

**STANDART OLMAYAN DİŞLİ ÇARKLARDA DİŞ HATA  
VE HASARLARININ DİŞLİ ÇARKIN DİNAMİK  
DAVRANIŞINA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

**OĞUZ DOĞAN**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**STANDART OLMAYAN DİŞLİ ÇARKLARDA DİŞ HATA VE  
HASARLARININ DİŞLİ ÇARKIN DİNAMİK DAVRANIŞINA ETKİLERİNİN  
İNCELENMESİ**

**Oğuz DOĞAN**  
Ocrid No: 0000-0003-4203-8237

Doç. Dr. Fatih KARPAT  
(Danışman)

DOKTORA TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020

## TEZ ONAYI

Oğuz DOĞAN tarafından hazırlanan "STANDART OLMAYAN DIŐLİ ÇARKLARDA DIŞ HATA VE HASARLARININ DIŐLİ ÇARKIN DİNAMİK DAVRANIŞINA OLAN ETKİLERİNİN İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliğı ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** :Doç. Dr. Fatih KARPAT

**Başkan :** Doç. Dr. Fatih KARPAT  
Ocrid No: 0000-0001-8474-7328  
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik  
Fakültesi, Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı

İmza

**Üye :** Prof. Dr. Osman KOPMAZ  
Ocrid No: 0000-0002-9429-9300  
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik  
Fakültesi, Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı

İmza

**Üye :** Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ  
Ocrid No: 0000-0001-9369-3552  
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik  
Fakültesi, Otomotiv Mühendisliğı Anabilim Dalı,

İmza

**Üye :** Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ  
Ocrid No: 0000-0003-3350-1509  
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik  
Fakültesi, Otomotiv Mühendisliğı Anabilim Dalı,

İmza

**Üye :** Dr. Öğr. Üyesi Celalettin YÜCE  
Ocrid No: 0000-0003-1387-907X  
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik  
Fakültesi, Otomotiv Mühendisliğı Anabilim Dalı,

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım  
Prof. Dr. Hüseyin Aksef EREN  
Enstitü Müdürü

.././2020

**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

**beyan ederim.**

**24/6/2020**

**Oğuz DOĞAN**

## ÖZET

Doktora Tezi

STANDART OLMAYAN DİŞLİ ÇARKLARDA DİŞ HATA VE HASARLARININ  
DİŞLİ ÇARKIN DİNAMİK DAVRANIŞINA OLAN ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

**Oğuz DOĞAN**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Doç. Dr. Fatih KARPAT

Dişli çarklarda meydana gelen hata ve hasarların erken evrede tespit edilmesi gerekmektedir. Bu tez çalışmasında, standart ve standart olmayan dişli çarklarda meydana gelen çatlakların, erken evrelerde tespit edilmesine yönelik nümerik metotlar geliştirilmiştir. Çalışmada öncelikle standart ve standart olmayan dişlilerin dört farklı rim kalınlığı ve dört farklı basınç açısı için geometrileri oluşturulmuştur. Ardından çatlak başlangıç noktalarının belirlenmesi için statik gerilme analizi yapılarak gerilmenin maksimum olduğu nokta belirlenmiş kabul edilmiştir. Çatlak başlangıç noktası belirlenen dişliler için yorulma çatlak ilerleme analizleri yapılmıştır. Bu sayede farklı rim kalınlıkları için çatlakın ilerleme yönü tespit edilmiştir. Ayrıca tüm durumlar için çatlak ilerleme miktarına bağlı olarak çevrim sayıları ve da/dN grafikleri elde edilmiştir. %0, %25, %50, %75 ve %100 olmak üzere beş farklı çatlak miktarı için her bir andaki tek diş rijitlikleri ve kavrama rijitlikleri sonlu elemanlar analizi kullanılarak hesaplanmıştır. Çatlak ilerleme miktarına bağlı olarak hatanın tespit edilebilmesi için altı serbestlik dereceli lineer olmayan dinamik model MATLAB ortamında hazırlanmıştır. Sonlu elemanlar analiz sonucu elde edilen, kavrama rijitlikleri ve diğer dişli parametreleri dinamik modele girdi olarak verilmiştir. Farklı çatlak miktarlarına sahip, farklı rim ve basınç açılarındaki dişli çarklar dinamik modelde analiz edilerek, dinamik iletim hatası ve rulmanlar üzerinde meydana gelen titreşim değerlerinin değişimi elde edilmiştir. Elde edilen dinamik iletim hatası ve titreşim sinyalleri istatistiksel hata indikatörleri yardımı ile değerlendirilerek standart ve standart olmayan farklı dişli çarklar için farklı hata mertebeleri tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Asimetrik dişli çarklar, çatlak ilerlemesi, kırılma mekaniği, dinamik analiz, hata tespiti ve izlenmesi

**2020, xii + 181 sayfa.**

## ABSTRACT

PhD Thesis

### INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF GEAR TOOTH FAULTS AND DAMAGES ON THE DYNAMIC BEHAVIOR OF NON-STANDARD GEARS

**Oğuz DOĞAN**

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

**Supervisor:** Assoc. Prof. Dr. Fatih KARPAT

Gear faults and damages must be detected at an early stage. In this thesis, numerical methods have been developed for detecting cracks in standard and nonstandard gears in early stages. In this study, firstly standard and non-standard gear geometries are formed for four different rim thickness and four different pressure angles. Then, the static stress analysis was carried out to determine the starting points of the cracks and the maximum point of the stress was determined as the starting point of the cracks. Fatigue crack propagation analyzes were performed for gears whose crack starting point are determined. In this way, the direction of propagation of the crack was determined for different rim thicknesses. In addition, the number of cycles and da/dN graphs were obtained for all cases depending on the amount of crack propagation. Single tooth stiffnesses and mesh stiffnesses at each point on the involute curve were calculated using finite element analysis for different crack amounts for %0, %25, %50, %75 and %100. In order to detect the failures based on the amount of crack propagation, a six-degree non-linear dynamic model was prepared in MATLAB environment. As a result of finite element analysis, mesh stiffness and other gear parameters are given as input to dynamic model. By analyzing the gears in dynamic model with different crack amounts, different rim and pressure angles, dynamic transmission error and variation of vibration values on the bearings are obtained. The obtained dynamic transmission error and vibration signals are evaluated with the help of statistical error indicators and different fault ranges are determined for different standard and non-standard gears.

**Key words:** Asymmetric gears, crack propagation, fracture mechanics, dynamic analysis, fault detection and monitoring

**2020, xii + 181 pages.**

## TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmamın hazırlanması, yüksek lisans eğitimim başlangıcından doktora eğitimimin sonuna kadarki asistanlığım süresince bana her konuda yardımcı olan ve beni yetiştiren değerli danışman hocam Doç. Dr. Fatih KARPAT' a teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans ve doktora eğitimim süresince değerli görüş ve yönlendirmelerinden yararlandığım değerli hocalarım Prof. Dr. Kadir ÇAVDAR ve Prof. Dr. Necmettin KAYA' ya teşekkürlerimi sunarım.

Başta tez çalışmam ve diğer proje ve çalışmalarımızdaki özverili katkılarından dolayı değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Celalettin YÜCE' ye teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans ve doktora eğitimim süresince beraber çalışma imkânı bulduğum Arş. Gör. Tufan Gürkan YILMAZ' a katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Makine elemanları bilim dalı bursiyerleri Onur Can KALAY, Kıvanç TURAN ve Emirhan KARTAL' a tez çalışmam süresince desteklerinden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Doktora eğitimim ve tezin gelişimi sırasında göstermiş olduğu sabır ve desteklerinden dolayı eşim Neşe DOĞAN' a teşekkür ederim.

Lisansüstü eğitimim boyunca beraber çalıştığımız Bursa Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü araştırma görevlilerine ve değerli çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde büyük emeği olan başta aileme ve eğitim hayatımın her aşamasında emeklerini esirgemeyen tüm hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasını TUSAŞ Teknoloji Merkezi bünyesinde TM2081 numaralı “Standart ve Standart Olmayan Dişli Çarklarda Diş Dibi Çatlaklarının Erken Belirlenmesi ve İzlenmesi için Sayısal Metotların Geliştirilmesi” başlıklı proje ile destekleyen TUSAŞ – Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş.' ne teşekkürlerimi sunarım.

Oğuz DOĞAN  
24/6/2020

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	5
2.1. Asimetrik Diş Profile Sahip Dişli Çarklar Üzerine Yapılan Çalışmalar.....	5
2.2. Dişli Çarkların Hata Tespitini İnceleyen Deneysel Çalışmalar.....	7
2.3. Dişli Çarkların Hata Tespitini İnceleyen Nümerik Çalışmalar.....	13
2.4. Dişli Çarkların Yorulma Dayanımını İnceleyen Çalışmalar.....	20
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	25
3.1. Dişli Çarklar.....	25
3.1.1. Dişli Ana Kanunu.....	27
3.1.2. Evolvent Eğrisi ve Fonksiyonu.....	28
3.1.3. Düz Dişli Çarkların Diş Geometrisi ve Özellikleri.....	29
3.1.4. Diş Dibi Gerilmesinin DIN 3990'A göre Teorik Olarak Hesaplanması.....	35
3.1.5. Düz Dişli Çarklarda Kavrama Olayı.....	41
3.2. Tez Çalışmasında Takip Edilen İşlem Adımları.....	44
3.3. Dişli Makro Geometrilerinin Oluşturulması.....	46
3.4. Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	51
3.5. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Gerilme Analizi ve Çatlak Başlangıç Noktasının Belirlenmesi.....	54
3.6. Çatlak İlerleme Analizleri.....	56
3.6.1. Statik Çatlak İlerlemesi.....	56
3.6.2. Yorulma Çatlak İlerlemesi.....	57
3.7. Tek Diş Rijitliği.....	62
3.8. Kavrama Rijitliği.....	65
3.9. Altı Serbestlik Dereceli Dişli Çark Dinamik Modeli.....	68
3.10. İstatistiki İndikatörler.....	78
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	82
4.1. Statik Gerilme Analizi Sonuçları.....	82
4.2. Çatlak İlerleme Analiz Sonuçları.....	87
4.3. Tek Diş Rijitliği ve Kavrama Rijitliği Sonuçları.....	101
4.3.1. Tek Diş Rijitliği ve Kavrama Rijitliği Sonuçlarının Literatür ile Doğrulanması.....	101
4.3.2. Tek Diş Rijitliği Sonuçları.....	104
4.3.3. Kavrama Rijitliği Sonuçları.....	110
4.4. Dişli Dinamiği Sonuçlarının Literatür ile Doğrulanması.....	115
4.5. Dinamik İletim Hatası, Titreşim Sonuçlarının Hata İndikatörleri ile Değerlendirilmesi ve Hata Tespitinin Gerçekleştirilmesi.....	119
4.5.1. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-20^\circ$ Simetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları.....	120
4.5.2. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-25^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları.....	122
4.5.3. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-30^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları.....	125
4.5.4. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-35^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları.....	127



4.5.5. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-20^\circ$ Simetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları.....	130
4.5.6. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-25^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları .....	133
4.5.7. $m_b=0,5$ ve $20^\circ - 30^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları ....	136
4.5.8. $m_b=0,5$ ve $20^\circ - 35^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları ....	139
4.5.9. $m_b=1$ ve $20^\circ - 20^\circ$ Simetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları.....	142
4.5.10. $m_b=1$ ve $20^\circ - 25^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları .....	145
4.5.11. $m_b=1$ ve $20^\circ - 30^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları .....	148
4.5.12. $m_b=1$ ve $20^\circ - 35^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları .....	151
4.5.13. $m_b=3,3$ ve $20^\circ - 20^\circ$ Simetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları.....	153
4.5.14. $m_b=3,3$ ve $20^\circ - 25^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları ..	156
4.5.15. $m_b=3,3$ ve $20^\circ - 30^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları ..	159
4.5.16. $m_b=3,3$ ve $20^\circ - 35^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları ..	162
4.6. Farklı Hızda İstatiksel İndikatörlerin Değişimlerinin İncelenmesi .....	166
5. SONUÇ.....	168
KAYNAKLAR .....	171
ÖZGEÇMİŞ. ....	178

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
$\alpha_c$	Sürülen taraf basınç açısı
$\alpha_d$	Süren taraf basınç açısı
$\alpha_{(i)}$	Herhangi bir yarıçaptaki basınç açısı
$m_b$	Rim oranı
$m$	Modül
$h_a$	Diş başı yüksekliği
$h_f$	Diş dibi yüksekliği
$z$	Diş sayısı
$b$	Diş genişliği
$E$	Elastisite modülü
$G$	Kayma modülü
$\nu$	Poisson oranı
$\rho$	Kesici takım uç yarıçapı
$F_t$	Teğetsel kuvvet
$Y_F$	Diş form faktörü
$Y_S$	Gerilme düzeltme faktörü
$Y_\epsilon$	Yük paylaşım faktörü
$Y_\beta$	Helis faktörü
$E_{size_{av}}$	Çatlak ön bölgesindeki ortalama eleman boyutu
$K_i$	Gerilme yoğunluk faktörü
$K_{av}$	Ortalama gerilme yoğunluk faktörü
$a$	Çatlak uzaması
$N$	Toplam çevrim sayısı
$da/dN$	Her bir yük çevrimde yorulma kaynaklı çatlak ilerleme oranı
$K_I$	Mod I Gerilme yoğunluk faktörü
$K_{II}$	Mod II Gerilme yoğunluk faktörü
$R$	Gerilme oranı
$k_p$	Pinyon diş rijitliği
$k_d$	Dişli diş rijitliği
$x_p$	Pinyon üzerinde oluşan toplam deformasyonu
$x_d$	Dişli üzerinde oluşan toplam deformasyonu
$r_0$	Taksimat dairesi yarıçapı
$r_{(i)}$	Herhangi bir yarıçap
$r_{bp}$	Pinyon taksimat dairesi
$r_{ap}$	Pinyon diş başı dairesi
$r_{bd}$	Dişli taksimat dairesi
$r_{ad}$	Dişli diş başı dairesi
$\epsilon_\alpha$	Kavrama oranı
$J_1$	Motor atalet momenti
$J_2$	Pinyon atalet momenti
$J_3$	Dişli atalet momenti
$J_4$	Yükün atalet momenti
$S_{s1}$	1. Şaftın sönümü

$S_{s2}$	2. Şaftın sönümü
$K_{s1}$	1. Şaftın rijitliği
$K_{s2}$	2. Şaftın rijitliği
$K_{g(t)}$	Dişli çiftinin ortak kavrama rijitliği
$C_{g(t)}$	Dişli çiftinin ortak kavrama sönümü
$T_g$	Giriş momenti
$T_ç$	Çıkış momenti
$r_{b2}$	1. Dişli temel dairesi
$r_{b3}$	2. Dişli temel dairesi
$m_2$	Pinyon kütlesi
$m_3$	Dişli kütlesi
$S_2$	1. Rulman sönümü
$S_3$	2. Rulman sönümü
$K_2$	1. Rulman rijitliği
$K_3$	2. Rulman rijitliği
$f(t)$	Dişler arasındaki sürtünme katsayısı
$V_s$	Dişler arasında rölatif kayma hızını
$T_{fp}$	Pinyon sürtünme momenti
$T_{fg}$	Dişli sürtünme momenti
$\xi_1 - \xi_2$	Şaftların kritik sönümü
$\xi_t$	Dişler arasındaki kritik sönüm

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 1.1. Dişlilerde meydana gelen hasar türleri .....	1
Şekil 1.2. Diş dibi yorulmasına bağlı ilerleyen çatlakın diş kırması.....	2
Şekil 2.1. Düz dişli çarklarda meydana gelen hataların tespitinde kullanılan deney düzeneği .....	9
Şekil 2.2. Akustik emisyon yönteminde kullanılan deney düzeneği .....	12
Şekil 2.3. Literatürde kullanılan tek diş yorulma aparatı .....	21
Şekil 3.1. Silindirik alın dişli çarklar .....	25
Şekil 3.2. Konik dişli çarklar.....	26
Şekil 3.3. Aykırı miller .....	26
Şekil 3.4. Yuvarlanma daireleri üzerinde çevresel hızların eşit olması .....	27
Şekil 3.5. Evolvent eğrisinin oluşumu .....	28
Şekil 3.6. Asimetrik geometriye sahip bir diş üzerindeki bölgeler .....	30
Şekil 3.7. DIN 837'ye kesici takım referans profili .....	30
Şekil 3.8. Asimetrik dişli üretimi .....	31
Şekil 3.9. Talaşlı imalat yöntemleri ile asimetrik dişli çark üretimi .....	32
Şekil 3.10. Asimetrik bir dişli üzerinde temel boyutlar .....	33
Şekil 3.11. Asimetrik diş üzerinde oluşan gerilmeler .....	34
Şekil 3.12. DIN 3990'a göre kritik diş kesiti .....	35
Şekil 3.13. Dişli kalitesi ve hıza göre dinamik faktörün yaklaşık değişimi .....	38
Şekil 3.14. Düz dişlilerde kavrama olayı .....	41
Şekil 3.15. Diş profili üzerindeki tek ve çift dişli temas bölgeleri.....	42
Şekil 3.16. Bu çalışmada izlenen yöntemin akış diyagramı.....	45
Şekil 3.17. Kramayer tipi kesici takım temel boyutları .....	46
Şekil 3.18. Bu çalışmada kullanılan bazı dişlilerin 3D CAD tasarımları.....	47
Şekil 3.19. Basınç açısı değişiminin diş profiline olan etkisi .....	48
Şekil 3.20. Standart bir dişli üzerinde rim oranı .....	49
Şekil 3.21. Farklı rim kalınlıklarına sahip olan dişliler.....	50
Şekil 3.22. Tek boyutlu elemanlardan modellenmiş bir kule vinç.....	52
Şekil 3.23. İki boyutlu farklı eleman tipleri .....	52
Şekil 3.24. Lineer üç boyutlu eleman tiplerine çeşitli örnekler .....	52
Şekil 3.25. Gerilme analizi için uygulanan ağ yapısı genel görünümü.....	54
Şekil 3.26. Ağdan bağımsızlık çalışması sonuçları.....	55
Şekil 3.27. Gerilme analiz için uygulanan sınır şartları .....	55
Şekil 3.28. Çatlak ilerleme bölgeleri.....	58
Şekil 3.29. Quarternode, izoparametrik, altı düğümlü üçgen uçlu bir sonlu elemanlar çatlak modeli .....	58
Şekil 3.30. 30° süren taraf basınç açısına bir diş için yapay başlangıç çatlakı .....	60
Şekil 3.31. Çatlak ilerleme analizlerinde kullanılan ağ yapısı .....	61
Şekil 3.32. Çatlak ilerleme analizi için ağdan bağımsızlık çalışması .....	61
Şekil 3.33. Tek diş rijitliği hesabı için kullanılan ağ yapısı .....	64
Şekil 3.34. Tek diş rijitliği için sonlu elemanlar modeli sınır şartları.....	65
Şekil 3.35. Kavrama rijitliğinin dişli temas noktalarına göre değişimi.....	67
Şekil 3.36. Altı Serbestlik Dereceli Dinamik Model .....	68
Şekil 3.37. Kavrama Doğrusu .....	73
Şekil 3.38. Tek diş rijitliği için farklı kuvvetlerin diş profiline uygulanması.....	74

Şekil 3.39. Dişler arasındaki sönümün değişimi .....	75
Şekil 3.40. Kavrama doğrusu üzerinde kayma hızının değişimi.....	76
Şekil 3.41. Kavrama doğrusu üzerinde sürtünme katsayısının değişimi .....	76
Şekil 3.42. Kavrama doğrusu üzerinde sürtünme momenti değişimi .....	78
Şekil 3.43. Sinüs fonksiyonu için RMS, tepe noktası, Crest faktör ilişkisi .....	80
Şekil 4.1. $m_b=1$ , için basınç açısı değişimine bağlı olarak gerilmenin değişimi.....	83
Şekil 4.2. Maksimum eğilme gerilmesi için literatür karşılaştırması.....	85
Şekil 4.3. Farklı süren taraf basınç açıları için rim oranının gerilme üzerine etkisi.....	86
Şekil 4.4. Farklı rim oranları için süren taraf basınç açısının gerilme üzerine etkisi.....	86
Şekil 4.5. $m_b=0,3$ için çatlak ilerleme yolları.....	88
Şekil 4.6. $m_b=0,5$ için çatlak ilerleme yolları.....	89
Şekil 4.7. $m_b=1$ için çatlak ilerleme yolları.....	90
Şekil 4.8. $m_b=3,3$ için çatlak ilerleme yolları.....	91
Şekil 4.9. Çatlak ilerleme yollarının (Lewicki 1996) ile doğrulanması.....	92
Şekil 4.10. $m_b=0,3$ için çatlak ilerleme analiz sonuçları .....	93
Şekil 4.11. $m_b=0,5$ için çatlak ilerleme analiz sonuçları .....	94
Şekil 4.12. $m_b=1$ için çatlak ilerleme analiz sonuçları.....	95
Şekil 4.13. $m_b=3,3$ için çatlak ilerleme analiz sonuçları .....	96
Şekil 4.14. Farklı rim ve basınç açıları için yük tekrar sayısının çatlak uzunluğuna bağlı değişimi .....	97
Şekil 4.15. Farklı rim ve basınç açıları için gerilme yoğunluk faktörünün çatlak uzunluğuna bağlı değişimi .....	98
Şekil 4.16. Farklı rim ve basınç açıları için çatlak ilerleme oranının gerilme yoğunluk faktörüne bağlı değişimi.....	99
Şekil 4.17. Tek diş rijitliğinin dişli yarıçapına bağlı değişimi .....	102
Şekil 4.18. Geliştirilen yöntem ile literatür sonuçlarının kıyaslanması .....	103
Şekil 4.19. Farklı çatlak uzunluklarının yüzdelik tanımlamaları .....	104
Şekil 4.20. $m_b=0,3$ için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde tek diş rijitlik sonuçları .....	105
Şekil 4.21. $m_b=0,5$ için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde tek diş rijitlik sonuçları .....	106
Şekil 4.22. $m_b=1$ için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde tek diş rijitlik sonuçları .....	107
Şekil 4.23. $m_b=3,3$ için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde tek diş rijitlik sonuçları .....	108
Şekil 4.24. $m_b=0,3$ için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde kavrama rijitliği sonuçları .....	110
Şekil 4.25. $m_b=0,5$ için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde kavrama rijitliği sonuçları .....	111
Şekil 4.26. $m_b=1$ için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde kavrama rijitliği sonuçları .....	112
Şekil 4.27. $m_b=3,3$ için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde kavrama rijitliği sonuçları .....	113
Şekil 4.28. 6 serbestlik dereceli dinamik modelin yakınsaması.....	115
Şekil 4.29. Bu tez çalışması ile Lin (1985) sonuçlarının kıyaslanması .....	116
Şekil 4.30. Altı Serbestlik dereceli model ile Yoon ve ark. (1996) çalışmasının kıyaslanması.....	117
Şekil 4.31. Frekans cevabı için farklı çalışmalar ile literatür doğrulanması.....	118

Şekil 4.32. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	120
Şekil 4.33. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	121
Şekil 4.34. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	121
Şekil 4.35. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	122
Şekil 4.36. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	123
Şekil 4.37. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	123
Şekil 4.38. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	124
Şekil 4.39. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	124
Şekil 4.40. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	125
Şekil 4.41. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	126
Şekil 4.42. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	126
Şekil 4.43. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	127
Şekil 4.44. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	128
Şekil 4.45. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	128
Şekil 4.46. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	129
Şekil 4.47. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	129
Şekil 4.48. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	130
Şekil 4.49. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	131
Şekil 4.50. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	132
Şekil 4.51. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	132
Şekil 4.52. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	133
Şekil 4.53. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	134
Şekil 4.54. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	135
Şekil 4.55. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	135
Şekil 4.56. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	136
Şekil 4.57. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	137
Şekil 4.58. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	138
Şekil 4.59. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	138
Şekil 4.60. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	139
Şekil 4.61. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	140
Şekil 4.62. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	141
Şekil 4.63. $m_b=0,5$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	141
Şekil 4.64. $m_b=1$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	142
Şekil 4.65. $m_b=1$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	143
Şekil 4.66. $m_b=1$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	144
Şekil 4.67. $m_b=1$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	144
Şekil 4.68. $m_b=1$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	145
Şekil 4.69. $m_b=1$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	146
Şekil 4.70. $m_b=1$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	147

Şekil 4.71. $m_b=1$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	147
Şekil 4.72. $m_b=1$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	148
Şekil 4.73. $m_b=1$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	149
Şekil 4.74. $m_b=1$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	150
Şekil 4.75. $m_b=1$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	150
Şekil 4.76. $m_b=1$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	151
Şekil 4.77. $m_b=1$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	151
Şekil 4.78. $m_b=1$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	152
Şekil 4.79. $m_b=1$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	152
Şekil 4.80. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	153
Şekil 4.81. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	154
Şekil 4.82. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	155
Şekil 4.83. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-20^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	155
Şekil 4.84. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	156
Şekil 4.85. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	157
Şekil 4.86. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	158
Şekil 4.87. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-25^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	158
Şekil 4.88. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	159
Şekil 4.89. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	160
Şekil 4.90. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	161
Şekil 4.91. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-30^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	161
Şekil 4.92. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları .....	162
Şekil 4.93. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları .....	163
Şekil 4.94. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları .....	164
Şekil 4.95. $m_b=3,3$ ve $20^\circ-35^\circ$ basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi .....	164

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

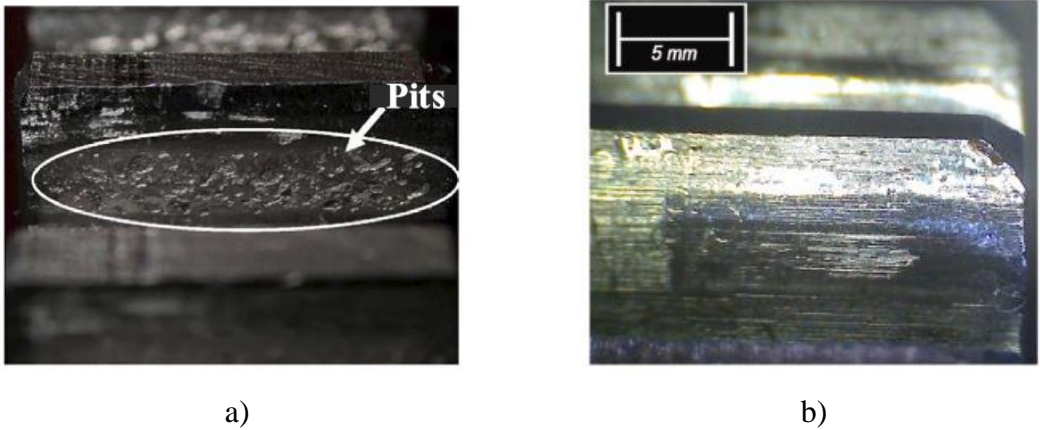
Çizelge 3.1. $K_A$ işletme faktörü.....	37
Çizelge 3.2. $K_\beta$ genişlik temel faktörü ( $w_t=350$ N/mm olan çelik dişliler için).....	39
Çizelge 3.3. Yük düzeltme faktörü .....	39
Çizelge 3.4. Malzeme çifti faktörü.....	39
Çizelge 3.5. Genişlik faktörü .....	40
Çizelge 3.6. Bu çalışmada kullanılan dişli çarkların temel tasarım parametreleri.....	50
Çizelge 3.7. Dinamik modelde kullanılan sabit değerler .....	72
Çizelge 4.1. Sabit ve değişken dişli tasarım parametreleri .....	83
Çizelge 4.2. $m_b=1$ için farklı basınç açılarında maksimum gerilmenin oluştuğu noktanın koordinatları .....	84
Çizelge 4.3. Geliştirilen yöntem ile literatür sonuçlarının kıyaslanması .....	102
Çizelge 4.4. Farklı durumlar için maksimum çatlak uzunlukları.....	104
Çizelge 4.5. Titreşim sinyali için CF yüzdeleri değişimi.....	165
Çizelge 4.6. Dinamik iletim hatası için CF yüzdeleri değişimi .....	165
Çizelge 4.7. Titreşim sinyali için CF yüzdeleri değişimi 5000d/d.....	166
Çizelge 4.8. Dinamik iletim hatası için CF yüzdeleri değişimi 5000d/d .....	166



## 1. GİRİŞ

Dişli çarklar günümüzde en çok kullanılan güç aktarma elemanı olarak karşımıza çıkmaktadır. Günlük hayatımızda en küçük bir saatten, oyuncaklara, otomobilden rüzgâr türbinlerine, askeri helikoptere kadar aklımıza gelebilecek tüm makinelerde kullanılmaktadır. Dişli çarkların bu kadar yaygın kullanılmasının temel sebebi; diğer güç aktarma organlarına göre yüksek güç değerlerini, yüksek güvenilirlikte ve sabit çevrim oranında aktarabilme kabiliyetinden kaynaklanmaktadır.

Dişli kutuları, diğer güç iletim elemanları ile karşılaştırıldığında çok büyük oranda güç aktarma sistemlerinde tercih edilmektedirler. Yüksek işletme kuvvetleri, ağır çalışma koşulları, yorulma, aşınma gibi nedenlerden dolayı dişlilerde hasarlar meydana gelebilmektedir. Dişli çarklarda meydana gelen hataların %60'ı toplam dişli kutusu hatalarına neden olmaktadır (Liang 2016). Ayrıca rüzgâr türbinlerinde görülen hata türlerinin de %59'luk kısmı dişli çarklarda meydana gelen hatalardan dolayı oluşmaktadır. Helikopter güç aktarma sistemlerindeki hasarların ise %19,1'lik bir kısmı yine dişlilerde meydana gelen hatalardan dolayı oluşmaktadır (Qu ve ark. 2014). Literatür incelendiğinde, dişlilerde meydana gelen hata tipleri, diş dibi yorulması, yan yüzey yorulması, aşınma, aşırı yüklemeye bağlı çatlak oluşumu, diş yüzeylerinde pullanma (pitting) başlıkları altında beş farklı kategoride toplanmaktadır (Şekil 1.1). Bu hasar tiplerinden ise yorulmaya bağlı gelişen çatlaklar ve yan yüzeylerde meydana gelen pullanma en fazla karşılaşılan hata tipleri olarak karşımıza çıkmaktadır.



**Şekil 1.1.** Dişlilerde meydana gelen hasar türleri a) pullanma (Liang ark. 2016) b) aşınma (Raadnui 2019)

Hemen hemen her makine elemanında olduğu gibi dişli çarklar da tekrarlı yuklere maruz kalmaktadır. Ayrıca alışma ortamındaki değişiklikler, ani güç artışları, beklenmedik yuklerin dişler üzerine gelmesi, zamanla dişlerin üzerindeki aşınma vb. gibi durumlardan ötürü dişli çarklar üzerinde bir takım hata ve hasarlar meydana gelebilmektedir. Bu hasarların en önemlilerden bir tanesi ise dişli çarklar üzerinde oluşan ve zamanla ilerleyerek kırılmalara yol açan diş çatlaklarıdır (şekil 1.2). Dişli arklar üzerinde meydana gelen çatlak, öncelikle küçük bir çentik olarak başlayıp zamanla tekrarlı yuklemelerden dolayı diş üzerinde ilerleyerek dişin veya gövdenin kırılmasına neden olmaktadır. Bu nedenle bu tip hatanın başlangıç aşamasında tespit edilip, dişi veya gövdeyi tamamen kırmadan sistemin güvenli bölge içerisinde durdurularak bakımının yapılması gerekmektedir.

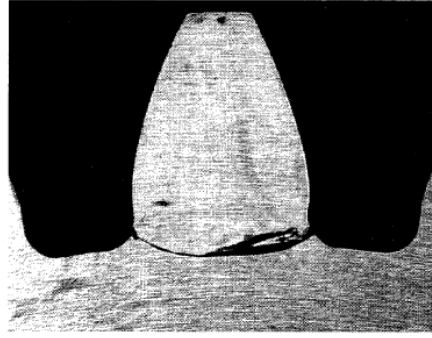


Figure 4.6.4.—Crack propagation path for test 2, S/N 02,  $m_b = 3.3$ , tooth fracture at 27.4 hr total run time (3.4 hr at 400 psi load pressure).

**şekil 1.2.** Diş dibi yorulmasına bağlı ilerleyen çatlağın dişi kırması (Lewicki 1996)

Dişli çarklarda meydana gelen hasarların erken seviyelerde tespit edilmesi gerekmektedir. Eğer hasar erken seviyelerde tespit edilemez ise, dişli kutusunun sağlığı kötüleşecek ve çok daha ciddi durmalara ve kayıplara neden olacaktır. Çatlağın başladığı ilk andan belli bir zamana kadar dişli çark görevini yerine getirebilir ancak çatlağın ilerlemesi sonucu diş kırılıp sistemin ağır hasar almasına yola açabilir. Bu nedenle dişli sistemlerinin sağlığını izlemek ve herhangi bir hasarı teşhis etmek için farklı durum izleme teknikleri geliştirilmiştir. Bu zamana kadar dişli sistemlerinin sağlık durumlarının izlenmesinde titreşim analizi, akustik emisyon analizi, yağ artıklarının analizi, sıcaklık analizi ve gerinim lme analizi gibi yöntemler geliştirilmiştir. Bu teknikler sanayide yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada ise nümerik yöntemler kullanılarak hata tespiti gerçekleştirilmiştir.

Bu tez çalışmasının kaynak araştırması bölümünde konu ile ilgili olarak genel bilgiler verildikten sonra, güncel literatürler özetlenmiştir. Dişli çarkların tek diş yorulma dayanımını inceleyen çalışmalar, deneysel hata tespiti üzerine olan çalışmalar, planet mekanizmalarını içeren çalışmalar, nümerik çalışmalar ve hata tespitinde güncel olarak kullanılan yapay sinir ağları ve makine öğrenmesini içeren birçok çalışma özetlenerek, literatürün güncel durumu hakkında bilgiler verilmiştir.

Tezin materyal ve yöntem bölümünde ise çalışmada kullanılan dişli tipleri ve özellikleri anlatılmıştır. Yöntem bölümünde ise, öncelikli olarak çatlak başlangıç noktasının belirlenmesi için kullanılan yapısal statik analiz sonlu elemanlar yöntemi detaylı olarak anlatılmıştır. Sonlu elemanlar analizi ile çatlak başlangıç noktalarının belirlenmesinden sonra, çatlak ilerleme analiz metodolojisi detaylı olarak anlatılmıştır. Çatlak yolları belirlenen dişli çarkların tek diş rijitlikleri ve kavrama rijitliğinin hesaplanması için geliştirilen sayısal yöntem açıklanmıştır. Standart ve standart olmayan dişlilerin farklı çatlak mertebeleri için dinamik davranışlarının belirlenmesinde kullanılan altı serbestlik dereceli dinamik model verilmiştir. Ayrıca dinamik modelin çalışabilmesi için gerekli olan diğer küçük hesaplamalarda detaylı olarak anlatılmıştır. Her bir sonlu elemanlar analiz çalışması için ağdan bağımsızlık çalışmaları da yöntem bölümünde açıklanmıştır.

Tezin bulgular bölümünde, materyal ve yöntem bölümünde izlenen sıra tekrar edilmiştir. Öncelikle farklı rim oranları ve basınç açılarındaki dişli çarklar için, maksimum gerilme sonuçları ve koordinatları verilmiştir. Farklı basınç açılarının ve rim oranlarının, gerilme üzerine olan etkisi incelenmiştir. Ayrıca standart durum için literatür doğrulama çalışması anlatılmıştır. Bulguların ikinci kısmı olarak çatlak ilerleme analizlerinde elde edilen çatlak ilerleme yönleri, literatür ile doğrulama çalışmaları yapılarak anlatılmıştır. Ayrıca çatlak ilerleme analizi sonucunda elde edilen çevrim sayısı, gerilme yoğunluk faktörü değişimi ve çatlak ilerleme oranı grafikleri verilerek incelenen parametrelerin çatlak üzerine olan etkileri detaylı olarak anlatılmıştır. Çatlak ilerleme analizleri sonucunda elde edilen her bir geometrinin farklı çatlak mertebelerinde tek diş rijitliği ve kavrama rijitliği hesaplamaları yapılmıştır. Bu hesaplamalar için de literatür doğrulaması gerçekleştirilmiştir. Hazırlanan altı serbestlik dereceli dinamik model kullanılarak, farklı tasarım parametrelerine ve hata

mertebelerine sahip dişli çarklar için dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Dinamik analiz sonuçlarından elde edilen dinamik iletim hatası ve titreşim sinyalleri, farklı hata mertebeleri için dişlilerin dinamik davranışlarını ortaya koymaktadır. Elde edilen bu sinyaller istatistiki hata indikatörleri kullanılarak değerlendirilmiş ve hata tespiti yapılmıştır.

Tezin sonuç bölümünde ise elde edilen tüm sonuçlar genel olarak değerlendirilerek, daha sonraki çalışmalar için neler yapılabileceği tartışılmıştır.

## **2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI**

Bu tez çalışmasında yararlanılan kaynaklar üç ana başlık altında toplanarak özetlenmiştir. Öncelikle tezde kullanılan asimetrik profile sahip dişli çarklar üzerine gerçekleştirilen çalışmalar özetlenmiştir. Ardından dişli çarkların hata tespitini inceleyen deneysel ve nümerik çalışmalar ayrı ayrı özetlenmiştir.

### **2.1. Asimetrik Diş Profile Sahip Dişli Çarklar Üzerine Yapılan Çalışmalar**

Standart dişli çarkların, bir diş incelendiğinde her iki yan yüzeyinin de birbirine simetrik olduğu görülür. Standart dişli çarklardan farklı olarak, asimetrik diş profiline sahip olan dişli çarklarda iki farklı basınç açısı bulunmaktadır. Bu nedenle diş profilinin yan yüzleri birbirine simetrik değildir. Bu özelliğinden dolayı, asimetrik profile sahip dişli çarklar standart dişli çarklara göre, yüksek mukavemet, uzun ömür, düşük iletim hatası gibi avantajları ile ön plana çıkmaktadır. Bu nedenle asimetrik profile sahip dişli çarklara olan ilgi, gün geçtikçe artmakta ve literatürdeki yayın sayısı da artmaktadır.

Genel olarak incelendiğinde asimetrik dişli çarkların, tasarımı, mukavemet analizi ve dinamik davranışlarına yönelik literatürde çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmalardan bazıları özetlenecek olursa;

Kapalevich (2000) asimetrik dişli çarklar için standart tasarım metodu yerine, doğrudan tasarım adı altında yeni bir tasarım metodu önermiştir. Asimetrik profile sahip dişliler kullanılarak, yük taşıma kapasitesinin arttığı, dişli kütlelerin azaldığı, boyut ve titreşim seviyelerinin azaldığı tespit edilmiştir.

Litvin ve ark. (2000) asimetrik dişli tasarımı ve sayısal analizleri üzerine çalışmışlardır. Öncelikle asimetrik dişli çarkların tasarım metodu anlatılmıştır. Tasarımı yapılan dişli çarkların temas analizleri yapılarak, yan yüzey ve diş dibi gerilmeleri nümerik olarak hesaplatılmıştır. Ayrıca asimetrik dişli çarklar için statik iletim hatası miktarları da hesaplatılarak, simetrik dişli çarklar ile kıyaslanmıştır. Sonuç olarak asimetrik diş

profilinin kullanılmasıyla iletim hataların azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca temas bölgelerindeki yan yüzeylerde ve diş dibinde gerilmelerin azaldığı tespit edilmiştir.

Cavdar ve ark. (2005) asimetric dişli çarklarda basınç açısı değişiminin diş dibi gerilmelerinin olan etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Ayrıca sonuçlar DIN 3990'a göre yapılan hesaplamalar ile doğrulanmıştır. Asimetric diş profilinin kullanılmasıyla, diş dibinde oluşan gerilmelerde düşüş olduğu ve yük taşıma kapasitesinin arttığı belirlenmiştir.

Yang (2005) asimetric helisel dişli çarklar için, dişli teorisi temel alınarak yeni bir tasarım metodu geliştirmiştir. Ayrıca alttan kesme durumu ve buna bağlı olarak profil kaydırma işlemleri de kurulan matematik modele dahil edilmiştir. Tasarlanan dişli çarklar için iletim hatası ve sonlu elemanlar yönetim kullanılarak gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir.

Pedersen (2010) asimetric profile sahip dişli çarklar kullanarak, diş dibi gerilmelerinin azaltılması üzerine çalışmalar yürütmüştür. Asimetric kesici takım üzerindeki dört farklı tasarım parametresinin gerilme üzerine etkisi nümerik olarak incelenerek takım geometrisi üzerinde optimizasyon çalışmaları yürütülmüştür. Sonuç olarak elde edilen optimum geometriye sahip takım sayesinde gerileme değerlerinde %40 iyileştirme sağlanmıştır.

Karpat ve ark. (2008) simetric ve asimetric dişli çarkların dinamik davranışını incelemiştir. Bu amaçla iki serbestlik dereceli lineer olmayan dişli dinamik modeli oluşturulmuştur. Dinamik denklerdeki kavrama rijitliğinin hesaplanması için yeni bir yöntem önerilmiş, hesaplanan kavrama rijitlikleri literatür ile kıyaslanarak doğrulanmıştır. Gerçekleştirilen dinamik analiz neticesinde simetric ve asimetric dişli çarkların farklı hızlardaki dinamik davranışları ve rezonans bölgeleri tespit edilmiştir. Ayrıca çalışmada kullanılan her bir dişli çifti için statik iletim hatası değerleri hesaplatmıştır. Dinamik kuvvetlerin düşürülmesi için diş başı yüksekliği artırılarak kavrama oranı artırılmış ve dinamik kuvvetlerde gözle görülür düşüş sağlanmıştır.

Karpat ve ark. (2017) simetrik ve asimetric profile sahip dişli çarklar için genel rijitlik denklemleri türetmişlerdir. Denklemler, sonlu elemanlar analiz sonuçlarının yüze uyurma metodunda kullanılması ile elde edilmiştir.

Dogan ve ark. (2018) farklı parametrelere sahip standart ve standart olmayan dişli çarklar için gerileme analizleri gerçekleştirilerek diş dibi gerilmelerinin düşürülmesi için çalışma yürütmüşlerdir. Çalışmada hesaplamalar analitik olarak DIN 3990 göre yapılmış ve sonlu elemanlar yöntemi ile doğrulanmıştır. DIN 3990 yönteminde yer alan  $Y_F$  ve  $Y_S$  katsayıların tespit edilmesinde ise grafik metot yöntemi kullanılmıştır. Farklı tasarım parametrelerine sahip dişli çarklar için, DIN 3990, grafik metot ve sonlu elemanlar çalışmaların sonuçları kıyaslanarak yorumlanmıştır. Sonuç olarak asimetric diş kullanılması ile birlikte gerilme değerlerinde %25' lik düşüş elde edilmiştir.

Dogan ve ark. (2019) simetrik ve asimetric profile sahip dişli çarklar için dört serbestlik dereceli dinamik model kullanarak hata tespiti üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada simetrik  $20^\circ$ - $20^\circ$  ve asimetric  $20^\circ$ - $35^\circ$  derece basınç açlarına sahip dişli çarklar kullanılmıştır. Diğer çalışmalardan farklı olarak dinamik iletim hatası sinyalinin hata tespitinde kullanılıp kullanılmayacağı araştırılmıştır. Sonuç olarak dinamik iletim hatası sinyalleri kullanılarak hata tespitinin yapılabileceği, ancak asimetric profile sahip dişli çarklarda simetrik dişlilere göre hata tespitinin daha zor yapılacağı vurgulanmıştır.

## **2.2. Dişli Çarkların Hata Tespitini İnceleyen Deneysel Çalışmalar**

Dişli çarkların hata analizinde kullanılan en temel araçlardan biri ölçüm kolaylığı nedeni ile titreşime dayalı analiz teknikleridir. Literatür incelendiğinde karşımıza en fazla titreşim ölçümüne dayalı dişli kutusu hasar tespiti çalışmaları çıkmaktadır. Bu yöntemde, istatistiksel yöntemler içeren titreşim sinyallerine dayanan sinyal işleme yöntemleri kullanılarak titreşim sinyallerinden hayati tanı bilgileri elde etmek mümkündür. Bu istatistiksel metotlar cepstrum tahmin, zaman-alan ortalaması demodülasyon, Wigner-Viller dağılımı, wavelet (dalgacık) dönüşümü, bağımsız veya ana bileşen analizi, cyclostationarity analizi ve ampirik mod ayrışması olarak sıralanabilir. Bu metotlardan ortalama karekök (RMS), kurtozis (kurtosis), krest faktörü

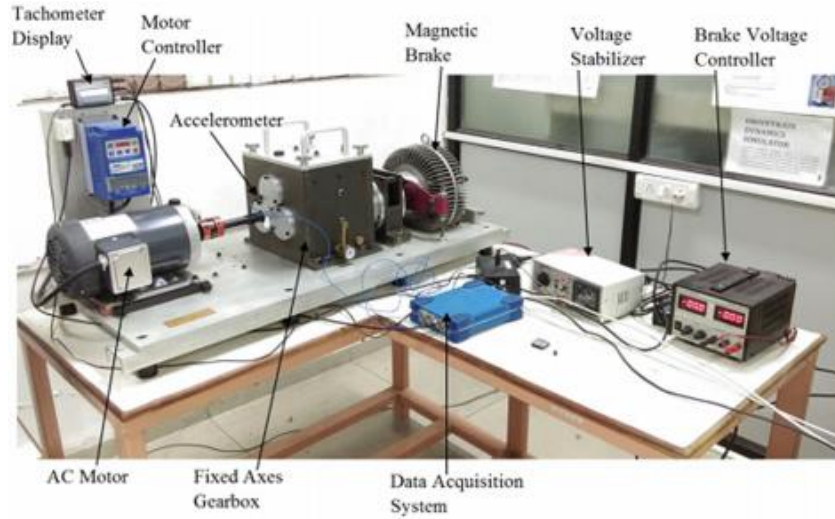
(Crest factor,) oldukça basit ve etkili bir şekilde hata tespitinde kullandığından ötürü sıklıkla tercih edilmektedir (Lei ve Zuo, 2009).

Titreşime dayalı analiz teknikleri ile ilgili olarak, Li ve ark. (2016) kapsamlı bir literatür taraması gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak çalışma dişli kutularında hata tespitinde, titreşim ölçümünün en etkili ve güvenilir yöntem olduğunu ortaya koymaktadır. Ahamed ve ark. (2014). düz dişlilerdeki kök çatlaklarının tespit edilmesi için deneysel çalışmalar yürütmüşlerdir. Çalışmada farklı hasar seviyelerine (%10-%20-%30-%40-%50) sahip dişli çarklar değişken hızlarda ve yüklemelerde incelenmiştir. Deneysel sistem üzerinden titreşim verileri zaman alanında toplanmıştır. Toplanan veriler, önerilen zaman-alan ortalaması yöntemi ile ayıklanmıştır. Ayıklanan verilerin RMS, Kurtosis ve Crest faktör değerleri hesaplanarak, düz dişlilerde gözlemlenen kök çatlaklarının hasar tespiti gerçekleştirilmiştir. Önerilen yöntemde, en etkili indikatörün RMS (ortalama karekök) olduğu vurgulanmıştır. Kurtosis ve Crest faktör değerlerinin, önerilen metod için uygun olmadığı belirlenmiştir.

Sharma ve Parey (2016) yapmış oldukları çalışmada, farklı çatlak derinliklerine sahip dişli çarklar için, hasar tespiti çalışması yürütmüşlerdir. Çalışmada çift kademeli bir dişli kutusu kullanılmış, sağlıklı ve farklı hasar seviyelerine sahip dişli çarklar için deneyler yürütülmüştür. Deneyler sabit hızlarda değil zamanla dalgalanmalar gösteren farklı hız karakteristikleri altında gerçekleştirilmiştir. Deneysel düzeneği üzerinden sadece ivme verisi toplanmıştır. Zamana bağlı olarak toplanan karmaşık haldeki, ivme verileri zaman-alan ortalaması yöntemini kullanılarak anlamlandırılmış ve makalede yeni olarak önerilen ve daha önceden bilinen hatanın seviyesi, tespit indikatörleri yardımı ile dişli üzerinde herhangi bir hata oluşup oluşmadığı ve seviyesi tespit edilmeye çalışılmıştır. Zhang ve Yu (2017) dişli kutularında meydana gelen farklı arızaların tespiti üzerine çalışmışlardır. Geliştirdikleri deneysel düzeneği üzerinde hem dişlilere, hem de rulmanlı yataklara yapay hasarlar vererek, cihaz üzerinden titreşim verileri ivmeölçer yardımı ile toplanmıştır. Toplanan sinyaller, çalışmada önerilen, rezonans temelli sinyal ayrıştırma metodu ve comb filtresi kullanılarak, hasarın, rulman veya dişli kaynaklı olduğu tespit edilmiştir.



Lin ve Dou (2017) dişli kutularındaki hata tespit ve izlenmesine yönelik, yeni bir sinyal işleme metodu geliştirmişlerdir. Deneylede tek kademe bir dişli kutusu kullanılmış, sağlıklı ve hasarlı dişli çarklar için sabit devirlerde ivme değerleri ölçülmüştür. Geliştirilen sinyal işleme yöntemi kullanılarak dişlilerde hata miktarı seviyeleri belirlenmeye çalışılmıştır. Singh ve Parey (2016, 2017) bağımsız açısal yeniden örnekleme tekniği, sürekli dalgacık dönüşümü ve yapay sinir ağlarını kullanarak, kurmuş oldukları deney düzeneğinden elde ettikleri, ham titreşim ve ses verilerinin işlenmesi ile, düz dişli çarklar için hata tespiti ve izlenmesine yönelik bir metot geliştirmişlerdir (Şekil 2.1). Dişli kutularında meydana gelen küçük hataların, çatlak ve pittinglerin tespit edilmesi oldukça zordur ve birçok sinyal işleme metodu ile küçük hatalar ihmal edilebilir. Zhao ve Jia (2017) geliştirmiş oldukları yeniden ağırlıklandırılmalı tekil değer bozulması yöntemi ile çift kademeli düz dişli kutusu üzerinden elde etmiş oldukları verileri ayıklayarak, küçük başlangıç aşamasındaki hataların da tespit edilmesini sağlamışlardır.



**Şekil 2.1.** Düz dişli çarklarda meydana gelen hataların tespitinde kullanılan deney düzeneği (Singh ve Parey 2016, 2017).

Ottewil ve ark. (2017) epliktik dişli kutularında diş profil hatalarının belirlenmesi için, titreşim verilerini ve motor akım değerlerini kullanmışlardır. Deneylelerden elde edilen titreşim ve motor akım değerlerinin eşzamanlı ortalaması alınarak, hata tespiti yapılmıştır. Ayrıca deney düzeneği için geliştirilen matematiksel nümerik modelin çalıştırılması ile de deney düzeneğinin doğrulaması yapılmıştır. Ulus ve ark. (2016) düz

ve helisel dişlilerde meydana gelen muhtemel hasar tiplerinin belirlenmesi için yapay sinirsel belirleyici geliştirmişlerdir. Çalışmada tek kademeli bir dişli kutusu sistemi tasarlanmıştır. İki farklı dişli tipi ve üç farklı yükleme koşulu altında deneyler gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen sistemde, dişli kutusu üzerinden ivmeölçer yardımı ile titreşim verileri zamana göre toplanmıştır. Toplanan veriler kullanılarak, yapay sinir ağları ve MATLAB ile farklı dişli kutuları için hasar türleri belirlenmiştir. Elasha ve ark. (2015) helikopter dişli kutularında diş hata ve hasar tiplerinin belirlenmesinde kullanılan durum indikatörlerinin etkinliğini arttırmak için yeni bir takip metodu geliştirmişlerdir. Kurulan dişli kutusu deney düzeneğinden elde edilen titreşim verileri önerilen metot ile işlenerek, hasar tespitinde kullanılan indikatörlerin etkinliği artırılmıştır.

Diş hata ve hasar takibinin önemli olduğu bir diğer alan ise planet mekanizmalarıdır. Planet mekanizmaları, rüzgâr türbinleri ve askeri araçlarda kullanıldığı için kritik öneme sahip güç aktarma elemanlarıdır. Planet mekanizmaları tek veya çok kademeli dişlilerden farklı olarak, birden fazla dış dişli çifti ve aynı anda birbiri ile kavrama halinde olan iç dişli çifti bulunmaktadır. Bu nedenle hata kaynağının hangi dişliden kaynakladığının tespit edilmesi oldukça zordur (Liang, 2016). Planet mekanizmalarının hata tespitinde de kullanılan en önemli yöntem, titreşim ölçme yöntemi olarak karşımıza çıkmaktadır. Libin ve ark. (2016) ve Liang ve ark. (2015) planet dişli mekanizmalarının hata tespitinde kullanılmak üzere, doğrusal olmayan iki boyutlu parametrik dinamik model geliştirmişlerdir. Çalışmada sağlıklı planet mekanizmaları için, bazı titreşim karakteristikleri ortaya konmuştur. Bu titreşim karakteristikleri hem zaman hem de frekans alanı için laboratuvar deneyleri ile doğrulanmıştır.

Ha ve ark. (2016) planet dişli çark mekanizmalarında hata tespiti için bir deney düzeneği geliştirmişlerdir. Deney düzeneği üzerinden toplanan titreşim verileri, yazarlar tarafından önerilen otokolerasyon tabanlı zaman senkron ortalaması yöntemi ile işlenerek hata tespiti ve mertebesi hesaplanmıştır. Sonuç olarak önerilen yöntemin geleneksel zaman senkron ortalaması yönteminden daha hassas sonuçlar verdiği ortaya konmuştur. Kong ve ark. (2017) planet dişli mekanizmalarında, planet dişlisinin hata özelliklerini etkin bir şekilde ortaya çıkartmayı amaçlayan spektra kurtosis ve zaman

dalgacık enerjisi metoduna dayanan yeni bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu amaçla tasarlanan rüzgar türbini dişli kutusu test düzeneği üzerinden ivme verileri toplanmış ve önerilen sinyal işleme metotları ile işlenerek, hata tespiti yapılmıştır.

Liang ve ark. (2016) planet dişli mekanizmalarında tek bir dişte hasar meydana gelmesi durumunda bu dişin tespiti için bir hasar takip ve izleme stratejisi geliştirmişlerdir. Planet dişli mekanizmasından elde edilen titreşim verileri toplanmış ve yorumlanmıştır. Hata indikatörü olarak ortalama karekök değerleri (RMS) kullanılmıştır. Elde edilen verilere göre tek bir dişte hatanın meydana gelmesi RMS değerlerinde ciddi bir artışa neden olmuştur. Bu sayede planet dişli kutusu için, hata tespiti gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda kurulan nümerik model ile de gerçekleştirilen deneyler doğrulanmıştır. Hammami ve ark. (2016) ise değişken yükleme koşulları altında planet mekanizmaları için hata tespiti ve izlemesi üzerine çalışmışlardır. Özel olarak tasarlanan sırt sırta (back to back) deney düzeneği üzerinden titreşim verileri toplanmıştır. Toplanan işlenmemiş veriler, fast fourier dönüşümlerine tabi tutularak anlamlandırılmış ve yorumlanarak hata tespiti yapılmıştır. Jing ve ark. (2017) planet mekanizmalarının hata tespitinde kullanılmak üzere konvansiyonel sinir ağlarını kullanmışlardır. Bu yöntemin avantajı deney düzeneğinden elde edilen ham verinin doğrudan kullanılabilir olmasıdır. Deney düzeneğinden elde edilen titreşim verileri, doğrudan sunulan yöntem ile işlenerek hata tespiti yapılmıştır.

Dişli hata tespiti ve izlenmesi hususunda son yıllarda önem kazanan bir diğer yöntem ise akustik emisyon yöntemidir. Akustik emisyon yöntemi, sistem üzerinden, ses verilerinin toplanıp, işlenmesi ve yorumlanmasına dayanan bir yöntemdir. Bu yöntem özellikle yüzey hasarlarında diğer hata tespit yöntemlerine göre daha hassas sonuçlar vermektedir. Ayrıca hatanın başlangıç aşamasında edilmesinde de oldukça etkili bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır Ulus ve Erkaya (2016a 2016b) dişli çark mekanizmalarındaki hataların tespit edilebilmesi için titreşim metodu ve akustik emisyon yöntemini birlikte kullanan bir deney düzeneği geliştirmişlerdir. Tasarlanan deney düzeneği üzerinden ivmeölçerler yardımı ile titreşim verileri, mikrofon yardımı ile de ses verileri toplanmıştır (Şekil 2.2). Toplanan veriler, fourier dönüşümlerine tabi tutularak, zaman alanından, frekans alanına çevrilmiştir. RMS, Crest Faktör, Kurtosis,

hatanın ortalama ve maksimum değerleri indikatör olarak kullanılarak hata tespiti yapılmıştır. Sonuç olarak, akustik emisyon metodunun hata başlangıç evrelerinde daha hassas sonuçlar verdiği ortaya çıkmıştır.



**şekil 2.2.** Akustik emisyon yönteminde kullanılan deney düzeneği (Ulus ve Erkaya 2015).

Elasha ve ark. (2017) planet dişli mekanizmaları için hata tespiti çalışması yürütmüşlerdir. Geliştirilen deney düzeneğinde, hem tek kademeli hem de planet mekanizmaları için deneyler yapılmıştır. Deney cihazı üzerinden, titreşim ve akustik ölçümler aynı anda yapılmış ve toplanmıştır. Toplanan veriler üç farklı sinyal işleme yöntemi ile işlenerek hata tespiti gerçekleştirilmiştir. Akustik emisyon yönteminin, titreşim yöntemine göre ilk hasarları daha önce tespit ettiği anlaşılmıştır. Bu nedenle akustik emisyon yönteminin hasarın başlangıç aşamasında kullanılabilir bir yöntem olduğu vurgulanmaktadır.

Zhang ve ark. (2017) planet dişli mekanizmalarında yerel hataların tespit edilebilmesi için akustik emisyon yöntemini kullanmışlardır. Kurulan deney düzeneği üzerinden toplanan akustik emisyon sinyallerine dalgacık dönüşümü yöntemi uygulanarak hata tespiti gerçekleştirilmiştir. Akustik emisyon yönteminin yerel hataların tespitinde titreşim metoduna göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

### 2.3. Dişli Çarkların Hata Tespitini İnceleyen Nümerik Çalışmalar

Literatürde dişli hata tespiti ve izlenmesine yönelik bir başka çalışma alanı ise nümerik çalışmalardır. Nümerik çalışmalar genel itibari ile dinamik sistem modeli ve model parametrelerinin etkisinin incelenmesi üzerine dayanır. Karpat (2005) standart ve standart olmayan evolvent düz dişli çarkların dinamik davranışlarını nümerik olarak detaylı bir şekilde incelemiştir. Dişli dinamik modelleri incelendiğinde en önemli parametre kavrama rijitliğidir. Kavrama rijitliği, bir dişli çifti teması sırasında, temas halindeki dişlilerin, kavrama noktalarındaki tekil rijitlik değerlerinin seri yay mantığı ile toplanması ile oluşan iki dişin toplam rijitliği olarak tanımlanabilir. Karpat ve ark. (2017) dişlilerde hata ve hasarlar meydana gelmeye başladıkça, tek diş rijitliğinin de hasarın tipine ve boyutuna bağlı olarak değişmeye başladığını tespit etmişlerdir. Genellikle dişlilerde oluşan hasarlar, tek diş rijitliğinin ve buna bağlı olarak kavrama rijitliğinin azalmasına neden olacaktır. Diş rijitliğinin değişmesi ile, dişlinin dinamik davranışı da değişecektir. Bu nedenle kavrama rijitliği hesabı, dişlilerde meydana gelen hata ve hasarların tespit edilmesinde önemli bir parametre olarak karşımıza çıkmaktadır. Literatürde kavrama rijitliği hesabı için farklı yöntemler geliştirilmiştir.

Chaari ve ark. (2009) düz dişlilerde meydana gelen diş dibi çatlaklarının, kavrama rijitliğine olan etkisini analitik ve nümerik olarak incelemiştir. Analitik çalışmalarda potansiyel enerji metodu kullanılmıştır. Kurulan analitik model sonlu elemanlar yöntemi ile doğrulanmıştır. Sonuç olarak diş dibinde meydana gelen çatlakların tek diş rijitliğini ve kavrama rijitliğini önemli ölçüde düşürdüğü görülmektedir.

Liang ve ark. (2016) dişli çarklarda meydana gelen pitting hatasının kavrama rijitliğine olan etkisini potansiyel enerji metodunu ve sonlu elemanlar yöntemini kullanarak hesaplamışlardır. Pitting hataları yan yüzeyde özel çukurlar şeklinde tanımlanmıştır. Pitting hatalarının kavrama süresince tek diş bölgesinde kavrama rijitliğini önemli ölçüde düşürdüğü görülmüştür. Çift diş bölgesinde kavrama rijitliğinde çok fazla değişim olmamaktadır. Liang ve ark. (2013; 2014) bir başka çalışmalarında ise potansiyel enerji metodu kullanarak planet mekanizmaları için farklı diş dibi çatlaklarının kavrama rijitliğine olan etkisini analitik olarak hesaplamışlardır. Tek bir

dış ve iç dişli için ayrı ayrı analitik sehim denklemleri türetilmiş, bu denklemler kullanılarak, dişlinin dönme açısına bağlı olarak, kavrama rijitliği hesaplanmıştır.

Pandya ve Parey (2013) yüksek kavrama oranına sahip dişlilerdeki, dış dibi çatlaklarının, kavrama rijitliğine olan etkisini geliştirdikleri sonlu elemanlar model ile hesaplamışlardır. Çatlak miktarının artması ile birlikte, kavrama rijitliğinin azaldığı görülmüştür.

Lewicki (1996) düz dişli çarklarda rim kalınlığı değişiminin, çatlak ilerleme davranışına olan etkisini deneysel ve nümerik olarak incelemiştir. Çalışmanın amacı farklı rim kalınlıklarında çatlağın hangi yöne gideceğinin belirlenmesidir. Çatlağın dışı kırma eğiliminde bulunma durumu ve rimi kırma durumu olarak iki farklı durum incelenmiştir. Dişli çatlak ilerleme sonlu elemanlar analizleri lineer elastik kırılma mekaniği kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Nümerik çalışmalara ek olarak, NASA Lewis düz dişli yorulma cihazı kullanılarak doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Dişli malzemesi olarak AISI 9310 kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, nümerik hesaplamalar ile deneysel sonuçların birbirine yakın sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Çevrim sayısına bağlı olarak, farklı rim kalınlıkları için çatlak ilerleme miktarları ile çatlak ilerleme yönleri incelenmiştir. Rim kalınlığı 3,3 ve 1 için çatlağın dışı kırma eğiliminde olduğu tespit edilmiştir. Rim kalınlığı 0,3 için ise çatlağın rimi kırma eğiliminde olduğu, rim kalınlığı 0,5 için ise çatlak ilerleme yönünün ilk çatlağın başlama koşullarına bağlı olarak değiştiği tespit edilmiştir.

Dişler arasındaki kavrama rijitliğinin azalması, dişli dinamik davranışını doğrudan değiştirecektir. Bu durum; dişli sisteminde meydana gelen titreşim miktarlarını da değiştireceğinden, titreşim miktarı; hatanın tespitinde kullanılacak önemli bir parametre olarak karşımıza çıkacaktır. Tian (2004) düz dişli çarklarda oluşan hataların tespiti için altı serbestlik derecesine sahip bir dinamik model oluşturmuştur. Sağlıklı ve hatalı dişli çarkların kavrama rijitliklerini potansiyel enerji metodu ve sonlu elemanlar modeli ile hesaplayarak, dinamik modelde kullanmıştır. Dinamik modelin çalıştırılması ile dişli çarkların x ve y yönündeki titreşim değişimlerine bakılmıştır. Titreşim değerlerinin her bir turda hatalı dişli için, sağlıklı dişlilerde daha yüksek olduğu görülmüştür.

Mohammed ve Rantatalo (2016) dişli çarklarda meydana gelen hataların tespit edilmesi için sekiz ve altı serbestlik derecesine sahip iki farklı model geliştirmişlerdir. Hasarlı dişlilerin kavrama rijitlikleri potansiyel enerji metodu kullanılarak hesaplanmıştır. Modellerin çalıştırılması ile dişlileri dikey yöndeki, yer değiştirme miktarları dikkate alınarak, sağlıklı ve hasarlı dişliler için RMS ve kurtosis indikatörlerinin yüzdelik değişimlerine bakılmıştır. Her iki hata indikatörünün de hata miktarının artması ile arttığı gözlemlenmiştir. Ancak kurtosis değişim miktarı, RMS değişim miktarından daha fazladır.

Wang ve Shao (2017) çalışmalarında farklı çatlak mertebelerine sahip dişli çarklar için altı serbestlik dereceli dinamik model oluşturmuşlardır. Farklı hasar mertebelerine sahip dişlilerin diş rijitlikleri analitik olarak hesaplanmış ve model de kullanılmıştır. Modelden elde edilen titreşim miktarları için RMS ve kurtosis indikatörleri hesaplanmıştır. Hata miktarının artmasına paralel olarak bu indikatörlerde de artış meydana gelmiştir. Wan ve ark. (2015) helisel dişli çarklarda dişli tasarım parametrelerinden olan, helis açısı, normal modül ve diş genişliğinin kavrama rijitliğine olan etkisini, analitik olarak potansiyel enerji metodu kullanarak incelemişlerdir. Ardından dört serbestlik dereceli dinamik model kurularak bu parametrelerin dinamik davranışa olan etkileri incelenmiştir. Ayrıca diş dibinde meydana gelen çatlakların dişlilerin titreşimine olan etkisi de nümerik olarak incelenmiştir. Hata bölgelerinde dişler üzerinde oluşan ivmelenmenin ciddi oranda arttığı görülmüştür.

Chen ve ark. (2016) dişli çarklarda rastgele meydana gelen uniform olmayan çatlaklar için potansiyel enerji metodunu kullanarak, kavrama rijitliğinin hesaplanması için bir yöntem geliştirmişlerdir. Elde edilen kavrama rijitlikleri, sekiz serbestlik dereceli modelde kullanılarak, farklı tip hataların dinamik davranışa olan etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak, üç farklı hata indikatörünün yüzde hata miktarına göre değişimi incelenmiştir. Her üç hata indikatörünün de hata miktarının artması ile yüksek değerlere ulaştığı gözlemlenmiştir.

Chen ve Shao (2013) standart düz dişliler için potansiyel enerji metodunu kullanılarak kavrama rijitliğini analitik olarak hesaplamışlardır. Ayrıca, diş başı düzeltilmesi ve diş kökünde meydana gelen çatlakların kavrama rijitliğine ve statik iletim hatasına etkisi de incelenmiştir.

Hata tespiti, hatanın miktarının ve mertebesinin tespit edilmesine yönelik, son yıllarda yapılan yapay sinir ağları, makine öğrenmesi ve derin öğrenme metotlarını içeren deneysel ve nümerik çalışmalar da karşımıza çıkmaktadır. Bu çalışmalardan elde edilen en önemli veri ise, sistem üzerinden toplanan titreşim verisi olarak karşımıza çıkmaktadır. Titreşim verilerinin kullanılarak, hata tespitinin yapay sinir ağları ve makine öğrenmesi ile yapıldığı çalışmalardan bazıları aşağıda verilmektedir.

Chen ve ark. (2015) dişli kutusunda meydana gelen hataları belirleyebilmek için evrişimsel sinir ağları esaslı bir yöntem önermişlerdir. Mevcut evrişimsel sinir ağları modeli, bir ivmeölçer vasıtası ile ölçülen titreşim sinyallerini kullanarak dişli kutusundaki hataları belirlemekte ve sınıflandırmaktadır. Özellikler, karekök ortalama (RMS) değerleri, standart sapma, çarpıklık, basıklık, dönme frekansı ve uygulanan yük verileri ile oluşturulan bir vektör vasıtası ile evrişimsel sinir ağları modelinin giriş parametreleri olarak seçilmektedir. Çalışmada, veri kümesinin %60'ı eğitim, %40'ı test için kullanılmıştır. Sonuçta, bu tip sınıflandırıcıların benzerlerine göre üstün bir performans sergilediği ve endüstriyel sistemler için bakım maliyetlerinin düşürülmesine katkı sağlayabileceği tespit edilmiştir. Cao ve ark. (2018) son zamanlarda adaptif özellik çıkarımları ve içsel sınıflandırmalar barındıran, ancak aynı zamanda da önemli miktarda eğitim verisinin gerekli olduğu derin öğrenme metotlarındaki sorunları aşabilecek, transfer öğrenmesine dayalı bir metot önermişlerdir. Çalışmada dişli test düzeneği üzerinden farklı hata türleri için toplanan titreşim verileri, grafiksel figürlere çevrilerek sistem girdisi olarak kullanılmıştır. Önerilen transfer öğrenmesi metodu, klasik yaklaşımlar ve farklı ölçekli evrişimsel sinir ağları metotlarına kıyasla daha küçük bir veri boyutu ile daha üstün bir performans gösterebilmektedir. Yapılan çalışmada iki durum incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Birinci durumda 3,600 örnek noktası bulunmaktadır ve her durum için 104 titreşim verisi toplanmıştır. Sonuçta, %2 - %80 eğitim verisi aralığında transfer öğrenmesi, yerel evrişimsel sinir ağları ve destek vektör



makineleri yöntemleri, doğruluk ve test süreleri bakımından karşılaştırılmıştır. Daha küçük veri boyutları için transfer öğrenmesi metodunun, diğer yöntemlerden üstün olduğu görülmüştür. Yöntem, %5 eğitim verisi için bile ortalama %94.90 doğruluk göstermiştir. Buna karşılık test süreleri diğer yöntemlere göre uzun sürmektedir. İkinci durumda; 900 örnek noktası bulunmaktadır. Sonuçta, yöntemin yine diğer metotlardan üstün bir performans gösterdiği ancak örnek noktası sayısındaki azalmaya dayalı, transfer öğrenmesi metodunun yaklaşık %90 doğruluk göstermesi için gereken veri boyutunun %10'a yükseldiği görülmüştür. Wang ve ark. (2018) LSTM yönteminin daha üstün bir sınıflandırma yaptığını doğrulamak için; yöntemi destek vektör makineleri (SVM), evrimsel sinir ağları (CNN) ve tekrarlayan sinir ağı (RNN) yöntemleri ile karşılaştırmışlardır. Dişli hata tespiti için deneysel sonuçlar alınarak modelin performansı, gizli katmanların sayısı, gizli katman nöronlarının sayısı, öğrenme hızı ve eğitim süreleri ayarlanarak incelenmiştir. Çalışmada, zırhlı araç incelemesi yapılmış ve bu kapsamda dört tip dişliden titreşim verisi toplanmıştır. Girişim ve bozulma olmadan veri elde etmek için uygun deney frekansı seçilmiştir. Toplamda da 56,000 veri toplanmıştır. Çalışma kapsamında, modelin eğitim süresi, öğrenme oranı ve gizli katmandaki nöronların sayısı değiştirilerek üç farklı parametre ayarı incelenmiştir. Sonuçta, LSTM yöntemi diğer yöntemler ile karşılaştırılarak, en üstün doğruluk yüzdesini sağlayan parametre ayarı belirlenmiş ve LSTM yöntemi ile hata teşhis yüzdesinin, %99.80'e kadar yükseltilebileceği görülmüştür. Biswal ve ark. (2016) rüzgar türbini test düzeneği aracılığı ile sağlıklı dişli ve 1.5 mm ile 2.5 mm derinlikteki çatlaklar barındıran dişliler üzerinden titreşim verisi toplamışlardır. Sinyal özellikleri, ayrık dalgacık dönüşümü (DWT) yöntemi ile ayrıştırılmıştır. Ayrıştırılan özellikler, Yapay Sinir Sistemi'nin girdisi olarak alınmış ve Yapay Sinir Sistemi de 168 veri seti ile eğitilmiştir. Sonuçta, 1.5 mm çatlak derinliği %11.8 ve 2.5 mm çatlak derinliği %9.92 hata ile tespit edilmiştir. Choi ve ark. (2006) düz dişli çarklarda çatlak boyutu tahmini üzerine çalışmışlardır ve bu kapsamda bir test düzeneği üzerinden ivme verisi toplamışlardır. Çatlak boyutu ile korelasyon gösterenleri belirlemek için mevcut dişli surum indisleri incelenmiştir. İncelen indisler çatlak boyutunu direkt olarak vermemektedir. Çalışmada, bir dişteki çatlağın boyutunu bir dizi indeksten tahmin etmek için dişli durum indeksi füzyon yaklaşımı kullanılmıştır. Sonuçta, başka bir ivme

düzeneginden toplanan titreşim verisi ile karşılaştırıldığında mevcut sistem, ortalama %4.94 hata ile çatlak boyutu tahmini yapmıştır.

Literatürdeki çoğu çalışma, titreşim verisi ile hata tespitine yönelmişken, akustik sinyal yöntemi ile toplanan verileri önerilen evrişimsel sinir ağları (end – to – end) aracılığı ile değerlendirmişlerdir (Yao ve ark. (2018)). Çalışmada uygulanan yöntem; akustik sinyalden elde edilen zaman ve frekans alanı bilgilerinin, bir örnek matrisinde birleştirilmesi, çok kanallı akustik sensörlerden alınan bilgiler ile örnek matrislerin birleştirilmesi ve elde edilen matrisin, evrişimsel sinir ağları algoritmasına girdi olarak verilerek, evrişimsel sinir ağlarının eğitimi için kullanılması şeklinde özetlenebilir. Çalışmadaki akustik deney verileri yarı – anekoik odada ISO: 3745:2003 standardına uygun olarak; normal durum, pitting, aşınma ve diş kırılması durumları için toplanmıştır. Deneylerde, yüklü ve yüksüz durumlar için iki farklı veri kümesi oluşturulmuştur. Bu iki durum için toplam 9600 örnek (6000 eğitim, 2400 doğrulama ve 1200 test) toplanmıştır. Eğitim algoritması olarak Adam gelişim algoritması kullanılmış ve öğrenme oranı da 0.003 seçilmiştir. Sonuçta, önerilen metot ile klasik algoritmalar farklı hata tiplerini tespit etme yeteneğine göre kıyaslanmış ve önerilen evrişimsel sinir ağları (end-to-end) metodunun hata tespit doğruluğunun diğer yöntemlerden daha üstün olduğu görülmüştür.

