel erezyon yöntemi ile üretilen dişli numunelerine ve montajı tamamlanmış dişli kutusuna bir örnek Şekil 3.31’de sunulmuştur.



(a)



(b)

Şekil 3.31. Temin edilen sarf malzeme: (a) dişli deney numunesi ve (b) deney dişlilerinin dişli kutusundaki montajlı hali.

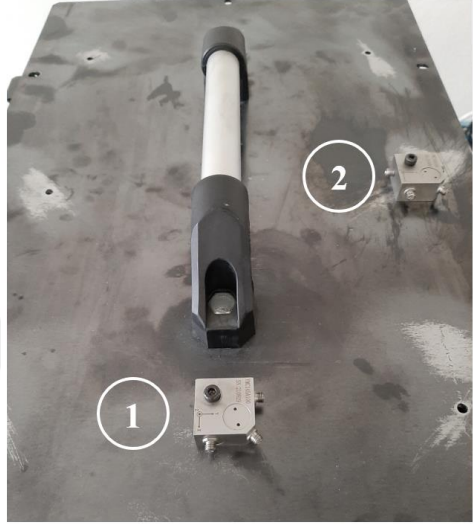
3.11.3. Sensör Konumlarının Belirlenmesi

Kurgulanan test düzeneğinin durum izlemesi ve tez çalışması dâhilinde geliştirilen DL tabanlı modelin eğitimi için gerekli titreşim verileri test düzeneğine yerleştirilen iki adet üç eksenli ivmeölçer ile toplanmıştır. Sonuçta, radyal ve eksenel konumda yapılacak ölçümler neticesinde toplanan çoklu kaynak titreşim verileri ile dişli hasarına ait daha çok bilgi elde edilerek DL algoritmasının sınıflandırma doğruluğunun iyileştirilmesi hedeflenmektedir.

İvmeölçerler literatürde sıklıkla dişli kutusu kapağının üstüne ya da mil yataklarına yerleştirilseler dahi, uygun sensör konumun belirlenmesi görevi halen üzerinde çalışılan bir araştırma konusudur. Bu kapsamda, mevcut tez çalışması dâhilinde en uygun ivmeölçer konumunun bulunması için de denemeler gerçekleştirilmiştir. Bir kaynak sunması bakımından ivmeölçer konumlarına yönelik literatürden bazı örnekler,

- Dişli Kutusu Üstü – Ortada (Praveenkumar vd., 2014)
- Dişli Kutusu Üstü – Köşelerde (Kim ve Choi, 2019)
- Mil Çıkışı – Motor Tarafı (Luo, 2019)
- Mil Çıkışı – Fren Tarafı (Qiu vd., 2019)

Literatür dâhilinde örneklendirilen ivmeölçer konumlarının sağlıklı ve çatlaklı (%50-%100) düz dişli çarkların radyal ve eksenel doğrultulardaki titreşim cevapları üzerindeki etkisini karşılaştırmalı bir şekilde ele alabilmek adına toplam altı adet sensör konumu belirlenmiş ve test edilmiştir (bkz. Şekil 3.32).



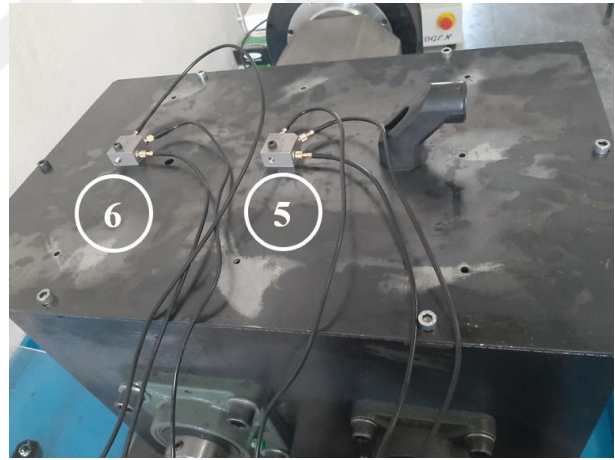
(a)



(b)



(c)



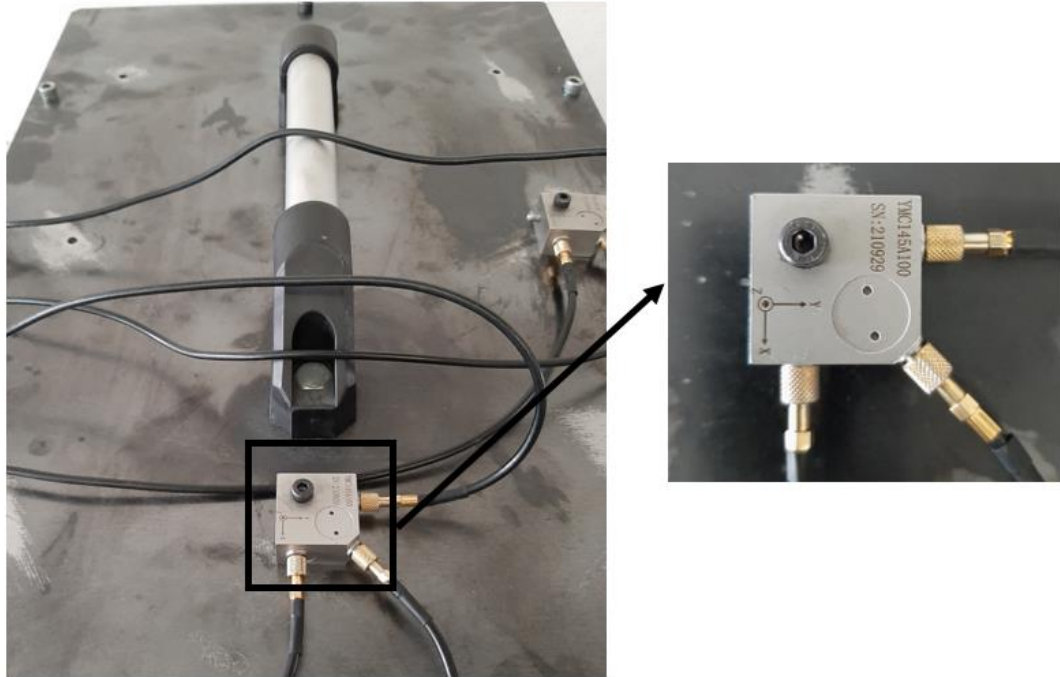
(d)

Şekil 3.32. Farklı sensör konumlarının test edilmesi: (a) dişli kutusu üstü pinyon dişlinin üst tarafı (1) ve dişli kutusu üstü fren tarafı (2), (b) motor tarafı mil yatağı (3), (c) fren tarafı mil yatağı (4) ve (d) dişli kutusu üstü orta nokta (5) ve döndürülen dişlinin üstü (6).

Farklı mil hızları ve yükleme koşulları altında test edilecek sağlıklı ve çatlaklı (%50-%100) düz dişli çarkların titreşim cevaplarının üç eksenli ivmeölçerler aracılığı ile toplanacağı hususu mevcut alt başlık altında daha önce ifade edilmiştir. Bu kapsamda, farklı sensör konumları için elde edilecek titreşim verilerinin etkin bir şekilde

yorumlanabilmesi bakımından sensör üzerinde tanımlanan x, y ve z eksenlerinin hangi doğrultulara karşılık geldiğinin de belirtilmesi gerekmektedir. Şekil 3.33 dişli kutusu kapağının üzerine yerleştirilen bir ivmeölçerin eksen takımlarını tanımlamaktadır.

Ek bir bilgi olarak, dişli kutusu kapağı üzerinde test edilen tüm sensör konumları (yani, (1), (2), (5) ve (6) numaralı konumlar) için bahse konu eksen takımlarının doğrultuları montaj esnasında eş olacak biçimde ayarlanmıştır. Bununla birlikte, mil yataklarının üzerine konumlandırılan (3) ve (4) numaralı sensör konumları dâhilinde ivmeölçerlerin geometrisi ve montaj imkânları göz önüne alındığında dişli kutusu kapağı üzerine monte edilen sensörler ile aynı eksen doğrultularının yakalanması mümkün olmamaktadır. Bu kapsamda, (3) ve (4) numaralı ivmeölçerler aracılığı ile farklı eksenler için elde edilen titreşim verileri sunulurken (1), (2), (5) ve (6) numaralı konumlar için tanımlanan eksen doğrultuları referans alınarak eksen takımı dönüşümü uygulanmıştır.



Şekil 3.33. Dişli kutusu kapağı üzerine yerleştirilen bir ivmeölçer üzerinde eksen takımının (x, y ve z) tanımlanması.

3.11.4. Veri Toplama Prosedürü

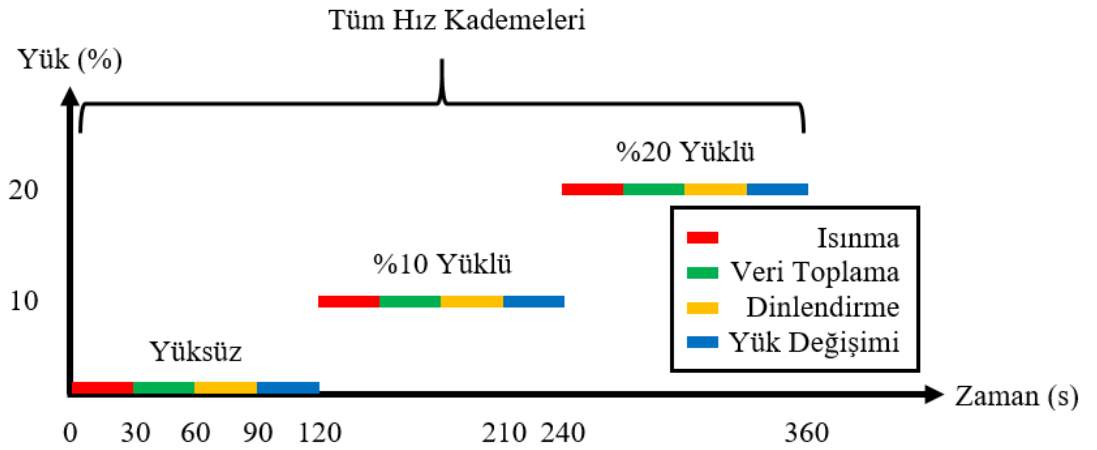
Dişli kutusu üzerinde çeşitli konumlara monte edilen üç eksenli ivmeölçerler aracılığı ile toplanan titreşim verilerine ilaveten torkmetreler aracılığı ile ölçülen moment ve hız (giriş

ve çıkış) verileri de 100,000 veri/s kapasiteli sekiz kanallı bir veri toplama sistemi vasıtası ile ana bilgisayara aktarılarak “csv” formatında kaydedilmiştir. Veri toplama kutusuna dair bir görsel ise Şekil 3.34’te sunulmuştur.



Şekil 3.34. Sekiz kanallı veri toplama kutusu.

Deneyler esnasında örnekleme frekansı 512 Hz olarak belirlenmiş ve veriler her bir koşul için 10 saniye boyunca toplanmıştır. Her bir test üç kere tekrar edilmiştir. Deneyler esnasında takip edilen prosedür Şekil 3.35’te özetlenmiştir.

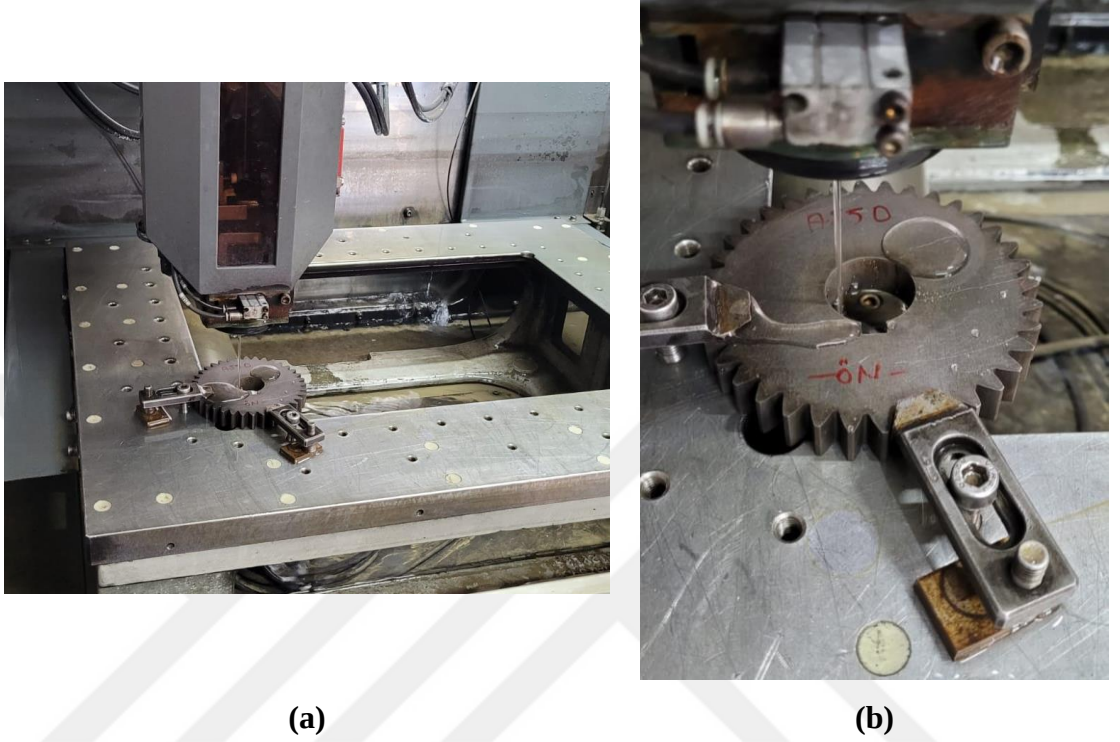


Şekil 3.35. Deneyler esnasında takip edilen veri toplama prosedürü.

3.11.5. Çatlak Geometrilerinin Tanımlanması

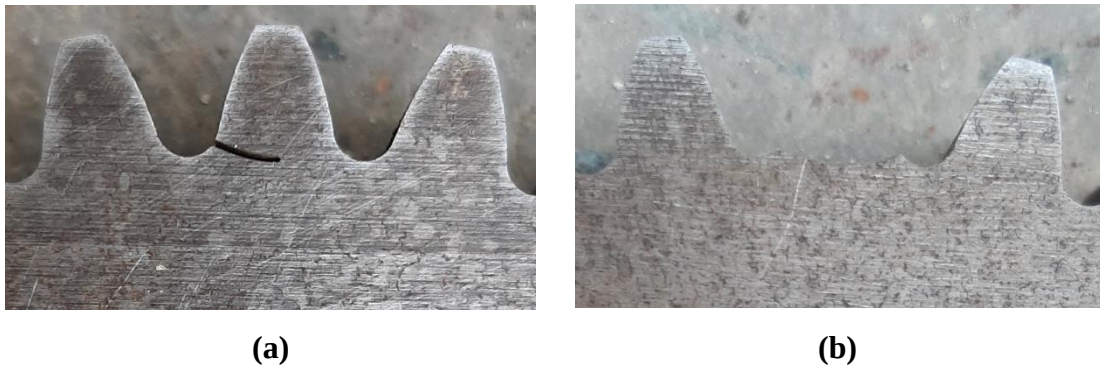
Mevcut tez çalışması dâhilinde farklı çalışma koşullarının (mil hızı ve yükleme) yanı sıra farklı derecelerdeki diş dibi çatlakları (%50-%100) hasarlarının da titreşim sinyalleri üzerindeki etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Farklı derecelerdeki çatlak hasarları test

numunelerine literatür ile uyumlu bir şekilde tel erezyon yöntemi ile açılmıştır (Lei ve Zuo, 2009). Bu kapsamda, bir örnek teşkil etmesi bakımından tel erezyon tezgâhına bağlanmış bir numuneye dair görseller Şekil 3.36’da sunulmuştur.



Şekil 3.36. Çatlak geometrilerinin numunelere tel erezyon yöntemi ile tanımlanması: (a) tel erezyon tezgâhına bağlanmış bir numune ve (b) numuneye yakın plan bakış.

Test numunelerine tel erezyon yöntemi ile açılan (1) %50 ve (2) %100 çatlak derecelerini temsil eden görseller Şekil 3.37’de sunulmuştur. Bu kapsamda, deneysel çalışmalar dâhilinde kullanılan “%100 çatlak derecesi” ifadesinin nümerik çalışmalardan farklı olarak tam diş kırılmasına tekabül ettiğinin vurgulanmasında fayda görülmektedir.



Şekil 3.37. Deneysel çalışmalar kapsamında tel erezyon yöntemi ile test numunelerine tanımlanan farklı derecelerdeki diş dibi çatlakları: (a) %50 ve (b) %100 çatlak derecesi.

3.11.6. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Modelin Genel Yapısı

Mevcut tez çalışmasının deneysel çalışmaları dâhilinde standart evolvent düz dişli çark çiftlerinde (1) sağlıklı durum, (2) %50 çatlak ve (3) %100 (tam diş kırılması) çatlak derecesi olmak üzere üç farklı sağlık koşulunu değişken çalışma koşulları altında (yani, mil hızı ve yükleme) sınıflandırmak adına bir 1-D CNN modeli geliştirilmiştir. Ana amaç, (1) mil hızının, (2) yüklemenin ve (3) ölçüm yapılan eksen tercihinin DL temelli modelin genel hata sınıflandırma kabiliyeti üzerindeki etkisini test etmektir. Bu amaçla, tez çalışması dâhilinde kurgulanan ve üretilen deney düzeneğinin fren tarafındaki mil yatağının üzerine konumlandırılmış (yani, Konum 4) üç eksenli bir ivmeölçer aracılığı ile toplanan titreşim verileri, 1-D CNN modeline girdi verisi olarak sağlanmıştır.

Bu kapsamda, deneysel olarak toplanan zamana bağlı ivme verilerinin %70'i ağı eğitimi için kullanılmıştır. Ek olarak, geri kalan verilerin %15'inden test için ve %15'inden de doğrulama için faydalanılmıştır. Bırakma (*dropout*) oranı literatür ile uyumlu bir şekilde 0,5 olarak belirlenmiştir (Kalay vd., 2023c). Çizelge 3.15, bu tez çalışmasının deneysel kurgusu dâhilinde geliştirilen 1-D CNN yapısının genel özelliklerini listelemektedir.

Çizelge 3.15. Deneysel çalışmalar için kurgulanan 1-D CNN modelinin yapısı

Katman (Tip)	Çıktı Şekli	Param#
conv1D_1 (Conv1D)	(None, 660, 4)	8
max_pooling1D_1 (MaxPooling1D)	(None, 330, 4)	0
dropout_1 (Dropout)	(None, 330, 4)	0
flatten_1 (Flatten)	(None, 1320)	0
dense_2 (Dense)	(None, 64)	84544
dense_3 (Dense)	(None, 3)	195

Mevcut tez çalışması evrişim katmanında dört öznetelik haritası kullanmış ve kernel boyutunu bir olarak belirlemiştir. Evrişim işleminin ardından, karmaşık verilerin lineer olmayan dönüşümü için ReLu aktivasyon fonksiyonundan yararlanılmıştır. Bu kapsamda, *batch* boyutu 32 ve *Epoch* sayısı da 10 olarak ayarlanmıştır. Ağı optimizasyonu için ise Adam optimizasyon algoritmasından faydalanılmıştır.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Mevcut tez çalışması üç farklı diş profilini dikkate alarak farklı dişli sağlık koşullarını sınıflandırmak için 1-D CNN tabanlı bir yöntem geliştirmiştir. Bu amaçla, ilk olarak, sağlıklı ve çatlaklı (%25-%50-%75-%100) standart ve asimetrik düz dişli çiftlerinin tek diş ve kavrama rijitlikleri FE tabanlı bir metot kullanılarak hesaplanmıştır. Daha sonra, diş dibi çatlağı hasarının varlığında titreşim cevabındaki değişimi simüle etmek için tek kademeli bir dişli transmisyon sisteminin 6-DOF dinamik modeli oluşturulmuştur. Bir sonraki adım ise erken hata teşhisi görevini karmaşıktırmak için dinamik model aracılığı ile toplanan mükemmel (yani, gürültüsüz) sinyallere üç farklı seviyede beyaz Gaussian gürültü (yani, SNR) eklenmesidir (Gecgel, 2019). Son olarak, geliştirilen 1-D CNN modeli ile üç farklı diş profili ($20^\circ/20^\circ$, $20^\circ/25^\circ$ ve $20^\circ/30^\circ$) için elde edilen ortalama sınıflandırma doğruluk oranları kendi aralarında karşılaştırılmıştır.

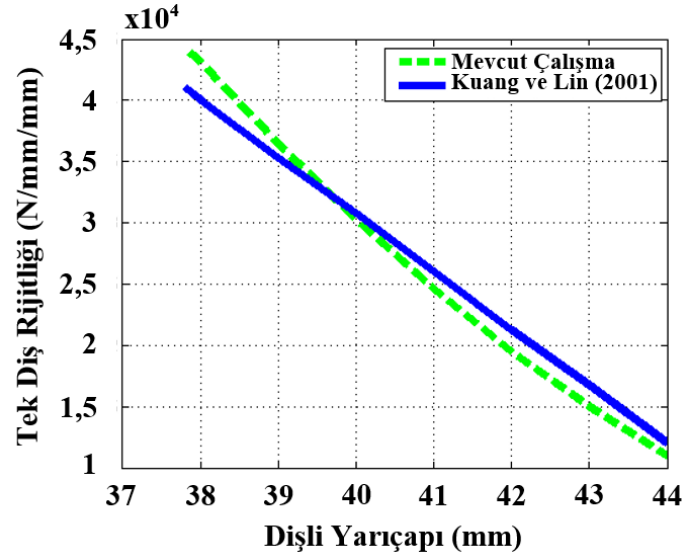
Ana amaç; DSPA değerinin dişli çiftlerinin dinamik davranışı üzerindeki etkisini araştırmak ve diş asimetrisinin (1) eğilme mukavemeti, (2) darbe dayanımı ve (3) yorulma ömrü bakımından sağladığı iyileştirmelere ek olarak DL tabanlı bir algoritma ile çatlak tespitini kolaylaştırmada bir avantaj sağlayıp sağlayamayacağını araştırmaktır. Ek bir bulgu olarak, mevcut araştırma, DSPA konfigürasyonunun diş dibi çatlağı hasarını tespit etmede bir avantaj sağlayıp sağlamayacağını incelemek için (1) RMS, (2) kurtosis ve (3) CF olmak üzere üç istatistiksel indikatörden faydalanmıştır.

Bu başlık altında (1) geliştirilen 6-DOF dinamik model aracılığı ile elde edilen bulgular, (2) CWRU ve PU rulman veri seti sonuçları ve (3) bu tez çalışması dâhilinde tasarlanan ve üretilen dişli kutusu hata tespiti deney düzeneğine ilişkin bulgular detaylandırılmıştır.

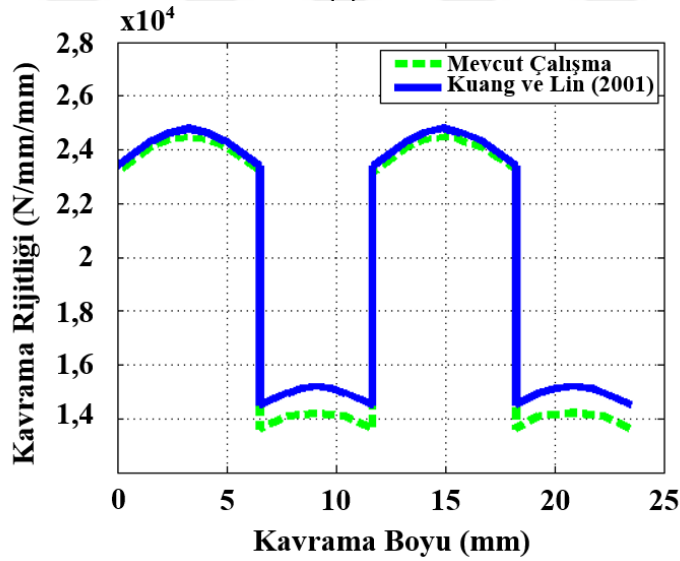
4.1. Tek Diş ve Kavrama Rijitliği Hesaplama Yönteminin Doğrulanması

Tez çalışması dâhilinde geliştirilen tek diş ve kavrama rijitliği hesaplama yöntemi mevcut literatür ile doğrulanmıştır (Kuang ve Lin, 2001). Doğrulama için, modül (m) değeri 4 mm ve diş sayısı (z) 20 olan bir düz dişli çarkın üç boyutlu CAD modeli oluşturulmuştur. Bu kapsamda, FE simülasyonları 1 mm diş genişliği dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen tek diş ve kavrama rijitliği bulguları ise Kuang ve Lin (2001) tarafından hesaplanan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır (bkz. Şekil 4.1).

Şekil 4.1 incelendiğinde iki yöntem aracılığı ile hesaplanan rijitlik değerleri arasında maksimum %5 civarında bir fark olduğu gözlenmiştir. Bu kapsamda, mevcut tez çalışması dâhilinde geliştirilen tek diş ve kavrama rijitliği hesaplama yönteminin literatür ile iyi bir uyum gösterdiği ve dolayısıyla kabul edilebilir olduğu sonucuna varılabilir.



(a)



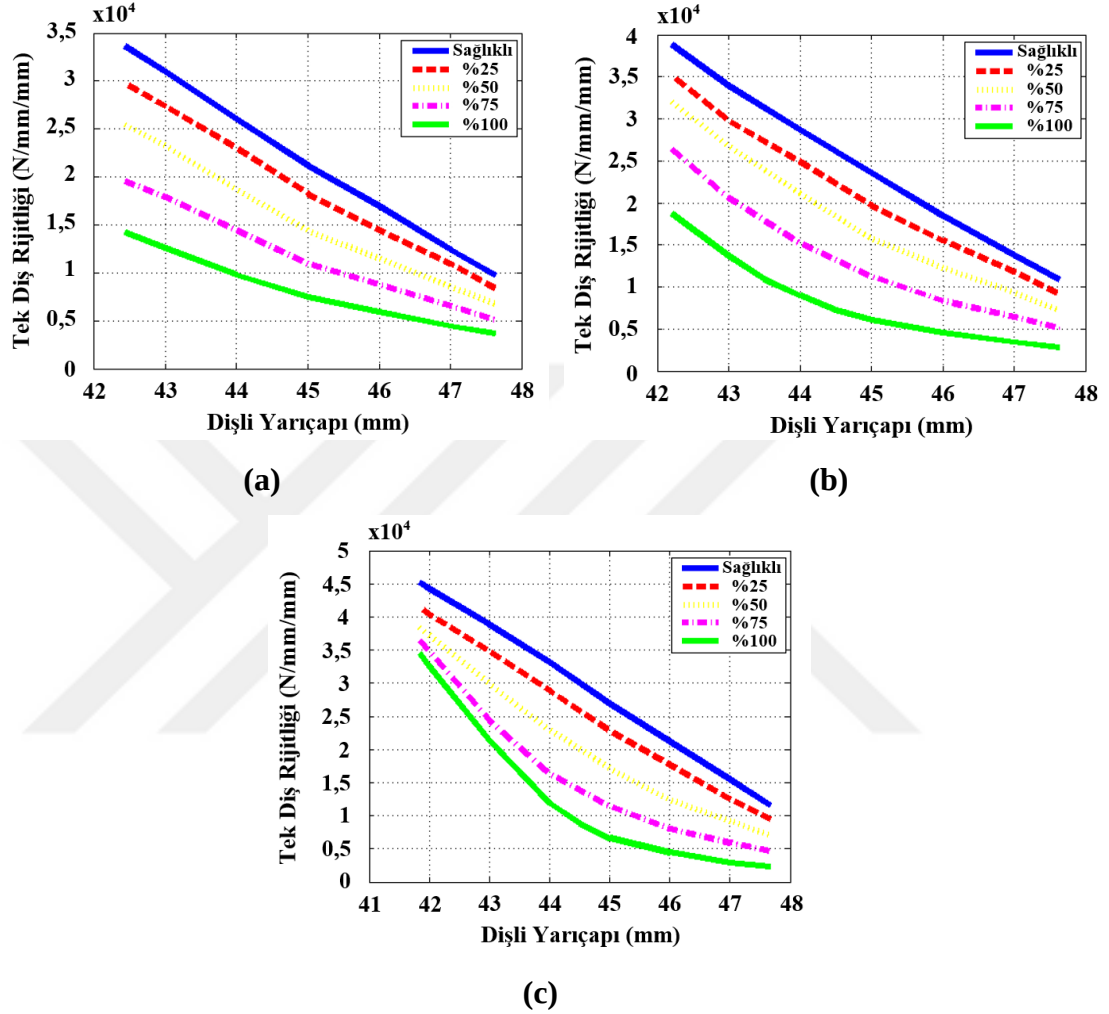
(b)

Şekil 4.1. Geliştirilen metodun mevcut literatür (Kuang ve Lin, 2001) ile doğrulanması: (a) tek diş rijitliği ve (b) kavrama rijitliği sonuçları.

Modelini doğruladıktan sonra, mevcut tez çalışması farklı derecelerdeki diş dibi çatlağı (%25-%50-%75-%100) hasarının farklı DSPA değerlerine sahip düz dişli çark çiftlerinin tek diş ve kavrama rijitlikleri üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı olarak incelemiştir.

4.2. Tek Diş ve Kavrama Rijitliği Bulguları

Diş dibi çatlağı hasarının (%25-%50-%75-%100) varlığında farklı diş profilleri ($20^\circ/20^\circ$, $20^\circ/25^\circ$ ve $20^\circ/30^\circ$) için elde edilen tek diş rijitliği sonuçları Şekil 4.2’de sunulmuştur.



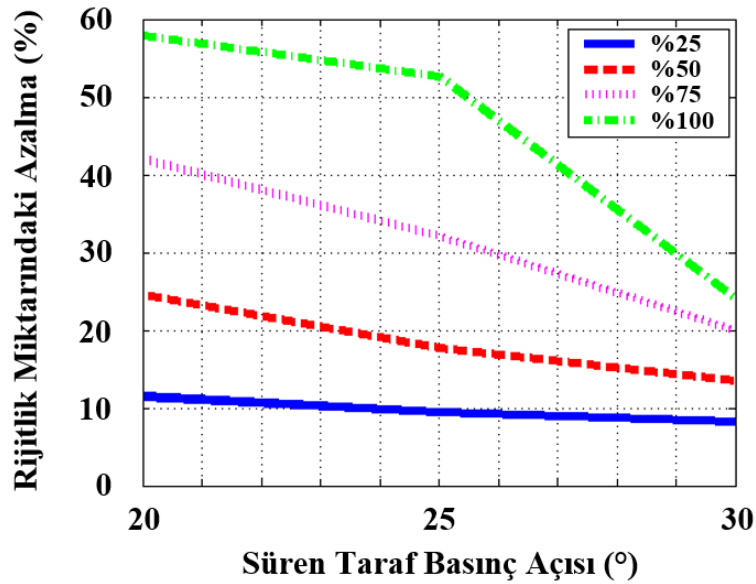
Şekil 4.2. Tek diş rijitliği sonuçları: (a) $20^\circ/20^\circ$, (b) $20^\circ/25^\circ$ ve (c) $20^\circ/30^\circ$ diş profili.

Şekil 4.2 dâhilinde sunulan bulgular bir arada değerlendirildiğinde elde edilen sonuçlar şu şekilde listelenebilir,

- Diş dibi çatlağı hasarının derecesinin artması ile tek diş rijitliği azalmaktadır,
- Diş asimetrisinin (yani, DSPA) artması tek diş rijitliğini arttırmaktadır,
- Her bir diş profili için sağlıklı durumda elde edilen maksimum rijitlik (yani, en düşük yarıçap) değerleri referans alınarak bir karşılaştırma yapılacak olur ise DSPA değerinin 20° 'den 30° 'ye artması ile tek diş rijitliğinin yaklaşık %34,5 oranında iyileştirilebileceği saptanmıştır.

Mevcut tez çalışması, diş dibi çatlağı yayılımının asimetrik profile sahip düz dişli çark çiftlerinin tek diş rijitliği üzerindeki etkisini karşılaştırmalı olarak ele almıştır. Bu kapsamda, Şekil 4.2 dâhilinde sunulan bulguların tek tek incelenmesi ile DSPA (yani, diş asimetrisi) değerinin bir dişli çarkın tek diş rijitliği üzerindeki etkisine dair sınırlı miktarda bilgi elde edilebilir. Bu sınırlamanın üstesinden gelmek adına, tez çalışması dâhilinde incelenen diş profilleri dikkate alınarak, diş dibi çatlağı hasarının varlığında, rijitlik değerinde meydana gelen yüzdesel azalma miktarı Şekil 4.3'te sunulmuştur. Bu sayede, örneğin, diş dibi çatlağı hasarının varlığında diş asimetrisinin tek diş rijitliğini yüzdesel olarak ne kadar etkilediğini değerlendirmek mümkün olacaktır.

Şekil 4.3'te ifade edilen “Rijitlik Miktarındaki Değişim (%)” değeri hesaplanırken, her bir diş profili ve çatlak derecesi için Şekil 4.2’de sunulan maksimum tek diş rijitliği (yani, en düşük yarıçap için elde edilen değer) değerleri referans alınmıştır. Çatlak derecesinin artması ile rijitlik değerinin azalacağı bilgisini (bkz. Şekil 4.2) akılda tutarak buradaki amaç; diş asimetrisinin (yani, DSPA) sağlıklı ve çatlaklı düz dişli çarkların diş rijitliği üzerindeki etkisini tek bir grafik üzerinde eş zamanlı olarak göstermek ve daha etkin bir yorumlamaya olanak sağlamaktır.

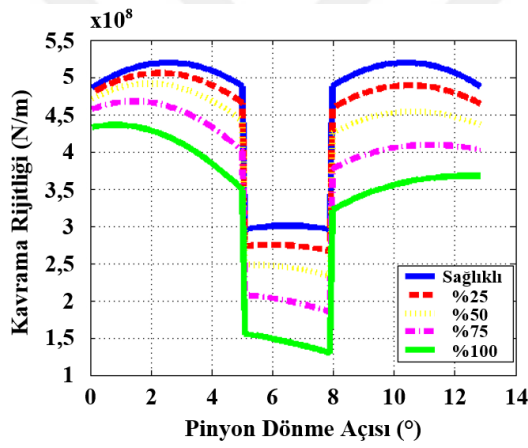


Şekil 4.3. DSPA değerine bağlı olarak diş dibi çatlağı hasarının varlığında maksimum tek diş rijitliği değerlerinde meydana gelen yüzdesel değişim.