Literatürdeki bazı çalışmalar ise dinamik modellerden elde edilen verilen, derin öğrenme ve yapay sinir ağları algoritmalarının kullanılması ile hata tespitinin yapılması ve bu yöntemlerin birbirleri ile karşılaştırılmasına yöneliktir. Geçgel ve ark. (2019) altı serbestlik dereceli bir dişli modeli kurarak sağlıklı ve üç farklı çatlak boyutunun; (1.5 mm, 3 mm ve 4.5 mm) her biri için, pinyon dişlinin –y yönündeki ivmelenmesini gösterecek 225, toplamda 900 titreşim verisi simüle etmişlerdir. Bu titreşim verilerini 20 istatistiksel indikatör ile ayıklamışlar ve oluşturdukları veri kümesinden rastgele seçilen verilerin %70'ini eğitim, %30'unuda test için kullanmışlardır. Çalışma kapsamında dört farklı sınıflandırıcı kullanılmıştır. Bunlar; rastgele orman sınıflandırıcısı (RFC), destek vektör makineleri (SVM), K-en yakın komşu (KNN) ve karar ağacı sınıflandırıcısı (DTC) algoritmalarıdır. Simüle edilmiş titreşim verileri, çatlak boyutu ne kadar büyükse, titreşim sinyalinin o kadar kuvvetli olacağını göstermiştir. Seçilen dört farklı

sınıflandırıcıdan, karar ağacı sınıflandırıcısının (DTC), birçok açıdan diğerlerinden daha üstün performans gösterdiği görülmüştür. Yöntemin, küçük çatlak boyutlarının belirlenmesinde eğitim alt örneklerinin rastgele seçilmesinden bağımsız olarak daha az miktarda veri ile daha üstün bir performans gösterebileceği saptanmıştır.

Er-Raoudi ve ark. (2016) altı serbestlik dereceli bir dinamik model oluşturarak, bazı hata tiplerini kavrama rijitliği fonksiyonu ile eğilme, kesme, aksel bası ve Hertzian rijitlik değerlerini hesaplayarak modele tanıttılar. Çalışma kapsamında, çatlak derinliği, kalınlığı ve pozisyonu değiştirilerek 40 sinyal toplanmıştır. Bu 40 sinyalin %50'si sağlıklı, %50'si hatalı dişliden toplanmıştır. Toplanan sinyalden daha fazla veri ayıklayabildiğinden dolayı özellik ayrıştırması için, ayrık dalgacık dönüşüm (DWT) yöntemi tercih edilmiş ve edilen veriler, eğitim ve test için kullanılmıştır. Çalışmada yapay sinir ağlarının eğitimi için MATLAB, Neural Network Toolbox kullanılmıştır. Sonuçta, oluşturulan modelin %83.33 oranında doğruluk ile hata tespiti yapabildiği görülmüştür.

Derin öğrenme ve yapay sinir ağları yoluyla dişli çarklardaki hata tespitlerinin yanında diğer makine elemanları için de hata tespiti ve izlenmesi yaygın olarak karşımıza çıkmaktadır. Pan ve ark. (2018) evrişimsel sinir ağları ve ikinci nesil dalgacık dönüşümü yöntemlerinden esinlenerek özgün bir derin öğrenme metodu (Lifting Net) geliştirmişlerdir. Bu sayede ön bilgi olmadan, ham veriden özellik seçimi yapılabilmektedir. Çalışmada, rulmanlar için; normal durum, dış bilezik hatası, iç bilezik hatası ve bilye hatası durumları incelenmiştir. Bu kapsamda iki durum incelenmiştir. Birinci durum da; özellik ayrıştırma ve destek vektör makineleri (SVM) metodu aracılığı ile neredeyse aynı hızlarda testler yapılmış ve her sinyalden 100 örnek toplanmıştır. Toplanan verilerin %50'si eğitim, %50'si test için kullanılmıştır. İkinci durumda; farklı hızlarda veriler toplanmıştır. Toplanan verilerin %50'si eğitim, %50'si test için kullanılmıştır. Önerilen metodun, her iki durum için de özellik ayrıştırma ve destek vektör makineleri (SVM) metodundan daha üstün bir performans gösterdiği; buna karşılık test sürelerinin uzadığı tespit edilmiştir. Son olarak ortama beyaz gürültü verilerek metodun davranışı incelenmiştir. Bir kez daha önerilen metodun (LiftingNet) incelenen diğer metotlara kıyasla daha üstün bir performans gösterdiği saptanmıştır.

Janssens ve ark. (2016) çalışmalarında rulmanlarda sık gözlenen dış bilezik hatası ve yağ bozulması gibi hataların yanı sıra, sağlıklı rulman verileri ile rotor dengesizliğini de inceleyerek, evrışimsel sinir ağları esaslı hata tespiti yapmışlardır. Hata tespiti için, tasarlanan deney düzeneği üzerinden, birbirlerine dik iki adet ivmeölçer ile  $-x$  ve  $-y$  yönlerinde titreşim verisi toplanmıştır. Çalışma kapsamında, sağlıklı, az miktarda yağlanmış, aşırı yağlanmış rulmanlar ile dış bilezik hatasının olduğu, 4 durum ve bu durumlara dengesizlik durumunun eklendiği, 4 durum ile birlikte toplam 8 durum için titreşim verisi toplanmıştır. Toplanan veri iki hatta bölünmüştür. İlk hattın amacı, rulman hatası varlığına bağlı olarak, dengesizlik durumunun olup olmadığının belirlenmesi; ikinci hattın amacı ise denge veya dengesizlik durumlarına bağlı olarak, hangi hata tipinin mevcut olduğunun belirlenmesidir. İlk hat için lojistik regresyon sınıflandırıcı kullanılmıştır. İkinci hatta ise destek vektör makineleri (SVM), rastgele orman (RF) ve evrışimsel sinir ağları (CNN) algoritmaları ile hata tespiti yapılmıştır. Sınıflandırıcı algoritmaları için, belirlenen 8 hata tipinin her birinden 5 örnek, toplamda 40 örnek, toplanmış ve bu örneklerin de 32 tanesi eğitim, her hata tipini temsil eden 8 tanesi ise test için kullanılmıştır. Sonuç olarak; evrışimsel sinir ağları metodunun klasik yöntemlerden daha üstün bir performans gösterdiği saptanmıştır.

#### **2.4. Dişli Çarkların Yorulma Dayanımını İnceleyen Çalışmalar**

Dişli çarklarda meydana gelen çatlakların deneysel olarak belirlenmesi için birçok araştırmacı tek diş yorulma testi uygulayarak, dişin hangi yük altında, kaç tekrar sonrasında hasara uğrayacağını tespit etmeye çalışmışlardır. Ayrıca çatlak ilerleme miktarının, yük tekrar sayısına bağlı olarak değişimleri de farklı dişli tasarım parametreleri, farklı malzeme, yüzey kaplama özelliği, yüzey sertleştirme yöntemleri için incelenmiştir.

Bueneke ve ark. (1997) dişli çarkların yorulma dayanımlarını test etmek amacıyla bir tek diş yorulma aparatı tasarlamışlardır. Aparatta yük, en yüksek tek diş kavrama noktası ile diş başı arasındaki bir noktadan uygulanmaktadır. Reaksiyon yükü ise başka bir diş tarafından diş köküne yakın bir noktadan alt destek tutucusu ile karşılanmaktadır. Aparatta test dişlisi ve vurucu ortak bir mile bağlanmıştır. Vurucu ve alt destek

aparatusunda yuiksek Hertz basıncı kaynaklı aşınmaları karşılamak amacıyla sertleştirilmiş plakalar bulunmaktadır.

AISI 9310 çeliği havacılıkta kullanılan önemli bir çelik olduğundan araştırmacılar tarafından yorulma ömürlerinin tespit edilmesi amacı ile bazı çalışmalarda kullanılmıştır. Handschuh ve ark. (2007) AISI 9310 çeliğinden imal edilmiş düz dişli çarkların yorulma dayanımlarını tek diş yorulma deneyi ile araştırmışlardır. Deneyde kuvvet en yuiksek tek diş yüklenme noktasından uygulanmıştır. Gerilme ile çatlak başlangıcı arasındaki ilişkinin yarı logaritmik, çatlak ilerleme davranışının ise lineer olduğu görülmüştür. Yuiksek yüklerde çatlak başlangıcı ve ilerleme zamanlarının karşılaştırılabilir olduğu görüldürken, düşük yüklerde çatlak ilerlemesinin başlangıç değerine göre düşük kaldığı belirtilmiştir. Gasparini ve ark. (2009) VAR VIM-VAR 9310 malzemelerinden imal edilmiş dişli çarkların yorulma dayanımlarını tek diş yorulma testi ile incelemişlerdir (şekil 2.3). Çalışmada dişli malzemesi, dişli tasarımı (diş kökü farklılıkları), yüzey sertleştirme (shot peening) metotlarının yorulmaya etkisi gözlenmiştir. Diş dibi gerilmeleri, sonlu elemanlar, AGMA ve uzama ölçerler ile bulunmuş ve karşılaştırılmıştır. Sonlu elemanlar sonucunun uzama ölçer sonucuna daha yakın olduğu belirtilmiştir.



**şekil 2.3.** Literatürde kullanılan tek diş yorulma aparatı. Gasparini ve ark. (2009).

Literatürdeki bazı çalışmalar ise farklı yüzey sertleştirme yöntemlerinin yorulma dayanımına olan etkisi üzerinedir. Olmi ve ark. (2010) shot peening yöntemi ile sertleştirilmiş dişli çarkların yorulma dayanımlarını tek diş yorulma testi ile incelemişlerdir. Farklı shot peening şartlarında oluşan kalıntı gerilmeleri X-ray kırınım

metodu ile tespit edilmiştir. Uygun shot peening parametreleri seçildiğinde yorulma ömür limitinin %20-30 kadar arttığı görülmüştür. Conrado ve ark. (2017) nitrasyon ve sementasyon yöntemleri ile sertleştirilmiş dişlilerin ömürlerini tek diş yorulma testi ile incelemiştir. Çalışmada beş farklı malzeme-yüzey sertleştirme kombinasyonu denenmiştir. İşlemlerden sonra yüzey sertliği ve X-ray kırınım metodu ile de kalıntı gerilmeler tespit edilmiştir. Sementasyon çeliklerinin yorulma ömürlerinin %5-10 oranında daha iyi olduğu görülmüştür.

Bazı araştırmacılar ise dişli geometrisinin yorulma ömrüne olan etkisini tek diş yorulma deneyi yaparak deneysel olarak incelemiştir. Sanders (2010) çalışmasında asimetrik dişlilerin ve farklı diş kökü eğrilerinin diş dibi gerilmelerine ve yorulma dayanımlarına etkisini tek diş yorulma testi ile incelemiştir. Diş dibi gerilmeleri ayrıca geliştirilen bir gerilme programı sayesinde de hesaplanmıştır. En düşük diş dibi gerilmelerinin asimetrik dişli-eliptik diş kökü eğrisi kullanıldığı zaman oluştuğu görülmüştür. Bu kombinasyonda yorulma ömrünün simetrik standart dişliye göre 30 kat arttığı görülmüştür. Brown ve ark. (2010) çalışmalarında asimetrik ve farklı diş dibi eğrilerine sahip dişli çarkların gerilme, yorulma ve aşınma davranışlarını incelemiştir. Çalışmada sonlu elemanlar yöntemi ve tek diş yorulma testi kullanılmıştır. Asimetrik tam yuvarlak diş köküne sahip dişlinin simetrik optimize edilmiş diş köküne sahip dişliden daha mukavim olduğu görülmüştür.

Tek diş yorulma cihazı temel alınarak gerçekleştirilen nümerik çalışmada ise, Vuckovic ve ark. (2018) yüzeyi sertleştirilmiş çelik dişli çarkların tek diş yorulma dayanımlarında sürtünme etkisini nümerik olarak incelemiştir. Buna ek olarak çatlak başlangıç noktasını gerilme-ömür yaklaşımını kullanarak sonlu elemanlar metodu ile bulmaya çalışmışlardır. Nümerik çalışmada NASA'nın tek diş yorulma aparatı temel alınmıştır. Kuvvet en yüksek tek diş yüklenme noktasından uygulandığında sürtünme etkisinin diş dibi gerilmelerine etkisinin yok denecek kadar az olduğu görülmüştür. Bunun yanı sıra çatlak başlangıç noktasının yerinin de bu yükleme modelinde sürtünme etkisinden etkilenmediği görülmektedir.

Bu çalışmaların dışında tek diş yorulma cihazının kullanıldığı farklı çalışmalar da literatürde bulunmaktadır. Bian ve ark. (2012) alaşımli çelikten imal edilmiş dişli çarkların yorulma dayanımını pulsator testi ile belirlemişlerdir. Pulsator testindeki aparat tek diş yorulma aparatına göre farklı olsa da yapılan test bir çeşit tek diş yorulma testi olarak adlandırılabilir. Çalışmada belirlenen alaşımli çeliğin yorulma dayanım limiti bulunmuş ve S-N eğrileri çıkarılmıştır. Savaria ve ark. (2016) dişli çark mikro yapısının, sertliğinin ve oluşan kalıntı gerilmelerin yorulma dayanımına etkilerini tek diş yorulma aparatı ile incelemişlerdir. İndüksiyon ile yüzeyi sertleştirilmiş dişlilerin yorulma dayanım limitleri belirlenmiştir. Yorulma limitlerinin tahmini için bir model geliştirilmiştir. Ayrıca parametrelerin çatlak başlama noktasının değişimine etkileri de gözlenmiştir.

Yapılan literatür araştırması sonucunda, asimetrik dişli çarklar ve dişli çarklarda hata tespiti ve incelenmesi konusunda bir çok çalışma karşımıza çıkmıştır. Çalışmaların ayrı ayrı deneysel, nümerik veya bu iki yöntemin beraber kullanılarak yürütüldüğü görülmektedir. Asimetrik dişli çarklar üzerine yapılan çalışmalar genel olarak dişli tasarımı, mukavemet analizleri ve dinamik analizler olmak üzere üç gruba ayrıldığı görülmektedir. Hata tespiti ve izlemesi üzerine yapılan çalışmaların büyük çoğunluğunun, deney düzeneği üzerinden ivmeölçer yardımı ile titreşim ölçme yöntemi ile yapıldığı tespit edilmiştir. Sağlıklı ve farklı hasar tiplerine sahip dişliler için yapılan deneyler sonucu elde edilen titreşim verileri, uygun bir yöntem ile işlenip yorumlanarak hata tespiti yapılmaktadır. Son yıllarda dikkati çeken bir diğer hata tespiti yöntemi ise akustik emisyon yöntemi olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu yöntemde de sistem üzerinden bir veya birden çok mikrofon yardımı ile toplanan ses basıncı değerleri, titreşim verilerinde olduğu gibi uygun bir yöntem ile verilerin işlenmesi ve yorumlanması sürecine dayanan bir süreç bulunmaktadır. Her iki yöntem incelendiğinde, dişli kutuları için hassas sonuçlar veren yöntemler olarak karşımıza çıkmaktadır. Ancak literatürde yapılan çalışmaların genellikle düz dişli çarklar ve planet mekanizmaları için olduğu görülmektedir. Asimetrik dişli çarklar için, hata tespitinin belirlenmesine yönelik çalışmalara rastlanmamakla birlikte, farklı hasar tiplerinin ve mertebelerinin belirlenmesine ilişkin de sınırlı sayıda kaynak olduğu görülmektedir.

Nümerik çalışmalarda ise genellikle farklı serbestlik derecelerine ( 2 – 4 – 6... ve daha yüksek serbestlik dereceli) sahip dinamik modeller kurularak, bu dinamik modellerden elde edilen titreşim, yer değiştirme, dinamik iletim hatası gibi sinyallerin deneysel metotlarda olduğu gibi işlenip yorumlanması ile hata tespiti yapılmaktadır. Ayrıca yapay sinir ağları, makine öğrenmesi ve derin öğrenme yöntemleri de kullanılarak da elde edilen sinyaller işlenmiş ve hata tespiti yapılmıştır. Dişlilerde meydana gelen çatlaklar, dişli çarkın rijitliğini azalttığı için, dinamik modellerdeki rijitlik ifadeleri de değişmekte ve çıkış sinyallerinde bozulmalar meydana gelmektedir. Dinamik modellerin çoğunun çalışma prensibi buna dayandığı için sağlıklı ve çatlaklı durumdaki kavrama rijitliklerinin doğru hesaplanması gerekmektedir. Bu amaçla sağlıklı ve hasarlı dişli çarkların kavrama rijitliklerinin hesaplanmasına yönelik analitik ve sonlu elemanlar yöntemine dayanan metotlar geliştirilmiştir. Hesaplanan kavrama rijitliği değerleri, dinamik modellerde kullanılarak, titreşim veya yer değiştirme sinyalleri elde edilmiştir. Dinamik modellerden elde edilen sinyaller istatistiksel indikatörler yardımı ile değerlendirilerek hata tespiti yapılmaktadır.



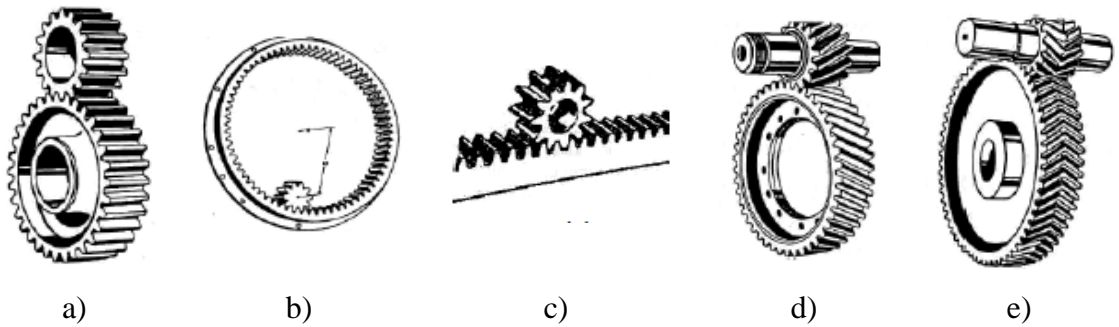
### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Dişli Çarklar

Dişli çarklar aralarında bir kayma oluşmadan iki mil arasında, moment ve hareket ileten makine elemanı olarak karşımıza çıkmaktadır. En az iki dişlinin birlikte çalışması ile oluşan sisteme ise dişli çark mekanizması denmektedir. Dişli çark mekanizmalarında küçük olan dişliye özel olarak pinyon, büyük olana ise dişli denmektedir. Dişli çark mekanizmaları millerin birbirlerine olan konumlarına göre paralel, kesişen ve aykırı durumda olmak üzere üç gruba ayrılabilir.

- **Paralel eksenli miller (Silindirik alın dişli çarklar):** Paralel miller arasında, eksenleri aynı düzelmeye moment ve hareket ileten dişlilerdir. Başlıca çeşitleri aşağıda verilmektedir.
  - Düz dişli çarklar
  - İç dişli çarklar
  - Kramayer dişli
  - Helisel dişli
  - Ok dişli çarklar
  - Çift helisel dişli çarklar

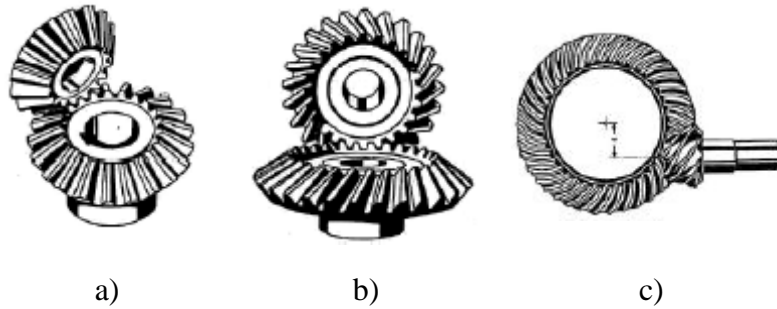
Şekil 3.1’ de başlıca silindirik alın dişli çarklar gösterilmektedir.



**Şekil 3.1.** Silindirik alın dişli çarklar. Koç ve ark. (2012). a) Düz dişli çark b) İç dişli çark c) Kramayer dişli d) Helisel dişli e) Ok dişli

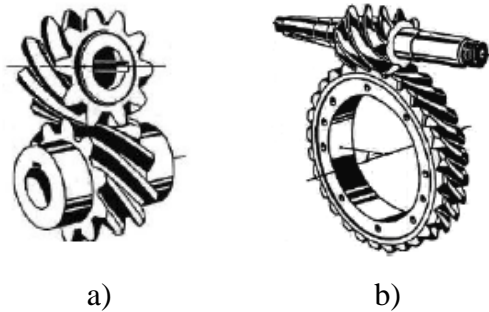
- **Kesişen miller (Konik dişli çarklar):** Eksenleri aynı düzlem üzerindeki kesişen iki mil arasında moment ve hareket ileten dişlilerdir. Başlıca çeşitleri aşağıda verilmektedir.
  - Düz konik dişli çarklar
  - Helisel konik dişli çarklar
  - Eğrisel eksen kaydırılmış konik dişli (Hipoid dişli)

Başlıca konik dişli çarklara ait görseller Şekil 3.2' de gösterilmektedir.



**Şekil 3.2.** Konik dişli çarklar. Koç ve ark. (2012). a) Konik düz dişli b) Konik helisel dişli c) Eğrisel eksen kaydırılmış konik dişli (Hipoid dişli)

- **Aykırı Miller (Spiral dişliler - Vida mekanizmaları):** Eksenleri aynı düzlemde olmayan miller arasında moment ve hareket ileten dişli mekanizmalarıdır. Başlıca çeşitleri:
  - Spiral dişli
  - Sonsuz vida



**Şekil 3.3.** Aykırı miller Koç ve ark. (2012). a) Spiral dişli çarklar b) Sonsuz vida mekanizması

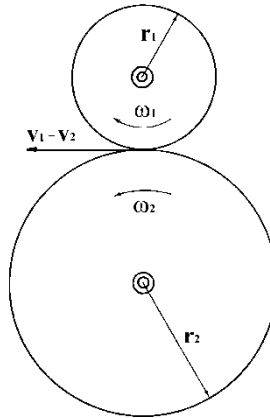
### 3.1.1. Dişli Ana Kanunu

Dişli çark mekanizmalarında giriş hızının çıkış hızına oranına çevrim oranı denmektedir ve “ $i$ ” ile gösterilmektedir (Eş. 3.1).

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.1)$$

$n_1$  ve  $n_2$  giriş ve çıkıştaki millerin hızlarıdır.

Dişli çarklardaki hareket iletimi, iki diskin birbiri üzerinde kaymadan yuvarlandığı göz önüne alınarak düşünülebilir. Dönme esnasında moment iletiminin sürekli ve çevrim oranının sabit olması istenmektedir. Bu iki diskin kaymadan yuvarlanabilmesi için çevresel hızları  $v_1$ ' in  $v_2$ ' ye eşit olması gerekmektedir. Yani bu durum için temas noktalarındaki ortak normallerinden geçen hız bileşenlerinin yuvarlanma noktasından geçmesi gerekmektedir (Şekil 3.4).



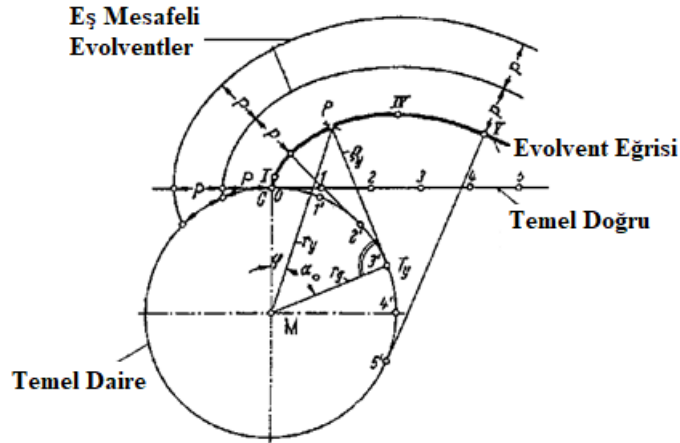
**Şekil 3.4.** Yuvarlanma daireleri üzerinde çevresel hızların eşit olması (Babalık ve ark. 2014)

Dişli çarkların dönmesi esnasında moment iletiminin sürekli ve çevrim oranının sabit olması istenmektedir. Bu nedenle dişlilerin sürekli olarak birbiri ile temas halinde olması ve her temas noktasındaki ortak normalleri yuvarlanma noktasından geçmelidir. Bu kurala dişli ana kanunu denmektedir. Bu kanun sağlandığı takdirde, kesintisiz ve sabit çevrim oranında güç iletimi mümkün olabilecektir. Bu kanunu her profil sağlamamaktadır. En çok kullanılan ve literatürde yer alan profiller evolvent ve sikloid profillerdir. Ancak üretim kolaylığı başta olmak üzere üstün özelliklerinden dolayı

evolvent profile sahip dişli çarklar günümüzde en fazla kullanılan dişli çeşidi olarak karşımıza çıkmaktadır.

### 3.1.2. Evolvent Eğrisi ve Fonksiyonu

Evolvent eğrisi sabit bir daire üzerinde, kaymadan yuvarlanan doğru üzerindeki herhangi bir noktanın takip ettiği yörüngeye olarak tanımlanmaktadır. Dişli çarklarda evolvent eğrisi bir dişli çarkın diğer dişli ile çalışan yan yüzeyini oluşturmaktadır. Şekil 3.5’ te evolvent eğrisinin oluşumu görülmektedir. Dişli çarkın temel dairesi sabit bir daire olarak kabul edilirse, temel doğrunun herhangi bir noktasının kaymadan yuvarlanma esnasında oluşturduğu eğri dişin yan yüzeyini oluşturur. Yan yüzey profili evolvent eğrisi olan dişli çarklara evolvent profile sahip dişli çarklar veya evolvent dişliler denir.



Şekil 3.5. Evolvent eğrisinin oluşumu (Babalık ve ark. 2014).

Evolvent profil dışında, başta sikloid profil olmak üzere, farklı dişli profilleri bulunmaktadır. Ancak, günümüzde en fazla evolvent profile sahip dişli çarklar kullanılmaktadır. Evolvent profilin diğer profillere göre üstün yönleri aşağıda sıralanmaktadır.

- Evolvent profile sahip dişli çarklar kolay üretilebilir. Aynı modüle sahip yüzlerce dişli tek bir takım ile üretilebilir.
- Aynı modüle sahip dişliler kendi aralarında eş çalışabilir.
- Etkili, kesintisiz güç iletimi sağlanır. Kayma hareketi minimuma iner.
- Doğru şeklinde bir kavrama eğrisi elde edilir.
- Dişli çarkların eksenler arası mesafenin küçük miktarlarda değişmesine izin vermektedir.

Evolvent profilin dezavantajları ise;

- Diş yan yüzeyleri dışbükeydir bu nedenle yüzey basınçları yüksektir.
- Dişli çarkın diş sayısı azalınca, dişin taban bölgesinde kendiliğinde kesilme olur aktif yan yüzey küçülür ve diş tabanı zayıflar. Bu olaya alttan kesme denir.
- 

Bu dezavantajlara rağmen, üretim kolaylığı, hareketin kesintisiz olması, montaj kolaylığı gibi nedenlerden dolayı günümüzde en çok kullanılan diş profili, evolvent profil olarak karşımıza çıkmaktadır. Evolvent fonksiyonu Eş. 3.2' de görüldüğü gibi tanımlanmaktadır.

$$inv\alpha = \tan \alpha - \alpha \quad (3.2)$$

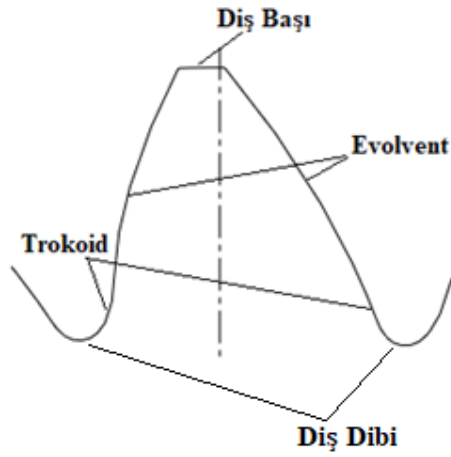
Buradaki  $\alpha$  değeri, dişli çarkın basınç açısıdır. Basınç açısı standart düz dişli çarklarda  $14,5^\circ$ ,  $18^\circ$ ,  $20^\circ$  ve  $25^\circ$  dir. Ülkemizde bu değer  $20^\circ$  olarak standarttır. Bu çalışmada ise diş profilinin her iki tarafı için hem simetrik (aynı basınç açlarına sahip), hem de asimetrik (farklı basınç açlarına sahip) olmak üzere farklı dişli çark grupları incelenmiştir.

### 3.1.3. Simetrik ve Asimetrik Evolvent Düz Dişli Çarklar

Simetrik profile sahip evolvent düz dişli çarklar günlük hayatımızda en küçük bir oyuncukta büyük rüzgâr türbinlerine kadar çok geniş bir yelpazede kullanılmaktadır. Asimetrik düz dişli çarklar ise son yirmi yıldır üzerine daha yoğun çalışılan ve gün geçtikçe kullanımı artan dişli çeşidi olarak karşımıza çıkmaktadır. Üretim maliyetlerinin simetrik düz dişlilere göre yüksek olması nedeniyle asimetrik dişlilerin kullanım

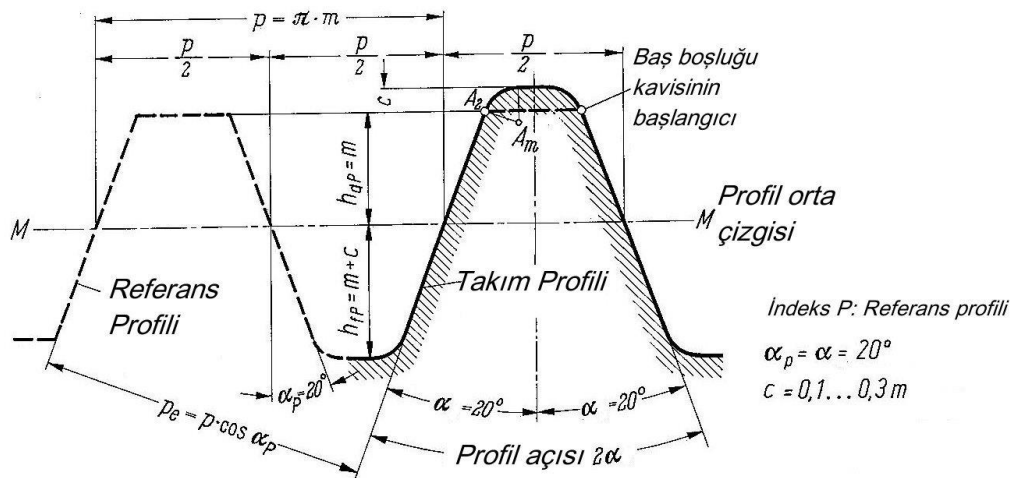
alanları biraz daha sınırlı kalmakla birlikte gün geçtikçe artmaktadır. Asimetrik dişli çarklar gaz türbini motor dişli kutusunda, turboprop motor dişli kutularında, helikopter dişli kutularının modernizasyonunda havacılık ve uzay sanayiinde kullanılmaktadır

Standart bir düz dişli çarkın diş profili dört ana bölgeden oluşmaktadır. Bunlar, diş profilinin yan yüzeyini oluşturan evolvent bölge, diş başı, diş dibi bölgeleri ve kesici takım ucu tarafından meydana gelen trokoid bölge olarak tanımlanabilir. Şekil 3.6' da asimetrik bir diş üzerinde bu bölgeler net bir şekilde görülmektedir.



**Şekil 3.6.** Asimetrik geometriye sahip bir diş üzerindeki bölgeler

Dişli çarkların standart hale gelebilmesi için takım referans profilleri standart hale getirilmiştir. Bu sayede standart dişli çarkların üretilmesi kolaylaşmıştır. Ayrıca herhangi bir dişli için tüm geometrik özelliklerin hesaplanması da kolaylaşmıştır.



**Şekil 3.7.** DIN 867'ye kesici takım referans profili (Babalık ve ark. 2014).

Şekil 3.7’ de standart bir kesici takım referans profili görülmektedir. Kesici takım profilini daha iyi anlamak için üzerindeki bazı tanımlamaları yapmamız gerekmektedir.

Taksimat (p) : Taksimat dairesi üzerinde bir dolu diş ile bir dişli boşluğu arasındaki yay uzunluğu miktarıdır.

Modül (m) : Taksimat dairesinin çevre uzunluğu  $\zeta = \pi d$  ise diş sayısı  $z$ ’ nin tam sayı olması gerektiğine göre,

$$\zeta = \pi d = p z \quad (3.3)$$

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

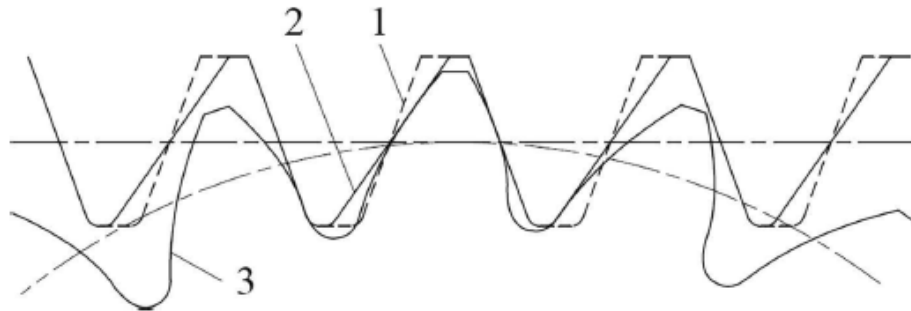
Buradaki  $p/\pi$  oranı modül olarak tanımlanır. Modül dişli çarklar için standartlaştırılmış bir sayıdır.

$h_a$ , diş başı yüksekliği olarak tanımlanır, taksimat dairesi ile diş başı dairesi arasında kalan bölgedir. Standart dişli çarklarda 1 modül olarak alınır.

$h_f$ , diş dibi yüksekliği olarak tanımlanır, taksimat dairesi ile diş dibi dairesi arasında bölgedir. Standart dişli çarklarda (2,4m veya 2,5m) olarak alınır.

$\alpha$ , basınç açısı olarak tanımlanır ve standart düz dişli çarklarda genelde  $20^\circ$  ‘dir.

Asimetrik dişli çarklarda simetrik dişli çarklardan farklı olarak diş profilinin sağ ve sol tarafındaki basınç açıları birbirinden farklı, moment aktarımın sağlandığı yöndeki basınç açısına süren taraf, boşta kalan diğer tarafa ise sürülen taraf basınç açısı denmektedir. Asimetrik düz dişli çarklarda genelde süren taraf basınç açısı değiştirilerek yeni diş profili elde edilmiş olur.



**Şekil 3.8.** Asimetrik dişli üretimi 1- simetrik kesici takım 2- asimetrik kesici takım 3- üretim sonucu oluşan asimetrik düz dişli çark (Kapelevich 2019).

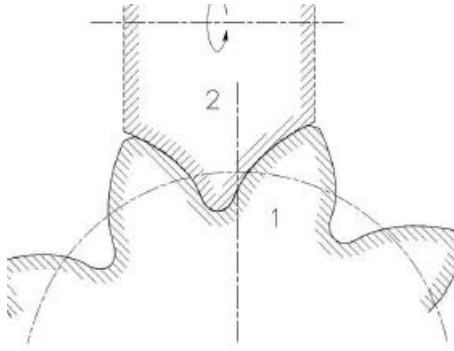
Asimetrik dişli çark imalatı, standart düz dişli imalatına her ne kadar benzer yönleri olsa da, standart düz dişlilerle karşılaştırıldığında daha zor bir süreç olduğu görülmektedir.

Standart dişliler için gerekli takım ve teçhizat günümüzde çok yaygın iken asimetrik dişli için gerekli takımlar özel olduğunda daha yüksek maliyetler gerektirmektedir.

Asimetrik dişli çark üretimi iki temel başlık altında toplanabilir. Bunlar talaşlı imalat ve form şekillendirme bağlı yöntemlerdir.

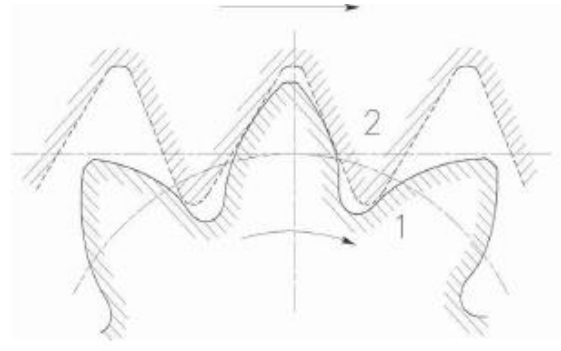
Talaşlı imalat ile asimetrik dişli üretimi ise kendi içerisinde üçe ayrılır. Bu yöntemler;

- Dişli form işleme
- Kramayer kesici takım ile işleme
- Tel erozyon yöntemi ile işleme olarak tanımlanabilir. Her bir yönteme ait şematik görseller Şekil 3.9'da gösterilmektedir.



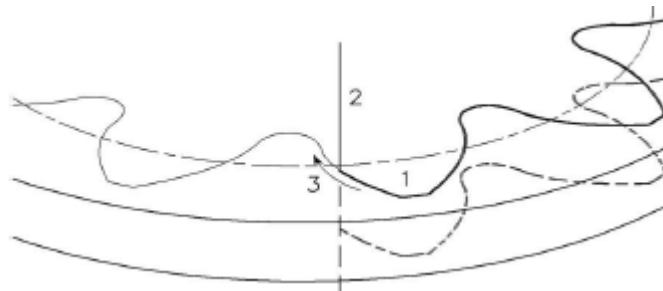
1- Asimetrik dişli, 2- Takım profili

a)



1-Asimetrik dişli, 2-Asimetrik kramayer kesici takım

b)



1-Asimetrik dişli profili, 2- Kesici tel, 3-Kesme yönü

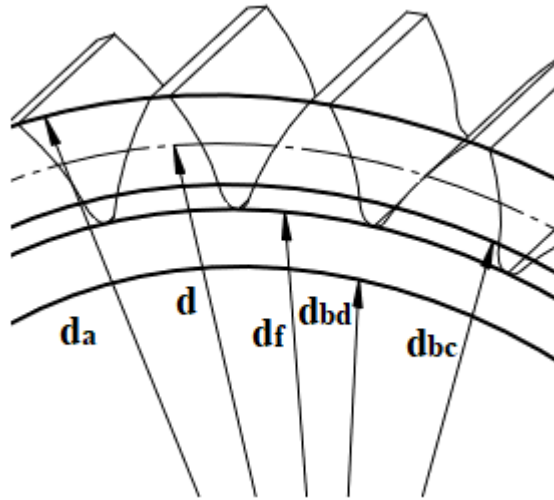
c)

**Şekil 3.9.** Talaşlı imalat yöntemleri ile asimetrik dişli çark üretimi a) Dişli form verme b) Kramayer kesici takım ile işleme c) Tel erozyon üretim (Kapelevich 2019).



Form şekillendirme ile yöntemi ile genellikle plastik ve polimer dişli üretimi gerçekleştirilmesinin yanı sıra metal dişli üretimi de gerçekleştirilmektedir. Plastik ve metal enjeksiyon yöntemi, toz metal işleme, dövme, döküm, ekstrüzyon ile dişli üretimi haddeme gibi form şekillendirme yöntemleri kullanılarak da simetrik ve asimetrik dişli çark üretimi gerçekleştirilebilmektedir.

Asimetrik bir dişli çark üzerinde temel dişli büyüklükleri Şekil 3.10’ da gösterilmektedir.



**Şekil 3.10.** Asimetrik bir dişli üzerinde temel boyutlar

Taksimat dairesi dişlerin taslak üzerine paylaştırıldığı daire olarak tanımlanır ve aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$d = m z \quad (3.5)$$

Diş başı dairesi dişli çarkın uç noktasındaki en üst çaptır.

$$d_a = m z + 2h_a \quad (3.6)$$

Diş dibi dairesi dişin en alt noktasının olduğu çaptır.

$$d_f = m z - 2,5 h_f \quad (3.7)$$

Temel daire, evolvent profilin oluşturulduğu dairedir. Standart simetrik dişlilerde bir tane temel daire bulunurken, asimetrik profile sahip dişli çarklarda ise her iki yan yüzey için ayrı ayrı temel daireler bulunmaktadır.

Süren taraf için temel daire,

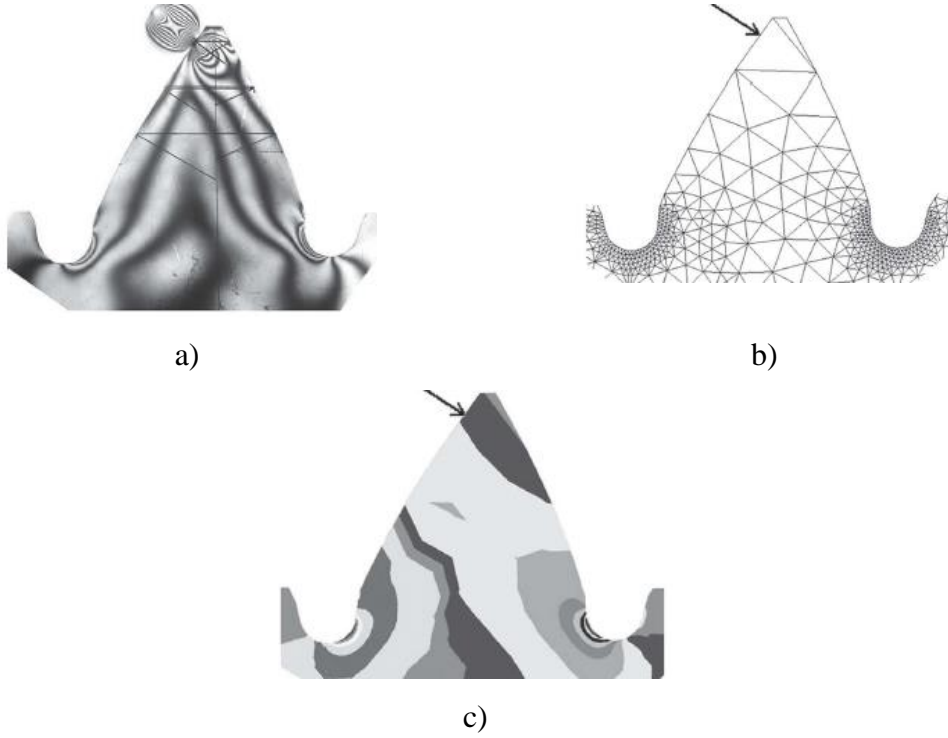
$$d_{bd} = m z \cos \alpha_d \quad (3.8)$$

Sürülen taraf için temel daire,

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

Burada  $\alpha_d$  ve  $\alpha_c$  süren ve sürülen taraftaki basınç açılarıdır. Basınç açılarının değişmesi nedeni ile her iki yan yüzey için temel daireler farklı olacaktır.

Asimetrik dişli çarkların teknikte kullanılmasının en önemli sebebi diş üzerinde oluşan eğilme gerilmesini düşürerek daha küçük hacimlerde daha yüksek yük taşımayı sağlaması ve aynı yük altında daha uzun ömre sahip dişli çark elde etmeye olanak sağlamasıdır. Asimetrik evolvent düz dişlilerin diş dibi gerilmesi hesaplamasında analitik yöntemlerden daha çok sonlu elemanlar analizi ve deneysel yöntemler kullanılmaktadır. Şekil 3.11' de Kapelevich 2019. tarafından geliştirilen fotoelastik ve sonlu elemanlar modellemesi gösterilmektedir.



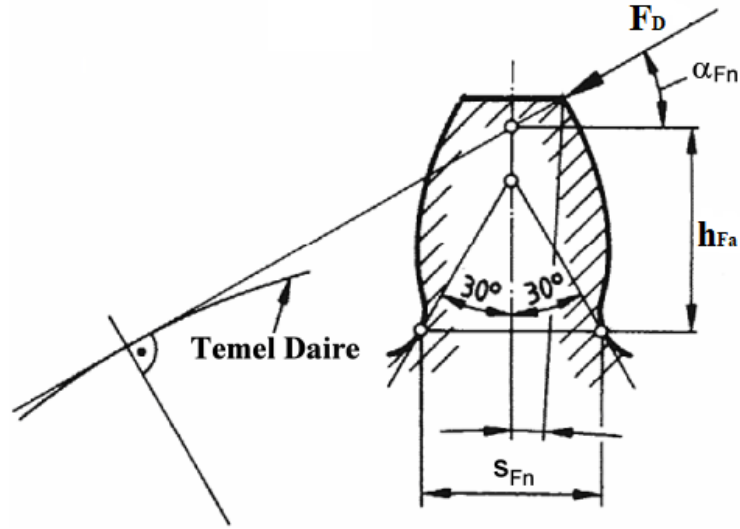
**Şekil 3.11.** Asimetrik diş üzerinde oluşan gerilmeler a) Fotoelastik modelleme b) sonlu elemanlar ağ yapısı c) sonlu elemanlar gerilme dağılımı.

Gerilme dağılımları incelendiğinde hem fotoelastik yöntem ile hem de sonlu elemanlar analizi yöntemi benzer gerilme dağılımı elde edilmiştir. Analitik olarak hesaplanamayan Odurumlarda asimetrik dişli çarklar için sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi yeterli doğrulukta sonuç verecektir.

### 3.1.4. Diş Dibi Gerilmesinin DIN 3990'a göre Teorik Olarak Hesaplanması

Evolvent düz dişlilerde oluşan eğilme gerilmesinin hesaplanması için bu zamana kadar farklı yöntemler geliştirilmiştir. ISO 6336 ve DIN 3990 standartları bu yöntemler içerisinde en çok bilinen yöntemler olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu standartlar birkaç farklı nokta dışında birbirine oldukça benzemektedir ve aşağıdaki kabullere dayanarak hesaplamalar gerçekleştirilmektedir.

- Dişin kritik kesiti, diş simetri ekseninden başlayarak 30° açı yapacak şekilde, diş köküne tanjant olan noktanın kalınlığıdır (Şekil 3.15).
- Dişli üzerine gelen normal kuvvetin radyal bileşeni tarafından meydana gelen bası gerilmesi ihmal edilebilir.
- Yalnızca DIN 3990/Metot C ve ISO 6336/TC 60 Metot C 'de diş yükünün diş başından etki ettiği kabul edilir.



Şekil 3.12. DIN 3990'a göre kritik diş kesiti (DIN 3990, 1987)

DIN 3990 'a göre düz dişli çarklarda meydana gelen maksimum diş dibi gerilmesi Eş. 3.10' ye göre hesaplanır.

$$\sigma_{F0} = (F_t / b \cdot m_n) \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \quad (3.10)$$

Burada;  $F_t$  teğetsel dişli kuvveti,  $b$  diş genişliği,  $m_n$  normal modül olarak tanımlanmaktadır.

$$F_t = \frac{M_d}{d/2} \quad (3.11)$$

$Y_F$  diş form faktörü diş şeklinin eğilme gerilmesine olan etkisinin içerir.  $Y_F$  diş form faktörü Eş. 3.12' te verilmiştir.

$$Y_F = 6 \cdot (h_{F\alpha}/m_n) \cdot \cos \alpha_{F\alpha n} / \cos \alpha_n \cdot (S_{Fn}/m_n)^2 \quad (3.12)$$

$Y_S$  gerilme düzeltme faktörü Eş. 3.13' te verilmiştir. Diş dibindeki kök bölgesinin çentik etkisinden olayı kayma ve bası gerilmelerini de dikkate alınmasını sağlayan faktördür.

$$Y_S = (1,2+1,3 \cdot S_{Fn}/h_{F\alpha}) (S_{Fn}/2 \cdot \rho_f)^{1/[1,2+2,3(h_{F\alpha}/S_{Fn})]} \quad (3.13)$$

$Y_\varepsilon$  yük paylaşım faktörü (kavrama faktörü) Eş. 3.14' te verilmiştir. Yük paylaşım faktörü, çalışma esnasında iki dişli arasında yük paylaşıldığı için yükün her zaman en tepe noktadan etkimeydiğini ifade eder. Bu çalışmada  $Y_\varepsilon$  değeri de tek diş analizi yaptığımızdan dolayı 1 alınmıştır.

$$Y_\varepsilon = 0,25 + (0,75/\varepsilon_\alpha) \quad (3.14)$$

$Y_\beta$  helis faktörüdür. Hesaplamalarda dikkate alınan eş değer düz dişli ile helis dişli arasındaki farkı dikkate alır. Eş. 3.15 ile helis faktörü hesaplanabilir. Düz dişli çarklarda helis açısı 0 olduğundan, değeri 1 alınır.

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta^\circ}{120^\circ} \quad (3.15)$$

Eğer dişli çarka statik durumda duruyorsa yani işletme şartlarının etkisi dikkate alınmıyorsa, Eş. 3.10 ile hesaplanan  $\sigma_{F0}$  hatasız kabul edilen dişin diş dibindeki gerilme değeri yeterli olacaktır. Ancak eş çalışan dişlilerde, işletme koşullarında dolayı gerçek gerilemenin hesaplamasında işletme faktörlerinin de hesaba katılması gerekmektedir. Buna göre diş dibinde oluşan gerçek gerilme Eş. 3.16 ile hesaplanabilir.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (3.16)$$

Burada  $K_A$  işletme faktörü,  $K_v$  dinamik faktör,  $K_{F\beta}$  ve  $K_{F\alpha}$  alın yük dağılım faktörleridir.

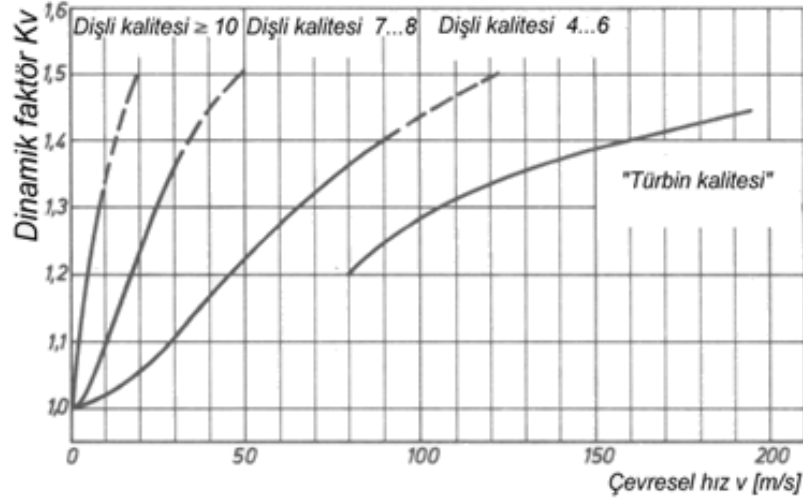
Motor, iş makinesi bağlama elemanları gibi yapıdaki diğer elemanların kütleleri ve düzgünsüzlüklerinden dolayı dişli çarklara fazladan yük gelir bu nedenle işletme faktörü hesaplamalara dâhil edilir. İşletme faktörü için Çizelge 3.1’de DIN 3990’a göre önerilen değerler kullanılabilir (Babalık ve ark. 2014).

**Çizelge 3.1.**  $K_A$  İşletme faktörü (Babalık ve ark. 2014)

İş Makinesi	Tahrik Motoru			
	Elektrik Motoru Düzgün çalışan	Türbin, Hafif darbeleri	Çok Silindirli Motor, Orta darbeleri	Tek Silindirli Motor, Şiddetli darbe
Düzgün çalışan jeneratör, bantlı konveyör, hafif asansör, turbo kompresör	1	1,10	1,25	1,50
Orta darbeleri tezgah motorları, karıştırıcılar, pompalar, krenler	1,25	1,35	1,50	1,75
Orta darbeleri kauçuk ekstrüzyon mak., kırıcılar, ağaç işleme makineleri	1,50	1,60	1,75	2
Şiddetli darbe haddehaneler, zımba, kepçe, ağır makineler, taş kırıcılar	1,75	1,85	2	2,25

Motor ve iş makinesinin karakteristikleri, hareket eden kütleler, montaj özellikleri ve montaj hataları, dişler arasındaki toplam rijitlik ve sönüm özellikleri, dişler arasındaki sürtünme katsayısı değişimi, dişli kaliteleri ve vb. özelliklerin değişiminden dolayı statik ve dinamik iletim hataları oluşmakta, güç aktarımı esnasında dişli çarklar üzerine ek kuvvetler gelmektedir. Bu kuvvetlere dinamik kuvvetler denmektedir. Dinamik kuvvetler ayrıca sistemin rezonans frekanslarından da etkilenmektedir. Sistemin rezonans bölgelerinde ve rezonans bölgelerine yakın devirlerde dinamik kuvvetler artmakta, rezonans bölgeleri dışında ise daha düşük değerler almaktadır. Literatürde dinamik kuvvetlerin hesaplanması için farklı çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmalar neticesinde farklı bağıntılar ve dinamik modeller bulunmaktadır. Dinamik faktörü hesaplamak karmaşık olmakla birlikte genelde yaklaşık sonuçlar elde edilir. Yalnızca

dişli kalitesi ve hız değeri biliniyorsa dinamik faktör yaklaşık olarak Şekil 3.13'e göre hesaplanabilir.



**Şekil 3.13.** Dişli kalitesi ve hıza göre dinamik faktörün yaklaşık değişimi (Babalık ve ark. 2014)

Dişli çarklar taşıdıkları yükten dolayı, güç aktarımı esnasında küçük de olsa elastik deformasyona uğrarlar. Ayrıca dişli imalatı sırasında, oluşan hatalardan dolayı ideal geometriden sapmalar meydana gelir bu nedenle, diş genişliği boyunca ve kuvvetin çevresel yönde dişe dağılımında düzgünlükler meydana gelir. Bu düzgünlüklerin gerilmeye olan etkileri ise, alın yük dağılım faktörü  $K_{F\alpha}$  ve genişlik faktörü  $K_{F\beta}$  olmak üzere iki katsayı ile dahil edilir. Genişlik faktörü  $K_{F\beta}$ , Eş. 3.17'ye göre yaklaşık olarak hesaplanabilir.

$$K_{F\beta} \cong 1 + (K_{\beta} - 1)f_w f_p \quad (3.17)$$

Burada  $K_{\beta}$  genişlik temel faktörü (Çizelge 3.2),  $f_w$  yük düzeltme faktörü (Çizelge 3.3),  $f_p$  malzeme çifti faktörü (Çizelge 3.4) olarak tanımlanabilir ve aşağıdaki çizelgeler yardımı ile belirlenerek hesaplamalara katılır.

**Çizelge 3.2.**  $K_{\beta}$  genişlik temel faktörü ( $w_t=350$  N/mm olan çelik dişliler için) (Babalık ve ark. 2014)

Diş genişliği		Diş Kalitesi									
>	≤	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	<b>20</b>	1,06	1,06	1,07	1,08	1,10	1,13	1,17	1,23	1,32	1,48
<b>20</b>	<b>40</b>	1,07	1,08	1,08	1,09	1,11	1,14	1,19	1,25	1,36	1,53
<b>40</b>	<b>100</b>	1,08	1,08	1,09	1,09	1,13	1,16	1,20	1,28	1,40	1,59
<b>100</b>	<b>160</b>	1,10	1,10	1,12	1,13	1,16	1,19	1,23	1,33	1,46	1,66
<b>160</b>	<b>315</b>	1,12	1,13	1,14	1,15	1,18	1,21	1,26	1,34	1,48	1,69
<b>315</b>	<b>560</b>	1,15	1,17	1,18	1,19	1,21	1,24	1,28	1,37	1,51	1,70
<b>560</b>		1,21	1,21	1,22	1,24	1,27	1,29	1,32	1,40	1,54	1,74

Çizelge birim genişliğe gelen yük  $w_t=350$  N/mm olan çelik dişliler için hazırlanmıştır. Birim genişliğe gelen yük Eş. 3.18 yardımı ile hesaplanabilir.

$$w_t = \frac{F_t}{b} K_A \quad (3.18)$$

Burada,  $F_t$  teğetsel diş kuvveti,  $b$  diş genişliği,  $K_A$  işletme faktörüdür.

**Çizelge 3.3.** Yük düzeltme faktörü (Babalık ve ark. 2014)

$w_t$ [N/mm]	> 350	300	250	200	≤ 100
$f_w$	1	1,15	1,3	1,45	1,6

**Çizelge 3.4.** Malzeme çifti faktörü (Babalık ve ark. 2014)

Malzeme Çifti	Çelik/Çelik	Çelik/DD	DD/DD
$f_p$	1	0,75	0,5

$K_{F\alpha}$  ve genişlik faktörü ise Çizelge 3.5' e göre dişli kalitesi, dişli türü ve yüzey serleştirme parametrelerine göre belirlenebilir.

**Çizelge 3.5.** Genişlik faktörü (Babalık ve ark. 2014)

$K_A \cdot F_v/b$			> 100 N/mm						$\leq 100$ N/mm	
Dişli Kalitesi →			6	7	8	9	10	11	12	< 6
Sertleştirilmiş	Düz	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$ $1/Y_\epsilon \geq 1,2$			
	Helisel	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha/\cos^2\beta_b \geq 4$			
Sertleştirilmemiş	Düz	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$ $1/Y_\epsilon \geq 1,2$			
	Helisel	$K_{H\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha/\cos^2\beta_b \geq 4$			

Bu faktörlere göre hesaplanana  $\sigma_F$  değerinin, malzemenin mukavemet değeri ile karşılaştırılırsa emniyet katsayısı hesaplanmış bulur. Diş dibi gerilmesi için emniyet katsayısı Eş. 3.19 ile hesaplanır.

$$S = \frac{\sigma_{Fmax}}{\sigma_F} \quad (3.19)$$

Burada malzemenin mukavemet değeri Eş. 3.20'ye göre hesaplanır.

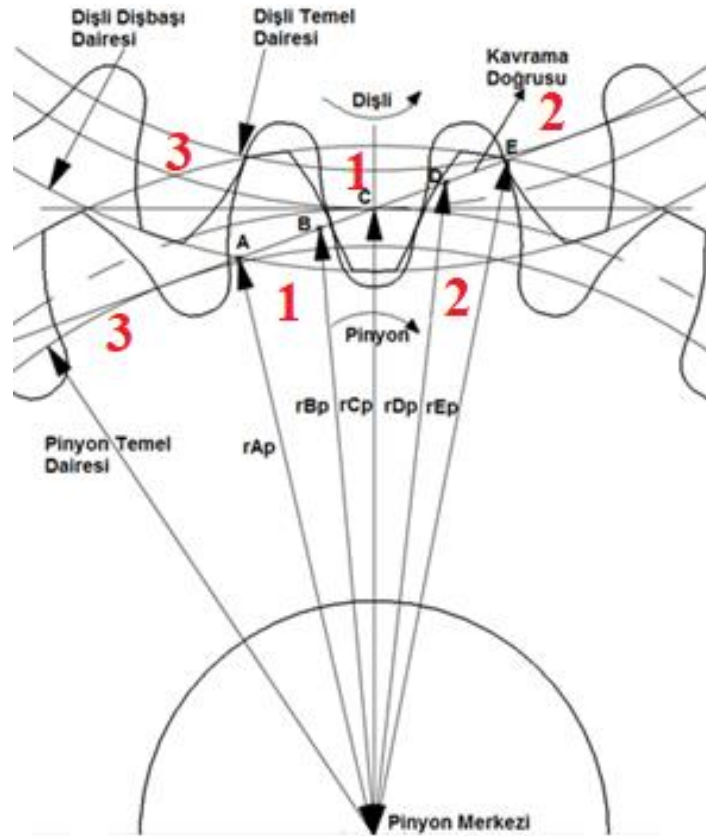
$$\sigma_{Fmax} = \sigma_{Flim} Y_N Y_\delta Y_R Y_X Y_{st} \quad (3.20)$$

$\sigma_{Flim}$  çentiksiz malzemenin eğilmeye karşı olan limit değeridir.  $Y_N$  ömür faktörü,  $Y_\delta$  göreceli destek sayısı,  $Y_R$  göreceli yüzey faktörü,  $Y_X$  büyüklük faktörü,  $Y_{st}$  düzeltme faktörü olarak tanımlanabilir. Burada  $Y_{st} = 2$  yaklaşık olarak alınabilir. Diğer dört faktörün çarpımı ise yaklaşık olarak bir alınırsa  $\sigma_{Fmax}$  değeri hesaplanmış olur. Diş dibi mukavemeti için, emniyet katsayısının 1,3 ile 1,5 arasında seçilmesi tavsiye edilmektedir.



### 3.1.5. Düz Dişli Çarklarda Kavrama Olayı

Kavrama halindeki iki dişli çarktan, döndüren dişliye pinyon, dönen dişli çarka ise özel olarak dişli denmektedir. Düşük kavrama oranlı düz dişli çarklarda kavrama süresince tek ve iki dişli çifti sırasıyla temasa girip çıkarak moment aktarımını gerçekleştirmektedir. Bu aktarım evolvent profile sahip düz dişli çarklarda bir doğru üzerinden gerçekleşir. Bu doğruya özel olarak kavrama doğrusu denmektedir ve tüm kavrama olayının bu doğru üzerinde gerçekleştiği kabul edilmektedir (Şekil 3.14). Kavrama olayı döndürülen dişlinin diş başı noktasında başlamaktadır. Pinyon dişlinin ise temel dairesinin biraz üst kısmındaki bir noktadan başlamaktadır. Bu noktayı A noktası olarak tanımlarsak, A noktasının yarıçapı aşağıdaki Eş.3.21' den yararlanılarak hesaplanmıştır (Colburne, 1987).



Şekil 3.14. Düz dişlilerde kavrama olayı

$$rAp = [rbp^2 + ((r0p + r0d) \sin \alpha - (rad^2 - rbd^2)^{0.5})^2]^{0.5} \quad (3.21)$$

Kavrama A noktasından ilerlerken, temas halindeki iki dişli çiftinden, bir dişli çifti temastan çıkar ve tüm moment tek dişli çifti üzerinden iletmeye başlar. Tek dişli çiftinin devreye girdiği bu ilk noktaya özel olarak ‘‘Tek dişli çifti temasın gerçekleştiği en düşük yarıçaplı nokta’’ denmektedir ve pinyon üzerindeki büyüklüğü Eş.3.22’ den hesaplanabilir.

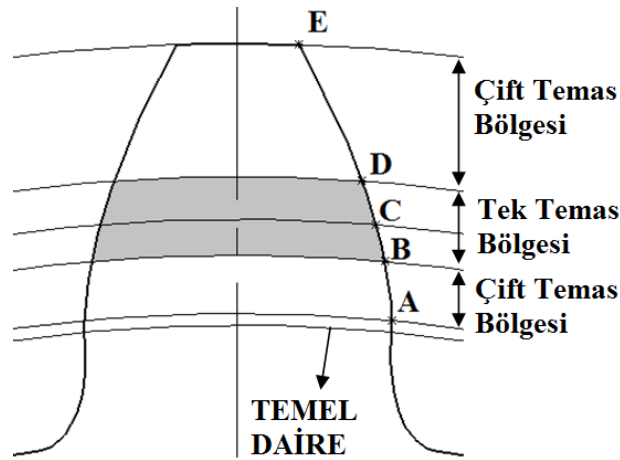
$$rBp = [rbp^2 + ((rap^2 - rbp^2)^{0.5} - \pi m_n \cos \alpha)^2]^{0.5} \quad (3.22)$$

B noktasından sonra moment aktarımı tek dişli çifti üzerinden D noktası diye tanımlanan ‘‘ Tek dişli çifti temasın gerçekleştiği en büyük yarıçaplı noktaya’’ kadar devam eder. Bu süreç içerisinde dişliler taksimat daireleri üzerinden de moment aktarımını sağlarlar. C ve D noktalarının yarıçapları sırasıyla Eş.3.23 ve Eş.3.24’de verilmiştir.

$$rCp = 0,5 m z_p \quad (3.23)$$

$$rDp = [rbp^2 + ((rbp + rbd) \tan \alpha - (rad^2 - rbd^2)^{0.5} + \pi m \cos \alpha)^2]^{0.5} \quad (3.24)$$

D noktasından sonra kavramaya yeni bir dişli çifti dâhil olur ve tekrardan iki dişli çifti ile moment aktarımı gerçekleştirilir. Kavrama olayı pinyon dişlinin diş başına gelmesi ile sonlanır. Bu nokta da E noktası olarak tarif edilmektedir (Şekil 3.15). E noktasının yarıçap değeri Eş.3.25 yardımı ile hesaplanmıştır.



Şekil 3.15. Diş profili üzerindeki tek ve çift dişli temas bölgeleri

$$rEp = 0,5 (m z_p + 2m) \quad (3.25)$$

Kavrama doğrusu üzerindeki her bir bölgenin uzunlukları Eş.3.26 – 29 arasında verilmektedir.

$$|AE| = \sqrt{rap^2 - rbp^2} + \sqrt{rad^2 - rbd^2} - a_d \sin \alpha \quad (3.26)$$

$$|AD| = \pi m_n \cos \alpha \quad (3.27)$$

$$|AC| = |CE| = |AE|/2 \quad (3.28)$$

$$|AB| = |AE| - \pi m_n \cos \alpha \quad (3.29)$$

$|AE|$  uzunluğuna kavrama boyu denmektedir. Kavrama boyunun temel daire üzerindeki taksimata oranına ise kavrama oranı denmektedir. Düşük kavrama oranlı dişli çarklar için kavrama oranı Eş.3.30 ile hesaplanmaktadır. Kavrama oranı dişli çarklarda hareketin ne kadar düzgün iletilip iletilmediğini belirlemektedir. Standart düz dişli çarklarda kavrama oranı en fazla 1,98 olmalıdır.

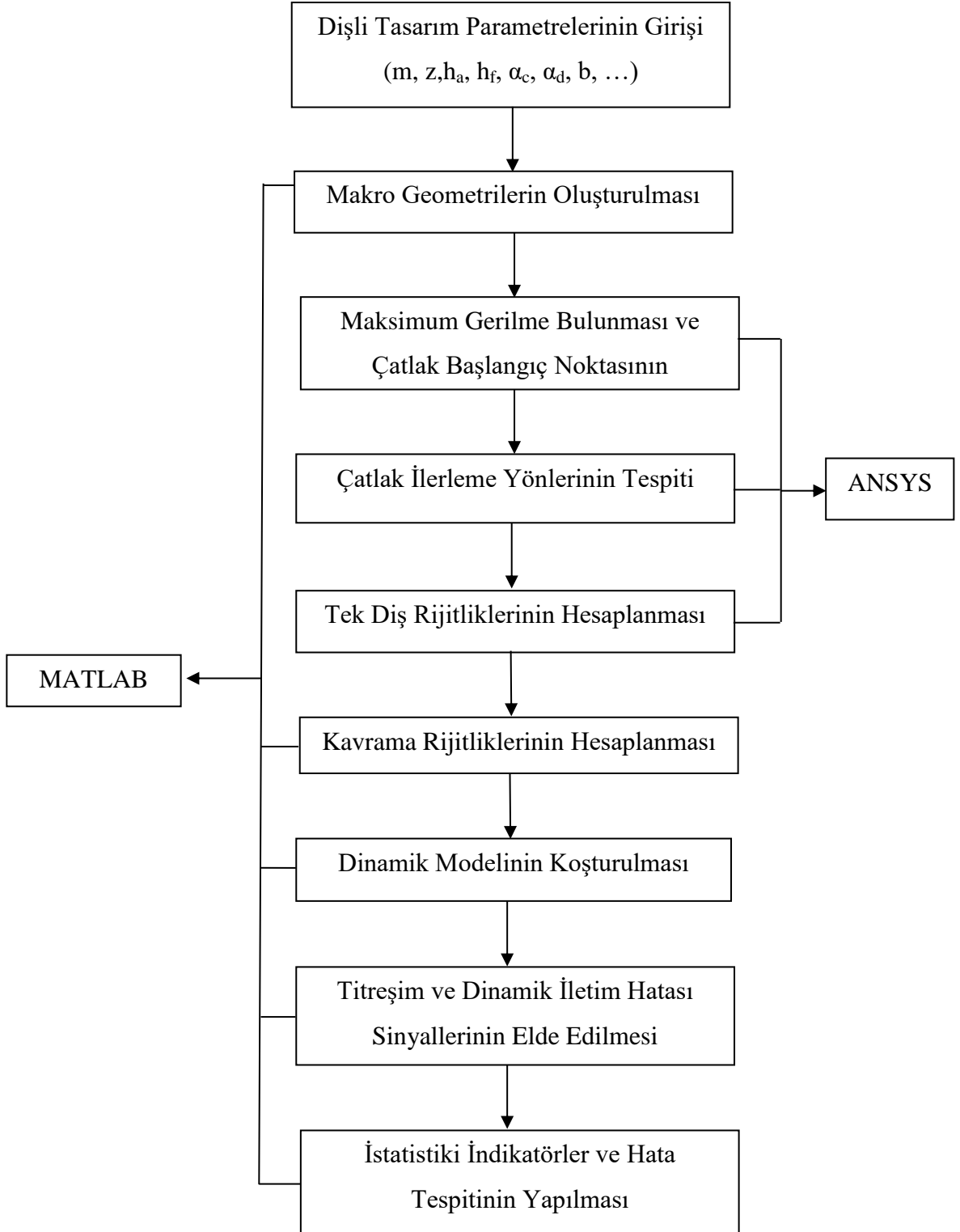
$$\varepsilon_\alpha = \frac{|AE|}{\pi m_n \cos \alpha} \quad (3.30)$$

Dişli çarklarda basınç açısının artması ile birlikte kavrama oranında düşüş meydana gelmektedir. Kavrama açısının düşmesi ile birlikte de kavrama oranı artmaktadır. Buna en güzel örnek pozitif ve negatif profil kaydırmanın kavrama oranına etkisi gösterilebilir. Pozitif profil kaydırma yapılan dişlilerde kavrama oranı düşmekle birlikte negatif profil kaydırma yapılan dişlilerde ise artmaktadır. Buna göre asimetrik profile sahip dişli kullanıldığı zaman, bir yan yüzeyin basınç açısı değişecektir. Bu değişim genelde süren taraf basınç açısının artışı şeklinde olmaktadır. Bu nedenle süren taraf basınç açısının artmasına bağlı olarak kavrama oranı düşmektedir. Kavrama oranının düşmesi, tek dişli çifti bölgesinin artması, çift dişli çifti bölgesinin kısılması anlamına gelmektedir. Bu nedenle yük daha uzun süre tek dişli çifti üzerinden aktarılacaktır. Kavrama oranının düşmesine paralel olarak dişli dinamik kuvvetlerinin de artması beklenmektedir. Kısaca asimetrik dişli çarklarda süren taraf basınç açısının artışı kavrama oranını düşürmekte ve buna paralel olarak dinamik yükleri de arttırmaktadır.

### 3.2. Tez Çalışmasında Takip Edilen İşlem Adımları

Bu çalışmada dişli çarklarda meydana gelen hataların, erken dönemlerde tespit edilebilmesi için sayısal bir yöntem ortaya konmuştur. Yapılan tüm çalışmalar sayısal olarak bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir. Bilgisayar ortamında gerçekleştirilen bu tez çalışmanın bazı bölümleri MATLAB ortamında, bazıları ise ANSYS sonlu elemanlar analiz programı yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Dişlilerin makro geometrilerinin oluşturulması, kavrama rijitliklerinin hesaplanması, dinamik modelin hazırlanıp koşturulması MATLAB ortamından gerçekleştirilmiştir.

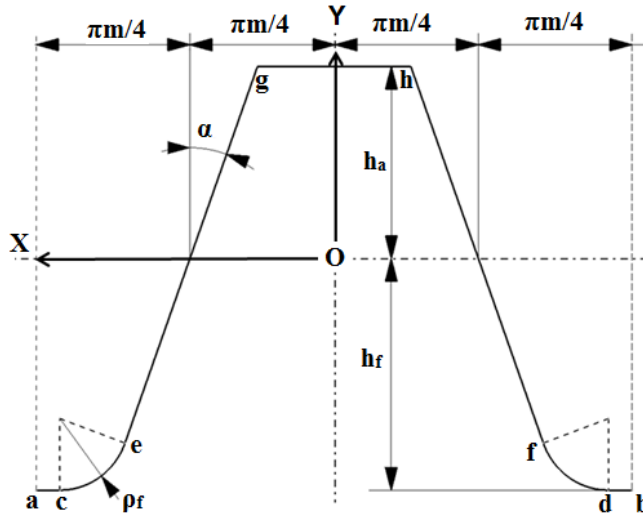
Gerilme analizi, çatlak başlangıç noktalarının belirlenmesi ve tek diş rijitliklerinin hesaplanması, ANSYS 19.1 yapısal statik analiz modülünde; çatlak ilerleme analizleri ise "ANSYS Smart Crack Growth" modülünde gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın genel akış diyagramı Şekil 3.16'da verilmektedir. Bundan sonraki bölümlerde çalışmada yapılanlar detaylı olarak anlatılacaktır.