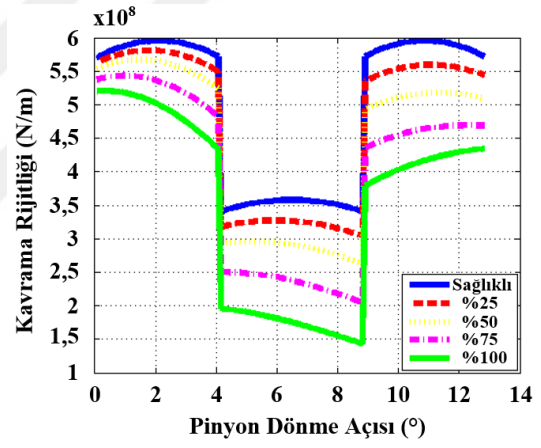
Şekil 4.3'ün oluşturulması esnasında faydalanılan “yüzdesel azalma miktarları” ise Çizelge 4.1’de sunulmuştur. Hatırlatma olarak, yüzdesel değişim miktarları hesaplanırken yalnızca maksimum rijitlik değerlerinden yararlanılmıştır.

Çizelge 4.1. Diş profili ve çatlak derecesine bağlı olarak maksimum rijitlik değerinde meydana gelen yüzdesel azalma miktarı

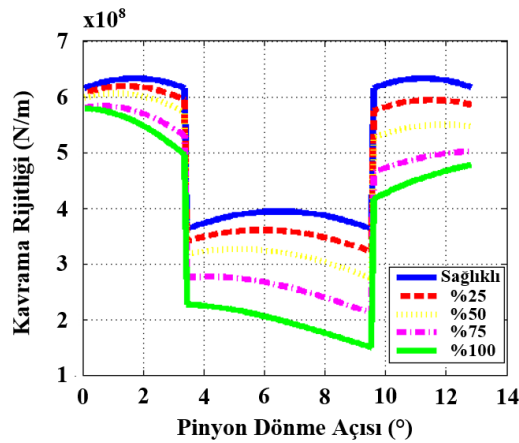
Diş Profili	Çatlak Derecesi (%)			
	25	50	75	100
20°/20°	%11,4896	%24,4207	%42,0188	%57,8443
20°/25°	%9,4372	%17,6752	%32,1082	%52,5773
20°/30°	%8,1848	%15,4659	%19,9202	%24,1148



(a)



(b)



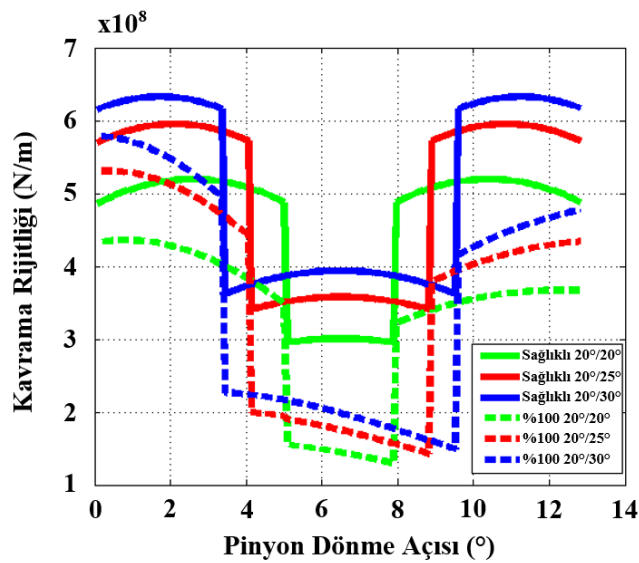
(c)

Şekil 4.4. Kavrama rijitliği sonuçları: (a) 20°/20°, (b) 20°/25° ve (c) 20°/30° diş profili.

Tek diş rijitliği sonuçları ile uyumlu şekilde sağlıklı ve çatlaklı (%25-%50-%75-%100) standart ve asimetrik dişli çiftleri için elde edilen kavrama rijitliği bulguları Şekil 4.4'te sunulmuştur. Hesaplanan kavrama rijitliği bulguları bir sonraki adımda, mevcut sistemin titreşim cevabını elde edebilmek adına geliştirilen 6-DOF dinamik modele girdi verisi olarak verilecektir. Şekil 4.4 DSPA değerinin (yani, diş asimetrisi) düz dişli çark çiftlerinin kavrama rijitliği üzerindeki etkisine ilişkin dört önemli sonuç sunmaktadır.

- Kavrama rijitliği, DSPA değerinin 20° 'den 30° 'ye artması ile artmaktadır. Bu kapsamda, DSPA değeri arttıkça diş dibi kalınlaşır (bkz. Şekil 3.8 ve 3.9); böylece diş, standart ($20^\circ/20^\circ$) tasarımlara kıyasla daha rijit davranır (Kalay vd., 2021),
- Bir düz dişli çiftinin kavrama rijitliği diş dibi çatlağı hasarının varlığında azalır. Bu kapsamda, çatlak derecesinin artması ile birlikte kavrama rijitliğinde meydana gelen azalma da orantılı olarak artar,
- DSPA değeri arttıkça kavrama rijitliğinde meydana gelen düşüş miktarı azalır. Bu bulgu mevcut literatür ile de uyumludur (Doğan ve Karpaz, 2019),
- Tek diş bölgesi, DSPA değeri arttıkça genişler. Sonuç olarak, yük tek bir diş çifti ile daha uzun süre taşınmış olur.

Şekil 4.5'te (1) diş profili ve (2) çatlak derecesinin kavrama rijitliği üzerindeki etkisi tek bir grafik üzerinde sunulmuştur. Bu kapsamda, çatlak derecesinin etkisini daha net ortaya koyabilmek için mevcut grafikte %100 çatlak derecesi referans alınmıştır.



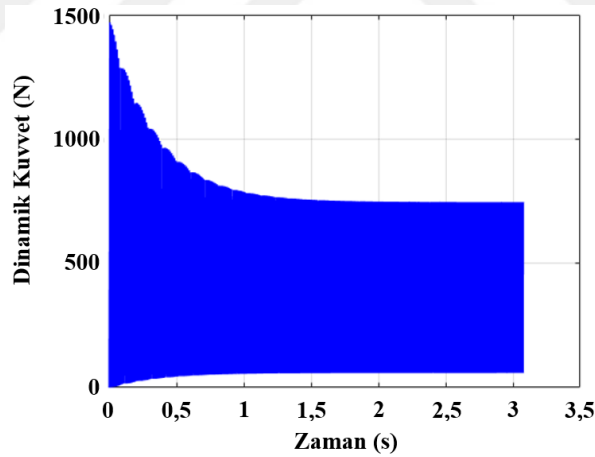
Şekil 4.5. Diş profilinin ve çatlak derecesinin kavrama rijitliği üzerindeki etkisi.

4.3. Geliştirilen Dinamik Modelin Mevcut Literatür ile Doğrulanması

Doğrulama çalışması dâhilinde mevcut tez kapsamında geliştirilen 6-DOF dinamik modelin bulguları (1) Lin (1985) ve (2) Yoon ve Rao (1996) tarafından geliştirilen dinamik modellerin çıktıları ile karşılaştırılmıştır.

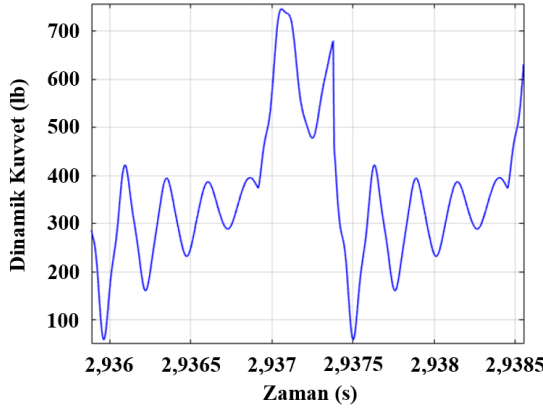
Bu alt başlık altında, mevcut tez çalışması dâhilinde geliştirilen modelin bulguları ilk olarak, Lin (1985) tarafından geliştirilen dinamik modelin çıktıları ile karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda, geliştirilen 6-DOF dinamik model; modül (m) değeri 3,18 mm, diş sayısı (z) 36, diş genişliği (b_t) 25,4 mm, diş profili $20^\circ/20^\circ$ (simetrik) ve devir sayısı 1600 devir/dk koşulları altında koşturulmuştur.

Şekil 4.6'da yukarıda detaylandırılan parametreler dâhilinde koşturulan dinamik model aracılığı ile 500,000 iterasyon sonucunda elde edilen yakınsama grafiği sunulmuştur. Bu kapsamda, dinamik yükler başlangıç aşamasında yüksek olsa dahi, çözüm algoritmasının ilerlemesi ile birlikte kuvvet değerlerinin de yakınsadığı görülmektedir. Elde edilen sonuçlar yakınsama bölgesinden (Kalay vd., 2023b) alınmıştır (bkz. Şekil 4.6).

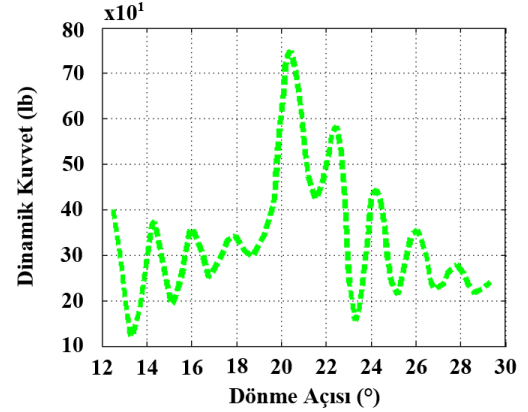


Şekil 4.6. Geliştirilen 6-DOF dinamik modelin yakınsama grafiği.

Mevcut tez çalışması kapsamında geliştirilen 6-DOF dinamik model ile elde edilen dinamik kuvvet değerleri doğrulama maksadı ile Lin (1985) tarafından elde edilen bulgular ile karşılaştırılmıştır (bkz. Şekil 4.7). Şekil 4.7 incelendiğinde her iki çalışmanın sonuçlarının birbirine yakın olduğu ve dinamik kuvvet grafiklerinin benzer bir değişim trendini takip ettiği görülmektedir. Bu kapsamda, maksimum dinamik kuvvet değeri her iki çalışmada da yaklaşık olarak 730 lb olarak hesaplanmıştır.



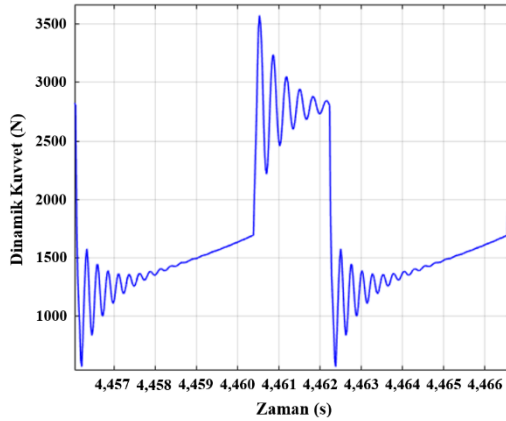
(a)



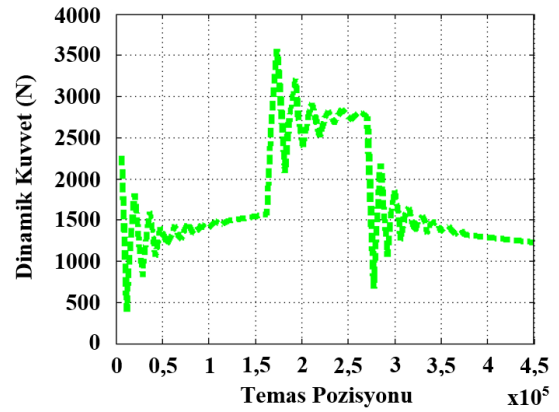
(b)

Şekil 4.7. Geliştirilen 6-DOF dinamik modelin mevcut literatür ile doğrulanması: (a) bu tez çalışması ve (b) Lin (1985).

Mevcut tez çalışmasının sonuçları ikinci olarak, Yoon ve Rao (1996) tarafından geliştirilen dinamik modelin çıktıları ile karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda, yukarıda detaylandırılan doğrulama analizleri 400 devir/dk için tekrar edilmiştir. Elde edilen dinamik kuvvet grafikleri ise Şekil 4.8’de sunulmuştur. Her iki çalışma dâhilinde elde edilen dinamik kuvvet grafiklerinin benzer bir değişim trendini takip ettiği görülmektedir. Her iki model de dinamik kuvvet değerini yaklaşık olarak 3500 N olarak hesaplamıştır.



(a)



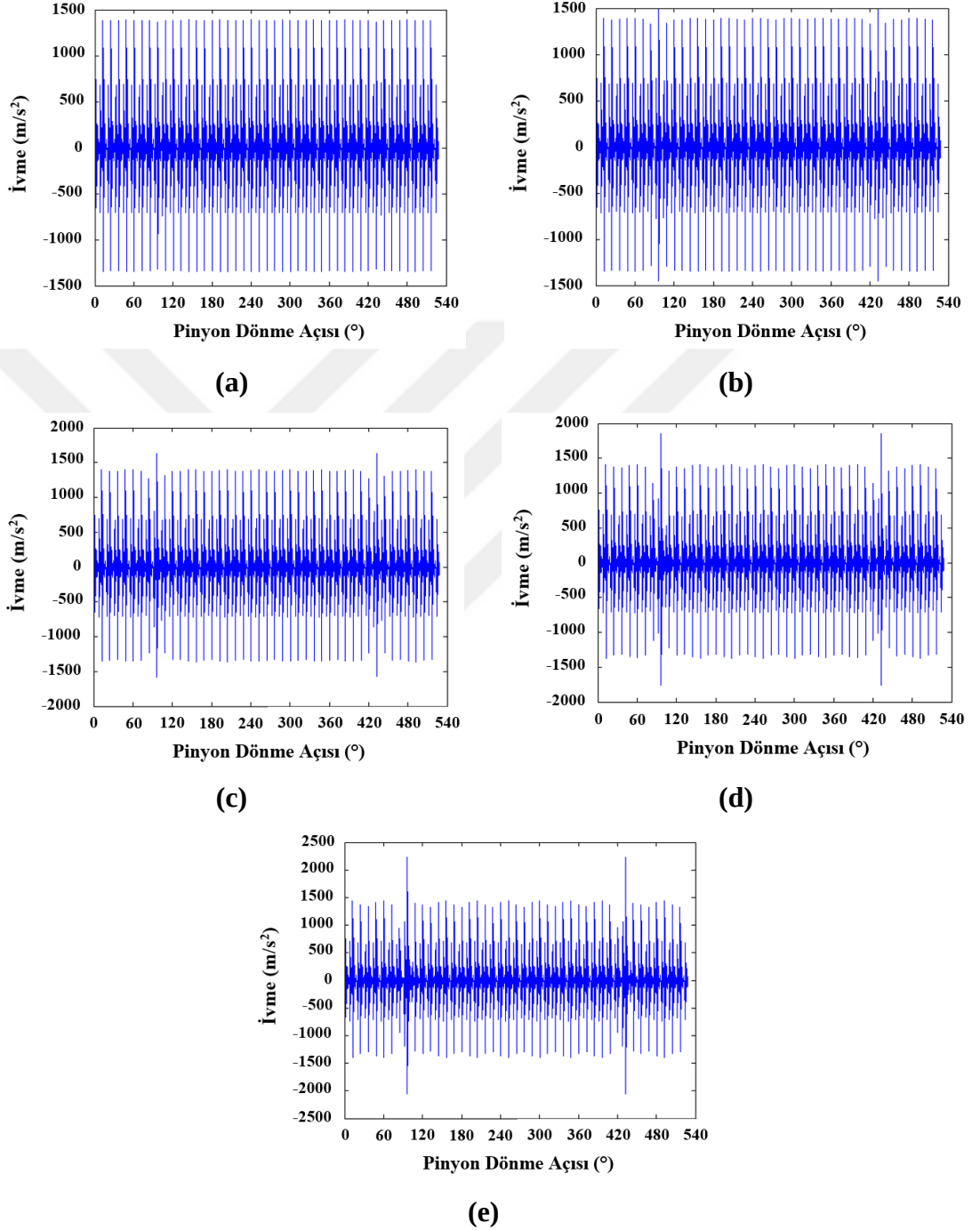
(b)

Şekil 4.8. Geliştirilen 6-DOF dinamik modelin mevcut literatür ile doğrulanması: (a) bu tez çalışması ve (b) Yoon ve Rao (1996).

Şekil 4.6 ila 4.8 arasında sunulan bulgular bir arada değerlendirildiğinde, mevcut tez çalışması dâhilinde geliştirilen 6-DOF dinamik modelin literatür ile iyi bir uyum gösterdiği ve dolayısıyla kabul edilebilir olduğu sonucuna varılabilir.

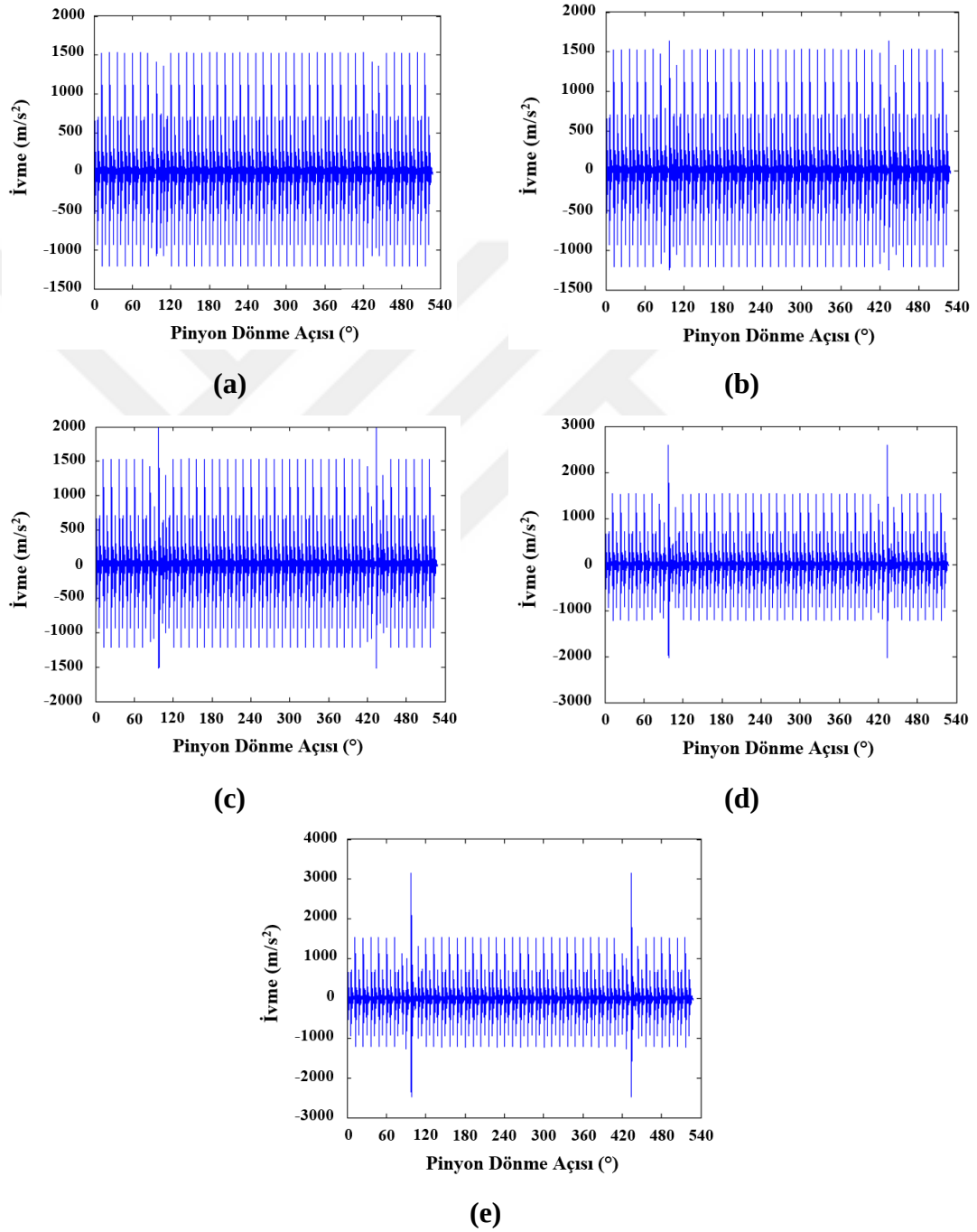
4.4. Dinamik Model Aracılığı ile Elde Edilen Titreşim Sinyalleri

Tez çalışması dâhilinde geliştirilen 6-DOF dinamik model aracılığı ile üç farklı DSPA için toplanan titreşim sinyalleri, sırasıyla, Şekil 4.9 ila 4.11’de sunulmuştur.

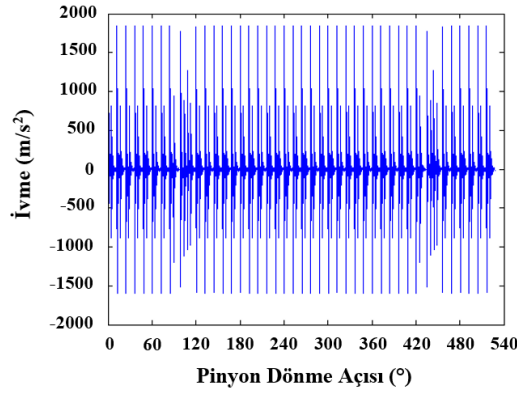


Şekil 4.9. 20°/20° diş profili için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.

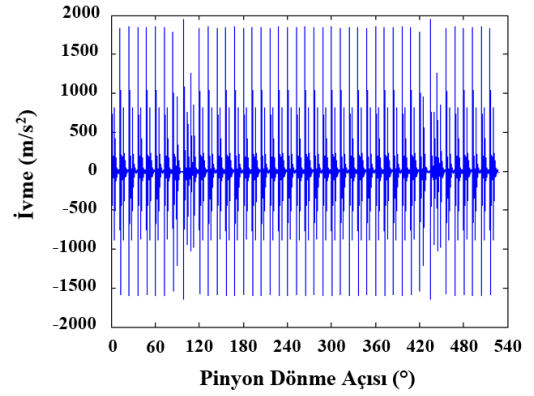
Burada ilk olarak, DSPA değeri için çatlaklı bir dişli çark çiftinin titreşim cevabı üzerindeki etkisini yorumlayabilmek adına gürültüsüz sinyaller tasvir edilmiştir. Daha sonra 6-DOF dinamik model aracılığı ile elde edilen titreşim sinyallerine üç farklı seviyede Gaussian gürültü eklenmiştir. Son olarak, gürültü eklenmiş titreşim sinyalleri, geliştirilen 1-D CNN modeli aracılığı ile hata sınıflandırması için kullanılmıştır.



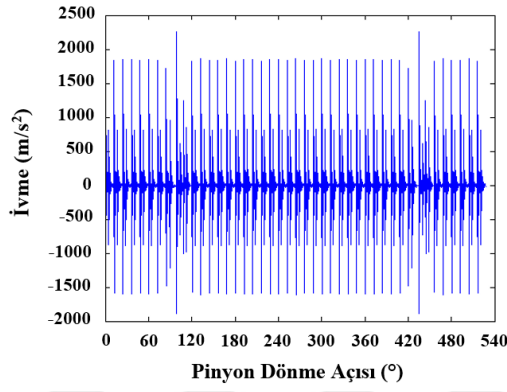
Şekil 4.10. 20°/25° diş profili için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.



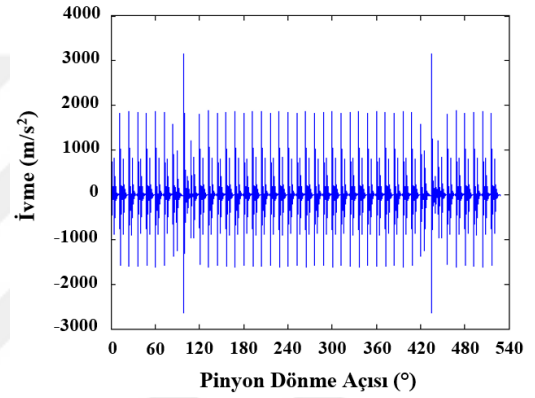
(a)



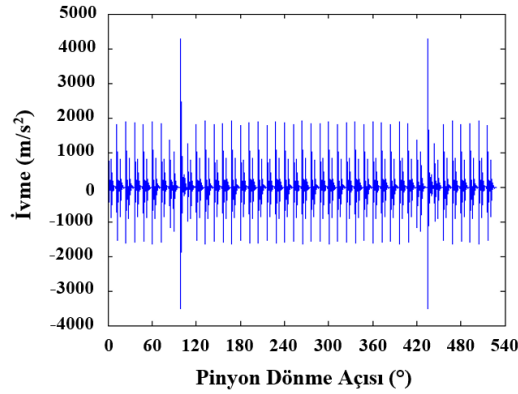
(b)



(c)



(d)



(e)

Şekil 4.11. 20°/30° diş profili için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.

Şekil 4.9 ila 4.11’de sağlıklı durum için maksimum titreşim seviyeleri 20°, 25° ve 30° DSPA değerleri için, sırasıyla, 1385 m/s², 1530 m/s² ve 1840 m/s² olarak ölçülmüştür. Aynı değerler %100 çatlak derecesi için 20°/20°, 20°/25° ve 20°/30° diş profilleri için, sırasıyla, 2224 m/s², 3153 m/s² ve 4268 m/s² olarak ölçülmüştür. Sonuç olarak, asimetrik

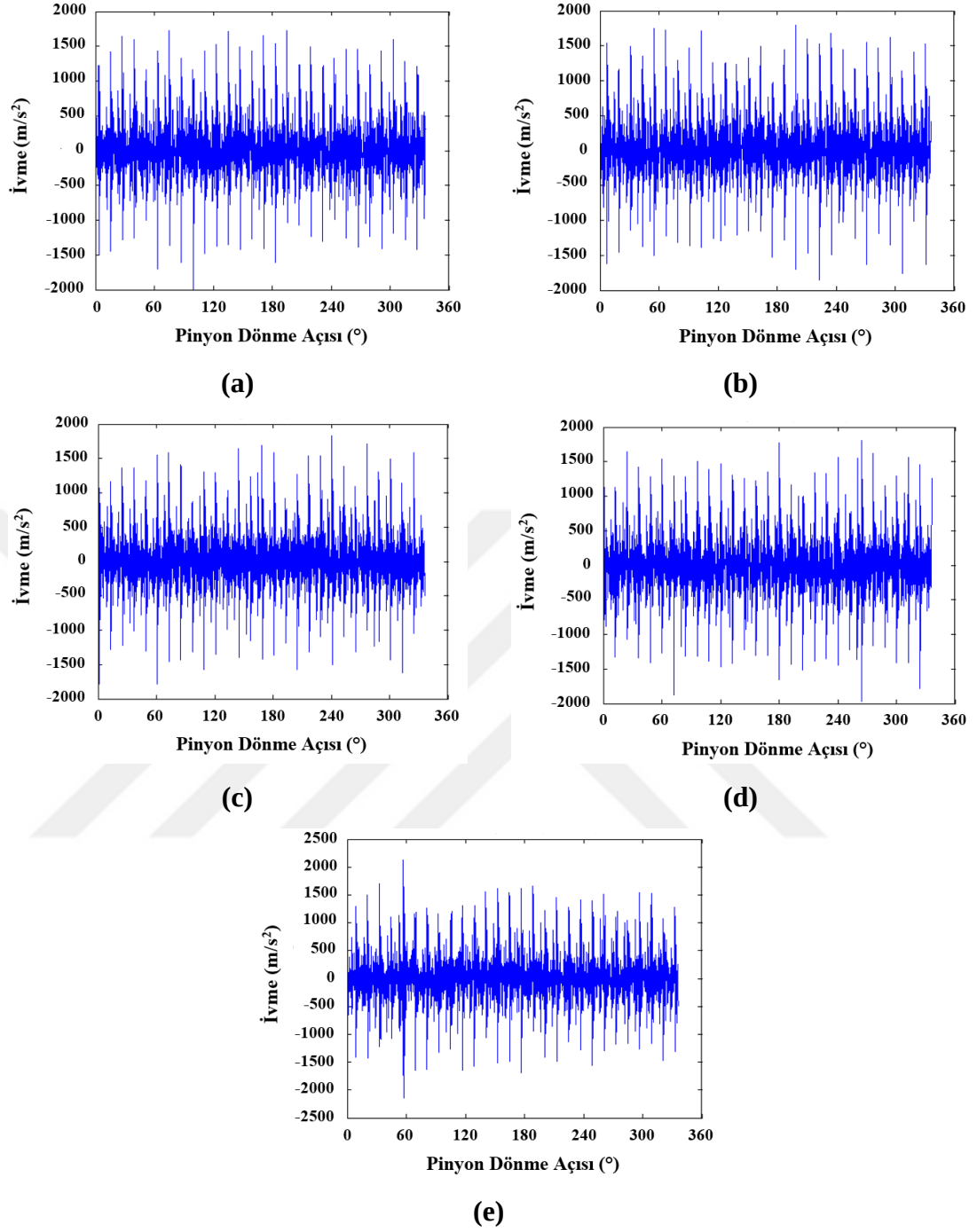
düz dişli çark çiftlerinin standart ($20^\circ/20^\circ$) tasarımlara kıyasla daha yüksek rijitlikleri olması ile ilişki olarak titreşim tepkilerinin de daha güçlü olduğu tespit edilmiştir.

Diş asimetrisinin titreşim cevabı üzerindeki etkisine ilişkin elde edilen bulgular, Şekil 4.9 ila 4.11 dikkate alınarak aşağıda listelenmiştir. Bu noktada, kavrama rijitliğindeki dalgalanmaların bir dişli transmisyon sisteminin titreşim cevabındaki değişimlerin ana kaynaklarından biri olduğunun vurgulanması gerekmektedir (Mohammed vd., 2013). Bu kapsamda, DSPA değerinin kavrama rijitliği üzerindeki etkileri ile titreşim cevabı üzerindeki etkilerinin birbiri ile uyumlu olması beklenmektedir.

- Titreşim cevabının genliği, DSPA değerinin 20° 'den 30° 'ye çıkması ile artar (bkz. Şekil 4.9 ila 4.11),
- Diş dibi çatlağı hasarının varlığında çatlaklı diş kavramaya girerken titreşim sinyalinde bir pik (yani, anomali) gözlenmektedir,
- Bu kapsamda, DSPA değeri arttıkça diş çatlaklarının titreşim sinyali üzerindeki etkisi daha belirgin hale gelmektedir. Bu bulgu, DL tabanlı bir yöntem ile diş dibi çatlağı hasarının daha kolay tespit edilmesi bakımından umut vaat etmektedir.

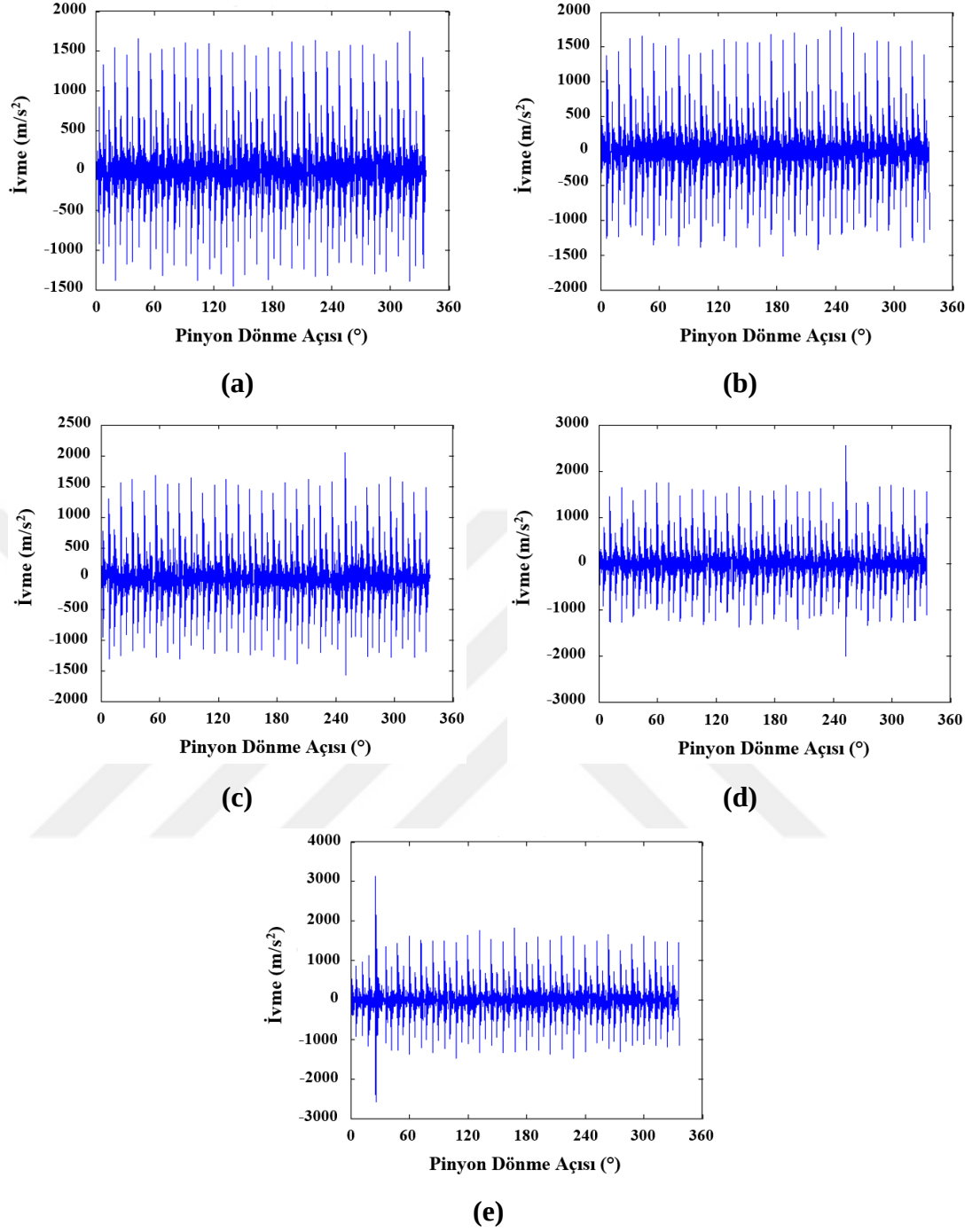
Şekil 4.9 ila 4.11'den görüldüğü üzere, 6-DOF dinamik model aracılığı ile toplanan ilk bulgular (titreşim sinyali) kusursuz, yani gürültüsüzdür. Bu nedenle, mevcut tez çalışması erken hata teşhisi görevini daha karmaşık hale getirmek için simüle edilmiş titreşim sinyallerine üç farklı seviyede beyaz Gaussian gürültü ilave etmiştir. Bu kapsamda, 6-DOF dinamik model aracılığı ile toplanan titreşim sinyallerine literatür ile uyumlu bir şekilde $SNR = 5, 10$ ve 15 değerleri eklenmiştir (Gecgel, 2019). Elde edilen gürültülü titreşim sinyalleri ise özlük dikkate alınarak her bir diş profili ($20^\circ/20^\circ$, $20^\circ/25^\circ$ ve $20^\circ/30^\circ$) için bir SNR değeri özelinde Şekil 4.12 ila 4.14 arasında sunulmuştur. Örneğin, $20^\circ/20^\circ$ diş profili için $SNR = 5$ değerinde gürültü eklenen titreşim sinyalleri listelenirken, $20^\circ/25^\circ$ diş profili için ise $SNR = 10$ değerinde gürültü eklenen sinyaller sunulmuştur.