**Şekil 3.16.** Bu çalışmada izlenen yöntemin akış diyagramı

### 3.3. Dişli Makro Geometrilerinin Oluşturulması

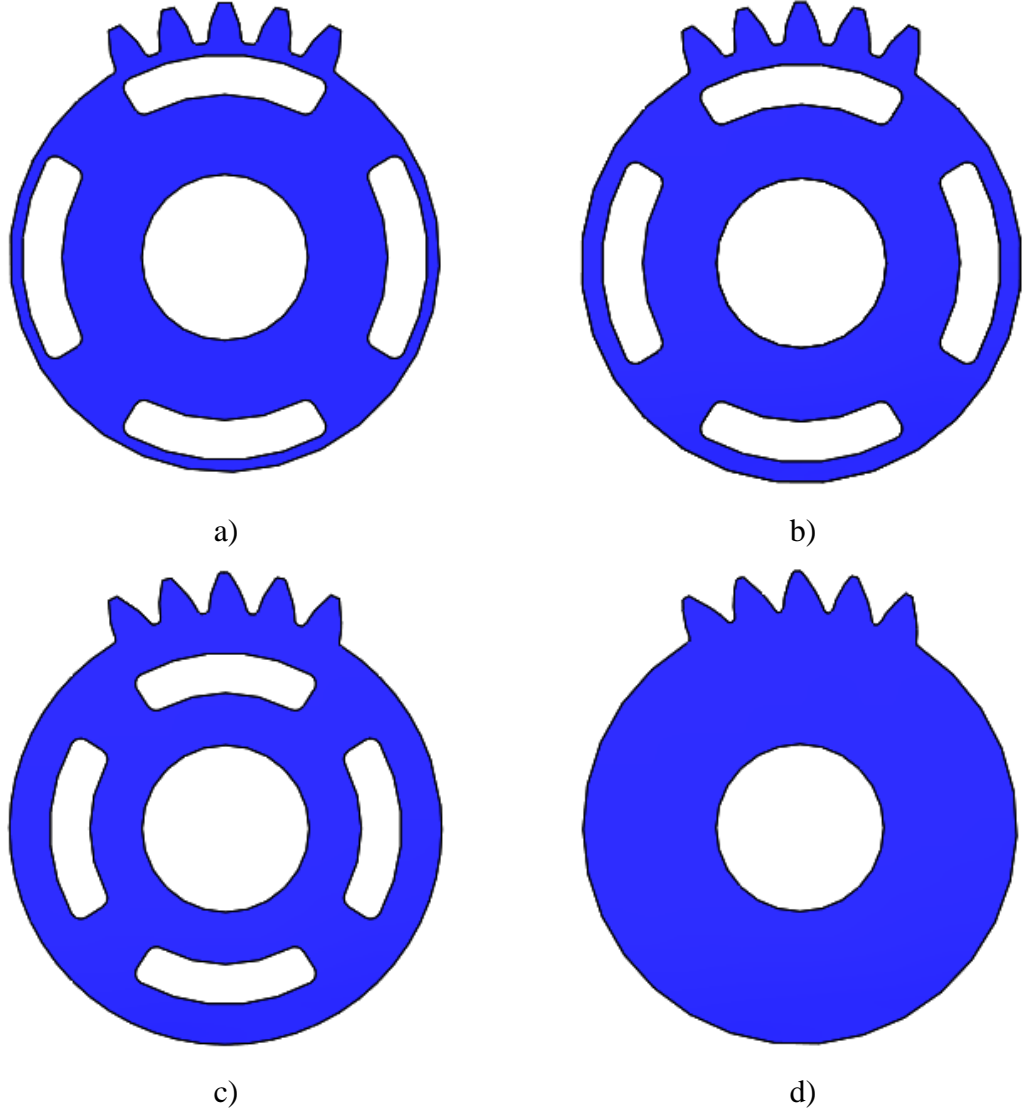
Dişli ana kanunu sağlayan farklı dişli profilleri bulunmasına rağmen, imalat kolaylığı, çalışması için eksenler arası mesafenin hassasiyet gerektirmemesi, aynı takım kullanılarak farklı dişlilerin imal edilebilmesi gibi avantajlarından dolayı evolvent profil, günümüzde dişli geometrisinde en çok kullanılan yüzey profil olarak yerini almaktadır (Babalık ve ark. 2014). Evolvent profile sahip dişli çarklar temelde yan yüzeyleri evolvent, kök kısımları ise trokoid olmak üzere iki farklı eğrinin birleşmesiyle oluşmaktadır. Literatürde evolvent profile sahip dişli çarkların tasarımı ile ilgili birçok çalışma yer almaktadır (Colburne (1987), Litvin ve ark. (2004)). Bu çalışmada rijitlikleri hesaplanacak olan dişli geometrileri, kramayer tipi kesici takımdan hareket ile matematik modellemesi yapılmış ve 2D CAD geometrileri oluşturulmuştur. Modellerin oluşturulmasında kullanılan kesici takım referans profili Şekil 3.17’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Kramayer tipi kesici takım temel boyutları

Kesici takım geometrisi dikey eksen ile “ $\alpha$ ” 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 “ $\alpha$ ” açısı ise, dişli çarkın basınç açısını,  $h_a$  diş başı yüksekliğini,  $h_f$  ise taban yüksekliğini belirlemektedir. Kesici takımın (ce) ve (df) bölgeleri, diş kökü bölgesini oluşturmaktadır. Tüm bu parametrelerin farklı değerler alması ile farklı geometrik

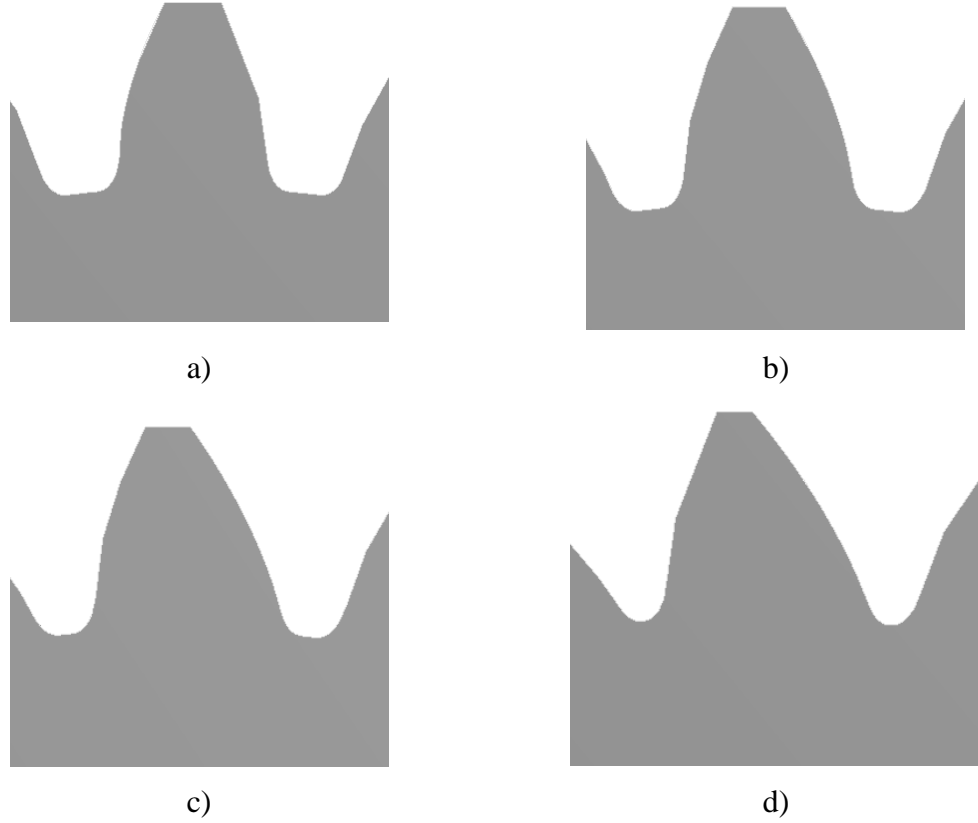
özelliğe sahip diş çark tasarımları yapılabilmektedir. Şekil 3.18’ de bu çalışmada kullanılan bazı dişlilerin tasarımları gösterilmektedir.



**Şekil 3.18.** Bu çalışmada kullanılan bazı dişlilerin 3D CAD tasarımları a)  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=20^\circ$ ,  $m_b=0,3$  b)  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=25^\circ$ ,  $m_b=0,5$  c)  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=30^\circ$ ,  $m_b=1$  d)  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=35^\circ$ ,  $m_b=3,3$

Bu çalışmada, materyal olarak, simetrik ve asimetric profile sahip, farklı rim kalınlıklarında dişli çarklar kullanılmıştır. Dişli çarklarda süren ve sürülen taraf olarak iki adet evolvent profil bulunmaktadır. Standart dişli çarklarda bu profillerin basınç açısı her iki tarafta da  $20^\circ$ 'dir. Asimetric profile sahip dişli çarklarda süren taraf basınç açısı, sürülen taraf basınç açısından büyük olacak şekilde ayarlanır. Bu tez çalışmasında

basınç açısı değişken parametre olarak ele alınmıştır. Süren taraf basınç açısının dişli profiline olan etkisi Şekil 3.19' da görülmektedir.



**Şekil 3.19.** Basınç açısı değişiminin diş profiline olan etkisi a)  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=20^\circ$  b)  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=25^\circ$  c)  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=30^\circ$  d)  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=35^\circ$

Süren taraf basınç açısının artması ile birlikte, diş kökünün kalınlaştığı görülmektedir. Diş kökünün kalınlaşması ile birlikte dişlinin mukavemetinde artış beklenmektedir. Ayrıca dişli daha rijit yapıda olacaktır. Süren taraf basınç açısının artması ile birlikte kavrama oranının azaldığı görülmektedir. Buda dezavantaj olarak görülebilir. Bu çalışmada incelenen diğer bir değişken parametre ise dişlilerin rim kalınlıklarıdır. Rim kalınlığı diş dibi dairesi ile mil dairesi arasında kalan gövde kısmının uzunluğuna verilen isimdir. Literatürde rim kalınlığı sadece bir uzunluğun verilmesinden ziyade, bir oran olarak tanımlanmaktadır. Bu orana rim oranı denmektedir. Rim oranı, rim kalınlığının dişlinin toplam diş yüksekliğine oranı olarak tanımlanmaktadır. Şekil 3.20 ve Eş. 3.31' de rim oranı tanımlanmaktadır.



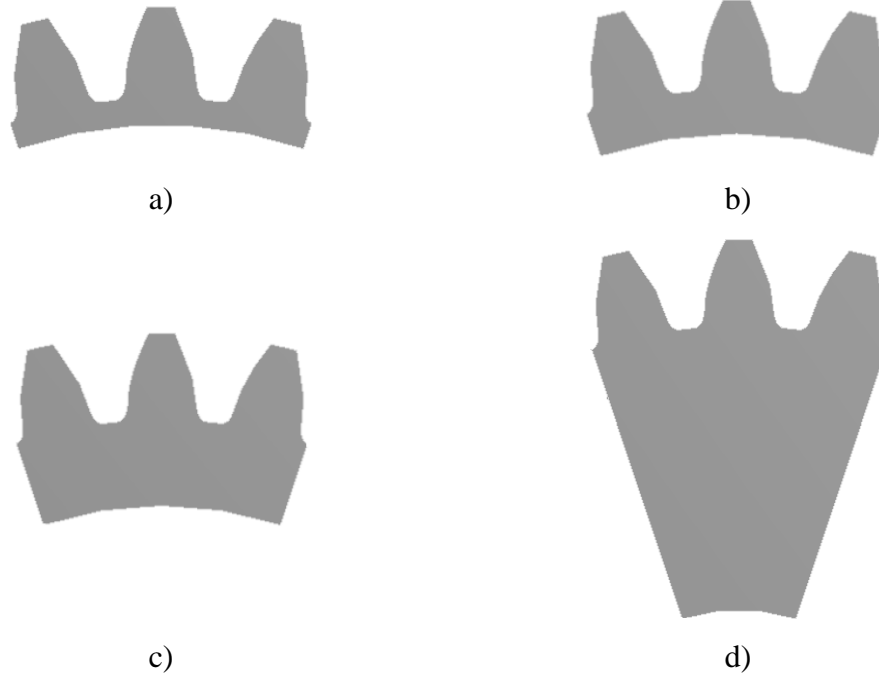


**Şekil 3.20.** Standart bir dişli üzerinde rim oranı

$$m_b = \frac{r}{h} \quad (3.31)$$

Bu çalışmada dört farklı rim oranı değişken parametre olarak tanımlanmıştır. Rim oranı 0,3, 0,5, 1 ve 3,3 için analizler yürütülmüştür. Şekil 3.21’ de 20°-20° simetrik durum için rim oranının dişli geometrisine olan etkisi görülmektedir. Rim oranının artması ile birlikte, dişin gövde kısmı büyümekte ve dişli ağırlaşmaktadır. Rim oranı düştüğünde ise gövde çok fazla incelmekte ve mukavemetin düştüğü anlaşılmaktadır. Bu nedenle rim kalınlığı belirlenirken gerek mukavemet, gerek ömür, gerekse ağırlık bakımından değerlendirmeler yapılarak optimum rim kalınlığı belirlenmelidir.

Bu çalışmada 28 diş sayısı ve 3,175 mm modül, standart ve standart olmayan basınç açıları ve farklı rim kalınlıklarına sahip evolvent düz dişliler; dişli malzemesi olarak havacılıkta sıklıkla kullanılan AISI 9310 çeliği kullanılmıştır. AISI 9310 çeliği için temel özellikleri ve yorulma çatlak ilerleme analizinde kullanılacak olan Paris kuralı katsayıları Çizelge 3.6’ da verilmektedir.



**Şekil 3.21.** Farklı rim kalınlıklarına sahip olan dişliler a)  $m_b=0,3$  b)  $m_b=0,5$  c)  $m_b=1$  d)  $m_b=3,3$

**Çizelge 3.6.** Bu çalışmada kullanılan dişli çarkların temel tasarım parametreleri

Modül (m)	3,175 mm
Diş başı yüksekliği ( $h_a$ )	1m
Diş dibi yüksekliği ( $h_f$ )	1,352m
Diş sayısı (z)	28
Diş genişliği (b)	1 mm
Sürülen taraf basınç açısı ( $\alpha_c$ )	20°
Süren taraf basınç açısı ( $\alpha_d$ )	20°-25°-30°-35°
Malzeme	AISI 9310
Elastisite modülü (E)	206000 MPa
Poisson oranı ( $\nu$ )	0,3
Kesici takım uç yarıçapı ( $\rho$ )	0,1m
Rim oranı	0,3 – 0,5 – 1 – 3,3
Paris Kuralı Katsayıları	
C	$8,433 \times 10^{-9} \text{ mm/cyc}/(\text{MPa}\sqrt{\text{m}})^m$
m	2,954

### 3.4. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Birçok mühendislik probleminin analitik olarak çözümünü gerçekleştirmek mümkündür. Ancak karmaşık problemlerde sistemin çözümüne analitik olarak ulaşmak ya çok zor ya da mümkün olmayabilir. Örneğin basit bir ankastre kirişte tekil bir kuvvet altında gerilme ve sehim değerleri analitik olarak çıkarılan denklemler yoluyla hesaplanabilir. Ancak aynı kirişin düzgün olmayan bir kesite ve üzerinden çeşitli deliklerin olduğu düşünülürse analitik olarak mevcut bir çözüm bulmak ya çok zordur ya da mümkün değildir. İşte bu gibi tam olarak çözümün analitik olarak hesaplanamadığı durumlar sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçek değere çok yakın yaklaşık çözüm elde etmek mümkün olabilir.

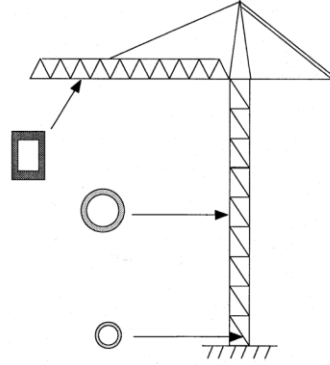
Sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilen analizler temelde beş aşamadan oluşur.

- Modelleme
- Ağ yapısının belirlenmesi
- Sınır şartlarının tanımlanması
- Çözüm
- Sonuçların incelenmesi

Modellemede ilk olarak modelin iki veya üç boyutlu olup olmamasına karar verilir. Bazı durumlarda model çubuklardan oluşan kafesi sistemi olarak oluşturulur. Bu durumda katı model oluşturulmaz sadece düğüm noktaları belirlenir ve düğüm noktaları aralarını elemanlar tanımlanır. Eğer analizi yapılacak sistemin kesiti hiç değişmiyorsa analiz iki boyutlu yapılabilir. Bu yaklaşım ile çözüm süresinden kazanç sağlanır. Eğer modelleneyecek geometri çok karmaşık ve indirgenemiyorsa geometri üç boyutlu olarak hazırlanır. Kafes problemlerinde çözüm tam olarak elde edilebilirken, iki ve üç boyutlu problemlerde çözüm yaklaşık olarak elde edilir. Ancak bu yaklaşık çözüm gerçek değere çok yakındır. Bu nedenle mühendislik problemlerinde güvenle kullanılabilir.

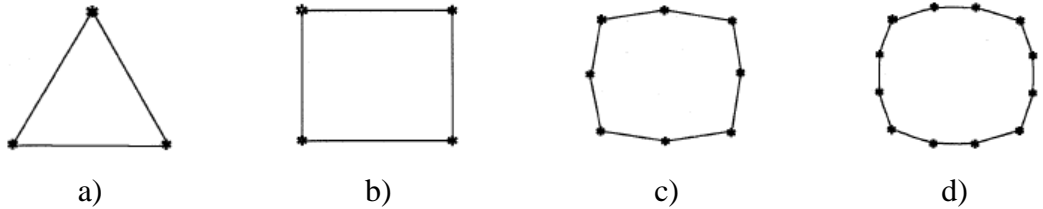
Geometrinin oluşturulmasından sonra, model sonlu sayıda eleman ayrılır. Elemanlar birbirlerine düğüm noktası (nod) ile bağlanır. Eleman tipleri modelin oluşturulduğu boyut sayısına bağlı olarak değişmektedir.

Tek boyutlu elemanlar kiriş veya çubuk tipi olmak üzere ikiye ayrılır. Çubuk elemanlar sadece kuvvet taşır, kiriş elemanlar ise kuvvetin yanında momentte taşıyabilmektedir. Genellikle tek boyutlu elemanlar kafes sistemlerinin modellenmesinde kullanılır (Şekil 3.22).



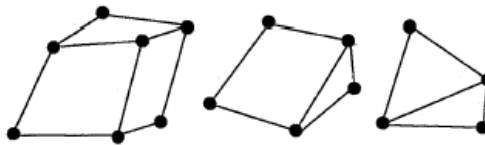
**Şekil 3.22.** Tek boyutlu elemanlardan modellenmiş bir kule vinç (Kaya 2018)

Sabit kalınlıkta yüzey şeklinde olan geometriler için iki boyutlu elemanlar tercih edilir. İki boyutlu elemanlar üç veya dikdörtgen tipinde olabileceği gibi hassasiyeti arttırmak adına kuadratik denilen ara bölgelerden fazladan düğüm noktası içeren eleman türünde de olabilir (Şekil 3.23).



**Şekil 3.23.** İki boyutlu farklı eleman tipleri a) Lineer üçgen b) Lineer dikdörtgen c) Parabolik d) Kuadratik (Kaya 2018)

Tasarlanan model karmaşık geometriye sahipse üç boyutlu elemanlar kullanılır. Üç boyutlu elemanlar prizma şekline sahiptir ve lineer parabolik ve kuadratik özellikte olabilir (Şekil 3.24).



**Şekil 3.24.** Lineer üç boyutlu eleman tiplerine çeşitli örnekler (Kaya 2018)

Uygun ağ yapısının tanımlanmasından sonra sistemin çalışma şartlarının model üzerinde tanımlanması gerekmektedir. Bu çalışma şartları genellikle sabitlemeler ve yüklemeler olarak karşımıza çıkmaktadır. Sabitlemeler ankastre, döner, hareketli vb. şekilde, yüklemeler ise kuvvet, basınç, moment vb. şekilde tanımlanır. Ayrıca sistemdeki her bir geometrinin malzeme ve mukavemet bilgilerinin de analiz tipine göre doğru tanımlanması gerekmektedir.

Geometri, ağ yapısı ve sınır şartları tanımlanan modelin çözümü için farklı metotlar vardır. Çözüm tipi genel olarak analizin türüne göre değişmektedir bu nedenle yapılacak sonlu elemanlar analizinin tipine göre çözücünün seçilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada statik yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Statik yapısal analizde uygulanan yükler, momentler sabittir, yani zamanla bir değişiklik yoktur. Statik yapısal analizin temel koşulu Eş. 3.32' de verilmektedir.

$$\sum Kuvvet (F_x F_y F_z) = 0 \text{ ve } \sum Kuvvet (M_x M_y M_z) = 0 \quad (3.32)$$

Sonlu elemanlar modeli bu koşulu tüm düğüm noktalarında yerine getirir. Dış kuvvetlerin momentlerin toplamı reaksiyon kuvvetlerine eşittir. Temel sonlu elemanlar denklemi (Eş. 3.33) statik yükler için yazılacak olursa;

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (3.33)$$

Burada K rijitlik matrisi, u deplasman vektörü ve F uygulanan sınır şartlarını ifade eden yükleme vektörü olarak tanımlanabilir. Statik analizde deplasman değerleri elastik bölge aralığındadır. Statik analizde gerilme, gerinim değerinin lineer fonksiyonu olarak yazılabilir. Gerilmenin hesaplanmasında Hooke kanunu kullanılmaktadır. Hooke kanunu Eş. 3.34' de ifade edilmektedir.

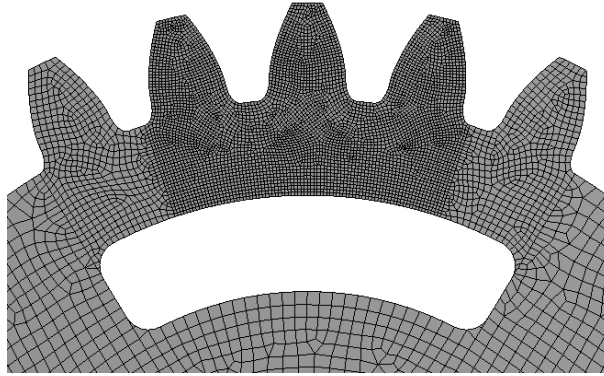
$$[\sigma] = [E]\{\epsilon\} \quad (3.34)$$

Burada  $\sigma$  gerilme, E elastisite modülü, ve  $\epsilon$  gerinimdir. Bu metot kullanılarak yapısal statik analizde yer değiştirme ve gerileme değerleri hesaplanabilmektedir. Son aşamada ise elde edilen gerilme ve deplasman değerleri malzemenin akma değeri ile kıyaslanarak malzemenin o yüklemeler altında hasara uğrayıp uğramadığı kontrol edilir.

### 3.5. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Gerilme Analizi ve Çatlak Başlangıç Noktasının Belirlenmesi

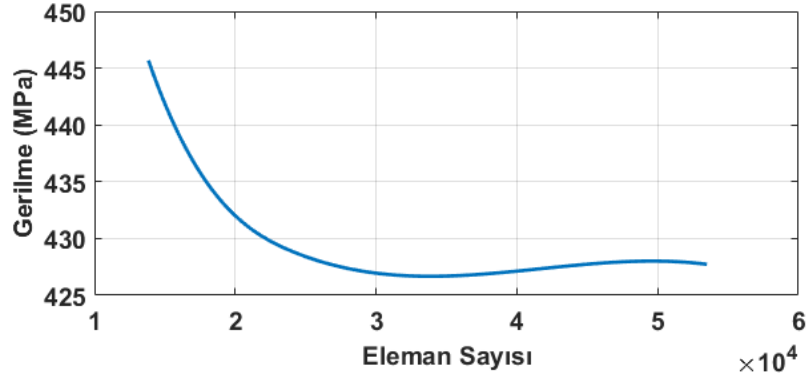
Çatlak ilerleme analizinde çatlak başlangıç noktasının belirlenebilmesi için, statik yapısal analiz yapılarak, diş dibinde oluşan maksimum gerilme değerleri ve maksimum gerilmenin olduğu noktanın koordinatları elde edilmiştir. Elde edilen koordinatlar çatlak ilerleme analizine girdi olarak verilmiştir. Gerçekleştirilen gerilme analizleri sayesinde, farklı rim kalınlıklarının ve asimetrik profilin diş dibi gerilmelerine olan etkileri sayısal olarak incelenmiştir.

Geometrileri oluşturulan, dişli çarklar analizinin gerçekleştirileceği ANSYS paket programına aktarılmıştır. Dişli malzemesi olarak Çizelge 3.6' da tanımlanan AISI 9310 çeliği tanımlanmıştır. Ardından sonlu eleman analiz prosedürü uygulanmıştır. İlk olarak aktarılan geometri sonlu elemanlara ayrılmıştır. Sonlu elemanlara ayırma işlemi, sonlu elemanlar analizinin en önemli adımlarından birini oluşturmaktadır. Eğer ağ yapısı yanlış tanımlanırsa sonuçta yanlış çıkacaktır. Bu çalışmada statik gerilme analizi için hegzahedral ağ yapısı tercih edilmiştir. Geometri çok büyük olduğundan analiz için kritik olan bölgelere daha sık, daha az önemli olan yerlere ise gevşek ağ yapısı tercih edilmiştir. Oluşturulan ağ yapısı yaklaşık olarak 38300 eleman ve 156000 düğüm noktasından oluşmaktadır. Farklı basınç açıları ve rim kalınlıkları için geometri bir miktar değişebileceğinden dolayı, oluşturulan ağ yapısındaki eleman ve düğüm nokta sayıları da bir miktar farklı olacaktır. Bu çalışmada oluşturulan örnek bir ağ yapısı Şekil 3.25'de gösterilmektedir.



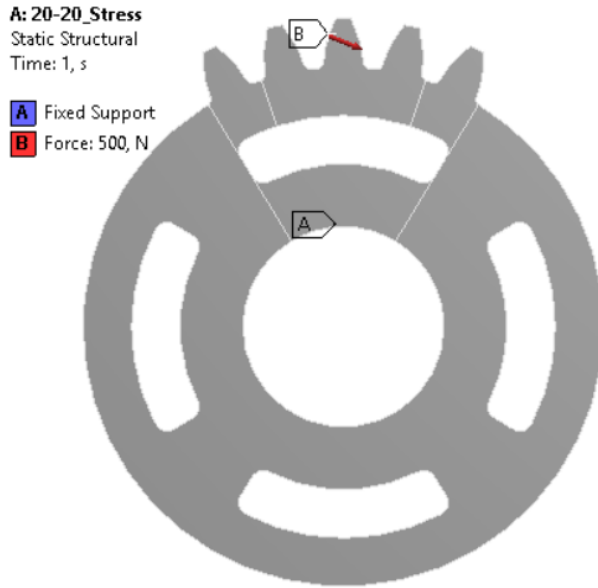
**Şekil 3.25.** Gerilme analizi için uygulanan ağ yapısı genel görünümü

Oluşturulan ağ yapısının güvenilir olduğunu göstermek için ağdan bağımsızlık çalışması da yapılmıştır. 14000, 17000, 24000, 38300 ve 53500 eleman için yapılan ağdan bağımsızlık çalışmasının sonucu Şekil 3.26’da gösterilmektedir. 38300 elemana kadar gerilme sürekli olarak azalmaktadır. 53500 elemanda ise gerilmenin çok az değiştiği görülmektedir. Bu nedenle çözümün daha hızlı ve bilgisayar alanında gereksiz veri oluşturmamak için eleman sayısı 38300 olarak belirlenmiştir.



**Şekil 3.26.** Ağdan bağımsızlık çalışması sonuçları

Ağ yapısının belirlenmesinden sonra sistemin sınır şartları tanımlanmıştır. Sınır şartları Şekil 3.27’de verilmiştir. 500 N’luk statik yük, tek dişli çifti temasının gerçekleştiği en büyük yarıçaplı nokta üzerinden basınç açısı dikkate alınarak uygulanmıştır. Dişlinin ise mil yuvası altı serbestlik derecesi de sıfır olacak şekilde sabitlenmiştir.



**Şekil 3.27.** Gerilme analiz için uygulanan sınır şartları

Sistemin sınır şartlarının belirlenmesinden sonra, analiz çözdürülerek, maksimum gerilme değerleri ve maksimum gerilmenin olduğu noktaların koordinatları çıktı olarak alınmıştır. Sonuçlar bulgular kısmında detaylı olarak ele alınmıştır.

### 3.6. Çatlak İlerleme Analizleri

Bu tez çalışmasında, çatlak ilerleme analizleri ANSYS Workbench paket programı içinde bulunan SMART Crack Growth modülü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çatlak ilerleme mekanizmaları statik çatlak ilerlemesi ve yorulma çatlak ilerlemesi olarak iki başlık altında toplanmıştır.

#### 3.6.1. Statik Çatlak İlerlemesi

Statik çatlak ilerlemesinde, kritik stres-yoğunluk faktörleri (SIF) ve J – integral, çatlak oluşma ölçütü olarak kullanılmaktadır.

Eğer  $J=J_C$  ise çatlak oluşmaya başlar,

Eğer  $K_I= K_{IC}$  ise çatlak oluşmaya başlar.

Çatlak ön düğümünün maksimum gerilme yoğunluk faktörü hesaplanır. Hesaplanan gerilme yoğunluk faktörü belirtilen kriterden büyükse, çatlak büyümeye başlar. Her çatlak ön düğümünün çatlak uzantısı ortalama çatlak ön eleman boyutuna göre hesaplanır (Eş. 3.35).

$$\Delta_{a_i} = Esize_{av} \left( \frac{K_i}{K_{av}} \right) \quad (3.35)$$

Burada:

$Esize_{av}$  : Çatlak ön bölgesindeki ortalama eleman boyutu

$K_i$  : Gerilme yoğunluk faktörü

$K_{av}$  : Ortalama gerilme yoğunluk faktörü



### 3.6.2. Yorulma Çatlak İlerlemesi

Tekrarlı yüklemelerden kaynaklı çatlak ilerleme mekanizmaları Paris kanununa göre hesaplanmaktadır. Tipik yorulma çatlak ilerlemesi kanunu, çatlak uzaması artışını, stres-yoğunluk faktörü ve stres oranı fonksiyonu olarak formüle eder (Lewicki ve ark. 1997). Paris kuralının genel hali Eş. 3.36'da verilmektedir.

$$\frac{da}{dN} = f(K, R) \quad (3.36)$$

Burada:

a : Çatlak uzaması

N : Toplam çevrim sayısı

$\frac{da}{dN}$  : Her bir yük çevriminde yorulma kaynaklı çatlak ilerleme oranı

K : Mod I Gerilme yoğunluk faktörü

R : Gerilme oranı

Gerilme oranı, gerilme yoğunluk faktörlerinin, minimum ve maksimum durumlarının birbirine oranı olarak tanımlanmaktadır (Eş. 3.37). Gerilme oranı bu çalışmada ‘0’ olarak tanımlanmıştır.

$$R = \frac{K_{\min}}{K_{\max}} \quad (3.37)$$

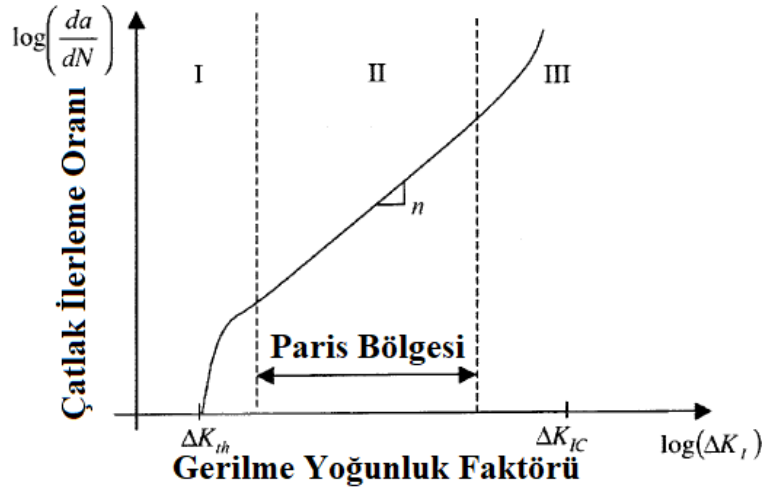
Yorulma çatlak ilerlemesi genel olarak üç bölgeye ayrılmaktadır. Bu bölgeler Şekil 3.28'de verilmiştir.

- Birinci bölge;  $K_{th}$  eşik değerinin geçildiği, fakat çatlakın oldukça limitli olduğu bölgedir.
- İkinci bölge çatlak büyümesini, logaritma ölçeğinde doğrusal olarak, ancak gerçekte üstel olarak, stres-yoğunluk faktörü ile gösterir. Bu bölgede Paris

kuralının geçerli olduğu bölge olarak karşımıza çıkmaktadır ve çatlak ilerleme analizleri bu bölge temel alınarak hesaplanmaktadır.

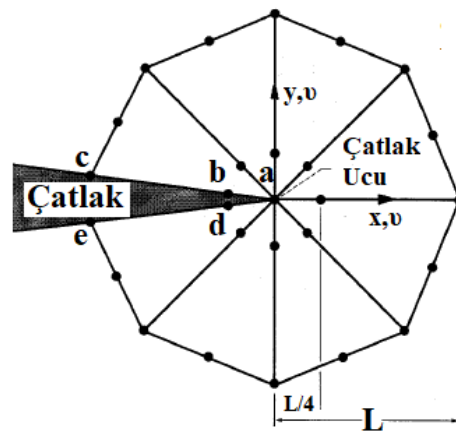
- Üçüncü bölge, genel kararsız çatlak ilerlemesini gösterir.

Yorulma çatlak ilerlemesinde eşdeğer gerilme yoğunluk faktör aralığı kullanılır.



Şekil 3.28. Çatlak ilerleme bölgeleri (Lewicki 1996)

Sonlu elemanlar yorulma çatlak ilerleme analizlerinde Mod I ve Mod II gerilme yoğunluk faktörleri, düğüm noktalarının yer değiştirmelerinin bir fonksiyonu olarak yazılabilir. Mod I ve Mod II gerilme yoğunluk faktörleri Eş. 3.38 ve 3.39 yardımıyla hesaplanabilir (Şekil 3.29).



Şekil 3.29. Quarternode, izoparametrik, altı düğümlü üçgen uçlu bir sonlu elemanlar çatlak modeli (Lewicki 1996)

$$K_I = \frac{G}{\kappa + 1} \sqrt{\frac{2\pi}{L} [4(v_b - v_d) + v_e - v_c]} \quad (3.38)$$

$$K_{II} = \frac{G}{\kappa + 1} \sqrt{\frac{2\pi}{L} [4(u_b - u_d) + u_e - u_c]} \quad (3.39)$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (3.40)$$

$$\kappa = \begin{cases} 3 - 4\nu & \text{Yüzey Gerginliği} \\ \frac{3 - \nu}{1 + \nu} & \text{Yüzey Gerilimi} \end{cases} \quad (3.41)$$

Burada:

- L : Eleman boyutu  
 v : Düğüm noktalarının x ekseninde yer değiştirmesi  
 u : Düğüm noktalarının y ekseninde yer değiştirmesi  
 E : Elastisite modülü  
 ν : Poisson oranı

Karışık mod yorulma çatlak büyümesi için, eşdeğer bir gerilme yoğunluğu faktörü aralığı kullanılır. Eşdeğer gerilme yoğunluk faktörü Eş. 3.42 kullanılarak hesaplanır.

$$\Delta K_{eqv} = \frac{1}{2} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) [\Delta K_I (1 + \cos \theta) - 3\Delta K_{II} \sin \theta] \quad (3.42)$$

Burada;

$$\Delta K_I = K_{I\max} - K_{I\min} = (1 - R)K_{I\max} \quad (3.43)$$

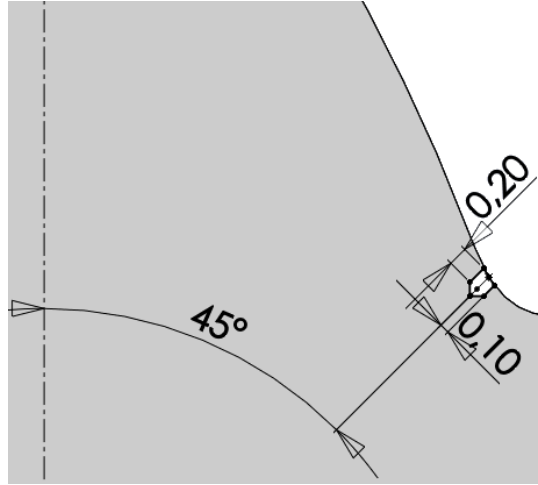
$$\Delta K_{II} = K_{II\max} - K_{II\min} = (1 - R)K_{II\max} \quad (3.44)$$

Buna göre, çatlak ilerleme açısı aşağıdaki eşitliğe göre hesaplanır.

$$\theta = \cos^{-1} \frac{3(K_{II}^{\max})^2 + (K_I^{\max})^2 \sqrt{(K_I^{\max})^2 + 8(K_{II}^{\max})^2}}{(K_I^{\max})^2 + 9(K_{II}^{\max})^2} \quad (3.45)$$

### *ANSYS Workbench SMART Crack Growth ile Çatlak İlerleme Analizi*

Çatlak başlangıç noktasının statik analiz sonucunda belirlenmesinden sonra, çatlak ilerleme analizleri gerçekleştirilmiştir. Çatlak ilerleme analizleri için, belirlenen çatlak başlangıç noktasına, başlangıç çatlağı yapay olarak açılmıştır. Tüm çatlak ilerleme analizlerinde yapay çatlak başlangıç noktaları yatay ile  $45^\circ$  açı yapacak şekilde konumlandırılmıştır. Başlangıç çatlak uzunluğu ve genişliği analizlerde kullanılan sonlu eleman ağ büyüklüğü göz önüne alınarak, 0,3 mm ve 0,2 mm olarak belirlenmiştir.  $30^\circ$  süren taraf basınç açısına sahip örnek bir geometri için oluşturulan yapay çatlak Şekil 3.30'da gösterilmektedir.

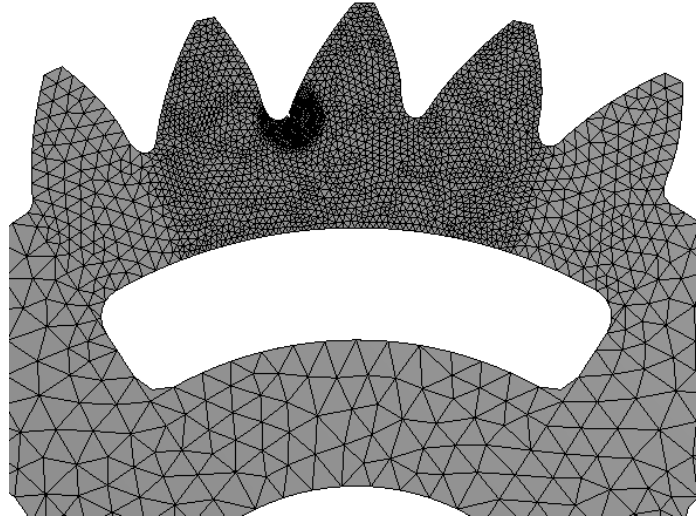


**Şekil 3.30.**  $30^\circ$  süren taraf basınç açısına bir diş için yapay başlangıç çatlağı

Yorulma çatlak ilerleme analizleri ANSYS Workbench SMART Crack Growth modülü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Başlangıç çatlakları tanımlanan CAD geometrileri ANSYS ortamına gönderilerek analizler yapılmıştır.

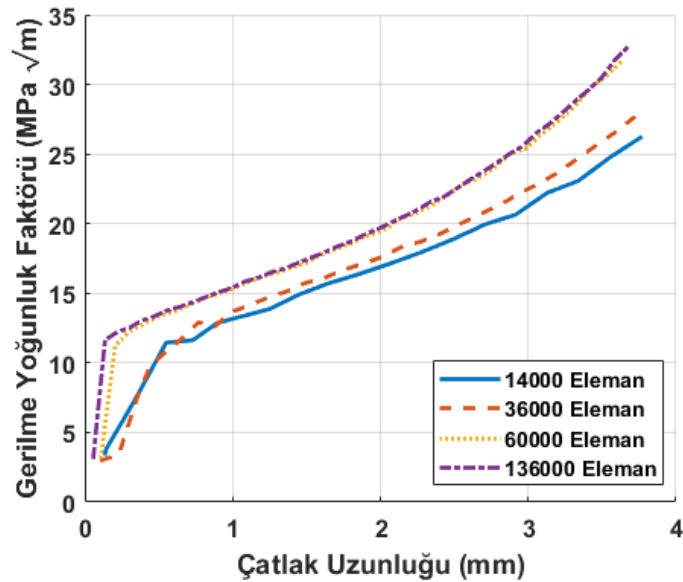
Statik gerilme analizinden farklı olarak çatlak ilerleme analizlerinde program kısıtlarından ötürü karelik tetrahedral ağ yapısı kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Ağ yapısı, çatlakın ilerlediği bölgede sık olmak üzere dişli gövdesine doğru kademeler halinde gevşetilerek uygulanmıştır. Oluşturulan ağ yapısı farklı rim ve basınç açıları için farklı sayılarda olmak üzere yaklaşık olarak 60000

eleman ve 110000 düğüm noktasından oluşmaktadır. Çatlak ilerleme analizlerde kullanılan ağ yapısının genel görünümü Şekil 3.31’de gösterilmektedir.



**Şekil 3.31.** Çatlak ilerleme analizlerinde kullanılan ağ yapısı

Ağ yapısının belirlenmesinden sonra oluşturulan ağ yapısının güvenilir olup olmadığının kontrol edilmesi için ağdan bağımsızlık çalışması bu analiz tipi için de gerçekleştirilmiştir. Dört farklı eleman sayısı 14000, 36000, 60000 ve 136000 eleman ile gerçekleştirilen farklı analizlerden elde edilen sonuçlar Şekil 3.32’de kıyaslanmıştır.



**Şekil 3.32.** Çatlak ilerleme analizi için ağdan bağımsızlık çalışması

Şekil 3.32 incelendiğinde, eleman sayısının artması ile birlikte gerilme yoğunluk faktörünün de arttığı görülmektedir. 14000-36000 ve 60000 eleman içeren analiz sonuçları arasında bir miktar fark görülmektedir. Ancak 60000 eleman ile 136000 eleman arasındaki değişim çok az olduğundan gerek çözüm süresinin kısa tutulması, gerekse hafızada gereksiz alan kaplanmaması için 60000 elemanda ağ sayısının artırılması kesilmiştir. Bu eleman sayısından sonra çözüm ağ yapısının sıklığından etkilenmemektedir.

Ağ yapısının belirlenmesinden sonra çatlak ilerleme analizinin sınır şartları tanımlanmıştır. Çatlak ilerleme analizlerinde de statik gerilme analizinde olduğu gibi, dişlinin mil ile birleşeceği göbek dairesi tamamen sabitleştirilmiştir. Diş üzerinde ise en yüksek tekil nokta üzerinden 500 N/mm' lik bir kuvvet uygulanarak sınır şartları tanımlanmıştır.

Çatlak ilerleme analizinde elde edilen çatlak geometrisine bağlı olarak, farklı hata mertebelerine sahip ve sağlıklı dişli çarklar için tek diş rijitliği ve kavrama rijitliği değerleri hesaplatılmıştır.

### **3.7. Tek Diş Rijitliği**

Dişli çarkın her bir dişi bağımsız olarak ele alındığında, özel bir profile sahip olan ankastre giriş gibi düşünülebilir. Dişli çarkın çalışması sırasında, dişin üzerine gelen yüklerden dolayı, diş üzerinde yük doğrultusunda belli bir elastik deformasyon meydana gelecektir. Bu deformasyon dişin eğilmesi, kayma ve Hertz temas deformasyonunun toplamı olarak ifade edilmektedir (Lin, 1985). Diş üzerine uygulanan toplam yükü "F" ve diş geometrisi üzerinde oluşan toplam deformasyonu "x" ile gösterecek olursak, tek diş rijitliği, dişin ilgili yarıçapı üzerine etkiyen toplam kuvvetin, toplam deformasyona oranı olarak hesaplanabilir (Eş.3.46 – 51).

$$k_{p1} = \frac{F}{x_{p1}} \quad (3.46)$$

$$k_{d1} = \frac{F}{x_{d1}} \quad (3.47)$$

$$k_{p2} = \frac{F}{x_{p2}} \quad (3.48)$$

$$k_{d2} = \frac{F}{x_{d2}} \quad (3.49)$$

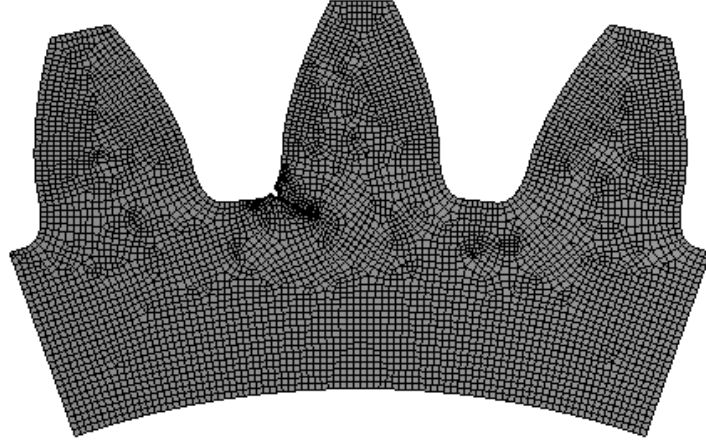
$$k_{p3} = \frac{F}{x_{p3}} \quad (3.50)$$

$$k_{d3} = \frac{F}{x_{d3}} \quad (3.51)$$

Burada “k” tek diş rijitliği, alt indisler ‘p’, ‘d’ pinyon ve dişliyi, numaralar ‘1,2,3’ temas halindeki dişli sırasını göstermektedir.

Bu çalışmada tek bir diş üzerinde oluşan toplam elastik yer değiştirmenin hesaplanabilmesi için ANSYS ortamında sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. 3D CAD modelleri oluşturulan dişli çark geometrileri ANSYS ortamına aktarılarak, genel sonlu elemanlar analiz prosedürü uygulanmıştır. Ağ yapısının oluşturulması ve çözüm süresinin kısa tutulması için, tam dişli modeli yerine literatürde kullanılan 3 diş modeli tercih edilmiştir (Pedersen ve ark. 2014).

ANSYS ortamına aktarılan geometri öncelikle sonlu elemanlara ayrılmıştır. Eleman tipi olarak hegzahedral 3D elemanlar seçilmiştir. Analizler 1 mm diş kalınlığı için gerçekleştirilmiştir. Analizlerde ortalama olarak 25000 eleman ve 110000 düğüm noktası bulunmaktadır (Şekil 3.33).



**Şekil 3.33.** Tek diş rijitliği hesabı için kullanılan ağ yapısı

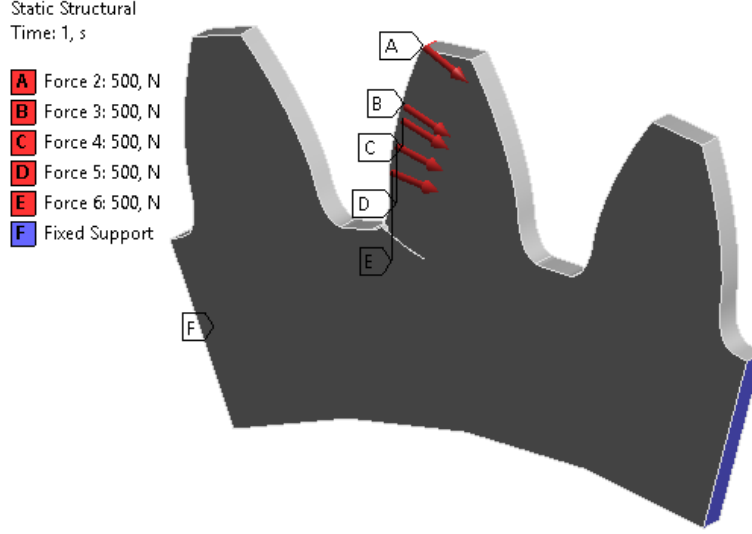
Ağ yapısı oluşturulan modelin sınır şartları Şekil 3.34' te gösterildiği gibi belirlenmiştir. Analiz tipi olarak statik durumların entegre edilmiş hali olan statik-step'li analiz türü belirlenmiştir. Bu sayede tek bir analiz ile dişli geometrisi üzerinde, beş farklı noktadan toplam deformasyon değerleri elde edilebilecektir. Bu farklı beş nokta, her bir dişli için, çalışma esnasında temas eden yüzey boyunca seçilmiştir. Seçilen her bir noktanın yarıçapı farklı olduğundan, kuvvetin dişli üzerine etkiyeceği basınç açısı da farklı olacaktır. Her bir nokta için basınç açısı Eş. 3.52'e göre hesaplanmıştır. Eş. 3.52 herhangi bir yarıçapın basınç açısı için yaklaşık sonuç vermek ile birlikte, literatürde sıkça kullanılmaktadır.

$$r_0 * \cos \alpha = r_{(i)} * \cos \alpha_{(i)} \quad (3.52)$$

Burada  $r_0$ : taksimat dairesi yarıçapı,  $\alpha=20^\circ$  taksimat dairesi üzerindeki basınç açısı,  $r_{(i)}$ : herhangi bir yarıçap,  $\alpha_{(i)}$ : herhangi bir yarıçaptaki basınç açısı olarak tanımlanmıştır.

Dişli geometrisinin merkez boşluğu ve yan yüzeylerinde ise, tüm dönme ve ötelenmeler sıfır olacak şekilde sınır şartları tanımlanmıştır. Son olarak uygulanacak kuvvet 500 N olarak belirlenmiştir. Uygulanan kuvvetin büyüklüğüne bağlı olarak, elde edilen toplam deformasyon değerleri, artıp azalabilir ancak diş rijitliğine herhangi bir etkisi olmadığından farklı bir kuvvet değeri de bu aşamada seçilebilir.





**Şekil 3.34.** Tek diş rijitliği için sonlu elemanlar modeli sınır şartları

Analizlerden çıktı olarak, diş profilindeki ilgili yarıçaplar üzerinde meydana gelen rijitlik değerleri elde edilmiştir. Bu değerler kullanılarak eğri uydurma yöntemi ile tüm bir diş profili için tek diş rijitlik eğrisi elde edilmiştir.

### 3.8. Kavrama Rijitliği

Kavrama rijitliği hesabı yapılırken, birbiri ile temas eden dişliler kendi aralarında seri bağlı yay gibi davranırlar. Arkadan gelen diğer dişli çifti ise ilk dişli çiftine paralel bağlı yay gibi davranır. Bu nedenle kavrama rijitliğinin hesaplanabilmesi için kavrama doğrusu üzerinde hangi bölgede bulunulduğunun bilinmesi gerekmektedir.

Birinci dişli çiftinin kendi arasındaki eş değer rijitliği:

$$K_1 = \frac{k_{p1}k_{d1}}{k_{p1} + k_{d1}} \quad (3.53)$$

İkinci dişli çiftinin kendi arasındaki eş değer rijitliği:

$$K_2 = \frac{k_{p2}k_{d2}}{k_{p2} + k_{d2}} \quad (3.54)$$

İkinci dişli çiftinin devrenden çıkmasından sonra, birinci dişli çifti ile tekrardan yükü paylaşan üçüncü dişli çiftinin (Şekil 3.30) kendi arasındaki eş değer rijitliği:

$$K_3 = \frac{k_{p3}k_{d3}}{k_{p3} + k_{d3}} \quad (3.55)$$

Eşitlikleri ile hesaplanabilir.

Kavrama birinci ve ikinci dişli çiftinin temasından dolayı oluşuyorsa yani kavrama |AB| arasında ise kavrama rijitliği;

$$K_{gt}=K_1+K_2 \quad (3.56)$$

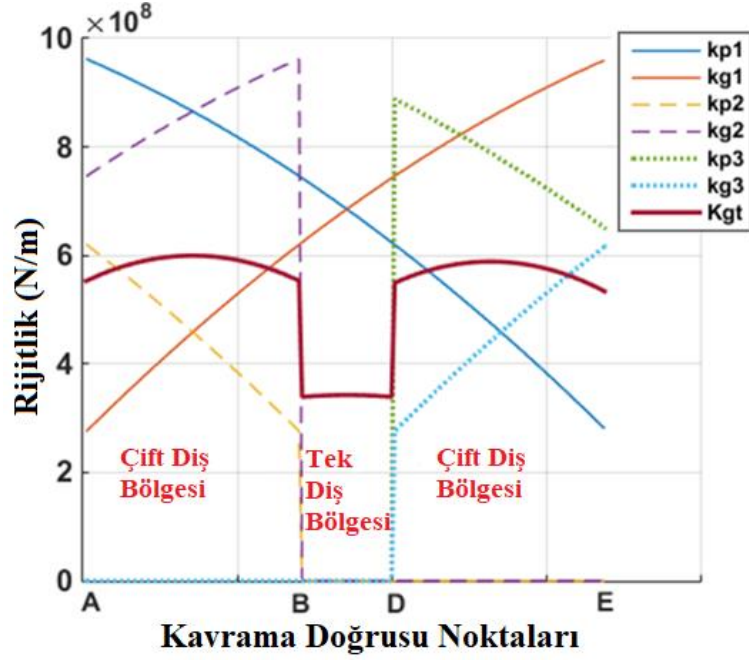
Kavrama sadece birinci dişli çiftinin temasından dolayı oluşuyorsa yani kavrama |BD| arasında ise kavrama rijitliği;

$$K_{gt}=K_1 \quad (3.57)$$

Kavrama birinci ve üçüncü dişli çiftinin temasından dolayı oluşuyorsa yani kavrama |DE| arasında ise kavrama rijitliği;

$$K_{gt}=K_1+K_3 \quad (3.58)$$

Eş. 3.53 – 3.58 kullanılarak kavrama rijitliği dişli temas noktasına göre elde edilmiştir. Temas noktalarına göre elde edilen kavrama rijitliği ifadesi, dişli dönme açısı, kavrama süresi gibi farklı değişkenlere göre de elde edilebilir. Kavrama rijitliğinin dişli temas noktalarına göre değişimi Şekil 3.35’de görülmektedir. İki dişli çiftinin temas halinde bulunduğu bölgelerde, her bir dişli çiftinin rijitliğinin paralel bağlı yay kuralı gereği toplanacağından, tek dişli çiftinin temas ettiği bölgeye göre toplam kavrama rijitliğinin daha yüksek olduğu görülmektedir.



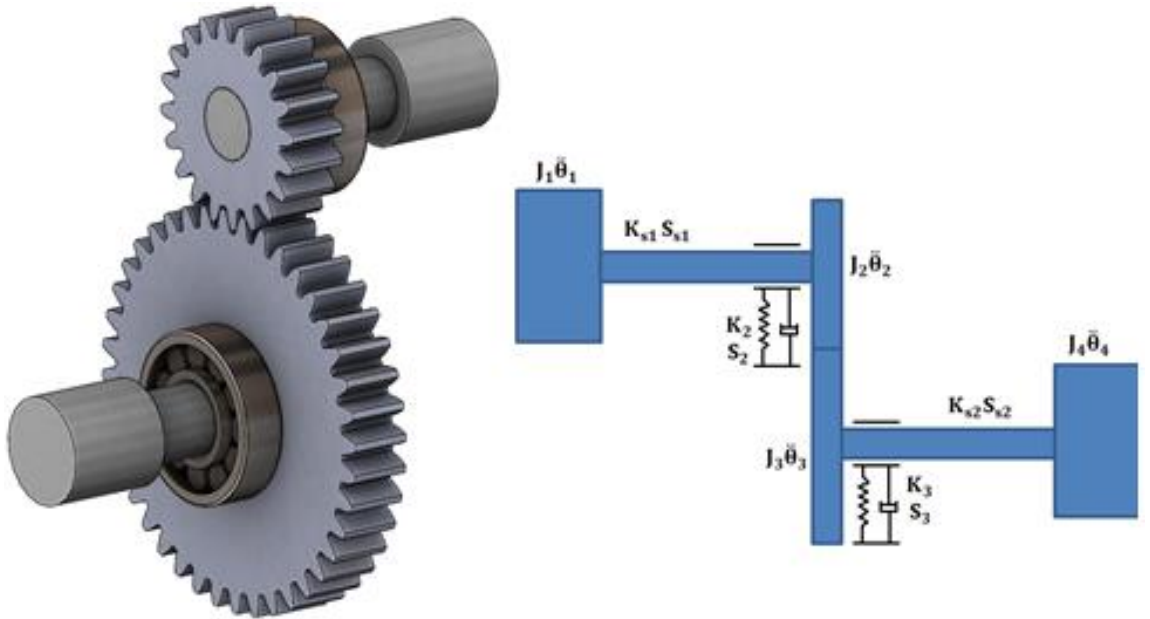
Şekil 3.35. Kavrama rijitliğinin dişli temas noktalarına göre değişimi

Sonlu elemanlar yönteminden elde edilen tek diş rijitliklerinin toplanmasıyla hem standart (simetrik profil), hem standart olmayan (asimetrik profil), hem de farklı hata mertebelerine sahip dişli çarklar için, kavrama rijitliğinin sayısal olarak hesaplanması için yöntem geliştirilmiştir. Geliştirilen yöntem ile literatürde var olan standart dişliler için geliştirilen yöntemlerin kıyaslanması bulgular bölümünde detaylı olarak anlatılmıştır.

### 3.9. Altı Serbestlik Dereceli Dişli Çark Dinamik Modeli

Dişli çarkların güç iletimini bilgisayar ortamında simüle etmek için, tasarlanan dişli kutusunun hareket denklemlerinin çıkartılıp uygun bir yol ile çözdürülmesi gerekmektedir. Bu amaçla literatürde birçok araştırmacı farklı serbestlik derecelerine sahip dinamik modeller oluşturarak çözümlenmişlerdir. Karpaz (2005) iki serbestlik dereceli, Lin (1985), Yoon ve ark. (1996) dört serbestlik dereceli, Mohammed (2015) altı, sekiz ve on iki serbestlik dereceli dinamik modeller kullanarak dinamik iletim hatası değişimi, dinamik yüklerin değişimi, frekansın değişimi ile dinamik faktörün nasıl değiştiğini gösteren hesaplamalar yapmışlardır.

Bu çalışmada altı serbestlik derecesine sahip tek kademeli bir dişli kutusunun dinamik modeli oluşturulmuştur (Şekil 3.36). Oluşturulan altı serbestlik dereceli modelin şematik görüntüsü Şekil 3.36’de gösterilmiştir. Oluşturulan dinamik modelde motor ve yük ataleti, dişlilere bağlanan millerin burulmaları, dişli çarkların birbirleri ile olan etkileşimlerinin ve dişlilerin yataklarındaki rulmanların etkilerini incelemektedir. Oluşturulan dinamik modelin çözdürülmesi ile farklı hata mertebelerine sahip standart ve standart olmayan dişli çarklar için titreşim değerleri ve dinamik iletim hatası değerleri çıktı olarak incelenmiştir.



Şekil 3.36. Altı Serbestlik Dereceli Dinamik Model

Oluşturulan altı serbestlik dereceli modelin hareket denklemleri çıkarıldığında, denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir. Model altı serbestlik dereceli olduğundan sistemin alt tane birbiri ile bağlı hareket denklemi olacaktır. Bu eşitlikler 3.59 – 64 arasında verilmiştir.

Motorun hareket denklemi;

$$J_1\ddot{\theta}_1 + S_{s1}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + K_{s1}(\theta_1 - \theta_2) = T_g \quad (3.59)$$

Pinyonun hareket denklemi;

$$J_2\ddot{\theta}_2 + S_{s1}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) + K_{s1}(\theta_2 - \theta_1) = -Wr_{b2} \quad (3.60)$$

Dişlinin hareket denklemi;

$$J_3\ddot{\theta}_3 + S_{s2}(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) + K_{s2}(\theta_3 - \theta_4) = Wr_{b3} \quad (3.61)$$

İş makinesinin hareket denklemi;

$$J_4\ddot{\theta}_4 + S_{s2}(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_3) + K_{s2}(\theta_4 - \theta_3) = -T_\zeta \quad (3.62)$$

Pinyon üzerindeki rulmanın hareket denklemi;

$$m_2\ddot{y}_2 + S_2(\dot{y}_2) + K_2(y_2) = W \quad (3.63)$$

Dişli üzerindeki rulmanın hareket denklemi;

$$m_3\ddot{y}_3 + S_3(\dot{y}_3) + K_3(y_3) = W \quad (3.64)$$

Burada; dişler arasında oluşan dinamik kuvvet Eş. 3.46 ile hesaplanır.

$$W = K_{gt}(\theta_2 r_{b2} - \theta_3 r_{b3} + y_3 - y_2) + C_{gt}(\dot{\theta}_2 r_{b2} - \dot{\theta}_3 r_{b3} + \dot{y}_3 - \dot{y}_2) \quad (3.65)$$

Dişliler arasında oluşan dinamik iletim hatası Eş. 3.47 ile hesaplanır.

$$DTE = (\theta_2 r_{b2} - \theta_3 r_{b3} + y_3 - y_2) \quad (3.66)$$

Hareket denklemlerinin çözdürülmesi için MATLAB paket programı kullanılmıştır. MATLAB ortamında sayısal çözüm için ikinci dereceden olan altı diferansiyel denklem, birinci dereceden on iki diferansiyel denkleme dönüştürülmüştür. Bu eşitlikler 3.67 – 78 arasında verilmiştir.

$$d_{q1}=(q_7) \quad (3.67)$$

$$d_{q2}=(q_8) \quad (3.68)$$

$$d_{q3}=(q_9) \quad (3.69)$$

$$d_{q4}=(q_{10}) \quad (3.70)$$

$$d_{q5}=(q_{11}) \quad (3.71)$$

$$d_{q6}=(q_{12}) \quad (3.72)$$

$$d_{q7}=(T_{in} - S_{s1}q_7 + S_{s1}q_8 - K_{s1}q_1 + K_{s1}q_2)/J_1) \quad (3.73)$$

$$d_{q8}=( (- (K_{gt(i)}(q_2r_{bp} - q_3r_{bd} + q_6 - q_5) + C_{gt(i)}(q_8r_{bp} - q_9r_{bd} + q_{12} - q_{11}))r_{bp} - S_{s1}q_8 + S_{s1}q_7 - K_{s1}q_2 + K_{s1}q_1)/J_2) \quad (3.74)$$

$$d_{q9}=( ((K_{gt(i)}(q_2r_{bp} - q_3r_{bd} + q_6 - q_5) + C_{gt(i)}(q_8r_{bp} - q_9r_{bd} + q_{12} - q_{11}))r_{bd} - S_{s2}q_9 + S_{s2}q_{10} - K_{s2}q_3 + K_{s2}q_4)/J_3) \quad (3.75)$$

$$d_{q10}=( (- T_{out} - S_{s2}q_{10} + S_{s2}q_9 - K_{s2}q_4 + K_{s2}q_3)/J_4) \quad (3.76)$$

$$d_{q11}=( ((K_{gt(i)}(q_2r_{bp} - q_3r_{bd} + q_6 - q_5) + C_{gt(i)}(q_8r_{bp} - q_9r_{bd} + q_{12} - q_{11})) - c_{r2}q_{11} - k_{r2}q_5)/m_2) \quad (3.77)$$

$$d_{q12}=( (- (K_{gt(i)}(q_2r_{bp} - q_3r_{bd} + q_6 - q_5) + C_{gt(i)}(q_8r_{bp} - q_9r_{bd} + q_{12} - q_{11})) - c_{r3}q_{12} - k_{r3}q_6)/m_3) \quad (3.78)$$

Birinci dereceden on iki diferansiyel denklem olarak yazılan hareket denklemleri, dördüncü mertebeden Runge-Kutta yöntemi ile çözdürülmüştür. Burada dişliler arasındaki zamana bağlı olarak değişen katsayıların olması nedeni ile ODE komutları kullanılmamış olup, Runge-Kutta algoritması doğrudan kullanıcı tarafından yazılmıştır. Diferansiyel denklemleri katsayıları sabit olanlar ve zamana bağlı değişken olanlar şeklinde iki grupta toplanmıştır. Bu katsayıların hesaplanmasını tek tek inceleyecek olursak;

### Sabit Katsayıların Hesabı

Bu katsayılar zamana bağlı olarak değişmeyen çözüm süresince sabit olan katsayılardır. Bu katsayılar MATLAB ortamında doğrudan hesaplanarak diferansiyel denklemlerde yerine yazılmıştır.

- *Kütle Atalet Momenti Hesabı*

$$J_2 = m_2 r_{b2}^2 \quad (3.79)$$

$$J_3 = m_3 r_{b3}^2 \quad (3.80)$$

$$J_M = J_L = 3J_2 = 3J_3 \quad (3.81)$$

- *Şaftların Rijitliği*

$$K_{s1} = I_p G / L \quad (3.82)$$

$$K_{s2} = I_p G / L \quad (3.83)$$

Burada;  $I_p$ : shaftın polar atalet momenti,  $G$ : Kayma Modülü,  $L$ : Shaftın Boyu olarak tanımlanmıştır.

- *Şaftların Sönümü (Nms)*

$$C_{s1} = 2\check{\xi}_1 \left[ \frac{K_{s1}}{\left[ \left( \frac{1}{J_1} \right) + \left( \frac{1}{J_2} \right) \right]} \right]^{\left( \frac{1}{2} \right)} \quad (3.84)$$

$$C_{s2} = 2\check{\xi}_2 \left[ \frac{K_{s2}}{\left[ \left( \frac{1}{J_4} \right) + \left( \frac{1}{J_3} \right) \right]} \right]^{\left( \frac{1}{2} \right)} \quad (3.85)$$

Bu ifadeler literatürden elde edilmiştir.  $\check{\xi}_1, \check{\xi}_2$  = Şaftların kritik sönümü (0.005 ile 0.075 arası alınabilir Yoon ve ark. 1996)

- *Rulmanların Rijitlik ve Sönümleri*

Rulmanların rijitlik ve sönüm değerleri literatürden yararlanılarak dinamik modellerde yerine yazılmıştır (Ozguven 1991).

Çizelge 3.7' de dinamik modelde hesaplanan ve literatürde alınarak, kullanılan sabit katsayılar verilmektedir.

**Çizelge 3.7.** Dinamik modelde kullanılan sabit değerler

Pinyon Hızı (d/d)	1000
Pinyon ve dişlinin kütle atalet momentleri (kgm <sup>2</sup> )	0,0017
Motor ve yükün kütle atalet momentleri (kgm <sup>2</sup> )	0,0052
Kayma modülü (N/mm <sup>2</sup> )	79300
Şaftların burulma rijitlikleri (Nm/rad)	10897
Şaftların sönümleri (Nms/rad)	0,0752
Şaft uzunluğu (m)	0,3
Pinyon ve dişlinin kütleleri (m <sub>2</sub> -m <sub>3</sub> ) (kg)	0,9918
$\xi_1$ - $\xi_2$	0,01
$\xi_t$	0,1
Aktarılan güç (kW)	10
Diş genişliği (mm)	25,4
Rulman rijitliği (N/m)	8x10 <sup>9</sup>
Rulmanların sönümü (Ns/m)	5000



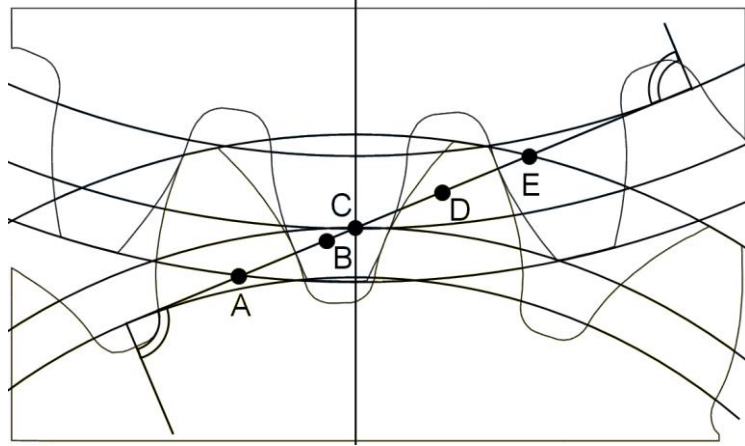
### Zamana Bağlı Değişen Katsayı Hesabı

Kavrama rijitliği, dişliler arasındaki sönüm, dişliler arasındaki sürtünme kuvveti ve sürtünme momenti zamana bağlı olarak değişmektedir. Bu değişkenler, bir kavrama uzunluğunun  $n$  sayıda noktaya bölünmesi ile elde edilmiştir.

- *Kavrama Rijitliği*

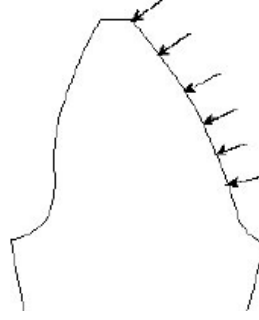
Kavrama rijitliği hesabı detaylı olarak Bölüm 3.9' da anlatılmıştır. Burada kısaca değinecek olursak;

Kavrama doğrusu üzerinde  $|AB|$  ve  $|DE|$  arası çift diş bölgesi,  $|BD|$  arası tek diş bölgesidir (Şekil 3.37). Bu nedenle kavrama rijitliği bu aralıkta sürekli değişim halindedir. Bu değişimin bulunabilmesi için tek diş rijitliğinin, diş yarıçapına bağlı olarak hesaplanması gerekmektedir.



**Şekil 3.37** Kavrama Doğrusu

Tek bir dişin rijitliğinin bulunması için diş ankastre kiriş gibi kabul edilmiştir. Tek diş rijitliğinin bulunması için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır (Şekil 3.38). Diş yüzeyine belli noktalara kuvvet uygulanarak deplasman değerleri bulunmuş ve diş profilinin farklı noktaları için diş rijitlikleri hesaplanmıştır.



**Şekil 3.38.** Tek diş rijitliği için farklı kuvvetlerin diş profiline uygulanması (Karpat 2005).

MATLAB programında kullanılmak üzere kavrama rijitliği hesabı önceki bölümde (Bölüm 3.8 – 3.9) geniş olarak anlatılmış olan yöntem doğrultusunda hesaplatılmıştır.

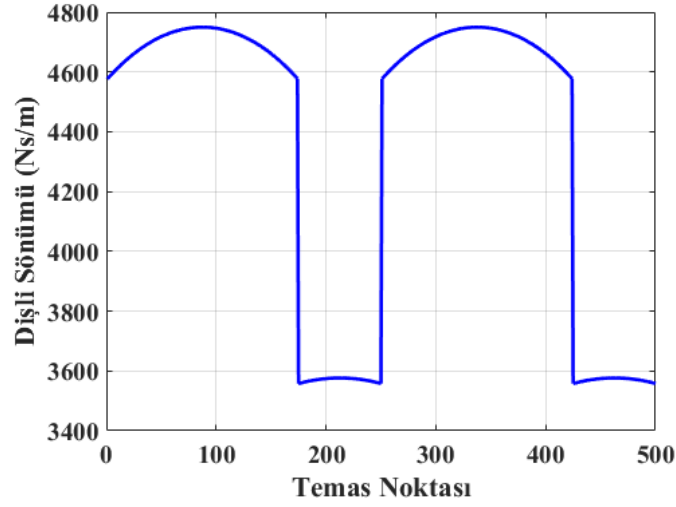
- *Dişler Arasındaki Sönüm*

Kasuba ve Evans (1981) tarafından önerilen sönüm ifadesi, burada da sönümü tanımlamak için kullanılmıştır. Bu ifade doğrudan dişler arasındaki kavrama rijitliğine bağlı bir ifadedir.

$$C_{gt} = 2\check{\xi}_t \left[ \frac{K_{gt}}{\left[ \left( \frac{r_{b2}^2}{J_2} \right) + \left( \frac{r_{b3}^2}{J_3} \right) \right]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.86)$$

Burada kritik sönüm oranı “ $\check{\xi}_t$ ” değeri Karpat 2005’in önerisine göre, düz dişli çarklar için 0,03 ile 0,17 arasında alınabilir. Bu çalışmada “ $\check{\xi}_t$ ” değeri 0,1 olarak belirlenmiştir.

Şekil 3.39 ‘da dişli kavrama temas noktasına karşılık gelen sönüm değerleri verilmiştir. Şekil incelendiğinde dişler arasındaki sönümün kavrama rijitliğinin bir fonksiyonu olduğu görülmektedir.



Şekil 3.39. Dişler arasındaki sönümün değişimi

- *Sürtünme Katsayısı*

Dişli çarklar arasındaki sürtünme katsayısı hesabı için literatürlerde çeşitli modeller bulunmaktadır. Bu çalışmada dişler arasındaki sürtünme katsayısını veren ve Buckingham (1949) tarafından geliştirilen yarı ampirik ifade kullanılmıştır.

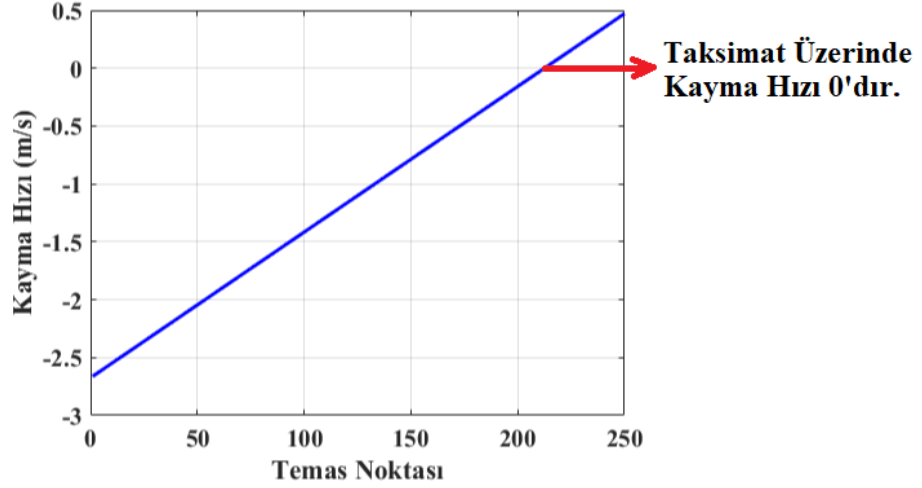
$$f(t) = \frac{0.05}{e^{0.125V_s}} + 0.002\sqrt{V_s} \quad (3.87)$$

Burada " $V_s$ " dişler arasında rölatif kayma hızını ifade etmektedir ve aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$V_s(t) = \left[ \frac{V(R_{p1} + R_{p2})}{R_{p1}R_{p2}} \right] \left( \sqrt{r_1^2 - R_{b1}^2} - R_{p1} \sin \theta \right) \quad (3.88)$$

Burada;

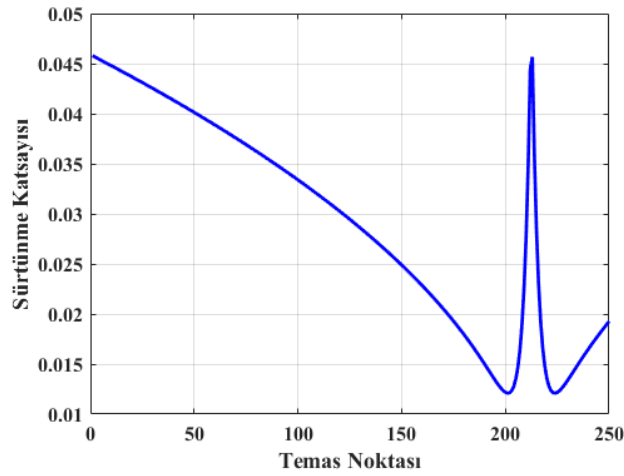
- V :Taksimat üzerindeki dişli hızı
- $R_{p1}, R_{p2}$  :Pinyonun ve dişlinin taksimat dairesi çapı
- $r_1$  :Kavrama olayı sırasında pinyon üzerindeki herhangi bir yarıçapı değeri
- $R_{b1}$  :Pinyonun temel dairesinin yarıçapı
- e : Doğal logaritma tabanı



**Şekil 3.40.** Kavrama doğrusu üzerinde kayma hızının değişimi

Şekil 3.40' da |AD| arasındaki kavrama doğrusu üzerinde  $z_1=36$ ,  $z_2=36$  ve pinyon dönme hızı 1000 d/d için kayma hızı değişimi verilmiştir. Kayma hızı C noktasına (taksimat dairesine) kadar negatif yönde olup değeri sürekli azalmıştır. Tam taksimat noktası üzerinde pinyon ile dişli arasında rölatif hareket olmayacağından bu noktada kayma hızı 0'dır. Taksimat geçildikten dişlinin döndürme yönü değişeceğinden, kayma hızı da yön değiştirerek pozitif değerler almaya başlamıştır.