Mevcut tez çalışması, DSPA değerinin (yani, diş asimetrisi) geliştirilen 1-D CNN modelinin hata sınıflandırma doğruluk oranı üzerindeki etkisini üç farklı SNR değerini dikkate alarak karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Model stabilitesini yorumlamak için testler üç kere tekrarlanmış (yani, deneme sayısı) ve bu çalışma kapsamında tanımlanan her bir senaryo için SD değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 4.12. 20°/20° diş profili ve SNR = 5 için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.

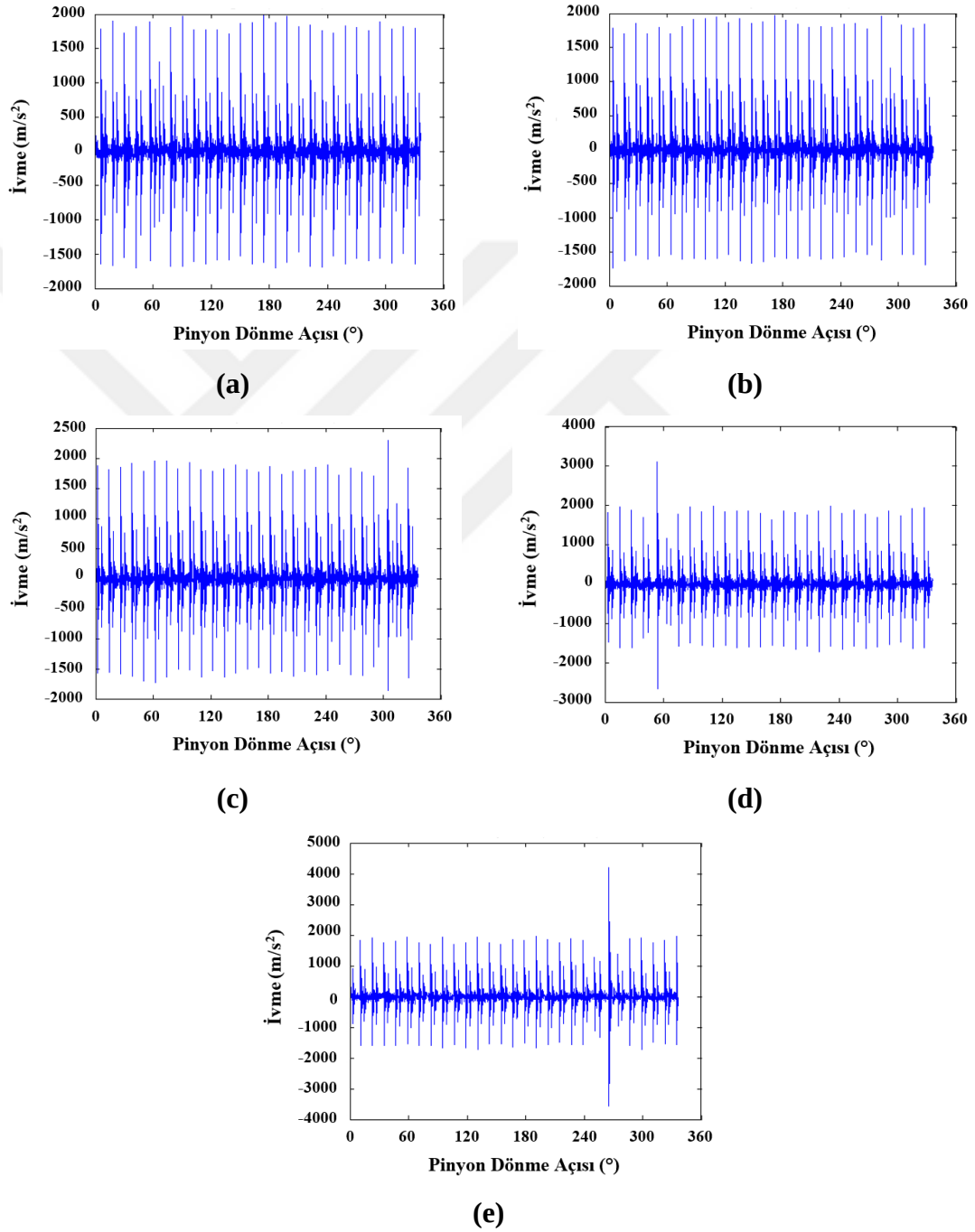
Şekil 4.12 ila 4.14 bir arada değerlendirildiğinde 6-DOF dinamik model aracılığı ile toplanan simüle edilmiş titreşim sinyallerine eklenen SNR değerinin artması ile gürültü seviyesinin azaldığı görülmektedir (bkz. Eşitlik 3.50). Yani, düşük SNR değeri (örneğin, SNR = 5) yüksek gürültü anlamına gelirken, görece yüksek SNR değeri (örneğin, SNR = 15) ise daha düşük bir gürültü seviyesine işaret etmektedir.



Şekil 4.13. $20^\circ/25^\circ$ diş profili ve $SNR = 10$ için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.

Elde edilen bulgular (bkz. Şekil 4.12 ila 4.14) incelendiğinde sinyallere yapılan gürültü ilavesinin akabinde her bir SNR değeri için düşük çatlak derecelerinde (yani, %25 ve %50 çatlak dereceleri) hatalı dişin kavramaya girmesi ile oluşan piki tespit etmenin zorlaştığı görülmektedir. Hâlbuki gürültüsüz sinyaller (bkz. Şekil 4.9 ila 4.11) özelinde her bir çatlak derecesi (%25-%50-%75-%100) için sinyallerdeki değişimler gözle dahi rahatlıkla

görülebilmektedir. Bu husus ise DL tabanlı bir yaklaşım ile erken hata tespiti görevini zorlaştıracak bir unsurdur. Ek olarak, sinyallere SNR ilavesi yapılırken, sinyalde çatlakla ilgili olarak meydana gelen pikin konumu rastgele biçimde değiştirilmiştir (Kim ve Choi, 2019). Bu sayede, çatlakların eğitim ve test veri setlerindeki konumu değiştirilerek gerçek yaşam senaryolarına daha da yaklaşılması hedeflenmiştir.



Şekil 4.14. 20°/30° diş profili ve SNR = 15 için elde edilen titreşim sinyalleri: (a) sağlıklı, (b) %25, (c) %50, (d) %75 ve (e) %100 çatlak dereceleri.

Mevcut tez çalışması kapsamında belirlenen tüm senaryolar dâhilinde gerçekleştirilen üçer testin akabinde standart ($20^\circ/20^\circ$) profilli düz dişli çarklar için ortalama hata sınıflandırma doğruluk oranları 5, 10 ve 15 SNR değerleri için, sırasıyla, %79,854, %91,274 ve %95,100 olarak elde edilmiştir. Bu kapsamda, mevcut çalışma aynı koşullar altında (yani, SNR değeri) $20^\circ/25^\circ$ diş profili için genel sınıflandırma doğruluk oranlarını, sırasıyla, %88,323, %95,804 ve %99,195 olarak bulmuştur. Son olarak, $20^\circ/30^\circ$ diş profili için ortalama sınıflandırma doğruluk oranları ise 5, 10 ve 15 SNR değerleri için, sırasıyla, %90,068, %96,476 ve %99,251 olarak elde edilmiştir.

Çizelge 4.2 geliştirilen 1-D CNN modeli kullanılarak üç farklı DSPA ve SNR değeri için elde edilen test bulgularını özetlemektedir.

Çizelge 4.2. Mevcut tez çalışması kapsamında belirlenen tüm senaryolar dâhilinde elde edilen sonuçların karşılaştırılması

Diş Profili	SNR	Test-1	Test-2	Test-3	Ortalama Doğruluk	SD
$20^\circ/20^\circ$	5	%78,138	%79,122	%82,304	%79,854	0,02177
	10	%91,230	%94,520	%88,074	%91,274	0,03223
	15	%96,981	%93,851	%94,470	%95,100	0,01657
$20^\circ/25^\circ$	5	%84,865	%89,341	%90,765	%88,323	0,03078
	10	%94,798	%96,963	%95,653	%95,804	0,01090
	15	%99,190	%99,232	%99,135	%99,195	0,00048
$20^\circ/30^\circ$	5	%88,452	%89,866	%91,886	%90,068	0,01725
	10	%97,083	%96,402	%95,944	%96,476	0,00573
	15	%99,458	%99,079	%99,218	%99,251	0,00191

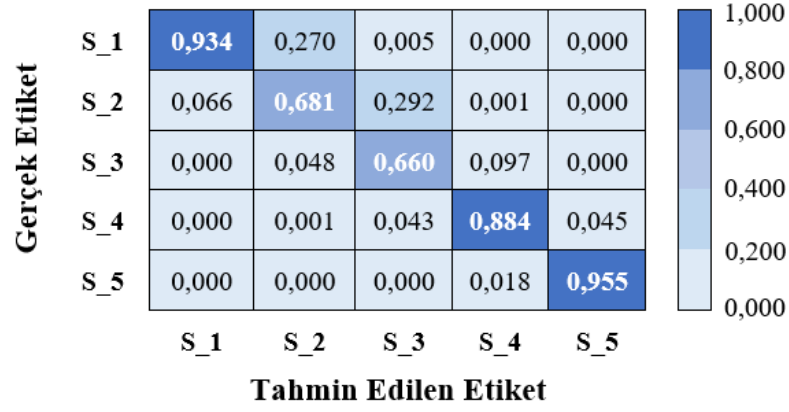
Bu kapsamda, Çizelge 4.2 dâhilinde sunulan bulgular şu şekilde yorumlanabilir,

- Beklendiği gibi, araştırma kapsamında belirlenen tüm senaryolarda gürültü seviyesi arttıkça (yani, SNR azaldıkça) sınıflandırma doğruluğu azalmıştır (bkz. Eşitlik 3.50),

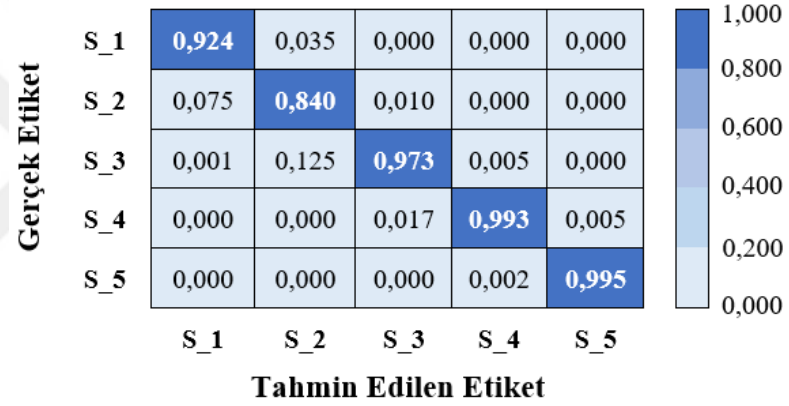
- Her senaryoda, en yüksek doğruluk $SNR = 15$ (yani, en düşük gürültü seviyesi) için elde edilirken, en düşük doğruluk oranı ise $SNR = 5$ (yani, en yüksek gürültü seviyesi) için elde edilmiştir,
- DSPA arttıkça ortalama sınıflandırma doğruluk oranlarının arttığı gözlenmiştir. Bu bulgu, dış asimetrisinin DL tabanlı bir algoritma ile dış dibi çatlağı hasarını tespit etmede avantaj sağlayabileceği yönündeki hipotezi doğrulamaktadır,
- Yüksek gürültü seviyeleri (yani, $SNR = 5$) için standart ($20^\circ/20^\circ$) tasarım yerine asimetrik ($20^\circ/30^\circ$) dış profili kullanılarak ortalama sınıflandırma doğruluğu %12,8 oranında iyileştirilebilir,
- Hesaplanan SD değerlerine göre her bir koşul için gerçekleştirilen testler arasındaki değişkenliğin küçük ve kabul edilebilir düzeyde olduğu ve bulguların kendi aralarında tutarlı oldukları görülmüştür (bkz. Çizelge 4.2).

Mevcut tez çalışması, Şekil 4.15 ila 4.17 arasında sunulduğu üzere, elde edilen DL sonuçlarını yorumlamak için araştırma dâhilinde incelenen her üç DSPA ve SNR için karışıklık (*confusion*) matrisleri çizmiştir. Burada, her bir SNR değeri için gerçekleştirilen üç test arasından en yüksek performansın (yani, sınıflandırma doğruluğu) elde edildiği senaryoya ait karışıklık matrisleri çizilmiştir. Örneğin, Şekil 4.15a’da $SNR = 5$ ve $20^\circ/20^\circ$ dış profili için en yüksek sınıflandırma doğruluğunun elde edildiği “Test-3” için karışıklık matrisi sunulmuştur (bkz. Çizelge 4.2). Karışıklık matrisleri dâhilinde elde edilen bulgular etkin bir yorumlama için, üç farklı DSPA değeri dikkate alınarak, üç bölüme ayrılmıştır. İlk olarak, $20^\circ/20^\circ$ dış profili için, geliştirilen 1-D CNN modelinin $SNR = 5$ koşulu kapsamında “sağlıklı durum (S_1)” ve “%25 çatlak derecesi (S_2)” ile “%25 çatlak derecesi (S_2)” ve “%50 çatlak derecesi (S_3)” etiketlerini sınıflandırmada nispeten zayıf bir performans gösterdiği gözlenmiştir. Geliştirilen model, $SNR = 5$ için “sağlıklı durum (S_1)” ve “%100 çatlak derecesi (S_5)” etiketlerini kabul edilebilir bir tanılama doğruluğu ile sınıflandırmıştır. Bu kapsamda, $SNR = 5$ koşuluna kıyasla $SNR = 10$ ve 15 değerleri için sınıflandırma doğrulukları önemli ölçüde iyileşmiştir (bkz. Şekil 4.15 ve Çizelge 4.2). Sınıflandırma doğruluk oranları $SNR = 10$ ve 15 koşulları için, sırasıyla, %91,274 ve %95,100’e ulaşmıştır. Bu değer $SNR = 5$ için ise %79,854 olarak kaydedilmiştir. Geliştirilen 1-D CNN modeli, $SNR = 5$ koşulu için elde edilen bulgulara benzer şekilde diğer SNR değerleri için de “sağlıklı durum (S_1)” ve “%25 çatlak

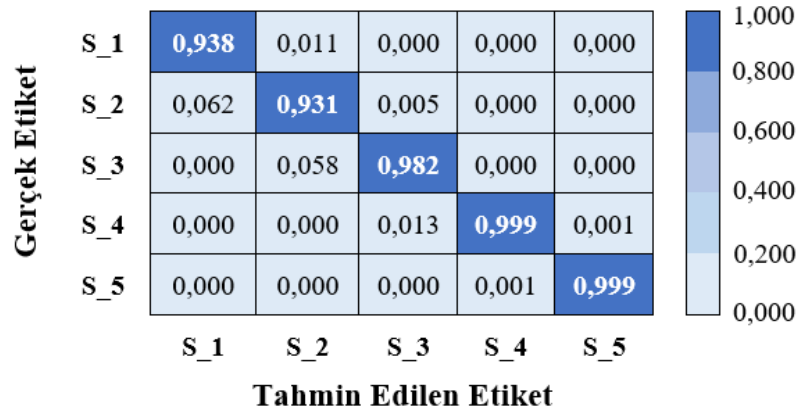
derecesi (S_2)” ile “%25 çatlak derecesi (S_2)” ve “%50 çatlak derecesi (S_3)” etiketlerinin sınıflandırılmasında nispeten zayıf bir performans göstermiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.15. 20°/20° dış profili için elde edilen karışıklık matrisleri: (a) SNR = 5, (b) SNR = 10 ve (c) SNR = 15.



(a)



(b)



(c)

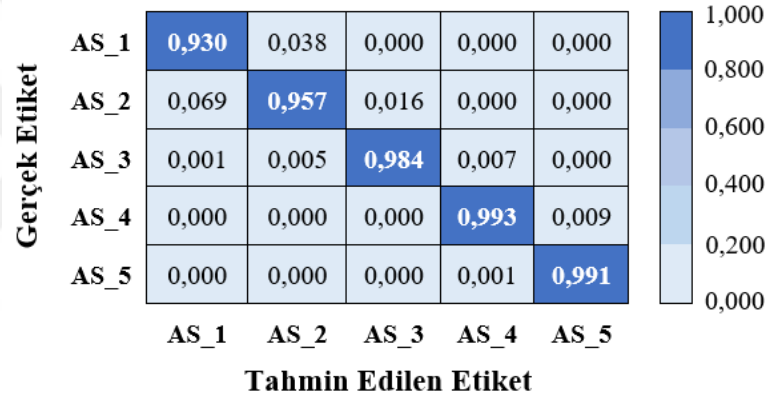
Şekil 4.16. 20°/25° diş profili için elde edilen karışıklık matrisleri: (a) SNR = 5, (b) SNR = 10 ve (c) SNR = 15.

İkinci olarak, 20°/25° diş profili için modelin SNR = 5 koşulunda “sağlıklı durum (A_1)” ve “%25 çatlak derecesi (A_2)” ile “%25 çatlak derecesi (A_2)” ve “%50 çatlak derecesi (A_3)” etiketlerini kendi aralarında karıştırdığı görülmektedir. Bunu akılda tutarak,

geliştirilen 1-D CNN modelinin performansının hata tespiti en zor olduğu SNR = 5 koşulu için 20°/20° dış profiline kıyasla önemli ölçüde iyileştiği vurgulanmalıdır.



(a)



(b)



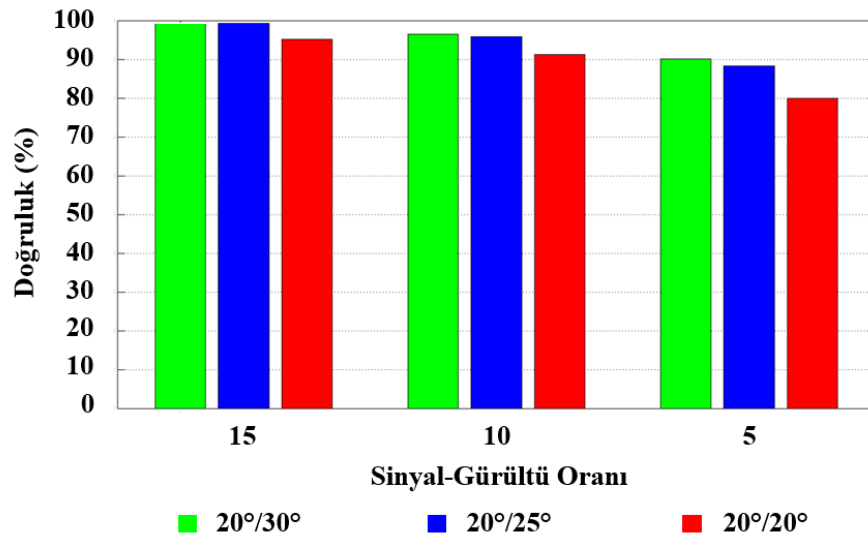
(c)

Şekil 4.17. 20°/30° dış profili için elde edilen karışıklık matrisleri: (a) SNR = 5, (b) SNR = 10 ve (c) SNR = 15.

Bu kapsamda, DSPA değerinin 20° 'den 25° 'ye çıkarılması ile genel sınıflandırma doğruluğu %79,854'ten %88,323'e yükselmiştir. Önerilen modelin SNR = 15 koşulu için ortalama %99,195 sınıflandırma doğruluğu ile büyük başarı gösterdiği görülmektedir (bkz. Çizelge 4.2).

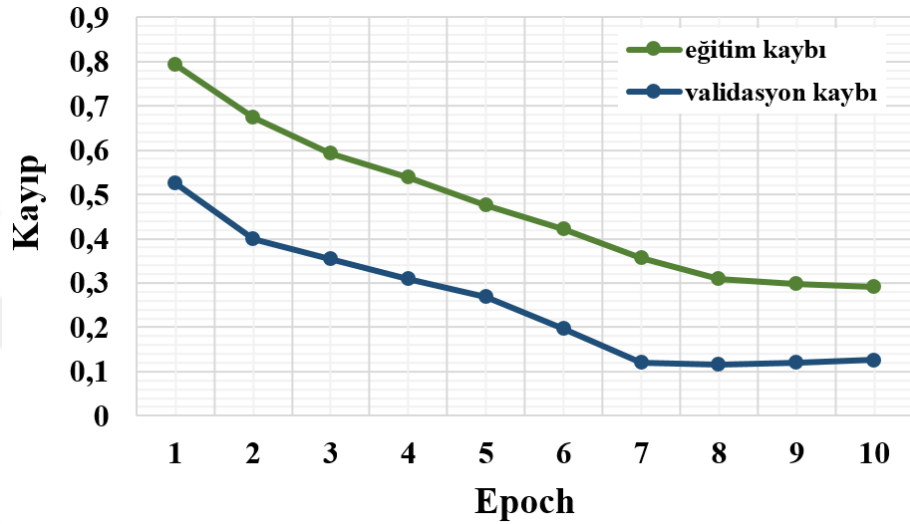
Son olarak, $20^\circ/30^\circ$ diş profili için model, SNR = 5 koşulunda “sağlıklı durum (AS_1)” ve “%25 çatlak derecesi (AS_2)” etiketlerini sınıflandırmada nispeten zayıf performans göstermiştir. Bununla birlikte, modelin bahse konu senaryo dâhilinde sınıflandırma görevini mevcut çalışmada değerlendirilen diğer koşullara kıyasla kabul edilebilir bir hata ile gerçekleştirdiğinin vurgulanması gerekmektedir. Bu kapsamda, SNR = 5 koşulunda ortalama sınıflandırma doğruluğu $20^\circ/30^\circ$ diş profili için %90,068 olarak kaydedilmiştir. Bu bulgu aynı zamanda, simetrik ($20^\circ/20^\circ$) yerine asimetrik diş profili kullanmanın, özellikle yüksek gürültü seviyeleri altında, erken çatlak teşhisi görevini kolaylaştırmada umut vaat ettiğini göstermektedir. Şekil 4.17 geliştirilen 1-D CNN modelinin SNR = 10 ve 15 koşullarında sağlıklı durum ve dört farklı çatlak derecesini (%25-%50-%75-%100) başarı ile sınıflandırdığını ortaya koymaktadır. Ortalama sınıflandırma doğrulukları bu koşullar (yani, SNR) için sırasıyla %96,476 ve %99,251 olarak kaydedilmiştir.

Elde edilen sonuçların daha iyi anlaşılabilmesi için standart ($20^\circ/20^\circ$) ve asimetrik ($20^\circ/25^\circ$ ve $20^\circ/30^\circ$) profile sahip düz dişli çark çiftleri için hesaplanan ortalama sınıflandırma doğrulukları Şekil 4.18’de bir arada sunulmuştur.

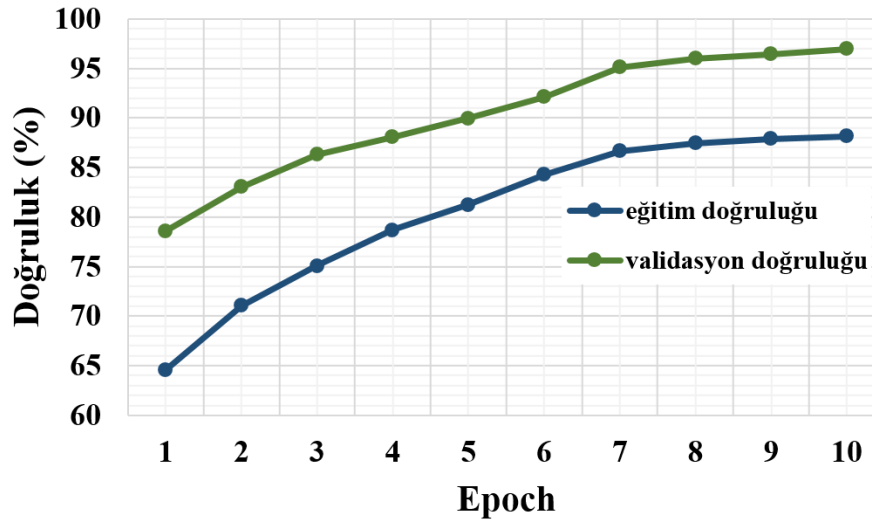


Şekil 4.18. Standart ve asimetrik diş profilleri için elde edilen ortalama sınıflandırma doğruluklarının karşılaştırılması.

Mevcut tez çalışması dâhilinde değerlendirilen tüm dış profilleri için en yüksek sınıflandırma oranlarının elde edildiği (yani, $SNR = 15$) durumlar için elde edilen “eğitim” ve “doğrulama” kaybı ile “doğruluk” grafikleri Şekil 4.19 ila 4.21 arasında sunulmuştur. Eğitim ve doğrulama (validasyon) doğruluklarının, *Epoch* sayısı arttıkça iyileştiği, bu durumda da doğruluk (yani, eğitim ve doğrulama) değerlerinde daha az varyasyon ile sonuçlandığı görülmektedir.

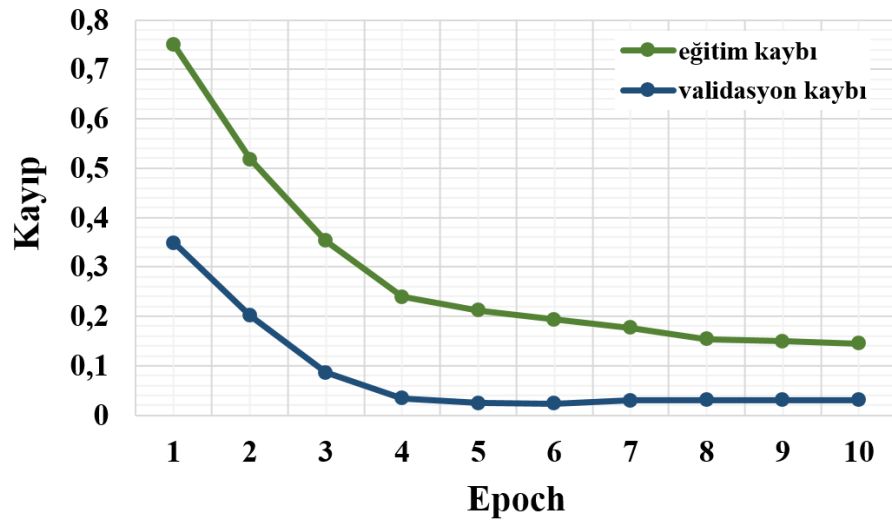


(a)

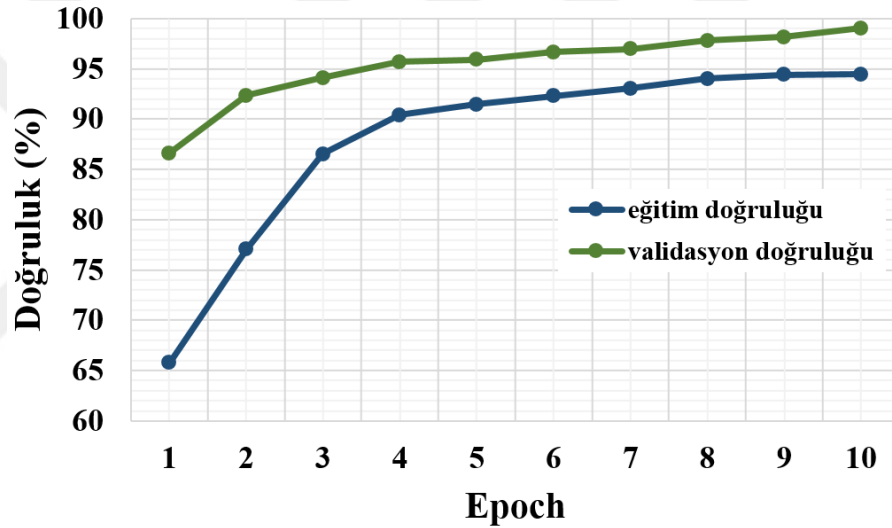


(b)

Şekil 4.19. $20^\circ/20^\circ$ dış profili ve $SNR = 15$ için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.



(a)

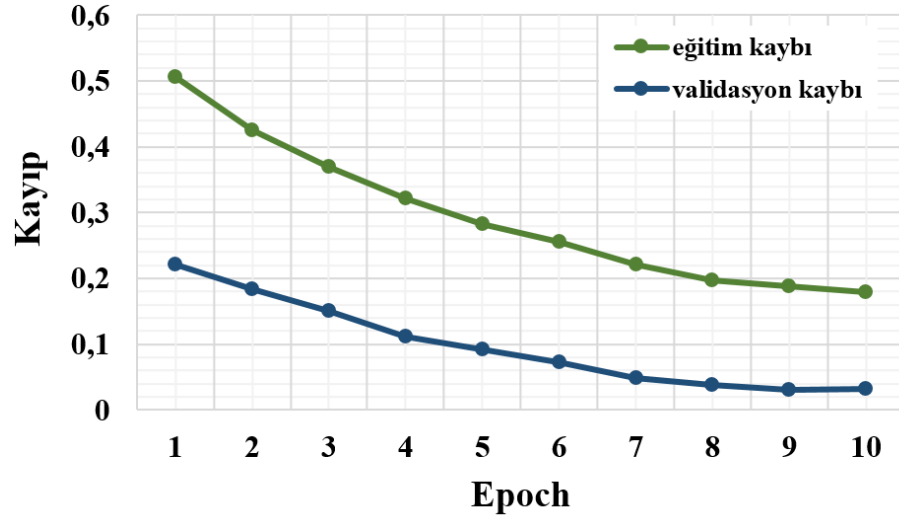


(b)

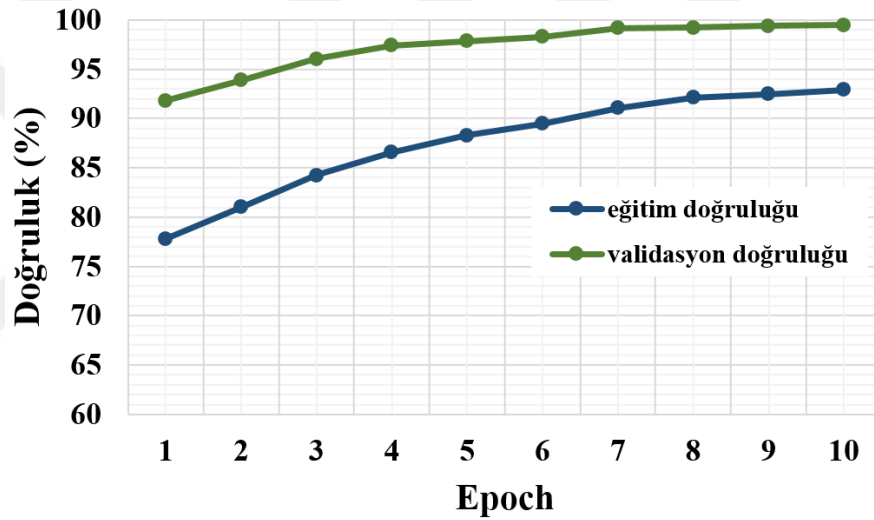
Şekil 4.20. $20^\circ/25^\circ$ dış profili ve SNR = 15 için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.

Şekil 4.19 ila 4.21, geliştirilen 1-D CNN modelinin tüm dış profilleri ($20^\circ/20^\circ$, $20^\circ/25^\circ$ ve $20^\circ/30^\circ$) için on *Epoch* sayısından sonra yakınsadığını göstermektedir. Bu kapsamda, model iyi bir sağlamlık (*robustness*) ve kararlılık (*stabilite*) karakteristiği ortaya koymuştur (Karpaz vd., 2022).

Bu tez çalışması ayrıca geliştirilen 1-D CNN algoritmasının sınıflandırma sonuçlarına ilave ek bulgular sağlamak için (1) RMS, (2) kurtosis ve (3) CF olmak üzere üç istatistiksel indikatörün çatlak derecesine bağlı değişimini hesaplamıştır.



(a)

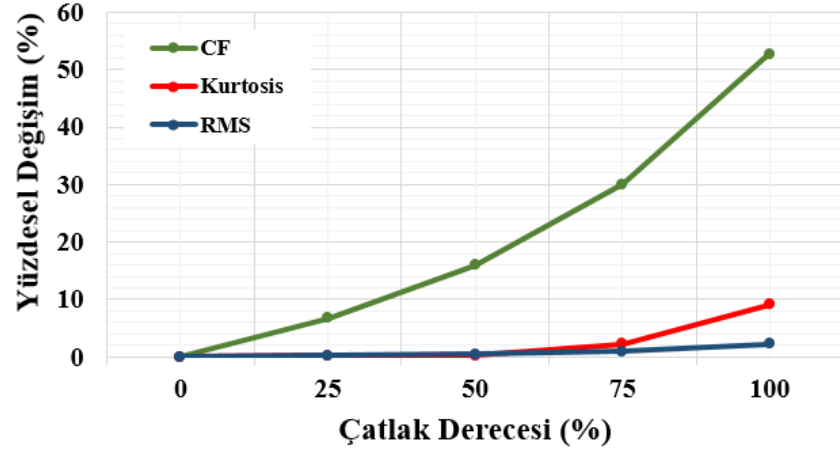


(b)

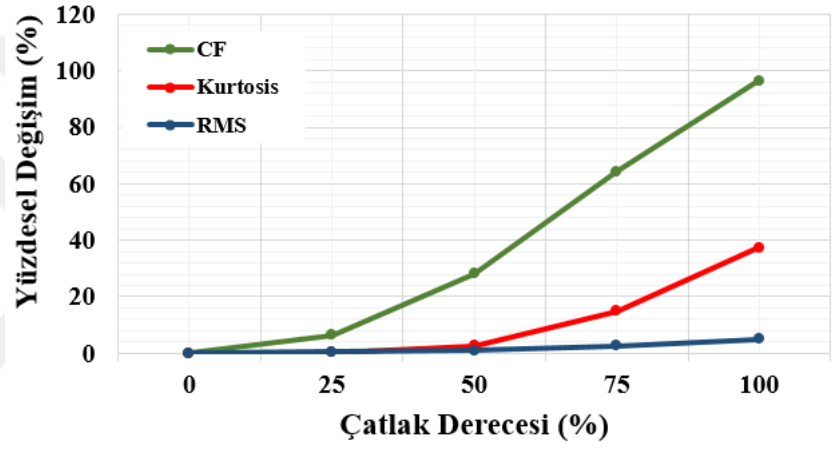
Şekil 4.21. $20^\circ/30^\circ$ dış profili ve SNR = 15 için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.