Elde edilen kayma hızı ifadesi, yukarıdaki Buckingham tarafından geliştirilen sürtünme katsayısı ifadesinde yerine yazılırsa dişliler arasındaki sürtünme katsayısı dişlinin konumuna göre hesaplanabilir. Buna göre elde edilen sonuç Şekil 3.41' de verilmiştir.



**Şekil 3.41.** Kavrama doğrusu üzerinde sürtünme katsayısının değişimi

Şekil 3.41' de kavrama doğrusu üzerindeki sürtünme katsayısı değişimi verilmiştir. Sürtünme katsayısı rölatif kayma hızının yüksek olduğu, bölgelerde 0,08 değeri ile başlamış ve rölatif kayma hızının düşük olduğu taksimat dairesi bölgesine kadar düşmüştür. Taksimat üzerinde kayma yönü değişip, hızının artmasından dolayı sürtünme katsayısı da azalma yönünü değiştirerek artmaya başlamıştır.

- *Dişli Sürtünme Momentleri*

Sürtünme momenti dişlilerin birbirlerine yaklaşması ve uzaklaşmasına bağlı farklı bölgelerde farklı ifadelerle hesaplanmaktadır.

Yaklaşma bölgesi |AB| çift diş bölgesi:

$$T_{fp}(t) = rbp[-f_r(t)W_a + f_a(t)W_b] \quad (3.89)$$

$$T_{fg}(t) = rbd[-f_r(t)W_a + f_a(t)W_b] \quad (3.90)$$

Yaklaşma bölgesi |BC| tek diş bölgesi:

$$T_{fp}(t) = rbp f_a(t) W \quad (3.91)$$

$$T_{fg}(t) = rbd f_a(t) W \quad (3.92)$$

Ayrılma bölgesi (CD) tek diş bölgesi:

$$T_{fp}(t) = -rbp f_a(t) W \quad (3.93)$$

$$T_{fg}(t) = -rbd f_a(t) W \quad (3.94)$$

Ayrılma bölgesi (DE) çift diş bölgesi:

$$T_{fp}(t) = rbp[-f_r(t)W_a + f_a(t)W_b] \quad (3.95)$$

$$T_{fg}(t) = rbd[-f_r(t)W_a + f_a(t)W_b] \quad (3.96)$$

Burada;

$f_r(t)$  : Ayrılma bölgesi ortalama sürtünme katsayısı

$$f_r(t) = 2f(t)/3 \quad (3.97)$$

$f_a(t)$  : Yaklaşma bölgesi ortalama sürtünme katsayısı

$$f_r(t) = 4f(t)/3 \quad (3.98)$$

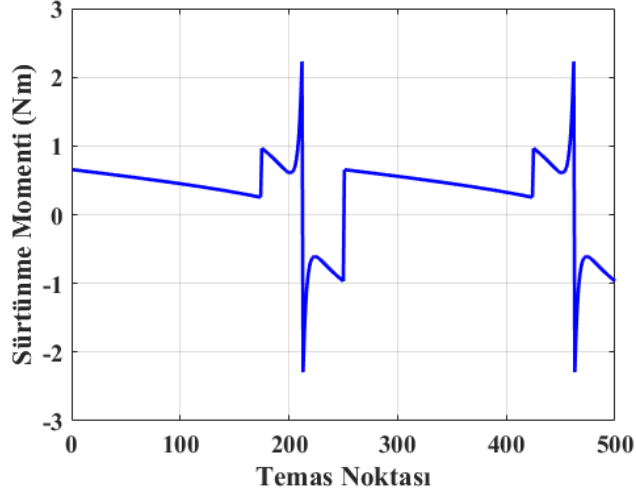
$W$  : Nakledilen statik yük,

$W_a, W_b$ : Pinyon ve dişlinin kavrama süresince taşıdığı yük miktarı

$$W_a = W * K_1 / K_{gt} \quad (3.99)$$

$$W_b = W * K_2 / K_{gt} \quad (3.100)$$

Yukarıdaki denklemler kullanılarak elde edilen örnek bir sürtünme momenti değişimi Şekil 3.42' de gösterilmektedir.



**Şekil 3.42.** Kavrama doğrusu üzerinde sürtünme momenti değişimi (İki kavrama olayı için)

### 3.10. İstatistikî İndikatörler

İstatistikî indikatörler, anlamlı verilerin karşılaştırılmasını sağlamak için belirli bir zaman, yer ve diğer özellikler için istatistiksel verileri temsil eden bir veri ögesidir. Literatür incelendiğinde bir çok araştırmacının istatistikî indikatörleri kullanılarak dişli çarklar ve diğer makine elemanları için hataları saptadıkları görülmektedir. Liang (2016) planet mekanizmalarında meydana gelen çatlak hatalarının tespit edilmesi için dinamik model oluşturmuştur. Dinamik modelden elde ettiği, ivmelenme ve yer değiştirme sinyalleri için RMS indikatörünün değişiminden yararlanarak hatanın varlığını tespit etmiştir. Mohammed ve ark. (2016) sekiz ve altı serbestlik dereceli dinamik modellerden elde ettiği deplasman değişim sinyallerinin Kurtosis ve RMS indikatörleri yardımıyla değerlendirmiştir. İndikatörleri yüzdelik değişimlerine karşılık gelecek şekilde dişli çatlakları için hata mertebeleri belirlenmiştir. Wang ve ark. (2017)

dişli çatlaklarında meydana gelen çatlak tespit edilmesi için nümerik model geliştirmiştir. Farklı hata mertebelerine sahip dişli çarklar için kavrama rijitlikleri analitik olarak hesaplanmış ve bu değerler altı serbestlik dereceli dinamik modelde kullanılarak her bir hata seviyesi için titreşim değerleri elde edilmiştir. Bu değerlerin değerlendirilmesinde, Kurtosis ve RMS indikatörleri kullanılarak hatanın mertebesi belirlenmiştir. Dogan ve ark. (2019) asimetrik dişli çarklarda çatlak miktarının tespit edilmesi için, dinamik iletim hatası ve titreşim sinyallerini üç farklı indikatör yardımı ile değerlendirmiştir. Kurtosis, RMS, ve Crest Faktör indikatörlerinin farklı hata mertebelerine sahip sinyaller için değişimine bakılarak hata miktarları belirlenmiştir. Crest Faktörü en etkin parametre olduğu tespit edilmiştir.

Bu çalışmada çatlakların belirlenmesi için dinamik iletim hatalarında ve titreşim sinyallerinde meydana gelen değişimler istatistiki olarak incelenmiştir. Her bir sinyal için istatistiki indikatörler hesaplanmıştır. Sağlıklı durum için belirlenen indikatörler referans değerler olarak belirlenmiş; ardından hata mertebelerine göre indikatörlerin değişim miktarları irdelenerek, hatanın hangi aşamada olduğu, kolay veya zor tespit edilip edilemeyeceği belirlenmiştir. RMS, Kurtosis, Crest Faktör, Ortalama (Mean), Standart Sapma ve Varyans değerleri istatistiki indikatör olarak hata tespiti çalışmasında kullanılmıştır. Bu indikatörler dışında literatürde çok farklı sayıda hata tespiti ve izlenmesine yönelik indikatörler mevcuttur. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar doğrudan bir dinamik modelden elde edildiği için, herhangi bir gürültü ve benzeri bir sinyali bozucu etkenin varlığı olmadığından dolayı temel istatistiki indikatörler çözüm için yeterli olacaktır. Literatür incelendiğinde nümerik çalışmalarda genellikle bir veya iki indikatörün değişiminin incelenmesi hata tespiti için yeterli olduğu görülmektedir.

RMS: Verinin ortalama karekök değeri olarak adlandırılır. Titreşim ve ses sinyalinin güç içeriği ölçüsü olarak tanımlanmaktadır.

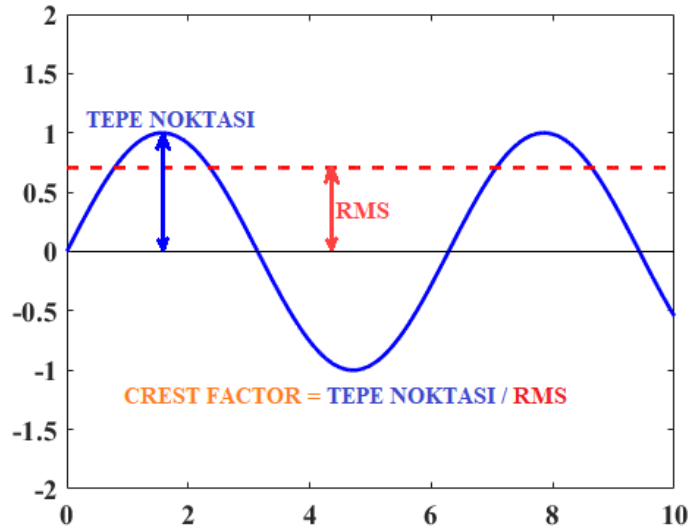
$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i|^2} \quad (3.101)$$

**Kurtosis:** Bir sinyalin dördüncü derece normalleştirilmiş momenti olarak tanımlanır. Sinyalin tepe karakteristiğini ortaya koyar. Hasara bağlı olarak dişli titreşimlerdeki artışlar kurtosis değerinin de artmasına neden olacaktır. Sağlıklı sistemlerde bu değer 3 civarındadır.

$$Kurtosis = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 / \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \right)^2 \quad (3.102)$$

**Crest Factor:** Sinyal içerisindeki maksimum pozitif tepe değerinin RMS değerine oranı olarak tanımlanır. Sağlıklı dişlilerde 2 ile 6 arasında olması beklenir. Bir sinüs fonksiyonu için, Crest Faktör, RMS ve sinyalin maksimum noktası arasındaki ilişki Şekil 3.43’ de verilmektedir.

$$CF = \frac{\max|x_i|}{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i|^2}} \quad (3.103)$$



**Şekil 3.43.** Sinüs fonksiyonu için RMS, tepe noktası, Crest faktör ilişkisi

**Ortalama (Mean):** Sinyal içerisindeki tüm değerlerin sinyaldeki nokta sayısına bölümü ile elde edilen sinyalin ortalama değeri olarak tanımlanır. Herhangi bir sinyal için ortalama değer Eş. 3.104 yardımı ile hesaplanabilir.



$$\mu = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N A_i \quad (3.104)$$

Standart Sapma: Bir sinyaldeki değerlerin, sinyalin ortalama değerinden farklarının karelerinin toplamının, sinyaldeki eleman sayısının bir eksiğine bölümünün karekökü olarak tanımlanır. Standart sapmayı hesaplamak için sistemin ortalama değerinin de hesaplanması gerekmektedir.

$$S = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N |A_i - \mu|^2} \quad (3.105)$$

Burada  $\mu$  yukarıda verilen sinyalin ortalama değeridir.

Standart sapma bir sinyal içerisindeki verilerin ortalama değere ne kadar yakın olduğu konusunda bilgi vermektedir. Eğer standart sapma değeri küçükse sinyal içerisindeki veriler ortalama değere yakın dağılmaktadır. Veri homojen olup, verinin ayırt ediciliği düşüktür. Eğer standart sapma değeri büyük ise; ‘‘veriler ortalama değerden uzak noktalarda dağılmıştır’’ sonucu çıkmaktadır. Heterojen bir veri kümesi vardır. Bu nedenle eğer bir sinyaldeki tüm değerler eşit ise standart sapma değeri de sıfır olacaktır.

Varyans: Bir sinyaldeki verilerin, ortalama değerlerden sapmalarının kareleri toplamı olarak ifade edilebilir. Kısaca standart sapmanın karesi olarak karşımıza çıkmaktadır. Standart sapmanın hesaplanmasında kök alma işlemi olduğundan dolayı verilerin değişimini daha net görebilmek için varyans değeri de bu çalışmada hata indikatörü olarak incelenmiştir.

$$V = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N |A_i - \mu|^2 \quad (3.106)$$

#### 4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu bölümde, bu tez çalışmasında elde edilen sonuçlar sırası ile verilmektedir. Öncelikle statik gerilme analiz sonuçları ve çatlak başlangıç noktasının tespit edilmesi anlatılmıştır. Çatlak başlangıç noktasına ve dişli parametrelerine bağlı olarak çatlak ilerleme yolları, çevrim sayısı – çatlak ilerleme miktarı, gerilme yoğunluk faktörü – çatlak ilerleme miktarı, çatlak ilerleme oranı – gerilme yoğunluk faktörü değişimi grafikler ile anlatılmıştır.

Çatlak ilerleme yolları belirlenen farklı hata mertebelerine sahip standart ve standart olmayan dişli çarklar için tek diş rijitlikleri ve kavrama rijitlikleri hesaplatılmıştır. Hesaplanan bu rijitlik değerleri ise dinamik modellere girdi olarak verilmiştir. Dinamik analiz sonucunda elde edilen dinamik iletim hatası değişimi ve yataklar üzerinde meydana gelen titreşim verilerinin değişimi grafikler üzerinden anlatılmıştır. Elde edilen sinyallerin hata indikatörleri değerlendirilerek, hata ve mertebesi tespit edilmiştir.

##### 4.1. Statik Gerilme Analizi Sonuçları

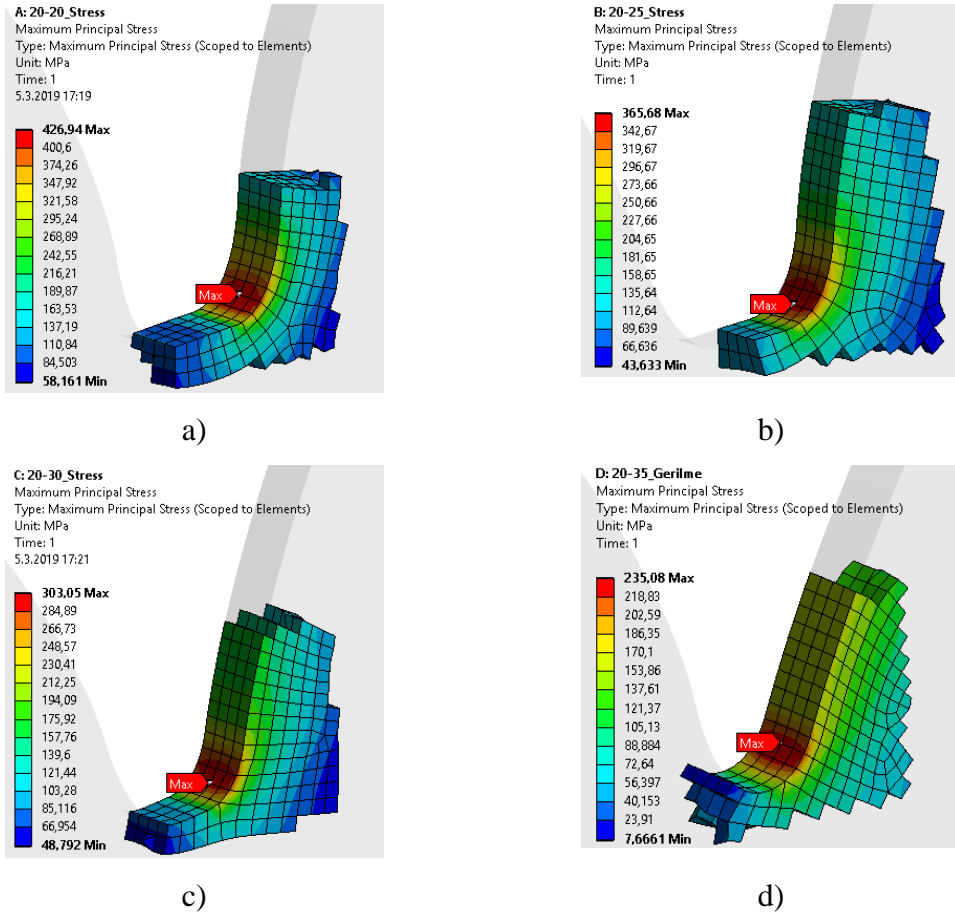
ANSYS Workbench yapısal statik analiz bölümünde gerçekleştirilen analiz sonuçları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Toplamda dört farklı basınç açısı ve dört farklı rim kalınlığı için on altı adet statik analiz gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizler literatürdeki (Bibel ve ark. 1991) benzer bir çalışma ile kıyaslanmıştır. Literatür ile doğrulanan analiz sonuçları, rim kalınlığı ve basınç açılarının dişli eğilme gerilmesi üzerine olan etkileri incelenmiştir.

Şekil 4.1’de rim oranı  $m_b=1$  için statik gerilme analiz sonuçları gösterilmektedir. Dört farklı basınç açısının eğilme gerilmesi üzerine olan etkisi görülmektedir. Sürülen taraf  $\alpha_c=20^\circ$  sabit tutularak, süren taraf basınç açısı  $20^\circ$  - $25^\circ$  - $30^\circ$  ve  $35^\circ$  olarak değiştirilmiştir (Çizelge 4.1). Burada süren taraf basınç açısının artması ile birlikte gerilme değerleri düşmüştür. Bunun nedeni, basınç açısının artması ile birlikte, dişlinin kritik kesitindeki kalınlık artmakta ve gerilme değerleri düşmektedir.  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=20^\circ$  için gerilme değeri 426 MPa olarak hesaplanmıştır.  $\alpha_d=35^\circ$  ‘ye çıktığında gerilme değeri

235 MPa kadar düşmektedir. Basınç açısının  $\alpha_d=35^\circ$  çıkması ile  $m_b=1$  için yüzde 44 oranında gerilmeye iyileşme sağlanmıştır.

**Çizelge 4.1.** Sabit ve değişken dişli tasarım parametreleri

Modül (m)	3,175 mm
Diş başı yüksekliği ( $h_a$ )	1m
Diş dibi yüksekliği ( $h_f$ )	1,352m
Diş sayısı (z)	28
Diş genişliği (b)	1 mm
Sürülen ve sürülen taraf basınç açısı ( $\alpha_c$ ) / ( $\alpha_d$ )	$20^\circ / 20^\circ-25^\circ-30^\circ-35^\circ$
Kesici takım uç yarıçapı ( $\rho$ )	0,1m
Rim oranı	0,3 – 0,5 – 1 – 3,3



**Şekil 4.1.**  $m_b=1$ , için basınç açısı değişimine bağlı olarak gerilmenin değişimi a)  $m_b=1$   $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=20^\circ$  b)  $m_b=1$   $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=25^\circ$  c)  $m_b=1$   $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=30^\circ$  d)  $m_b=1$   $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=35^\circ$

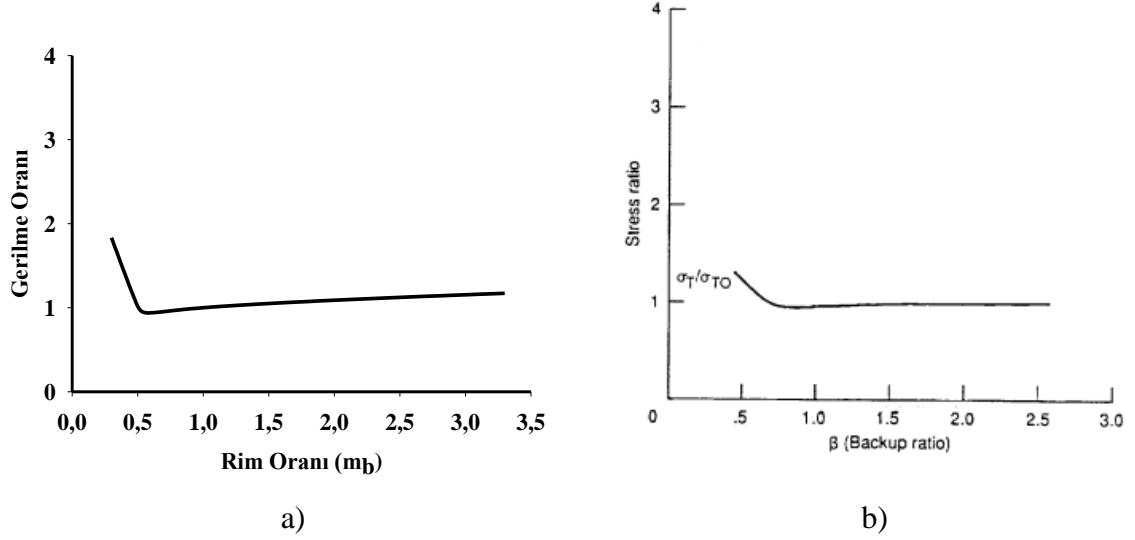
Statik analiz sonuçlarından elde edilen bir diğer sonuç ise, çatlak başlangıç notasının başladığı noktaların tespit edilmesidir. Çizelge 4.2’ de  $m_b=1$  için maksimum gerilmenin olduğu noktanın koordinatları verilmektedir. Çatlak ilerleme analizlerinde hesaplanan bu noktalar çatlak başlangıç noktası olarak kabul edilmiştir. Çizelge 4.2 incelendiğinde,  $m_b=1$  için, maksimum gerilmenin y – koordinatının pek fazla değişmediği ve x – koordinatının arttığı görülmektedir. Bunun sebebi basınç açısının artması ile birlikte, dış x – yönünde kalınlaşmaya başlamasıdır. Bu nedenle maksimum gerilmenin olduğu noktanın x – koordinatı da artmaktadır.

**Çizelge 4.2.**  $m_b=1$  için farklı basınç açılarında maksimum gerilmenin olduğu noktanın koordinatları

	x - ( Koordinatı)	y - ( Koordinatı)	z - ( Koordinatı)
20°-20°	3,3406	40,2830	0,5
20°-25°	3,81821	40,1440	0,5
20°-30°	4,22150	40,1060	0,5
20°-35°	4,6965	40,039	0,5

Literatürde farklı rim kalınlıklarının dişli eğilme gerilmesi üzerine olan etkisini inceleyen yayın sayısı sınırlı olarak karşımıza çıkmaktadır. Özellikle yapılan çalışmaların hemen hemen hepsi standart dişli çarklara ait çalışmalardır. Bu çalışmada incelenen asimetrik profile sahip dişli çarklar için farklı rim kalınlıklarının etkisinin incelendiği bir çalışma literatürde bulunmamaktadır. Bu çalışma ile birlikte bu açık alan doldurulacaktır.

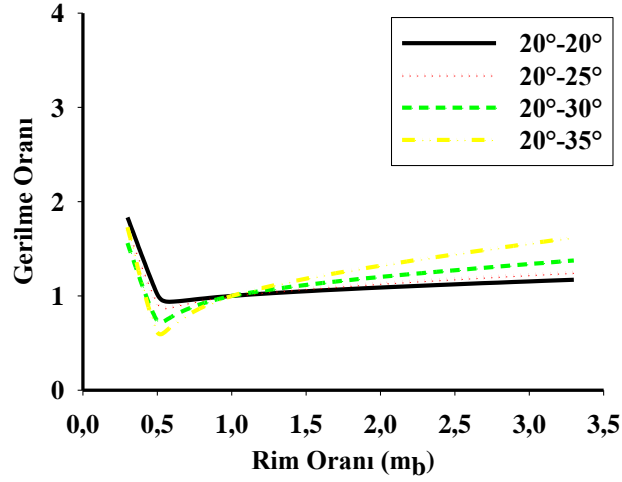
Şekil 4.2’de bu çalışmada incelenen  $\alpha_c=20^\circ$ ,  $\alpha_d=20^\circ$  simetrik profil durumunun Bibel ve ark. (1991) tarafından gerçekleştirilen çalışma ile kıyaslanması gösterilmektedir. Her iki örnek için de standart simetrik profile sahip çalışma sonuçları verilmektedir. Ancak dış başı yüksekliği ( $h_a$ ), dış dibi yüksekliği ( $h_f$ ), kesici takım uç yarıçapı ( $\rho$ ) değerleri birebir aynı değildir. İncelenen çalışmada  $m_b=0,5$  rim kalınlığı ile  $m_b=2,5$  rim kalınlığı kullanılmaktadır. Bu çalışmada ise  $m_b=0,3$ ,  $0,5$ ,  $1$  ve  $3,3$  için sonuçlar elde edilmiştir.



**Şekil 4.2.** Maksimum eğilme gerilmesi için literatür karşılaştırması a) bu tez çalışması b) Bibel ve ark. (1991)

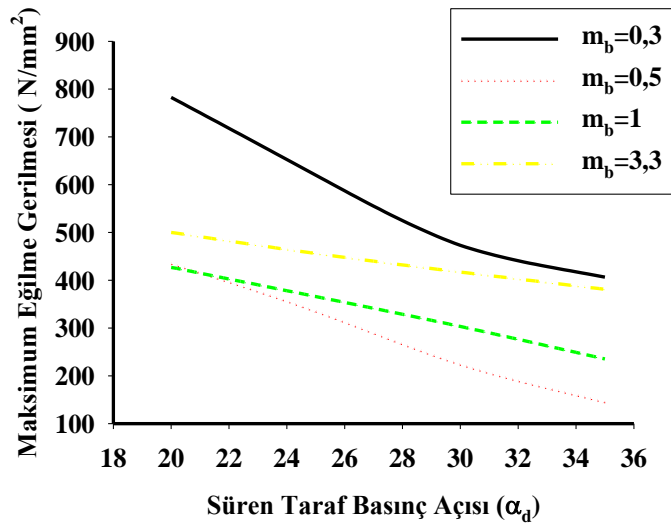
Her iki çalışmanın sonuçları incelendiğinde, gerilme değişimlerinin benzer olduğu görülmektedir.  $m_b=1$  durumu için gerilme oranı 1 olarak kabul edildiğinde  $m_b=1$ 'den büyük rim oranları için gerilmenin azda olsa arttığı belirlenmiştir. Benzer şekilde rim oranının azalması ile birlikte gerilme belli bir seviyeye kadar azalmakta, optimum bir rim kalınlığından sonra ise hızla artmaktadır. Bu çalışmada 0,5 rim kalınlığından sonra gerilme değerleri hızla artmaktadır. Her iki çalışmada da benzer sonuçlar elde edilmekle birlikte, değerler arasında bir miktar farklılıklar görülmektedir. Bunun sebebi incelenen durumların bire bir aynı olmamasından kaynaklanmaktadır.

Gerçekleştirilen çalışmada literatür ile benzer sonuçlar elde edilmesinden sonra, bu tez çalışmasında incelenen durum analizlerine geçilmiştir. Şekil 4.3'te farklı süren taraf basınç açıları için rim oranının değişmesinin, dış dibi gerilmesine olan etkisi görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde,  $m_b=1$ 'den büyük rim oranlarında, süren taraf basınç açısının artması ile birlikte gerilmenin daha fazla arttığı görülmektedir.  $20^\circ - 20^\circ$  simetrik durumda rim etkisinin en az olduğu görülmektedir.  $m_b=1$ 'den küçük durumlarda da  $m_b=1$ 'den büyük rim oranlarına benzer şekilde, büyük süren taraf basınç açısı için gerilme daha fazla düşüp, daha hızlı yükselmektedir. Sonuç olarak, yüksek basınç açıları için rim etkisi pozitif ve negatif olmak üzere, daha fazla etkili bir parametre olarak karşımıza çıkmaktadır.



**Şekil 4.3.** Farklı süren taraf basınç açılarındaki rim oranının gerilme üzerine etkisi

Şekil 4.4'te farklı rim oranlarında süren taraf basınç açısı değişiminin, dış dibi gerilmesine olan etkisi incelenmektedir. Tüm rim kalınlıklarında süren taraf basınç açısının artması ile birlikte, dış dibinde oluşan gerilme değerleri düşmektedir. Rim kalınlığının artması ile birlikte, süren taraf basınç açısının gerilme üzerine olan etkisi,  $m_b=1$ 'den sonra giderek azalmaktadır.  $m_b=0,5$  durumunda ise süren taraf basınç açısının değişimi, en etkili durum olarak karşımıza çıkmaktadır.  $m_b=0,3$  rim kalınlığında, basınç açısının artması ile birlikte, gerilme değerlerinde yaklaşık olarak %48 oranında düşüş sağlanmıştır.  $m_b=3,3$  durumunda ise bu oran %24 civarındadır.  $m_b=0,5$  ve 1 için gerilme düşme oranları ise sırasıyla %66 ve %44 olarak karşımıza çıkmaktadır.



**Şekil 4.4.** Farklı rim oranları için süren taraf basınç açısının gerilme üzerine etkisi

En yüksek gerilmeler bekleneceği üzere en düşük rim kalınlığında görülmektedir. Ancak rim kalınlığının artması ile birlikte bu düşüş doğru orantılı olarak değişmemektedir.  $m_b=0,5$  rim oranında beklenmedik şekilde en düşük gerilmelerin olduğu görülmektedir. Ancak, ardından rim kalınlığının artması ile birlikte gerilmede artmaktadır. Bu durum Bibel ve ark. (1991) tarafından şu şekilde açıklanmaktadır. Rim kalınlığının azalmaya başlaması ile birlikte, kuvvetin radyal bileşeninden dolayı, basıya çalışan ve düşük rim kalınlıklarında yüksek değerlere ulaşan, fazladan bir esneme gerilmesi meydana gelmektedir. Bu gerilme basıya çalıştığı için, diş kökünde oluşan çekiye çalışan eğilme gerilmelerinin düşük olmasına neden olmaktadır. Bu çalışmada elde edilen bulguların literatür ile uyumlu olduğu görülmektedir.

#### **4.2. Çatlak İlerleme Analiz Sonuçları**

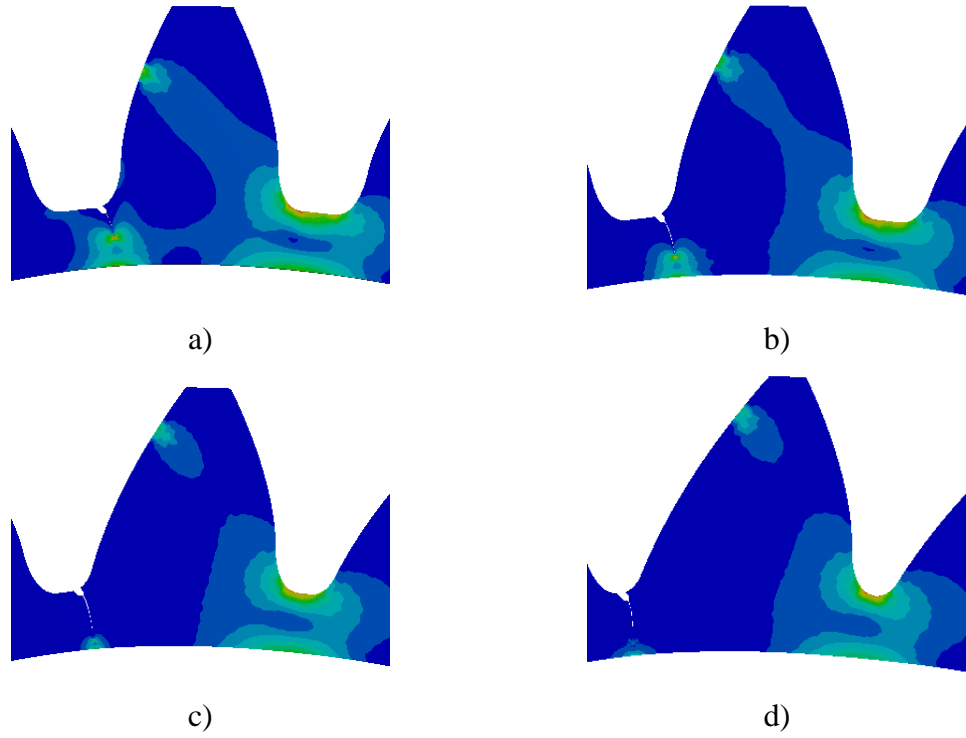
Bu çalışmada yapısal statik analizlerinden sonra, çatlak ilerleme analizleri ANSYS SMART Crack Growth modülü kullanılarak yapılmıştır. Çatlak başlangıç noktası maksimum gerilmenin olduğu nokta kabul edilerek yapılan analizler, bölüm 3.5' de anlatıldığı gibi tanımlanmıştır. Analiz sonucu olarak, farklı rim kalınlıkları ve süren taraf basınç açıları için, çatlak ilerleme yönleri, çevrim sayısı, çatlak ilerleme miktarı ve gerilme yoğunluk faktörünün değişimi göz önüne alınmıştır.

Dişli çarklarda meydana gelen çatlakların, farklı rim kalınlıklarında nasıl davranacağı önemli bir konudur. Çünkü rim kalınlığının değişmesi ile birlikte çatlağın ilerleme yönü farklı olabilecektir. Dişli çarklarda meydana gelen çatlaklar, eğer rim boyunca devam ediyorsa, bu tipteki çatlaklara tehlikeli çatlaklar denilmektedir. Bu tip çatlaklar, doğrudan doğruya diş gövdesinden ikiye bölerek, güç aktarımının kalkmasına neden olmaktadır. Diş üzerinde oluşan çatlak, tek bir diş kırma yönünde ilerliyorsa bu tip çatlaklar, gövdeye doğru ilerleyen çatlaklara göre daha az tehlikeli çatlaklar olacaktır. Çünkü çatlak tek bir diş kıracağı için güç aktarımı bir süre daha devam edebilecektir.

Bu çalışmada gerçekleştirilen çatlak ilerleme analizlerinde, analizler adım adım çözdürülmüştür. Her bir adımda çatlak miktarı bölgedeki eleman boyutu kadar arttırılmıştır. Ayrıca her bir adımda çatlak ucunda oluşan maksimum gerilme değerleri,

dişlilerin malzeme değerleri ile karşılaştırılarak, analiz sonucu oluşan gerilme, malzemenin akma değerinin altında ise bir sonraki adıma geçilmesine izin verilmiştir. Eğer çatlak üzerinde oluşan gerilme değerleri, akma değerinin üzerine çıktı ise analiz durdurularak, çatlağın bu noktaya kadar ilerleyeceği, bu noktadan ileriye hızlı bir kopma yaşanacağı kabul edilmiştir. Elde edilen son çatlak uzunluğu % 100 çatlak durumu olarak tanımlanmıştır.

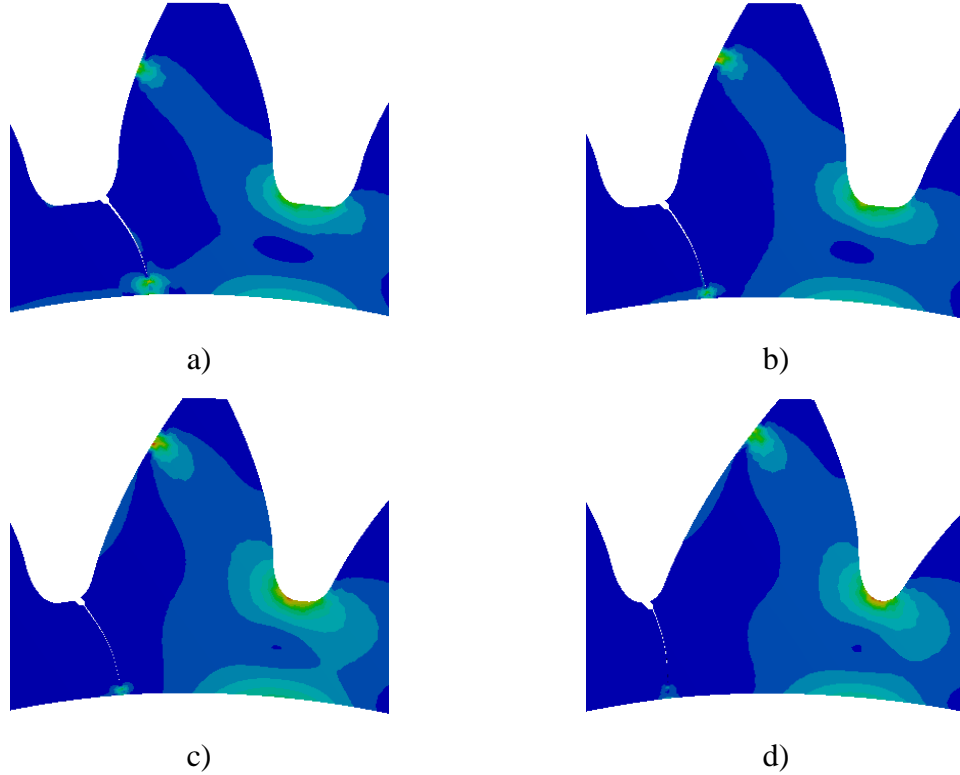
Şekil 4.5' te  $m_b=0,3$  için farklı basınç açılarındaki çatlak ilerleme yolları görülmektedir.  $m_b=0,3$  rim oranında tüm durumlar için, çatlaklar gövdeyi kırma eğiliminde davranış sergilemişlerdir. Bu nedenle  $m_b=0,3$  rim oranında oluşabilecek herhangi bir çatlak, doğrudan doğruya gövdeyi kıracağından çok tehlikeli bir durum yaratacaktır.



**Şekil 4.5.**  $m_b=0,3$  için çatlak ilerleme yolları a) 20°-20° b) 20°-25° c) 20°-30° d) 20°-35° basınç açıları

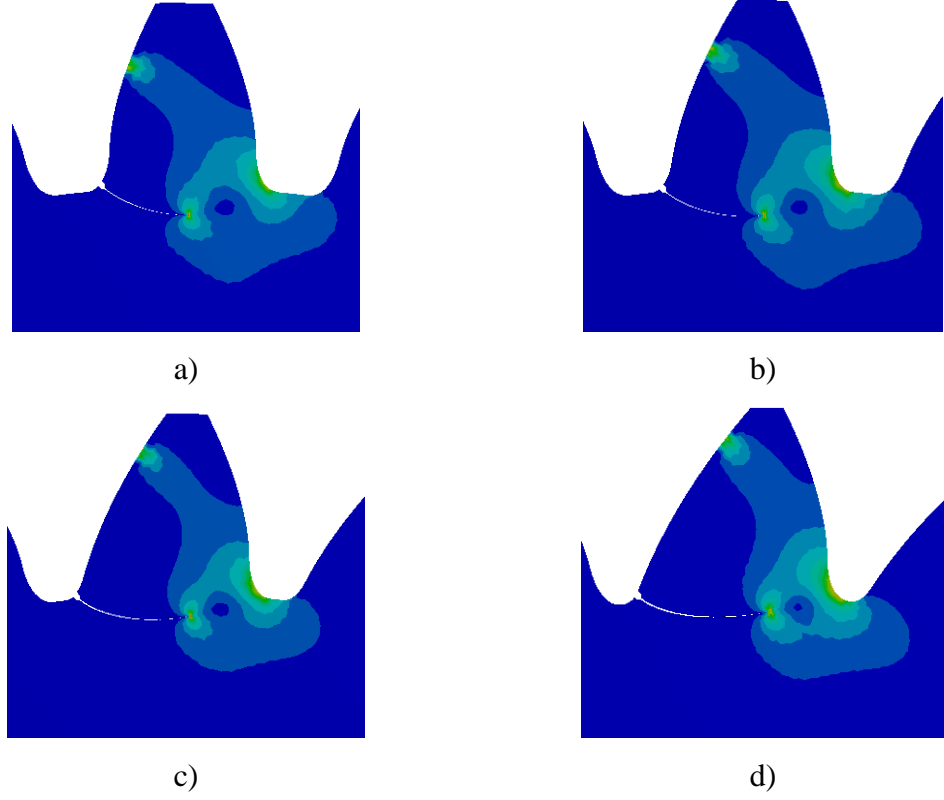


Şekil 4.6 incelendiğinde,  $m_b=0,5$  için farklı basınç açılarındaki çatlak ilerleme yolları görülmektedir.  $m_b=0,5$  rim oranında da  $m_b=0,3$ 'te olduğu gibi çatlakların benzer şekilde gövdeyi kırma eğiliminde olduğu görülmektedir. Basınç açısının artması ile birlikte, dişin kök bölgesi güçlendiğinde, çatlak daha az kavis yaparak doğrudan doğruya rimi kırma eğilimi göstermiştir.



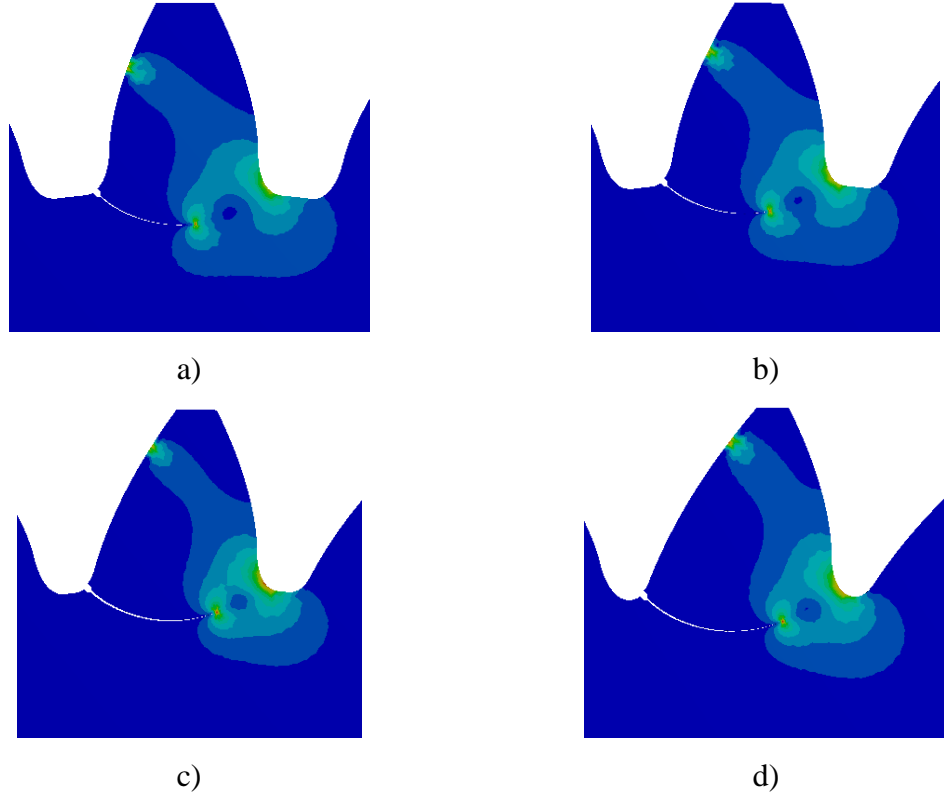
**Şekil 4.6.**  $m_b=0,5$  için çatlak ilerleme yolları a) 20°-20° b) 20°-25° c) 20°-30° d) 20°-35° basınç açıları

Şekil 4.7' de  $m_b=1$  rim oranı için farklı basınç açılarındaki çatlak ilerleme yolları görülmektedir. Burada  $m_b=0,3$  ve  $m_b=0,5$  durumlarından farklı olarak, çatlak gövdeye ilerlemek yerine, diş kökü boyunca ilerlemeye başlamıştır. Bunun nedeni, rim kalınlığının artması ile birlikte, çatlakın ilerleyebileceği en zayıf bölge, gövde bölgesinden diş kökü bölgesine doğru kaymıştır. Bu tip çatlaklar, doğrudan tek bir diş kıracağı için, rim çatlaklarına oranla daha güvenli çatlaklar olarak karşımıza çıkmaktadır.



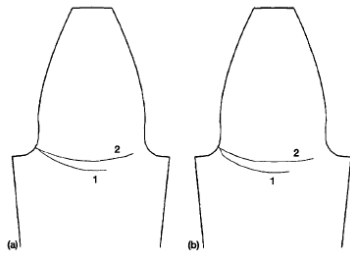
**Şekil 4.7.**  $m_b=1$  için çatlak ilerleme yolları a)  $20^\circ-20^\circ$  b)  $20^\circ-25^\circ$  c)  $20^\circ-30^\circ$  d)  $20^\circ-35^\circ$  basınç açıları

Şekil 4.8' de  $m_b=3,3$  rim oranı için farklı basınç açılarında çatlak ilerleme yolları görülmektedir. Rim kalınlığının artması ile birlikte, çatlak ilerleme yönü gövdeden dişi kırma yönüne doğru değişmiştir. Burada da rim kalınlığı, tek bir diş kalınlığına oranla çok fazla olduğundan, çatlak daha kolay olan tek bir diş kırma doğrultusunda ilerlemiştir. Burada oluşan çatlakların,  $m_b=0,3$  ve  $m_b=0,5$  rim oranlarında meydana gelen çatlaklardan daha güvenli olduğu söylenebilir.



**Şekil 4.8.**  $m_b=3,3$  için çatlak ilerleme yolları a)  $20^\circ$ - $20^\circ$  b)  $20^\circ$ - $25^\circ$  c)  $20^\circ$ - $30^\circ$  d)  $20^\circ$ - $35^\circ$  basınç açıları

Gerçekleştirilen çatlak ilerleme analizlerinin literatür ile kıyaslanması Şekil 4.9'da gösterilmiştir. Dört farklı rim kalınlığı için,  $20^\circ$ - $20^\circ$  simetrik basınç açısına sahip dişliler, bu çalışmadan elde edilen sonuçlar ile Lewicki (1996)'nın hem deneysel hem de sayısal elde ettiği çatlak ilerleme sonuçları ile kıyaslanmıştır. Bu çalışmada elde edilen çatlak ilerleme yönlerinin tüm rim kalınlıkları, Lewicki'nin hem deneysel hem sayısal olarak elde etmiş olduğu çatlak ilerleme yönleri ile bire bir uyduğu görülmüştür. Bu doğrulama çalışması ile gerçekleştirilen çatlak ilerleme analizlerinin tutarlı ve güvenilir olduğu ispatlanmaktadır.



Lewicki  $m_b=3,3$   
1. Nümerik 2. Deneysel

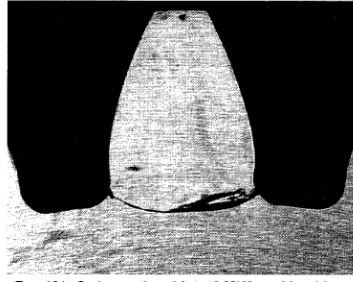
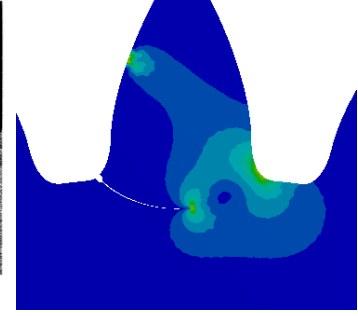
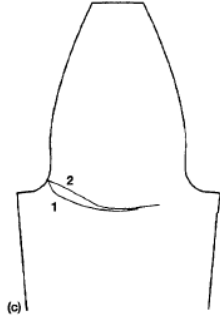


Figure 4.6.4.—Crack propagation path for test 2, S/N 02,  $m_b = 3.3$ , tooth fracture at 27.4 hr total run time (3.4 hr at 400 psi load pressure).

Lewicki  $m_b=3,3$  –  
Deneysel



Sonlu elemanlar analiz  
sonucu  $m_b=3,3$



Lewicki  $m_b=3,3$   
1. Nümerik 2. Deneysel

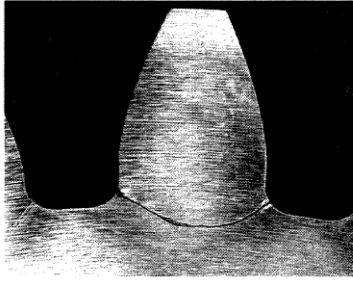
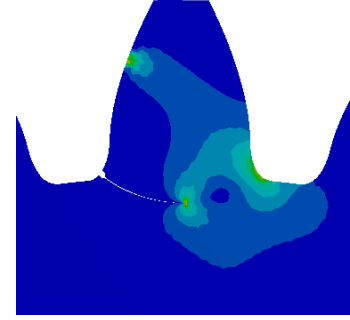
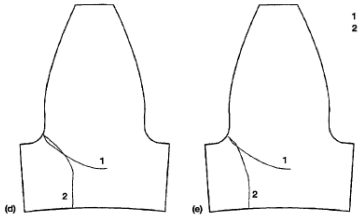


Figure 4.6.6.—Crack propagation path for test 3, S/N 03,  $m_b = 1.0$ , tooth fracture at 4.9 hr total run time (3.9 hr at 400 psi load pressure).

Lewicki  $m_b=1$  – Deneysel



Sonlu elemanlar analiz  
sonucu  $m_b=1$



Lewicki  $m_b=0,5$   
1. Nümerik 2. Deneysel

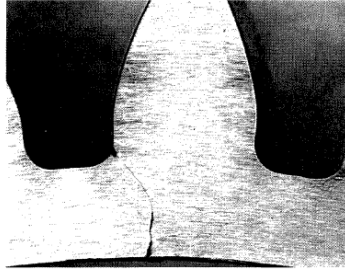
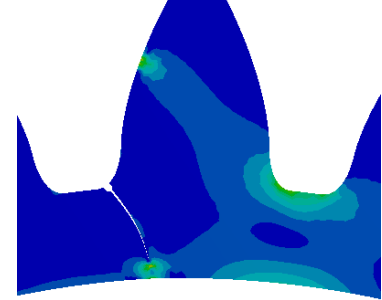
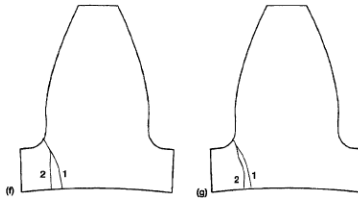


Figure 4.6.8.—Crack propagation path for test 5, S/N 05,  $m_b = 0.5$ , rim fracture at 5.4 hr total run time (4.4 hr at 400 psi load pressure).

Lewicki  $m_b=0,5$  –  
Deneysel



Sonlu elemanlar analiz  
sonucu  $m_b=0,5$



Lewicki  $m_b=0,3$   
1. Nümerik 2. Deneysel

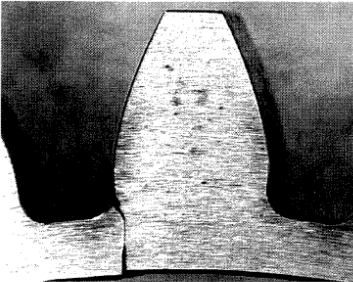
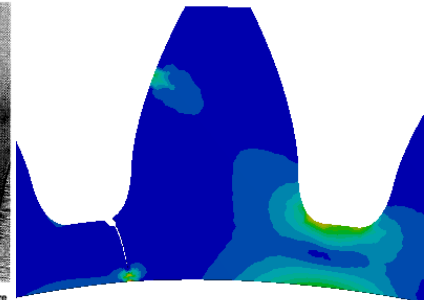


Figure 4.6.11.—Crack propagation path for test 7, S/N 07,  $m_b = 0.3$ , rim fracture at 1.2 hr total run time (9 min at 400 psi load pressure).

Lewicki  $m_b=0,3$  –  
Deneysel

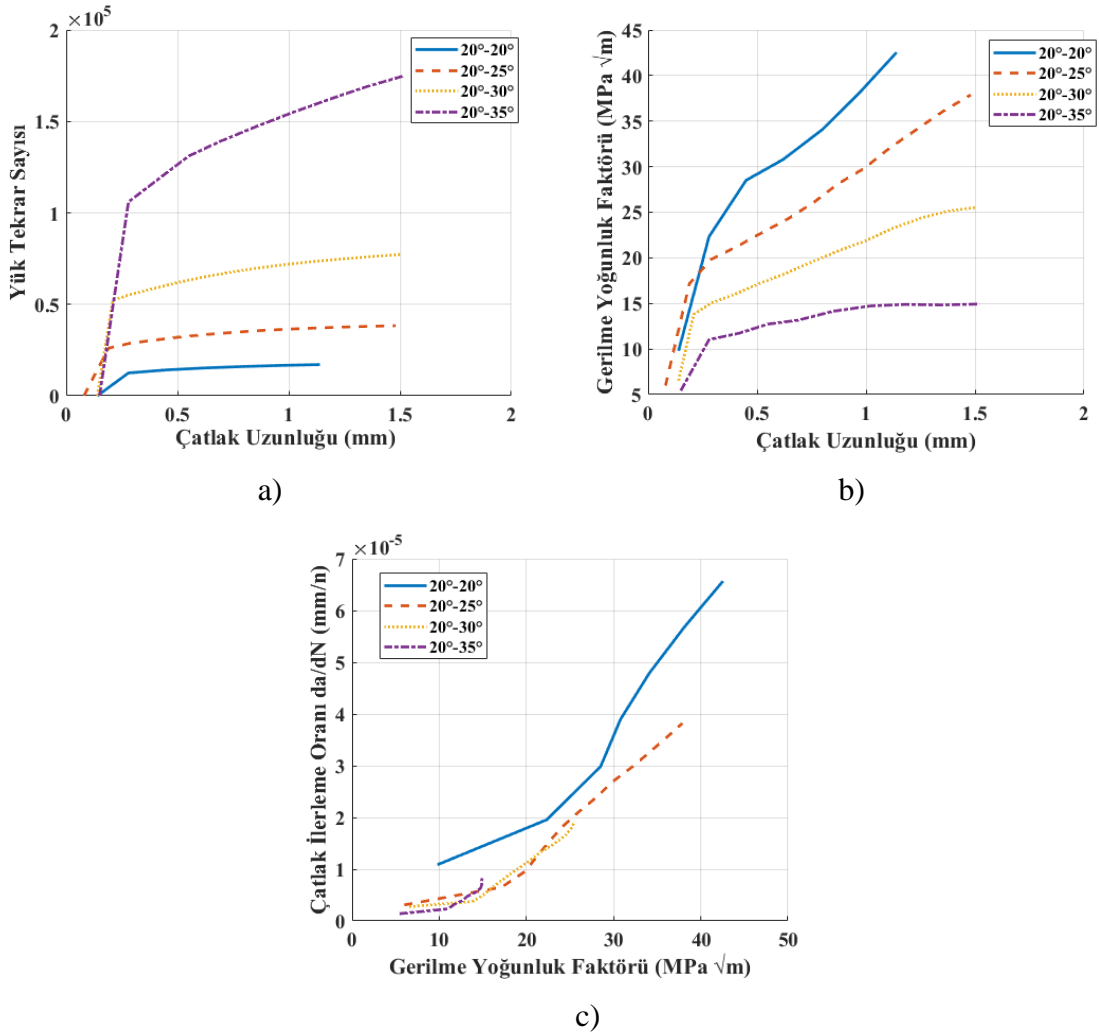


Sonlu elemanlar analiz  
sonucu  $m_b=0,3$

Şekil 4.9. Çatlak ilerleme yollarının (Lewicki 1996) ile doğrulanması

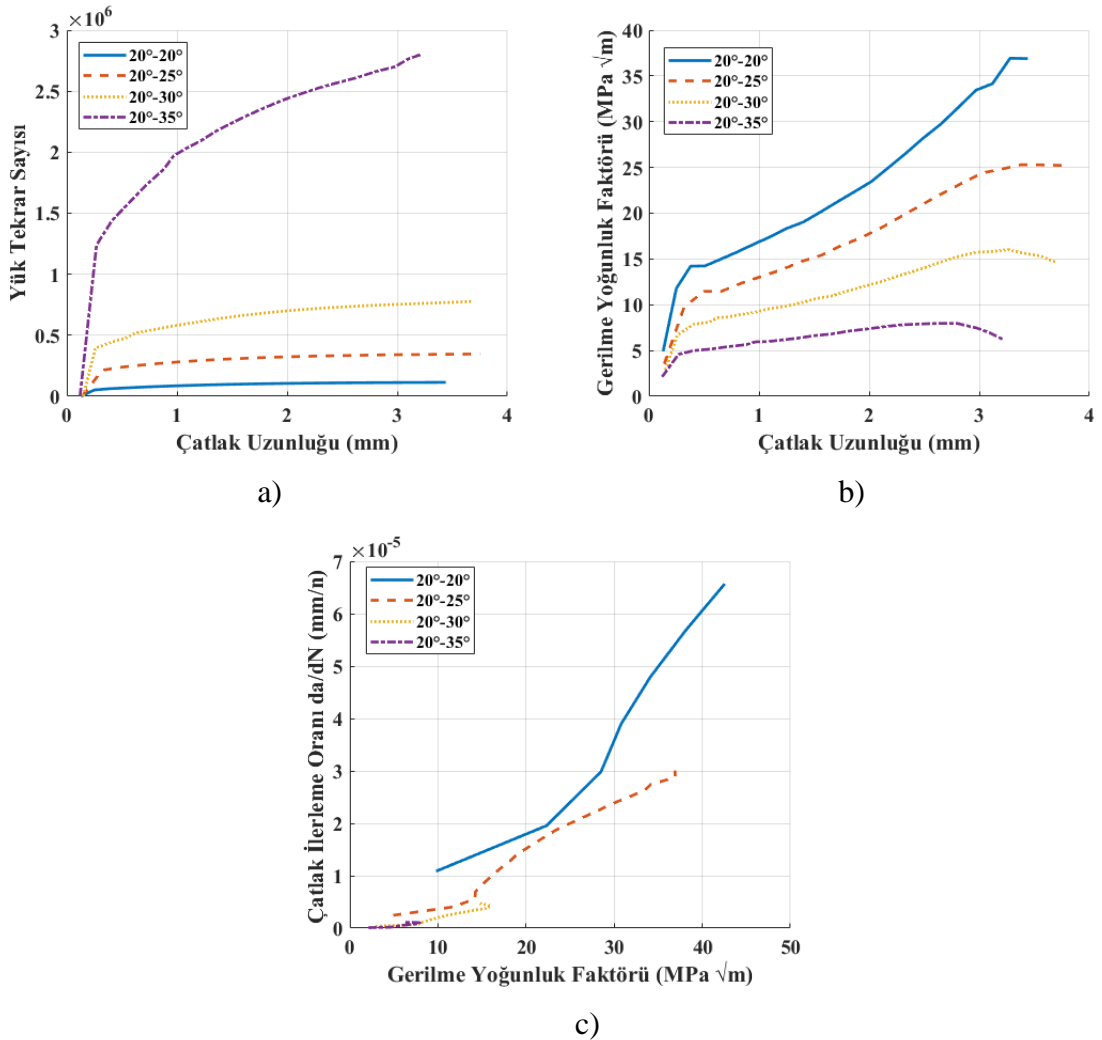
Çatlak ilerleme analizlerde farklı rim oranları ve basınç açıları için, çatlağın ilerlediği yolun belirlenmesinin dışında, çatlağın ilerlediği her bir adım için, yükünün tekrar sayısı, çatlağın uzama miktarı ve gerilme yoğunluk faktörünün değişimi de göz önüne alınmıştır. Bu sayede farklı rim oranları ve süren taraf basınç açılarının çatlak ilerlemesi üzerine olan etkileri de araştırılmıştır.

Şekil 4.10 – 4.11 – 4.12 ve 4.13’ te farklı rim oranları ve süren taraf basınç açıları için, yük tekrar sayısı, çatlak uzama miktarı ve gerilme yoğunluk faktörü değişimleri incelenmiştir. Ayrıca çatlak uzama miktarının çevrim sayısına bölünmesi ile elde edilen çatlak ilerleme oranı grafikleri de çıkartılmıştır.



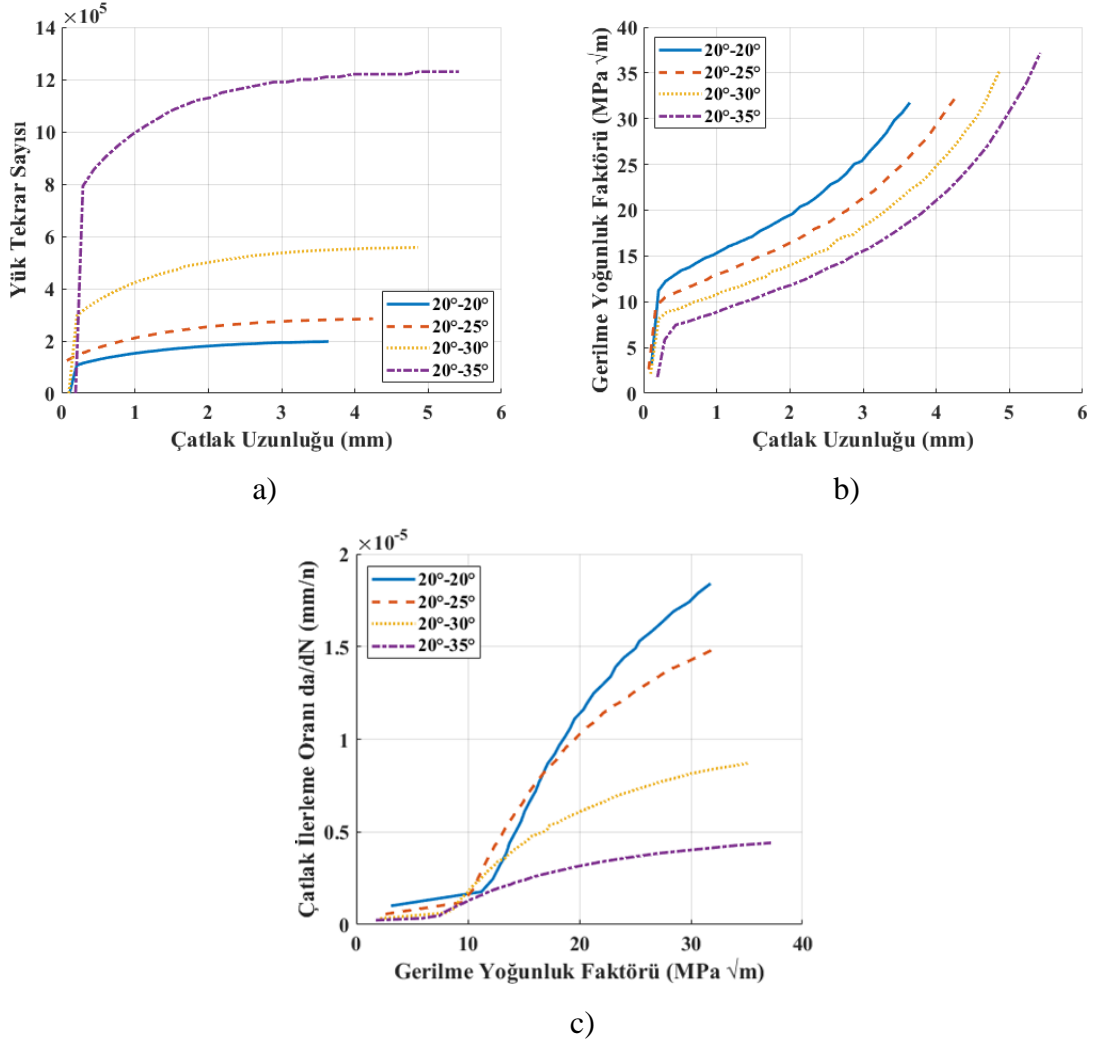
Şekil 4.10.  $m_b=0,3$  için çatlak ilerleme analiz sonuçları a) Yük tekrarı – Çatlak uzunluğu değişimi, b) Gerilme yoğunluk faktörü – Çatlak uzunluğu değişimi, c) Çatlak ilerleme hızı – Gerilme yoğunluk faktörü

Şekil 4.10 incelendiğinde, 20° süren taraf basınç açısına sahip dişlilerde yaklaşık olarak 20000 çevrim sonucunda diş kırıldığı görülmektedir. Süren taraf basınç açısının artması ile birlikte bu sayı 170000 çevrime kadar çıkmıştır. Gerilme yoğunluk faktörleri ise simetrik durum için maksimum 42 MPa√m değerinden 15 MPa√m değerine düşmüştür. Çatlak ilerleme hızları karşılaştırıldığında basınç açısının artması ile çatlak ilerleme hızları azalmaktadır. Bu durum için süren taraf basınç açısının artması ile birlikte çatlak ilerleme hızı yedi kat azalmıştır. Çünkü süren taraf basınç açısının artması, dişli üzerinde oluşan gerilmeleri düşürmektedir. Düşük gerilme seviyelerinde, çatlak daha fazla yük tekrarında ilerlemektedir. Bu nedenle süren taraf basınç açısının artması, çatlak ilerleme hızı da/dN değerlerini de düşürmektedir.



**Şekil 4.11.**  $m_b=0,5$  için çatlak ilerleme analiz sonuçları a) Yük tekrarı – Çatlak uzunluğu değişimi, b) Gerilme yoğunluk faktörü – Çatlak uzunluğu değişimi, c) Çatlak ilerleme hızı – Gerilme yoğunluk faktörü

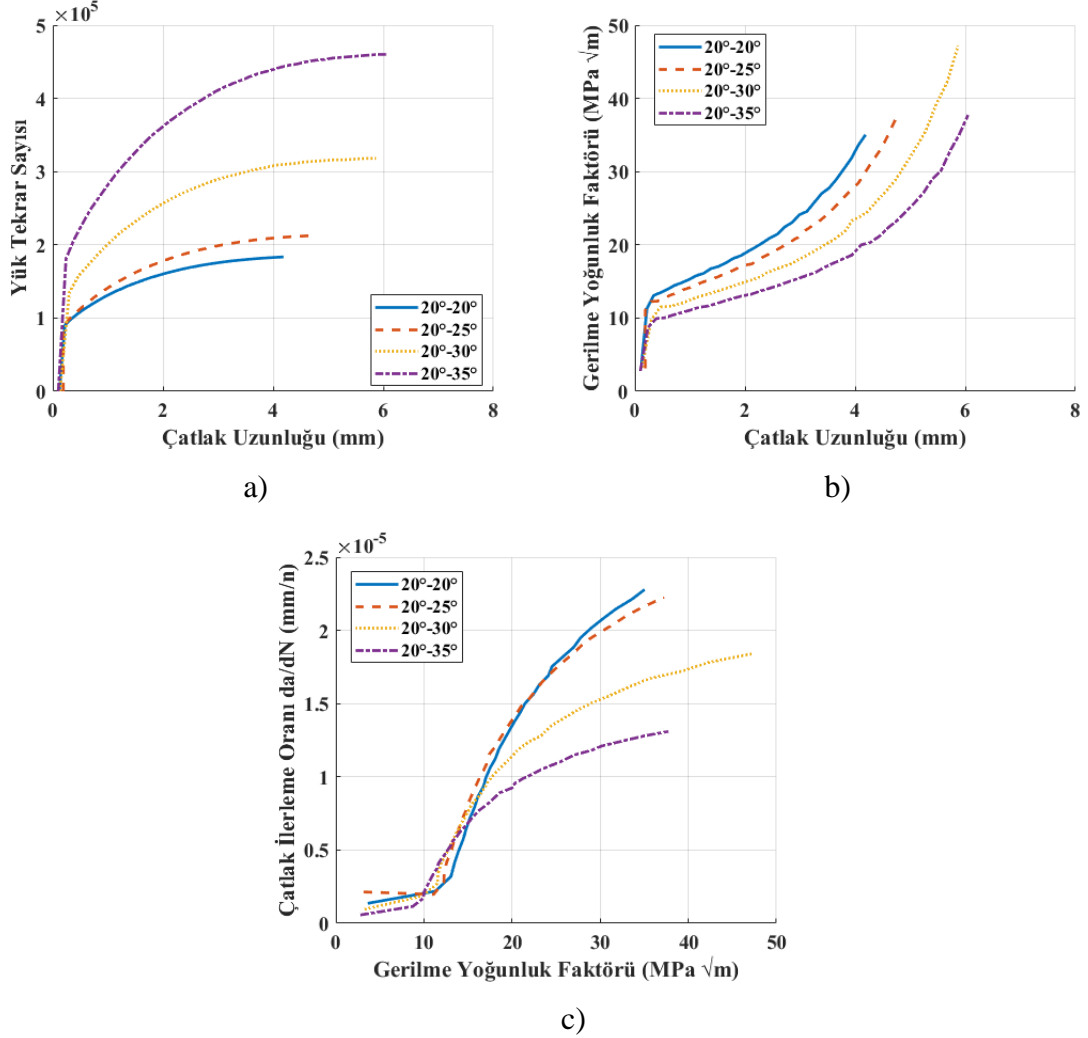
Şekil 4.11’de rim oranı 0,5 için çatlak ilerleme analiz sonuçları görülmektedir. Rim oranı 0,5 durumunda, 20° süren taraf basınç açısına sahip dişlilerde hasar 180000 çevrim civarında görülmektedir. Basınç açısının artması ile birlikte 35° süren taraf basınç açısında 2,7 milyon çevrime kadar dişlinin ömrü uzamaktadır. Gerilme yoğunluk faktörleri ise simetrik durum için maksimum 37 MPa√m değerinden 7 MPa√m değerine düşmüştür. Çatlak ilerleme hızında da belirgin bir düşüş görülmektedir.



**Şekil 4.12.**  $m_b=1$  için çatlak ilerleme analiz sonuçları a) Yük tekrarı – Çatlak uzunluğu değişimi, b) Gerilme yoğunluk faktörü – Çatlak uzunluğu değişimi, c) Çatlak ilerleme hızı – Gerilme yoğunluk faktörü

Şekil 4.12’ de  $m_b=1$  için çatlak ilerleme analiz sonuçları görülmektedir. Burada da diğer durumlara benzer şekilde, basınç açısının artması ile birlikte yük tekrar sayılarında belirgin bir artış meydana gelmektedir. Simetrik durum için 200000 çevrim civarında

görünen hasar,  $35^\circ$  süre taraf basınç açısında 1,2 milyona kadar çıkmaktadır. Çatlak ilerleme hızları arasındaki fark  $m_b=1$  durumu için diğer durumlara göre daha azdır. Basınç açısının artması ile birlikte çatlak ilerleme hızı yaklaşık 4 kat azalmaktadır.

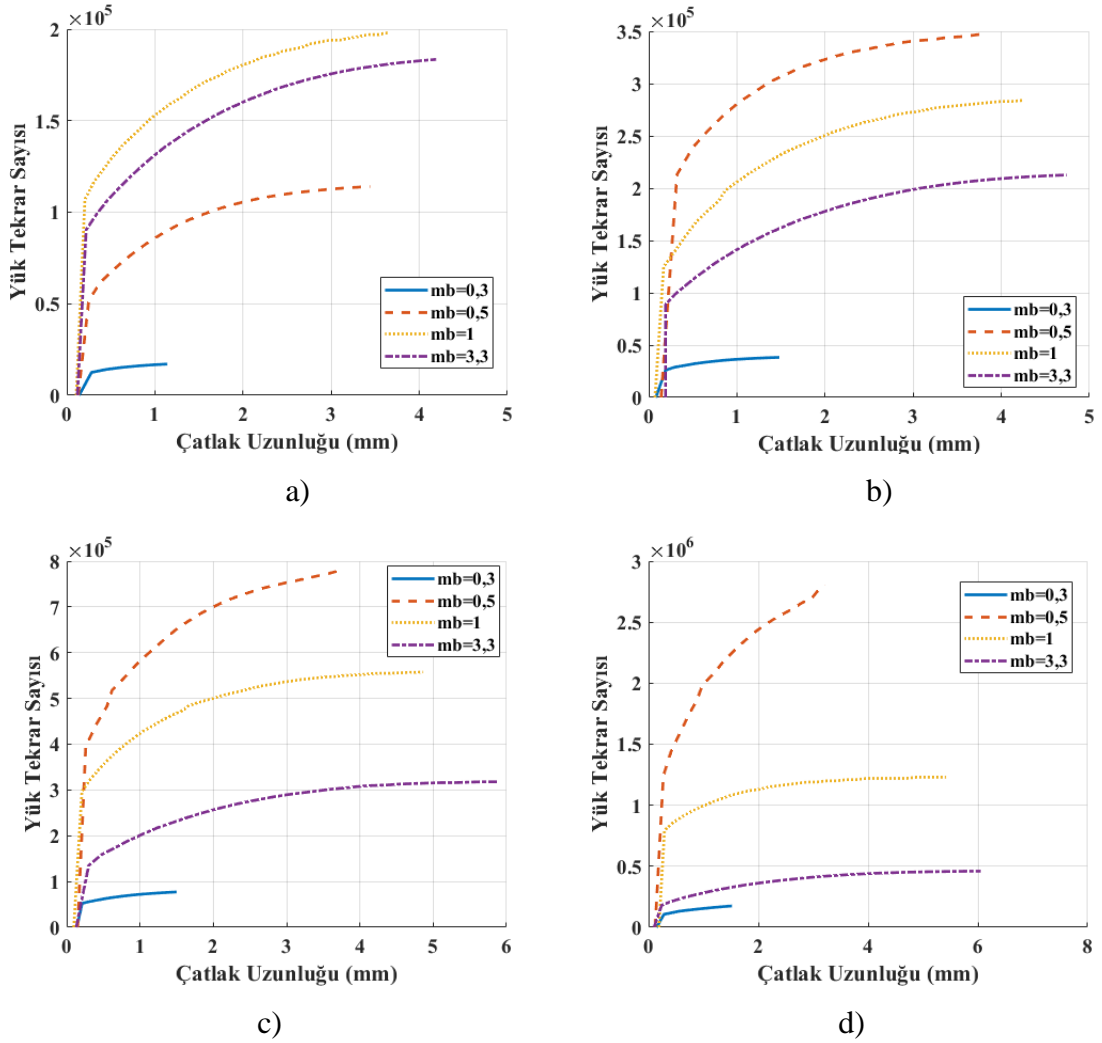


**Şekil 4.13.**  $m_b=3,3$  için çatlak ilerleme analiz sonuçları a) Yük tekrarı – Çatlak uzunluğu değişimi, b) Gerilme yoğunluk faktörü – Çatlak uzunluğu değişimi, c) Çatlak ilerleme hızı – Gerilme yoğunluk faktörü

Şekil 4.13'te en yüksek rim oranı için çatlak ilerleme sonuçları görülmektedir. Diğer durumlara benzer şekilde bu durum içinde, süren taraf basınç açısının artması ile birlikte, hasarın olduğu çevrim sayısı artmaktadır. Çatlak ilerleme hızları arasında fark ise diğer durumlara göre daha az olduğu görülmektedir.