Bu kapsamda, ana düşünce; dış asimetrisinin (yani, DSPA konfigürasyonu) dış dibi çatlağı hasarını tespit etmede bir avantaj sağlayıp sağlamadığına yönelik ek bilgi sağlamaktır. Mevcut tez çalışması dâhilinde değerlendirilen istatistiksel indikatörlerin farklı çatlak derecelerine karşılık gelen yüzdesel değişimi, Şekil 4.22’de tüm dış profilleri için sunulmuştur.

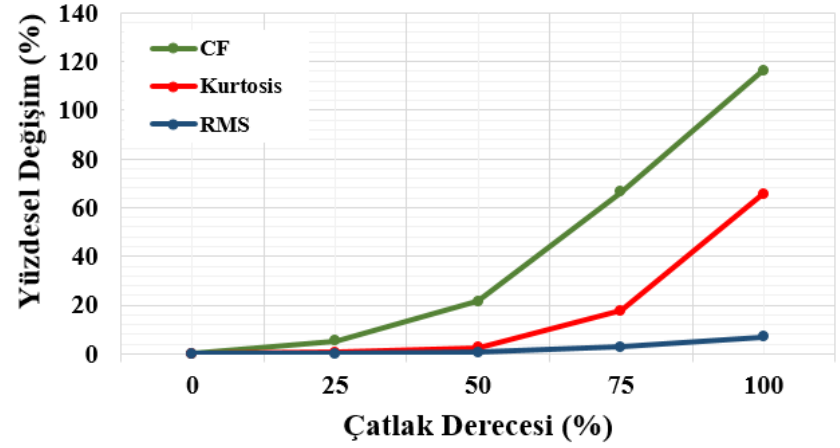
Burada, bir istatistiksel indikatörün yüzdesel değişimi hesaplanırken, sağlıklı durum için elde edilen indikatör (yani, RMS, kurtosis ve CF) değerleri referans değer olarak belirlenmiştir.



(a)



(b)



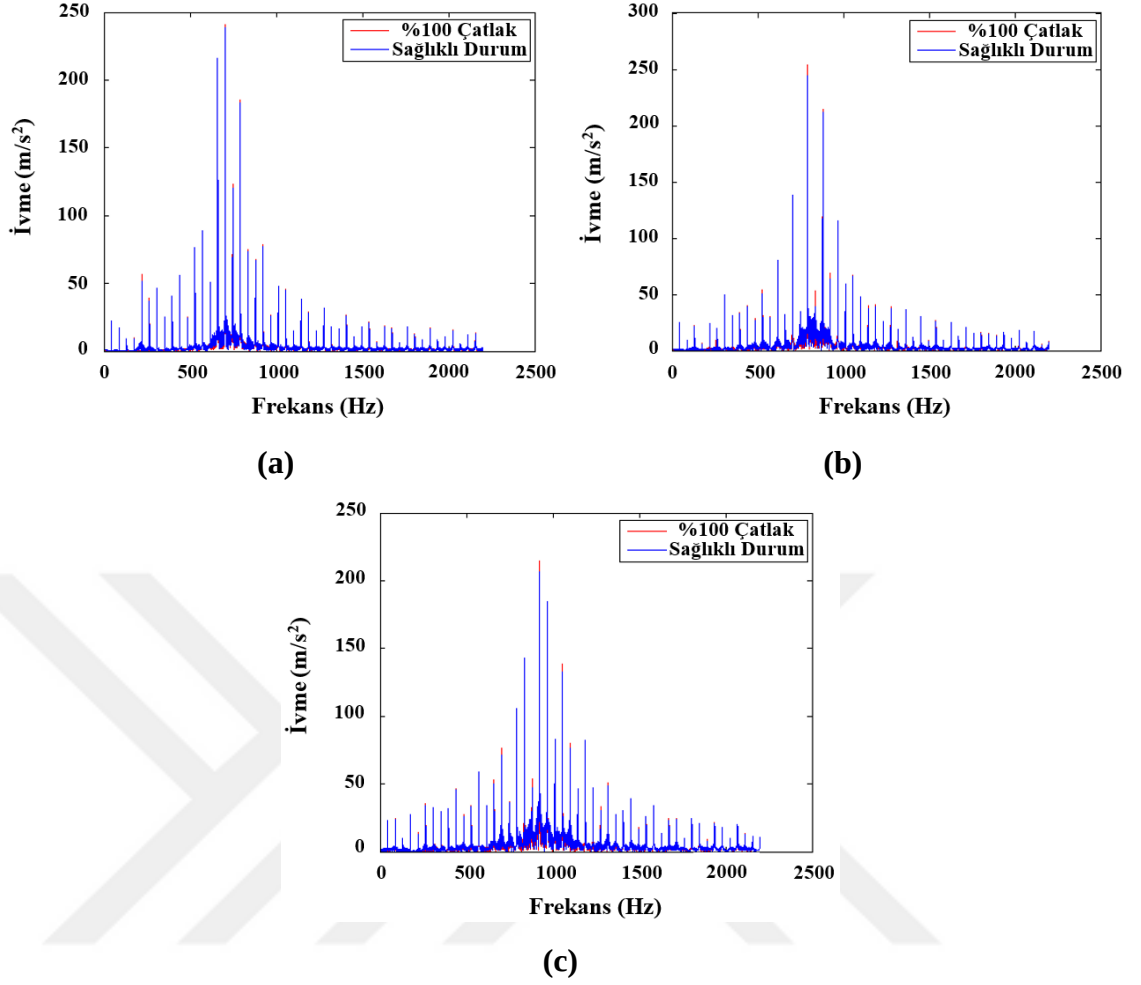
(c)

Şekil 4.22. Tez çalışması dâhilinde incelenen istatistiksel indikatörlerin yüzdesel değişimi: (a) 20°/20°, (b) 20°/25° ve (c) 20°/30° dış profili.

Bu kapsamda, istatistiksel indikatörlerin yüzdesel değişimine ilişkin elde edilen bulgular şu şekilde sıralanabilir,

- İstatistiksel indikatör değerleri, bu tez çalışması dahilinde değerlendirilen tüm diş profilleri için çatlak derecesindeki artışa mukabil artmaktadır,
- RMS ve kurtosis indikatörlerinin hassasiyeti görece düşük çatlak dereceleri (yani, %25 ve %50) için nispeten düşüktür. Bu kapsamda, kurtosis indikatörü görece yüksek çatlak dereceleri için RMS indikatörüne kıyasla daha iyi bir performans göstermiştir,
- CF indikatörünün tüm diş profilleri için en hassas sonuç veren istatistiksel indikatör olduğu tespit edilmiştir. Bu bulgu mevcut literatür ile uyumludur (Yang vd., 2019),
- İstatistiksel indikatörlerin yüzdesel değişimi, tüm çatlak dereceleri için DSPA arttıkça artmıştır. Bu bulgu, diş asimetrisinin önerilen DL tabanlı model aracılığı ile diş dibi çatlağı hasarını daha kolay tespit etmede bir avantaj sağlayabileceği sonucunu desteklemektedir,
- En hassas indikatör olarak tespit edilen CF değerinin yüzdesel değişimi, %100 çatlak derecesi için 20°, 25° ve 30° DSPA değerleri için sırasıyla %52,75, %96,4 ve %116,27'ye ulaşmıştır.

Mevcut tez çalışması, diş dibi çatlağı hasarının zaman alanında (*domain*) elde edilen titreşim sinyalleri (bkz. 4.9 ila 4.11) üzerindeki etkisine ilaveten frekans spektrumu üzerindeki etkisini de karşılaştırmalı olarak ele almıştır. Bu kapsamda, daha önce zaman alanında toplanan (yani, simüle edilen) zamana bağlı ivme verilerine MATLAB® ortamında Fourier dönüşümü (Karpaz, 2005) uygulanmıştır (bkz. Şekil 4.23). Diş dibi çatlağı hasarının frekans spektrumu üzerindeki etkisini daha net ifade edebilmek adına, mevcut tez çalışması Şekil 4.23 dâhilinde yalnızca “sağlıklı durum” ve “%100 çatlak derecesi” için elde edilen titreşim verilerine Fourier dönüşümü uygulamış ve sunmuştur. Şekil 4.23'te “kırmızı çizgi” %100 çatlak derecesini ifade ederken, “mavi çizgi” ise sağlıklı durumu ifade eder. Bu kapsamda, (1) çatlak hasarının varlığında ve (2) DSPA değerinin artması ile sistemin frekans alanındaki tepkisinin (yani, piklerin) belirginleştiği görülmektedir. Bununla birlikte, frekans alanındaki değişimin zaman alanındaki değişime kıyasla görece sınırlı olduğu tespit edilmiştir (bkz. Şekil 4.9 ila 4.11).



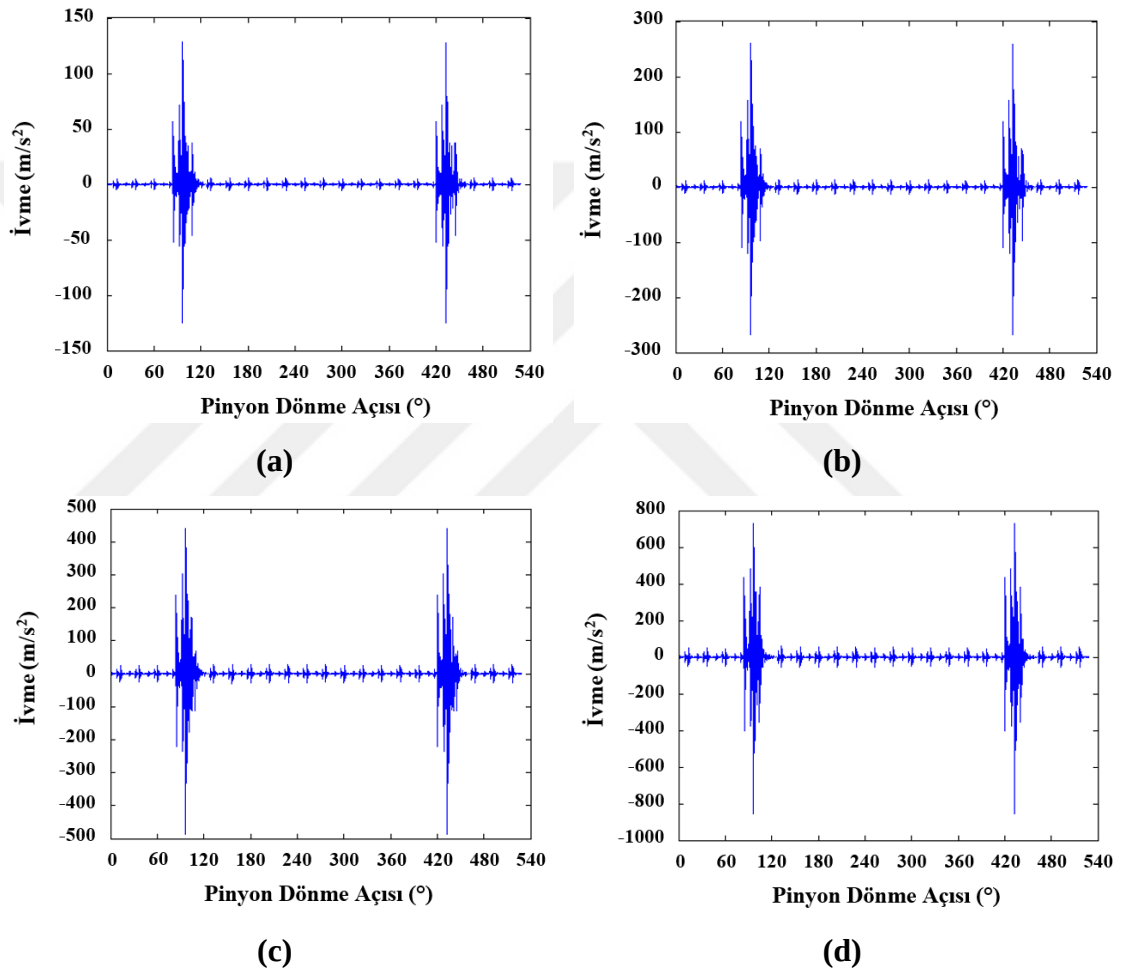
Şekil 4.23. Zaman alanında toplanan titreşim sinyallerinin frekans spektrumu: (a) 20°/20°, (b) 20°/25° ve (c) 20°/30° diş profili.

Ek bir bulgu olarak, DSPA değerinin artması ile Şekil 4.23 üzerinde maksimum pikin olduğu frekans değerinin değişmesi dikkat çekmektedir. DSPA değeri arttıkça diş dibi kalınlaşırken, diş başı ise sivrileşir (bkz. Şekil 3.8 ve 3.9). Bu kapsamda, diş asimetrisi ile birlikte hatalı dişin kavrama doğrusu üzerindeki temas konumu da değişmektedir. Şekil 4.23 incelendiğinde 20°, 25° ve 30° DSPA değerleri için maksimum pikin olduğu frekans değeri, sırasıyla, 704 Hz, 792 Hz ve 924 Hz olarak kaydedilmiştir.

4.5. Artık Sinyaller ile Hata Sınıflandırması

Mevcut tez çalışması ayrıca, önerilen 1-D CNN modelinin yüksek SNR seviyeleri (örneğin, SNR = 5) altında sergilediği sınıflandırma doğruluğu performansını (bkz. Çizelge 4.2) iyileştirmek adına bir çaba sarf etmiştir. Bu kapsamda, çatlaklı (örneğin, %25 çatlak derecesi) bir dişli çarkın titreşim sinyali ile referans bir sinyal (örneğin,

sağlıklı durum) arasındaki farkın alınması sonucunda elde edilen artık (*residual*) sinyaller geliştirilen modele girdi verisi olarak sunulmuştur. Bu noktada, 6-DOF dinamik model aracılığı ile elde edilen titreşim verilerinin (bkz. Şekil 4.9 ila 4.11) her bir x değerine (örneğin, dönme açısı ya da temas noktası) karşılık gelen bir y değerinden (yani, ivme) oluştuğunun hatırlatılmasında fayda görülmektedir. Bu sayede, hatalı dişin kavramaya girmesi ile oluşan anomalilerin (yani, piklerin) sadeleştirilmesi neticesinde geliştirilen 1-D CNN modeline daha fazla hasara yönelik öznelilik sağlanması amaçlanmaktadır.

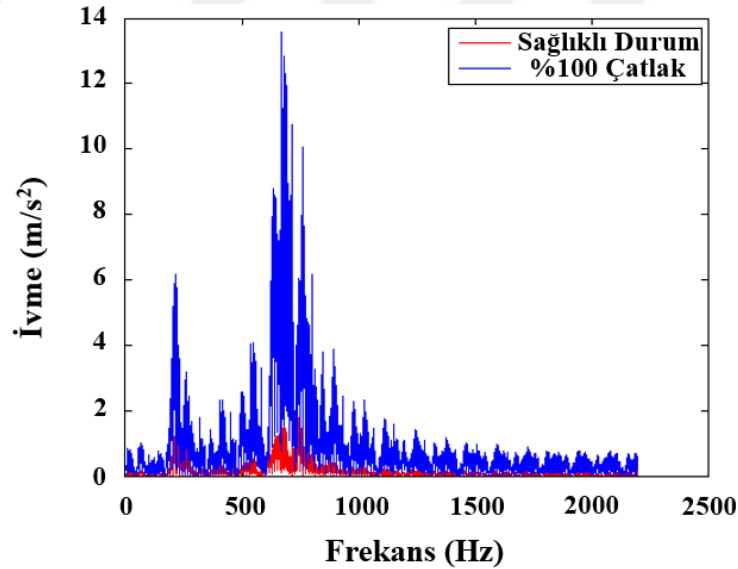


Şekil 4.24. 20°/20° diş profili için elde edilen artık sinyallere bir örnek: (a) %25, (b) %50, (c) %75 ve (d) %100 çatlak dereceleri.

Artık sinyal uygulaması dâhilinde “sağlıklı durum” için elde edilen titreşim verileri referans değer olarak belirlenmiştir. Yani, artık sinyallerin oluşturulması esnasında, ilgili koşul (örneğin, diş profili ya da SNR) kapsamında elde edilen diğer sinyallerin (%25-%50-%75-%100) referans değer olarak belirlenen “sağlıklı durum” verilerinden farkı alınmıştır. Önerilen yaklaşım, nümerik çalışmalar dâhilinde yalnızca bu tez çalışması

kapsamında en düşük sınıflandırma doğruluğunun elde edildiği 20°/20° diş profiline uygulanmıştır (bkz. Çizelge 4.2). Şekil 4.24, 20°/20° diş profili için elde edilen artık sinyallere birer örnek sunmaktadır.

Önerilen yöntemin uygulanmasının ardından, geliştirilen 1-D CNN modeli, 5, 10 ve 15 SNR değerleri için sırasıyla %97,312, %99,600 ve %99,889 ortalama sınıflandırma doğruluğuna ulaşmıştır. Bu değerler orijinal sinyaller için aynı koşullar altında (yani, SNR) 20°/20° diş profili için %79,854, %91,274 ve %95,100 olarak elde edilmiştir. Bu kapsamda, geliştirilen 1-D CNN modeline artık sinyallerin girdi verisi olarak verilmesi neticesinde ortalama sınıflandırma doğruluğunun %25,08'e kadar iyileştirilebileceği görülmüştür (bkz. Çizelge 4.2).



Şekil 4.25. Artık sinyallerin frekans spektrumu.

Artık sinyallerin frekans spektrumu üzerindeki etkisi de mevcut tez çalışması dâhilinde değerlendirilmiştir (bkz. Şekil 4.25). Bu kapsamda, Şekil 4.25'te “kırmızı çizgi” sağlıklı durumu ifade ederken, “mavi çizgi” ise %100 çatlak derecesini ifade etmektedir. Sonuç olarak, artık (*residual*) sinyaller kullanılarak frekans alanında hasar etkisinin (yani, diş dibi çatlağı) daha belirgin hale geldiği gözlenmiştir (bkz. Şekil 4.23a).

Mevcut tez çalışması, Şekil 4.26'da sunulduğu üzere, artık sinyaller kullanılarak elde edilen DL sonuçlarını yorumlamak için karışıklık matrisleri çizmiştir. Artık sinyallerden yalnızca mevcut çalışma dâhilinde en düşük sınıflandırma doğruluğunun elde edildiği

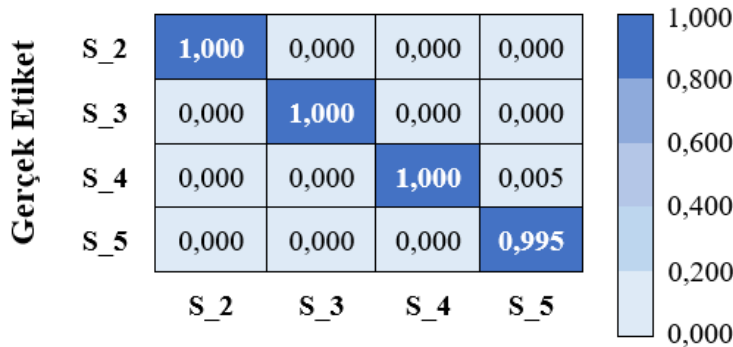
20°/20° dış profili için faydalanılmıştır. Bu kapsamda, artık sinyaller oluşturulurken “sağlıklı durum” için toplanan titreşim sinyallerinin referans değer olarak kabul edildiği hatırlandığında mevcut sınıflandırma problemi kalan dört sınıf (%25-%50-%75-%100 çatlak dereceleri) özelinde gerçekleştirilmiştir (bkz. Çizelge 3.6).



(a)



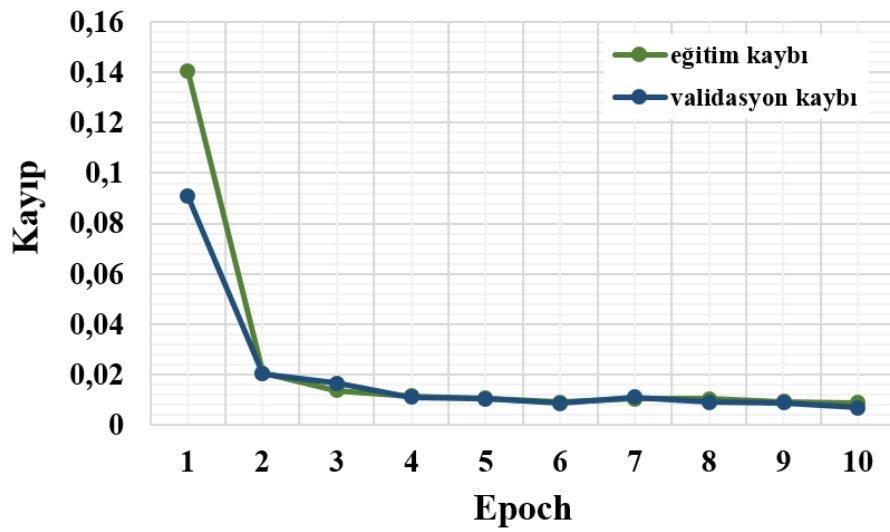
(b)



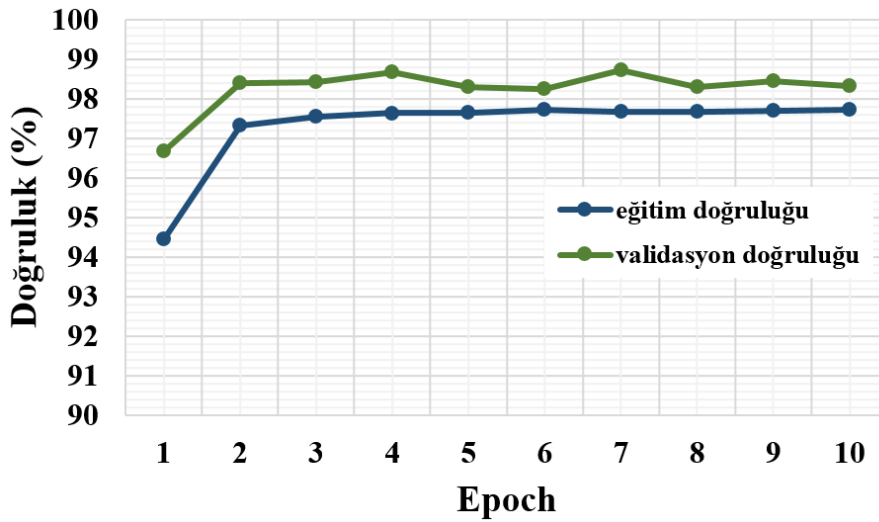
(c)

Şekil 4.26. Artık sinyal analizinde 20°/20° dış profili için elde edilen karışıklık matrisleri: (a) SNR = 5, (b) SNR = 10 ve (c) SNR = 15.

Şekil 4.26a incelendiğinde geliştirilen 1-D CNN modelinin SNR = 5 koşulu kapsamında “%75 çatlak derecesi (S_4)” ve “%100 çatlak derecesi (S_5)” etiketlerini sınıflandırma nispeten zayıf bir performans gösterdiği gözlenmiştir. Geliştirilen model SNR = 5 için “sağlıklı durum (S_1)” ve %100 çatlak derecesi (S_5)” etiketlerini %100’lük bir tanılama doğruluğu ile sınıflandırmıştır. Bu kapsamda, SNR = 5 koşuluna kıyasla SNR = 10 ve 15 değerleri için sınıflandırma doğrulukları iyileştirilmiştir (bkz. Şekil 4.26b ve 4.26c). Sınıflandırma doğruluk oranları SNR = 10 ve 15 koşulları için, sırasıyla, %99,600 ve %99,889’a ulaşmıştır.



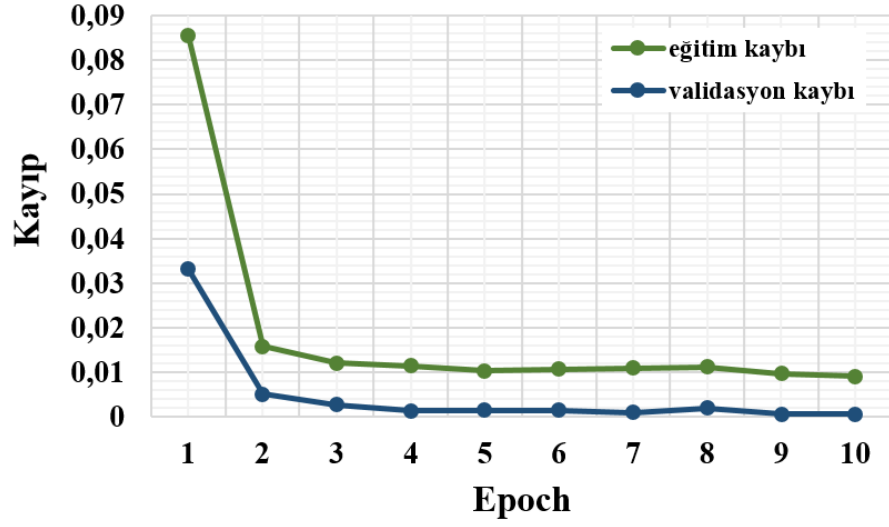
(a)



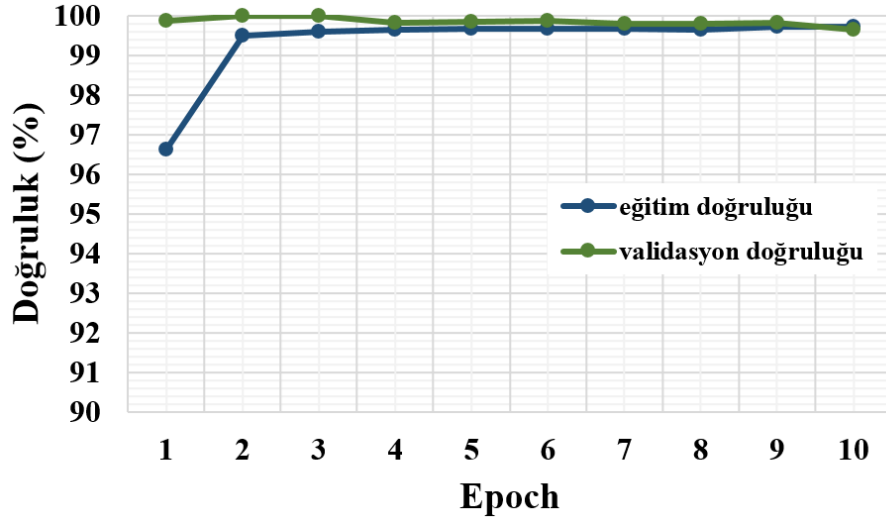
(b)

Şekil 4.27. Artık sinyal ve SNR = 5 için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.

Artık sinyaller kullanılarak gerçekleştirilen testler neticesinde üç farklı SNR değeri için elde edilen performans metrikleri Şekil 4.27 ila 4.29 arasında sunulmuştur.



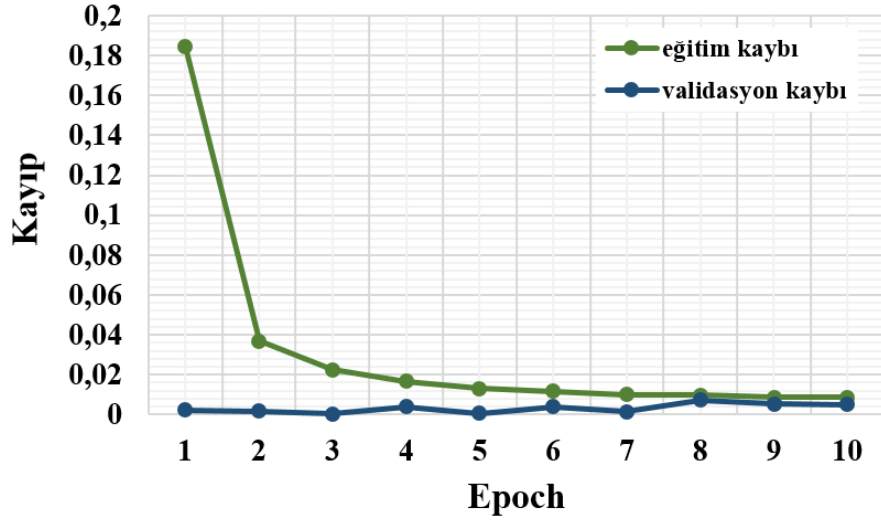
(a)



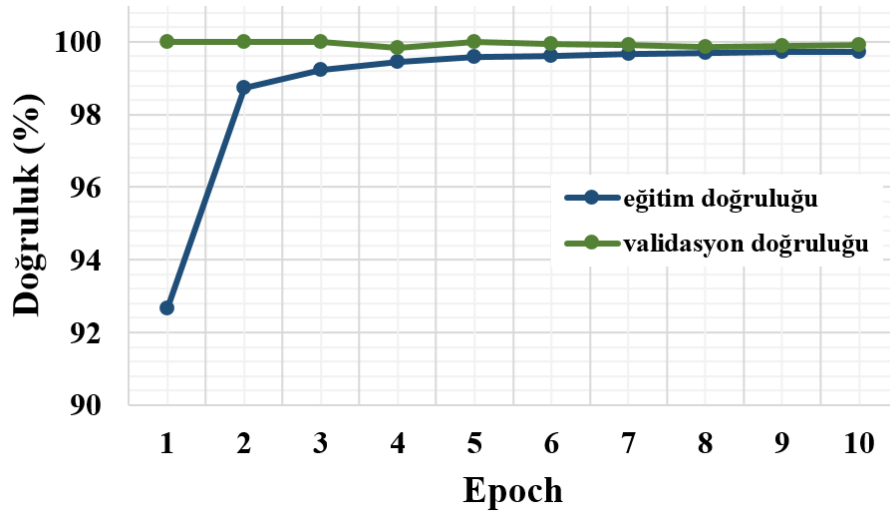
(b)

Şekil 4.28. Artık sinyal ve SNR = 10 için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.

Bu kapsamda, eğitim ve doğrulama doğruluklarının, *Epoch* sayısı arttıkça iyileştiği, bu durumda da doğruluk değerlerinde daha az varyasyon ile sonuçlandığı görülmektedir. İlaveten, Şekil 4.27 ila 4.29 arasında sunulan kayıp-Epoch ve doğruluk-Epoch grafikleri dâhilinde orijinal sinyaller yerine artık (*residual*) sinyallerin kullanılması neticesinde geliştirilen 1-D CNN modelinin *Epoch* sayısı 2’den itibaren yakınsadığı görülmektedir.



(a)



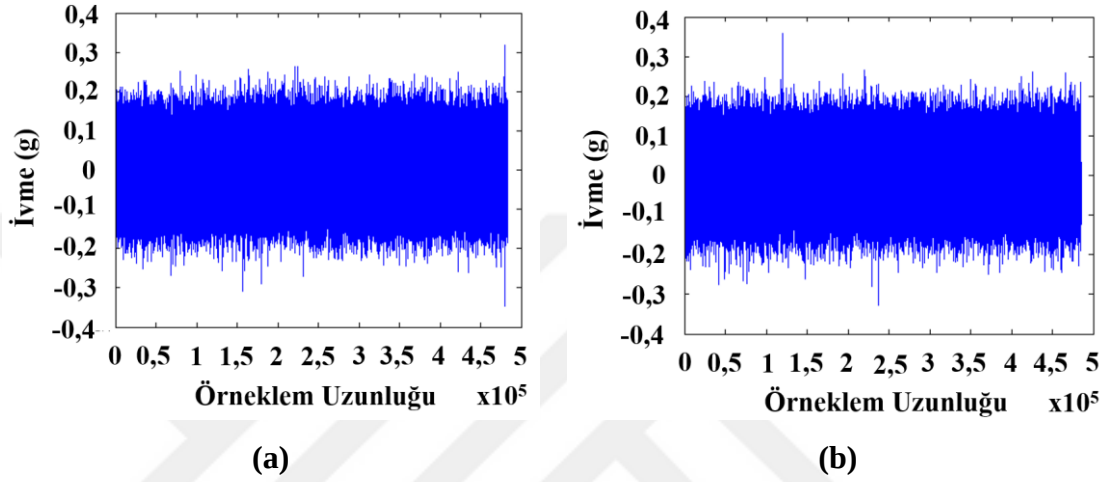
(b)

Şekil 4.29. Artık sinyal ve SNR = 15 için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.

4.6. Geliştirilen Modelin Rulman Veri Setleri ile Koşturulması

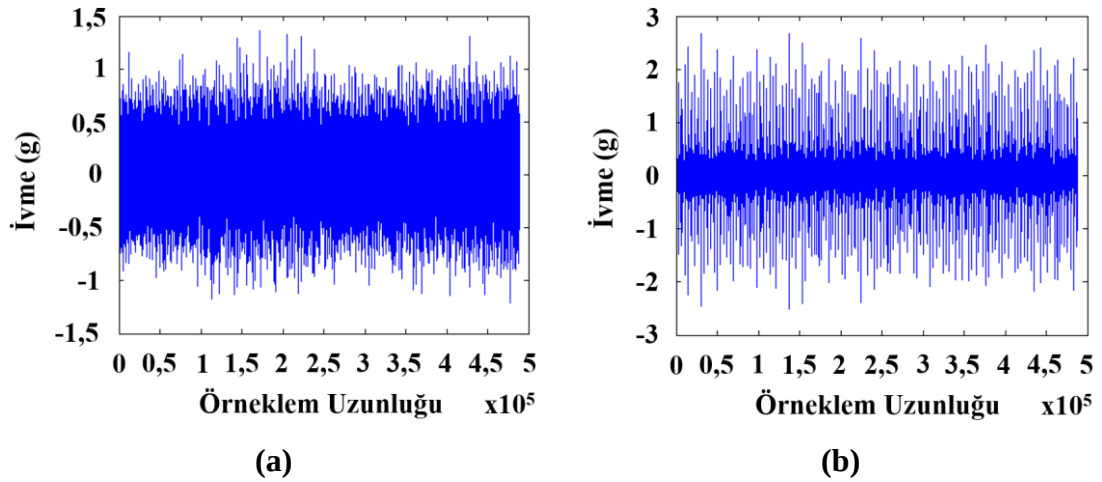
Tez çalışması kapsamında geliştirilen 1-D CNN mimarisinin etkinliğini fiziksel (gerçek) bir mekanik sistem üzerinden toplanan titreşim verileri üzerinde test edebilmek amacı ile literatürde sıklıkla karşılaştırma (*benchmark*) maksadı ile kullanılan CWRU (<https://csegroups.case.edu/bearingdatacenter/home>) veri seti ve PU (<https://mb.uni-paderborn.de/kat/forschung/datacenter/bearing-datacenter>) veri setinden yararlanılmıştır.

Bu alt başlık, iki farklı deney düzeneği aracılığı ile toplanan titreşim sinyallerini ve önerilen DL tabanlı yöntemin (bkz. Çizelge 3.11) etkinliğinin bazı iyi bilinen performans metrikleri ile değerlendirilmesi hususlarını detaylandırmaktadır. Bu kapsamda, CWRU veri seti aracılığı ile farklı çalışma şartları (yani, yük ve mil hızı) altında (1) sağlıklı durum, (2) iç bilezik hatası ve (3) yuvarlanma elemanı hatası varlığında toplanan titreşim sinyalleri Şekil 4.30 ila 4.32’de sunulmuştur.