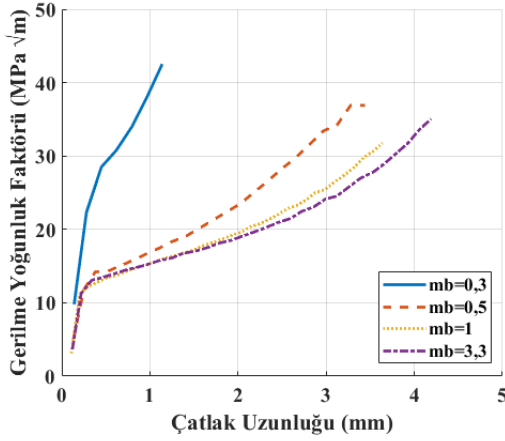
$m_b=0,3$  rim oranı için çatlak ilerleme miktarlarının 1 ile 1,5 mm arasında olduğu görülmektedir.  $m_b=0,5$  için 3 ile 3,5 mm,  $m_b=1$  için 3,5 ile 5,5 ve  $m_b=3,3$  için yaklaşık olarak 4 ile 6 mm arasında değişmektedir. Rim kalınlığının artması ile birlikte, dişli üzerinde çatlak daha uzun mesafeler kat edebilmektedir. Her bir rim oranında, basınç açısının artması ile birlikte, çatlak ilerleme mesafeleri artmaktadır. Süren taraf basınç açısının artması, çatlak ilerleme miktarını da arttırmaktadır.



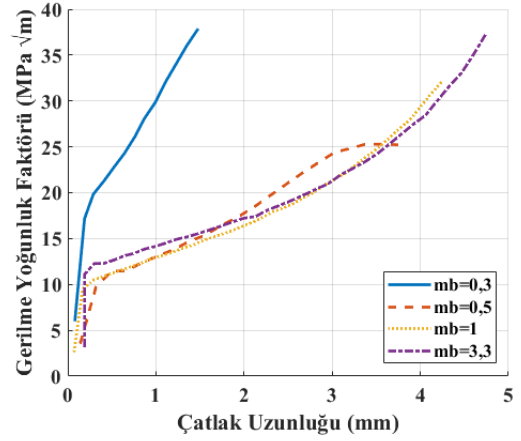
**Şekil 4.14.** Farklı rim ve basınç açıları için yük tekrar sayısının çatlak uzunluğuna bağlı değişimi a)  $20^\circ-20^\circ$  b)  $20^\circ-25^\circ$  c)  $20^\circ-30^\circ$  d)  $20^\circ-35^\circ$  basınç açıları

Şekil 4.14'te farklı rim ve süren taraf basınç açıları için, yük tekrar sayısının çatlak uzunluğuna bağlı değişimi verilmektedir. Tüm durumlarda rim oranının artması ile birlikte, çatlak ilerleme miktarları artmaktadır. Asimetrik profile sahip dişliler için, en yüksek çevrim sayısı  $m_b=0,5$  durumu için elde edilmiştir. Sadece simetrik durum için en

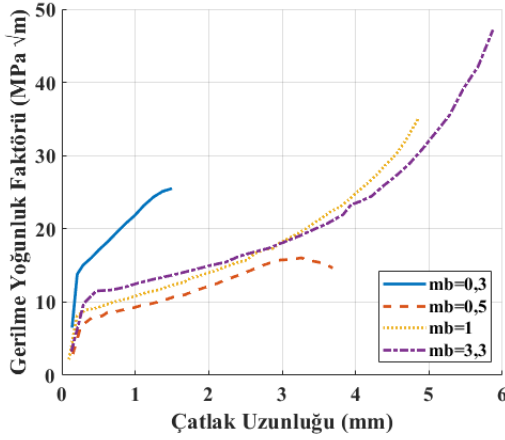
yüksek çevrim sayısı  $m_b=1$  oranı için elde edilmiştir. En yüksek çevrim sayısı  $20^\circ-35^\circ$  basınç açıları için  $m_b=0,5$  için yaklaşık 3000000 çevrim olarak görülmektedir. Aynı basınç açıları için  $m_b=0,3$  için ise bu rakam 200000 çevrim olarak görülmektedir. Basınç açısının artması ile birlikte, rim oranının çevrim sayısına olan etkisinde çok hızlı şekilde artış görülmüştür.



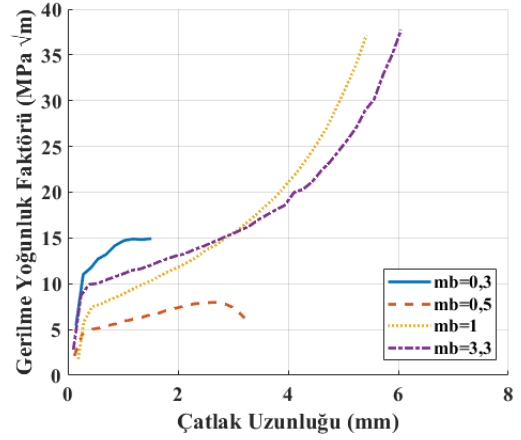
a)



b)



c)

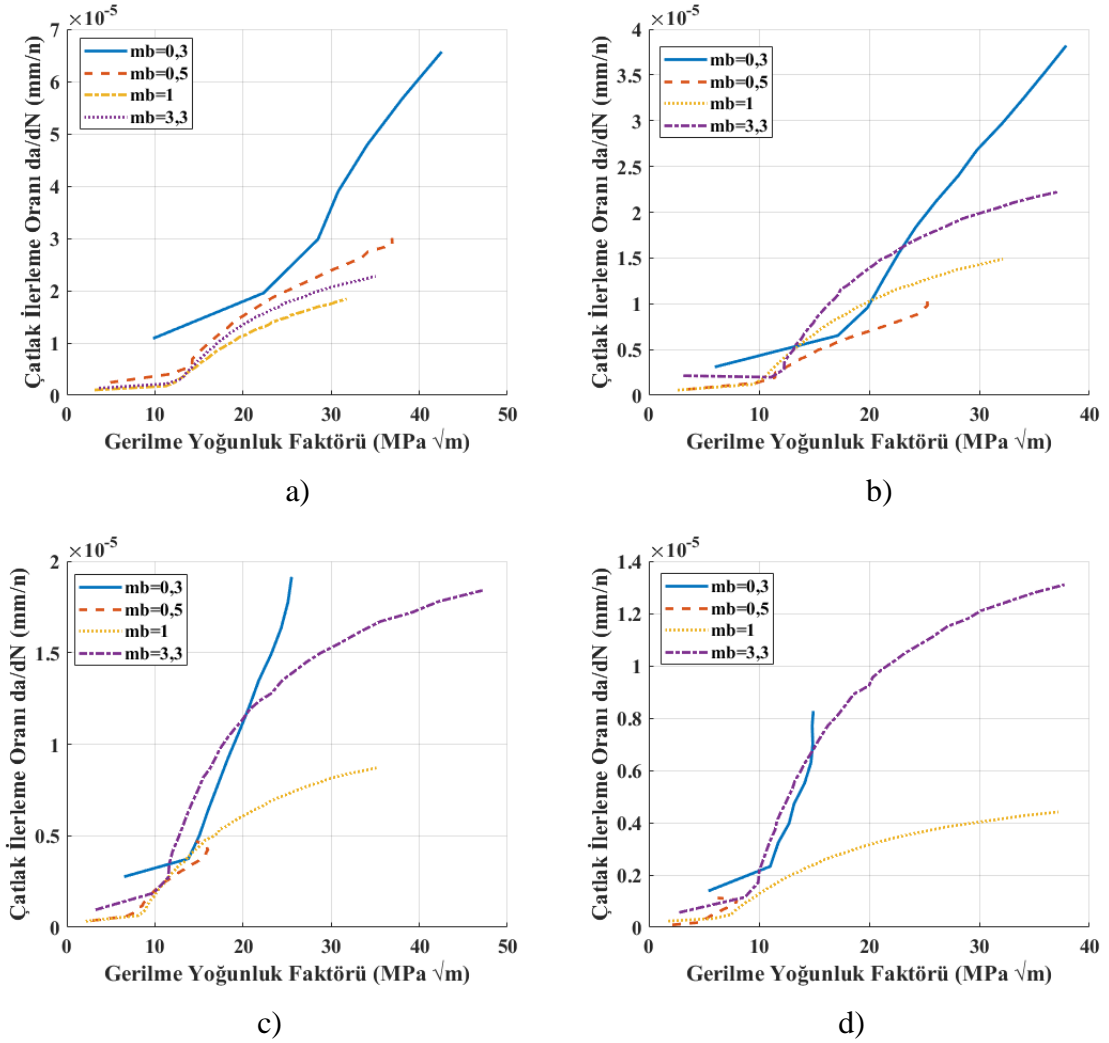


d)

**Şekil 4.15.** Farklı rim ve basınç açıları için gerilme yoğunluk faktörünün çatlak uzunluğuna bağlı değişimi a)  $20^\circ-20^\circ$  b)  $20^\circ-25^\circ$  c)  $20^\circ-30^\circ$  d)  $20^\circ-35^\circ$  basınç açıları

Şekil 4.15'te gerilme yoğunluk faktörlerinin farklı rim oranları ve basınç açıları için değişimleri incelenmiştir. Her basınç açısı için en yüksek gerilme yoğunluk faktörünün  $m_b=0,3$  rim oranında olduğu görülmektedir. Bu nedenle  $m_b=0,3$  için çevrim sayıları en düşük seviyelerdedir. Benzer şekilde en düşük gerilme yoğunluk faktörleri, tüm asimetric durumlar için  $m_b=0,5$  rim oranında olduğu belirlenmiştir. Kısaca özetlenecek

olursa, gerilme yoğunluk faktörü ne kadar düşük olursa, çatlağın ilerlemesi için gereken çevrim sayısı da o kadar fazla olacaktır. Gerilme yoğunluk faktörünün düşük olabilmesi için ise dişli üzerinde meydana gelen gerilmelerin düşük olması gerekmektedir. Bu nedenle en düşük gerilmenin görüldüğü  $m_b=0,5$  rim oranı ve  $20^\circ-35^\circ$  basınç açlarına sahip dişli çarkta gerilme yoğunluk faktörü en düşük iken, çatlağın ilerlediği yük tekrar sayısı en yüksek değerlerdir.



**Şekil 4.16.** Farklı rim ve basınç açıları için çatlak ilerleme oranının gerilme yoğunluk faktörüne bağlı değişimi a)  $20^\circ-20^\circ$  b)  $20^\circ-25^\circ$  c)  $20^\circ-30^\circ$  d)  $20^\circ-35^\circ$  basınç açıları

Şekil 4.16'da çatlak ilerleme miktarlarının, çevrim sayısına bölünmesi ile elde edilen çatlak ilerleme oranının ( $da/dN$ ), gerilme yoğunluk faktörü ile değişimi gösterilmektedir. Gerilme yoğunluk faktörünün artması ile birlikte, tüm durumlar için çatlak ilerleme oranları artmaktadır. Süren taraf basınç açısının artması ile birlikte

çatlak ilerleme oranı da azalmaktadır. Yani çatlak daha yavaş ilerlemektedir. Çatlakların  $m_b=0,3$  rim oranında en hızlı şekilde ilerlediği görülmektedir. En yavaş ilerlemenin ise  $m_b=0,5$  rim oranında olduğu söylenebilir.

Gerçekleştirilen çatlak ilerleme analiz sonuçları kısaca özetlenecek olursa,  $m_b=0,3$  ve  $0,5$  rim oranlarında çatlaklar, gövdeyi kırma eğilimi göstermektedir. Bu nedenle düşük rim oranlarda oluşabilecek, dişli çatlakları yüksek rim oranlarındaki çatlaklardan, daha tehlikeli sonuçlar doğuracaktır.  $m_b=1$  ve  $m_b=3,3$  rim oranlarında, çatlak diş kırma eğilimi göstermektedir. Bu tip çatlakların düşük rim kalınlıklarında görülebilecek çatlaklar ile karşılaştırıldığında, daha güvenli olabileceği söylenebilir.

Çatlak ilerleme analizlerinde en belirleyici faktör, gerilme yoğunluk faktörüdür. Gerilme yoğunluk faktörü, gerilmenin yüksek olduğu durumlarda yüksek değerler almaktadır. Bu nedenle, gerilmenin yüksek çıktığı  $m_b=0,3$  simetrik durum için, en yüksek değerini almıştır ve çatlak ilerleme hızı da diğer durumlara göre daha hızlı olmuştur. Buna bağlı olarak da yük tekrar sayısı ise düşük değerler almaktadır.

İncelenen durumlar için genel olarak, süren taraf basınç açısının artması ile gerilmeler ve buna bağlı olarak da gerilme yoğunluk faktörleri azalmıştır. Bu nedenle çevrim sayıları artmış ve çatlak ilerleme hızı azalmıştır sonucu çıkarılabilir. Süren taraf basınç açısının artması çatlak ilerleme hızını azaltırken, dişlinin çatlak başlangıcından sonraki kısmının ömrünü de uzatmaktadır.

Rim oranı  $0,3$  için, en yüksek gerilmeler ve en düşük çevrim sayıları görülmektedir. Rim oranının  $0,3$ 'ten  $0,5$ 'e çıkması ile birlikte, gerilmeler en fazla düştüğü için, çevrim sayıları en yüksek değerlere ulaşmış, çatlak ilerleme hızı da en düşük hızlara gelmiştir. Ancak rim oranının daha fazla artması ile birlikte  $m_b=1$  ve  $3,3$  durumlarında,  $m_b=0,5$ 'e göre daha düşük çevrim sayıları ve daha yüksek gerilme yoğunluk faktörleri görülmektedir. Bu nedenle rim kalınlığının çatlak ilerleme hızı ve çevrim sayısına olan etkisi, süren taraf basınç açısında olduğu gibi sürekli değildir.

### 4.3. Tek Diş Rijitliği ve Kavrama Rijitliği Sonuçları

#### 4.3.1 Tek Diş Rijitliği ve Kavrama Rijitliği Sonuçlarının Literatür ile Doğrulanması

Tek diş rijitlik hesabı için literatürde sıkça kullanılan Kuang ve ark. (2001) tarafından geliştirilen ampirik ifadeler ile karşılaştırmalar yapılmıştır. (Dogan ve ark. 2018).

Tek diş rijitliğini dişlinin herhangi bir yarıçapı ( $R_i$ ), diş sayısı ( $Z_i$ ) ve profil kaydırma miktarına ( $X_i$ ) göre hesaplayan denklem verilmiştir. Bu denklem standart dişli çarklar için geçerlidir ( $\alpha=20^\circ$ ,  $\rho=0,375m$ ,  $h_a=1m$ ,  $h_f=1,25m$ ). Bu tez çalışmasında standart bir dişli çark için, sonlu elemanlar yöntemi doğrulama çalışması yapıldıktan sonra, standart olmayan durumlar için, tek diş rijitlikleri ve buna bağlı olarak kavrama rijitlikleri sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanmıştır.

$$\bar{K}_i(r) = (A_0 + A_1X_i) + (A_2 + A_3X_i) \frac{(r - R_i)}{(1 + X_i)m} \quad (4.1)$$

Burada  $A_0$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  ve  $A_3$  ampirik ifadelerdir.

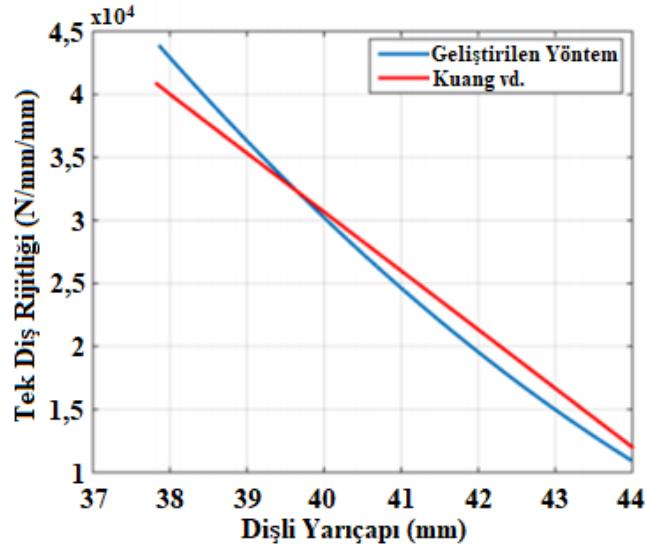
$$A_0 = 3,867 + 1,612Z_i - 0,02916Z_i^2 + 0,0001553Z_i^3 \quad (4.2)$$

$$A_1 = 17,060 + 0,7289Z_i - 0,01728Z_i^2 + 0,0000999Z_i^3 \quad (4.3)$$

$$A_2 = 2,637 - 1,222Z_i + 0,02217Z_i^2 - 0,0001179Z_i^3 \quad (4.4)$$

$$A_3 = -6,330 - 1,033Z_i + 0,02068Z_i^2 - 0,0001130Z_i^3 \quad (4.5)$$

Doğrulama çalışması, 20 diş sayısı ve 4 modüle sahip bir dişli çark için, birim diş genişliği başına rijitlik eğrisi, diş yarıçapına bağlı olarak hesaplanmıştır. Rijitlik değerleri diş başında 12000 N/mm/mm değerinde olup, diş köküne doğru gittikçe, rijitlik değerinin arttığı ve yaklaşık 43000 N/mm/mm değerine ulaştığı görülmüştür. Ayrıca elde edilen tek diş rijitlikleri Kuang ve ark. (2001) tarafından geliştirilen yöntem ile hesaplanan, tek diş rijitlik değerleri ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak her iki yöntem de oldukça yakın sonuçlar vermiştir (Şekil 4.17).

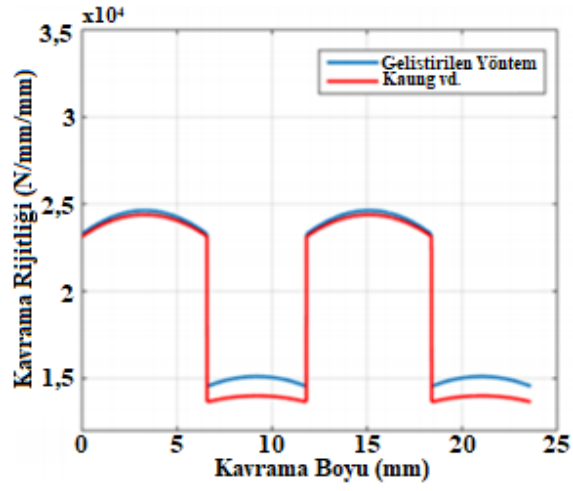


**Şekil 4.17.** Tek diş rijitliğinin dişli yarıçapına bağlı değişimi

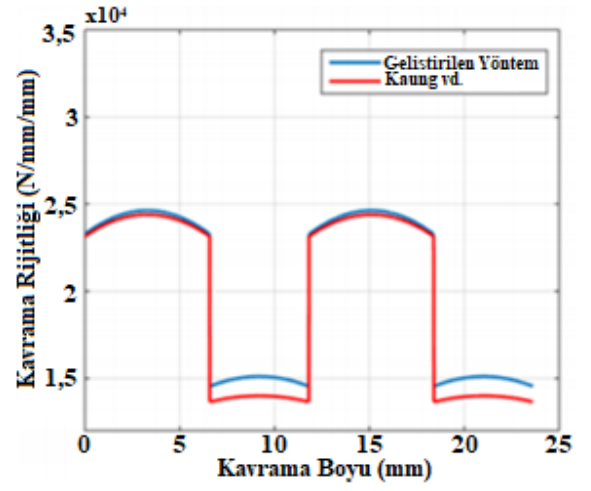
Şekil 4.18’de bu çalışmada uygulanan yöntem ile elde edilen farklı parametrelere sahip dişli çark mekanizmaları için, kavrama rijitliği sonuçları ile literatürde kavrama rijitliği hesabında oldukça sık kullanılan ve Kuang ve ark. (2001) tarafından geliştirilen, yarı ampirik ifadeler ile elde edilen sonuçların kıyaslanması verilmiştir. Grafikler incelendiğinde kullanılan yöntem ile elde edilen sonuçların, literatüre oldukça yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Çizelge 4.3. incelendiğinde, geliştirilen yöntem ile Kuang ve ark. (2001)’in yöntemi karşılaştırıldığında, tek diş bölgesindeki sonuçların, çift diş bölgesine göre biraz daha fazla hata ile hesaplandığı görülmektedir.

**Çizelge 4.3.** Geliştirilen yöntem ile literatür sonuçlarının kıyaslanması

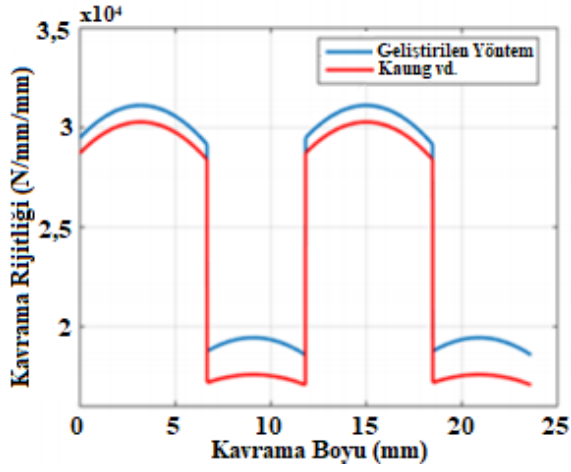
	Yaklaşık Ortalama Yüzde Hata [AB – DE] arası	Yaklaşık Ortalama Yüzde Hata [BD] arası
$m=4 \ z_1=z_2=20$	% 1 <	% 6,6
$m=4 \ z_1=z_2=30$	% 4,6	% 8,7
$m=4 \ z_1=z_2=32 \ x_1=x_2=0,5$	% 3,4	% 15
$m=4 \ z_1=z_2=32 \ h_a=1,1$	% 4	% 6,5



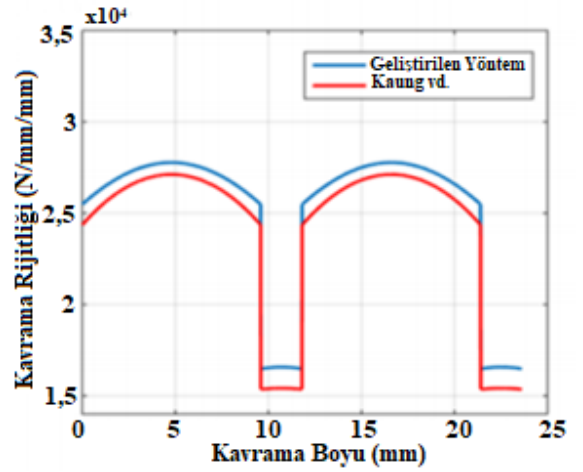
a)



b)



c)



d)

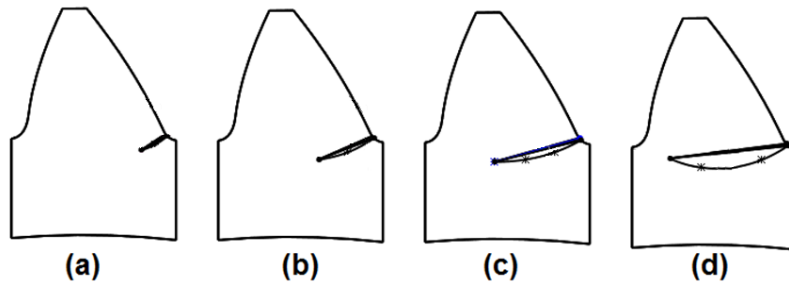
**Şekil 4.18.** Geliştirilen yöntem ile literatür sonuçlarının kıyaslanması a)  $m=4$   $z_1=z_2=20$  b)  $m=4$   $z_1=z_2=30$  c)  $m=4$   $z_1=z_2=32$   $x_1=0,5$   $x_2=0,5$  d)  $m=4$   $z_1=z_2=32$   $h_a=1,1$

### 4.3.2. Tek Diş için Rijitlik Sonuçları

Tek diş rijitliğinin literatür ile doğrulanmasından sonra, bu çalışmada kurgulanan her bir durum için tek diş rijitlikleri hesaplatılmıştır. Diş dibinde oluşan maksimum gerilme dişli malzemesinin akma gerilmesine eşit olduğu noktadaki çatlak uzunluğu, %100 çatlak miktarı olarak belirlenmiştir (Şekil 4.19). Çatlak ilerleme analizleri sonucunda elde edilen maksimum çatlak uzunlukları Çizelge 4.4'te gösterilmektedir. Bu çatlak uzunluğunun %25 - %50 - %75'lik kısımları için çatlak ilerleme analizi, o konumda durdurulmuş ve her bir yüzde çatlak miktarı için tek diş rijitliği, sonu elemanlar yöntemi kullanılarak hesaplatılmıştır. Ancak çatlak uzunluğunun çok az olduğu  $m_b=0,3$  rim oranı için, sağlıklı durum %0 ve hatalı durumlar %50 - %100 çatlak miktarları için tek diş rijitlikleri hesaplatılmıştır. Yine bazı durumlarda  $20^\circ-35^\circ$  basınç açısı için yüksek çatlak uzunlukları elde edildiğinden sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak tek diş rijitliğini ve kavrama rijitliğini hesaplamak mümkün olamamıştır. Bu nedenle bazı durumlarda %100 çatlak durumu için kavrama rijitliği sonuçları verilmemiştir.

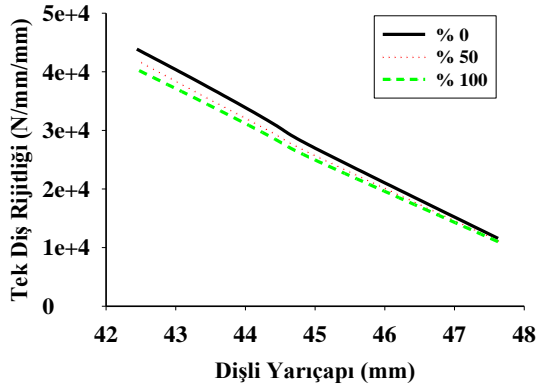
**Çizelge 4.4.** Farklı durumlar için maksimum çatlak uzunlukları

	$m_b=0,3$	$m_b=0,5$	$m_b=1$	$m_b=3,3$
$20^\circ-20^\circ$ %100 çatlak uzunluğu (mm)	1,14	1,48	1,5	1,52
$20^\circ-25^\circ$ %100 çatlak uzunluğu (mm)	3,44	3,75	3,69	3,21
$20^\circ-30^\circ$ %100 çatlak uzunluğu (mm)	3,63	4,24	4,85	5,42
$20^\circ-35^\circ$ %100 çatlak uzunluğu (mm)	4,19	5,87	5,87	6,05

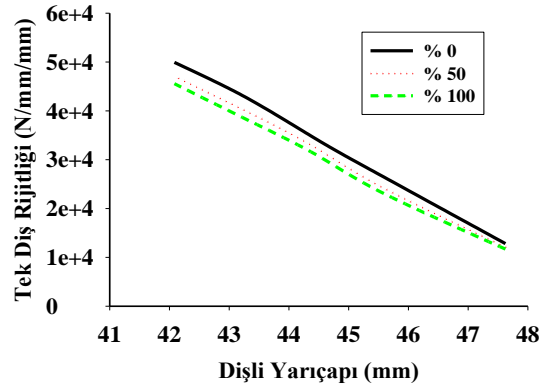


**Şekil 4.19.** Farklı çatlak uzunluklarının yüzdelik tanımlamaları a) %25 b) %50 c) %75 d) %100

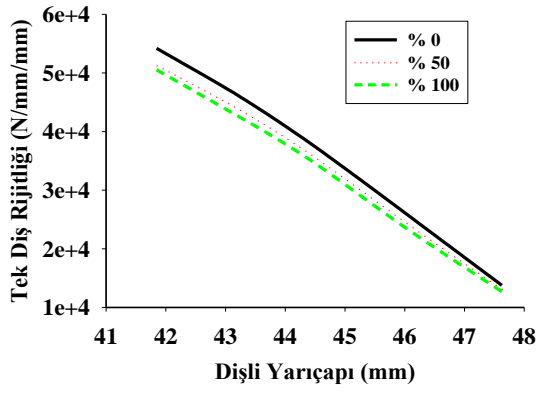




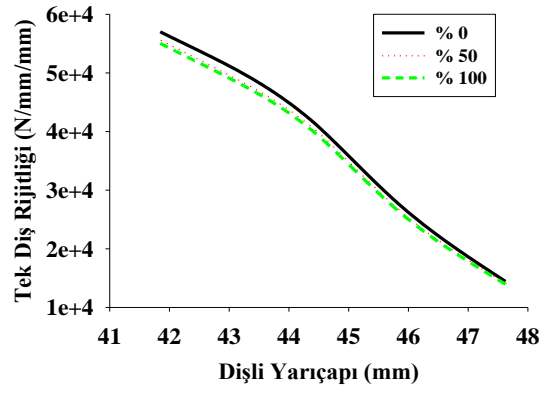
a)



b)



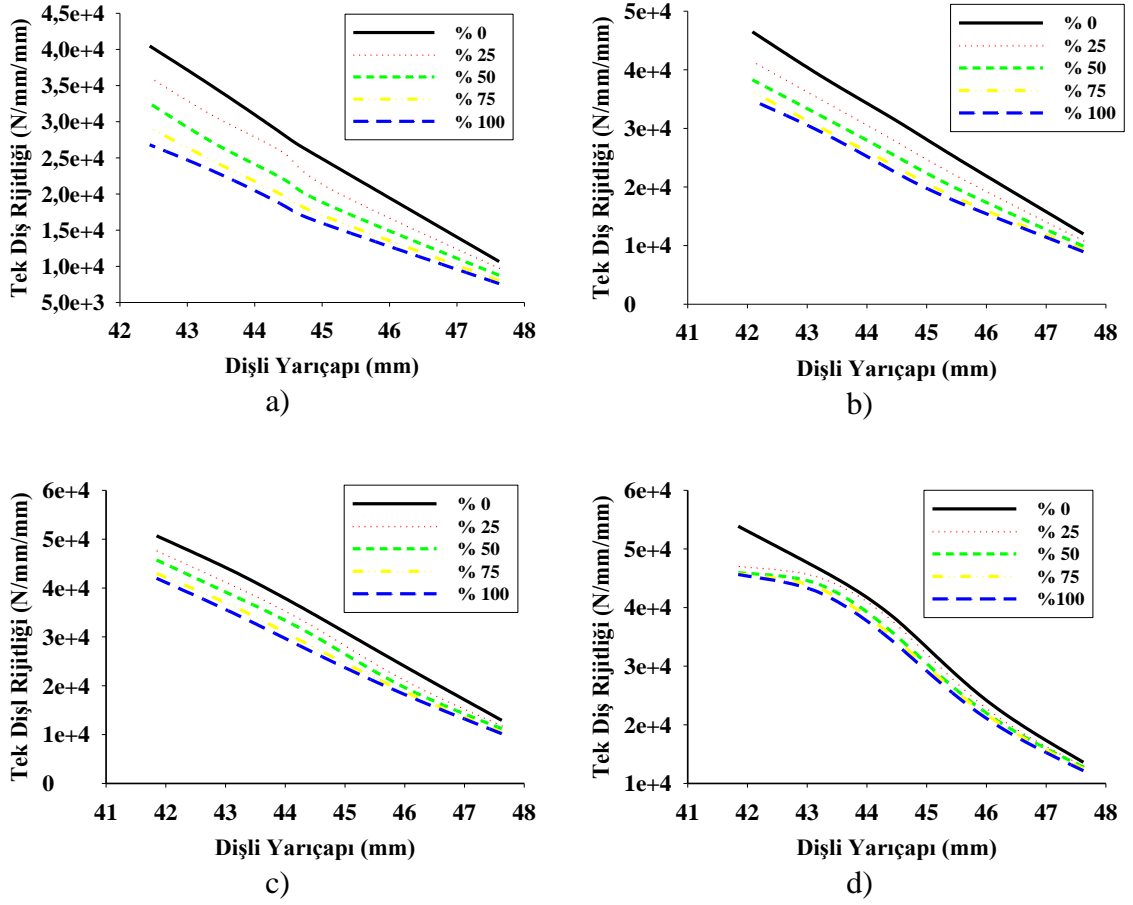
c)



d)

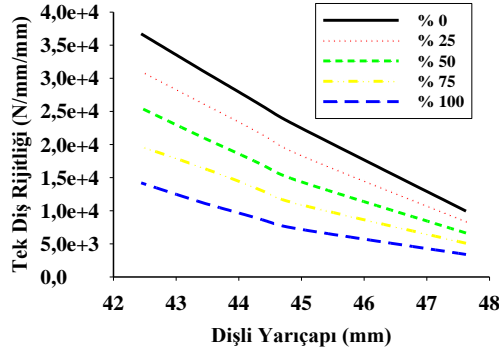
**Şekil 4.20.**  $m_b=0,3$  için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde tek diş rijitlik sonuçları a)  $20^\circ-20^\circ$  b)  $20^\circ-25^\circ$  c)  $20^\circ-30^\circ$  d)  $20^\circ-35^\circ$  basınç açıları

Şekil 4.20’de  $m_b=0,3$  rim oranı ve farklı basınçlarında sağlıklı %50 ve %100 hata durumları için, tek diş rijitlikleri sonuçlarının dişli yarıçapına bağlı olarak değiştiği görülmektedir. Süren taraf basınç açısının artması ile birlikte dişlilerin rijitlikleri artmaktadır. Süren taraf basınç açısı  $20^\circ$ ’den  $35^\circ$ ’ye çıkması ile tek diş rijitliğinin yaklaşık olarak %32 oranında arttığı görülmektedir. En yüksek diş rijitliği, sağlıklı dişlilerde görülmekle birlikte, hata miktarının artması ile beraber diş kökünde oluşan çatlak nedeni ile diş rijitliğinde azalma söz konusudur. Ancak bu azalma miktarının düşük rim oranlarında daha az olduğu görülmektedir.

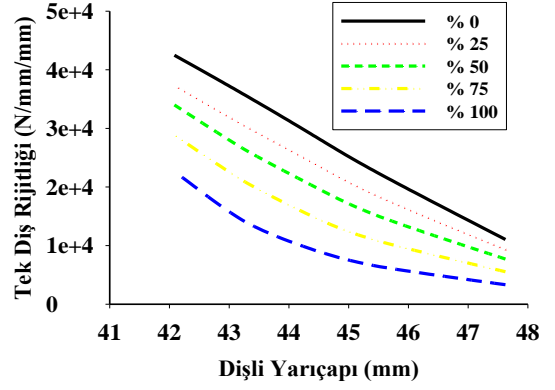


**Şekil 4.21.**  $m_b=0,5$  için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde tek diş rijitlik sonuçları a)  $20^\circ-20^\circ$  b)  $20^\circ-25^\circ$  c)  $20^\circ-30^\circ$  d)  $20^\circ-35^\circ$  basınç açıları

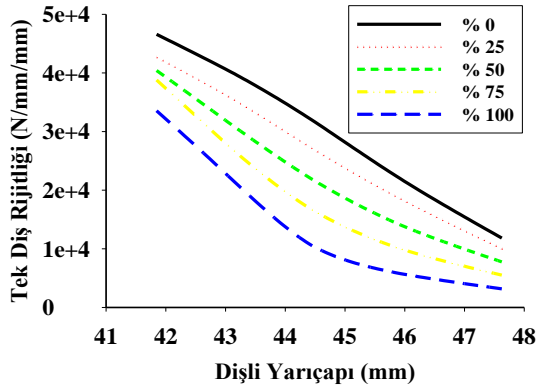
Şekil 4.21’de  $m_b=0,5$  rim oranı ve farklı basınçlarında sağlıklı %25 - %50 - %75 ve %100 hata durumları için tek diş rijitlikleri sonuçlarının dişli yarıçapına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Rim oranının artması ile birlikte çatlakın uzama miktarı da arttığından ara değerler için de tek diş rijitlik hesabı yapılabilir hale gelmiştir. Şekil 4.20 incelendiğinde,  $m_b=0,3$  durumuna benzer şekilde maksimum diş rijitliği sağlıklı durum için elde edilmiştir. Süren taraf basınç açısının artmasıyla birlikte diş rijitliklerinde artış meydana gelmektedir. Hata miktarının artmasıyla birlikte tek diş rijitliğinde azalış ortaya çıkmaktadır. Diş rijitliklerindeki azalma miktarı, süren taraf basınç açısının artması ile birlikte azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi, yüksek basınç açısına sahip dişli çarkların diş kökleri daha uzun olduğundan, çatlak bu uzunlukta daha az etki gösterebilmektedir. Ayrıca  $m_b=0,3$  rim kalınlığında diş rijitliklerinin basınç açısından daha az etkilendiği ve değerlerinin daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.



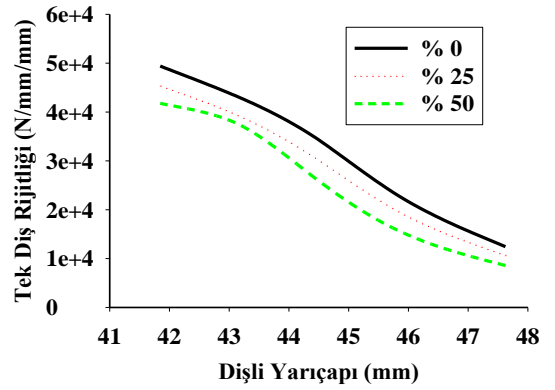
a) a)



b)



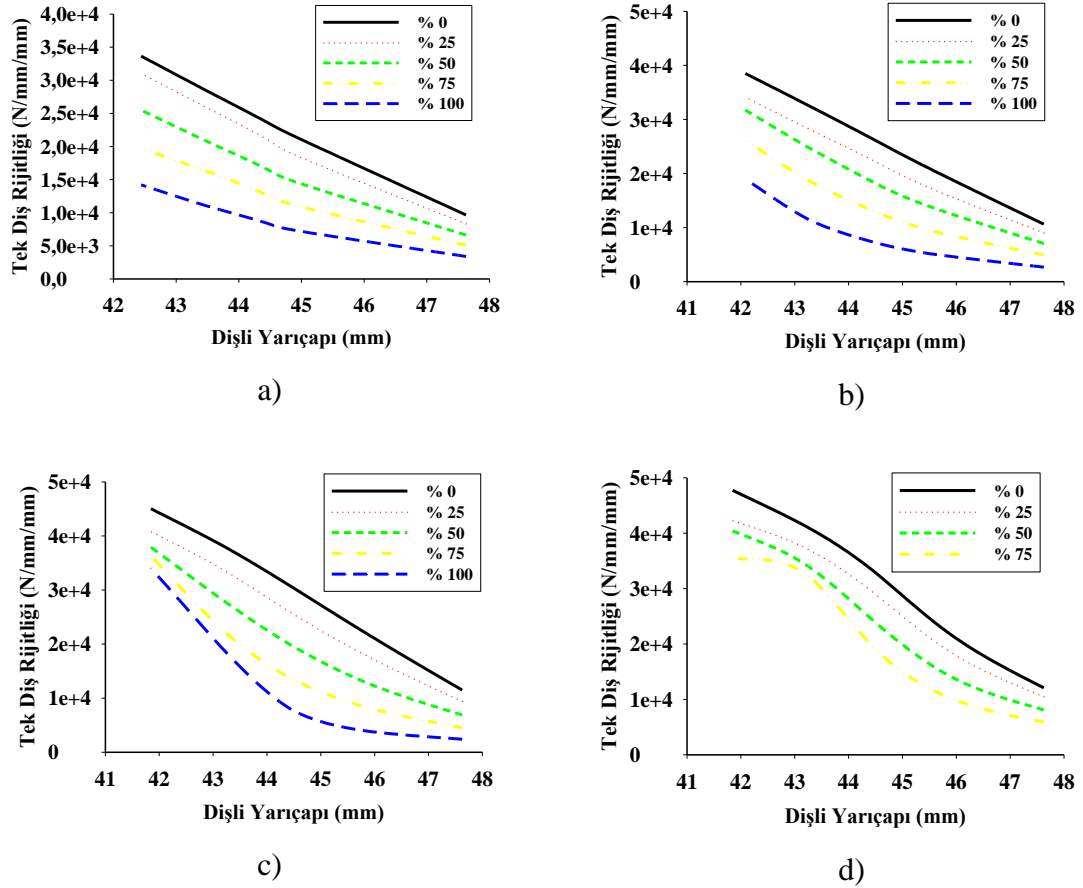
c)



d)

**Şekil 4.22.**  $m_b=1$  için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde tek diş rijitlik sonuçları  
a) 20°-20° b) 20°-25° c) 20°-30° d) 20°-35° basınç açıları

Şekil 4.22’de  $m_b=1$  rim oranı ve farklı basınçlarında sağlıklı %25 - %50 - %75 ve %100 hata durumları için tek diş rijitlikleri sonuçlarının dişli yarıçapına bağlı olarak değişimi görülmektedir. 20°-35° basınç açısı için %50 hata miktarında fazla olan çatlak uzunluklarında önerilen yöntem ile tek diş rijitliği hesaplatılamamıştır. Şekil incelendiğinde rim oranının azalmasına bağlı olarak tek diş rijitliğinin diğer rim oranlarına göre daha düşük değerler aldığı görülmektedir. Diğer rim oranlardaki sonuçlara benzer olarak da hata miktarının artması ile birlikte diş rijitliğinde azalma meydana gelmektedir. Azalma miktarı diğer önceki rim oranlarına göre daha fazladır. Ayrıca süren taraf basınç açısının artması ile birlikte azalma miktarında da diğer rim oranlarına benzer bir azalma olduğu görülmektedir.



**Şekil 4.23.**  $m_b=3,3$  için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde tek diş rijitlik sonuçları a)  $20^\circ-20^\circ$  b)  $20^\circ-25^\circ$  c)  $20^\circ-30^\circ$  d)  $20^\circ-35^\circ$  basınç açıları

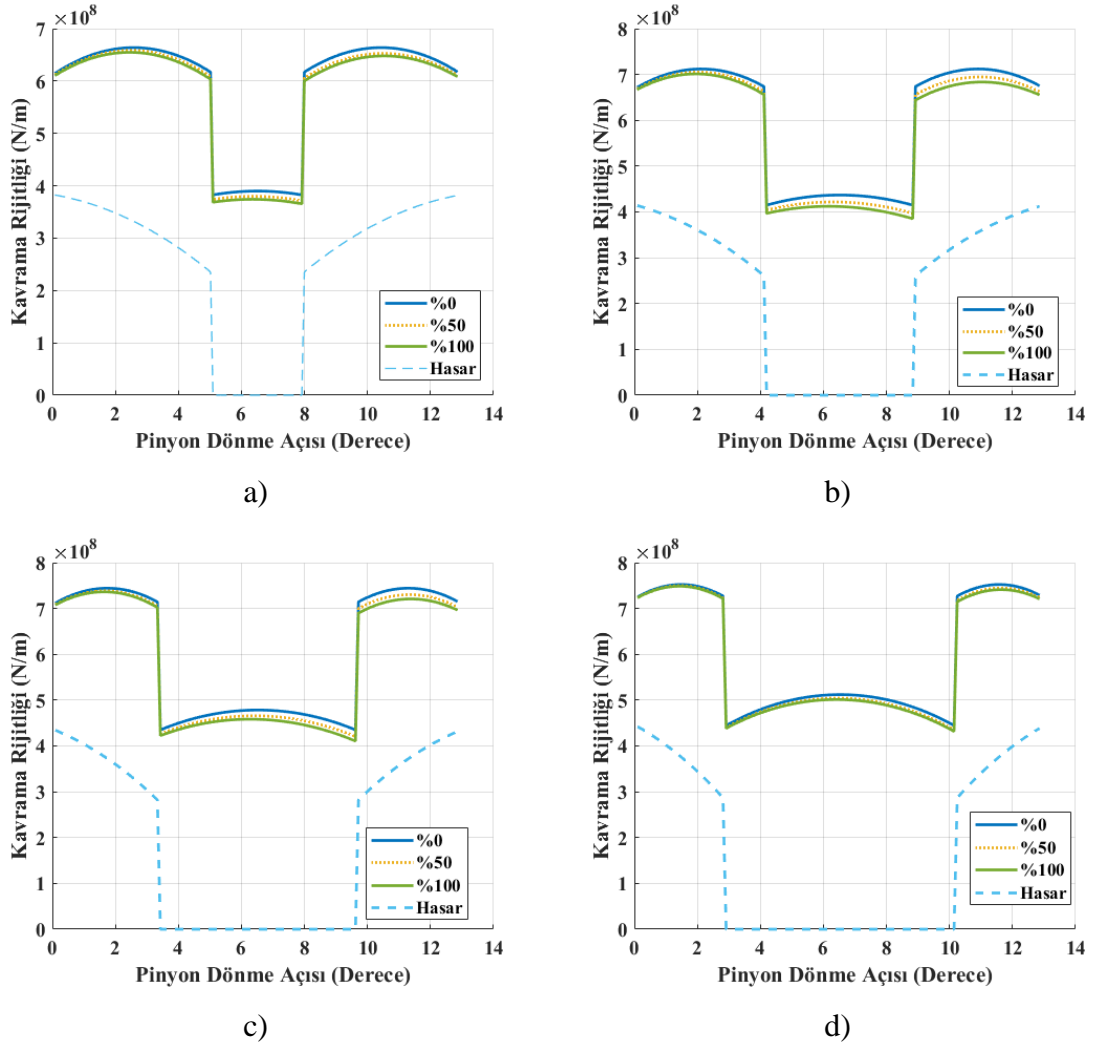
Şekil 4.23'de  $m_b=3.3$  rim oranı ve farklı basınçlarında sağlıklı %25 - %50 - %75 ve %100 hata durumları için tek diş rijitlikleri sonuçlarının dişli yarıçapına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Burada da diğer rim kalınlıklarında olduğu gibi en yüksek rijitliğin sağlıklı dişlide olduğu belirlenmiştir. Hata miktarının artması ile birlikte tek diş rijitliğinin azaldığı tespit edilmiştir. Süren taraf basınç açısının artması ile diş rijitliğinde artış meydana gelmektedir. Ayrıca süren taraf basınç açısının artmasıyla hata miktarının rijitlik üzerine olan etkisi de azalmaktadır. Diğer rim kalınlıkları ile  $m_b=3,3$  durumu karşılaştırıldığında en düşük diş rijitliklerinin en yüksek rim kalınlığında görüldüğü sonucuna varılmıştır.

Tek diş rijitliği ile ilgili olarak elde edilen bilgiler aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Dişlerde meydana gelen hata miktarının artması ile birlikte tek diş rijitliği azalmaktadır.
- Süren taraf basınç açısının artması, tek diş rijitliğini arttırmaktadır.
- Süren taraf basınç açısının artması ile birlikte hatalardan kaynaklanan diş rijitliğinde azalma miktarı azalmaktadır. Dişli hataya karşı daha dirençli hale gelmektedir.
- En yüksek diş rijitlik değerleri en düşük rim kalınlığında görülmektedir. En düşük diş rijitlik değerleri ise en yüksek rim kalınlığında görülmektedir. Bunun sebebi, rim kalınlığının artması ile birlikte dişli gövdesinin de bir miktar deformasyona uğrayarak yer değiştirmeye maruz kalması ile tüm dişin rijitliğinin de düşmesine neden olmasıdır. Rim kalınlığı düşük olan dişlilerde gövde yük altında daha az yer değiştireceği için sistem toplamda daha az yer değiştirecek ve daha rijit davranacaktır.
- Rim kalınlığının artması ile birlikte dişli üzerinde meydana gelen hataların diş rijitliğini daha fazla düşürdüğü görülmektedir. Düşük rim kalınlıklarında diş üzerinde meydana gelen çatlaklardan dolayı diş rijitliği daha az etkilenmektedir. Bunun sebebi, düşük rim kalınlıklarında çatlak gövdeye doğru hareket etmesidir. Yüksek rim kalınlıklarında ise çatlak doğrudan doğruya diş zayıflattığı için diş rijitliği çok daha hızlı düşmektedir.

### 4.3.3. Kavrama Rijitliği Sonuçları

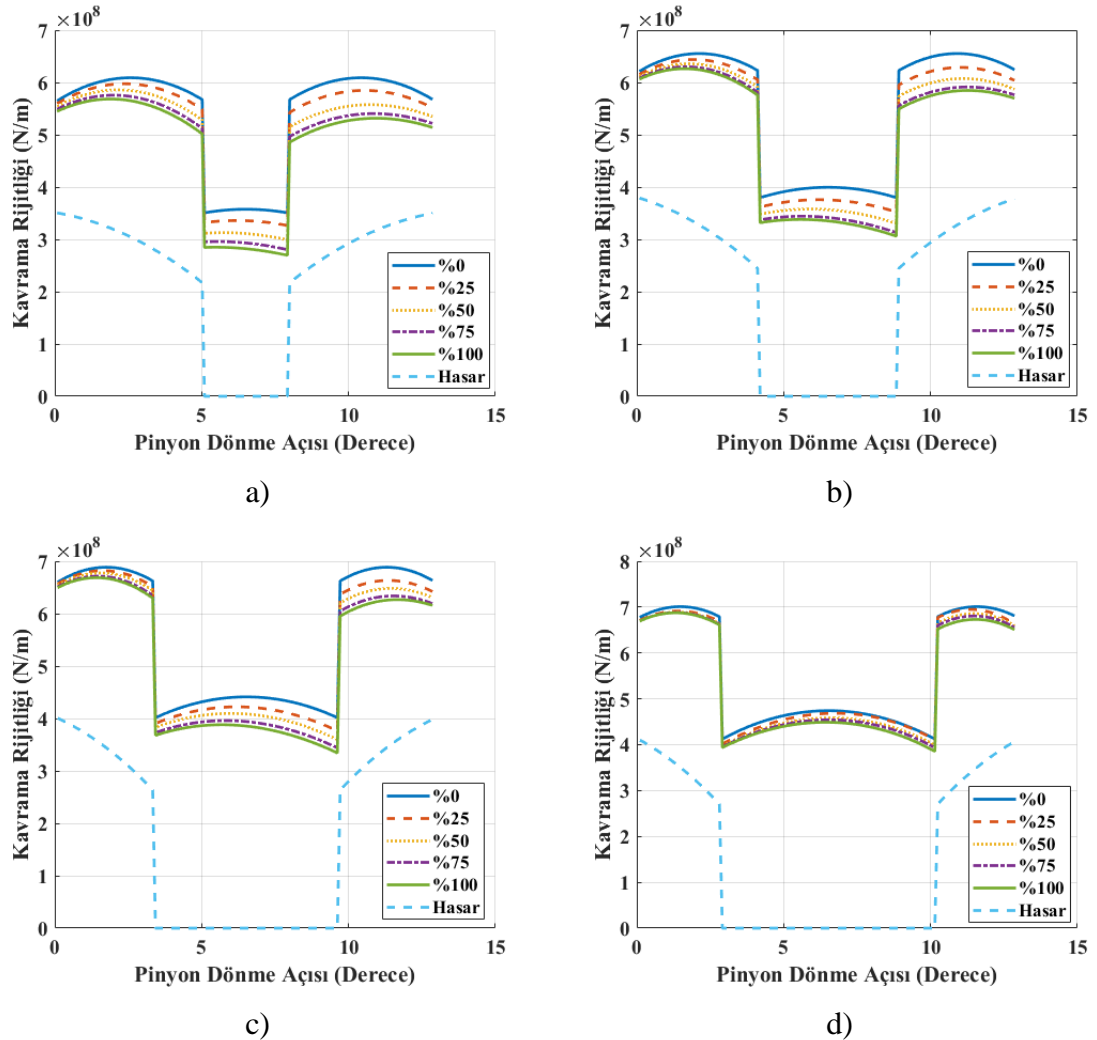
Farklı rim oranları ve farklı süren taraf basınç açıları için tek diş rijitliğinin hesaplanmasından sonra, bu rijitlik değerleri kullanılarak, dişli çiftinin kavrama rijitlik değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan kavrama rijitlik değerleri ise dinamik modellerde kullanılarak, farklı hata mertebelerinde bir dişli çark üzerindeki bir dişte oluşan çatlak hatasının tespiti yapılmıştır.



**Şekil 4.24.**  $m_b=0,3$  için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde kavrama rijitliği sonuçları a)  $20^\circ-20^\circ$  b)  $20^\circ-25^\circ$  c)  $20^\circ-30^\circ$  d)  $20^\circ-35^\circ$  basınç açıları

Şekil 4.24 te 0,3 rim oranı için farklı hata miktarları ve basınç açılarındaki hesaplanan kavrama rijitlik değerleri görülmektedir. Şekiller incelendiğinde süren taraf basınç açısının artması ile birlikte kavrama rijitlik değerlerinin arttığı görülmektedir. Hata miktarının artması ile de kavrama rijitlik değerleri azalmaktadır. Ancak yüksek süren

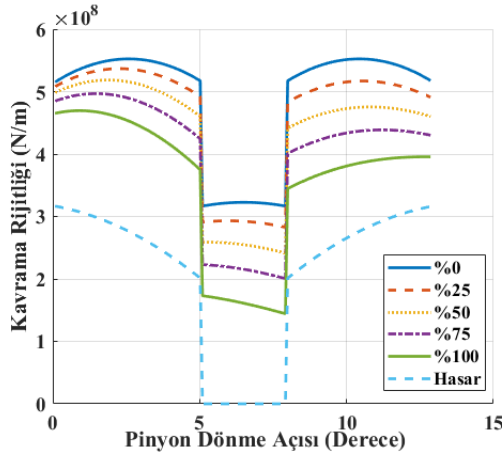
taraf basınç açılarındaki bu azalma miktarı tek diş rijitliğinde olduğu gibi azdır. Hata miktarının artması ile birlikte kavrama rijitliğindeki azalma miktarı diğer durumlar ile kıyaslandığında sınırlı kalmaktadır. Bunun sebebi 0,3 rim oranı için çatak miktarı en fazla 1,5mm civarında ve rim kırma yönündedir. Bu nedenle çatlakların kavrama rijitliğine olan etkisi bir çentik etkisinden fazla olmadığı görülmektedir. Ayrıca, süren taraf basınç açısının artması ile dişlilerin kavrama oranları düşmektedir. Bu durum, süren taraf basınç açısının artması ile birlikte tek diş bölgesinin artmasından anlaşılmaktadır. Bu durum dişli dinamik davranışını etkileyecektir. Çünkü yüksek kavrama oranına sahip dişli çarklar dinamik olarak daha iyi sonuçlar vermektedir. Düşük kavrama oranlarında ise dinamik cevap kötüleşmektedir.



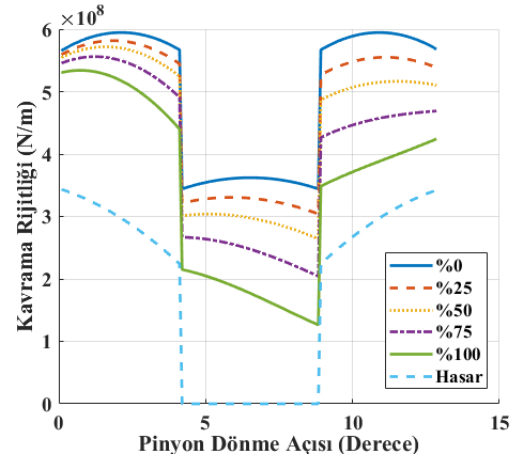
**Şekil 4.25.**  $m_b=0,5$  için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde kavrama rijitliği sonuçları a) 20°-20° b) 20°-25° c) 20°-30° d) 20°-35° basınç açıları

Şekilde ayrıca, dişli çarkta meydana gelebilecek bir diş kopması durumunda oluşabilecek kavrama rijitlik eğrisi de verilmektedir. Şekilden görüleceği üzere bir dişin tamamen devreden çıkması ile tek diş bölgesinde kavrama rijitlik değeri sıfıra inmekte ve temas kaybolmaktadır.

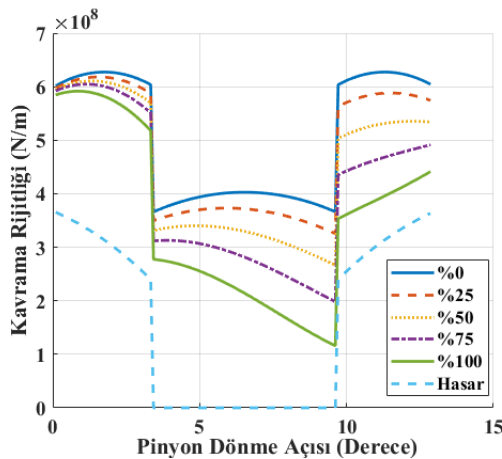
Şekil 4.25 te 0,5 rim oranı için farklı hata miktarları ve basınç açıları hesaplanan kavrama rijitlik değerleri görülmektedir. Burada da benzer şekilde süren taraf basınç açısının artması ile birlikte kavrama rijitlik değerleri de artmaktadır. Hata mertebesinin artması ile birlikte kavrama rijitlik değerleri düşmektedir. Hata miktarının artması ile birlikte kavrama oranındaki düşüş miktarının 0,3 rim oranına göre daha fazla olduğu görülmektedir.



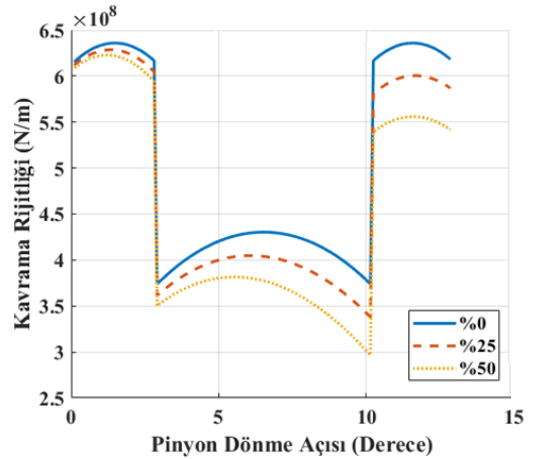
a)



b)



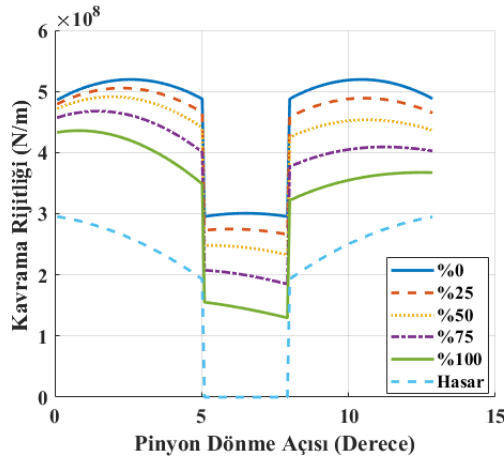
c)



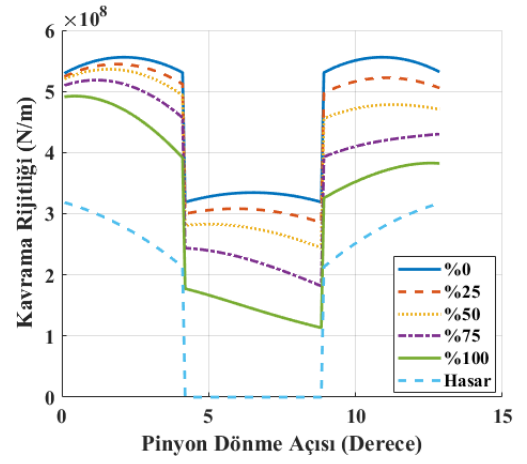
d)

Şekil 4.26.  $m_b=1$  için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde kavrama rijitliği sonuçları a) 20°-20° b) 20°-25° c) 20°-30° d) 20°-35° basınç açıları

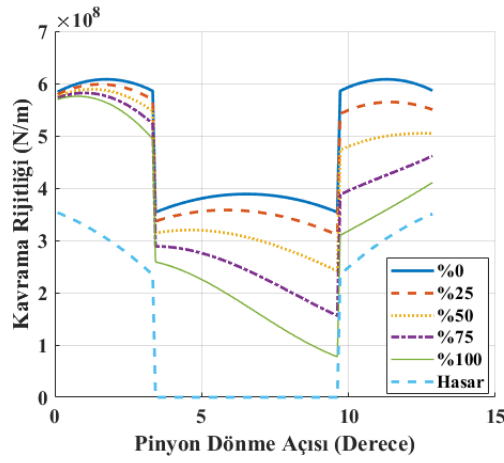




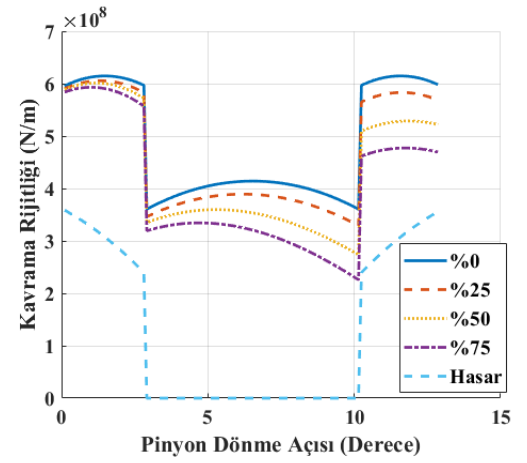
a)



b)



c)



d)

**Şekil 4.27.**  $m_b=3,3$  için farklı basınç açıları ve hata mertebelerinde kavrama rijitliği sonuçları a)  $20^\circ-20^\circ$  b)  $20^\circ-25^\circ$  c)  $20^\circ-30^\circ$  d)  $20^\circ-35^\circ$  basınç açıları

Şekil 4.26 ve 4.27 da sırasıyla 0,5 – 1 rim oranı için farklı hata miktarları ve basınç açılarındaki hesaplanan kavrama rijitlik değerleri görülmektedir. Önceki sonuçlara benzer olarak burada da süren taraf basınç açısının artması ile kavrama rijitlik değerleri artmaktadır. Hata miktarının artması ile kavrama rijitlik değerleri azalmaktadır. Bu azalma süren taraf basınç açısının artması ile birlikte azalmaktadır. Ayrıca rim oranının artması ile birlikte tek diş rijitlik sonuçlarına paralel olarak kavrama rijitliği de düşmektedir.

Kavrama rijitliği ile ilgili olarak elde edilen bulgular aşağıdaki gibi sıralanabilir.

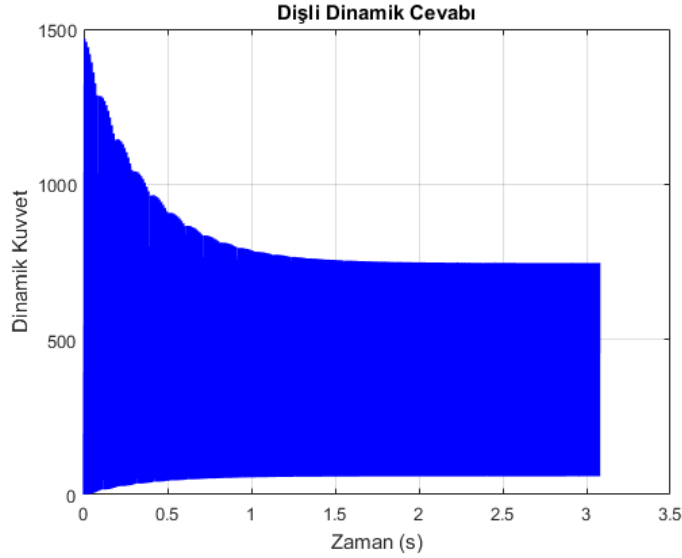
- Kavrama rijitliği süren taraf basınç artması ile artmaktadır. Bunun sebebi, asimetrik dişli çarkların diş kökündeki kalınlığın simetrik diş profiline göre daha geniş olmasıdır. Basınç açısı arttıkça bu kalınlık artmakta ve diş daha rijit davranmaktadır.
- Dişli çarklarda meydana gelen çatlaklar kavrama rijitliğini düşürmektedir. Hata mertebesi arttıkça kavrama rijitliğindeki düşüşte artmaktadır.
- Rim oranının artması ile birlikte kavrama rijitliğinde bir azalma meydana gelmektedir. Küçük rim oranlı dişli çarklarda dişli gövdesinin deplasmanları daha az olacağından daha rijit davranacaktır. Rim oranı büyüdükçe kuvvet etkisi altında gövdede deplasman meydana geldiğinden daha yüksek deplasmanlar ve buna bağlı olarak daha düşük rijitlikleri görülecektir.
- Rim oranının artmasıyla birlikte hataların etkisi daha belirgin hale gelmiştir. Düşük rim oranlarında diş hatası artsa bile kavrama rijitliğine olan etkisi büyük rim oranlı dişlilere göre daha düşüktür.
- Süren taraf basınç açısının artmasıyla birlikte, tek diş bölgesi artmaya başlamıştır. Bu nedenle dişli kavrama oranı düşecektir. Buda dinamik açıdan yüksek süren taraf basınç açılı dişlileri olumsuz etkileyecektir. Dinamik olarak kötü hale gelmesini sağlayacaktır.
- Bir dişin tamamen hasara uğraması sonucunda diş eksilmesi meydana gelirse kavrama rijitliği, tek dişli çiftinin temas ettiği bölgede ( $|BD|$  bölgesi) sıfır olacaktır. Buda  $|BD|$  bölgesinde temasın ortadan kalktığı darbeli çalışmanın söz konusu olacağı anlamına gelmektedir.

#### 4.4. Dişli Dinamiği Sonuçlarının Literatür ile Doğrulanması

Dişli dinamik modelinden elde edilen sonuçların doğruluğunun literatür ile kıyaslanması amacı ile Lin (1985) ve Yoon ve ark. (1996) sonuçları ile kıyaslamalar yapılmıştır. Aşağıda tasarım parametreleri ve sistem çalışma şartları verilen dişli çifti için dinamik analizler gerçekleştirilip sonuçlar karşılaştırılmıştır.

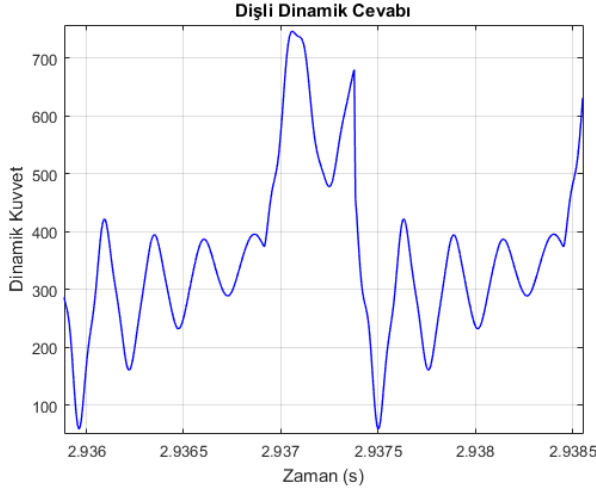
( $m=3,18$  mm,  $z_1=36$ ,  $z_2=36$ ,  $n_1=1600$  d/dk,  $\kappa_{si}=0,1$ ,  $b=25,4$ mm Simetrik diş profili  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısı hali için)

1600 d/dk için 500000 iterasyon sonucu oluşan yakınsama grafiği Şekil 4.28'de verilmektedir. Dinamik yükler başlangıçta yüksek olmakla birlikte, çözüm algoritması ilerledikçe kuvvetler yakınsamaktadır. Elde edilen sonuçlar yakınsama bölgesi üzerinden alınmaktadır.

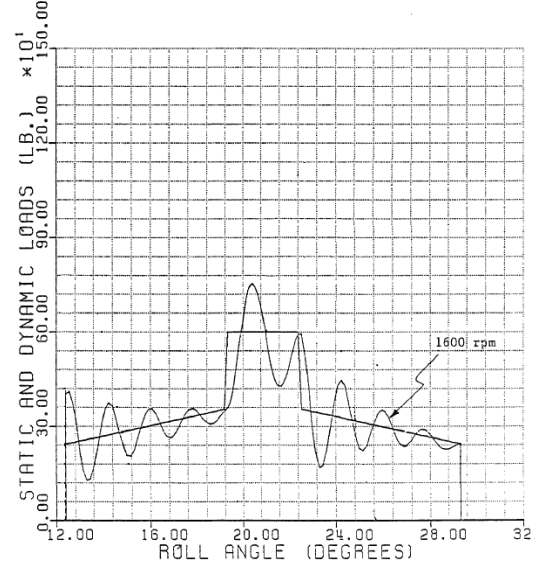


**Şekil 4.28.** 6 Serbestlik dereceli dinamik modelin yakınsaması

Altı serbestlik dereceli model için Lin (1985) ile yapılan doğrulama çalışması Şekil 4.28' de verilmiştir.



a)

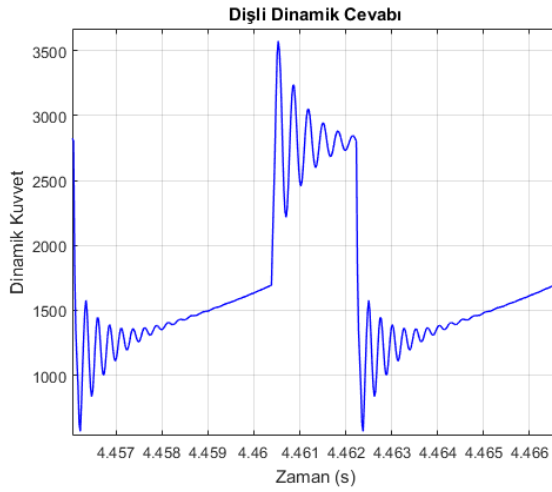


b)

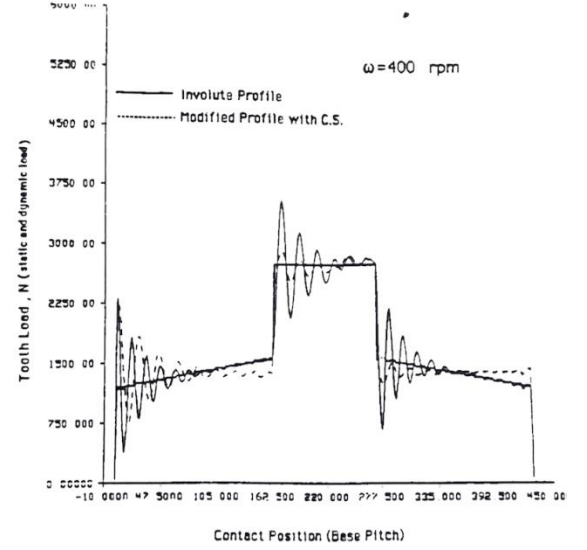
**Şekil 4.29.** Bu tez çalışması ile Lin (1985) sonuçlarının kıyaslanması a) bu tez çalışması b) Lin (1985)

Şekil 4.29’da gösterilen doğrulama çalışması sonucu ile bu çalışmada elde edilen sonuçların literatüre oldukça yakın olduğu görülmüştür. Her iki çalışmada da dinamik kuvvetler benzer değişimi takip etmektedir. Maksimum kuvvet değeri her iki çalışma için de yaklaşık 730 lb olarak hesaplanmıştır.

Benzer bir doğrulama çalışması  $n=400$  d/dk için yapılmıştır. Yoon ve ark. (1996) tarafından gerçekleştirilen analiz çalışması ile bu çalışmada gerçekleştirilen altı serbestlik dereceli model karşılaştırılmıştır. 400 d/dk için literatür ile yapılan kıyaslama sonucunda, literatür ile benzer sonuçlar elde edilen bir model ortaya konulmuştur (Şekil 4.30). Her iki model ile de maksimum dinamik kuvvet değerinin 3500 N civarında olduğu görülmektedir.



a)

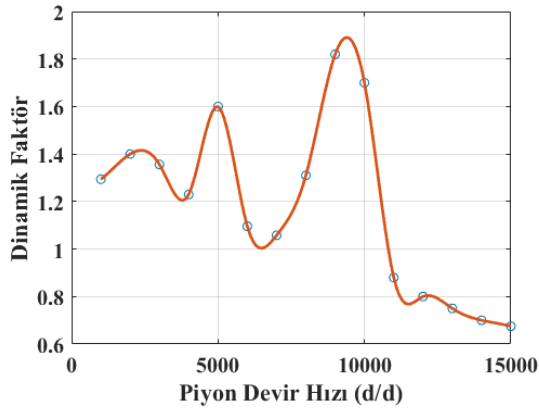


b)

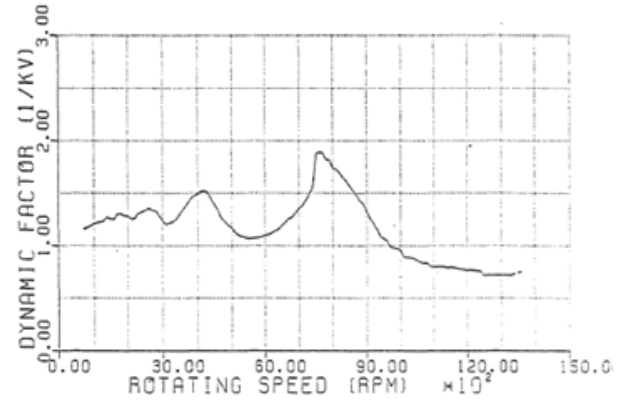
**Şekil 4.30.** Altı Serbestlik dereceli model ile Yoon ve ark. (1996) çalışmasının kıyaslanması a) bu tez çalışması b) Yoon ve ark. (1996)

Tek bir kavrama durumu için doğrulama çalışmasının gerçekleştirilmesinden sonra, farklı devir sayıları için, maksimum dinamik faktör değerlerinin bir araya getirilmesi ile sistemin frekans cevabı oluşturulmuştur. Şekil 4.31'de bu çalışmadan elde edilen frekans cevabı ile Lin (1985) ve Yoon ve ark. (1996)' da hesaplanan frekans cevap eğrileri karşılaştırılmaktadır. Sistemin frekans cevap eğrisi incelendiğinde birinci ve ikinci rezonans bölgeleri açıkça görülmektedir.

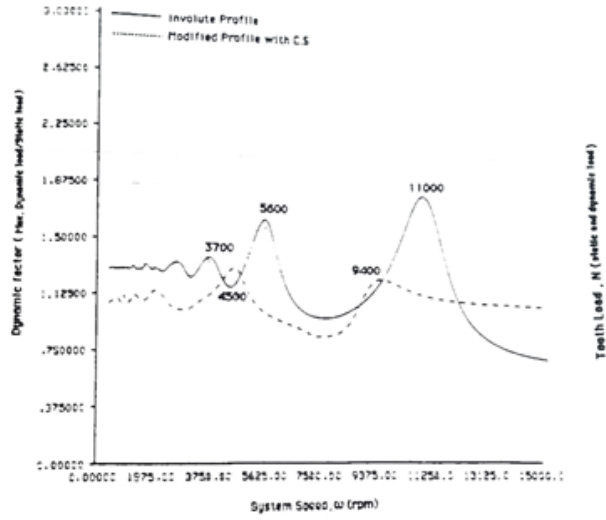
Bu çalışmada sistemin birinci rezonans bölgesi yaklaşık 5000 d/d olarak belirlenmiştir. Maksimum dinamik faktör değeri 1,6 civarındadır. Lin (1985) için bu değer yaklaşık 4100 d/d 'da 1,52 olarak tespit edilmiştir. Yoon ve ark. (1996) için ise 5600 d/d' da 1,6'dır. İkinci rezonans bölgeleri için sırası ile bu çalışmada 9500' d/d' da 1,85, Lin (1985) 7900 d/d' da 1,85, Yoon ve ark. (1996) için ise 11000 d/d' da 1,875 olarak belirlenmektedir. Sonuçlar incelendiğinde modellerin serbestlik derecelerinin farklı olması, kavrama rijitliklerinin farklı hesaplama yöntemleri kullanılarak hesaplanması vb. gibi farklılıklardan dolayı bu kadar bir farkın olmasının normal olduğu anlaşılmaktadır. Bu nedenle bu çalışma için oluşturulan dinamik modelin literatür ile uyumlu olduğu söylenebilir.



a)



b)



c)

**Şekil 4.31.** Frekans cevabı için farklı çalışmalar ile literatür doğrulaması a) bu tez çalışması b) Lin (1985) c) Yoon ve ark. (1996)

#### **4.5. Dinamik İletim Hatası, Titreşim Sonuçlarının Hata İndikatörleri ile Değerlendirilmesi ve Hata Tespitinin Gerçekleştirilmesi**

Hesaplanan kavrama rijitlik değerleri, sağlıklı ve farklı hata mertebelerine sahip standart ve standart olmayan asimetrik dişliler için dinamik modele gönderilerek dinamik model oluşturulmuştur. Dinamik model ile elde edilen, dinamik iletim hatası (DTE) ve rulman üzerinden titreşim verileri toplanmıştır. Sağlıklı dişliler için elde edilen sinyaller kontrol grubu olarak ele alınmıştır. Dinamik modelden elde edilen hatalı sinyaller ise istatistik indikatörler yardımı ve sağlıklı dişliden elde edilen sinyaller ile değerlendirilerek hata tespiti yapılmıştır.

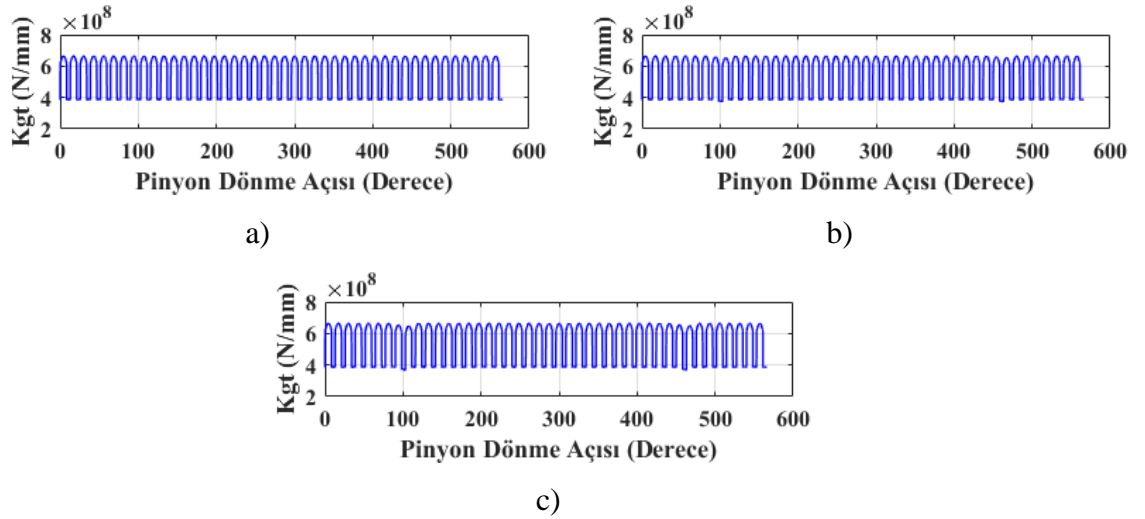
Toplamda dört farklı basınç açısı, dört farklı rim oranı için 16 farklı dişli için simülasyonlar yapılmıştır. Her bir dişli için bir sağlıklı ve dört hatalı durum ele alındığından, yaklaşık 80 durum oluşmaktadır. 0,3 rim oranı için %25 ve %75 hata durumlarında sonuçlar birbirine çok yakın olduğundan değerlendirilmemiştir. Yine tek diş rijitliğinin hesaplanamadığı 3 durum için de dinamik model oluşturulamamıştır. Bu nedenle toplam durum sayısı 69 olarak belirlenmiştir.

69 durum için dinamik analiz, oluşturulan altı serbestlik dereceli model oluşturularak gerçekleştirilmiş, tüm durumlar için ayrı ayrı dinamik iletim hatası ve titreşim sinyalleri elde edilmiştir. Dinamik modelin yakınsamasından sonra, pinyon dişlinin 600 derecelik dönmesi sırasında meydana gelen veriler kontrol verisi olarak kullanılmıştır. Bu kontrol verisinin daha uzun olması sonuçları değiştirmeyecektir. Bir tam tur 360 derecelik kontrol sinyali, doğru sonuçlar için yeterli olacaktır; ancak sinyallerin daha anlamlı görünmesinden dolayı bu mesafe 600 derece olarak belirlenmiştir. Elde edilen sinyaller istatistiksel indikatörlerle değerlendirilerek hata tespiti yapılmıştır. Grafikler üzerinde anlatılan indikatörler, kısaltmalar ile gösterilmektedir. Burada; ‘‘K’’ – Kurtosis , ‘‘RMS’’ – Root mean square, ‘‘CF’’ – Crest Factor, ‘‘M’’ – Ortalama (Mean), ‘‘S’’ – Standart sapma ve ‘‘V’’ – Varyans indikatörlerini temsil etmektedir.

#### 4.5.1. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-20^\circ$ Simetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

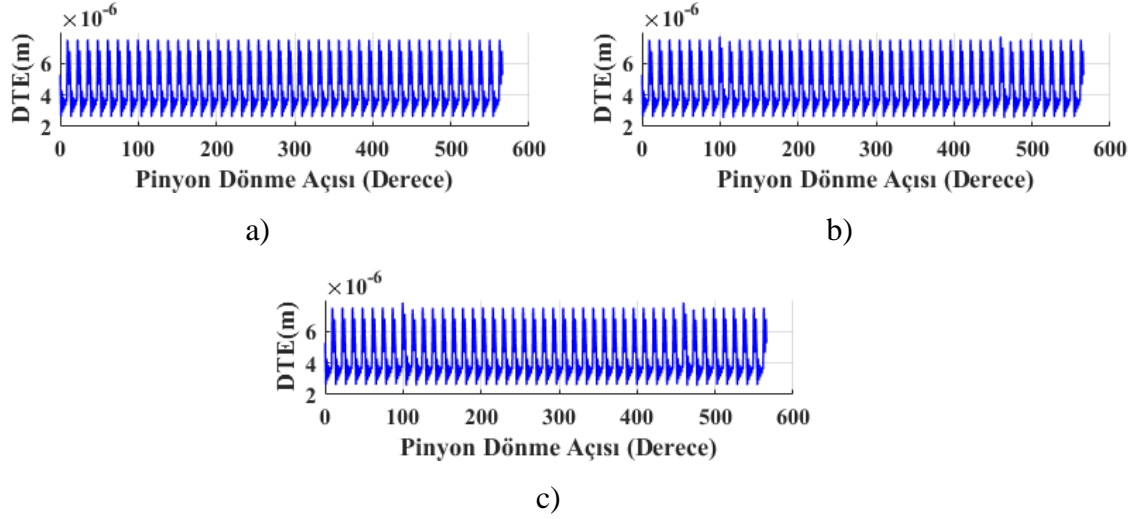
Şekil 4.32 ve 4.33'te  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ-20^\circ$  basınç açısı için 600 derecelik dönme durumunda kavrama rijitliği (Kgt) ve dinamik iletim hatası (DTE) sonuçları görülmektedir. Sağlıklı durumda maksimum rijitlik değeri  $6,3 \times 10^8$  N/mm olduğu görülmektedir. Dinamik iletim hatası değerlerinin ise 4 ile 7  $\mu\text{m}$  arasında değiştiği görülmektedir. Hata miktarının artması ile birlikte kavrama rijitliği düşerken, dinamik iletim hatası değerleri hatanın meydana geldiği dişli üzerinde çok azda olsa artma eğiliminde olduğu görülmektedir.

Moment iletimi esnasında tekrardan hatasız dişlinin devreye girmesi ile dinamik iletim hatasındaki değişim son bulmaktadır. 0,3 rim oranında kavrama rijitliğindeki düşüşün çok az olması sebebi ile dinamik iletim hatası ve titreşim değerlerindeki artış da düşük olmuştur.



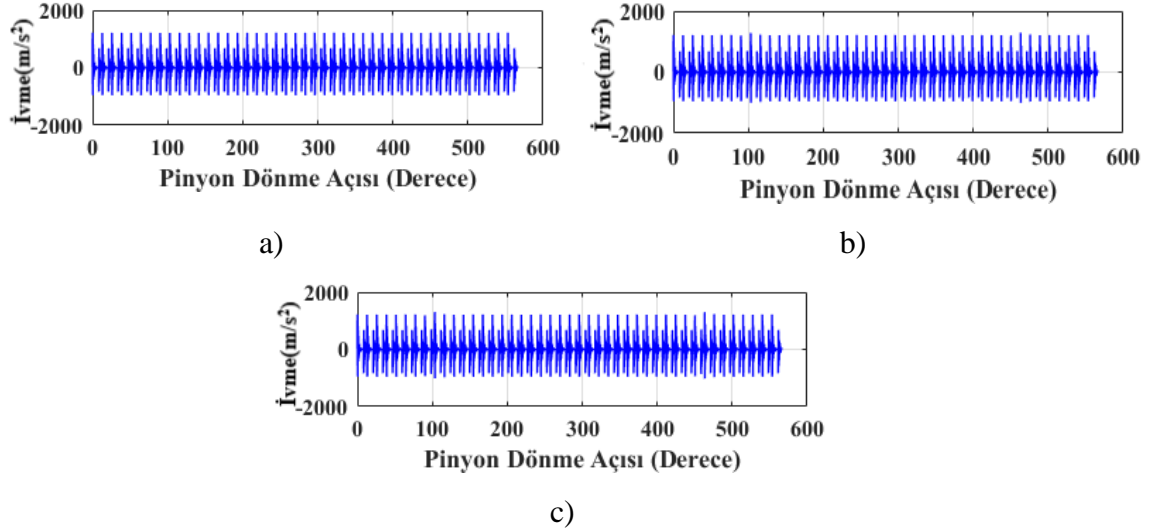
**Şekil 4.32.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ-20^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları  
a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli





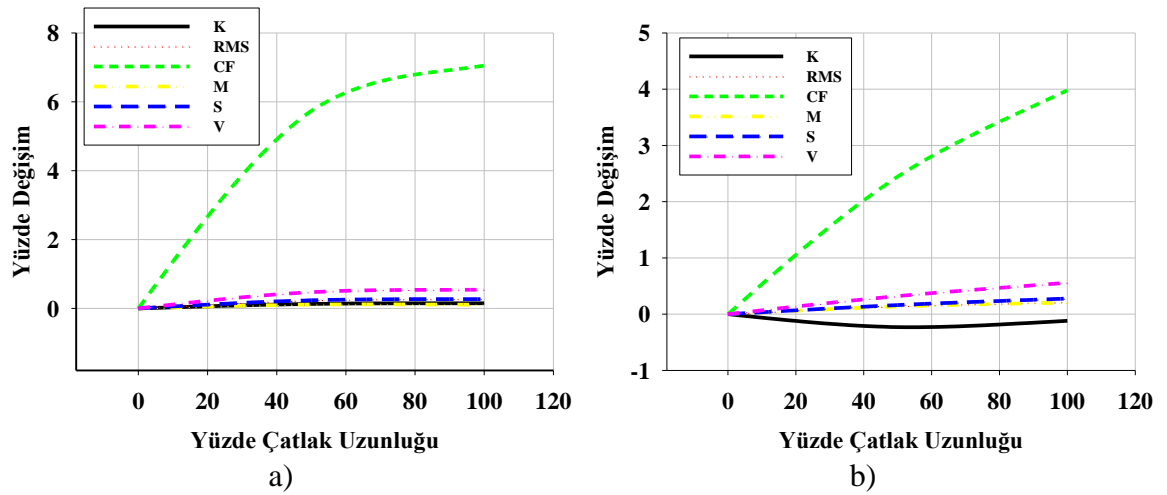
**Şekil 4.33.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli

Şekil 4.34'te  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısı için 600 derecelik dönme durumunda rulman üzerinde meydana gelen titreşim değişimi görülmektedir. Hatalı dişlinin devreye girmesi ile rulman üzerinde oluşan titreşim değerleri de dinamik iletim hatasında olduğu gibi artmış, hatalı dişlinin devreden çıkması ile titreşim değerleri de normale dönmüştür. Rijitlik değerlerindeki değişimin çok az olması nedeni ile titreşim değerlerinde ki değişimde sınırlı kalmıştır. Bu durum için hatanın tespit edilmesinin zor olduğu görülmektedir.



**Şekil 4.34.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli

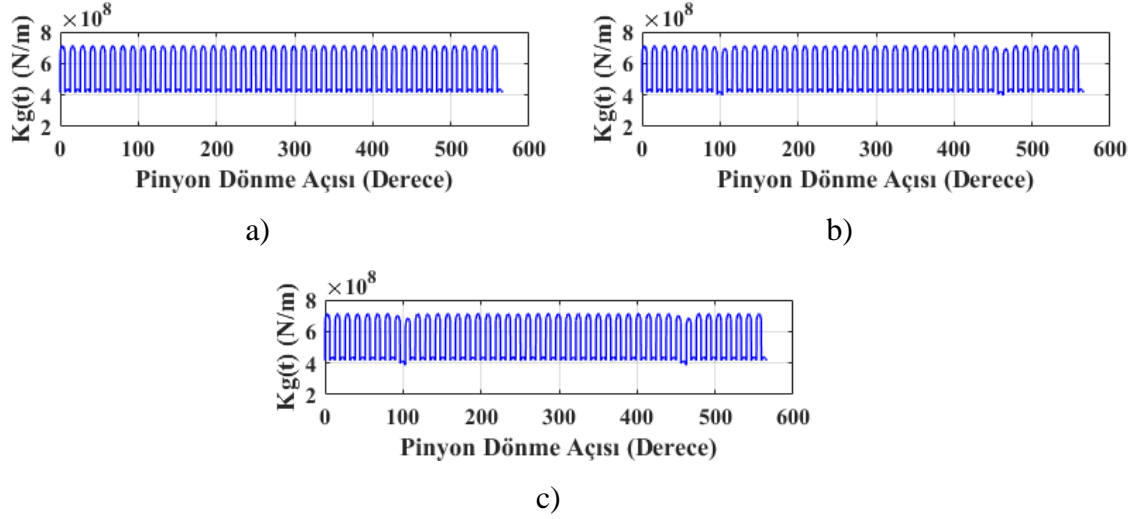
Elde edilen titreşim ve dinamik iletim hatası sinyalleri istatistiki indikatörlerce incelendiğinde, hatanın artması ile birlikte iki farklı sinyal için de farklı cevapların alındığı görülmektedir. Burada her iki sinyal için de, hata tespitinde en etkili indikatör Crest faktör olarak karşımıza çıkmaktadır (Şekil 4.35). Diğer indikatörlerin değişimi ise oldukça sınırlı kalmıştır. Hatanın başlangıcında bu kadarlık bir fark ile hatanın tespit edilmesinin oldukça zor olduğu görülmektedir. Şekil 4.34 incelendiğinde titreşim sinyallerinde maksimum değişim %7 iken, dinamik iletim hatasında %4 seviyelerinde kalmaktadır. Bu nedenle titreşim sinyalinin dinamik iletim hatasına göre hatanın tespitinde daha etkili bir sinyal olduğu görülmektedir.



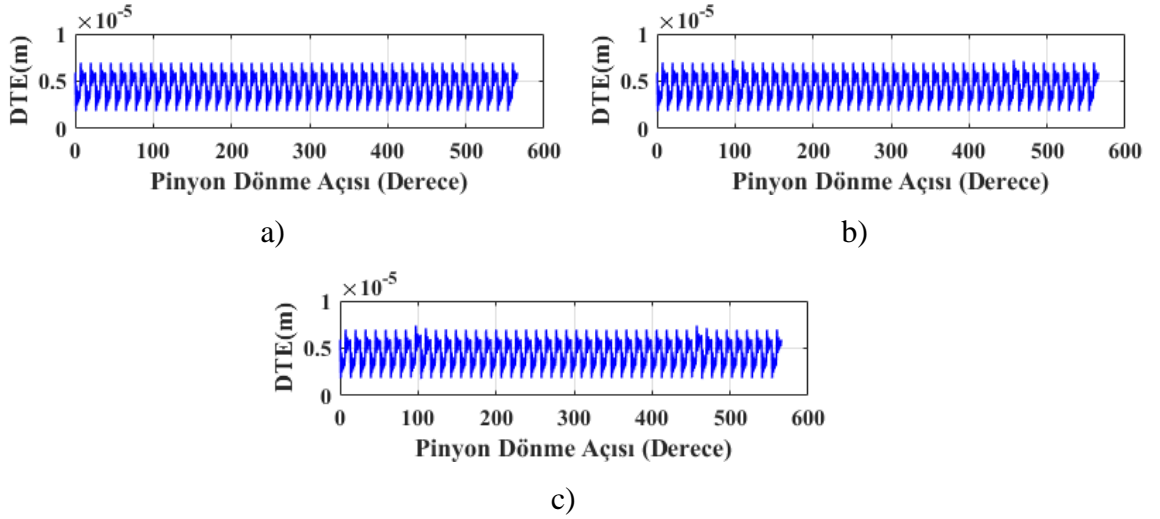
Şekil 4.35.  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ-20^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

#### 4.5.2. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-25^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.36, 4.37’de  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısı için 600 derecelik dönme durumunda kavrama rijitliği (Kgt), dinamik iletim hatası (DTE) sonuçları görülmektedir. Sağlıklı dişliler için tüm kavramaya giriş çıkışlarda eşit kavrama rijitliği ve iletim hatası değişimi görülmektedir. Çatlak miktarının artması ile birlikte, çatlağın olduğu dişli için kavrama rijitliğinin düştüğü görülmektedir. Buna paralel olarak, dinamik iletim hatası değerinin hata miktarının artması ile arttığı gözlemlenmektedir.

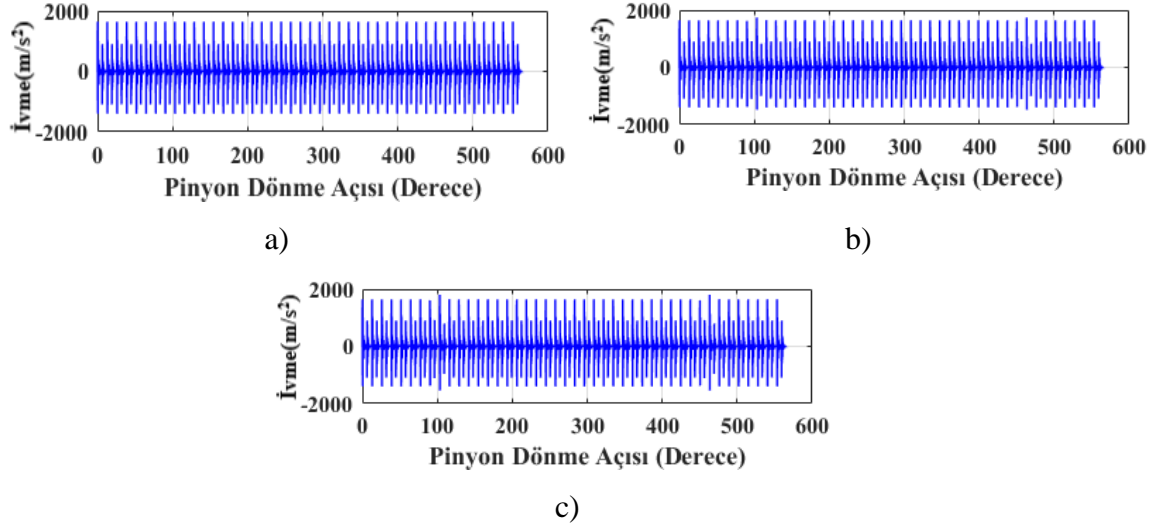


**Şekil 4.36.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli



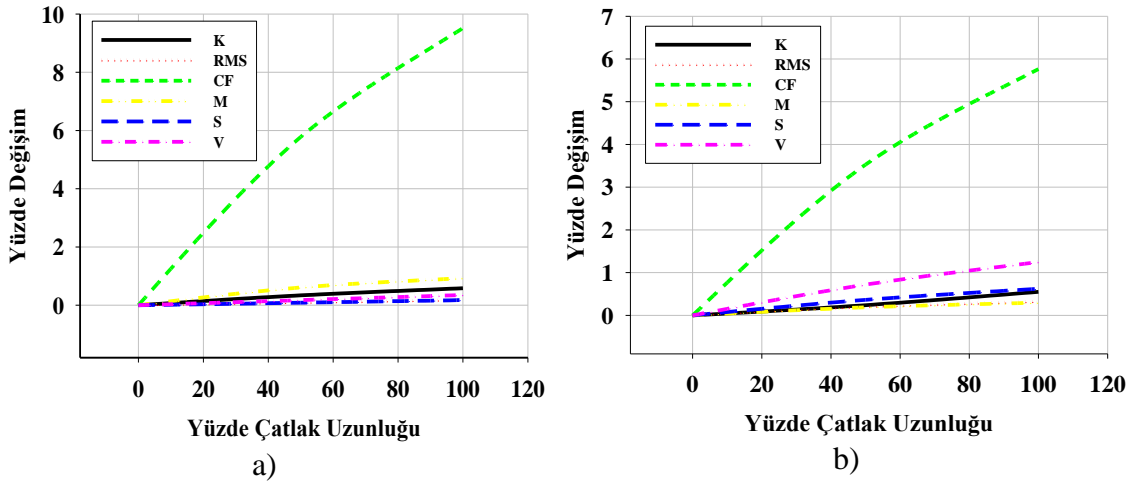
**Şekil 4.37.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli

Farklı hata miktarları için rulmanlar üzerinde alınan titreşim değerlerinin dönme açısına bağlı değişimi, Şekil 4.38'de görülmektedir. Hatalı dişlinin devreye girip çıkması ile rulmanlar üzerinden alınan titreşim değerlerinde artış meydana gelmektedir. Ancak bu artış çok sınırlı seviyelerdedir.



**Şekil 4.38.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli

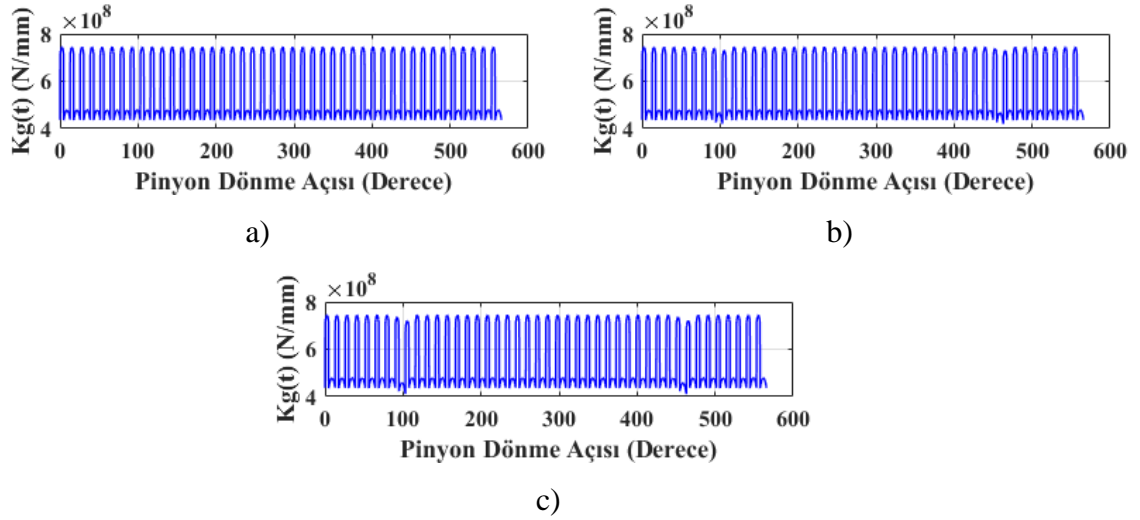
Şekil 4.39'de  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısı istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı olarak değişimi verilmektedir. Sonuçlar incelendiğinde en etkili faktörün Crest faktör olduğu görülmektedir. Diğer indikatörlerin değişimi ise yüzde bir civarında olup sınırlıdır. Ayrıca titreşim sinyalinin dinamik iletim hatası sinyaline göre daha etkili olduğu görülmektedir.  $20^\circ-20^\circ$  süren taraf basınç açısı ile karşılaştırıldığında indikatörlerdeki değişimin biraz daha fazla olduğu görülmektedir.



**Şekil 4.39.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

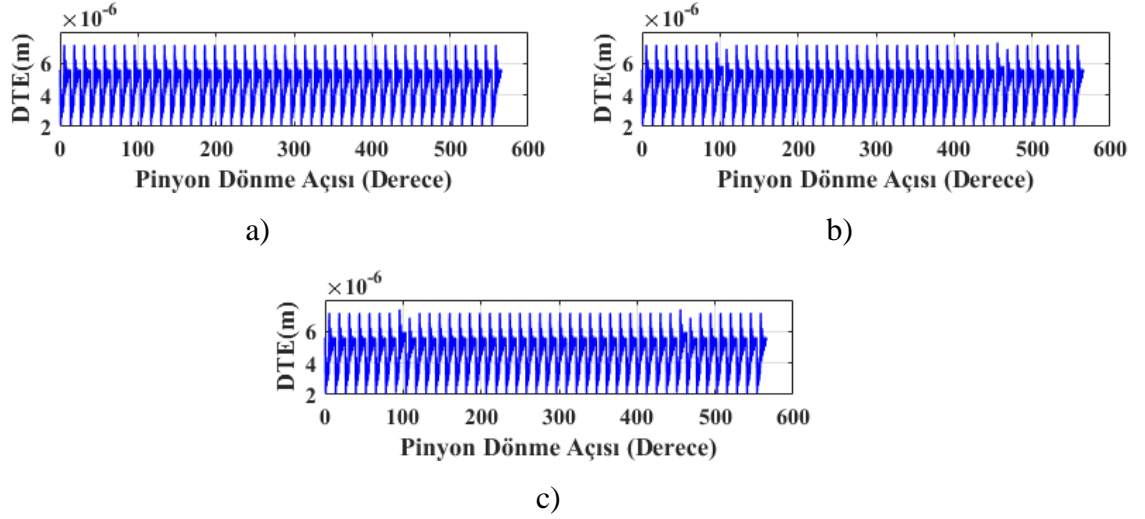
### 4.5.3. $m_b=0,3$ ve $20^\circ$ - $30^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

$m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için dinamik analiz sonuçları, pinyon dişlinin 600 derecelik dönme açısına denk gelecek şekilde, Şekil 4.39, 4.40'de ve 4.41'de gösterilmektedir. Şekil 4.40' da kavrama rijitliğini dönme açısına bağlı değişimi görülmektedir. Sağlıklı dişliler için tüm kavramaya giriş çıkışlarda eşit kavrama rijitliği, değerleri görülmektedir.



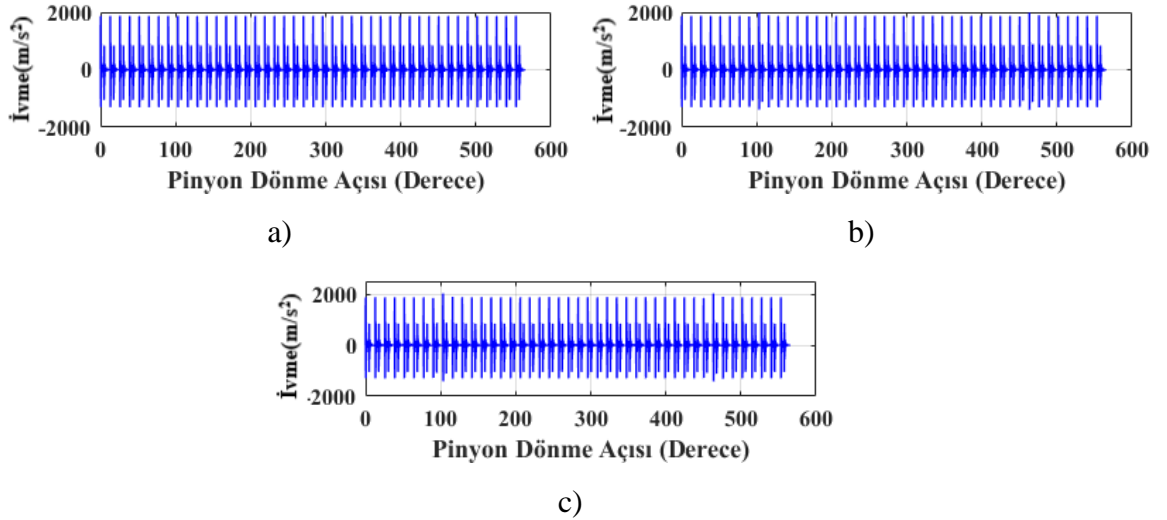
**Şekil 4.40.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli

Çatlak miktarının artması ile birlikte kavrama rijitliği düşmektedir. Buna bağlı olarak kavrama sırasında, hatalı dişli devreye girdiğinde rijitliği düştüğü için kuvvet karşısında daha fazla elastik deformasyona uğrayacak ve dinamik iletim hatası miktarı da artacak. Hata miktarının artmasına bağlı olarak dinamik iletim hatasının değişimi Şekil 3.41'de gösterilmektedir. Kavrama rijitliğindeki düşüş miktarı sınırlı kaldığı için diğer örneklere benzer olarak burada da dinamik iletim hatasında yükselme miktarı sınırlı ölçüde kalmıştır. Buda hata tespitinin zor yapılmasına neden olmaktadır.



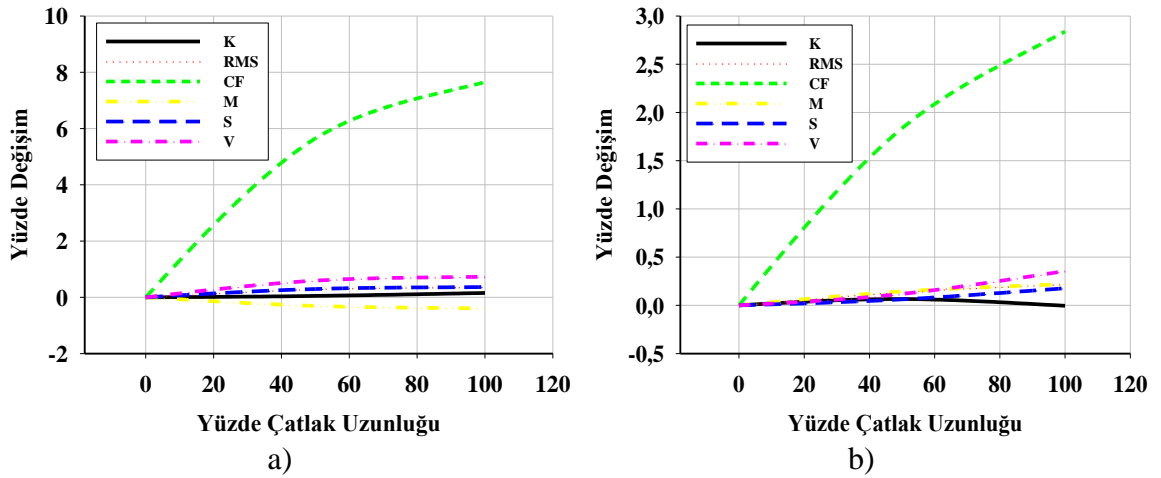
**Şekil 4.41.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli

Şekil 4.42’de  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için rulmanlar üzerinden ölçülen titreşim sinyallerinin değişimi görülmektedir. Tüm denemelerdeki dişli çarklarda, titreşim miktarlarının birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Ancak hatalı dişlilerin devreye girmesi ise titreşim miktarlarında küçükte olsa yükselmeler görülmektedir. Ayrıca basınç açısının artması ile birlikte titreşim değerlerinin de arttığı görülmektedir.



**Şekil 4.42**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli

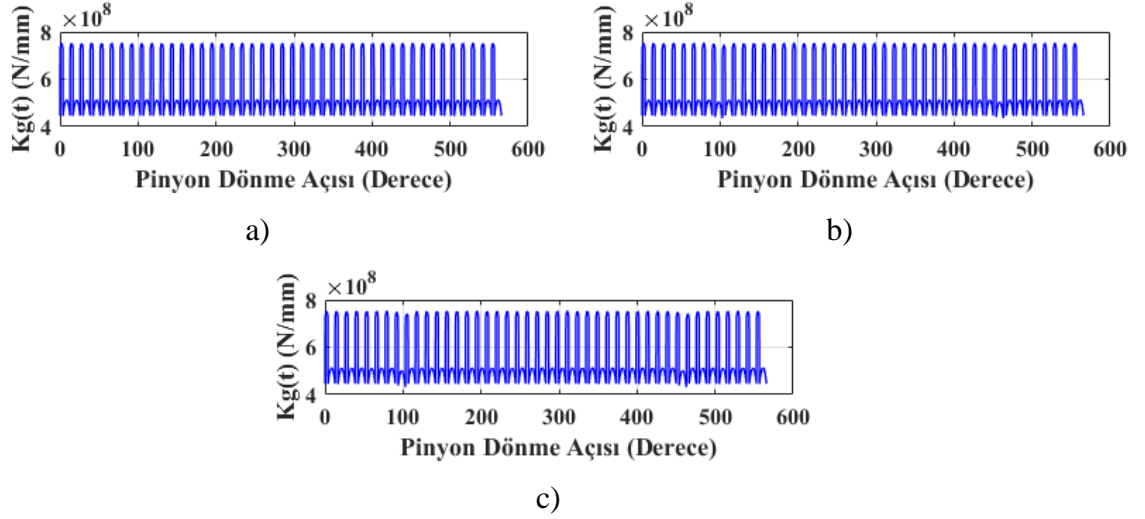
Şekil 4.43'te  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ-30^\circ$  basınç açısı istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı olarak değişimi verilmektedir. Şekil incelendiğinde, diğer durumlara benzer olarak hata miktarının artması ile birlikte, istatistiki indikatör değerlerinde de artış meydana gelmektedir. Crest faktörün hata tespitinde en etkili indikatör olduğu görülmektedir. Diğer faktörlerin ise çok az değiştiği görülmektedir. Burada  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısı durumuna ters olarak, indikatörün değişim değerleri basınç açısının artması ile azalmıştır.



**Şekil 4.43.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ-30^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

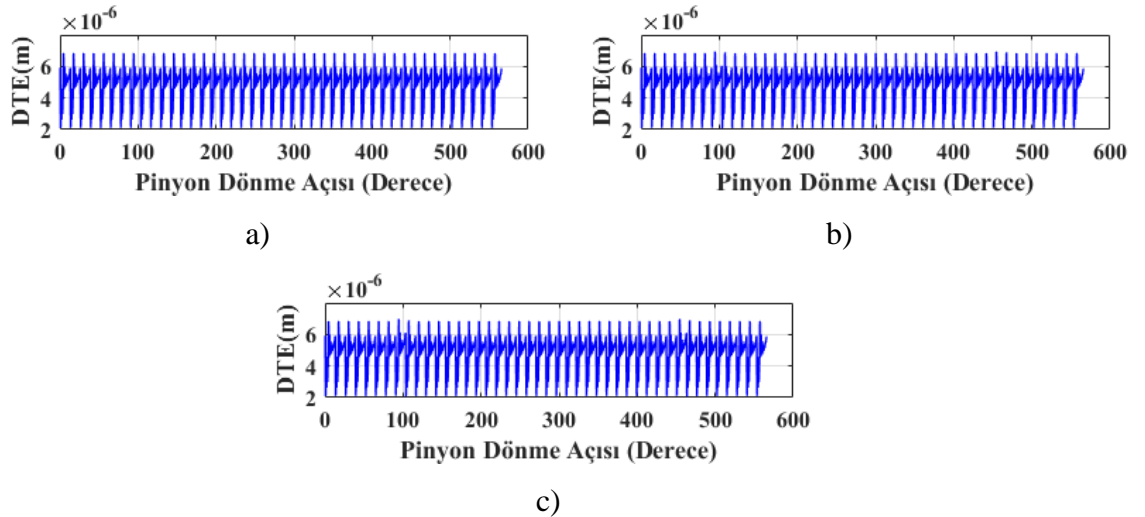
#### 4.5.4. $m_b=0,3$ ve $20^\circ-35^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.44'te  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ-35^\circ$  basınç açısı için dişlinin dönmesine karşılık gelecek şekilde kavrama rijitliği değişimi görülmektedir. Sağlıklı dişlide her bir dişin kavramaya girip çıkması ile kavrama rijitliğinde bir değişim olmamaktadır. Çatlağa sahip dişli çarkta ise, çatlak miktarına bağlı olarak, kavrama rijitliğinde düşüş meydana gelmektedir.



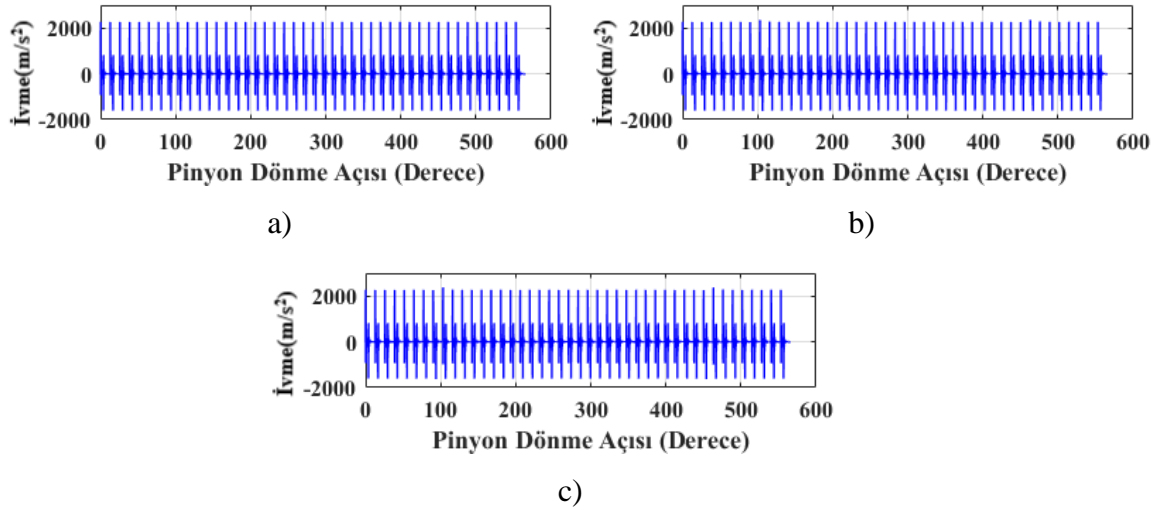
**Şekil 4.44.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $35^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları  
a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli

Şekil 4.45'de sağlıklı %50 ve %100 hatalı dişliler için dinamik modelden elde edilen dinamik iletim hatası değişimleri görülmektedir. Dinamik iletim hatasının  $2\mu\text{m}$  ile  $7\mu\text{m}$  arasında değiştiği görülmektedir. Hata miktarının artması ile birlikte dinamik iletim hatası değerleri artmaktadır. Bu durum için artış miktarının çok sınırlı kaldığı görülmektedir. Benzer şekilde Şekil 4.46'da ise yataklar üzerinde okunun titreşim değerleri görülmektedir. Hata miktarının artması ile titreşim değerlerinin de sınırlı ölçüde arttığı görülmektedir.



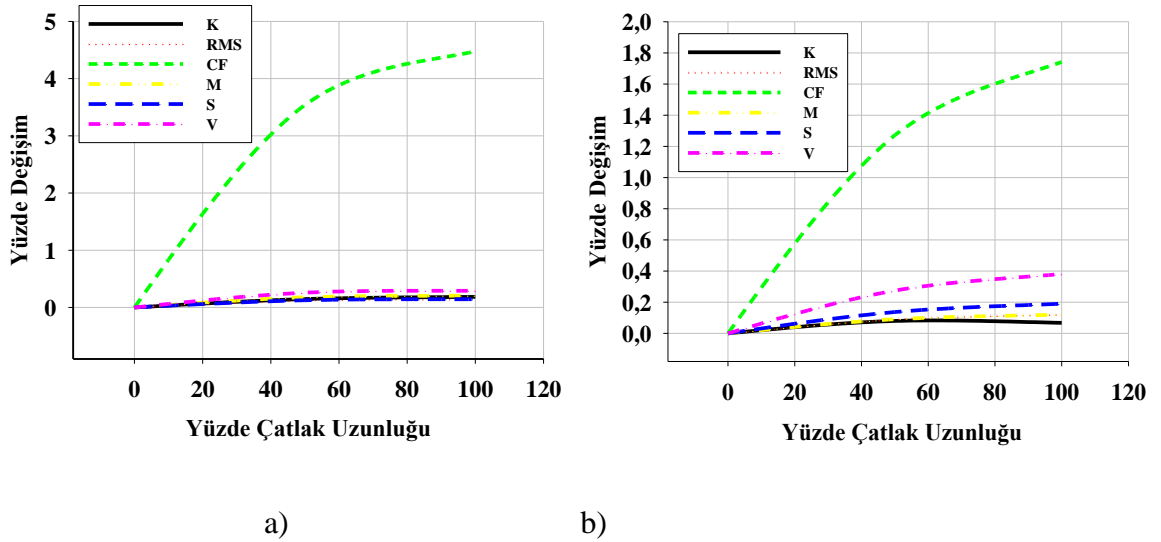
**Şekil 4.45.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $35^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları  
a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli





**Şekil 4.46.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $35^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %50 hatalı dişli c) %100 hatalı dişli

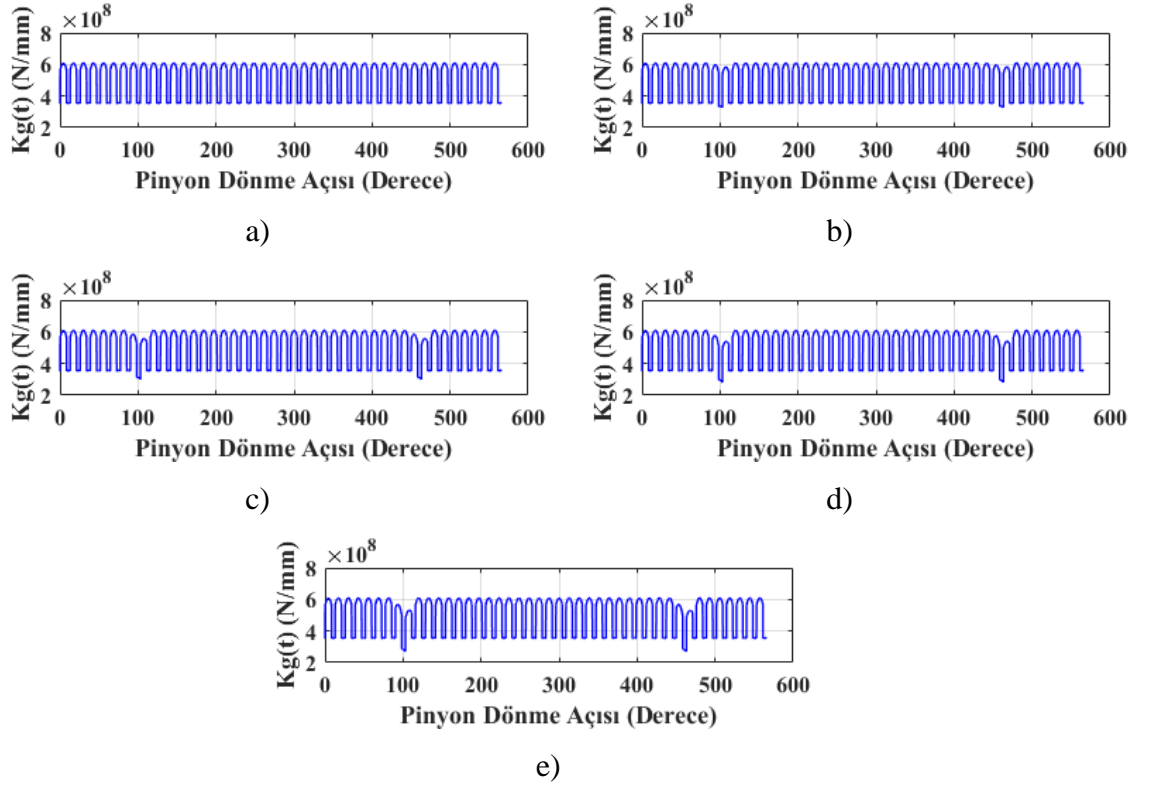
Şekil 4.47'de  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı olarak değişimi verilmektedir. Şekil incelendiğinde hata miktarının artması ile birlikte, indikatörlerin değişim miktarları da artmaktadır. Ancak basınç açısının artmasıyla birlikte, indikatör değerlerinde düşme söz konusudur. Buda hata tespitinin simetrik duruma göre, daha zor olduğu anlamına gelmektedir.



**Şekil 4.47.**  $m_b=0,3$  ve  $20^\circ$ - $35^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

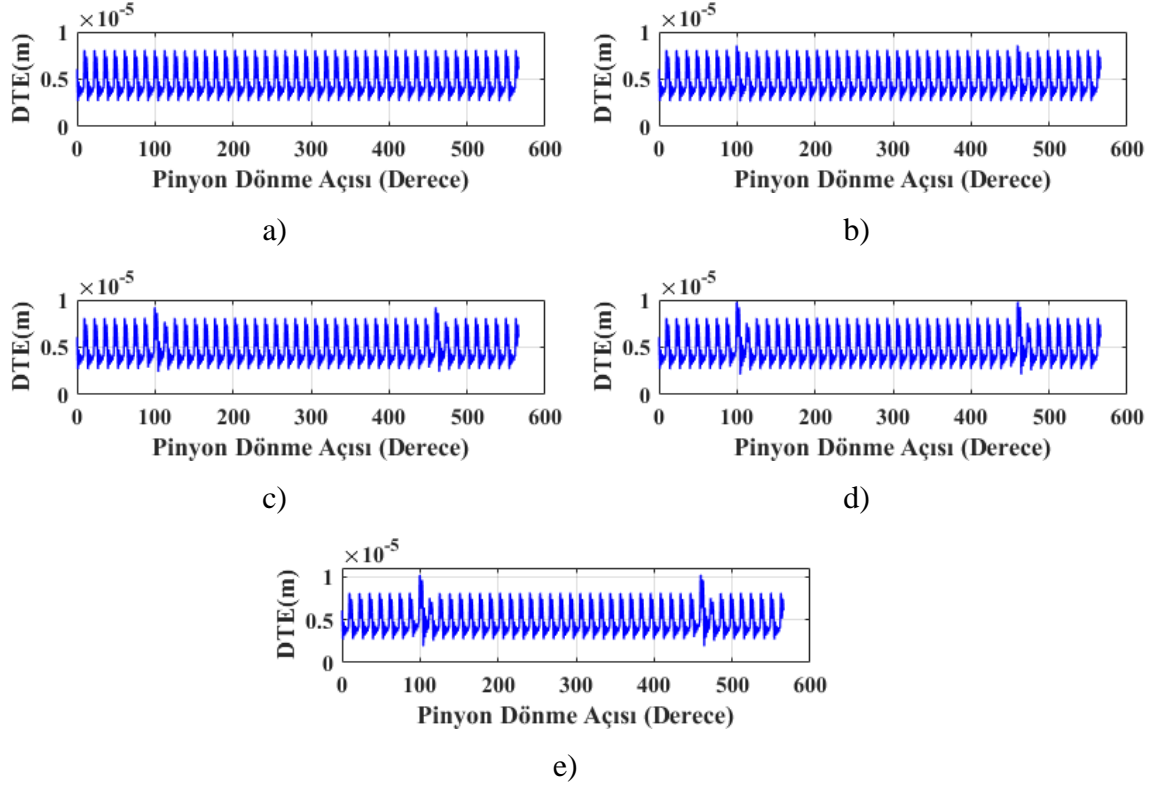
#### 4.5.5. $m_b=0,5$ ve $20^\circ$ - $20^\circ$ Simetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.48'de  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliğinin dönme açısına bağlı değişimi gösterilmektedir. Kavrama rijitlik değerleri  $6 \times 10^8$  ile  $3,5 \times 10^8$  N/mm arasında değişmektedir. Hata miktarının artması ile birlikte, kavrama rijitliğinde düşüş görülmektedir. %100 hatalı durum için  $5,3 \times 10^8$  ile  $2,7 \times 10^8$  N/mm değerine kadar rijitlik değerleri düşmektedir. 0,3 rim oranı ile karşılaştırıldığında 0,5 rim oranı için rijitlik düşüşlerinin daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun nedeni rim kalınlığının ve çatlak uzunluğunun artması birlikte diş daha esnek hale gelmiştir ve çatlaklı durumlar için rijitlik düşüşleri artmıştır.



**Şekil 4.48.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

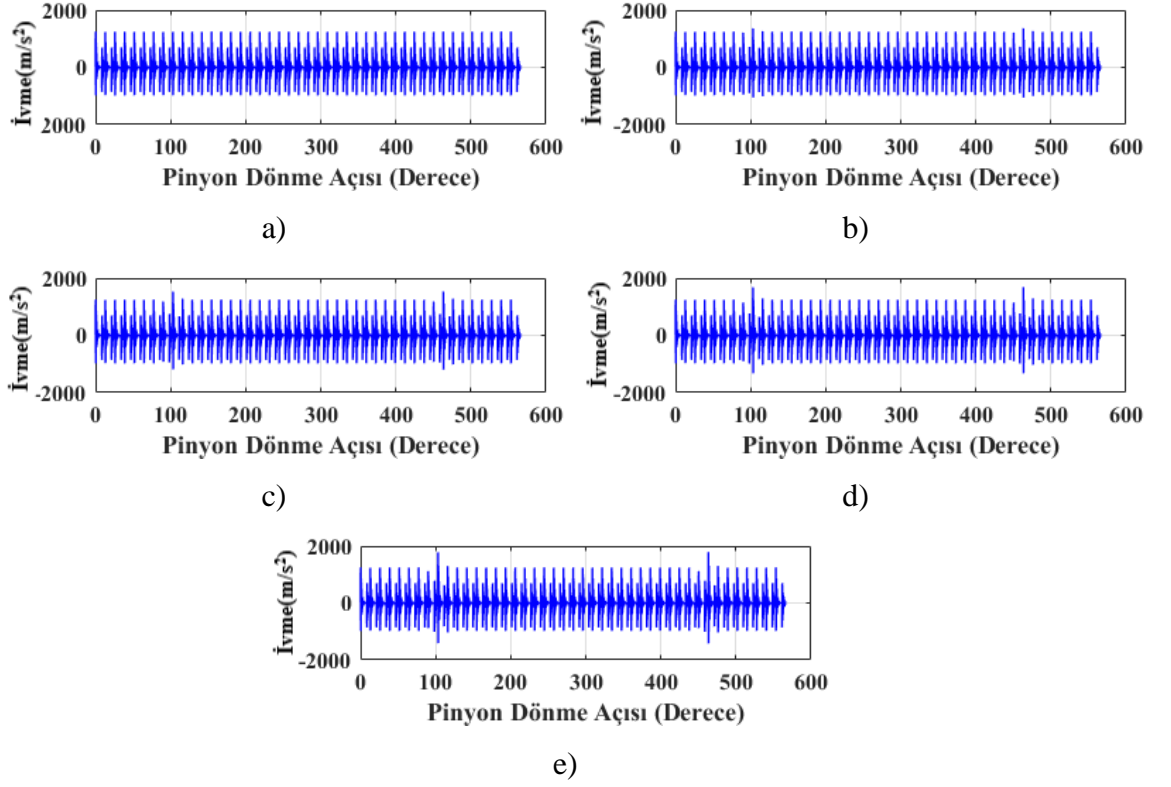
Şekil 4.49 ve 4.50'de sırasıyla dinamik modelden elde edilen dinamik iletim hatası ve titreşim değerlerinin değişimi görülmektedir. Maksimum dinamik iletim hatası sağlıklı dişlilerde  $8 \mu\text{m}$  iken %100 hatalı dişlide  $10 \mu\text{m}$ 'ye çıkmaktadır. Yaklaşık olarak dinamik ileti hatası değerleri %25 oranında artmaktadır.



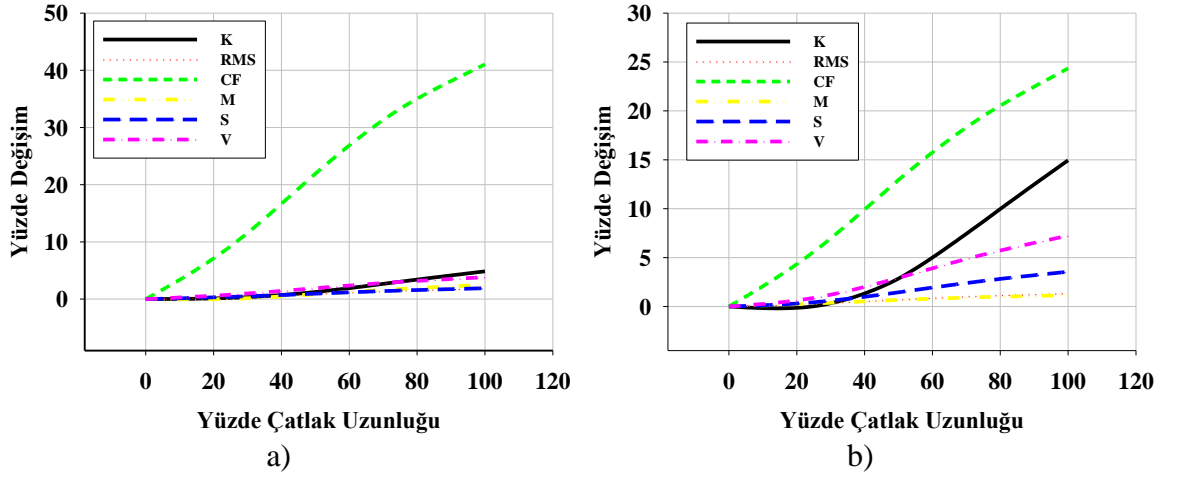
**Şekil 4.49.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Hata miktarının artması ile birlikte, titreşim değerlerinde de artış meydana gelmektedir. Sağlıklı durum için  $1243\text{m/s}^2$  olan ivmelenme değeri  $1789\text{ m/s}^2$ 'ye kadar çıkmaktadır. Hata miktarının artmasıyla kavrama rijitliğindeki azalma miktarı, 0,3 rim oranına göre daha fazladır. Buna bağlı olarak dinamik iletim hatası ve titreşim değerleri de hatalı bölgede daha fazla değişmektedir. Bu da hatanın tespit edilmesini kolaylaştırmaktadır.

Şekil 4.51'de istatistiki indikatörlerin değişimleri görülmektedir. Hata tespitinde en etkili parametrenin Crest Faktör olduğu ve değişim miktarının titreşim sinyali için %40 dinamik iletim hatası için %25 mertebelerinde olduğu belirlenmiştir. Diğer indikatörlerde titreşim sinyali için %10'dan daha az değişim görülmesine karşın, dinamik iletim hatasında hata tespitinin daha belirgin olduğu görülmektedir.



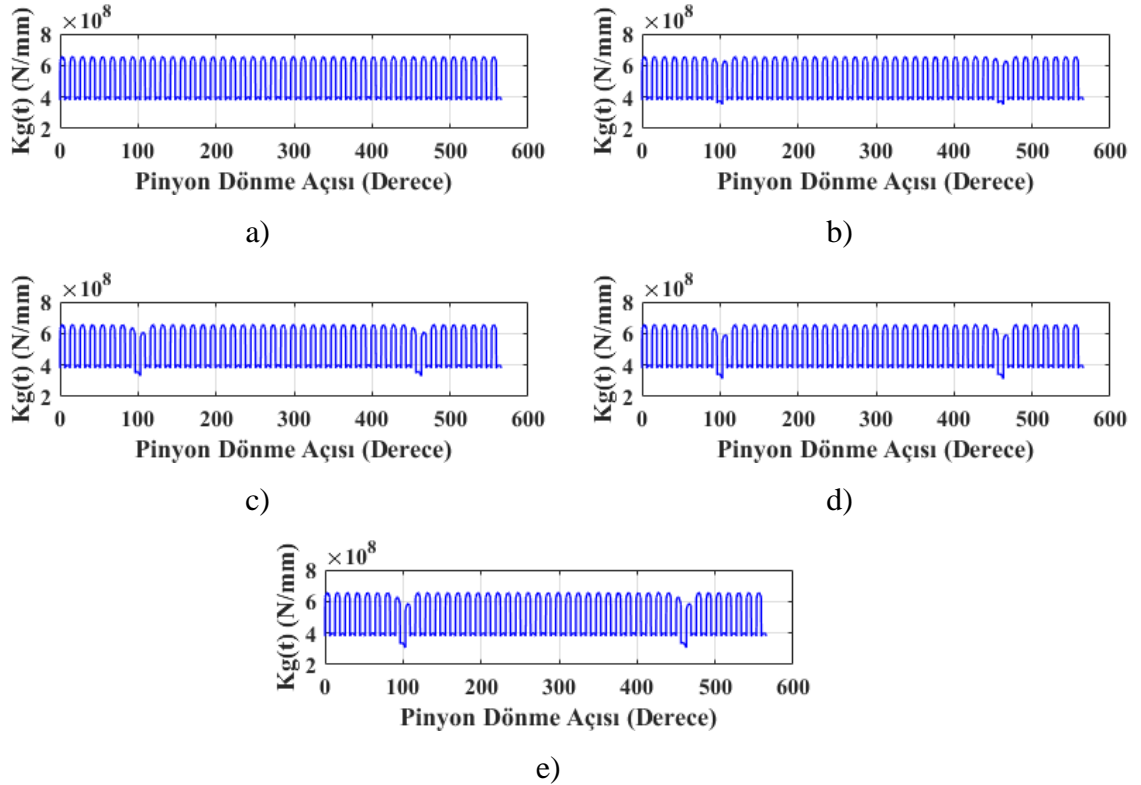
Şekil 4.50.  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ-20^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli



Şekil 4.51.  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ-20^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

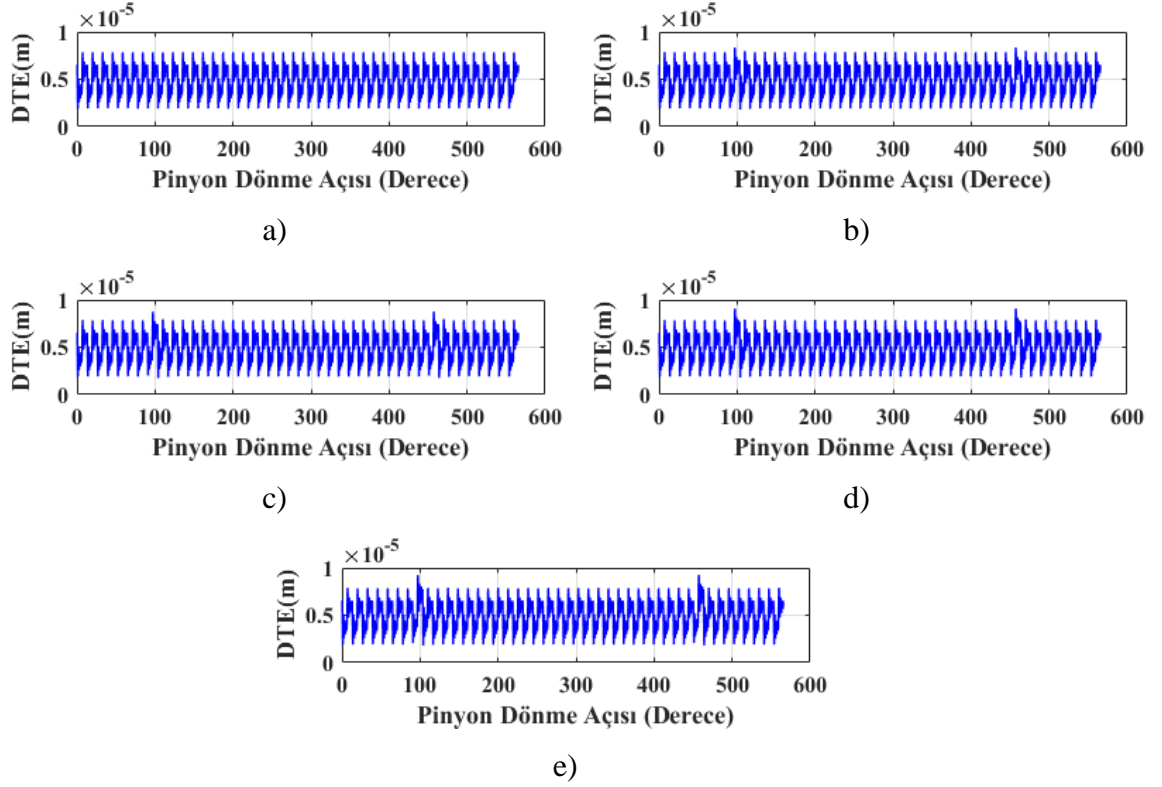
#### 4.5.6. $m_b=0,5$ ve $20^\circ$ - $25^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.52’de  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliğinin değişimi görülmektedir. Basınç açısının artması ile birlikte kavrama rijitliği artmaktadır. Çatlak miktarının artması ile birlikte, kavrama rijitlik değerlerinin düştüğü gözlemlenmiştir. Düşüş miktarı maksimum rijitlik değerlerinde, %10 civarında olup minimum rijitlikleri için ise %26 civarındadır.



Şekil 4.52.  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

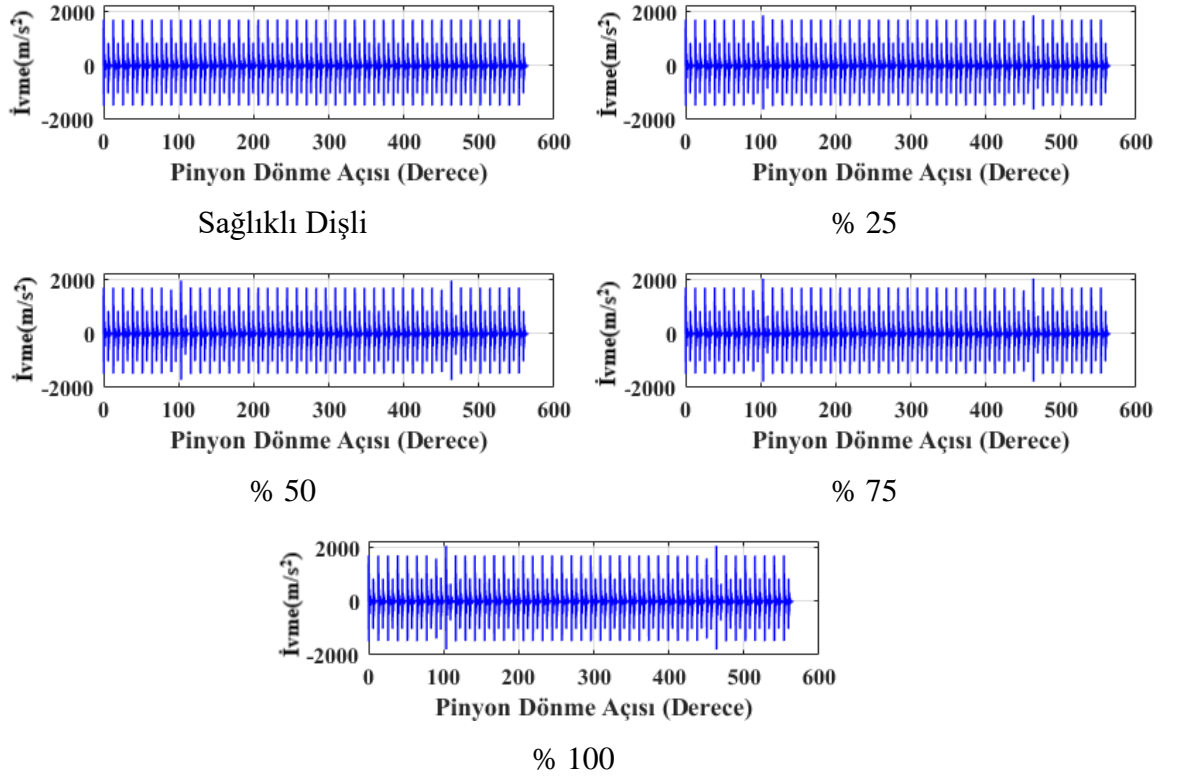
Şekil 4.53’de farklı hata mertebeleri için dinamik iletim hatası değişimleri gösterilmektedir. Rijitlik değerlerindeki düşüğe paralel olarak dinamik iletim hatası değerlerinde de çatlak miktarına bağlı olarak değişimler elde edilmiştir. Gerçekleştirilen dinamik analiz sonucunda, sağlıklı dişliler için yaklaşık  $8\mu\text{m}$  dinamik iletim hatası gözlenirken çatlak ile birlikte bu değer  $9,3\mu\text{m}$  ‘ye ulaştığı görülmektedir.



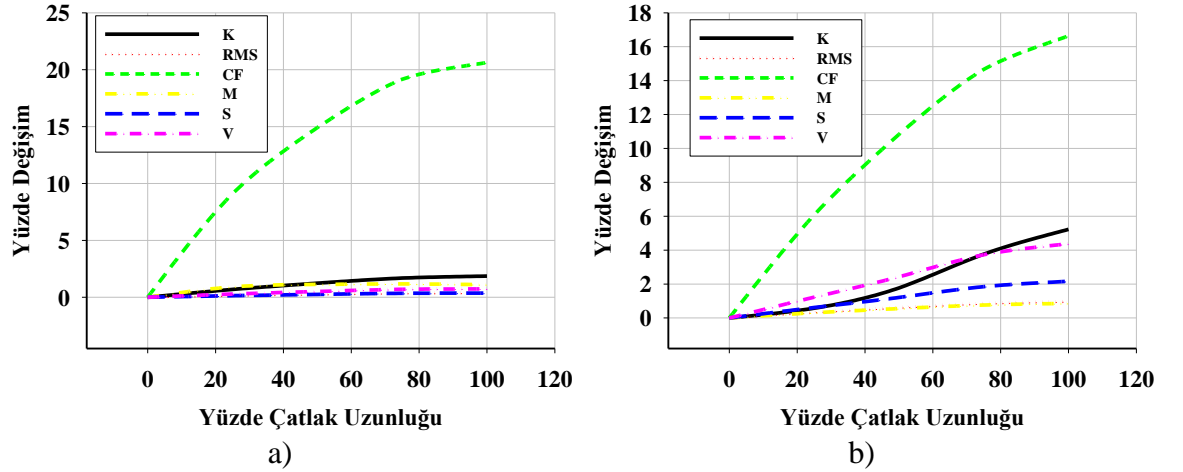
**Şekil 4.53.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Rulmanlar üzerinden toplanan titreşim değişimleri ise Şekil 4.54'te gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde çatlak miktarının artması ile birlikte titreşim miktarlarında da artış meydana gelmektedir. Maksimum çatlak miktarı için %20 civarında titreşim değerlerinde değişim gözlemlenmiştir.

Farklı hata mertebeleri için elde edilen dinamik iletim hatası ve titreşim sinyalleri için istatistiki indikatörler hesaplanmıştır. Şekil 4.55'te incelenen her iki sinyalin farklı hata mertebelerine karşılık gelen indikatör değerleri verilmektedir. İncelenen sinyaller içerisinde hata tespiti için en uygun olanı Crest Faktördür. Titreşim sinyali için yaklaşık %20, dinamik iletim hatası için yaklaşık %17 değişim göstermiştir. Diğer indikatörlerde de yaklaşık olarak %5'lik değişim söz konusudur.



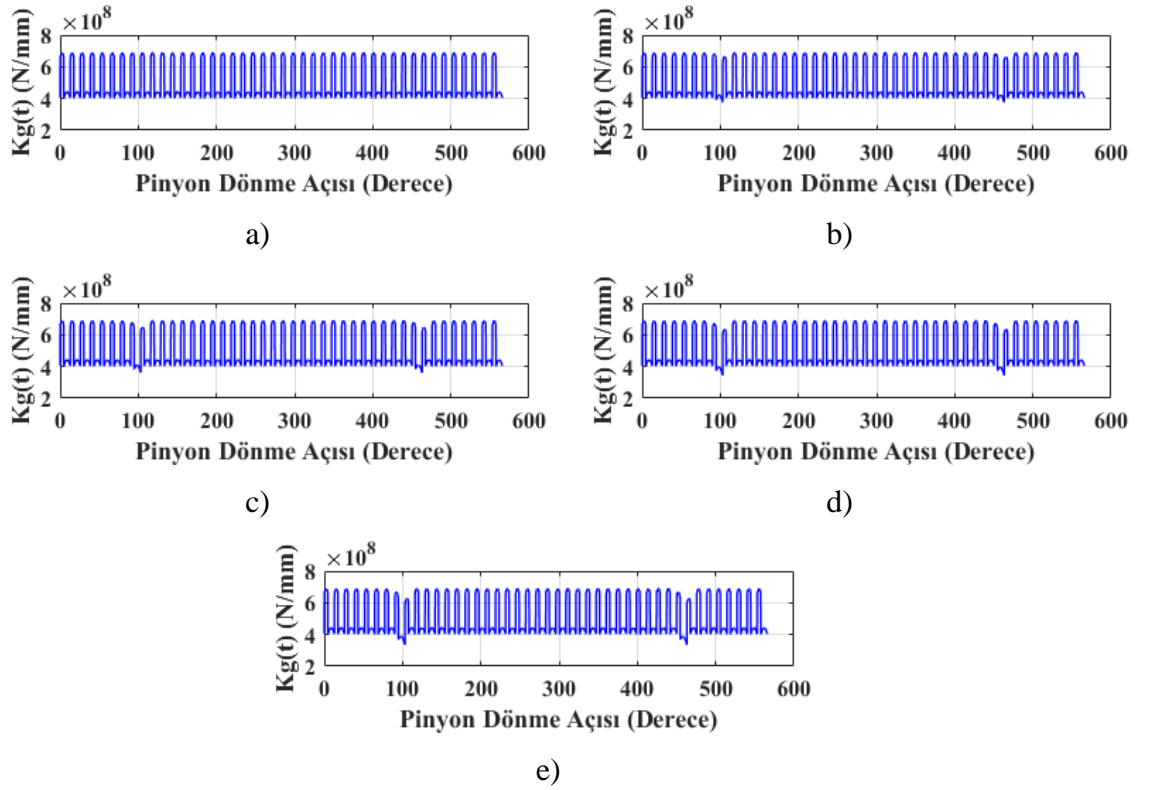
**Şekil 4.54.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli



**Şekil 4.55.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

#### 4.5.7. $m_b=0,5$ ve $20^\circ - 30^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

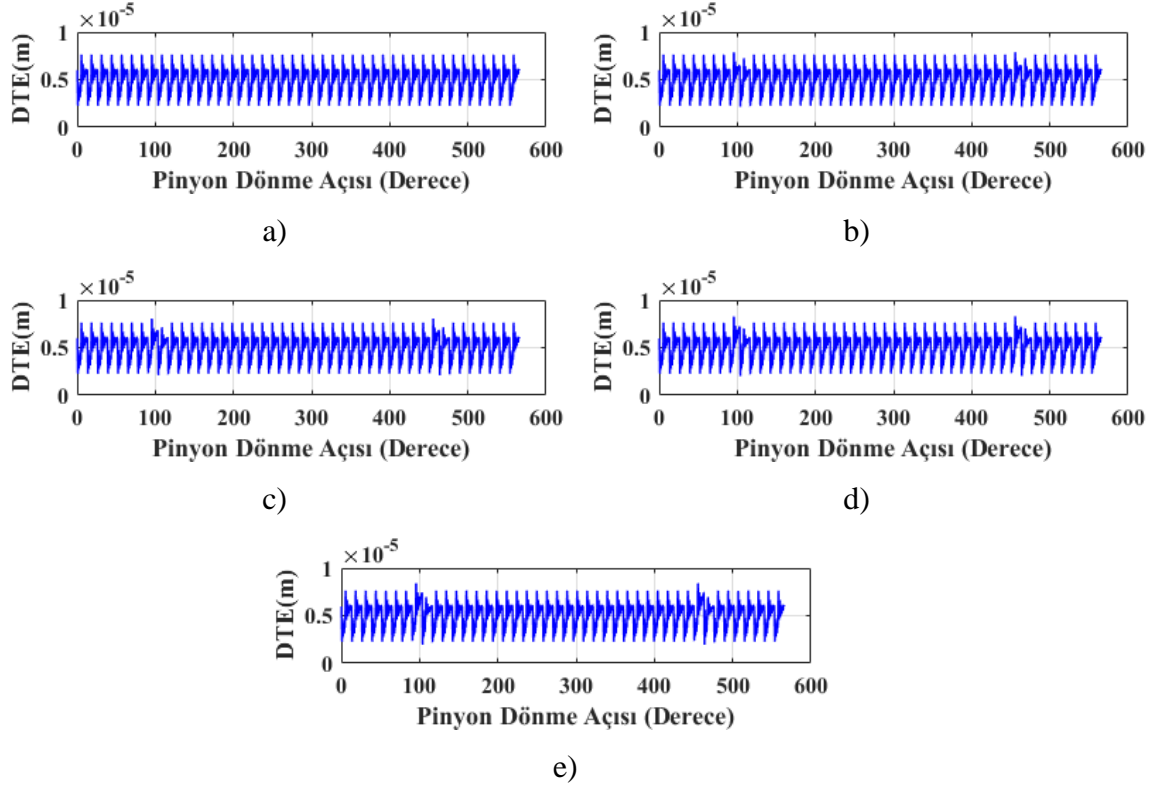
Şekil 4.56' da  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ-30^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliğinin pinyon dönme açısına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil incelendiğinde, sağlıklı dişliler için en yüksek kavrama rijitliği değerleri elde edilmiştir. Çatlağa sahip dişin kavramaya girmesi ile birlikte kavrama rijitliği bu bölgelerde düşmektedir. Ayrıca basınç açısının artması ile birlikte tek diş bölgesinin büyüdüğü, çift dişli bölgesinin ise küçüldüğü görülmektedir. Bu nedenle kavrama oranı azalmaktadır.