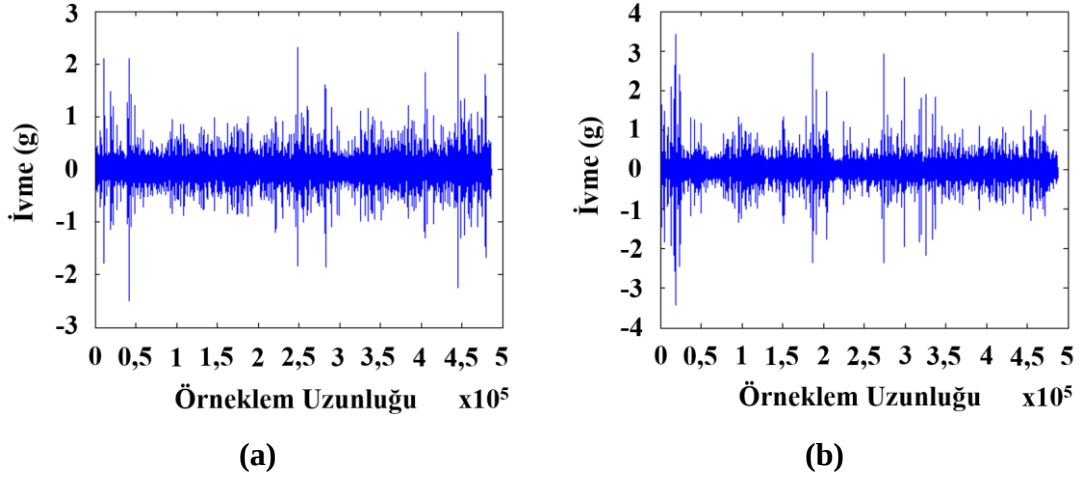


Şekil 4.30. Sağlıklı rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 1 HP / 1772 devir/dk ve (b) 2 HP / 1750 devir/dk koşulları için elde edilen grafikler.

Şekil 4.30 ila 4.32 her bir koşula ait sinyalin kendi aralarında benzer bir karakteristik ortaya koyduğunu göstermektedir. Bununla birlikte, iç bilezik hatası koşulu dâhilinde 2 HP motor gücü için toplanan titreşim sinyallerinin (yani, F_2 etiketi) 1 HP motor gücü için toplanan sinyallere (yani, F_1 etiketi) kıyasla daha fazla dalgalandığı görülmektedir.



Şekil 4.31. İç bilezik hatası tanımlanmış rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 1 HP / 1772 devir/dk ve (b) 2 HP / 1750 devir/dk koşulları için elde edilen grafikler.



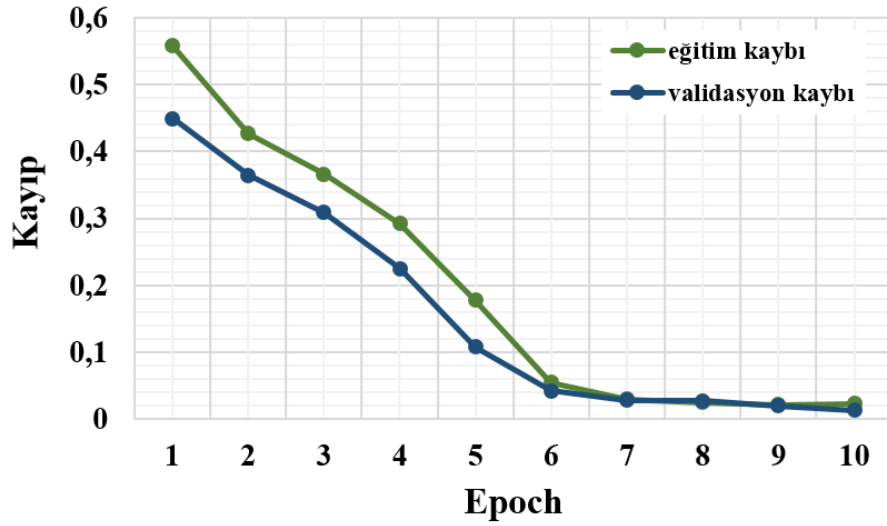
Şekil 4.32. Yuvarlanma elemanı hatası tanımlanmış rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 1 HP / 1772 devir/dk ve (b) 2 HP / 1750 devir/dk koşulları için elde edilen grafikler.

Ek olarak, rulmanların titreşim cevaplarının hatalı koşullarda sağlıklı duruma göre daha güçlü (yani, büyük genlik) olduğu kaydedilmiştir. Mevcut tez çalışması, CWRU veri seti aracılığı ile elde edilen sonuçları daha etkin bir şekilde yorumlayabilmek adına ilgili koşula ait karışıklık (*confusion*) matrisini çizdirmiştir (bkz. Şekil 4.33). Bu kapsamda, önerilen 1-D CNN modelinin sağlıklı durum (yani, H_1 ve H_2) ve iç bilezik hatalarını (yani, F_1 ve F_2) mükemmel bir şekilde sınıflandırdığı görülmektedir. Bunu akılda tutarak, Şekil 4.33 aynı zamanda önerilen modelin değişken çalışma koşulları altında yuvarlanma elemanı hatalarına (F_3 ve F_4) ait sınıfları kendi aralarında (az bir hata ile) karıştırdığını ortaya koymaktadır. Sonuç olarak, geliştirilen 1-D CNN modelinin CWRU veri seti aracılığı ile toplanan titreşim sinyalleri üzerinde koşturulması neticesinde ortalama %99,37 sınıflandırma doğruluğu oranına erişilmiştir.

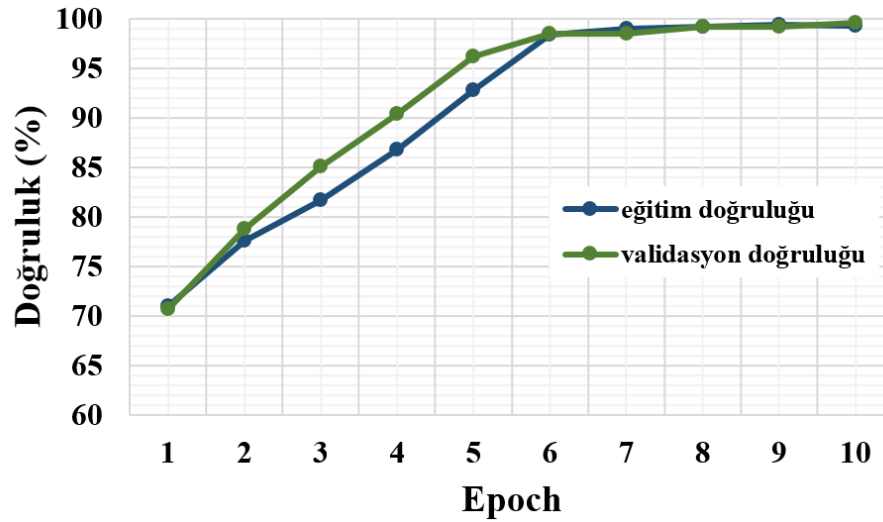


Şekil 4.33. CWRU veri seti için çizilen karışık matrisi.

Şekil 4.34 geliştirilen 1-D CNN modeli aracılığı ile CWRU veri seti için elde edilen kayıp–Epoch ve doğruluk–Epoch grafiklerini sunmaktadır. Bu kapsamda, modelin *Epoch* sayısı 6’den itibaren yakınsadığı görülmektedir.



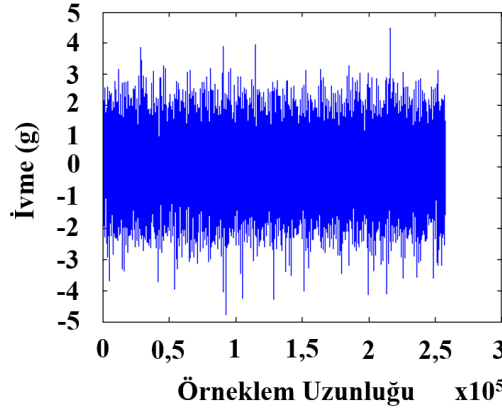
(a)



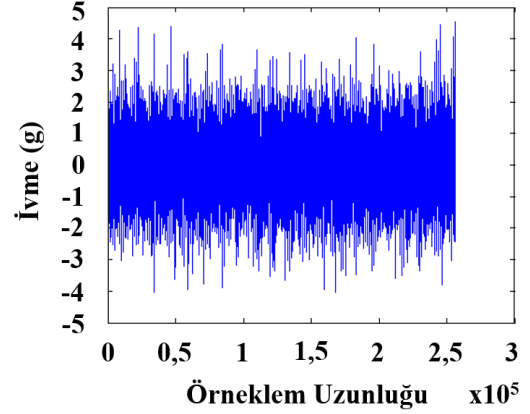
(b)

Şekil 4.34. CWRU veri seti için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.

CWRU veri seti için uygulanan işlem adımları PU veri seti için tekrar edilmiştir. Bu kapsamda, PU veri seti aracılığı ile değişken yükleme (yani, moment) şartları altında (1) sağlıklı durum, (2) iç bilezik hatası ve (3) dış bilezik hatası koşulları dâhilinde toplanan titreşim sinyalleri Şekil 4.35 ila 4.37 arasında sunulmuştur.

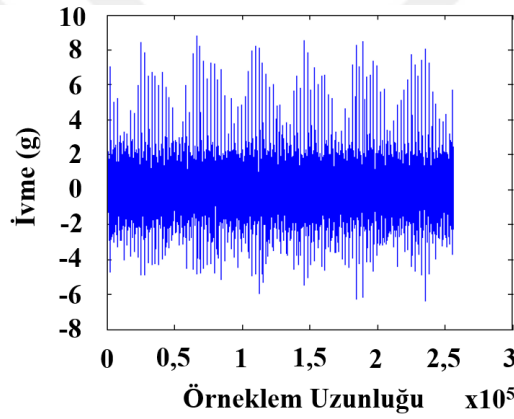


(a)

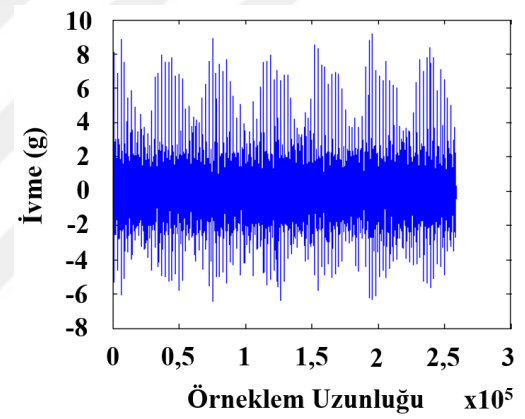


(b)

Şekil 4.35. Sağlıklı rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 0,7 Nm ve (b) 0,1 Nm.

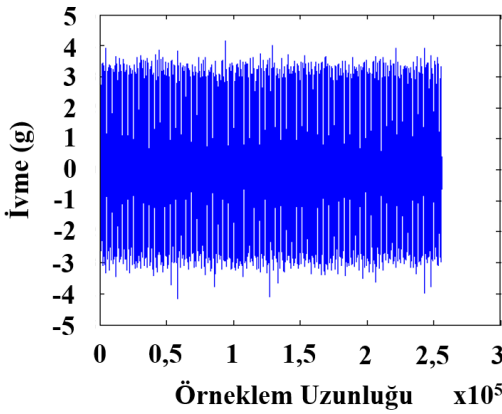


(a)

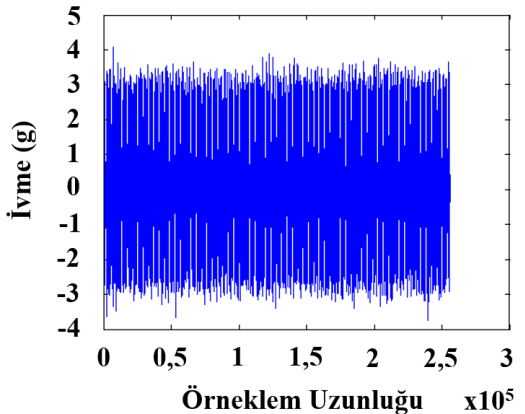


(b)

Şekil 4.36. İç bilezik hatası tanımlanmış rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 0,7 Nm ve (b) 0,1 Nm koşulları için elde edilen grafikler.



(a)



(b)

Şekil 4.37. Dış bilezik hatası tanımlanmış rulmanlara ait titreşim sinyalleri: (a) 0,7 Nm ve (b) 0,1 Nm koşulları için elde edilen grafikler.

Şekil 4.35 ila 4.37, titreşim sinyallerinin, PU veri seti dâhilinde ele alınan diğer sağlık koşullarına (yani, sağlıklı durum ve dış bilezik hatası) kıyasla iç bilezik hatasına nispeten daha hassas olduğunu ortaya koymaktadır. Mevcut tez çalışması, CWRU veri seti kapsamında gerçekleştirilen performans değerlendirmelerine benzer şekilde, PU veri seti aracılığı ile elde edilen bulguları yorumlamak için de ilgili koşula ait karışıklık matrisini çizdirmiştir (bkz. Şekil 4.38).

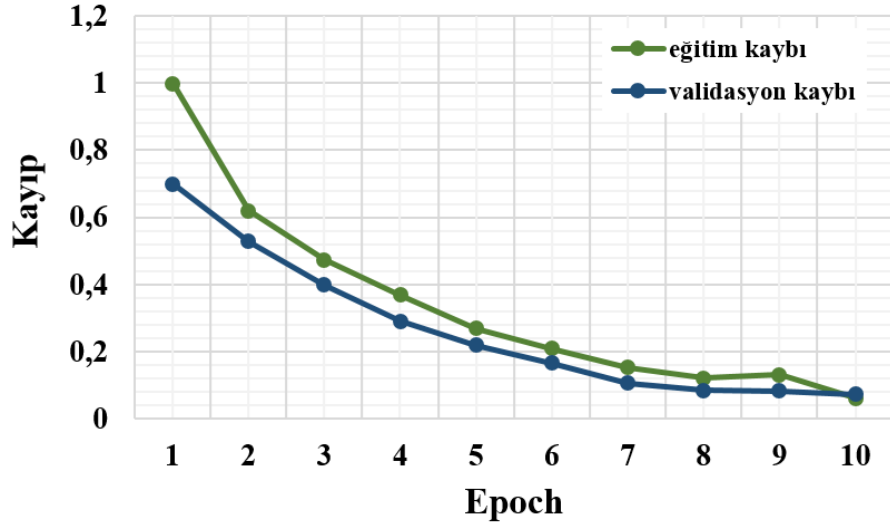
Şekil 4.38 incelendiğinde, önerilen 1-D CNN modelinin sağlıklı durum (yani, N_1 ve N_2) ve iç bilezik hatalarını (yani, IR_1 ve IR_2) kendi aralarında mükemmel bir şekilde sınıflandırdığı görülmektedir. Şekil 4.38 ayrıca modelin, değişken moment değerleri (yani, 0,1 ve 0,7 Nm) koşulları altında dış bilezik hatasını (yani, OR_1 ve OR_2) sınıflandırmada nispeten zayıf bir performans sergilediğini göstermektedir.

Modelin PU veri seti ile test edilmesinin ardından erişilen ortalama sınıflandırma doğruluğu oranı %96,67 olarak kaydedilmiştir.

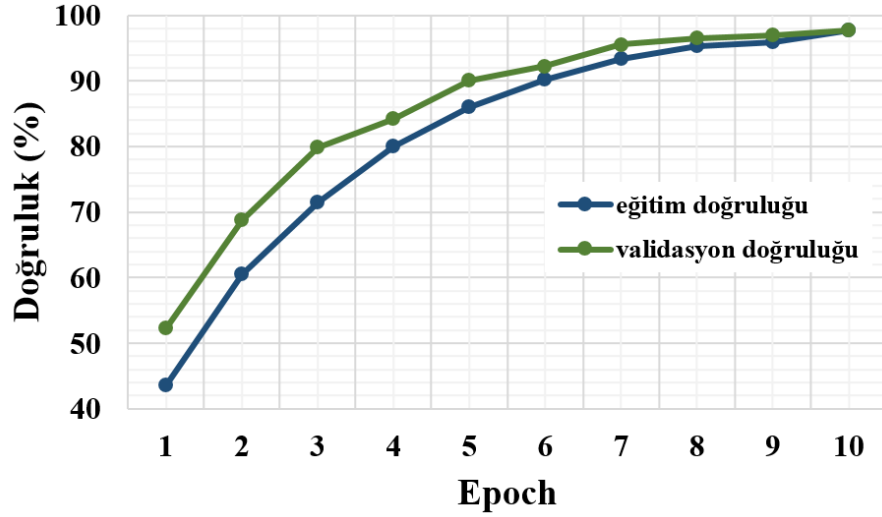


Şekil 4.38. PU veri seti için çizilen karışıklık matrisi.

Şekil 4.39 geliştirilen 1-D CNN modeli aracılığı ile PU veri seti için elde edilen kayıp–Epoch ve doğruluk–Epoch grafiklerini sunmaktadır. Modelin 10 *Epoch* sayısında yakınsadığı görülmektedir. Bu kapsamda, model iyi bir sağlamlık (*robustness*) ve kararlılık (*stabilite*) karakteristiği ortaya koymuştur (Karpaz vd., 2022).



(a)



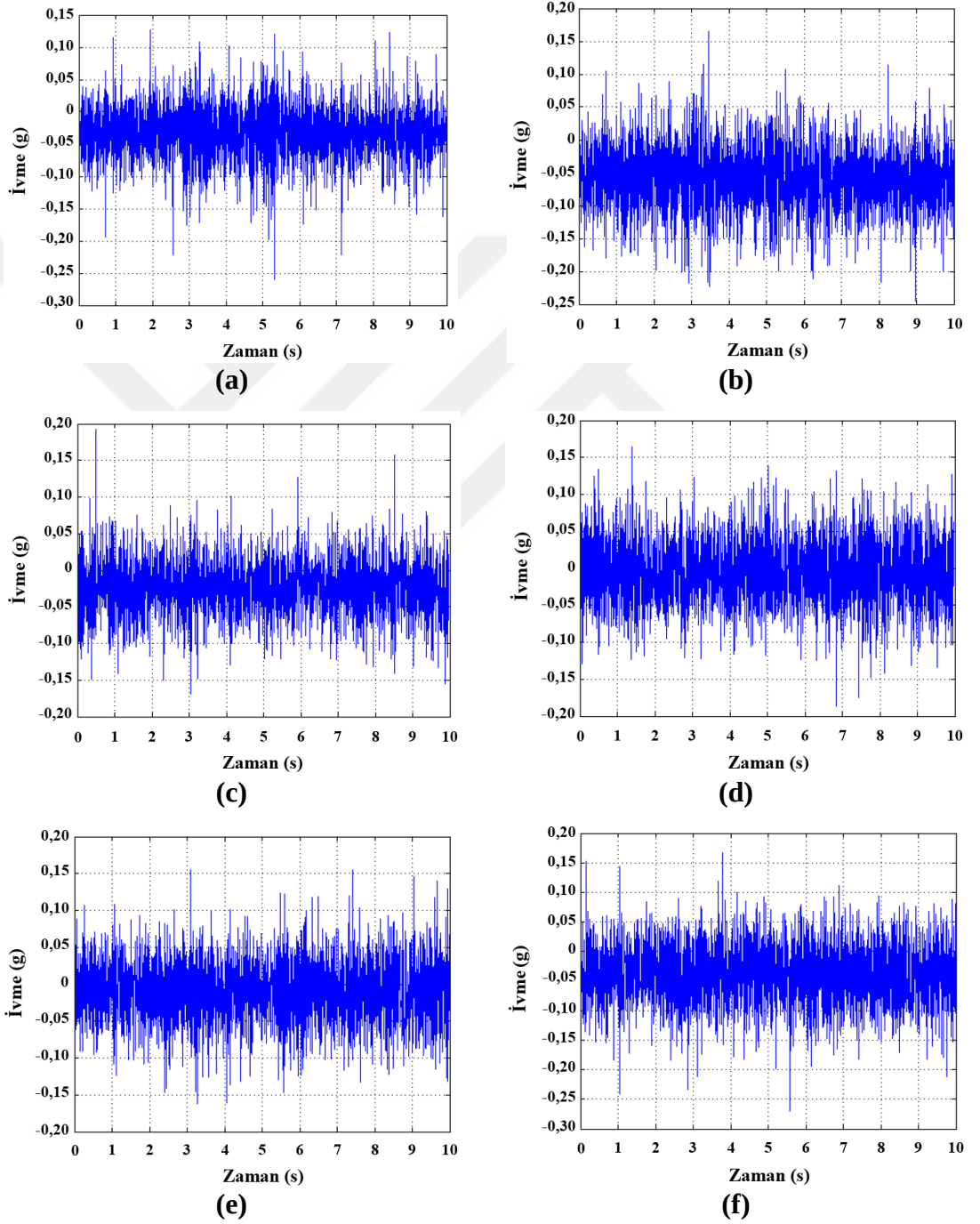
(b)

Şekil 4.39. PU veri seti için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.

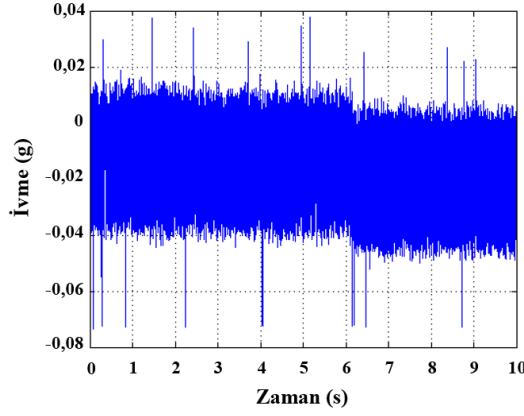
4.7. Deneysel Verilerin İncelenmesi ve Modelin Etkinliğinin Test Edilmesi

Mevcut tez çalışması dâhilinde (1) değişken çalışma koşullarının ve farklı derecelerdeki diş dibi çatlağı hasarının bir dişli kutusunun titreşim cevabı üzerindeki etkisi incelemek ve (2) geliştirilen 1-D CNN modelinin etkinliğinin fiziksel bir sistem üzerinden toplanan veriler aracılığı ile test edilmesi amacı ile bir test düzeneği kurgulanmış ve üretilmiştir. Deneysel çalışmalar kapsamında dört adet mil hızı (300–600–900–1200 devir/dk), üç adet yükleme koşulu (yüksüz = 0 Nm, %10 yüklü = 20 Nm ve %20 yüklü = 40 Nm) ve iki adet diş dibi çatlağı derecesi (%50-%100) test edilmiştir. Tez çalışmasının “3.11.3.

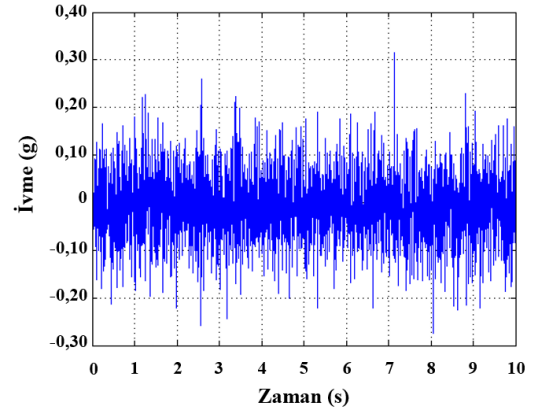
Sensör Konumlarının Belirlenmesi” alt başlığı altında detaylandırıldığı üzere toplam altı adet sensör konumu belirlenmiş ve test edilmiştir. Bu kapsamda, sensör konumlarının farklı çalışma şartlarına hassasiyetini değerlendirmek adına, belirlenen her bir sensör konumu için 300 devir/dk mil hızı ve yüksüz koşulda x, y ve z eksenleri için toplanan ivme verileri, sırasıyla, Şekil 4.40 ila 4.42’de sunulmuştur.



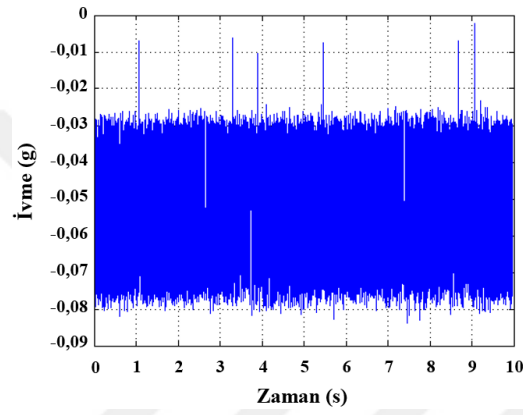
Şekil 4.40. Sensör konumunun x yönündeki titreşim cevabı üzerindeki etkisi: (a) Konum 1, (b) Konum 2, (c) Konum 3, (d) Konum 4, (e) Konum 5 ve (f) Konum 6.



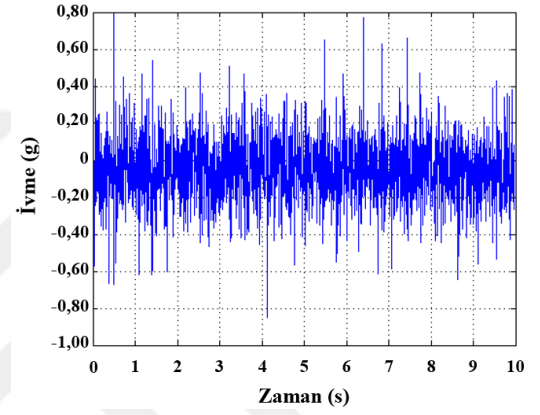
(a)



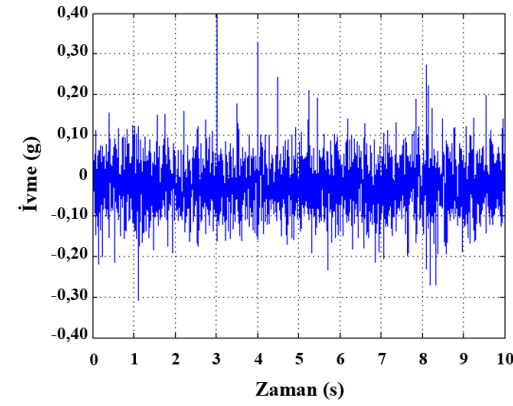
(b)



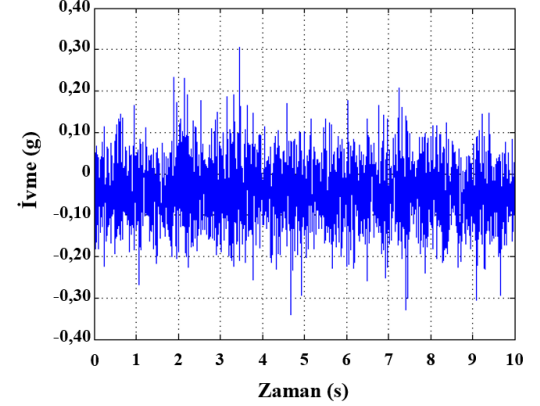
(c)



(d)



(e)

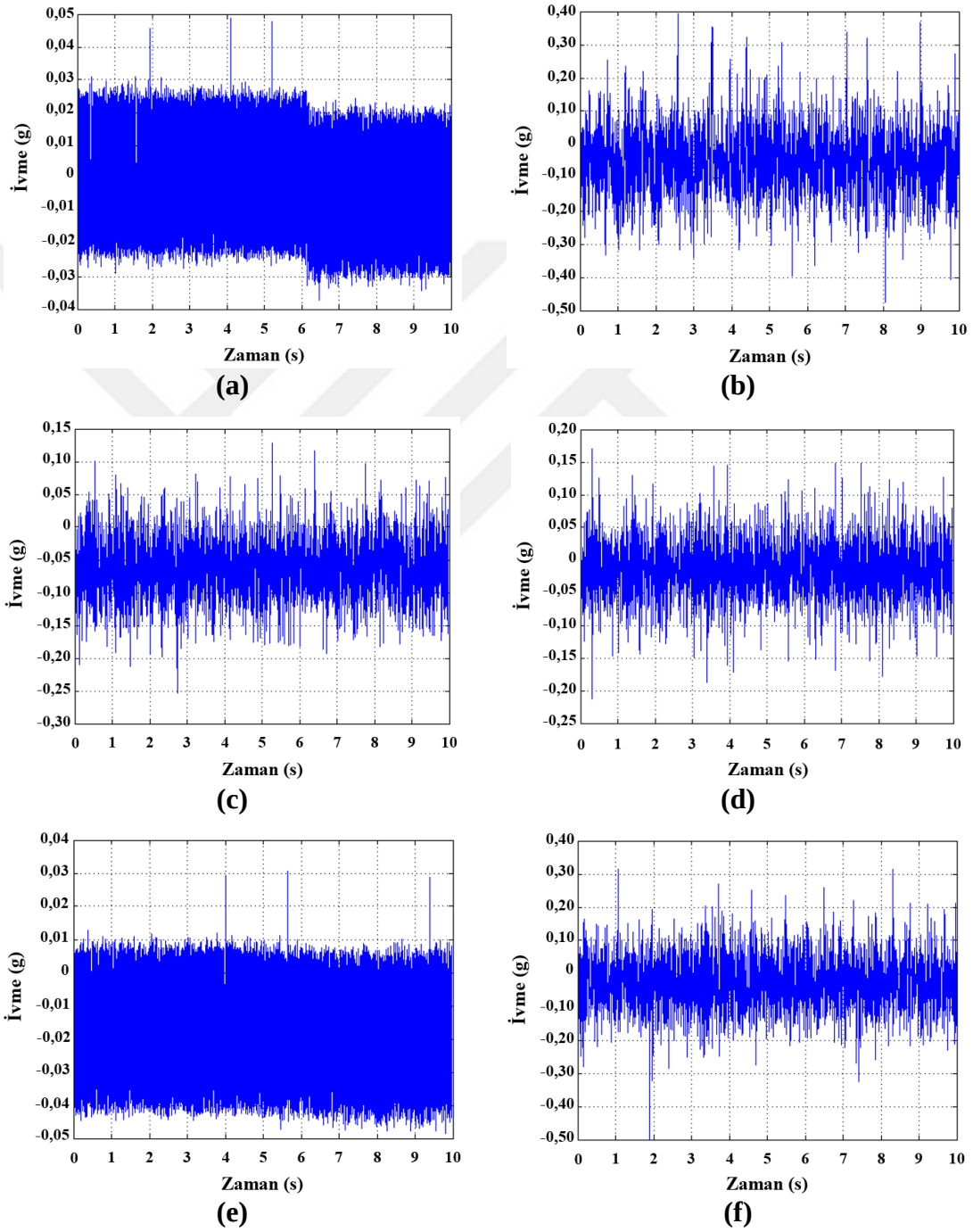


(f)

Şekil 4.41. Sensör konumunun y yönündeki titreşim cevabı üzerindeki etkisi: (a) Konum 1, (b) Konum 2, (c) Konum 3, (d) Konum 4, (e) Konum 5 ve (f) Konum 6.

Şekil 4.40 incelendiğinde, 300 devir/dk mil hızı ve yüksüz koşul için x ekseninde toplanan verilerin genlik değişimlerinin (yani, hassasiyet) genel olarak birbirlerine oldukça yakın oldukları gözükmemektedir. Bununla birlikte, Konum (4) ve Konum (6) için toplanan ivme verilerinin ortalama değerlerinin diğer sensör konumları dâhilinde toplanan verilere kıyasla nispeten daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

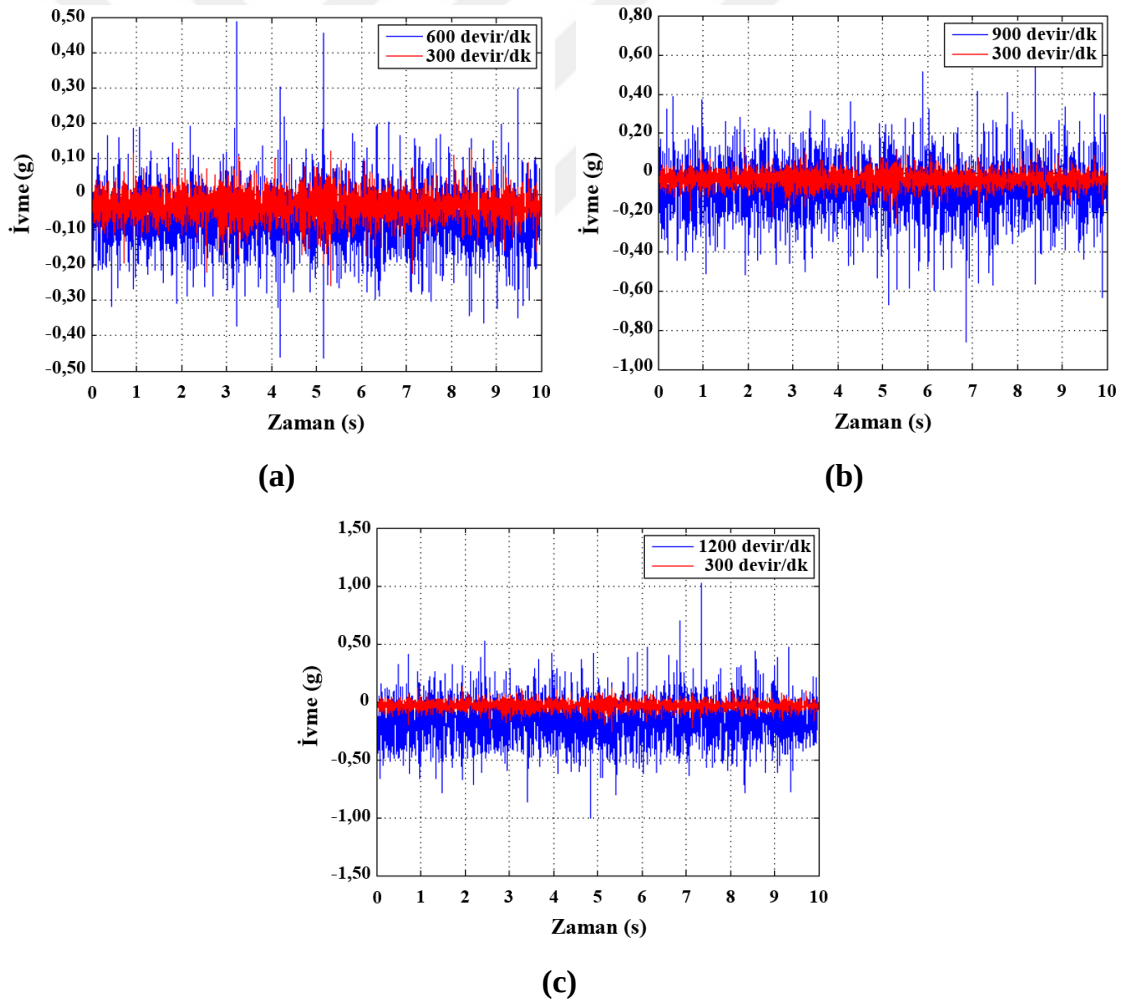
Şekil 4.41’de sunulan bulgular bir arada incelendiğinde ise Konum (1) ve Konum (3) dâhilinde y ekseninden toplanan titreşim sinyallerinin zamana bağlı değişiminin son derece sınırlı olduğu gözlenmektedir. Bu kapsamda, bahse konu iki sensör konumunun y eksenindeki titreşimlere hassasiyeti oldukça düşüktür. En yüksek hassasiyete sahip konumun ise Konum (4) olduğu açıkça görülmektedir (bkz. Şekil 4.42d).