Şekil 4.56.  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ-30^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

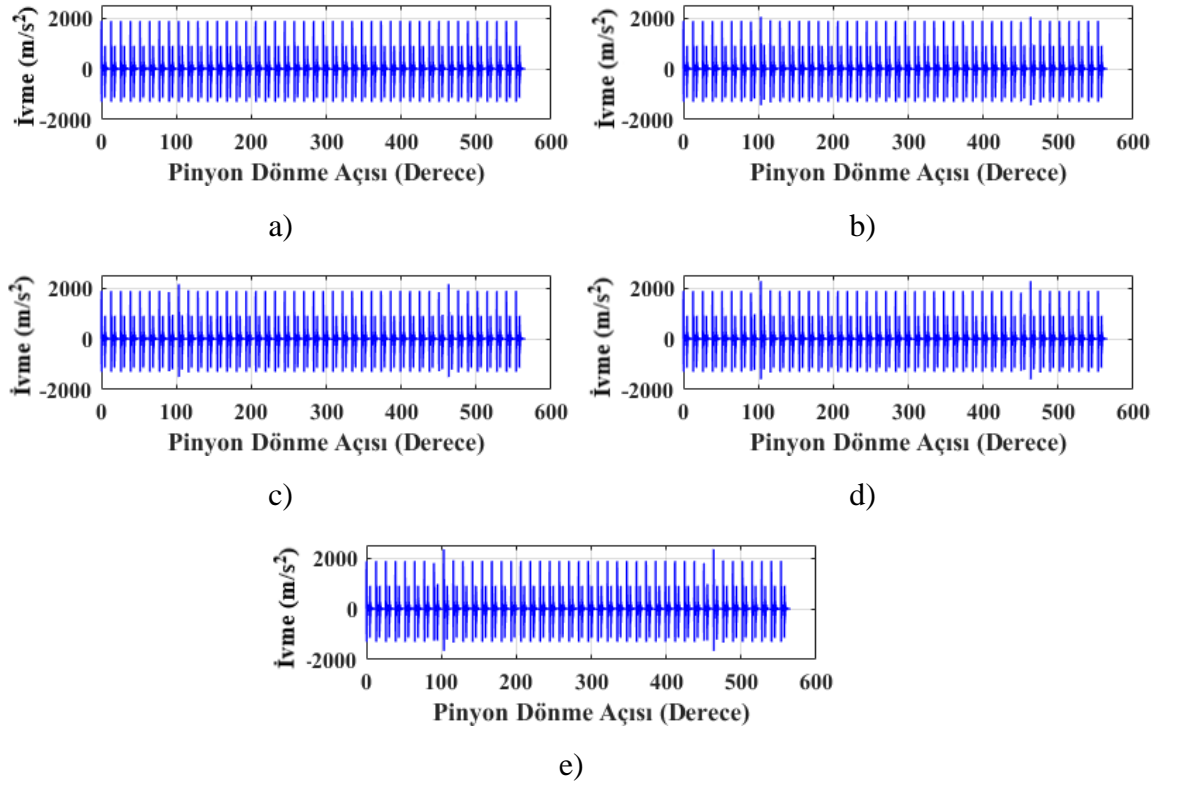
Hatalı dişinin devreme girmesi ile kavrama rijitliğinin düşmesi ile beraber, dinamik iletim hatası değerlerinde artış görülmüştür. Ancak artış miktarı basınç açısının artması ile birlikte azalmaktadır. Buda basınç açısının artması ile hatanın tespitinin zorlaştığını göstermektedir.



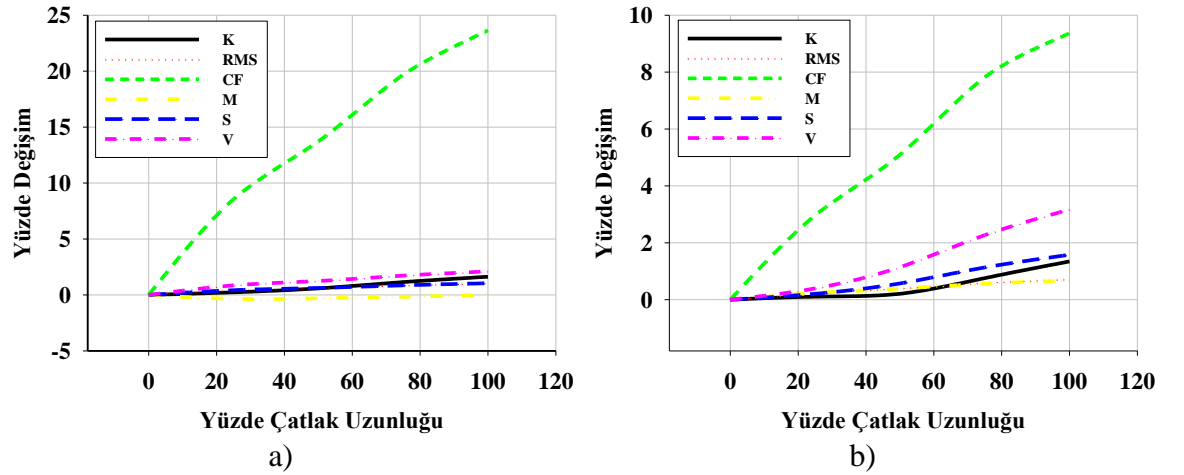


**Şekil 4.57.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Şekil 4.57' de dinamik modelden elde edilen titreşim değerlerinin pinyonun dönme açısına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Burada da hatalı dişlinin kavramaya girmesi ile titreşim değerlerinde artış meydana gelmektedir. Hata miktarının artması ile titreşim değerlerinde meydana gelen artış miktarı da artmaktadır. Ancak süren taraf basınç açısının düşük olduğu durumlara göre bu artış miktarı azalmıştır. Buna bağlı olarak istatistiki indikatörlerinde yüzdelik değişim miktarlarında azalmalar gözlemlenmiştir. En etkili indikatör yine Crest Faktör olarak karşımıza çıkmaktadır. Maksimum çatlak uzunluğunda titreşim verileri için Crest Faktör değeri yaklaşık %20 dinamik iletim hatası için ise %10 artmıştır. Titreşim verileri kullanılarak hatayı tespit etmek bu durum için daha kolaydır.



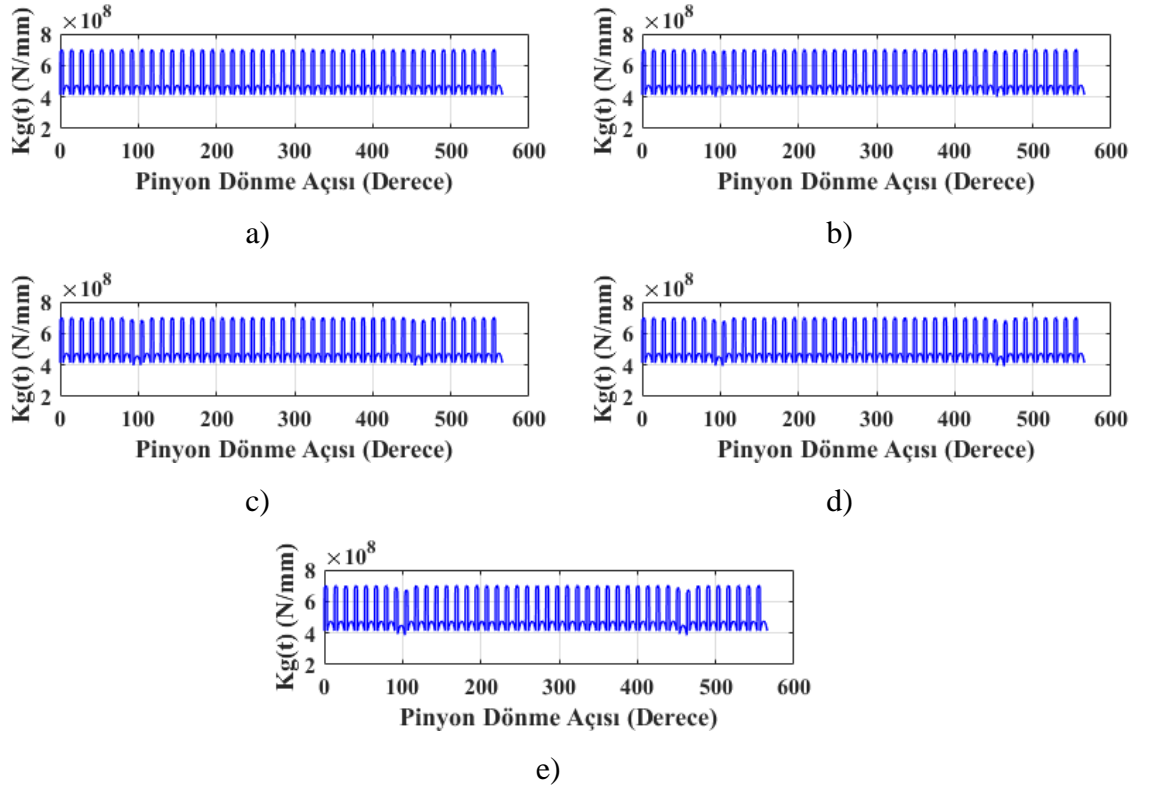
**Şekil 4.58.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli



**Şekil 4.59.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

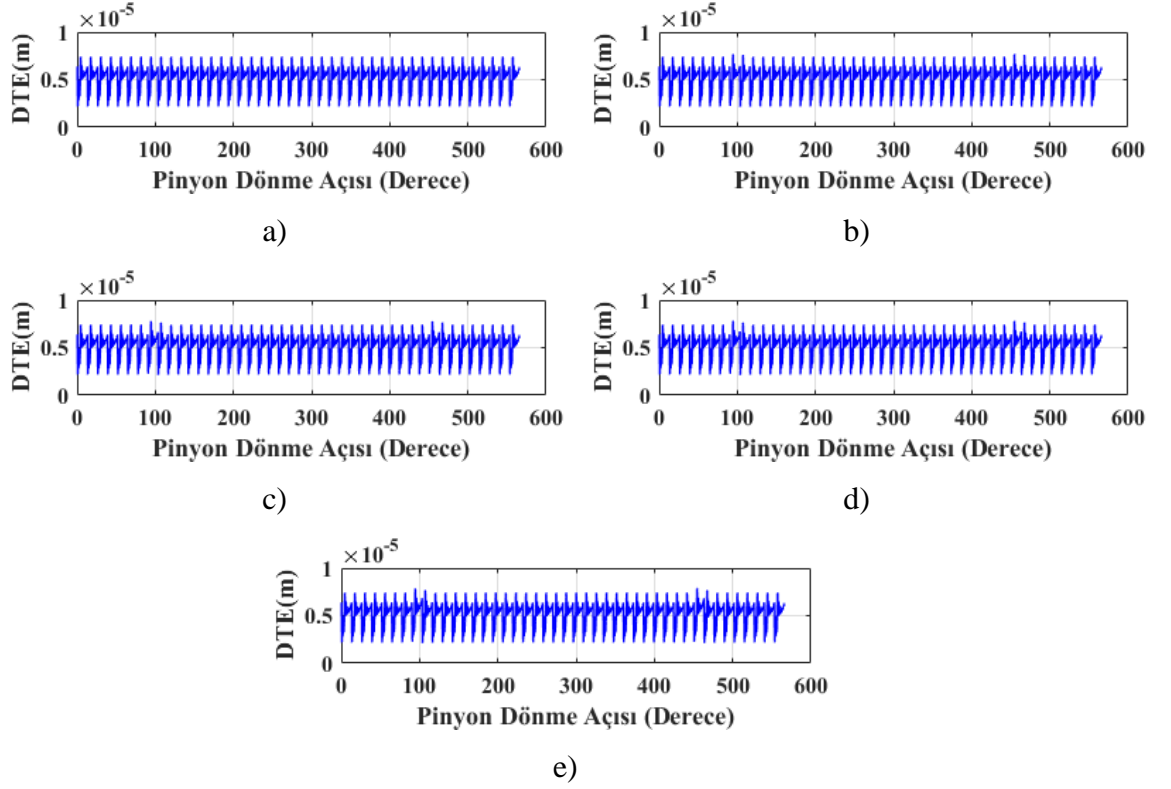
#### 4.5.8. $m_b=0,5$ ve $20^\circ - 35^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.60'da  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ - 35^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliğinin pinyonun dönme açısına bağlı olarak değişimi gösterilmektedir. Sağlıklı dişlilerin devreye girip çıkma sürecinde kavrama rijitliğinde bir değişiklik meydana gelmemektedir. Çatlaklı dişinin devreye girmesi ile kavrama rijitliğinde düşüş meydana gelmektedir. Düşüş miktarı süren taraf basınç açısı düşük durumlara göre daha azdır.



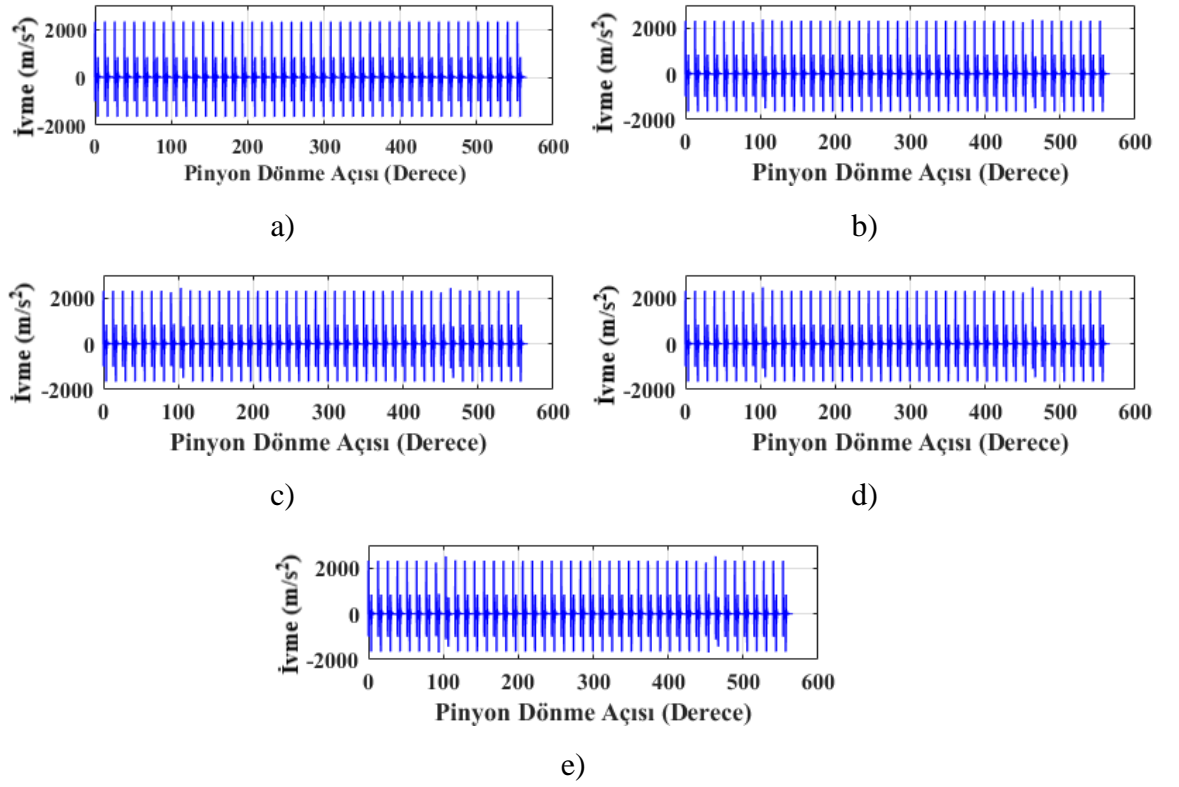
**Şekil 4.60.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ-35^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Dinamik modelden elde edilen, dinamik iletim hatası sonuçları şekil 4.61'de görülmektedir. Diğer sonuçlara benzer olarak burada da çatlaklı dişlinin devreye girmesi ile dinamik iletim hatasında artış meydana gelmektedir. Sağlıklı durumda  $7,4\mu\text{m}$  olan dinamik iletim hatası, en fazla  $7,8\mu\text{m}$ 'ye çıkmıştır.

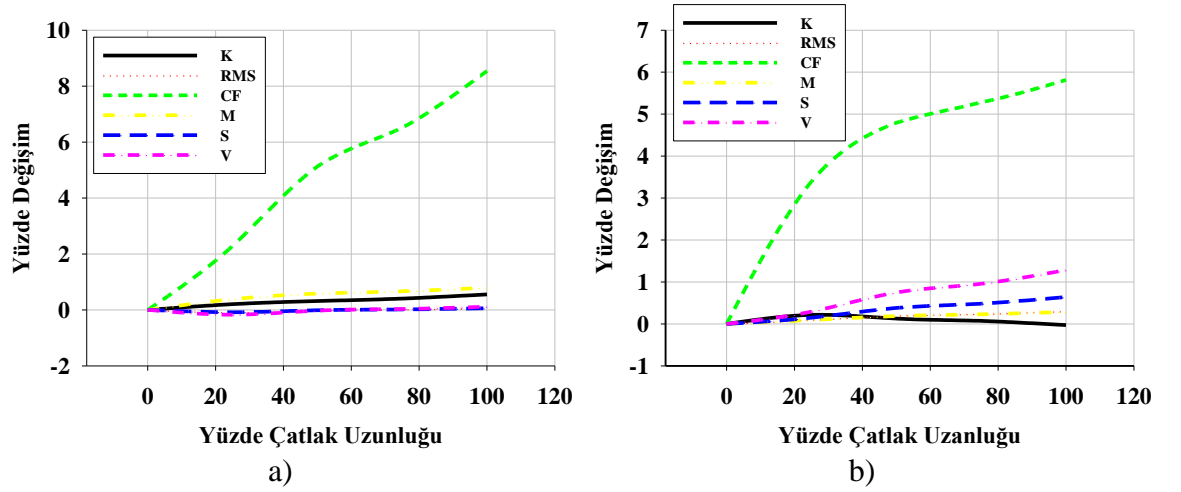


**Şekil 4.61.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ-35^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Dinamik modelin çalıştırılması sonucunda yataklardan elde edilen titreşim verileri şekil 4.62’de görülmektedir. Şekil incelendiğinde sağlıklı durumlar için en yüksek titreşim verilerinin bu durumda elde edilmiştir. Süre taraf basınç açısının artması ile rulmanlar üzerinde meydana gelen titreşim miktarlarının arttığı görülmektedir. Bu duruma ters olarak, hata miktarının artması ile titreşim verilerindeki artış miktarı diğer durumlara göre daha az olduğu görülmektedir. Nitekim, Şekil 4.63’te istatistiki indikatörlerin hata miktarlarına bağlı değişimi incelendiğinde süren taraf basınç açısının artması ile indikatör değişimlerinin azaldığı görülmektedir. Bu nedenle süre taraf basınç açısının artması ile hatanın tespit edilmesi, gerek titreşim, gerekse de dinamik iletim hatası verileri kullanılarak, daha zor yapılacağı anlaşılmaktadır.



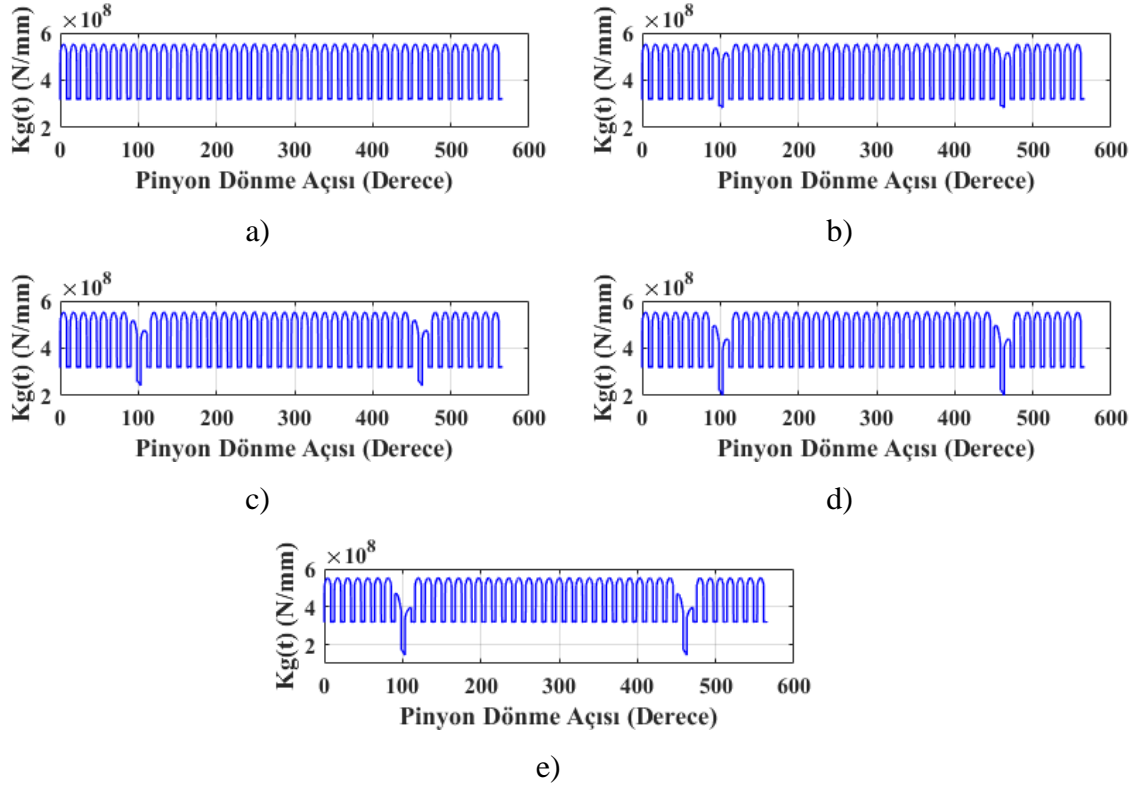
**Şekil 4.62.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $35^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli



**Şekil 4.63.**  $m_b=0,5$  ve  $20^\circ$ - $35^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

#### 4.5.9. $m_b=1$ ve $20^\circ - 20^\circ$ Simetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

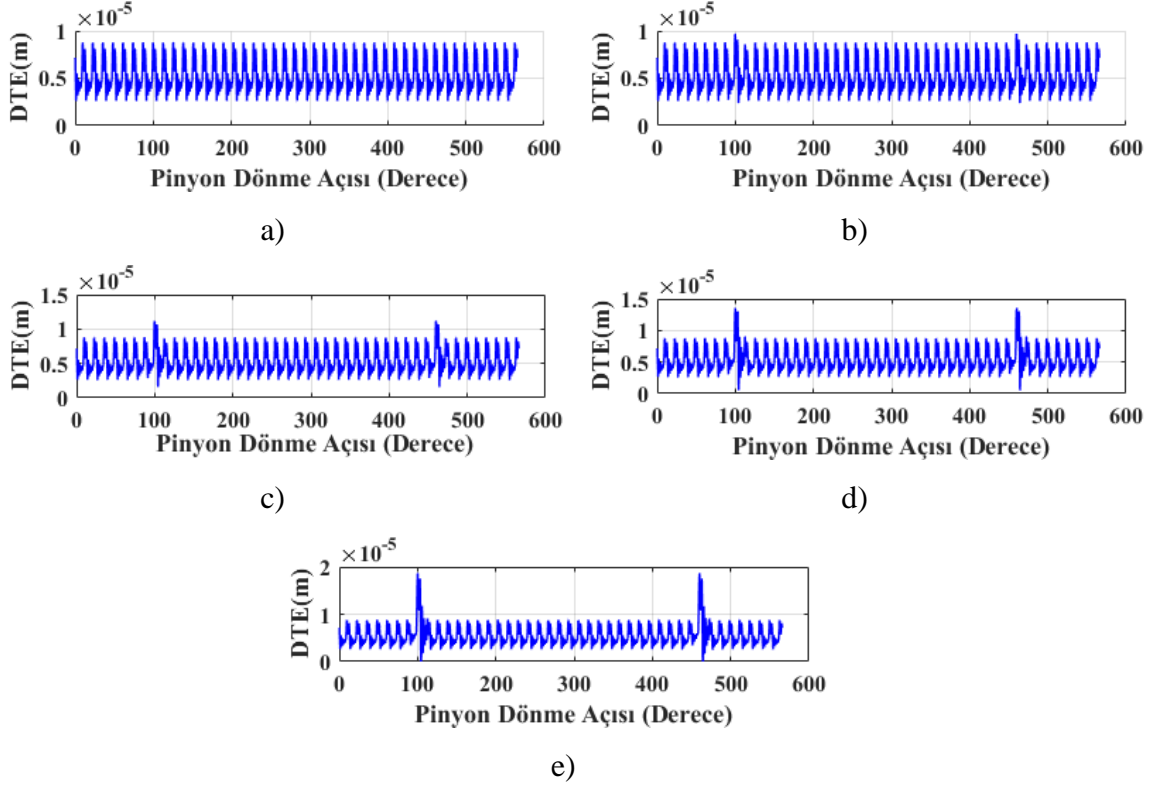
$m_b=1$  ve  $20^\circ - 20^\circ$  basınç açısına sahip dişliler için pinyonun dönme açısına karşılık kavrama rijitliğinin farklı hata seviyelerindeki değişimleri Şekil 4.64'te görülmektedir. Şekil incelendiğinde sağlıklı dişliler için maksimum kavrama rijitliğinin  $5,5 \times 10^8$  N/mm, minimum rijitliğin ise  $3,2 \times 10^8$  N/mm olduğu görülmektedir. Çatlak miktarının artması ile birlikte, çatlığa sahip diş kavramaya girdiğinde kavrama rijitliğinde ani düşüşler görülmektedir. Düşüş miktarı çatlak miktarı arttıkça artmaktadır. Önce anlatılan 0,3 ve 0,5 rim oranına göre 1 rim oranındaki kavrama rijitliğindeki düşüş miktarının daha fazla olduğu görülmektedir.



**Şekil 4.64.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ-20^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

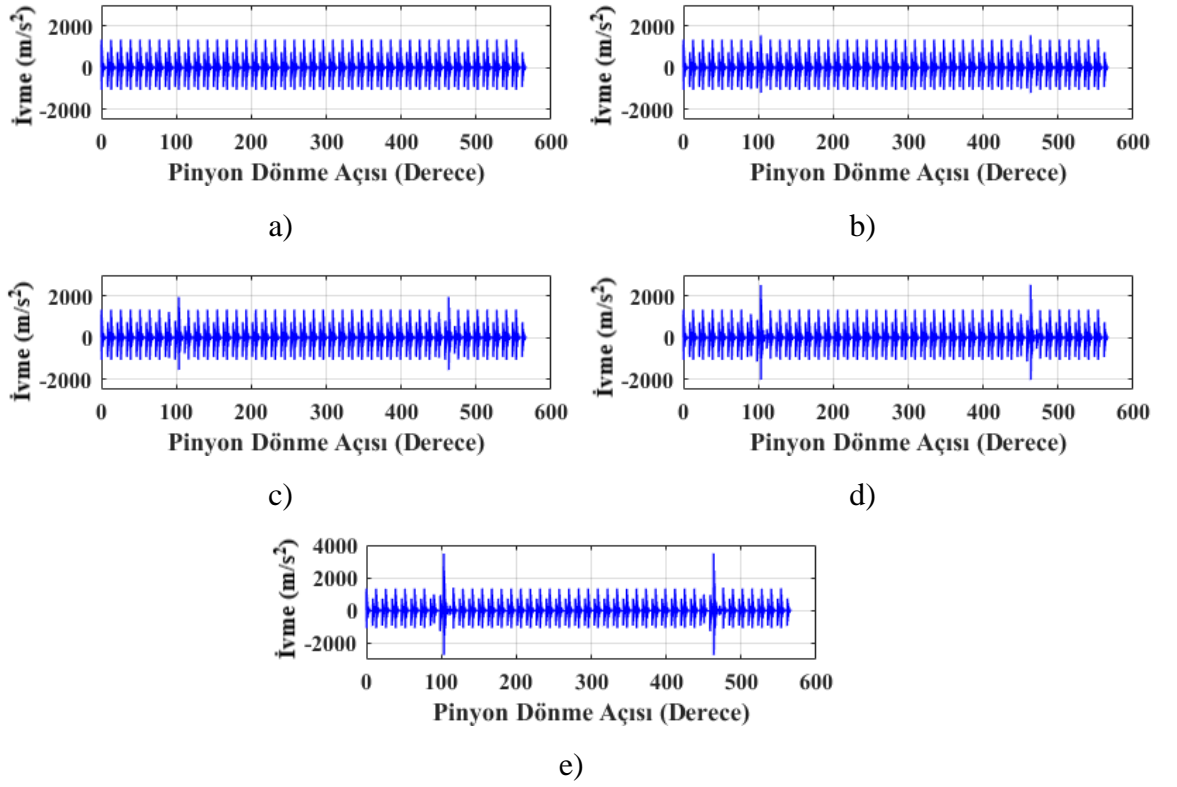
Şekil 4.65'te  $m_b=1$  ve  $20^\circ - 20^\circ$  basınç açısına sahip dişliler için farklı hata seviyelerinde dinamik iletim hatası değişimleri görülmektedir. Şekil incelendiğinde, hata miktarının artması ile birlikte dinamik iletim hatasında artışlar meydana gelmektedir. Ancak artış miktarlarının 0,3 ve 0,5 rim oranına göre çok daha fazla

olduğu görülmektedir. Sağlıklı durumda yaklaşık  $9\mu\text{m}$  olan dinamik iletim hatası değeri, çatlağın maksimum boyuna ulaştığı durumda  $18,7\mu\text{m}$ 'ye çıktığı görülmektedir.

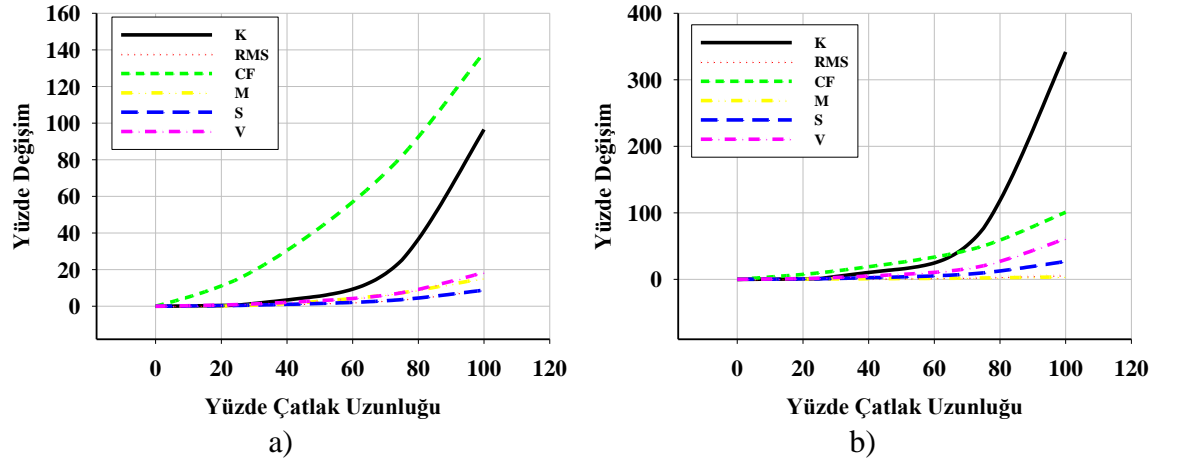


**Şekil 4.65.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Çatlak miktarının artması ile birlikte titreşim sinyallerindeki değişim, dinamik iletim hatasındaki değişime benzemektedir (Şekil 4.66). Çatlak miktarının artması ile birlikte titreşim değerlerinde oldukça fazla artış görülmektedir. Titreşim değerlerinde de yaklaşık iki kat artış görülmektedir. Bunun nedeni kavrama rijitliğindeki düşüşün fazla olmasıdır. Her iki sinyal için de istatistiki indikatörlerin değişimi Şekil 4.67'de gösterilmektedir.



**Şekil 4.66.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ-20^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

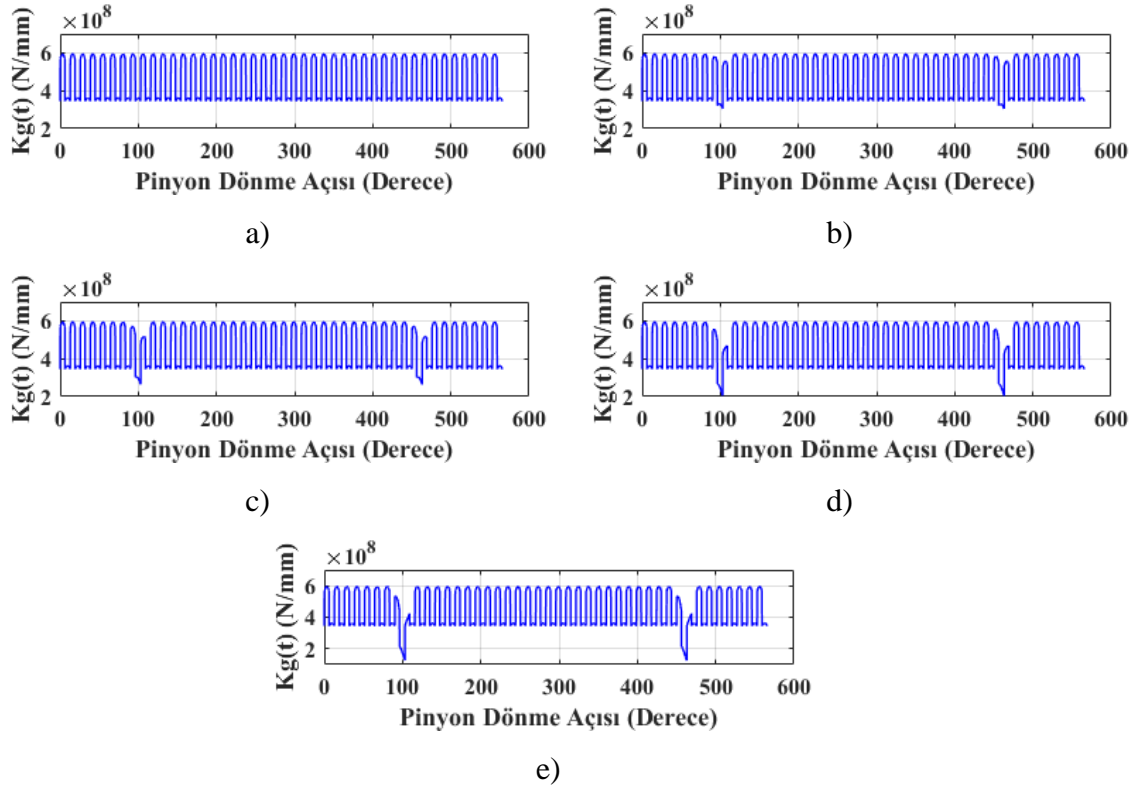


**Şekil 4.67.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ-20^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali



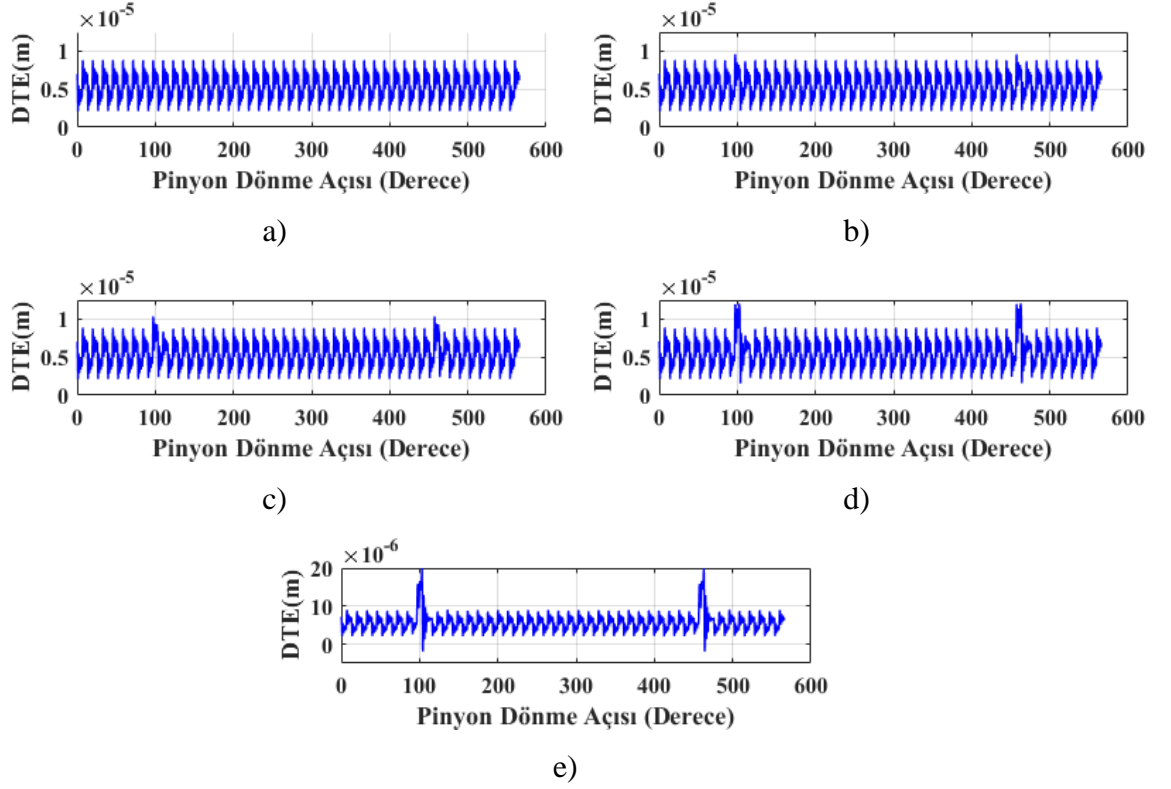
#### 4.5.10. $m_b=1$ ve $20^\circ - 25^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.68’ de  $m_b=1$  ve  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliğinin pinyon dönme açısına karşılık değişimi verilmektedir. Çatlak miktarına bağlı olarak kavrama rijitliğinde düşüşler meydana gelmektedir. Çatlak miktarı arttıkça kavrama rijitliğinde düşüş miktarı da artmaktadır. Sağlıklı durum için maksimum kavrama rijitliği yaklaşık  $6 \times 10^8 \text{ N/mm}$  iken, çatlak miktarının artması ile  $4,2 \times 10^8 \text{ N/mm}$ ’ ye kadar düşmektedir.



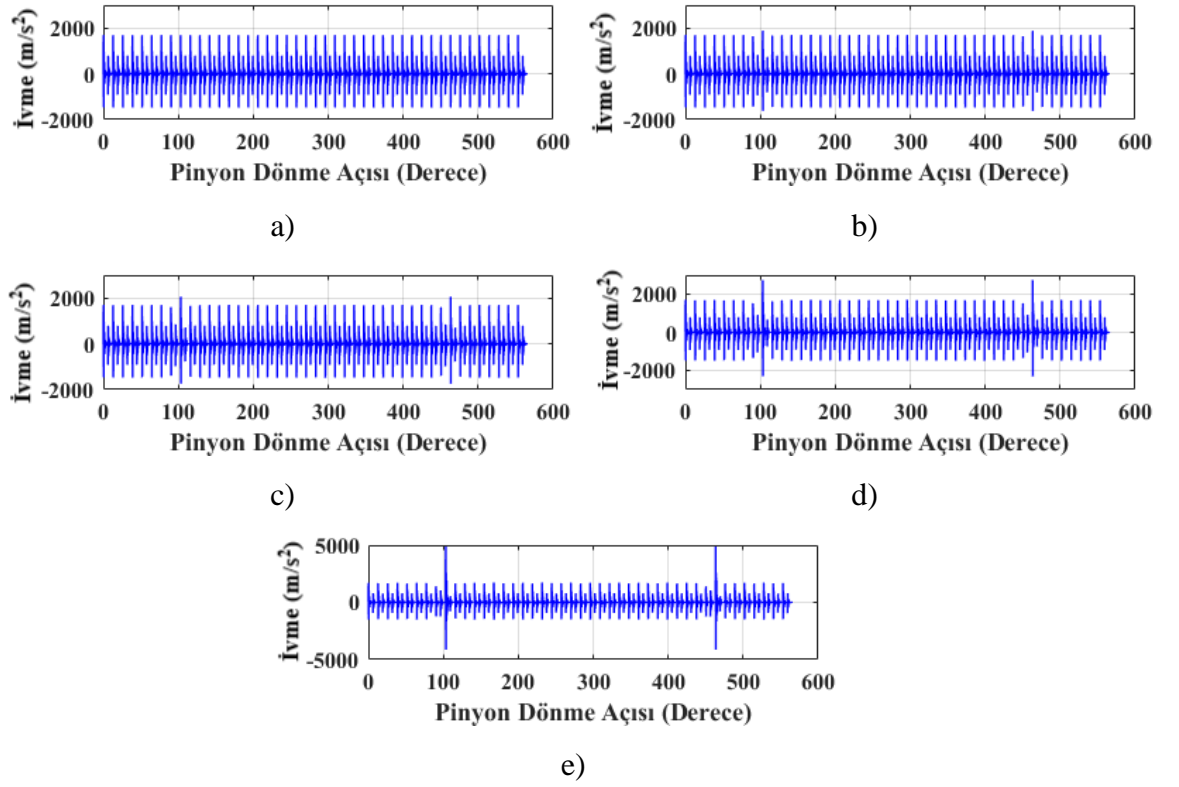
**Şekil 4.68.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Kavrama rijitliğinin düşmesi ile birlikte dinamik iletim hatasında artış meydana gelmektedir. Şekil 4.69’da  $m_b=1$  ve  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısına sahip dişliler için, dinamik modelden elde edilen dinamik iletim hatası değişimleri farklı çatlak mertebelerine göre gösterilmektedir. Sağlıklı durumda yaklaşık  $9 \mu\text{m}$  olan dinamik iletim hatası miktarı çatlakların en fazla olduğu durum için  $20 \mu\text{m}$ ’ ye kadar çıkmaktadır. Dinamik iletim hatasındaki yaklaşık değişim % 120 oranındadır.

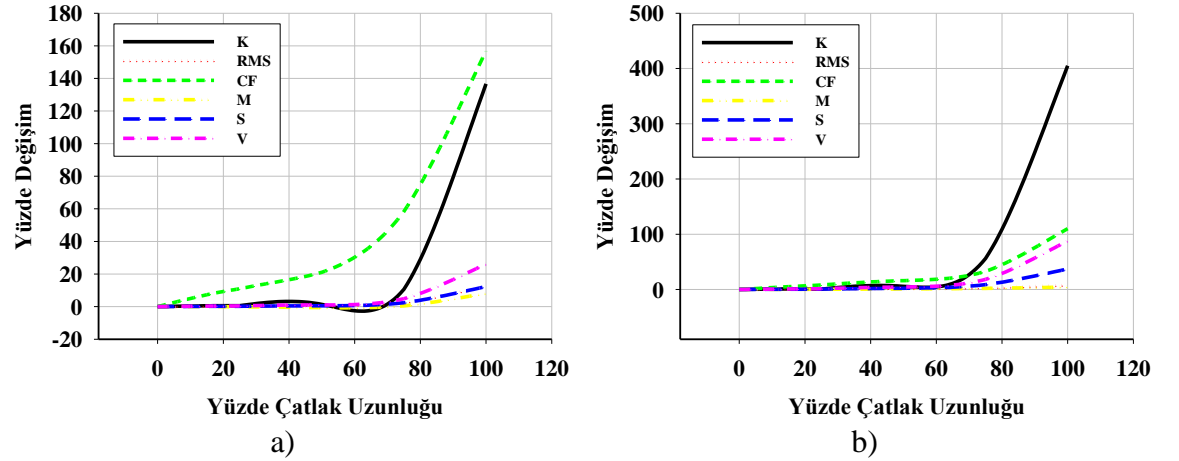


**Şekil 4.69.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Şekil 4.70’te farklı hata miktarları için dinamik modelden elde edilen titreşim verilerinin pinyonun dönme açısına bağlı değişimi görülmektedir. Sağlık durumunda incelendiğinde ivmelenme miktarının  $1750 \text{ m/s}^2$  civarında olduğu görülmektedir. Hatalı dişlilerin devreye girmesi ile anlık olarak ivmelenme değerlerinde de artış görülmektedir. Çatlağın maksimum hali için, ivmelenme değerinin anlık olarak  $4870 \text{ m/s}^2$  ‘ye çıktığı görülmektedir. Elde edilen sinyallerin istatistiki indikatörlerce incelenmesi Şekil 4.71’de gösterilmektedir. Titreşim sinyali için Crest faktör, dinamik iletim hatası için ise Kurtosis indikatörünün en hassas olduğu görülmektedir. Bu indikatörlerin zamanla değişimi incelenerek hata tespitinin yapılması oldukça kolaydır. Çünkü Crest faktördeki değişim % 160, Kurtosis de ise yaklaşık % 400’lük değişim tespit edilmiştir.



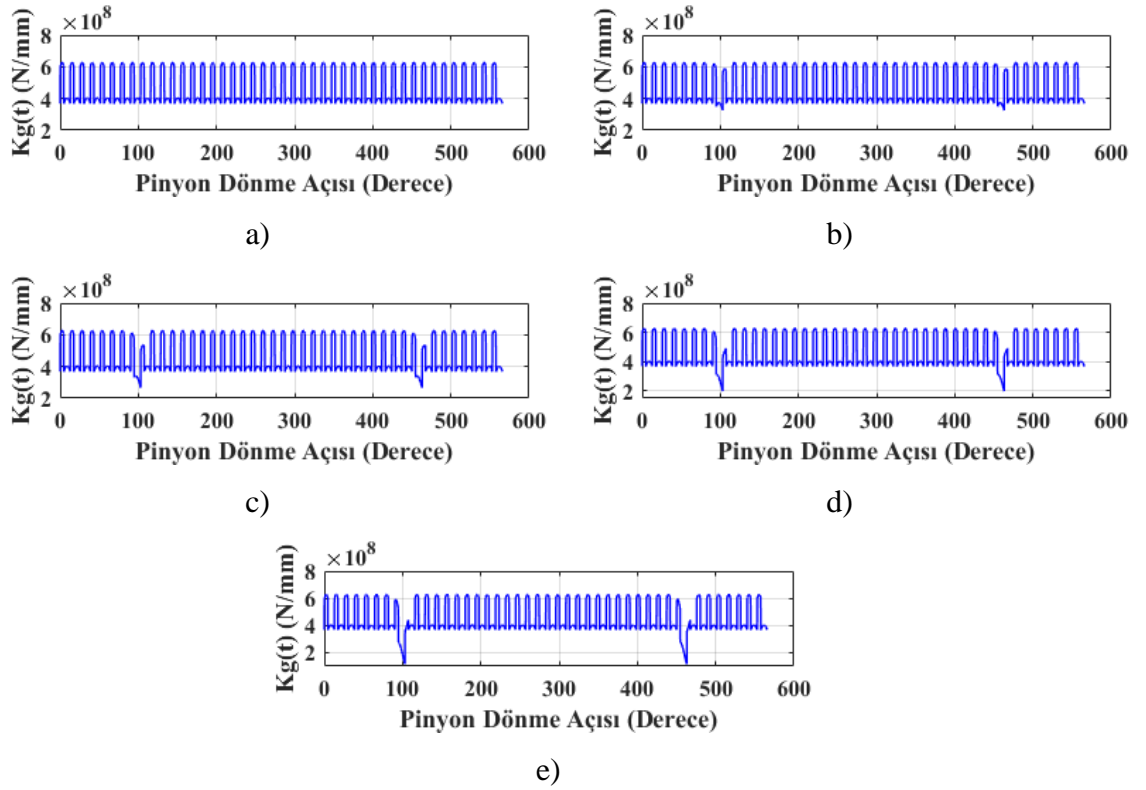
**Şekil 4.70.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli



**Şekil 4.71.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

#### 4.5.11. $m_b=1$ ve $20^\circ - 30^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

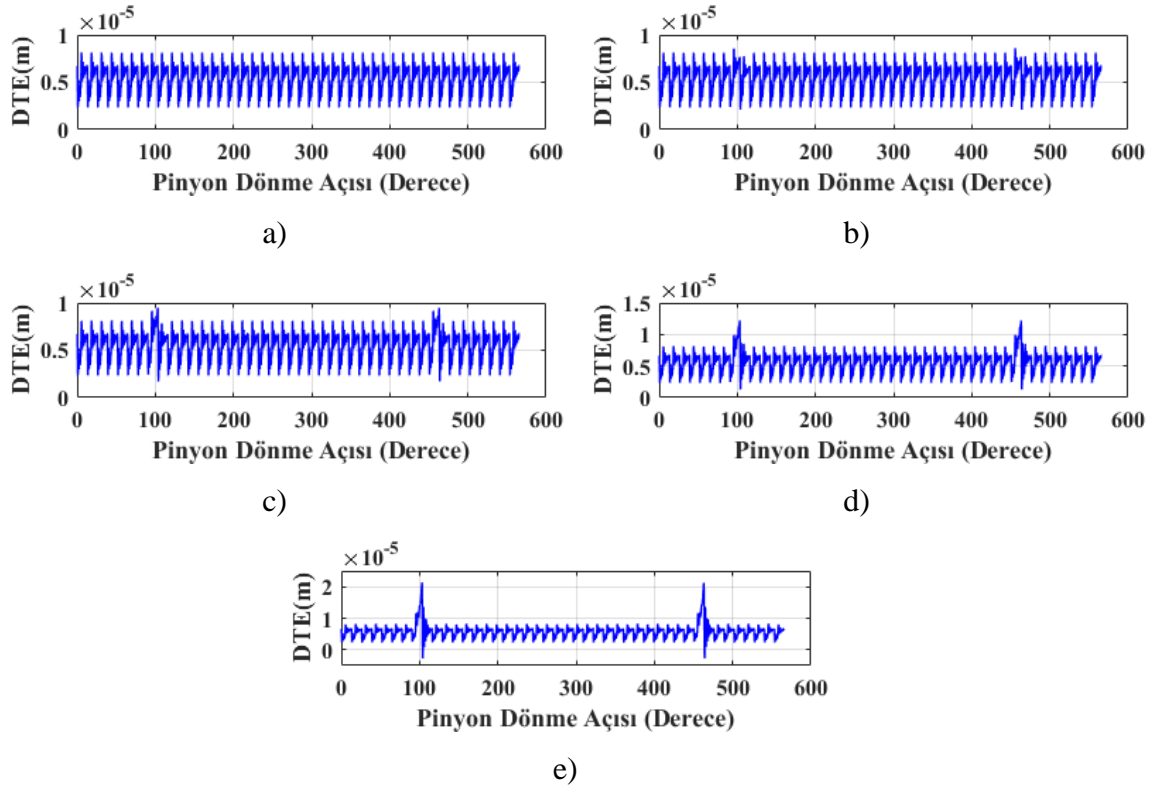
Şekil 4.72' de  $m_b=1$  ve  $20^\circ-30^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliğinin pinyon dönme açısına karşılık değişimi verilmektedir. Sonuçlar incelendiğinde basınç açısının artması ile birlikte kavrama rijitliğinde artış meydana gelmektedir. Hatalı dişlilerin devreye girmesi ile kavrama rijitliğinde düşüş meydana gelmektedir. Hata miktarının artması ile birlikte kavrama rijitliğindeki düşüşte artmaktadır. Bu nedenle çatlak miktarının artması ile birlikte hata tespitinin yapılması da kolaylaşmaktadır.



Şekil 4.72.  $m_b=1$  ve  $20^\circ-30^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

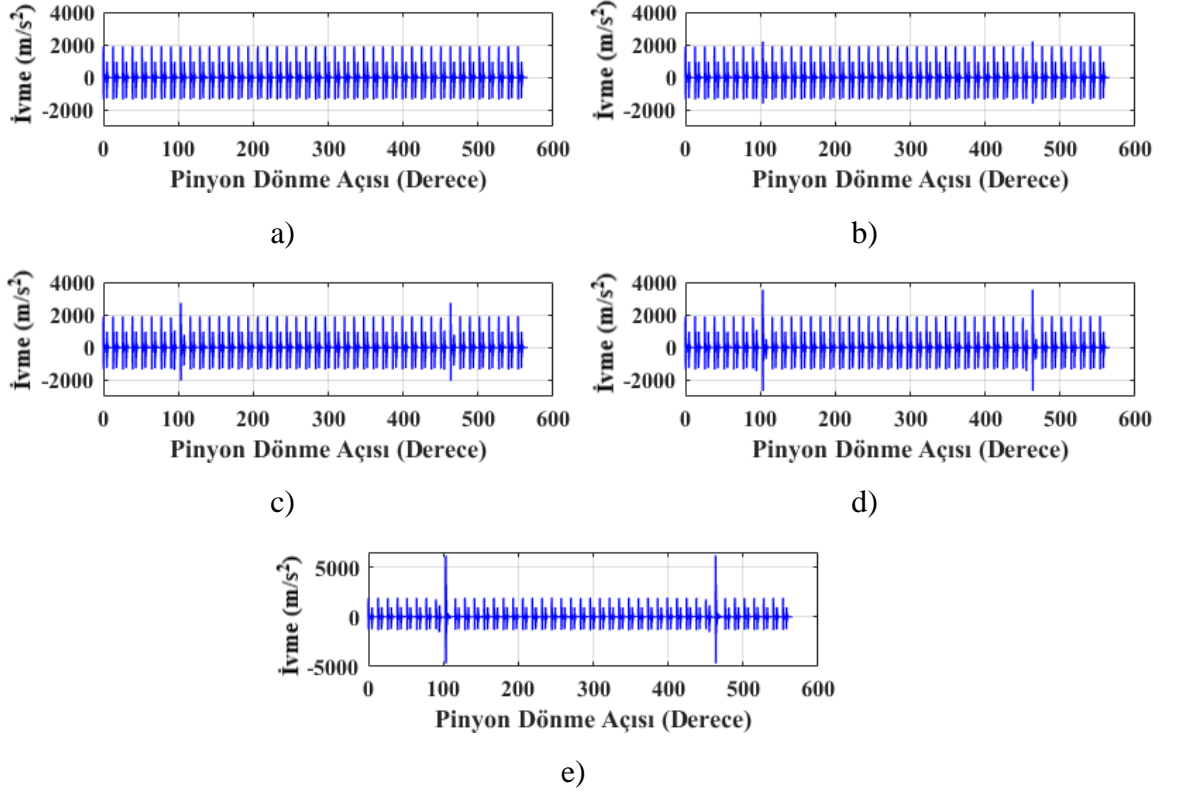
Şekil 4.73'te sağlıklı ve farklı hata mertebelerine sahip,  $m_b=1$  ve  $20^\circ-30^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası değişimi gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde sağlıklı dişli için tüm dişlerin devreye girip çıkma durumunda dinamik iletim hatasında herhangi bir değişim görülmemektedir. Hatalı dişlilerin devreye girmesi ile birlikte dinamik iletim hatasında ani değişimler görülmektedir. Bu değişimlerin olduğu yerler hatalı dişlilerin

devreye girip çıktığı yerlerdir. Hata miktarının artması ile birlikte dinamik iletim hatasındaki artış miktarı da artmaktadır.

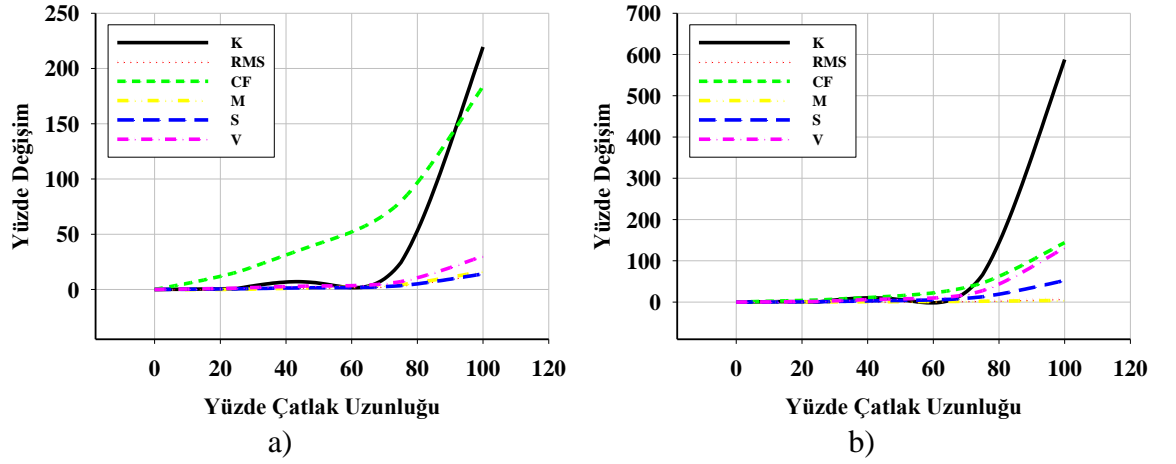


**Şekil 4.73.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Şekil 4.74'te ise aynı durum için rulmanlar üzerinden elde edilen titreşim değişiminin pinyonun dönme açısına bağlı gösterimi görülmektedir. Çatlak miktarının az olduğu durumlarda ivmelenme değerlerinde değişim düşük olmasına karşılık çatlak miktarının artması ile birlikte ivmelenme değerleri de artmaktadır. Elde edilen sinyallerin istatistiki indikatörlerce değerlendirilmesi Şekil 4.75'te gösterilmektedir. Her iki sinyalin kullanılması ile de hata tespitinin yapılması bu durum için oldukça kolaydır. Çünkü düşük miktarda çatlaklarda dahi indikatörlerin değişimi fazladır. Özellikle %80 çatlak uzunluğundan sonra artış miktarı çok üst seviyelere çıkmaktadır. Titreşim sinyalleri için % 200, dinamik iletim hatası sinyallerinde ise % 600 civarında değişim söz konusudur.



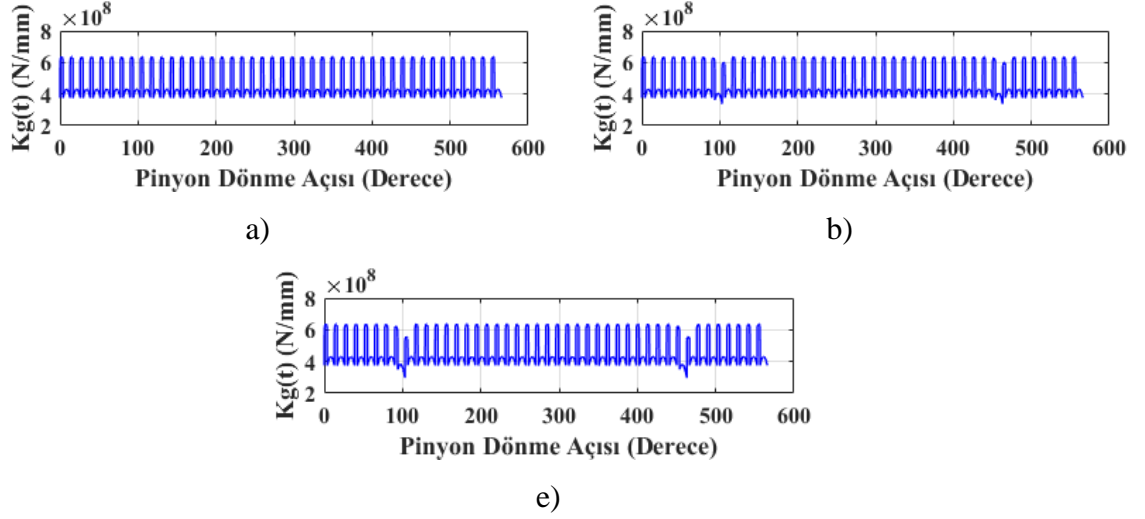
**Şekil 4.74.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli



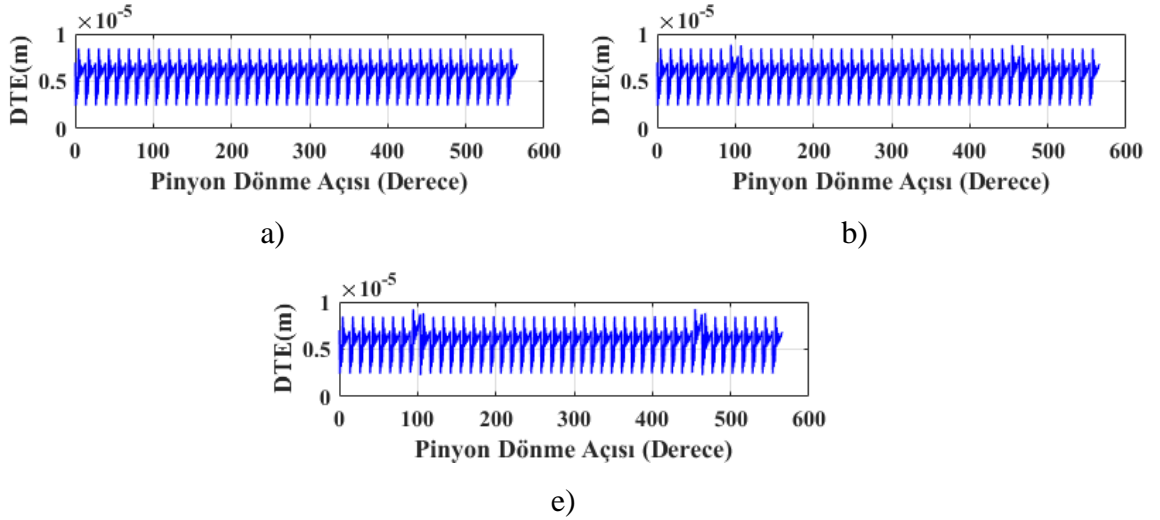
**Şekil 4.75.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

#### 4.5.12. $m_b=1$ ve $20^\circ - 35^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.76'da  $m_b=1$  ve  $20^\circ-35^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliğinin pinyon dönme açısına karşılık değişimi verilmektedir. Benzer şekilde Şekil 4.77' de ise dinamik iletim hatası sinyalinin pinyon dönme açısına bağlı değişimi görülmektedir.

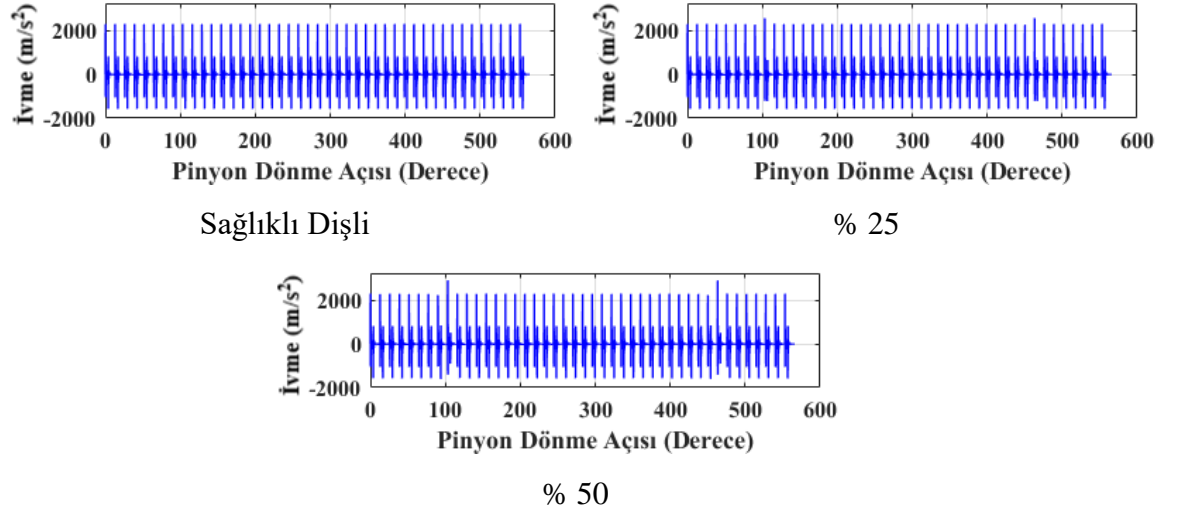


Şekil 4.76.  $m_b=1$  ve  $20^\circ-35^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli



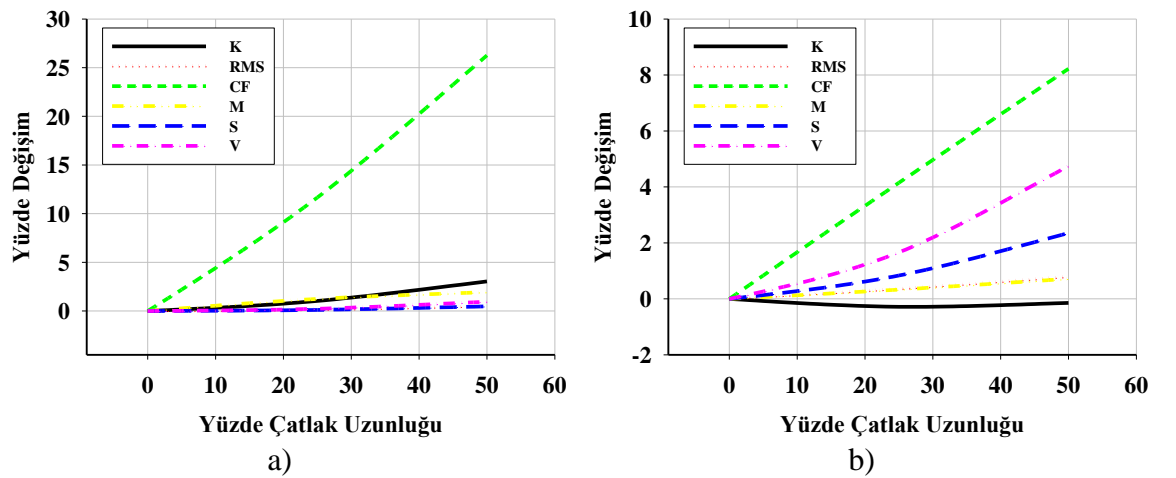
Şekil 4.77.  $m_b=1$  ve  $20^\circ-35^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli

Şekiller incelendiğinde sağlıklı dişlilerde kavrama rijitliği ve dinamik iletim hatasında bir değişiklik olmamaktadır. Çatlaklı dişlilerin devreye girmesi ile birlikte kavrama rijitliği değerleri azalmakta, dinamik iletim hatası değerleri ise artmaktadır. Titreşim sinyallerinin de hata miktarının artmasıyla arttığı gözlemlenmektedir. (Şekil 4.78).



**Şekil 4.78.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ-35^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli

Şekil 4.79’da toplanan sinyaller için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi görülmektedir. Hata miktarının artması ile birlikte istatistiki indikatörlerde artış görülmektedir. Titreşim sinyallerinin hata tespitinde daha hassas olduğu görülmektedir.

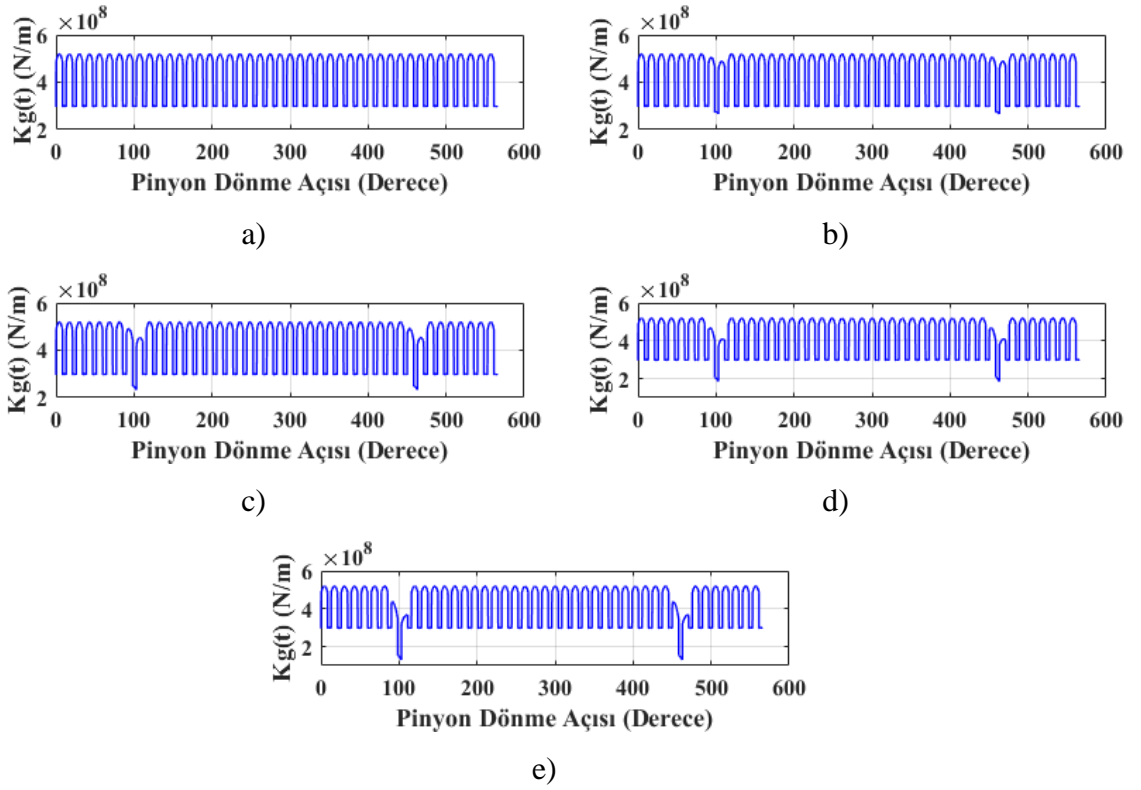


**Şekil 4.79.**  $m_b=1$  ve  $20^\circ-35^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali



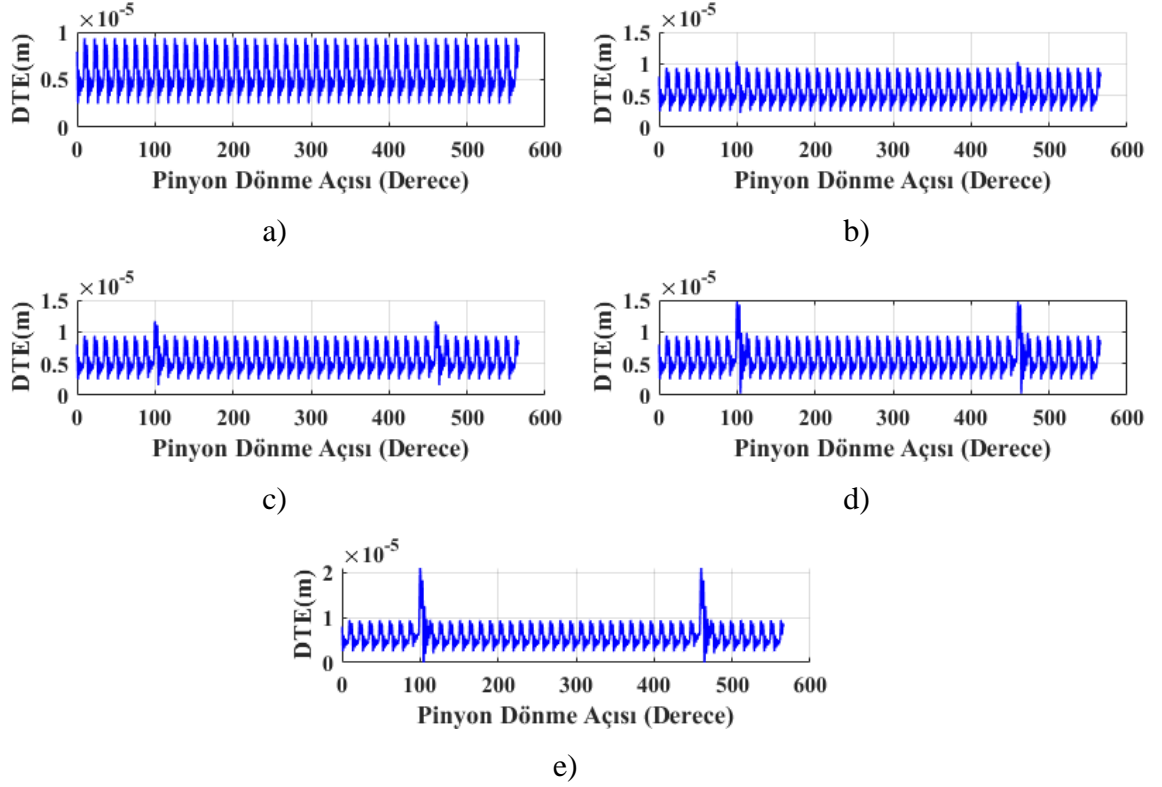
#### 4.5.13. $m_b=3,3$ ve $20^\circ$ - $20^\circ$ Simetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 4.80’de  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısına sahip dişliler için kavrama rijitliği sonuçları pinyonun dönme açısına bağlı değişimi gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde hata miktarının artması ile birlikte kavrama rijitliğinde düşüş görülmektedir. Düşüş miktarı çatlak uzunluğunun artması ile artmadadır. Sağlıklı durumda maksimum kavrama rijitlik değeri  $5,2 \times 10^8$  N/m iken, çatlak miktarının artması ile birlikte  $4,3 \times 10^8$  N/m ‘ye kadar düşmektedir.