Şekil 4.42. Sensör konumunun z yönündeki titreşim cevabı üzerindeki etkisi: (a) Konum 1, (b) Konum 2, (c) Konum 3, (d) Konum 4, (e) Konum 5 ve (f) Konum 6.

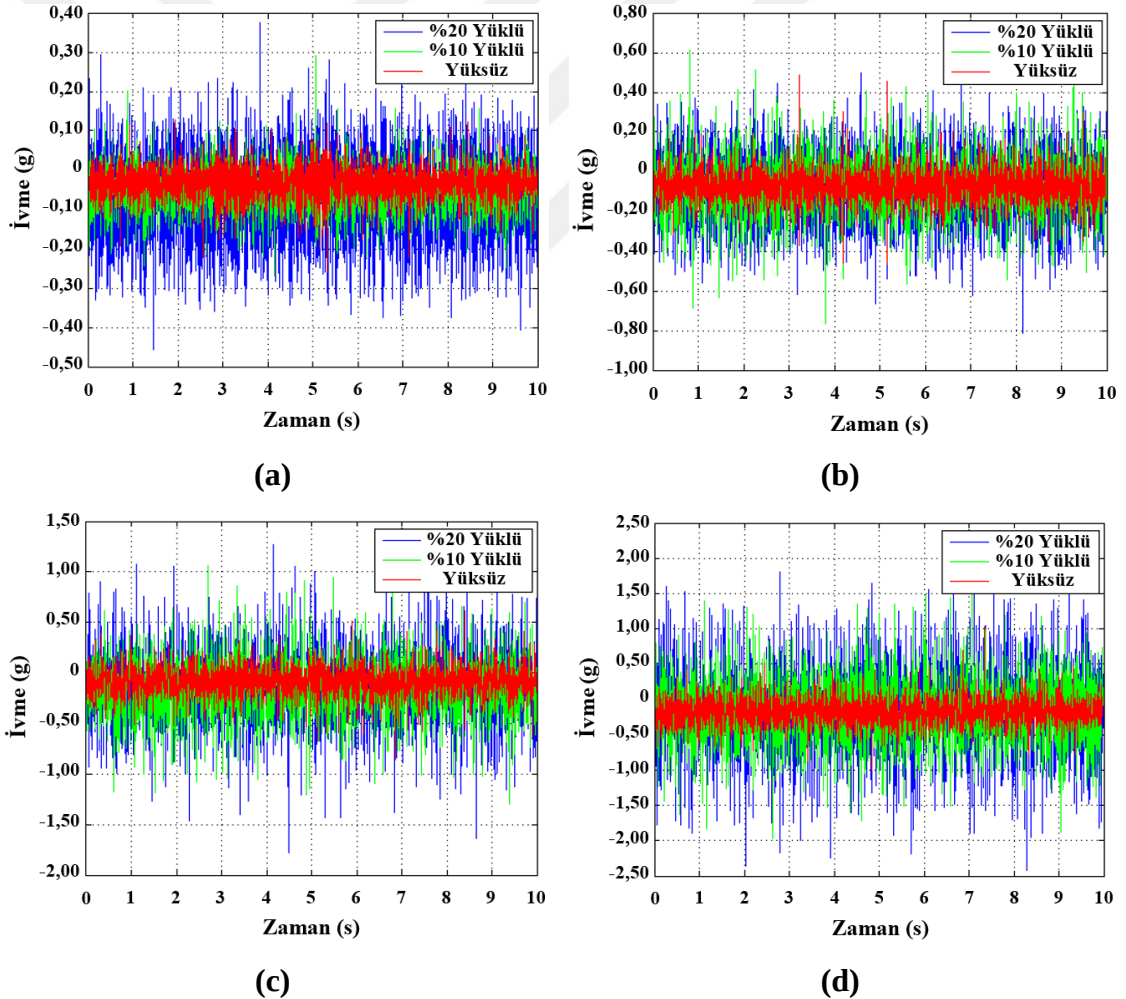
Son olarak, 300 devir/dk ve yüksüz koşul için altı farklı sensör konumu dâhilinde z eksenini doğrultusunda ölçülen zamana bağlı ivme değişimleri incelendiğinde ise Konum (1) ve Konum (5)'in bu eksenindeki titreşim değişimlerine hassasiyetinin son derece düşük olduğu görülmektedir. Bu kapsamda, z eksenini için en yüksek ortalama genlik değerleri Konum (2) ve Konum (6) dâhilinde ölçülmüştür.

Sonuç olarak, her ne kadar z eksenindeki değişimlere hassasiyeti nispeten düşük olsa da x ve özellikle y eksenindeki ivme değişimlerine hassasiyeti göz önüne alınarak Konum (4) en hassas sensör konumu olarak belirlenmiştir. Bu kapsamda, mevcut tez çalışmasının deneysel kurgusu dâhilinde çatlaklı (%50-%100) dişli numuneleri test edilirken fren tarafındaki mil yatağının üst tarafına monte edilen (yani, Konum 4) ivmeölçer aracılığı ile toplanan titreşim sinyallerinden faydalanılmıştır.



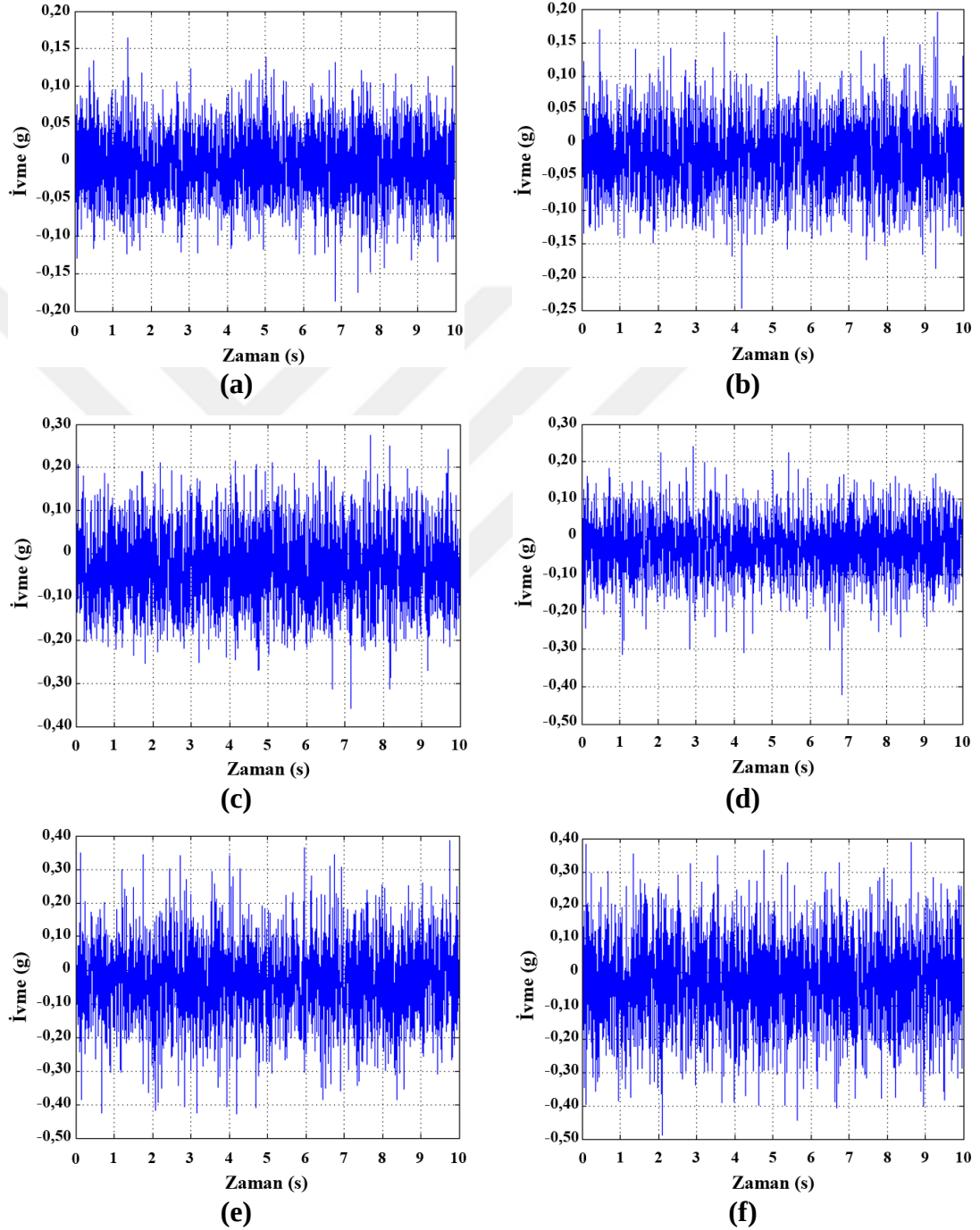
Şekil 4.43. Mil hızının titreşim sinyalleri üzerindeki etkisi: (a) 300 devir/dk / 600 devir/dk, (b) 300 devir/dk / 900 devir/dk ve (c) 300 devir/dk / 1200 devir/dk.

Sonraki aşamada ise mevcut tez çalışması dâhilinde kurgulanan ve üretilen test düzeneğinin değişken çalışma koşulları altındaki titreşim cevabını daha etkin bir şekilde yorumlayabilmek adına sistem, farklı mil hızları ve yükleme koşulları altında çalıştırılarak dişli kutusu üzerinden ivmeölçerler aracılığıyla titreşim verileri toplanmış ve kaydedilmiştir. Buradaki amaç, mil hızının ve yükleme koşullarının dişli kutusu üzerinden ölçülen titreşim sinyallerinin genliği üzerindeki etkisini anlayabilmektir. Bu kapsamda, bir örnek teşkil etmesi bakımından kurgulanan test düzeneğinin yüksüz bir biçimde (1) 300 devir/dk, (2) 600 devir/dk, (3) 900 devir/dk ve (4) 1200 devir/dk mil hızlarında çalıştırılması neticesinde elde edilen titreşim sinyalleri Şekil 4.43'te sunulmuştur. Sonuç olarak, mil hızının artması ile sistemin titreşim genliğinin de kademeli olarak arttığı tespit edilmiştir (bkz. Şekil 4.43).



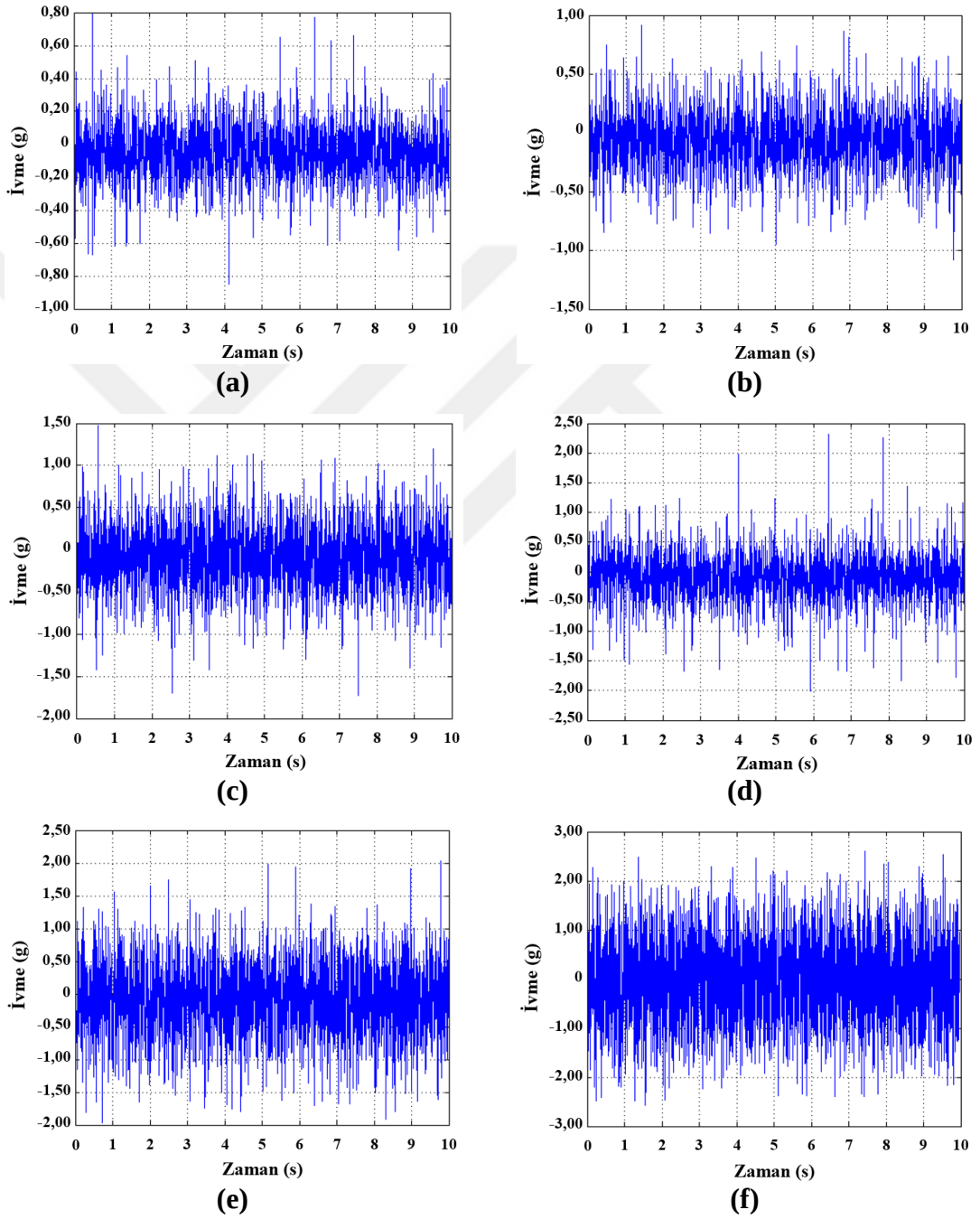
Şekil 4.44. Yüklemenin titreşim sinyalleri üzerindeki etkisi: (a) 300 devir/dk, (b) 600 devir/dk, (c) 900 devir/dk ve (d) 1200 devir/dk.

Benzer bir uygulama, yüklemenin (yüksüz = 0 Nm, %10 yüklü = 20 Nm ve %20 yüklü = 40 Nm) titreşim cevabı üzerindeki etkisini değerlendirmek adına tekrar edilmiş ve bulgular Şekil 4.44'te özetlenmiştir. Bu kapsamda, mil hızının tesirine benzer şekilde yüklemenin artması ile birlikte titreşim genliğinin de arttığı görülmektedir.

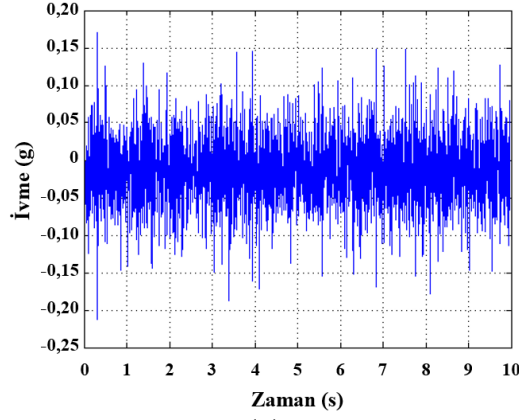


Şekil 4.45. Sağlıklı durum için x ekseninde toplanan titreşim sinyallerine örnekler: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yüklü, (c) 300 devir/dk / %20 yüklü, (d) 600 devir/dk / yüksüz, (e) 600 devir/dk / %10 yüklü ve (f) 600 devir/dk / %20 yüklü.

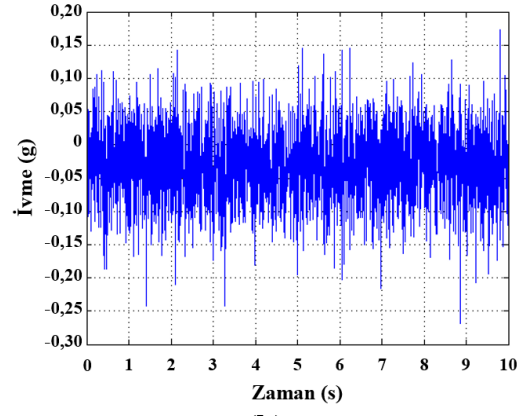
Sağlıklı dişli numuneleri için değişken çalışma koşulları (mil hızı ve yükleme) altında x, y ve z eksenlerinde toplanan titreşim verilerine dair örnekler, sırasıyla, Şekil 4.45 ila 4.47’de sunulmuştur. Elde edilen titreşim sinyalleri sunulurken mevcut alt başlık altında detaylandırıldığı üzere fren tarafındaki mil yatağının üstüne monte edilen (yani, Konum 4) ivmeölçer aracılığı ile ölçülen verilerden faydalanılmıştır.



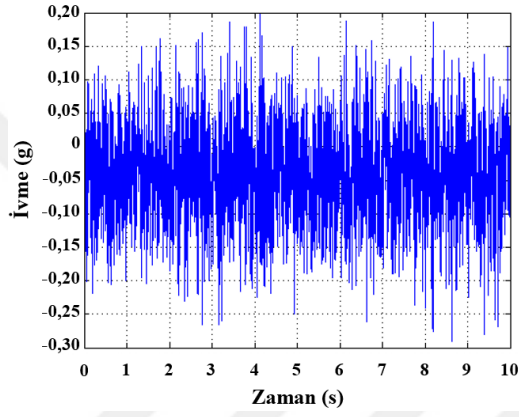
Şekil 4.46. Sağlıklı durum için y ekseninde toplanan titreşim sinyallerine örnekler: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yüklü, (c) 300 devir/dk / %20 yüklü, (d) 600 devir/dk / yüksüz, (e) 600 devir/dk / %10 yüklü ve (f) 600 devir/dk / %20 yüklü.



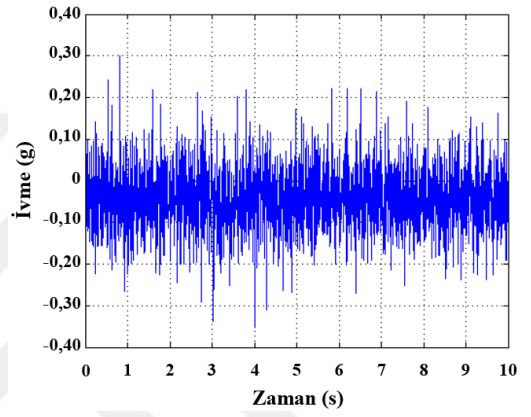
(a)



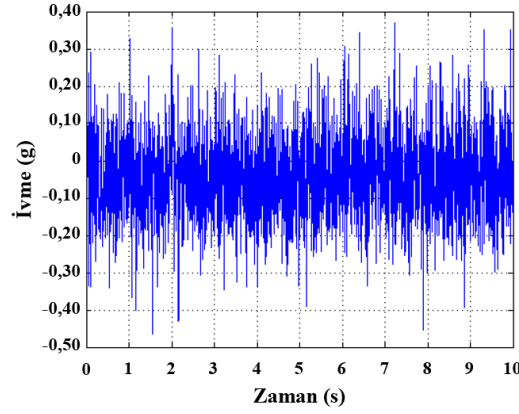
(b)



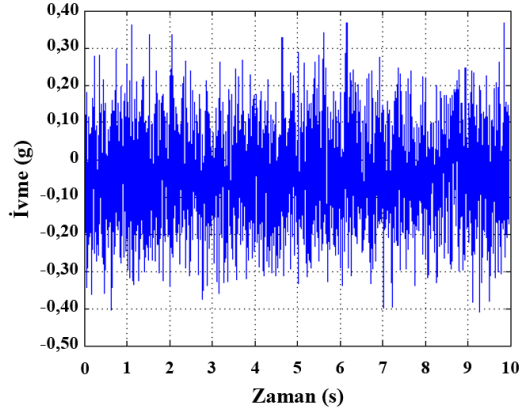
(c)



(d)



(e)

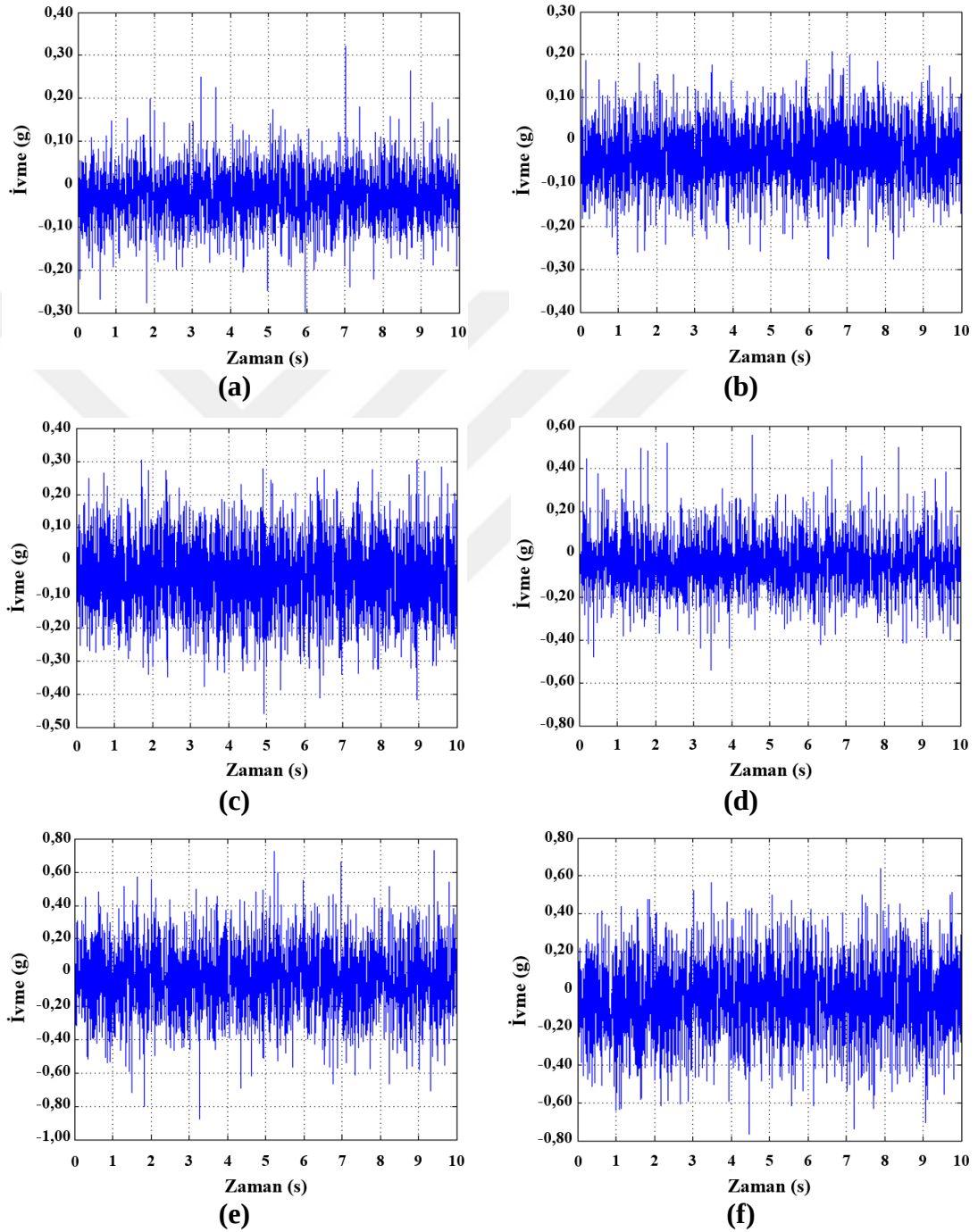


(f)

Şekil 4.47. Sağlıklı durum için z ekseninde toplanan titreşim sinyallerine örnekler: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yüklü, (c) 300 devir/dk / %20 yüklü, (d) 600 devir/dk / yüksüz, (e) 600 devir/dk / %10 yüklü ve (f) 600 devir/dk / %20 yüklü.

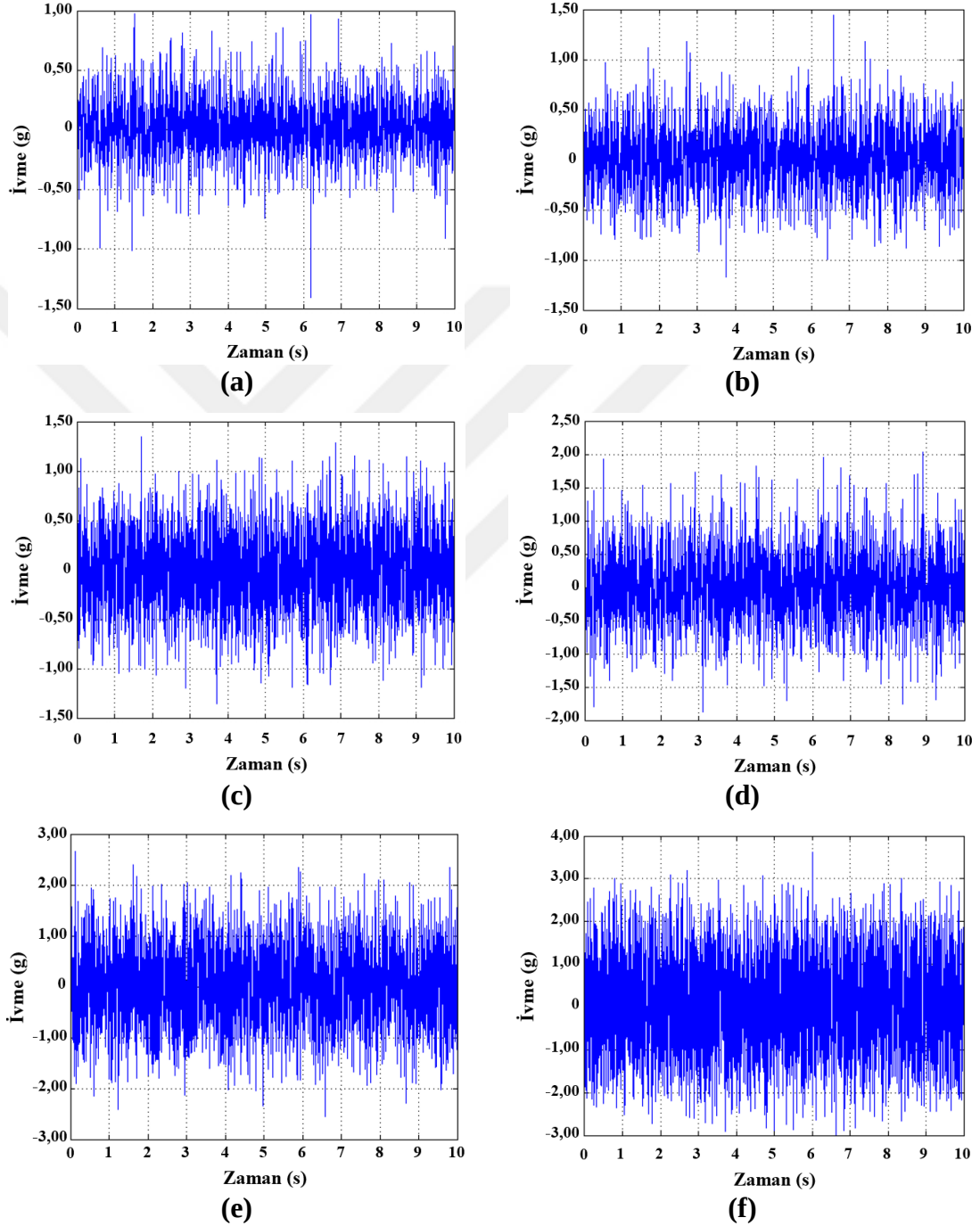
Deneysel çalışmalar dâhilinde sağlıklı numunelerin test edilmesi neticesinde elde edilen titreşim değerleri, farklı derecelerdeki diş dibi çatlağı (%50-%100) hasarının ivme değeri üzerindeki etkisini yorumlarken referans olarak alınmıştır. İlave bir gözlem olarak, Şekil 4.45 ila 4.47 arasında sunulan titreşim sinyallerinin şiddeti mil hızının ve yüklemenin

etkisi ile artmaktadır. Bu durum ise daha önce Şekil 4.43 ve 4.44'te sunulan bulgular ile uyumludur. Bu kapsamda, %50 çatlak derecesinin tanımlandığı dişli numuneleri (bkz. Şekil 3.37a) için değişken mil hızları ve yükleme koşulları altında x, y ve z eksenlerinde toplanan titreşim verilerine dair örnekler Şekil 4.48 ila 4.50'de sunulmuştur.

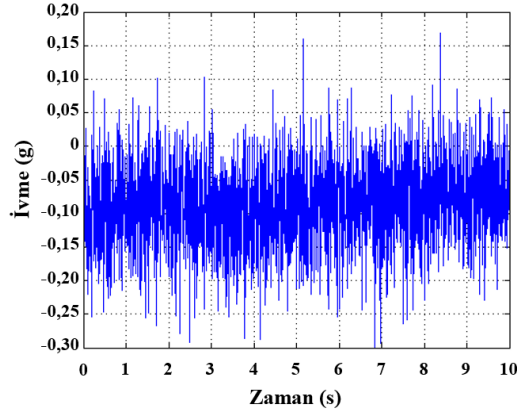


Şekil 4.48. %50 çatlak derecesinin x yönündeki titreşim sinyalleri üzerindeki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yüklü, (c) 300 devir/dk / %20 yüklü, (d) 600 devir/dk / yüksüz, (e) 600 devir/dk / %10 yüklü ve (f) 600 devir/dk / %20 yüklü.

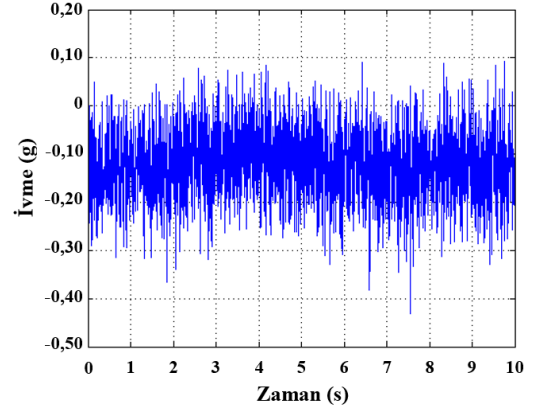
Şekil 4.48 ila 4.50 arasında sunulan bulgular bir arada değerlendirildiğinde diş dibi çatlağı hasarının varlığında sistemin titreşim cevabında belirgin bir artış meydana gelmesi dikkat çekmektedir. Ek olarak, y ekseninde ölçülen titreşim sinyallerinin genliğinin x ve z eksenleri doğrultusunda ölçülen sinyallere kıyasla daha büyük olduğu görülmektedir.



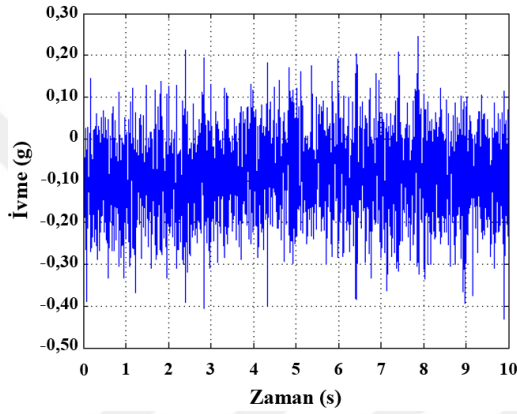
Şekil 4.49. %50 çatlak derecesinin y yönündeki titreşim sinyalleri üzerindeki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yüklü, (c) 300 devir/dk / %20 yüklü, (d) 600 devir/dk / yüksüz, (e) 600 devir/dk / %10 yüklü ve (f) 600 devir/dk / %20 yüklü.



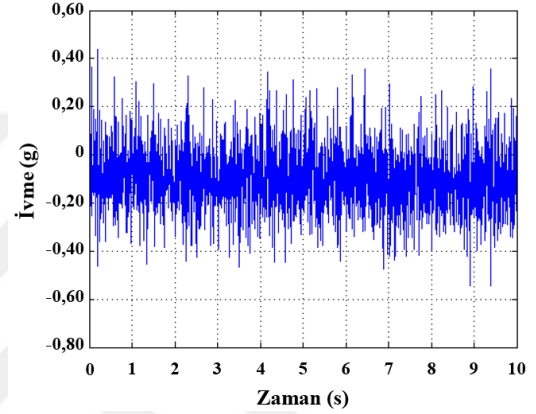
(a)



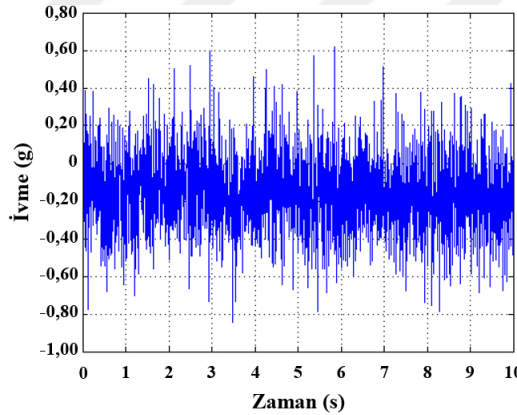
(b)



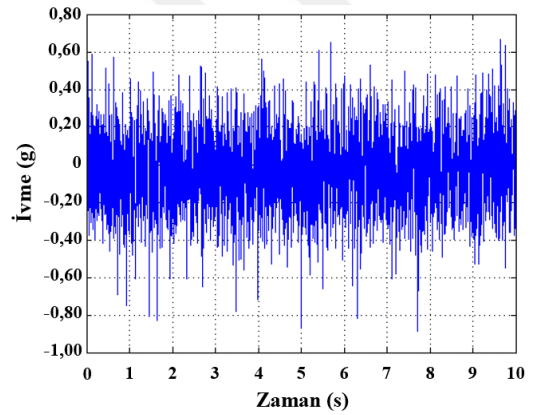
(c)



(d)



(e)

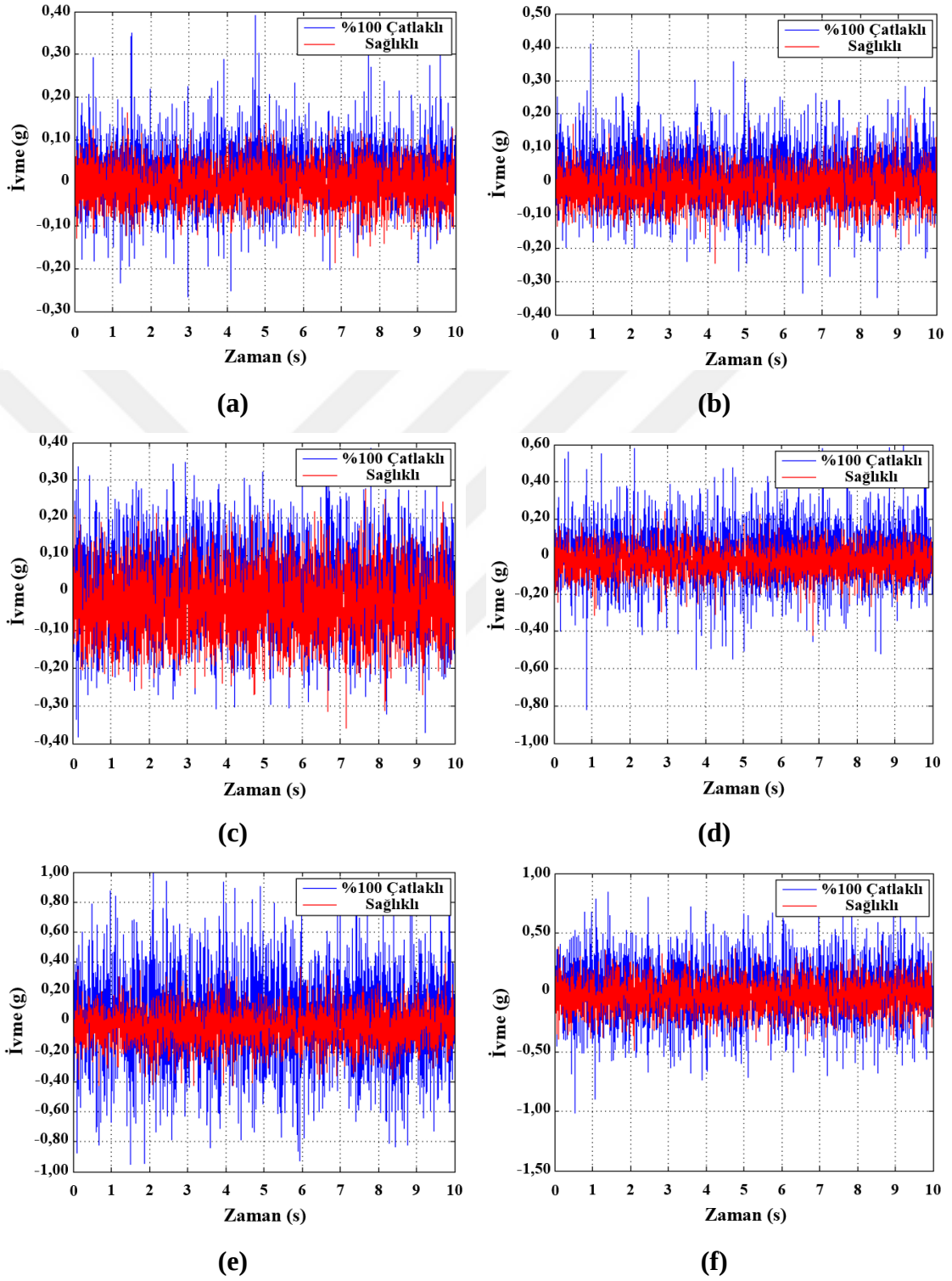


(f)

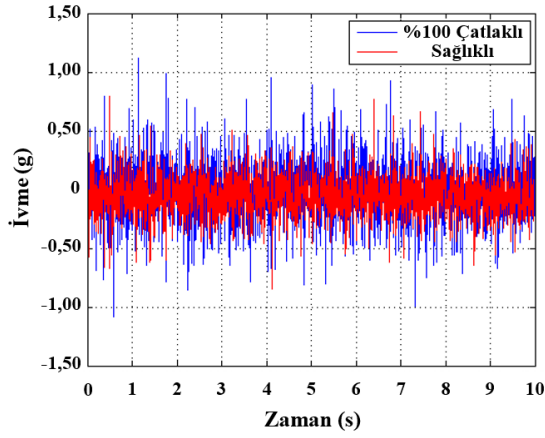
Şekil 4.50. %50 çatlak derecesinin z yönündeki titreşim sinyalleri üzerindeki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yüklü, (c) 300 devir/dk / %20 yüklü, (d) 600 devir/dk / yüksüz, (e) 600 devir/dk / %10 yüklü ve (f) 600 devir/dk / %20 yüklü.

Son olarak, %100 çatlak derecesinin (yani, tam diş kırılması) tanımlandığı test numuneleri (bkz. Şekil 3.37b) kullanılarak elde edilen titreşim sinyalleri Şekil 4.51 ile 4.53 arasında sunulmuştur. Bu hedef dâhilinde sunulan görseller, diş dibi çatlaklı hasarının

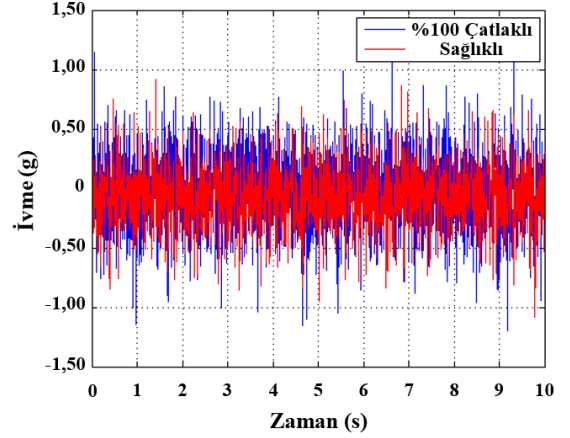
titreşim sinyalleri üzerindeki etkisini daha etkin biçimde yorumlayabilmek adına sağlıklı dişliler için toplanan veriler ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



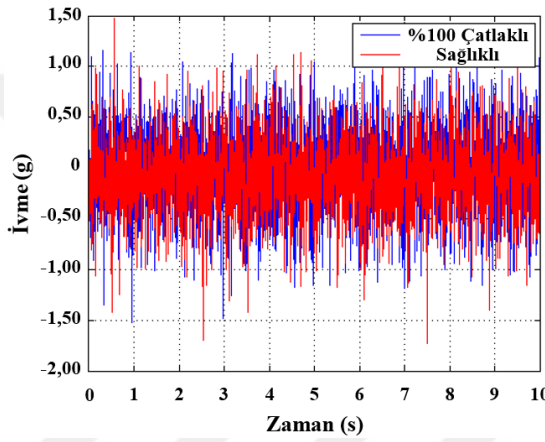
Şekil 4.51. %100 çatlak derecesinin x yönündeki titreşim sinyalleri üzerindeki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yüklü, (c) 300 devir/dk / %20 yüklü, (d) 600 devir/dk / yüksüz, (e) 600 devir/dk / %10 yüklü ve (f) 600 devir/dk / %20 yüklü.



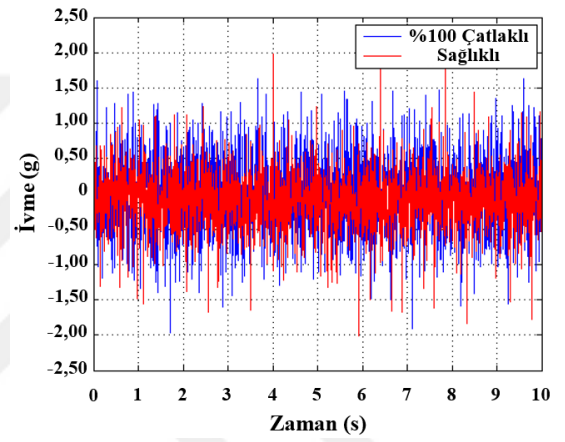
(a)



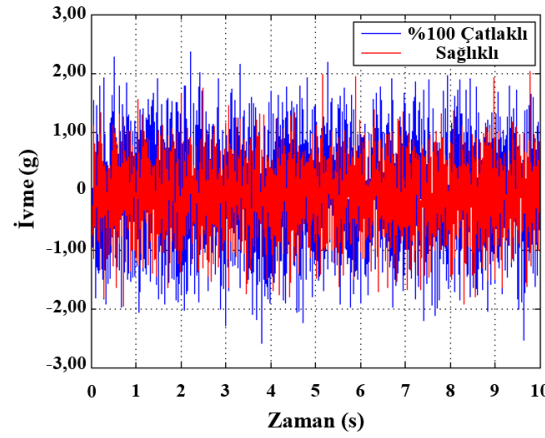
(b)



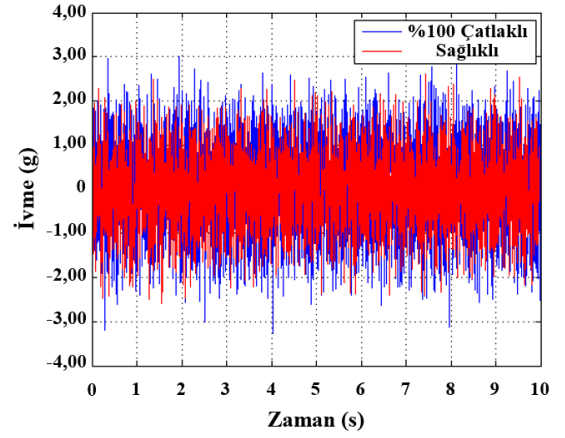
(c)



(d)

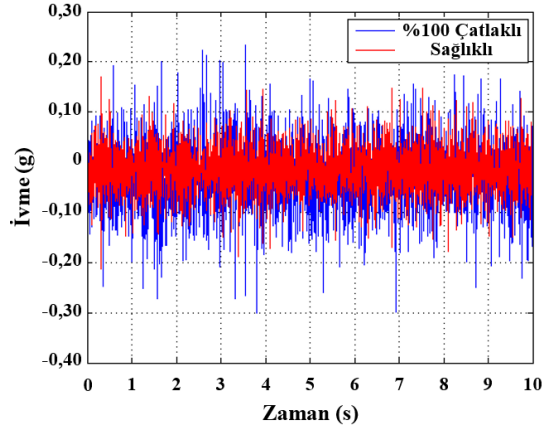


(e)

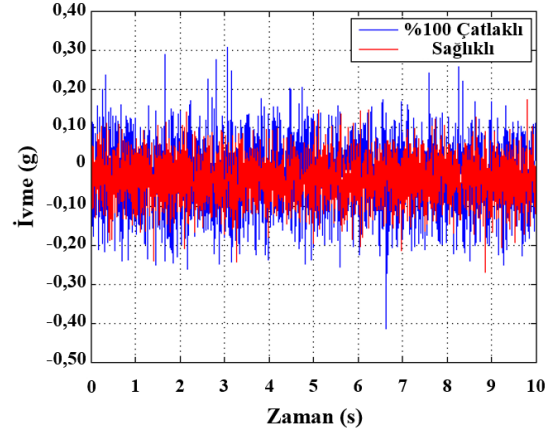


(f)

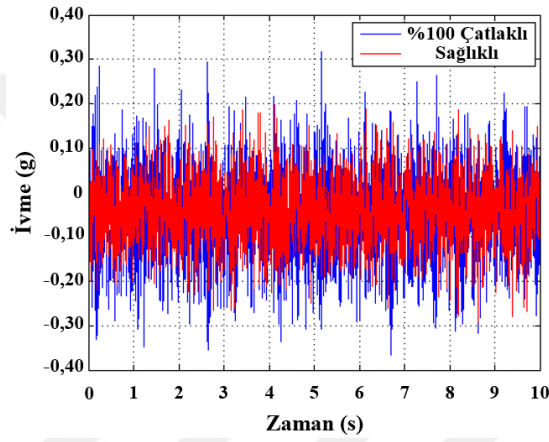
Şekil 4.52. %100 çatlak derecesinin y yönündeki titreşim sinyalleri üzerindeki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yüklü, (c) 300 devir/dk / %20 yüklü, (d) 600 devir/dk / yüksüz, (e) 600 devir/dk / %10 yüklü ve (f) 600 devir/dk / %20 yüklü.



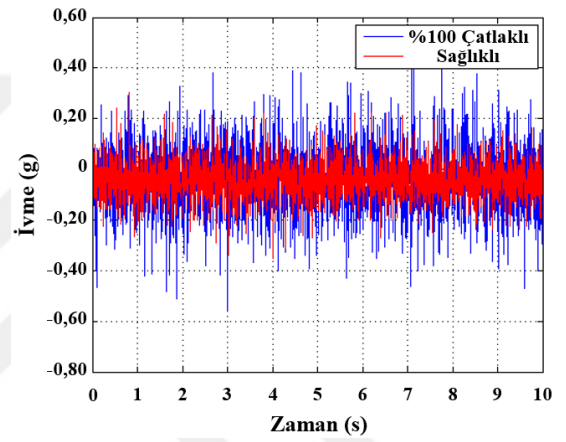
(a)



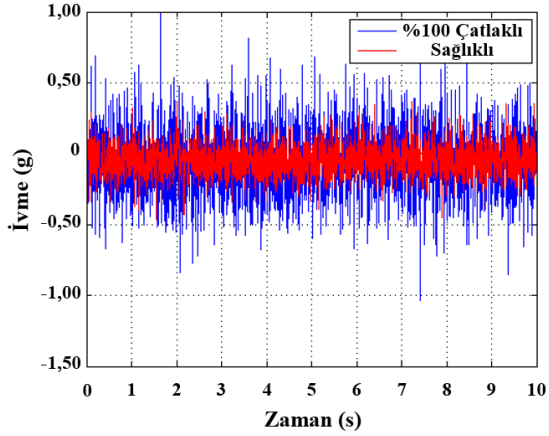
(b)



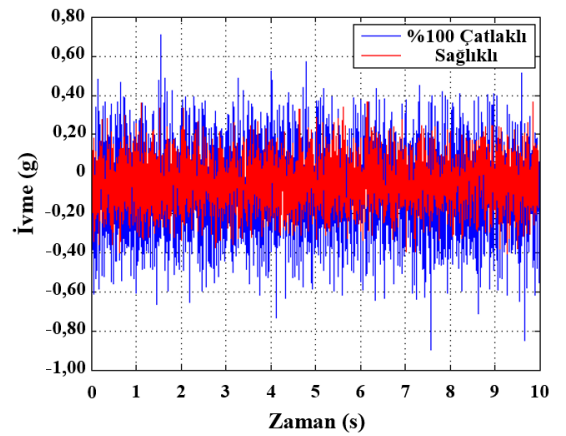
(c)



(d)



(e)



(f)

Şekil 4.53. %100 çatlak derecesinin z yönündeki titreşim sinyalleri üzerindeki etkisi: (a) 300 devir/dk / yüksüz, (b) 300 devir/dk / %10 yüklü, (c) 300 devir/dk / %20 yüklü, (d) 600 devir/dk / yüksüz, (e) 600 devir/dk / %10 yüklü ve (f) 600 devir/dk / %20 yüklü.

Mevcut alt başlık altında detaylandırılan hususlar bir arada değerlendirildiği takdirde, elde edilen bulgular şu şekilde özetlenebilir,

- Test edilen altı adet sensör konumu için x, y ve z eksenleri doğrultularında ölçülen titreşim sinyalleri bir arada değerlendirildiğinde, fren tarafındaki mil yatağının üst tarafına tekabül eden Konum (4), genel performans bakımından en hassas ölçümün yapıldığı ivmeölçer pozisyonu olarak belirlenmiştir (bkz. Şekil 3.32),
- Mil hızının artması neticesinde dişli kutusu üzerinden ölçülen ivmenin genliği de kademeli olarak artmaktadır (bkz. Şekil 4.43),
- Benzer bir şekilde, yüklemenin (yüksüz = 0 Nm, %10 yüklü = 20 Nm ve %20 yüklü = 40 Nm) artması ile birlikte titreşim sinyalinin genliğinde belirgin bir artış meydana gelmektedir (bkz. Şekil 4.44),
- Diş dibi çatlağı hasarının (%50-%100) varlığında sağlıklı duruma kıyasla titreşim sinyallerinin genliğinde belirgin bir değişim olmaktadır. Bu hususun ise DL temelli bir yaklaşım ile hata tespitini kolaylaştırıcı bir unsur olması beklenmektedir (bkz. Şekil 4.51 ila 4.53).

Deneyssel çalışmaların bir sonraki aşamasında ise mevcut tez çalışması dâhilinde kurgulanan ve üretilen test düzeneği üzerinden farklı çalışma hızları (300–600 devir/dk), yükleme koşulları (yüksüz = 0 Nm, %10 yüklü = 20 Nm) ve %20 yüklü = 40 Nm) ve eksen doğrultularında (x, y ve z) toplanan titreşim verileri, geliştirilen 1-D CNN modeline girdi olarak sağlanmıştır. Ana amaç, (1) mil hızının, (2) yüklemenin ve (3) ölçüm yapılan eksen tercihinin DL temelli modelin genel hata sınıflandırma kabiliyeti üzerindeki etkisini test etmektir. Deneyssel veriler Konum (4)’e yerleştirilen bir ivmeölçer aracılığı ile dört farklı mil hızı (300–600–900–1200 devir/dk) için toplanmış olsa dahi DL bulguları özlük dikkate alınarak Şekil 4.45 ila 4.53 arasında sunulan grafikler ile uyumlu bir şekilde iki adet mil hızı için detaylandırılmıştır.

Model stabilitesini yorumlamak için testler üç kere tekrarlanmış (yani, deneme sayısı) ve akabinde bu tez çalışması kapsamında tanımlanan her bir senaryo için ortalama doğruluk oranları hesaplanmıştır. Bu kapsamda, iki adet mil hızı (300–600 devir/dk), üç adet yükleme koşulu (yüksüz = 0 Nm, %10 yüklü = 20 Nm ve %20 yüklü = 40 Nm) ve üç adet eksen (x, y ve z) dikkate alınarak elde edilen bulgular Çizelge 4.3’te özetlenmiştir.

Çizelge 4.3. Deneyisel çalışmalar kapsamında belirlenen senaryolar dâhilinde elde edilen bulguların karşılaştırılması

Eksen	Mil Hızı (devir/dk)	Yükleme (%)	Test-1	Test-2	Test-3	Ortalama Doğruluk
x	300	0	%92,756	%95,667	%96,622	%95,015
		10	%98,311	%98,356	%98,489	%98,385
		20	%99,667	%99,556	%99,778	%99,667
	600	0	%98,711	%99,156	%98,511	%98,792
		10	%98,956	%99,267	%99,156	%99,126
		20	%99,822	%99,956	%99,933	%99,903
y	300	0	%99,733	%99,244	%99,956	%99,644
		10	%99,956	%99,622	%99,978	%99,852
		20	%99,933	%99,911	%100,000	%99,948
	600	0	%99,889	%99,844	%99,911	%99,881
		10	%99,911	%99,978	%99,956	%99,948
		20	%99,933	%100,000	%99,978	%99,970
z	300	0	%94,756	%98,022	%94,244	%95,674
		10	%99,911	%98,882	%99,778	%99,523
		20	%99,800	%99,422	%99,356	%99,526
	600	0	%99,956	%99,978	%98,467	%99,467
		10	%100,000	%99,356	%100,000	%99,785
		20	%99,978	%99,956	%99,933	%99,955

Bu kapsamda, Çizelge 4.3 dâhilinde sunulan bulgular şu şekilde yorumlanabilir,

- Mil hızındaki artışa bağlı olarak geliştirilen DL temelli algoritmanın ortalama sınıflandırma doğruluğu da artmaktadır,
- Mil hızının hata sınıflandırma kabiliyeti üzerindeki etkisine benzer bir şekilde yükleme (yüksüz = 0 Nm, %10 yüklü = 20 Nm ve %20 yüklü = 40 Nm) miktarının artması ile 1-D CNN modelinin sınıflandırma kabiliyeti iyileşmektedir,
- Bu kapsamda, Konum (4) dâhilinde ölçüm yapılan üç adet eksen (x, y ve z) doğrultusuna tekabül eden bulgular kendi aralarında karşılaştırıldığında, en düşük genel sınıflandırma başarısının “x eksen” yönünde ve en yüksek başarının da “y

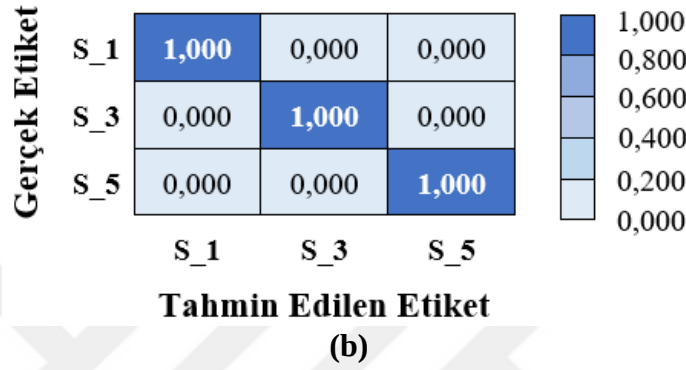
ekseni” yönünde toplanan veriler kullanılarak elde edildiği görülmektedir (bkz. Çizelge 4.3). Bu noktada, dişli kutusu üzerinden yapılan ölçümlerde (1) sağlıklı durum, (2) %50 çatlak ve (3) %100 çatlak derecesi için en yüksek genlik değerlerinin de “y eksen” doğrultusunda ölçülmüş olması dikkat çekmektedir,

- Elde edilen bulgular bir arada değerlerinde geliştirilen DL temelli algoritmanın değişken çalışma koşulları altında %95,015 ila %99,955 ortalama doğruluk oranları arasında bir tanılama performansı ortaya koyduğu tespit edilmiştir.

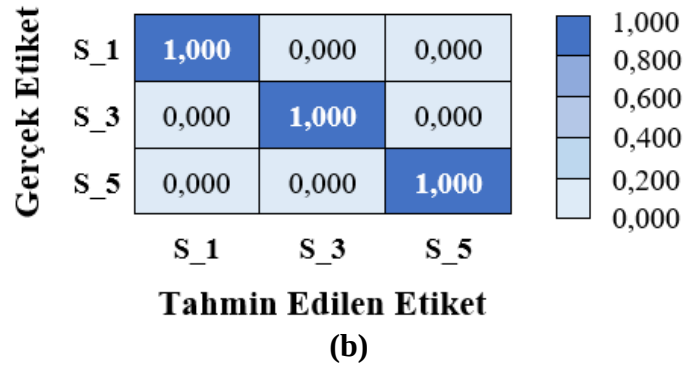
Mevcut tez çalışması, Şekil 4.54 ila 4.56 arasında sunulduğu üzere, Çizelge 4.3 dâhilinde elde edilen DL sonuçlarını yorumlamak için karışıklık (*confusion*) matrisleri çizmiştir. Bu kapsamda, incelenen senaryo sayısının fazla olması hususu dikkate alındığında mevcut alt başlık altında bir örnek teşkil etmesi bakımından yalnızca her bir eksen (x, y ve z) özelinde en düşük ve en yüksek doğruluk oranlarının elde edildiği testlere ait karışıklık matrisleri çizilmiştir. Şekil 4.54 ila 4.56’da nümerik çalışmalarda standart profile sahip dişli çarklar için belirlenen sınıflara ait etiketlerden (S_1 = sağlıklı durum, S_3 = %50 çatlak ve S_5 = %100 çatlak derecesi) faydalanılmıştır (bkz. Çizelge 3.6).



Şekil 4.54. x eksen için elde edilen en düşük ve en yüksek doğruluk oranlarına ait karışıklık matrisleri: (a) 300 devir/dk ve yuksüz (Test-1) durum ve (b) 600 devir/dk ve %20 yüklü (Test-2) durum.

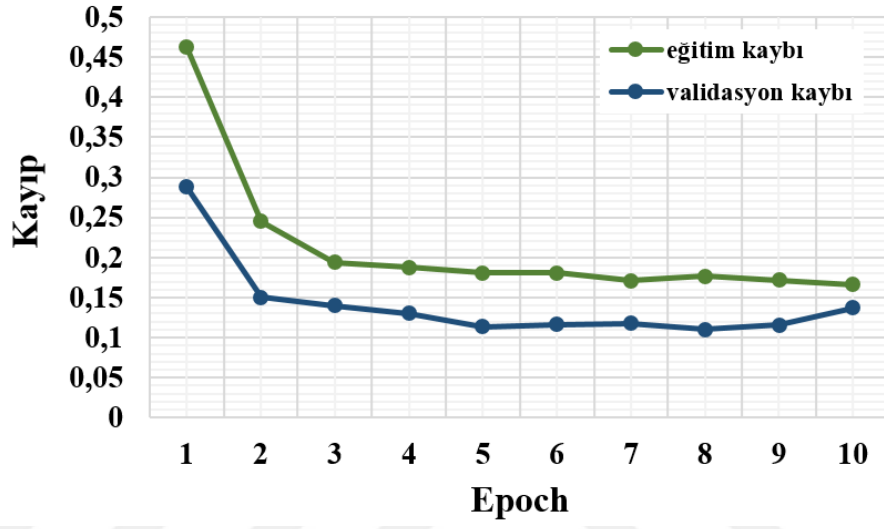


Şekil 4.55. y eksenini için elde edilen en düşük ve en yüksek doğruluk oranlarına ait karışıklık matrisleri: (a) 300 devir/dk ve yüksüz (Test-2) durum ve (b) 600 devir/dk ve %20 yüklü (Test-2) durum.

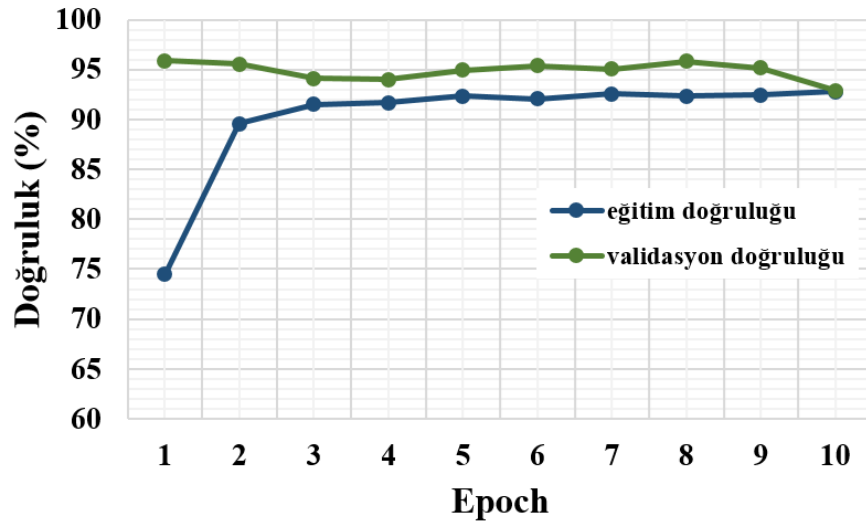


Şekil 4.56. z eksenini için elde edilen en düşük ve en yüksek doğruluk oranlarına ait karışıklık matrisleri: (a) 300 devir/dk ve yüksüz (Test-3) durum ve (b) 600 devir/dk ve %10 yüklü (Test-1) durum.

Mevcut tez çalışması dâhilinde kurgulanan ve üretilen deney düzeneği üzerinden farklı eksenlerde ölçülen titreşim sinyallerinin geliştirilen 1-D CNN algoritmasına girdi verisi olarak sunulması neticesinde çizilen karışıklık matrisleri, modelin “sağlıklı durum (S_1)” ve %50 çatlak derecesi (S_3)” etiketlerini sınıflandırmada nispeten zayıf bir performans gösterdiğine işaret etmektedir. Bu kapsamda, geliştirilen DL temelli model “%100 çatlak derecesi (S_5)” etiketini sınıflandırmada genellikle yüksek başarı sergilemiştir.



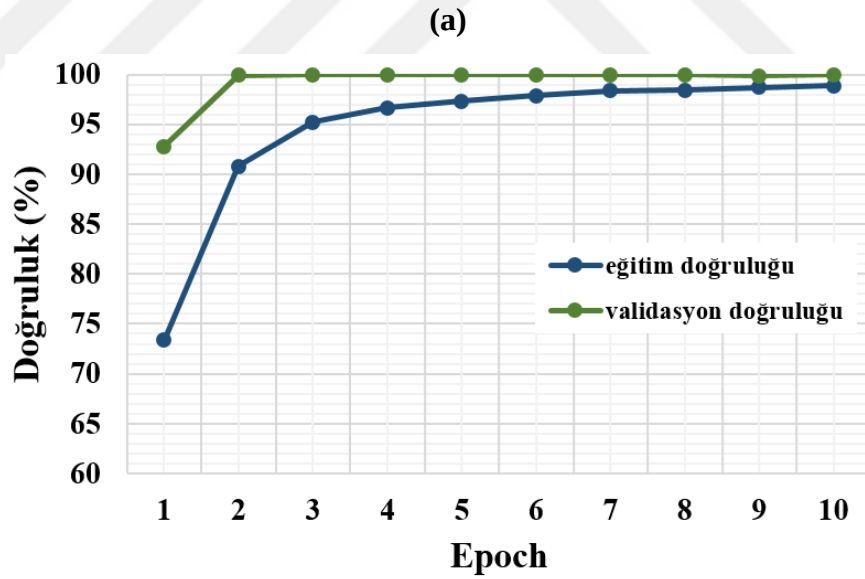
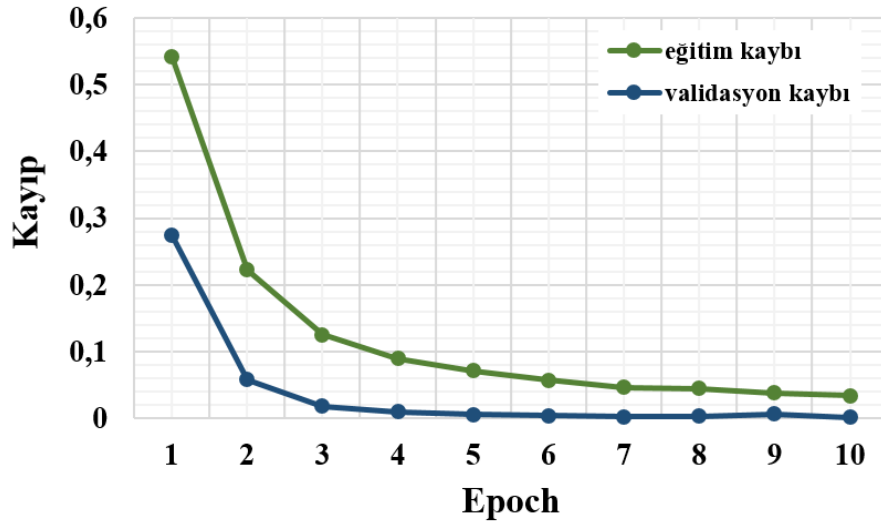
(a)



(b)

Şekil 4.57. Deneysel çalışmalarda en düşük doğruluk oranının hesaplandığı test (x eksenli-300 devir/dk-yüksüz durum-Test-1) için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.

Deneysel çalışmalarda en düşük (%92,756) ve en yüksek (%100,000) doğruluk oranlarının hesaplandığı testler için elde edilen “eğitim” ve “doğrulama” kaybı ile “doğruluk” grafikleri sırasıyla Şekil 4.57 ve 4.58’de sunulmuştur. Eğitim ve doğrulama (validasyon) doğruluklarının, *Epoch* sayısı arttıkça iyileştiği, bu durumda da doğruluk (eğitim ve doğrulama) değerlerinde daha az varyasyon ile sonuçlandığı görülmektedir.



Şekil 4.58. Deneysel çalışmalarda en yüksek doğruluk oranının hesaplandığı test (y eksenini-600 devir/dk-%20 yüklü-Test-2) için elde edilen performans metrikleri: (a) kayıp-Epoch ve (b) doğruluk-Epoch grafikleri.

Geliştirilen 1-D CNN modelinin detaylandırılan her iki test için de *Epoch* sayısı 2’de yakınsadığı görülmektedir. Bu kapsamda, model test edilen her iki senaryo için de iyi bir

sağlamlık (*robustness*) ve kararlılık (*stabilite*) karakteristiği ortaya koymuştur. Ek olarak, beklendiği üzere yakınsama süreci esnasında %92,756 doğruluk oranının elde edildiği test dâhilinde meydana gelen kayıplar, %100,000 doğruluk oranının elde edildiği teste kıyasla oldukça fazladır (bkz. Şekil 4.57 ve 4.58). Bununla birlikte, %100,000 doğruluk oranının elde edildiği test dâhilinde hesaplanan eğitim ve validasyon doğruluğu, %92,756 doğruluk oranının hesapladığı teste kıyasla daha yüksektir ve bahse konu eğrilerin (yani, eğitim ve doğrulama) daha stabil bir karakteristik ortaya koydukları görülmektedir.

Mevcut tez çalışması kapsamında düz dişli çark mekanizmalarında meydana gelen diş dibi çatlak hasarının ve derecesinin standart (simetrik) profilli ve literatürden özgün bir yön olarak asimetrik profilli evolvent düz dişli çarklar için tespit edilmesine yönelik ML esaslı güvenilir bir durum izleme yöntemi geliştirilmiştir. Ek olarak, değişken çalışma koşullarının (mil hızı ve yükleme) ve farklı derecelerdeki (%50-%100) diş dibi çatlağı hasarının düz dişli çark çiftlerinin titreşim cevabı üzerindeki etkilerini değerlendirmek için özgün bir dişli hata tespiti deney düzeneği kurgulanmış ve üretilmiştir. Bu kapsamda, geliştirilen DL temelli algoritmanın etkinliği fiziksel bir test düzeneği aracılığı ile toplanan titreşim verileri üzerinde test edilmeden önce (1) CWRU ve (2) PU açık erişim veri setleri üzerinde koşturulmuştur. Bu kapsamda, mevcut tez çalışmasının literatüre başlıca katkıları şu şekilde özetlenebilir,

- Standart ve asimetrik düz dişli çiftlerinin kavrama rijitliğindeki değişim diş dibi çatlağı hasarının varlığında karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, DSPA arttıkça kavrama rijitliği hasara bağlı olarak meydana gelen azalma miktarının düştüğü gözlenmiştir. Bu bulgu, asimetrik diş profilinin standart (simetrik) tasarımlara kıyasla kavrama rijitliği bakımından sağladığı üstünlüğü ortaya koymuştur,
- Hatanın (yani, diş dibi çatlağı) titreşim sinyalleri üzerindeki etkisinin DSPA değeri arttıkça daha belirgin hale geldiği ortaya koyulmuştur,
- Mevcut literatür ML ya da DL tabanlı yöntemleri yalnızca simetrik diş profiline sahip dişli çarklarda oluşan hataları tespit etmek için kullanmıştır. Bununla birlikte, literatürdeki hiçbir araştırma çalışması asimetrik diş profili kullanmanın darbe direnci, eğilme mukavemeti ve yorulma ömrü bakımından sağladığı iyileştirmelere ek olarak ML ya da DL tabanlı bir yaklaşım ile hata teşhisini

kolaylaştırma hususunda bir avantaj sağlayıp sağlamadığını incelememiştir. Mevcut tez çalışması, DSPA (yani, diş asimetrisinin) değerinin DL tabanlı bir algoritmanın hata sınıflandırma doğruluğu üzerindeki etkisini literatürde ilk kez inceleyerek bu alandaki bilgi birikimine özgün bir katkı yapmayı amaçlamıştır,

- Bulgular, DSPA değeri 20°'den 30°'ye yükseldiğinde sınıflandırma doğruluğunun %12,8'e kadar iyileştirilebileceğini göstermiştir. Bu sonuç, simetrik bir tasarım yerine asimetrik diş profili kullanılarak diş dibi çatlaklarını erken teşhis etme bakımından bir avantaj sağlanabileceğini ortaya koymuştur. Literatürde asimetrik düz dişli çiftlerinde hata tespitinde DL tabanlı bir yaklaşım kullanan ya da diş asimetrisinin diş dibi çatlağı hasarını daha kolay tespit etmede bir avantaj sağlayıp sağlamayacağına ilişkin benzer bir çalışma raporlanmamıştır.
- Değişken çalışma koşullarının (yani, mil hızı ve yükleme) ve diş dibi çatlağı hasarının evolvent düz dişli çarkların titreşim cevabı üzerindeki etkisini inceleme kapasitesine sahip özgün bir test düzeneği kurgulanmış ve üretilmiştir.
- İvmeölçerler literatürde sıklıkla dişli kutusu kapağının üstüne ya da mil yataklarına yerleştirilseler dahi, uygun sensör konumun belirlenmesi görevi halen üzerinde çalışılan bir araştırma konusudur. Mevcut tez çalışması dâhilinde toplam altı farklı sensör konumu dikkate alınmış ve her bir konum için üç ekseninde titreşim ölçümü yapılarak optimum ivmeölçer konumunun belirlenmesine yönelik faaliyetler yürütülmüştür.
- Mil hızı, yükleme koşulu ve hangi ekseninde ölçüm yapıldığı hususlarının DL temelli bir algoritmanın genel sınıflandırma doğruluğu üzerindeki etkisi karşılaştırmalı olarak ele alınmış ve yorumlanmıştır.

5. SONUÇ

Mevcut tez çalışmasının nümerik kurgusunda titreşim verilerinden faydalı hasar özniteliklerini ayırtmak ve farklı derecelerdeki diş dibi çatlağı hasarlarını (%25-%50-%75-%100) sınıflandırmak için 1-D CNN tabanlı bir teşhis yöntemi önerilmiştir. Bu çalışmanın ana düşüncesi; DSPA değerinin dinamik davranış üzerindeki etkisini ve diş asimetrisinin hata teşhisini kolaylaştırmada bir avantaj sağlayıp sağlamayacağını araştırmaktır. Bu kapsamda, asimetrik profilli dişli çarkların rijitliklerinin standart (simetrik) tasarımlara kıyasla daha yüksek olması sebebi ile hatalı dişin kavramaya girmesi ile titreşim cevabında oluşacak pikin (yani, anomali) genliğinin daha yüksek olacağı ve, dolayısıyla, bu hususun hata tespitini kolaylaştıracağı öngörülmüştür.

Ek bir bulgu olarak, geliştirilen 1-D CNN modelinin sınıflandırma sonuçlarını desteklemek için diş dibi çatlağı hasarının varlığında üç farklı istatistiksel indikatörün yüzdesel değişimi değerlendirilmiştir. Bu kapsamda, tez çalışmasının nümerik bölümünün ana sonuçları şu şekildedir,

- Araştırma dâhilinde tanımlanan tüm senaryolarda ortalama sınıflandırma doğruluğunun DSPA değerinin artması ile iyileştiği görülmüştür,
- Bu kapsamda, simetrik ($20^\circ/20^\circ$) tasarım yerine asimetrik ($20^\circ/30^\circ$) diş profili kullanılarak modelin farklı çatlak derecelerini sınıflandırma yeteneğinin yaklaşık %12,8 oranında iyileştirilebileceği tespit edilmiştir.
- İstatistiksel indikatör varyasyonlarının da diş asimetrisinin erken hata teşhisi görevini kolaylaştırabileceği hipotezini desteklediği görülmüştür.

Bu bulgular ışığında, diş asimetrisinin DL tabanlı bir yöntem ile farklı derecelerdeki diş dibi çatlağı hasarını tespit etmede avantaj sağladığı sonucuna varılabilir. Bu hususun yanı sıra, önerilen yaklaşım erken hata teşhisi ile bakım stratejilerinin optimize edilmesine yardımcı olabilir ve farklı (değişken) çalışma koşullarının bir dişli transmisyon sisteminin dinamik karakteristiği üzerindeki etkisini araştırmak için kullanılabilir.

Mevcut tez çalışmasının bazı sınırlamaları da bulunmaktadır. İlk olarak, bir dişli kutusunun titreşim cevabı diğer bileşenler ile bütünleşik (*coupled*) bir sinyaldir. Tez çalışması dâhilinde dinamik model aracılığı ile toplanan titreşim sinyallerine literatür ile

uyumlu bir şekilde farklı seviyelerde beyaz Gaussian gürültü eklenmiş olsa dahi, bütünüleşik sinyal koşulları dikkate alındığında renkli gürültülerin (*color noise*) kullanılması gerçeğe daha da yaklaşılmaya bakımından kıymetli bir iyileştirme sağlayabilir. İkinci olarak, mevcut araştırma diş dibi çatlaklı standart ve asimetrik dişli çarkların dinamik davranışını incelemekle sınırlıdır. Bununla birlikte, dişli kutularının endüstriyel uygulamalarda sıklıkla bileşik hata (örneğin, *pitting* + çatlak) fenomeni ile karşı karşıya olduklarının vurgulanmasında fayda görülmektedir. Son olarak, çatlak ilerleme yolu, kavrama rijitliği ve, dolayısıyla, dinamik davranış üzerinde etkili olabilecek diğer tasarım parametrelerinin (örneğin, modül ve diş sayısı) etkilerinin değerlendirilmesi de tabii ki mümkündür. Mevcut tez çalışması ise literatürde ilk kez, diş asimetrisinin DL tabanlı bir algoritmanın hata sınıflandırma doğruluk oranı üzerindeki etkisini inceleyerek bu alandaki bilgi birikimine özgün bir katkı sunmayı amaçlamıştır.

Mevcut tez çalışmasının deneysel çalışmaları dâhilinde standart düz dişli çark çiftlerinde (1) sağlıklı durum, (2) %50 çatlak ve (3) %100 (tam diş kırılması) çatlak derecesi olmak üzere üç farklı sağlık koşulunu değişken çalışma koşulları altında (mil hızı ve yükleme) sınıflandırmak için DL temelli bir model geliştirilmiştir. Deneysel çalışmaların ana amacı, (1) mil hızının, (2) yüklemenin ve (3) ölçüm yapılan eksen tercihinin DL temelli modelin genel hata sınıflandırma kabiliyeti üzerindeki etkisini test etmektir. Bu kapsamda, tez çalışmasının deneysel bulguları şu şekilde özetlenebilir,

- Araştırma dâhilinde ele alınan tüm senaryolarda mil hızının ya da yükleme miktarının artması ile birlikte ortalama sınıflandırma doğruluğunda bir iyileşme tespit edilmiştir,
- Diş dibi çatlağı hasarının (%50-%100) varlığında sistemin titreşim cevabının genliğinde kayda değer bir değişim meydana geldiği gözlenmiştir. Bu kapsamda, test edilen altı ivmeölçer konumu arasında en büyük genlik değerleri, fren tarafındaki mil yatağının üzerine monte edilen ivmeölçerin (yani, Konum 4) y eksenini doğrultusunda ölçülmüştür,
- Konum (4)'e yerleştirilen üç eksenli bir ivmeölçer aracılığı ile toplanan titreşim verilerinin geliştirilen DL temelli modele girdi olarak verilmesi neticesinde en düşük ortalama sınıflandırma doğruluğu x eksenini doğrultusundaki verilerin

kullanılması ile elde edilirken, en yüksek ortalama sınıflandırma doğruluğu ise y ekseninde ölçülen verilerin kullanılması neticesinde elde edilmiştir.

Mevcut tez çalışması dâhilinde detaylandırılan sonuçlar ve elde edilen tecrübeler bir arada değerlendirildiğinde gelecek deneysel çalışmalar için aşağıdaki tavsiyelerde bulunulmuştur,

- Test edilecek diş dibi çatlağı derecelerine bazı ara değerler (örneğin, %25 ve %75 çatlak dereceleri) ilave edilerek hata tespit görevi karmaşıktırılabilir,
- Simetrik ($20^{\circ}/20^{\circ}$) numuneler için gerçekleştirilen testler, asimetrik diş profiline (örneğin, $20^{\circ}/25^{\circ}$ ve $20^{\circ}/30^{\circ}$) sahip dişli test numuneleri üzerinde tekrar edilebilir. Bu kapsamda, mevcut tez çalışmasının nümerik bulguları diş asimetrisinin hata teşhisini kolaylaştırmada bir avantaj sağlayabileceğini ortaya koyarak bu alandaki bilgi birikimine özgün bir katkıda bulunmuştur,
- Diş dibi çatlağı hasarının yanına başka temel hasar türleri ilave edilerek bileşik hata fenomeninin değişken çalışma koşulları altında (örneğin, mil hızı, yükleme ve yağlama) bir dişli kutusunun titreşim cevabı üzerindeki etkisi incelenebilir. Bu kapsamda, *pitting* + çatlak ya da aşınma + çatlak koşulları da test edilebilir.

KAYNAKLAR

- Afia, A., Rahmoune, C., Benazzouz, D., Merainani, B., & Fedala, S. (2020). New intelligent gear fault diagnosis method based on Autogram and radial basis function neural network. *Advances in Mechanical Engineering*, 12(5), 1–14. <https://doi.org/10.1177/1687814020916593>.
- Ahamed, N., Pandya, Y., & Parey, A. (2014). Spur gear tooth crack detection using time synchronous averaging after fluctuating speed. *Measurement*, 52, 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2014.02.029>.
- Ahmaida, A. M. (2018). *Condition monitoring and fault diagnosis of a multi-stage gear transmission using vibro-acoustic signals* [Doktora Tezi, University of Huddersfield].
- Azamfar, M., Singh, J., Bravo-Imaz, I., & Lee, J. (2020). Multisensor data fusion for gearbox fault diagnosis using 2-D convolutional neural network and motor current signature analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 144, 106861. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106861>.
- Azamfar, M., Singh, J., Li, X., & Lee, J. (2021). Cross-domain gearbox diagnostics under variable working conditions with deep convolutional transfer learning. *Journal of Vibration and Control*, 27(7–8), 854–864. <https://doi.org/10.1177/1077546320933793>.
- Belsak, A. & Flasker, J. (2007). Detecting cracks in the tooth root of gears. *Engineering Failure Analysis*, 14, 1466–1475. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2007.01.013>
- Bonaiti, L., Bayoumi, A. B. M., Concli, F., Rosa, F., & Gorla, C. (2021). Gear root bending strength: A comparison between single tooth bending fatigue tests and meshing gears. *Transactions of the ASME Journal of Mechanical Design*, 143(10), 103402. <https://doi.org/10.1115/1.4050560>.
- Bruns, C.J. (2011). *Dynamic gearbox simulation for fault diagnostics using a torque transducer* [Yüksek Lisans Tezi, Purdue University].
- Case Western Reserve University. *Bearing Data Center*. Available Online [Data set]. CWRU. <https://csegroups.case.edu/bearingdatacenter/home>.
- Cerrada, M., Trujillo, L., Hernández, D.E., Correa Zevallos, H.A., Macancela, J.C., Cabrera, D., & Vinicio Sánchez, R. (2022). AutoML for feature selection and model tuning applied to fault severity diagnosis in spur gearboxes. *Mathematical and Computational Applications*, 27, 6. <https://doi.org/10.3390/mca27010006>.
- Chaari, F., Fakhfakh, T., & Haddar, M. (2009). Analytical modelling of spur gear tooth crack and influence on gearmesh stiffness. *European Journal of Mechanics A/Solids*, 28, 461–468. <https://doi.org/10.1016/j.euromechsol.2008.07.007>.
- Chen, X., Xiao, L., Zhang, X., & Liu, Z. (2015). A heterogeneous fault diagnosis method for bearings in gearbox. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 229(8), 1491–1499. <https://doi.org/10.1177/0954406214544727>.
- Chen, C.-C., Liu, Z., Yang, G., Wu, C.-C., & Ye, Q. (2021). An improved fault diagnosis using 1D-convolutional neural network model. *Electronics*, 10(1), 59. <https://doi.org/10.3390/electronics10010059>.
- Colbourne, J.R. (1987). *The geometry of involute gears* (1st ed.). Springer: New York, NY. <https://doi.org/10.1007/978-1-4612-4764-7>.

- Concli, F., Fraccaroli, L., & Maccioni, L. (2021). Gear root bending strength: A new multiaxial approach to translate the results of single tooth bending fatigue tests to meshing gears. *Metals*, 11, 863. <https://doi.org/10.3390/met11060863>.
- Demir, O. (2021). Three-dimensional modeling of non-planar fatigue crack growth in spur gear tooth using tetrahedral finite elements. *Engineering Fracture Mechanics*, 252, 107857. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2021.107857>.
- Diehl, E.J. & Tang, J. (2016). Predictive modeling of a two-stage gearbox towards fault detection. *Shock and Vibration*, 2016, 1–13. <http://doi.org/10.1155/2016/9638325>.
- Doğan, O. & Karpat, F. (2019). Crack detection for spur gears with asymmetric teeth based on the dynamic transmission error. *Mechanism and Machine Theory*, 133, 417–431. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.11.026>.
- Doğan, O., Kalay, O.C., & Karpat, F. (2020). Effects of crack initialization angle on crack propagation path of thin rim gears for wind turbines. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 25(1), 217–230. <https://doi.org/10.17482/uumfd.663845>.
- Doğan, O. (2020). *Standart olmayan dişli çarklarda diş hata ve hasarlarının dişli çarkın dinamik davranışına etkilerinin incelenmesi* [Doktora Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi].
- Doğan, O., Yuce, C., & Karpat, F. (2021). Effects of rim thickness and drive side pressure angle on gear tooth root stress and fatigue crack propagation life. *Engineering Failure Analysis*, 122, 105260. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105260>.
- Doğan, O., Kalay, O.C., & Karpat, F. (2023). Influence of tooth root cracks on the mesh stiffness of asymmetric spur gear pair with different backup ratios. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering*, 237(3), 717–731. <https://doi.org/10.1177/09544062221124037>.
- Errichello, R. (2002). How to analyze gear failures. *Practical Failure Analysis*, 2(6), 8–16. <https://doi.org/10.1007/BF02715492>.
- Fang, Y. (2019). *Dynamics of a spur gear pair under stochastic internal and external excitations* [Doktora Tezi, University of Alberta].
- Fernandez del Rincon, A., Viadero, F., Iglesias, M., García, P., de-Juan, A., & Sancibrian, R. (2013). A model for the study of meshing stiffness in spur gear transmissions. *Mechanism and Machine Theory*, 61, 30–58. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.10.008>.
- Gao, M., Yu, G., & Wang, T. (2019). Impulsive gear fault diagnosis using adaptive Morlet wavelet filter based on alpha-stable distribution and kurtogram. *IEEE Access*, 7, 72283–72296. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2919981>.
- Gecgel, O. (2019). *Condition monitoring of gearbox components using deep learning with simulated vibration data* [Doktora Tezi, Texas Tech University].
- Howard, I., Jia, S., & Wang, J. (2001). The dynamic modelling of a spur gear in mesh including friction and a crack. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(5), 831–853. <https://doi.org/10.1006/mssp.2001.1414>.
- Hu, Y., Fan, J., & Yu, J. (2016). Study of the influences of transient crack propagation in a pinion on time-varying mesh stiffness. *Shock and Vibration*, 2016, 1–13. <https://doi.org/10.1155/2016/6928686>.
- Kahraman, A. & Singh, R. (1990). Non-linear dynamics of a spur gear pair. *Journal of Sound and Vibration*, 142(1), 49–75. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(90\)90582-K](https://doi.org/10.1016/0022-460X(90)90582-K).

- Kahraman, A. & Singh, R. (1991). Non-linear dynamics of a geared rotor-bearing system with multiple clearances. *Journal of Sound and Vibration*, 144(3), 469–506. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(91\)90564-Z](https://doi.org/10.1016/0022-460X(91)90564-Z).
- Kahraman, A., Ozguven, H.N., Houser, D.R., & Zakrajsek, J.J. (1992). Dynamic analysis of geared rotors by finite elements. *Journal of Mechanical Design*, 114(3), 507–514. <https://doi.org/10.1115/1.2926579>.
- Kalay, O.C., Doğan, O., Yılmaz, T.G., Yüce, C., & Karpas, F. (2021). A comparative experimental study on the impact strength of standard and asymmetric involute spur gears. *Measurement*, 172, 108950. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2020.108950>.
- Kalay, O.C., Yüce, C., Doğan, O., Yılmaz, T.G., Karpas, E., Kopmaz, O., & Karpas, F. (2023a). Fatigue performances of helicopter gears. *Materials Testing*, 65(1), 52–62. <https://doi.org/10.1515/mt-2022-0255>.
- Kalay, O.C., Doğan, O., Yuce, C., & Karpas, F. (2023b). Effects of tooth root cracks on vibration and dynamic transmission error responses of asymmetric gears: A comparative study. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*. <https://doi.org/10.1080/15397734.2023.2186892>.
- Kalay, O.C., Karpas, E., Dirik, A.E., & Karpas, F. (2023c). A one-dimensional convolutional neural network-based method for diagnosis of tooth root cracks in asymmetric spur gear pairs. *Machines*, 11(4), 413. <https://doi.org/10.3390/machines11040413>.
- Kapelevich, A. (2000). Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth. *Mechanism and Machine Theory*, 35(1), 117–130. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(99\)00002-6](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(99)00002-6).
- Kapelevich, A.L. (2018). *Asymmetric gearing* (1st ed.). CRC Press: Boca Raton, FL.
- Karpas, F. (2005). *Asimetrik evolvent dişe sahip düz dişli çarkların analizi* [Doktora Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi].
- Karpas, F., Ekworo-Osire, S., Cavdar, K., & Babalik, F.C. (2008a). Dynamic analysis of involute spur gears with asymmetric teeth. *International Journal of Mechanical Sciences*, 50, 1598–1610. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2008.10.004>.
- Karpas, F., Ekworo-Osire, S., & Khandaker, M.P.H. (2008b). Probabilistic analysis of MEMS asymmetric gear tooth. *Journal of Mechanical Design*, 130(4), 042306. <https://doi.org/10.1115/1.2885189>.
- Karpas, F. & Ekworo-Osire, S. (2008). Influence of tip relief modification on the wear of spur gears with asymmetric teeth. *Tribology Transactions*, 51(5), 581–588. <https://doi.org/10.1080/10402000802011703>.
- Karpas, F., Dogan, O., Yuce, C., & Ekworo-Osire, S. (2017). An improved numerical method for the mesh stiffness calculation of spur gears with asymmetric teeth on dynamic load analysis. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(8), 1–12. <https://doi.org/10.1177/1687814017721856>.
- Karpas, F., Dirik, A. E., Doğan, O., Kalay, O. C., Korcuklu, B., & Yüce, C. (2020a). A novel AI-based method for spur gear early fault diagnosis in railway gearboxes. *Proceedings of Innovations in Intelligent Systems and Applications Conference*, Turkey, October 15–17. <https://doi.org/10.1109/ASYU50717.2020.9259819>.
- Karpas, F., Dirik, A.E., Kalay, O.C., Doğan, O., & Korcuklu, B. (2020b). Vibration-based early crack diagnosis with machine learning for spur gears. *Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Virtual, Online, November 16–19. <https://doi.org/10.1115/IMECE2020-24006>.

- Karpat, F., Yuce, C., & Doğan, O. (2020c). Experimental measurement and numerical validation of single tooth stiffness for involute spur gears. *Measurement*, 150, 107043. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2019.107043>.
- Karpat, F., Kalay, O.C., Dirik, A.E., Doğan, O., Korcuklu, B., & Yüce, C. (2021a). Convolutional neural networks based rolling bearing fault classification under variable operating conditions. *Proceedings of IEEE International Conference on Innovations in Intelligent Systems and Applications*, Kocaeli, Turkey, August 25–27. <https://doi.org/10.1109/INISTA52262.2021.9548378>.
- Karpat, F., Dirik, A.E., Kalay, O.C., Yüce, C., Doğan, O., & Korcuklu, B. (2021b). Fault diagnosis with deep learning for standard and asymmetric involute spur gears. *Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Virtual, Online, November 1–5. <https://doi.org/10.1115/IMECE2021-73702>.
- Karpat, F., Kalay, O.C., Dirik, A.E., & Karpat, E. (2022). Fault classification of wind turbine gearbox bearings based on convolutional neural networks. *Transdisciplinary Journal of Engineering & Science*, 13(SP–2), 71–83. <https://doi.org/10.22545/2022/00190>.
- Kim, S. & Choi, J.-H. (2019). Convolutional neural network for gear fault diagnosis based on signal segmentation approach. *Structural Health Monitoring*, 18, 1401–1415. <https://doi.org/10.1177/1475921718805683>.
- Kuang, J.-H. & Yang, Y.T. (1992). An estimate of mesh stiffness and load sharing ratio of a spur gear pair. *Proceedings of ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, Scottsdale, AZ, September 13–16. <https://doi.org/10.1115/DETC1992-0001>.
- Kuang, J.-H. & Lin, A.D. (2001). The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair. *Journal of Vibration and Acoustics*, 123(3), 311–317. <https://doi.org/10.1115/1.1379371>.
- Kullu, O. & Cinar, E. (2022). A deep-learning-based multi-modal sensor fusion approach for detection of equipment faults. *Machines*, 10, 1105. <https://doi.org/10.3390/machines10111105>.
- Lei, Y. & Zuo, M.J. (2009). Gear crack level identification based on weighted K nearest neighbor classification algorithm. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23(5), 1535–1547. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2009.01.009>.
- Lei, Y., Li, N., Guo, L., Li, N., Yan, T., & Lin, J. (2018). Machinery health prognostics: A systematic review from data acquisition to RUL prediction. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 104, 799–834. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.11.016>.
- Lewicki, D.G. (1996). *Crack propagation studies to determine benign or catastrophic failure modes for aerospace thin-rim gears* [Doktora Tezi, Case Western Reserve University].
- Lewicki, D.G. (2002). Gear crack propagation path studies-guidelines for ultra-safe design. *Journal of the American Helicopter Society*, 47(1), 64–72. <https://doi.org/10.4050/JAHS.47.64>.
- Li, Y., Yuan, S., Wu, W., Liu, K., Lian, C., & Song, X. (2022a). Vibration analysis of two-stage helical gear transmission with crack fault. *Machines*, 10, 1052. <https://doi.org/10.3390/machines10111052>.
- Li, D., Zhao, Y., & Zhao, Y. (2022b). A dynamic-model-based fault diagnosis method for a wind turbine planetary gearbox using a deep learning network. *Protection and*

- Control of Modern Power Systems*, 7(22), 1–14. <https://doi.org/10.1186/s41601-022-00244-z>.
- Liang, X., Zuo, M.J., & Pandey, M. (2014). Analytically evaluating the influence of crack on the mesh stiffness of a planetary gear set. *Mechanism and Machine Theory*, 76, 20–38. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.02.001>.
- Liang, X. (2016). *Dynamics based vibration signal modeling and fault detection of planetary gearboxes* [Doktora Tezi, University of Alberta].
- Liang, X., Zhang, H., Liu, L., & Zuo, M.J. (2016). The influence of tooth pitting on the mesh stiffness of a pair of external spur gears. *Mechanism and Machine Theory*, 106, 1–15. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.08.005>.
- Lin, H.H. (1985). *Computer aided design and analysis of spur gear dynamics* [Doktora Tezi, University of Cincinnati].
- Liu, C., Cheng, G., Chen, X., & Pang, Y. (2018a). Planetary gear feature extraction and fault diagnosis method based on VMD and CNN. *Sensors*, 18, 1523. <https://doi.org/10.3390/s18051523>.
- Liu, J., Hu, Y., Wang, Y., Wu, B., Fan, J., & Hu, Z. (2018b). An integrated multi-sensor fusion-based deep feature learning approach for rotating machinery diagnosis. *Measurement Science and Technology*, 29, 055103. <https://doi.org/10.1088/1361-6501/aaaca6>.
- Lo, C.-C., Lee, C.-H., & Huang, W.-C. (2020). Prognosis of bearing and gear wears using convolutional neural network with hybrid loss function. *Sensors*, 20, 3539. <https://doi.org/10.3390/s20123539>.
- Luo, Y. (2019). *Dynamic modelling and fault feature analysis for gear tooth pitting and spalling* [Doktora Tezi, University of Ottawa].
- Ma, J., Liu, T., Zha, C., & Song, L. (2019). Simulation research on the time-varying meshing stiffness and vibration response of micro-cracks in gears under variable tooth shape parameters. *Applied Sciences*, 9, 1512. <https://doi.org/10.3390/app9071512>.
- Meng, Z., Shi, G., & Wang, F. (2020). Vibration response and fault characteristics analysis of gear based on time-varying mesh stiffness. *Mechanism and Machine Theory*, 148, 103786. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103786>.
- Mo, S., Li, Y., Luo, B., Wang, L., Bao, H., Cen, G., & Huang, Y. (2022). Research on the meshing characteristics of asymmetric gears considering the tooth profile deviation. *Mechanism and Machine Theory*, 175, 104926. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.104926>.
- Mohamed, A.S., Sassi, S., & Paurobally, M.R. (2018). Model-based analysis of spur gears' dynamic behavior in the presence of multiple cracks. *Shock and Vibration*, 2018, 1–20. <https://doi.org/10.1155/2018/1913289>.
- Mohammed, O.D., Rantatalo, M., Aidanpää, J.-O., & Kumar, U. (2013). Vibration signal analysis for gear fault diagnosis with various crack progression scenarios. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 41(1–2), 176–195. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.06.040>.
- Mokhtari, N., Grzeszkowski, M., & Gühmann, C. (2017). Vibration signal analysis for the lifetime-prediction and failure detection of future turbofan components. *Technische Mechanik*, 37(2–5), 422–431. <https://doi.org/10.24352/UB.OVGU-2017-118>.
- Mousavi, Z., Etefagh, M.M., Sadeghi, M.H., & Razavi, S.N. (2020). Developing deep neural network for damage detection of beam-like structures using dynamic

- response based on FE model and real healthy state. *Applied Acoustics*, 168, 107402, <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107402>.
- Neupane, D. & Seok, J. (2020). Bearing fault detection and diagnosis using Case Western Reserve University dataset with deep learning approaches: A review. *IEEE Access*, 8, 93155–93178. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.2990528>.
- Özgüven, H.N. & Houser, D.R. (1988). Mathematical models used in gear dynamics—A review. *Journal of Sound and Vibration*, 121(3), 383–411. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(88\)80365-1](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(88)80365-1).
- Ozguven, H.N. (1991). A non-linear mathematical model for dynamic analysis of spur gears including shaft and bearing dynamics. *Journal of Sound and Vibration*, 145(2), 239–260. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(91\)90590-G](https://doi.org/10.1016/0022-460X(91)90590-G).
- Paderborn University. *Bearing Data Center*. Available Online [Data set]. PU. <https://mb.uni-paderborn.de/kat/forschung/datacenter/bearing-datacenter>.
- Pedersen, N.L. (2010). Improving bending stress in spur gears using asymmetric gears and shape optimization. *Mechanism and Machine Theory*, 45(11), 1707–1720. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2010.06.004>.
- Praveenkumar, T., Saimurugan, M., Krishnakumar, P., & Ramachandran, K.I. (2014). Fault diagnosis of automobile gearbox based on machine learning techniques. *Procedia Engineering*, 97, 2092–2098. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.452>.
- Qiao, M., Yan, S., Tang, X., & Xu, C. (2020). Deep convolutional and LSTM recurrent neural networks for rolling bearing fault diagnosis under strong noises and variable loads. *IEEE Access*, 8, 66257–66269. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.2985617>.
- Qiu, G., Gu, Y., & Cai, Q. (2019). A deep convolutional neural networks model for intelligent fault diagnosis of a gearbox under different operational conditions. *Measurement*, 145, 94–107. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2019.05.057>.
- Qu, Y., He, D., Yoon, J., Hecke, B. V., Bechoefer, E., & Zhu, J. (2014). Gearbox tooth cut fault diagnostics using acoustic emission and vibration sensors—A comparative study. *Sensors*, 14(1), 1372–1393. <https://doi.org/10.3390/s140101372>.
- Raghuwanshi, N.K. & Parey, A. (2017). Experimental measurement of spur gear mesh stiffness using digital image correlation technique. *Measurement*, 111, 93–104. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2017.07.034>.
- Ravikumar, K.N., Yadav, A., Kumar, H., Gangadharan, K.V., & Narasimhadhan, A.V. (2021). Gearbox fault diagnosis based on multi-scale deep residual learning and stacked LSTM model. *Measurement*, 186, 110099. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2021.110099>.
- Ren, F., Wang, D., Shi, G., & Wu, X. (2022). Investigation on dynamic characteristics of spur gear transmission system with crack fault. *Machines*, 10, 664. <https://doi.org/10.3390/machines10080664>.
- Shao, H., Jiang, H., Lin, Y., & Li, X. (2018). A novel method for intelligent fault diagnosis of rolling bearings using ensemble deep auto-encoders. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 102(1), 278–297. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.09.026>.
- Shuai, M., Shuai, M., Guoguang, J., Jiabei, G., Ting, Z., & Shengping, Z. (2019). Design principle and modeling method of asymmetric involute helical internal gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of*

- Mechanical Engineering*, 233(1), 244–255.
<https://doi.org/10.1177/0954406218756443>.
- Sun, W., Yao, B., Zeng, N., Chen, B., He, Y., Cao, X., & He, W. (2017). An intelligent gear fault diagnosis methodology using a complex wavelet enhanced convolutional neural network. *Materials*, 10, 790. <https://doi.org/10.3390/ma10070790>.
- Sun, H., Cao, X., Wang, C., & Gao, S. (2022). An interpretable anti-noise network for rolling bearing fault diagnosis based on FSWT. *Measurement*, 190, 110698. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2022.110698>.
- Tian, X., Zuo, M.J., & Fyfe, K.R. (2004). Analysis of the vibration response of a gearbox with gear tooth faults. *Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Anaheim, CA, USA, November 13–19. <https://doi.org/10.1115/IMECE2004-59224>.
- Verma, J.G., Kumar, S., & Kankar, P.K. (2018). Crack growth modeling in spur gear tooth and its effect on mesh stiffness using extended finite element method. *Engineering Failure Analysis*, 94, 109–120. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2018.07.032>.
- Wang, J., Li, R., & Peng, X. (2003). Survey of nonlinear vibration of gear transmission systems. *Applied Mechanics Reviews*, 56(3), 309–329. <https://doi.org/10.1115/1.1555660>.
- Wang, L. & Shao, Y. (2017). Fault mode analysis and detection for gear tooth crack during its propagating process based on dynamic simulation method. *Engineering Failure Analysis*, 71, 166–178. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2016.11.003>.
- Wang, Q., Chen, K., Zhao, B., Ma, H., & Kong, X. (2018). An analytical-finite-element method for calculating mesh stiffness of spur gear pairs with complicated foundation and crack. *Engineering Failure Analysis*, 94, 339–353. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2018.08.013>.
- Wang, X., Yang, Y., Wang, W., & Chi, W. (2020). Simulating coupling behavior of spur gear meshing and fatigue crack propagation in tooth root. *International Journal of Fatigue*, 134, 105381. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.105381>.
- Wang, Q., Xu, K., Huai, T., Ma, H., & Wang, K. (2021a). A mesh stiffness method using slice coupling for spur gear pairs with misalignment and lead crown relief. *Applied Mathematical Modelling*, 90, 845–861. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2020.08.046>.
- Wang, X., Mao, D., & Li, X. (2021b). Bearing fault diagnosis based on vibro-acoustic data fusion and 1D-CNN network. *Measurement*, 173, 108518. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2020.108518>.
- Wang, H., Yang, R., & Xiang, J. (2022). Numerical simulation of gears for fault detection using artificial intelligence models. *Measurement*, 203, 111898. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2022.111898>.
- Wen, W., Bai, Y., & Cheng, W. (2020). Generative adversarial learning enhanced fault diagnosis for planetary gearbox under varying working conditions. *Sensors*, 20(6), 1685. <https://doi.org/10.3390/s20061685>.
- Xu, L., Wang, T., Xie, J., Yang, J., & Gao, G. (2022). A mechanism-based automatic fault diagnosis method for gearboxes. *Sensors*, 22, 9150. <https://doi.org/10.3390/s22239150>.
- Yang, Y., Xia, W., Han, J., Song, Y., Wang, J., & Dai, Y. (2019). Vibration analysis for tooth crack detection in a spur gear system with clearance nonlinearity. *International Journal of Mechanical Science*, 157–158, 648–661. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2019.05.012>.

- Yang, X. (2022). *Dynamics-guided vibration signal analysis for fixed-axis gearbox fault diagnosis* [Doktora Tezi, University of Alberta].
- Yang, Y., Hu, N., Cheng, Z., Hu, J., & Zhang, L. (2022). Improved mesh stiffness method and vibration analysis of a planetary gear system with a spatial tooth crack. *Machines*, 10, 1168. <https://doi.org/10.3390/machines10121168>.
- Yang, X., Zhou, P., Zuo, M.J., Tian, Z., & Peng, Z. (2023). The effect of time-varying operating condition on the crack induced impulses ant its application to gearbox tooth crack diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 188, 110026. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.110026>.
- Yoon, K.Y. & Rao, S.S. (1996). Dynamic load analysis of spur gears using a new tooth profile. *Journal of Mechanical Design*, 118(1), 1–6. <https://doi.org/10.1115/1.2826851>.
- Yu, W., Shao, Y., & Mechefske, C. K. (2015). The effects of spur gear tooth spatial crack propagation on gear mesh stiffness. *Engineering Failure Analysis*, 54, 103–119. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.04.013>.
- Zhang, Y. & Baxter, K. (2020). Deep transfer multi-sensor fusion for gearbox diagnostics. *International Research Journal of Modernization in Engineering Technology and Science*, 2(6), 260–275.
- Zhang, X., Han, P., Xu, L., Zhang, F., Wang, Y., & Gao, L. (2020). Research on bearing fault diagnosis of wind turbine gearbox based on 1DCNN-PSO-SVM. *IEEE Access*, 8, 192248–192258. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.3032719>.
- Zhu, J. & Chen, Z. (2020). Comparative analysis of various new activation functions based on convolutional neural network. *Journal of Physics: Conference Series*, 1676, 012228. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1676/1/012228>.