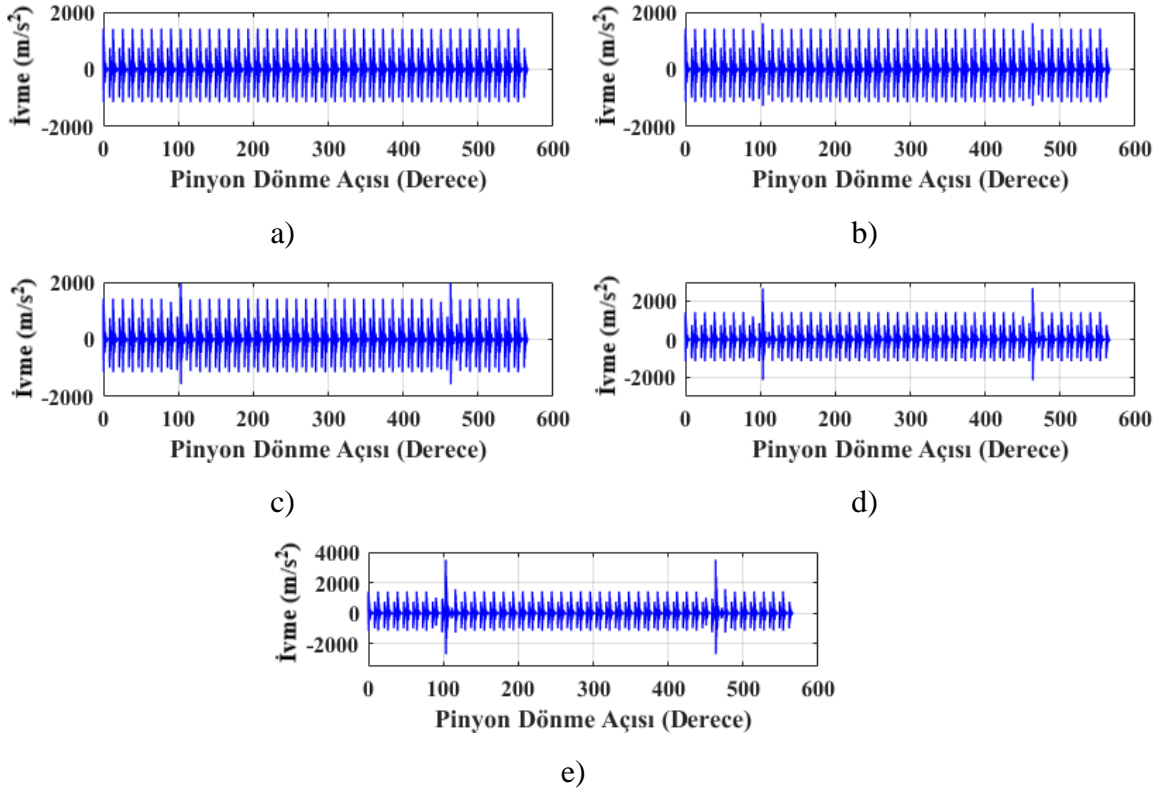
**Şekil 4.80.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Şekil 4.81’de farklı hata miktarları için,  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısına sahip dişlilerde dinamik iletim hatası değişimi görülmektedir. Sağlıklı durumda dişler arasında yaklaşık  $9,3\mu\text{m}$  dinamik iletim hatası olduğu görülmektedir. Buna karşılık hata miktarının artmasıyla dinamik iletim hatası değerlerinin  $21\mu\text{m}$  ye kadar çıktığı görülmektedir. Bu kadar yüksek bir farkın oluşması hata tespitini kolaylaştırmaktadır.

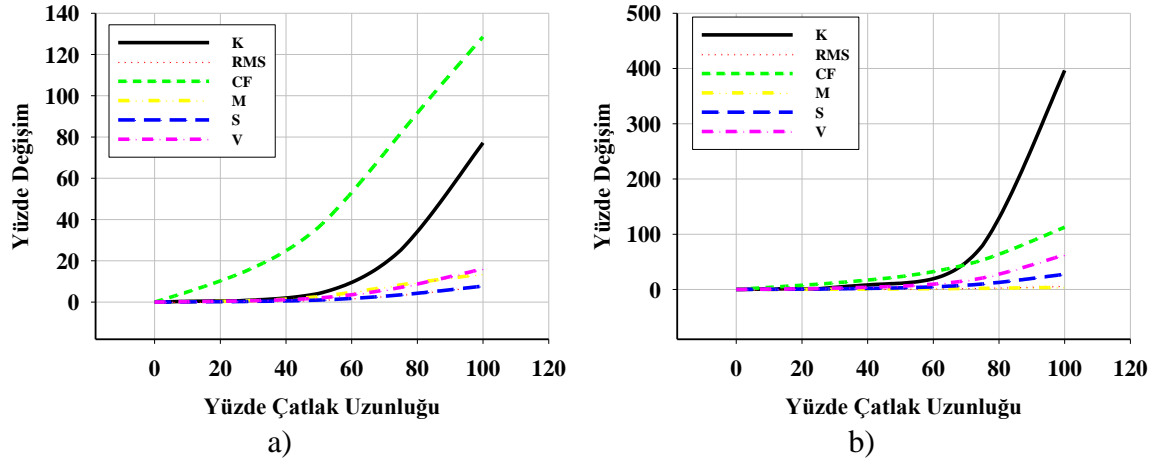


**Şekil 4.81.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $20^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Dinamik modelden elde edilen titreşim verilerinin pinyonun dönme açısına bağlı değişimi şekil 4.82’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde sağlık dişliler için titreşim değerlerinde herhangi bir değişiklik görülmemekle birlikte, hatalı dişlilerin devreye girmesi ile titreşim genliklerinde artış meydana gelmektedir. Sağlıklı durumda yaklaşık  $1400 \text{ m/s}^2$  ‘lik ivmelenme değerleri görülürken, En yüksek hata miktarında bu değer  $3500 \text{ m/s}^2$  ‘ye kadar çıktığı görülmektedir. Toplanan sinyallerin istatistiki indikatörlerce değerlendirilmesi şekil 4.83’te gösterilmiştir. Titreşim sinyali için en etkili indikatörün Crest faktör, dinamik iletim hatası için ise Kurtosis olduğu görülmektedir. Crest faktörün, her iki sinyal içinde düşük seviyedeki çatlaklarda daha etkili olduğu görülmekle birlikte Kurtosis’ in dinamik iletim hatası sinyali ve büyük çatlak miktarları için hata tespitinde daha etkili bir indikatör olduğu tespit edilmiştir.



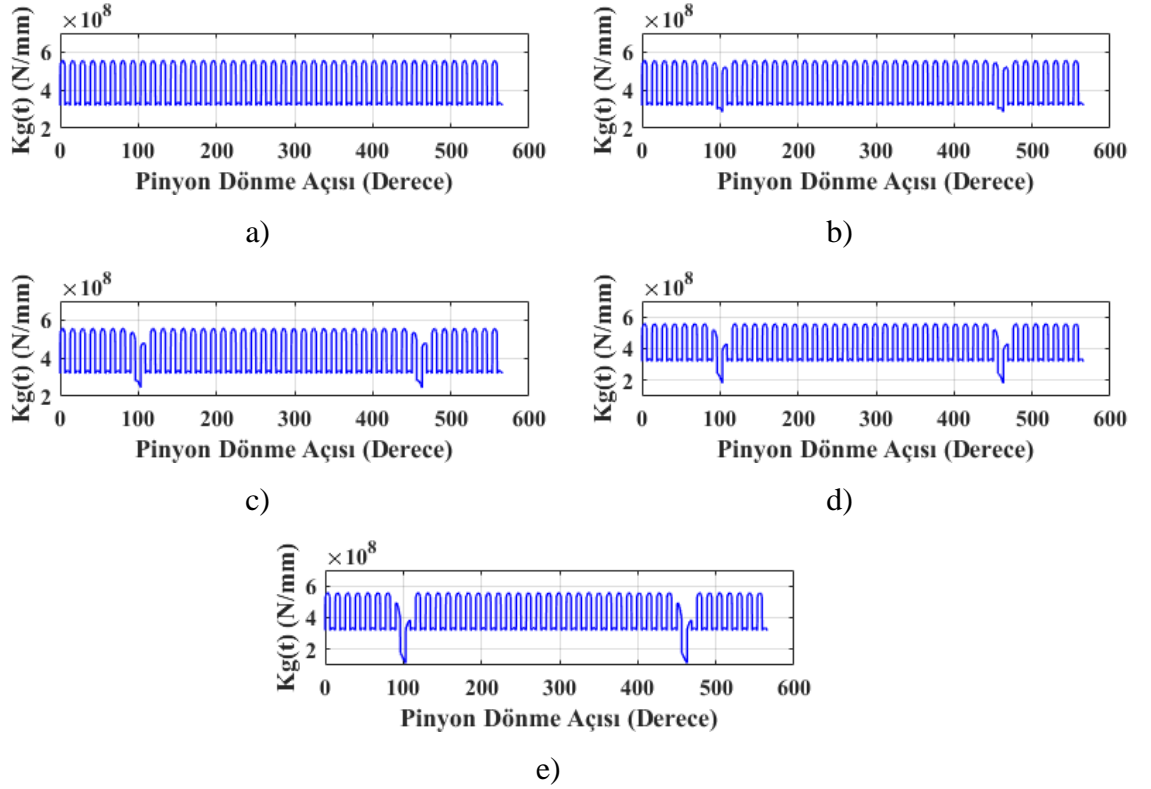
Şekil 4.82.  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ-20^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli



Şekil 4.83.  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ-20^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

#### 4.5.14. $m_b=3,3$ ve $20^\circ - 25^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

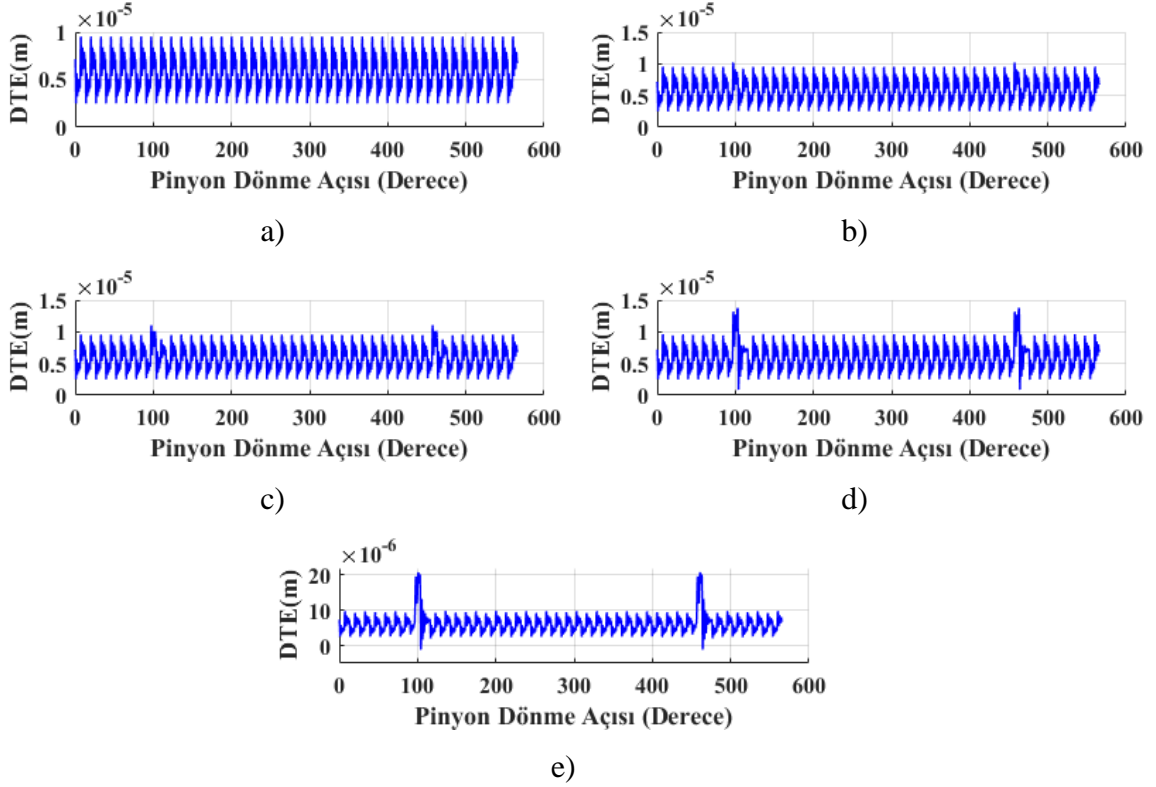
Şekil 4.84'te  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısına sahip dişliler için kavrama rijitliği sonuçları pinyonun dönme açısına bağlı değişimi gösterilmektedir. Basınç açısının artması ile birlikte kavrama rijitlikleri artmaktadır. Sağlıklı dişliler için, her bir dişin kavramaya girip çıkması süresince rijitlik değerlerinde bir değişiklik olmamaktadır. Hatalı dişlilerin devreye girmesi ile birlikte, hatalı dişi kavraması sırasında, kavrama rijitliği ani olarak düşmektedir. Kavrama rijitliğindeki düşüş miktarı çatlak miktarının artması ile artmaktadır. En fazla çatlak durumu için kavrama rijitliği çift dişli bölgesinde yaklaşık olarak %12, tek dişli bölgesinde ise %50 civarında azalmaktadır.



Şekil 4.84.  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Sağlıklı ve hasarlı dişlilerde dinamik analizden elde edilen dinamik iletim hatası değişimi pinyonun dönme açısına bağlı olarak gösteri Şekil 4.85' te görülmektedir. Şekil incelendiğinde sağlıklı dişliler için maksimum dinamik iletim hatası,  $9,5\mu\text{m}$  civarında olduğu görülmektedir. Hatalı dişlilerin devreye girmesi ile birlikte dinamik

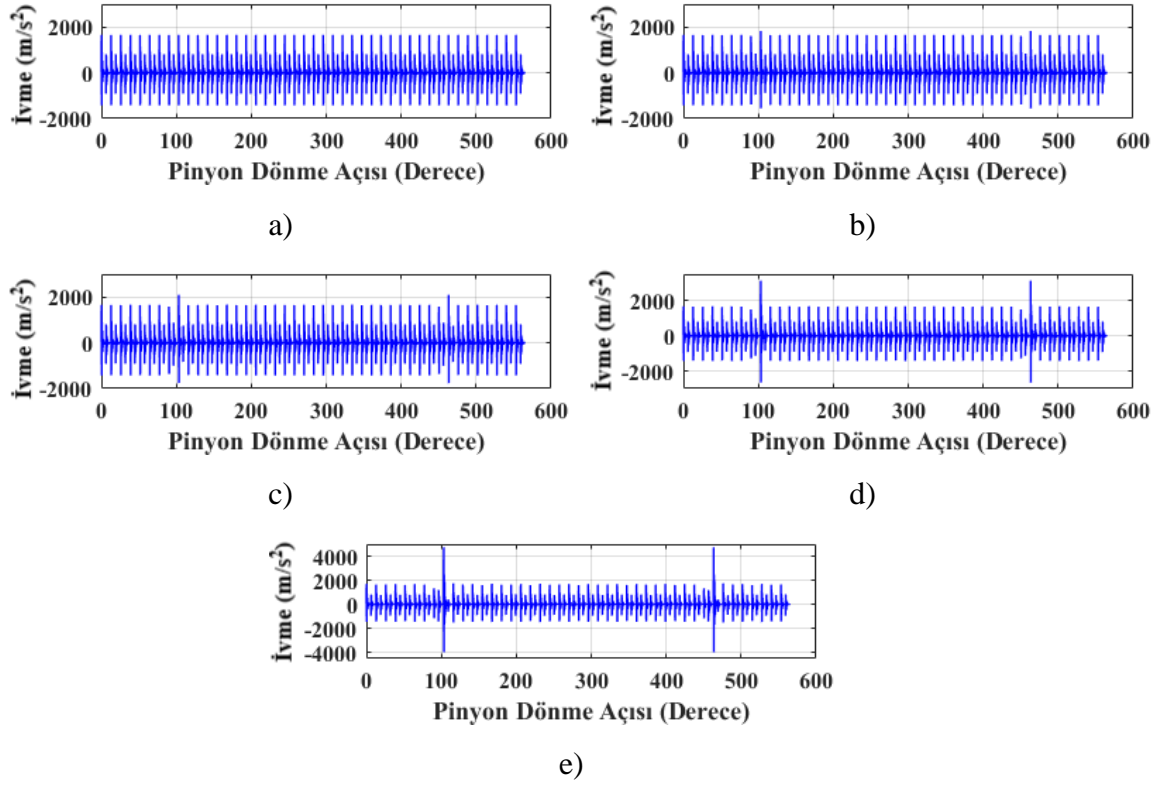
iletim hatasında ani yükselmeler gözlemlenmektedir. Çatlağın en fazla olduğu durumda bu değer  $20\mu\text{m}$ 'nin üzerine çıkmaktadır. Arada bu kadar fazla farkın olması ise hata tespitini kolaylaştırmaktadır.



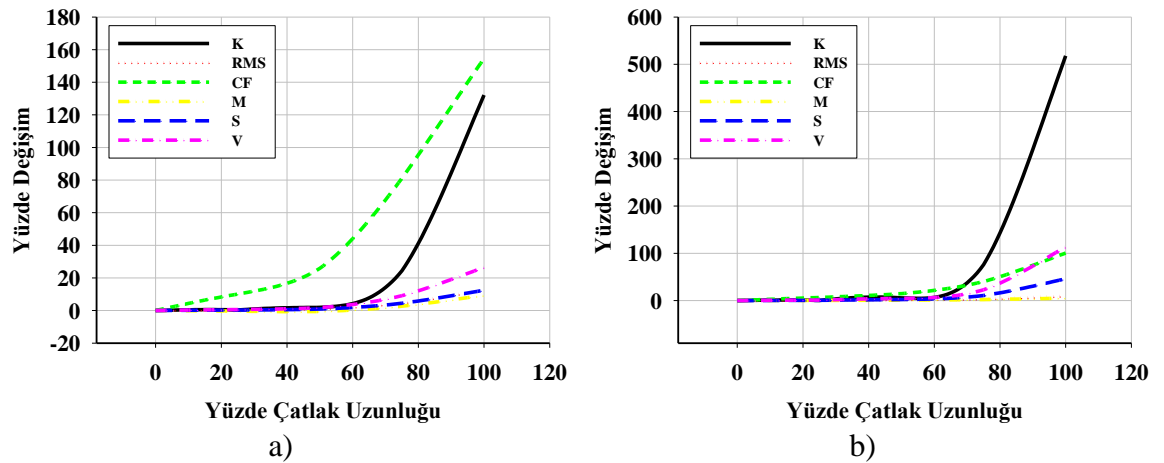
**Şekil 4.85.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Şekil 4.86'da  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ-25^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları gösterilmektedir. Hatasız dişlilerin kavramaya girip çıkma sürecinde titreşim değerleri arasında herhangi bir değişim olmamaktadır. Hatalı dişlilerin devreye girmesi ile birlikte titreşim değerlerinde artış meydana gelmektedir. Artış miktarı hata oranının artması ile birlikte çok daha yüksek seviyelere ulaşmaktadır. Şekil 4.87' de farklı hata seviyelerine sahip dişlilerde dinamik modelden elde edilen titreşim ve dinamik iletim hata değişiminin istatistiksel indikatörlerle değişimi görülmektedir. Titreşim sinyali için etkili indikatörün Crest faktörü olduğu görülmektedir. Dinamik iletim hatası için ise etkili indikatörün Kurtosis olduğu görülmektedir. Ayrıca dinamik iletim hatası verileri kullanılarak bu durum için daha kolay hata tespiti yapılacağı tespit edilmiştir. Çünkü

dinamik iletim hatası sinyali kullanılarak elde edilen Kurtosis indikatörünün yüzdelik değişimi titreşim sinyali kullanılarak elde edilen Crest faktör değerinden çok daha yüksektir.



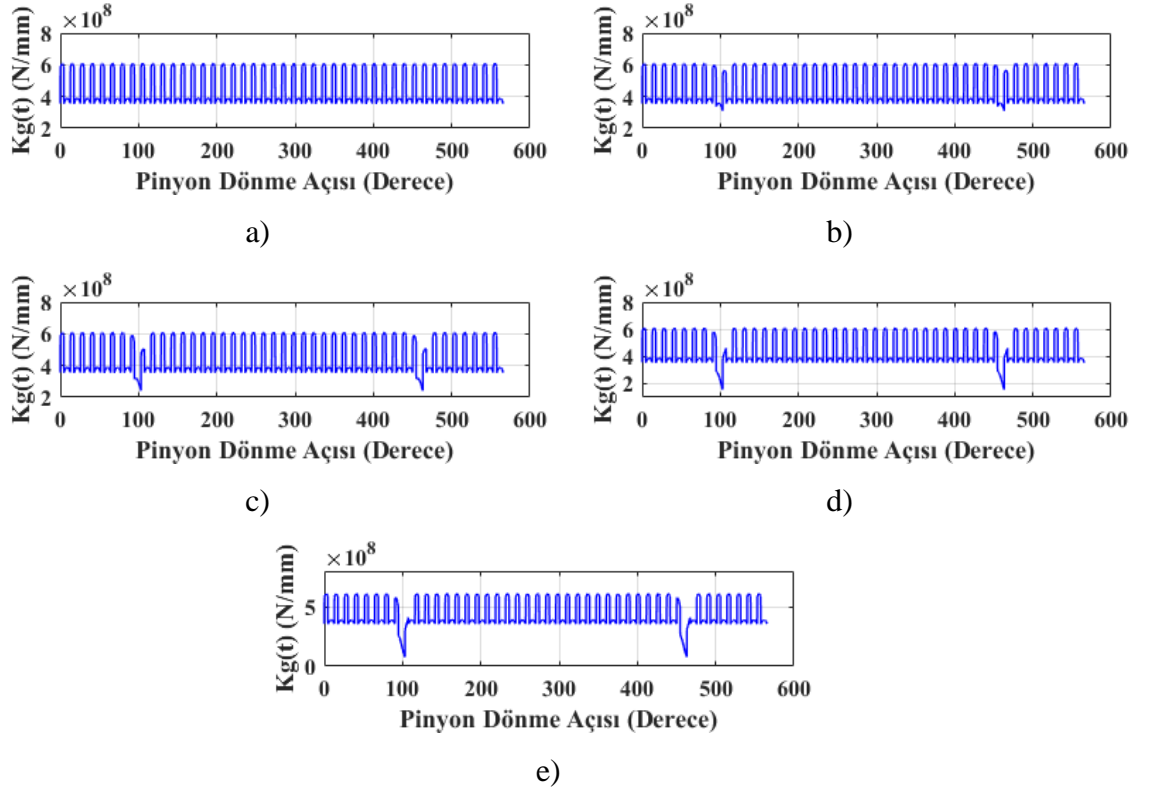
**Şekil 4.86.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli



**Şekil 4.87.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $25^\circ$  basınç açısı için istatistiksel indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

#### 4.5.15. $m_b=3,3$ ve $20^\circ - 30^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

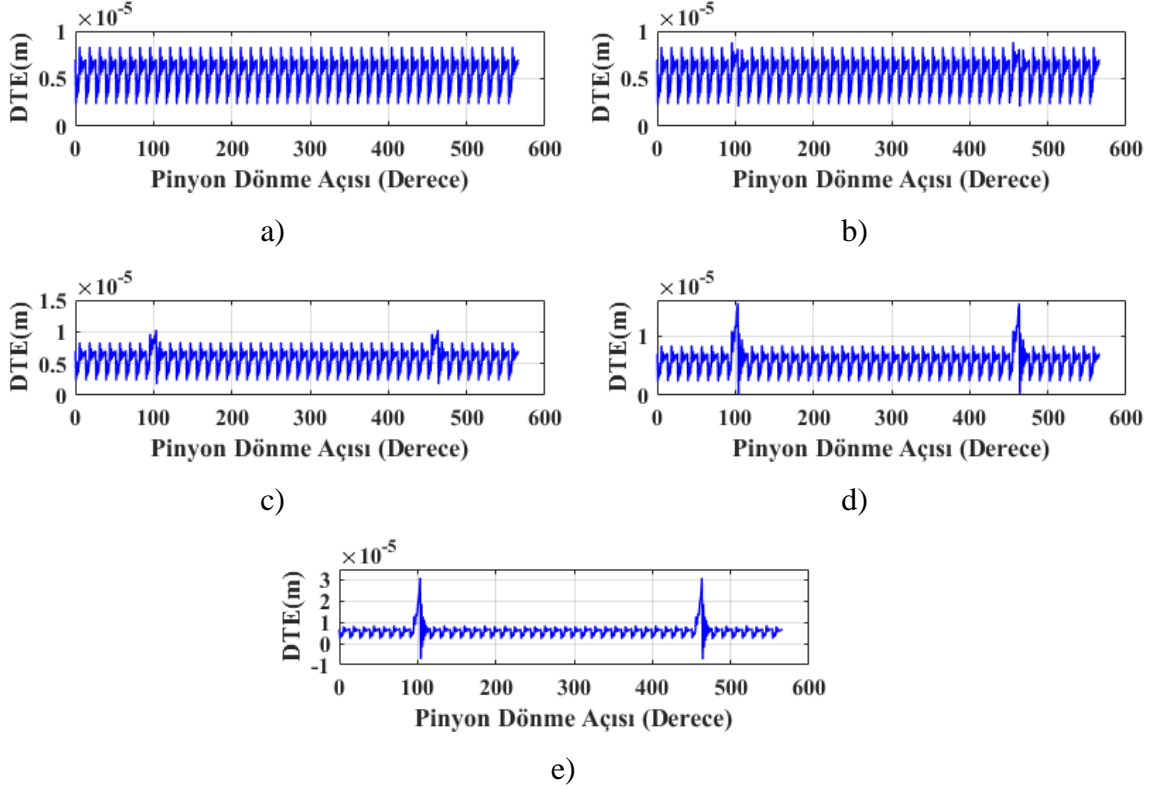
Şekil 4.88’de  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ-30^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği değişimi pinyonun dönme açısına bağlı olarak farklı hata mertebeleri için gösterilmektedir. Sağlıklı durumda kavrama rijitliğinin maksimum değeri  $6,1 \times 10^8$  N/m, minimum değeri ise  $3,5 \times 10^8$  N/m’ dir. Bir diş üzerinde çatlak oluşturulduğu durumlarda ise çatlak olduğu dişin kavramaya girmesi ile kavrama rijitliğinde ani düşüş görülmektedir. Düşüş miktarı çatlak miktarının artması ile birlikte artmaktadır. En yüksek çatlak durumunda, kavrama rijitlik değeri  $5,7 \times 10^8$  N/m’ye minimum değeri ise  $0,8 \times 10^8$  N/m’ ye kadar düşmektedir.



Şekil 4.88.  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ-30^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Şekil 4.89’da  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ-30^\circ$  basınç açısı için dinamik modelden elde edilen dinamik iletim hatası değişimleri gösterilmektedir. Hatalı dişlilerin devreye girmesi ile birlikte dinamik iletim hatası değerlerinde artış meydana gelmektedir. Hata miktarının

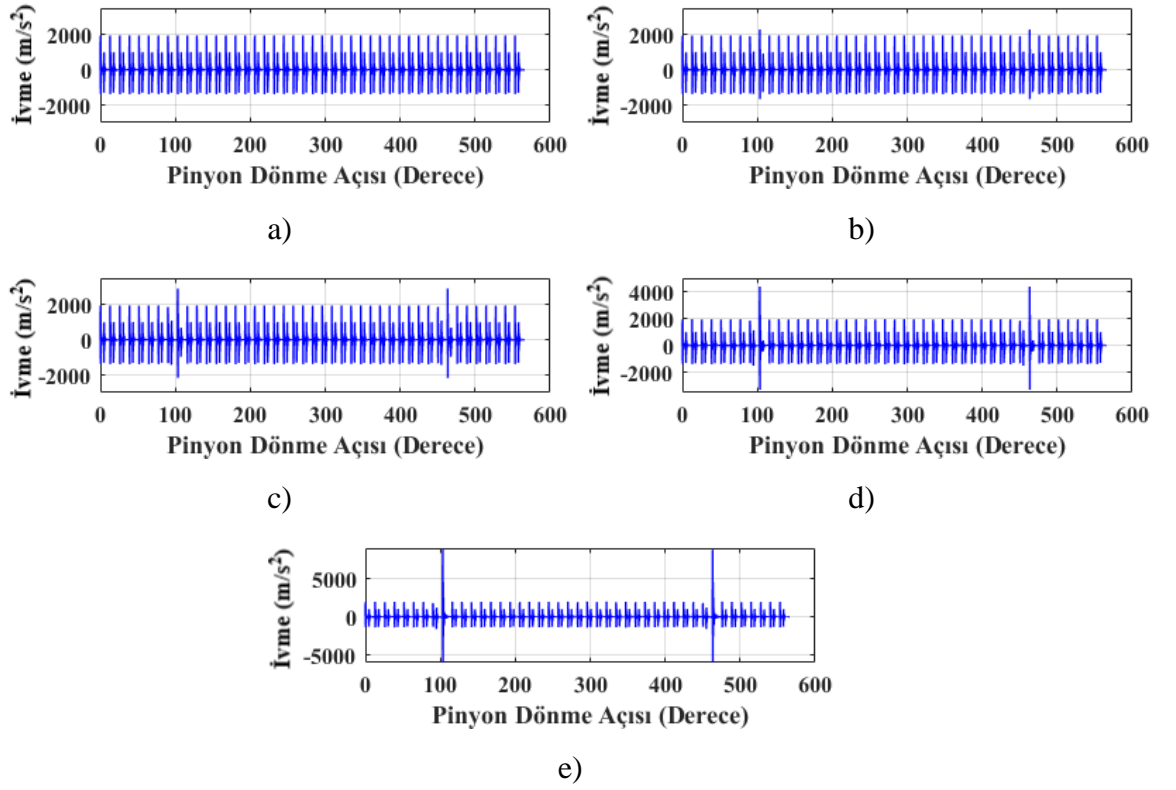
artması ile birlikte dinamik iletim hatası da anlık olarak çok yüksek değerlere ulaşmaktadır.



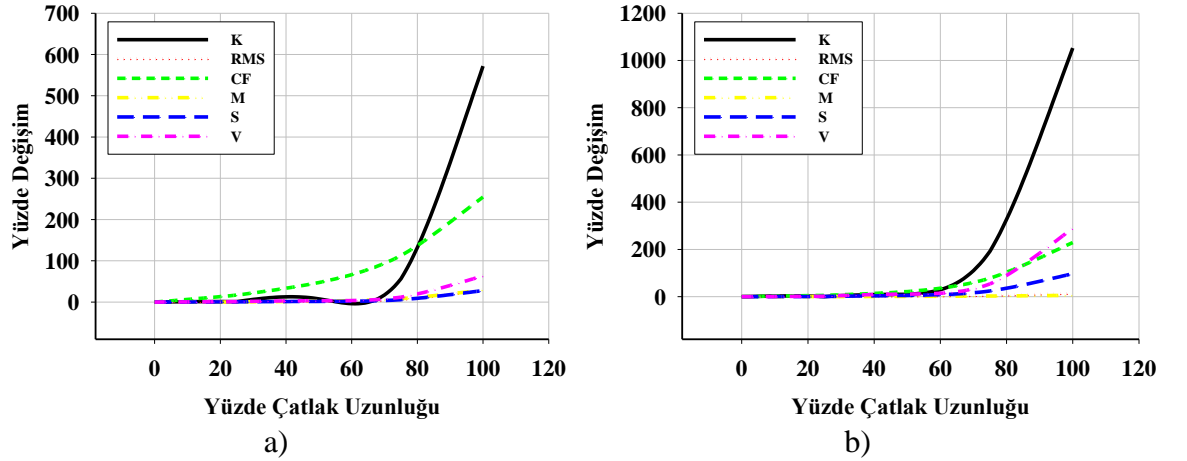
**Şekil 4.89.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli

Dinamik modelden elde edilen bir diğer sinyal ise rulmanlar üzerinden toplanan titreşim verileridir. Şekil 4.90’da dinamik modelden elde edilen titreşim sinyallerinin değişimi görülmektedir. Dinamik iletim hatasına benzer şekilde titreşim verileri de hatalı dişlinin devreye girmesi ile artmaktadır. Artış miktarı, çatlak miktarının artmasına bağlı olarak artmaktadır. Şekil 4.91’de dinamik iletim hatası ve titreşim sinyallerinin farklı hata miktarları için istatistiki indikatörlerce değerlendirilmesi görülmektedir. Her iki sinyal için Kurtosis indikatörünün hata tespitinde en etkili olduğu görülmektedir. Bu durum için özellikle çatlak miktarının %40’lık kesiminden sonra indikatör değerleri çok hızlı artmaya başladığından hatanın varlığı kolay tespit edilecektir.





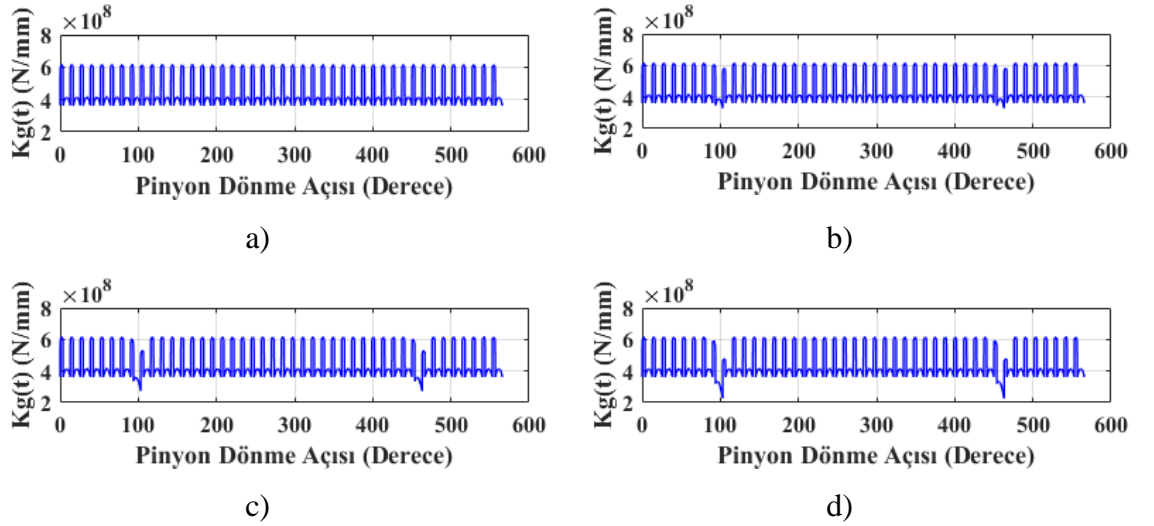
**Şekil 4.90.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli e) %100 hatalı dişli



**Şekil 4.91.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $30^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

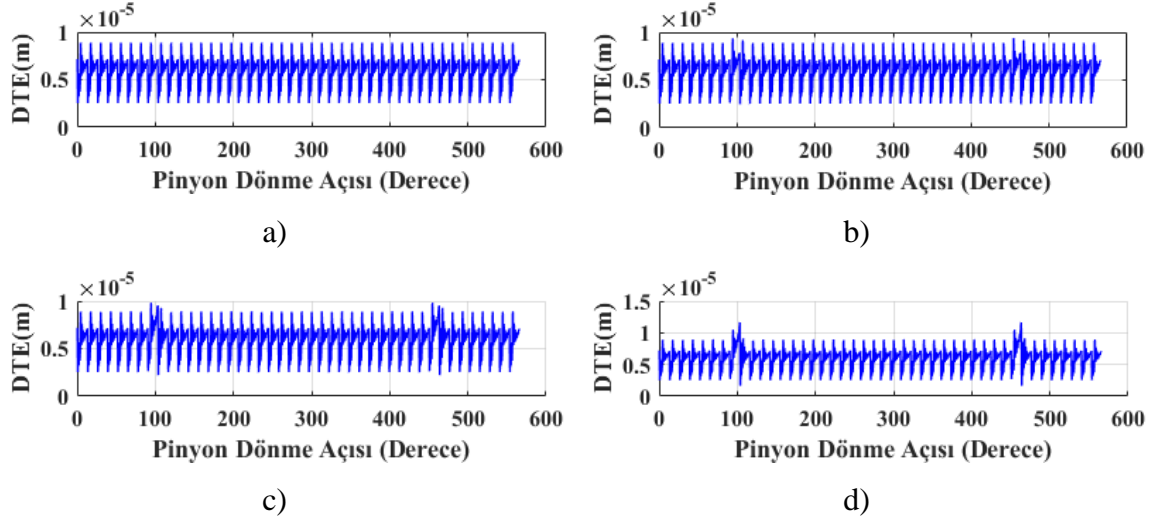
#### 4.5.16. $m_b=3,3$ ve $20^\circ - 35^\circ$ Asimetrik Basınç Açısı için Dinamik Analiz Sonuçları

$m_b=3,3$  ve  $20^\circ - 35^\circ$  basınç açısına sahip dişli çarklar için, sağlıklı ve farklı hata miktarlarında, kavrama rijitliğinin pinyon dönme açısına bağlı olarak değişimi Şekil 4.92'de gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde sağlıklı dişli için dişlerin devreye girme ve çıkmaları sırasında kavrama rijitliğinde herhangi bir değişiklik olmamaktadır. Hatalı dişlilerin devreye girmesi ile kavrama rijitliğinde düşüş meydana gelmektedir. Düşük miktarı çatlak uzunluğunun artması ile artmaktadır. Ayrıca, süren taraf basınç açısının artması ile birlikte, kavrama oranı düştüğünden tek dişli bölgesi genişlemektedir. Tek diş bölgesinin büyümesi ile birlikte hata dişlilerinde kavrama rijitliğine olan etkisi daha net bir şekilde görülmektedir.



**Şekil 4.92.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ-35^\circ$  basınç açısı için kavrama rijitliği sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli

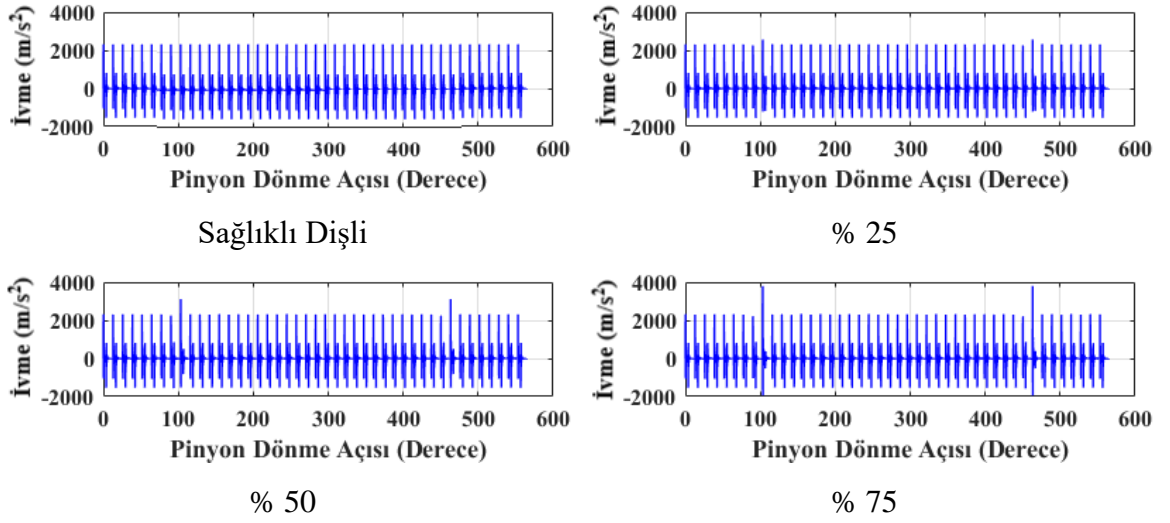
Şekil 4.93'te dinamik modelden elde edilen dinamik iletim hatasının pinyon dönme açısına bağlı olarak değişimi gösterilmektedir. Sağlıklı durumda yaklaşık  $9\mu\text{m}$  olan dinamik iletim hatası değeri maksimum hata durumunda,  $12\mu\text{m}$  değerine ulaşmıştır. Aynı rim oranı için karşılaştırıldığında  $35^\circ$  basınç açısına sahip dişli çarklarda dinamik iletim hatası değişiminin daha az olduğu görülmektedir. Bu nedenle hata tespitinin erken evrelerde yapılması diğer durumlara göre daha zor olacaktır.



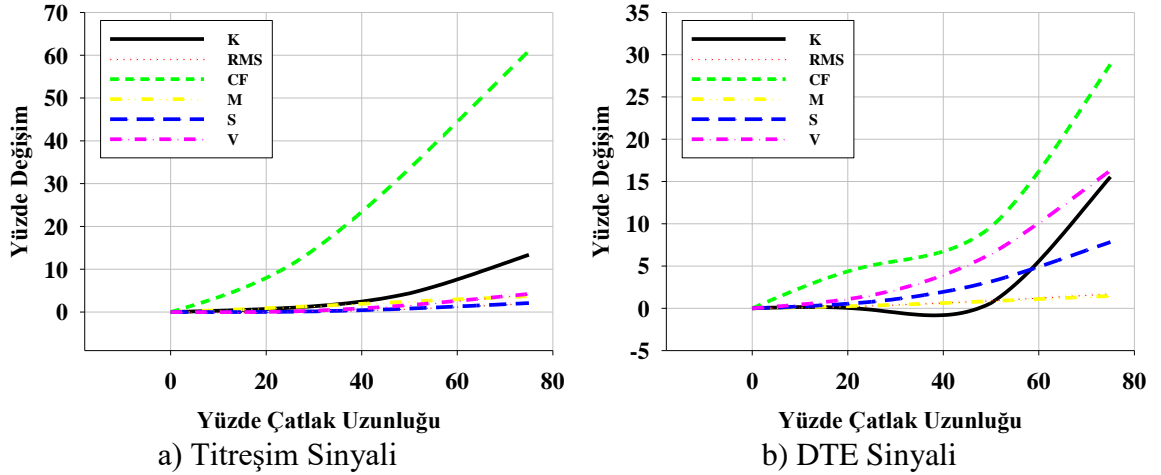
**Şekil 4.93.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $35^\circ$  basınç açısı için dinamik iletim hatası sonuçları  
a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli

Şekil 4.94 dinamik modelden elde edilen titreşim değişiminin pinyonun dönme açısına bağlı değişimi verilmektedir. Şekil incelendiğinde sağlıklı durum için titreşim değeri yaklaşık  $2000 \text{ m/s}^2$  civarında iken, maksimum durumda bu değer  $3900 \text{ m/s}^2$ 'ye çıktığı görülmüştür. Titreşim değerlerinde yaklaşık olarak %50 oranında artış gözlemlenmektedir. Dinamik iletim hatası sinyalleri ile karşılaştırıldığında titreşim verilerinden hareketle hata tespitinin daha kolay yapılacağı anlaşılmaktadır.

Dinamik iletim hatası ve titreşim sinyallerinin istatistiki indikatörlerle değerlendirilmesi Şekil 4.95' te görülmektedir. Toplanan her iki sinyal için de Crest faktörün hata tespitinde en etkili parametre olduğu görülmektedir. Ayrıca titreşim sinyalinin, dinamik iletim hatasına göre daha hassas sonuçlar verdiği görülmektedir. Crest faktör değerinin titreşim sinyali için %60, dinamik iletim hatası sinyali için de %30 değişimi tespit edilmiştir.



**Şekil 4.94.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $35^\circ$  basınç açısı için titreşim sinyali sonuçları a) sağlıklı dişli b) %25 hatalı dişli c) %50 hatalı dişli d) %75 hatalı dişli



**Şekil 4.95.**  $m_b=3,3$  ve  $20^\circ$ - $35^\circ$  basınç açısı için istatistiki indikatörlerin hata miktarına bağlı değişimi a) titreşim sinyali b) DTE sinyali

Gerçekleştirilen dinamik analizler sonucunda elde edilen bulgular aşağıdaki gibi sıralanabilir.

Dişli çarklarda meydana gelen çatlaklardan dolayı kavrama rijitliği değerleri düşmektedir.

Kavrama rijitliğindeki ani düşüşlerden dolayı, bu bölgelerde dinamik yükler ani olarak artmakta ve dinamik iletim hatası ve titreşim miktarları da artmaktadır. Çatlak miktarı arttıkça kavrama rijitliğindeki düşüş miktarı artacağından dolayı, dinamik iletim hatası ve titreşim değerlerinde de artış meydana gelmektedir.

İncelenen istatistiki indikatörlerden en etkilisi Crest faktör olarak karşımıza çıkmaktadır. Bazı durum analizlerinde ise kurtosis değeri özellikle yüksek çatlak miktarlarında daha iyi sonuç vermektedir. Ancak düşük çatlak miktarlarında ve çalışmanın geneli düşünüldüğünde Crest faktör değişimi en etkili parametre olarak karşımıza çıkmaktadır.

İncelenen sinyallerden titreşim sinyallerinin dinamik iletim hatası sinyaline göre daha iyi sonuç verdiği görülmektedir.

**Çizelge 4.5.** Titreşim sinyali için CF yüzdelerdeki değişimi

$m_b / \alpha_c - \alpha_d$	20°-20°	20°-25°	20°-30°	20°-35°
0,3	7	10	8	4,5
0,5	40	20	23	8
1	140	160	200	25
3,3	130	160	250	60

**Çizelge 4.6.** Dinamik iletim hatası için CF yüzdelerdeki değişimi

$m_b / \alpha_c - \alpha_d$	20°-20°	20°-25°	20°-30°	20°-35°
0,3	4	6	3	1,8
0,5	25	17	9	6
1	100	100	150	8
3,3	110	100	200	30

Hatanın tespit edilmesinde en iyi sonuç veren indikatör olan Crest faktörün titreşim ve dinamik iletim hatası sinyalleri için değerlerinin yüzdelerdeki değişimleri Çizelge 4.5 ve 4.6'da verilmektedir. Çizelgeler incelendiğinde titreşim sinyalinin, dinamik iletim hatası sinyaline göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Ayrıca düşük rim oranları için,

hatayı tespit etmek yüksek rim oranlarına göre oldukça zordur. Yüksek rim oranlarında meydana gelen hataların erken evrede bile tespit edilmesi kolaydır. Süren taraf basınç açısının artması ile hata tespitinin kolay veya zor yapılabilmesine yönelik doğrudan bir karar vermek güçtür. Ancak 35° süren taraf basınç açısına sahip dişlilerde, hata tespitinin en zor olduğu görülmektedir. Diğer indikatörler için de benzer sonuçlara ulaşmak mümkün olacaktır.

#### 4.6. Farklı Hızda İstatiksel İndikatörlerin Değişimlerinin İncelenmesi

1000 d/d için gerçekleştirilen dinamik analizler sonucunda, hata miktarının artması ile genel olarak tüm indikatörlerde artış meydana gelmiştir. Ancak farklı hızlarda farklı davranışın olup olmadığını tespit etmek amacı ile  $m_b=1$  için gerçekleştirilen dinamik analizler 5000 d/d için tekrar ettirilmiştir. 1000 d/d için gerçekleştirilen analizlere benzer olarak dinamik iletim hatası ve titreşim sinyalleri incelenmiştir.

Gerçekleştirilen dinamik analizler sonucunda, 5000 d/d hız için etkili indikatörün CF olduğu belirlenmiştir. İncelenen sinyallerdeki CF' ün yüzdelik değişimleri incelendiğinde, titreşim sinyalinin hata tespitinden dinamik iletim hatasına göre daha iyi sonuçlar verdiği hem 1000d/d hem de 5000 d/d için gözlemlenmektedir.

**Çizelge 4.7.** Titreşim sinyali için CF yüzdelik değişimi 5000d/d

$m_b / a_c - a_d$	20°-20°	20°-25°	20°-30°	20°-35°
1	56	155	160	14

**Çizelge 4.8.** Dinamik iletim hatası için CF yüzdelik değişimi 5000d/d

$m_b / a_c - a_d$	20°-20°	20°-25°	20°-30°	20°-35°
1	82	113	95	9

Çizelge 4.7 ve 4.8'de sırasıyla titreşim sinyali ve dinamik iletim hatası için CF yüzdelik değişimleri verilmektedir.  $m_b=1$  rim kalınlığında, simetrik durum için 1000 d/d'da titreşim sinyalinin yüzdelik değişimi %140 olarak görülmektedir. Dinamik iletim hatasının yüzdelik değişimi ise %100 mertebesindedir. 5000 d/d ise bu değerler titreşim sinyali için %56, dinamik iletim hatası için ise %82'ye gerilemektedir.

Basınç açısını artması ile birlikte gerek 1000d/d gerekse 5000d/d' da yüzdelik değişimlerde artış meydana gelmektedir. Ancak 35 basınç açısı için yüzdelik değişimler ani olarak düşmektedir. Tüm basınç açıları incelendiğinde 5000 d/d hız için indikatörün yüzdelik değişimleri genel olarak 1000d/d için daha az olduğu görülmektedir. Bu nedenle farklı devir sayılarında indikatör değişimlerinin de farklı olabileceği göz ardı edilmemelidir.

## 5. SONUÇ

Bu çalışmada standart ve standart olmayan asimetrik profile sahip düz dişli çarklarda farklı rim oranları için meydana gelen çatlakların, erken seviyelerde belirlenebilmesi için sayısal bir metot geliştirilmiştir. Geliştirilen metodun ilk aşamasında, yapısal statik analiz gerçekleştirilerek diş üzerinde oluşan gerilme değerleri ve gerilmenin maksimum olduğu noktalar belirlenmiştir. Gerçekleştirilen yapısal analiz sonuçları özetlenecek olursa:

- Süren taraf basınç açısının artmasıyla birlikte diş dibinde oluşan gerilme değerleri düşmektedir. Farklı rim oranlarına göre gerilmedeki düşüş miktarları da değişmektedir. 0,3 rim oranı için en fazla %48 oranında gerilmede düşüş sağlanmışken, 0,5 rim oranı için %66, 1 rim oranı için %44 ve 3,3 rim oranı için %24'tür.
- Rim oranının artmasıyla beraber gerilme değerleri belli bir optimum noktaya kadar düşmekte, ardından gerilme değerleri tekrardan artmaya başlamaktadır. Sonuçlar literatür ile uyumlu olarak karşımıza çıkmıştır. Bu çalışma için optimum rim oranı 0,5 olarak belirlenmiştir. En yüksek gerilmeler ise 0,3 rim oranında görülmüştür.

Yapısal statik analiz ile belirlenen maksimum gerilme noktalarına, yatay ile 45° açı yapacak şekilde, yapay çatlak başlangıç noktaları eklenmiş ve ANSYS SMART Crack Growth modülü kullanılarak, çatlak ilerleme analizleri gerçekleştirilmiştir. Çatlak ilerleme analizlerinde, çatlak ilerleme yolları ve farklı parametreler altında çatlak ilerleme davranışları tespit edilmiştir. Çatlak ilerleme analizlerinden elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Çatlak ilerleme yönleri doğrudan doğruya rim oranına bağlı olarak değişmektedir. Düşük rim oranlarında (0,3 – 0,5) çatlak gövdeyi kırma eğiliminde olduğu tespit edilmiştir. Rim oranının artmasıyla birlikte çatlak ilerleme yönünün dışı kırma eğiliminde olduğu belirlenmiştir. Bu tip çatlakların gövdeyi kırma eğiliminde olan çatlaklardan daha güvenli olduğu tespit edilmiştir.



- Çatlak ilerleme hızı gerilme yoğunluk faktörüne bağlı olarak değişmektedir. Buna göre en hızlı çatlak ilerlemesinin 0,3 rim oranında olduğu, en yavaş çatlak ilerlemelerinin ise en düşük gerilme yoğunluk faktörlerinin hesaplandığı 0,5 rim kalınlığında olduğu belirlenmiştir. Buna bağlı olarak en yüksek çevrim sayıları da 0,5 rim oranı için görülmüştür.
- Süren taraf basınç açısının artması ile gerilmeler ve dolayısı ile de gerilme yoğunluk faktörleri düştüğü için, çatlak ilerleme hızı da ciddi oranda düşmekte ve çatlağın ilerlediği çevrim sayıları artmaktadır. Buna göre asimetrik profile sahip dişli çarkların yorulma dayanımı simetrik duruma göre çok daha fazladır.

Elde edilen çatlak ilerleme yollarına bağlı olarak sağlıklı dişli, %25 - %50 - %75 ve %100 hata miktarları için sonlu elemanlar analiz çalışmaları yapılarak, tek diş rijitlikleri ve kavrama rijitlikleri hesaplanmıştır. Rijitlik hesaplanması üzerine gerçekleştirilen çalışmanın sonuçları genel olarak aşağıdaki gibi verilebilir.

- Tek diş rijitliği ve kavrama rijitliği süren taraf basınç açısının artmasıyla birlikte artmıştır. Artış miktarı durumdan duruma değişmekle süren taraf basınç açısının 20°' den 35°' ye çıkması ile birlikte tek diş rijitliğinde %35, kavrama rijitliğinde ise %22 civarındadır.
- Rim oranının artmasıyla birlikte dişli gövdesinin daha fazla deformasyona uğramasından dolayı tek diş rijitliği ve kavrama rijitliği değerleri düşmektedir. Rim oranının 0,3'den 3,3' rijitlik değerleri yaklaşık %25 oranında düşmektedir.
- Çatlak miktarının artmasıyla birlikte tek diş rijitliği ve kavrama rijitliği değerlerinde azalmalar görülmüştür.
- Rim oranının artmasıyla birlikte çatlak etkisinden dolayı, düşen rijitlik değerlerindeki azalma miktarı artmaktadır.

Farklı dişli tasarım parametrelerinde, farklı hata mertebelerine sahip dişli çarklar için, tek diş rijitliği ve kavrama rijitliği değerlerinin hesaplanmasından sonra bu değerler hazırlanan dinamik model üzerinde koşturularak, diş hata ve hasarlarının dişli dinamik davranışı üzerine olan etkileri incelenmiştir. Dinamik analizlerden, dinamik iletim hatası ve titreşim sinyalleri toplanarak, bu sinyaller istatistiksel indikatörlerle incelenmiş

ve hatanın varlığı tespit edilmeye çalışılmıştır. Dinamik modellerden elde edilen sonuçlar özetlenecek olursa:

- Bir dişlide bulunan tek bir diş üzerinde hata olduğu düşünüldüğünde, kavrama durumu hatalı dişliye denk gelirse, kavrama rijitliğinde ani bir düşüş meydana gelmektedir. Buna bağlı olarak dinamik yüklerde ise ani yükseliş görülmektedir. Dinamik yüklerdeki ani yükselmeler kavrama rijitliğindeki düşüş ile doğru orantılıdır. Buna göre hata miktarının artması ile dinamik yükler daha da artmakta, buna bağlı olarak da dinamik iletim hatası ve titreşim değerlerinde hatanın olduğu anlarda ani sıçramalar gerçekleşmektedir.
- Ani sıçramaların genlikleri göz önüne alınarak bile hatanın hangi mertebede olduğu tahmin edilebilmektedir.
- İncelenen indikatörlerden en etkili olanın Crest faktör olduğu belirlenmiştir.
- İncelenen sinyallerden titreşim sinyallerinin, hatanın tespit edilmesinde dinamik iletim hatasına göre daha iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

Bu tezde gerçekleştirilen yöntem sayısal temellere dayandığından dolayı gerçek ortamda var olan bozucu titreşimler, gürültü, gerçek konstrüksiyondan gelebilecek fazladan titreşimler ve yüklemeler gibi etkiler göz ardı edildiğinden, alınan sinyaller kusursuz sinyaller olup herhangi bir filtreden geçirilmeden doğrudan doğruya kullanılabilmiştir.

Bu tezin devamı olarak, gerçek bir dişli kutusu üzerine ivmeölçerler bağlanarak, titreşim sinyalleri ve encoderler ile dinamik iletim hatası sinyallerinin toplanmasıyla, deneysel olarak elde edilecek dinamik iletim hatası ve titreşim sinyallerinin değerlendirilmesiyle, bu çalışmada konu alan sayısal metodun, deneysel olarak gerçekleştirilmesi ileriki çalışmalar olarak önerilmektedir. Ayrıca titreşim ve dinamik iletim hatası sinyalleri dışında, mikrofon kullanılarak sistem üzerinden aynı anda ses verileri de toplanarak değerlendirilmesi ve diğer sinyaller ile kıyaslanmasıyla da hata tespit edilebilecektir. Elde edilecek olan titreşim, ses ve dinamik iletim hatası sinyallerin yapay zekâ uygulamaları ile de birleştirilmesiyle deneysel olarak anlık hata tespiti üzerine çalışmalar yapılması planlanmaktadır.

## KAYNAKLAR

- Ahamed, N., Pandya, Y., Parey, A. 2014.** Spur gear tooth root crack detection using time synchronous averaging under fluctuating speed. *Measurement*, 52: 1-11.
- Babalık, F.C., Çavdar, K. 2014.** Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri. Dora Yayınları, Bursa, Türkiye.
- Bian, X.X. Zhou, G. Liwei. Tan, J.Z. 2012.** Investigation of bending fatigue strength limit of alloy steel gear teeth. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, 226: 615–625.
- Bibel, G.D., Reddy, S.K., Savage, M., Handschuh, R.F. 1991.** Effects of rim thickness on spur gear bending stress. *NASA Technical Report*, 91 – C – 015.
- Biswal, S., George, J.D., Sabareesh, G.R. 2016.** Fault size estimation using vibration signatures in a wind turbine test-rig. *Procedia engineering*, 144: 305 – 311.
- Brown, F. W., Davidson, S.R., Hanes, D.B., Weires, D.J., Kapelevich, A. 2010.** Analysis and testing of gears with asymmetric involute tooth form and optimized fillet form for potential application in helicopter main drives. AGMA Technical Paper.
- Cao, P., Zhang, S., Tang, J. 2018.** Preprocessing-free gear fault diagnosis using small datasets with deep convolutional neural network-based transfer learning. *IEEE Access*, 6, 26241 – 26253.
- Cavdar, K., Karpat, F., Babalik, F.C. 2005.** Computer aided analysis of bending strength of involute spur gears with asymmetric profile. *Journal of Mechanical Design*, 127: 477 – 484.
- Chaari, F., Fakhfakh, T., Haddar, M. 2009.** Analytical modelling of spur gear tooth crack and influence on gear mesh stiffness. *European Journal of Mechanics A / Solids*, 28: 461-468.
- Chen, Z., Shao, Y. 2013.** Mesh stiffness calculation of a spur gear pair with tooth profile modification and tooth root crack. *Mechanism and Machine Theory*, 62: 63–74.
- Chen, Z., Zhai, W., Shao, Y., Wang, K., Sun, G. 2016.** Analytical model for mesh stiffness calculation of spur gear pair with non-uniformly distributed tooth root crack. *Engineering Failure Analysis*, 66: 502–514.
- Chen, Z.Q., Li, C., Sanchez, R.V. 2015.** Gearbox fault identification and classification with convolutional neural networks. *Shock and Vibration*, 2015, 1 – 10.
- Choi, S., Li, C.J. 2006.** Estimation of gear tooth transverse crack size from vibration by fusing selected gear condition indices. *Measurement Science and Technology*, 17, 2395 – 2400.

**Conrado, E., Gorla, P., Davoli, P., Boniardi, M. 2017.** A comparison of bending fatigue strength of carburized and nitrided gears for industrial applications. *Eng. Fail. Analysis*, 78: 41–54.

**Colbourne, J.R. 1987.** The geometry of involute gears. Springer-Verlag, New Jersey, USA.

**DIN 3990. 1987,** Calculation of load capacity of cylindrical gears: Calculation of tooth strength.

**Dogan, O., Karpaz, F. 2019.** Crack detection for spur gears with asymmetric teeth based on the dynamic transmission error. *Mechanism and Machine Theory*, 113: 417-431.

**Dogan, O., Karpaz, F. 2018.** Temel dişli tasarım parametrelerinin tek diş ve kavrama rijitliğine etkisinin sonlu elemanlar metodu ile incelenmesi. *Uludağ University Journal of the Faculty of Engineering*, 23(4): 381-402.

**Dogan, O. Yılmaz, T.G. Karpaz, F. 2018.** Stress analysis of involute spur gears with different parameters by finite element and graphical method. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33(4):1493-1504

**Elasha, F., Mba, D. 2016.** Improving condition indicators for helicopter health and usage monitoring systems. *International Journal of Structural Integrity*, 7 (4): 584-595.

**Elasha, F., Greaves, M., Mba, D., Fang, D. 2017.** A comparative study of the effectiveness of vibration and acoustic emission in diagnosing a defective bearing in a planetary gearbox. *Applied Acoustics*, 115: 181-195.

**Er-raoudi, M., Diany, M., Aissaoui, H., Mabrouki, M. 2016.** Gear fault detection using artificial neural networks with discrete wavelet transform and principal component analysis. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 10, 2016 – 2029.

**Gasparini, G., Mariani, U., Gorla, C., Filippini, M., Rosa, F. 2009.** Bending fatigue tests of helicopter case carburized gears: influence of material, design and manufacturing parameters. *Gear Technology*, No: December, pp. 68–76.

**Gecgel, O., Ekworo-osire, S., Dias, J.P., Nispel, A., Alemayehu, F.M., Serwadda, A. 2019.** Machine learning in crack size estimation of a spur gear pair using simulated vibration data. *Proceedings of the 10th International Conference On Rotor Dynamics-IFTOMM*, Springer nature Switzerland, 175 – 190.

**Ha, J.M., Youn, B.D., Oh, H., Han, B., Jung, Y., Park, J. 2016.** Auto correlation-based time synchronous averaging for condition monitoring of planetary gearboxes in wind turbines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 70-71, 161-175.

- Hammami, A., Del Ricon, A.F., Chaari, F., Santamaria, M.I., Rueda, F.V., Haddar, M. 2016.** Effects of variable loading conditions on the dynamic behaviour of planetary gear with power recirculation. *Measurement*, 94: 306-315.
- Handschuh, R.F., Lerch, B. A., Krantz, T.L., Burke, C.S. 2017.** Investigation of low-cycle bending fatigue of AISI 9310 steel spur gears, *Eng. Conf.*, no. July 2007, pp. 1–7.
- Janssens, O., Slavkovikj, V., Vervisch, B., Stockman, K., Loccufier, M., Verstockt, S., Van de Walle, R., Van Hoecke, S. 2016.** Convolutional neural network based fault detection for rotating machinery. *Journal of Sound and Vibration*, 377: 331 – 345.
- Jing, L., Zhao, M., Li, P., Xu, X. 2017.** A convolutional neural network based feature learning and fault diagnosis method for the condition monitoring of gearbox. *Measurement*, 111: 1-10.
- Karpat, F. 2005.** Asimetrik evolvent sahip düz dişli çarkların analizi. *Doktora Tezi*, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Karpat, F., Ekworo-Osire, S., Cavdar, K., Babalik, F.C. 2008.** Dynamic analysis of involute spur gears with asymmetric teeth. *International Journal of Mechanical Sciences*, 50 (12): 1598 – 1610.
- Karpat, F., Dogan, O., Yuce, O., Osire, S.E. 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.
- Kapalevich, A. 2000.** Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth. *Mechanism and Machine Theory*, 35: 117 – 130.
- Kapalevich, A. 2019.** Asymmetric gearing. *CRC Press Taylor&Francis Group*, New York, USA.
- Kasuba, R., Evans, J.W. 1981.** An extended model for determining dynamic loads in spur gearing. *Journal of Mechanical Design*, 103: 398-409.
- Kaya, N. 2018.** Bilgisayar destekli mühendislik. Bursa Uludağ Üniversitesi. Ders Notları 2. Bölüm , Bursa, 37 s.
- Koç, E., Şenel, M.C. 2012.** Dişli verimliliği belirleme deneyi deney föyü. Ondokuz Mayıs Üniversitesi, Samsun, 1-17.
- Kong, Y., Wang, T., Li, Z., Chu, F. 2017.** Fault feature extraction of planet gear in wind turbine gearbox based on spectral kurtosis and time wavelet energy spectrum. *Front. mech. Eng*, 1-14.

- Kuang, J.H., Lin, A.D. 2001.** The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair. *J. Vib. Acoust*, 123(3): 311-317.
- Lei, Y., Zuo, M.J. 2009.** Gear crack level identification based on weighted K nearest neighbor classification algorithm. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23: 1535–1547.
- Lewicki, D.G., Ballarini, R. 1996.** Effects of rim thickness on gear crack propagation path. *NASA Technical Report ARL-TR-1100*, 1-12.
- Lewicki, D.G. 1996.** Crack propagation studies to determine benign or catastrophic failure modes for aerospace thin-rim gears. *NASA Technical Report ARL-TR-971*, 1-176.
- Li, Z., Jiang, Y., Hu, C., Peng, Z. 2016.** Recent progress on decoupling diagnosis of hybrid failures in gear transmission systems using vibration sensor signal: A review. *Measurement*, 90: 4-19.
- Liang, X. 2016.** Dynamics based vibration signal modeling and fault detection of planetary gearboxes. *Doktora Tezi*, University of Alberta, Edmonton.
- Liang, X., Libin, Liu., 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.
- Liang, X., Lui, Z., Pan, J., Zuo, M.J. 2017.** Spur gear tooth pitting propagation assessment using model-based analysis. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 30: 1369-1382.
- Liang, X., Zuo, M.J., Hoseini, M.R. 2015.** Vibration signal modeling of a planetary gear set for tooth crack detection. *Engineering Failure Analysis*, 48: 185-200.
- Liang, X., Zuo, M.J., Liu, L. 2016.** A windowing and mapping strategy for gear tooth fault detection of a planetary gearbox. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 80: 445-459.
- Liang, X., Zuo, M.J., Pandey, M.K. 2014.** Analytically evaluating the influence of crack on the mesh stiffness of a planetary gear set. *Mechanism and Machine Theory*, 76: 20–38.
- Liang, X., Zuo, M.J., Patel, T. 2014.** Evaluating the time-varying mesh stiffness of a planetary gear set using the potential energy method. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1-13.
- Libin, L., Liang, X., Zuo, M.J. 2016.** Vibration signal modeling of a planetary gear set with transmission path effect analysis. *Measurement*, 85: 20-31.

- Lin, J., Dou, C. 2017.** A novel method for condition monitoring of rotating machinery based on statistical linguistic analysis and weighted similarity measures, *Journal of Sound and Vibration*, 390: 272-288.
- Lin, H.H. 1985.** Computer aided design and analysis of spur gear dynamics. *Doktora Tezi*. University of Cincinnati, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Cincinnati.
- Litvin, F.L., Fuentes, A. 2004.** Gear geometry and applied theory. Second edition. Cambridge university press, New York, USA.
- Litvin, F.L., Lian, Q., Kapelevich, A.L. 2000.** Asymmetric modified spur gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stress analysis, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg*, 188: 363 – 390.
- Mohammed, O.D., Rantatalo, M. 2016.** Dynamic response and time-frequency analysis for gear tooth crack detection. *Mechanical Systems and signal processing*, 66-67: 612–624.
- Mohammed, O.D. 2015.** Dynamic modelling and vibration analysis for gear tooth crack detection. *Doktora Tezi*, Luleå University of Technology.
- Ottewill, J.R., Ruszczyk, A., Broda, D. 2017.** Monitoring tooth profile faults in epicyclic gearboxes using synchronously averaged motor currents: Mathematical modeling and experimental validation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 84: 78-99.
- Olmi, G., Comandini, M., Freddi, A. 2010.** Fatigue on shot-peened gears: experimentation, simulation and sensitivity analyses. *Strain*, 46: 382–395.
- 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): 236-260.
- Pan, J., Zi, Y., Chen, J., Zhou, Z., Wang, B. 2018.** LiftingNet: A novel deep learning network with layerwise feature learning from noisy mechanical data for fault classification. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 65: 4973 – 4982.
- Pandya, Y., Parey, A. 2013.** Crack behavior in a high contact ratio spur gear tooth and its effect on mesh stiffness. *Engineering Failure Analysis*, 34: 69–78.
- Pedersen, N.L. 2010.** Improving bending stress in spur gears using asymmetric gears and shape optimization. *Mechanism and Machine Theory*, 45(11): 1707 – 1720.
- 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: 1372-1393.

**Raadnui, S. 2019.** Spur gear wear analysis applied for tribological based predictive maintenance diagnostics. *Wear*, 426 – 427 Part B: 1748 – 1760.

SAE International Surface Vehicle Recommended Practice, Single Tooth Gear Bending Fatigue Test, *SAE Stand. J1619*, 91, 3266–3274, 1997.

**Sanders, A. 2010.** An experimental investigation of the influence of elliptical root shapes and asymmetric teeth on root stresses and bending fatigue lives. *Doktora Tezi*, Ohio State University, Ohio.

**Savaria, V., Bridier, F., Bocher, P. 2016.** Predicting the effects of material properties gradient and residual stresses on the bending fatigue strength of induction hardened aeronautical gears. *Int. J. Fatigue*, 85: 70–84.

**Saxena, A., Chouksey, M., Parey, A. 2017.** Effect of mesh stiffness of healthy and cracked gear tooth on modal and frequency response characteristics of geared rotor system. *Mechanism and Machine Theory*, 107: 261–273.

**Sharma, V., Parey, A. 2016.** Gear crack detection using modified TSA and proposed fault indicators for fluctuating speed conditions. *Measurement*, 90: 560–575.

**Singh, A., Parey, A. 2016.** Gearbox fault diagnosis under fluctuating load conditions with independent angular resampling technique, continuous wavelet transform and multilayer perceptron neural network. *IET Science, Measurement & Technology*, 11,2: 220-225.

**Singh, A., Parey, A. 2017.** Gearbox fault diagnosis under non-stationary conditions with independent angular re-sampling technique applied to vibration and sound emission signals. *Applied Acoustics*, available online 27 April 2017.

**Tian, X. 2004.** Dynamic Simulation for System Response of Gearbox Including Localized Gear Faults. *Yüksek Lisans Tezi*, University of Alberta, Alberta.

**Ulus, Ş., Suveren, M., Erkaya, S. 2016.** A vibration based fault model of gear systems using neural predictor. *Conference on Advances in Mechanical Engineering*, İstanbul, Turkey.

**Ulus, Ş., Erkaya, S. 2016.** An experimental study on gear diagnosis by using acoustic emission technique. *International Journal of Acoustics and Vibration*, 21 (1): 103-111.

**Ulus, Ş., Erkaya, S. 2015.** Dişli çark mekanizmalarındaki hataların akustik yöntemler ve titreşim metodu ile karşılaştırmalı analizi. Uluslararası katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu, İzmir, 14-17 Haziran 2015.

**Vuckovic, K., Galic, I., Bozic, Z., Glodez, S. 2018.** Effect of friction in a single-tooth fatigue test. *Int. Journal of Fatigue*, 114: 148-158.



- Wan, Z., Cao, H., Zi, Y., He, W., Chen, Y. 2015.** Mesh stiffness calculation using an accumulated integral potential energy method and dynamic analysis of helical gears. *Mechanism and Machine Theory*, 92: 447–463.
- 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.
- Wang, W., Qui, X., Chen, C., Lin, B., Zhang, H. 2018.** Application research on long short-term memory network in fault diagnosis. *Proceedings of the 2018 International Conference on Machine Learning and Cybernetics*, Chengdu, China, 15 – 18 July, 360 – 365.
- Yang SC. 2005.** Mathematical model of a helical gear with asymmetric involute teeth and its analysis. *Int J Adv Manuf Tech*, 26: 448–456.
- Yao, Y., Wang, H., Li, S., Liu, Z., Gui, G., Dan, Y., Hu, J. 2018.** End-to-end convolutional neural network model for gear fault diagnosis based on sound signals. *Applied Sciences*, 8: 1 – 14.
- Yoon, K.Y., Rao, S.S. 1996.** Dynamic load analysis of spur gears using a new tooth profile. *J. Mech. Des*, 118(1): 1-6.
- Zhang, D., Yu, D. 2017.** Multi-fault diagnosis of gearbox based on resonance-based signal sparse decomposition and comb filter. *Measurement*, 103: 361-369.
- Zhang, Y., Lu, W., Chu, F. 2017.** Planet gear fault localization for wind turbine gearbox using acoustic emission signals. *Renewable Energy*, 109: 449 – 460.
- Zhao, M., Jia, X. 2017.** A novel strategy for signal denoising using reweighted SVD and its applications to weak fault feature enhancement of rotating machinery. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 94: 129-147.

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı	: Oğuz DOĞAN
Doğum Yeri ve Tarihi	: Bursa /1990
Yabancı Dil	: İngilizce
Eğitim Durumu	
Lise	: Bursa Erkek Lisesi, 2008
Lisans	: Bursa Uludağ Üniversitesi, 2012
Yüksek Lisans	: Bursa Uludağ Üniversitesi, 2015
Çalıştığı Kurum / Kurumlar	: Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 2012 - 2013 : Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 2013 – devam ediyor.
İletişim (e – posta)	: <a href="mailto:doganoguz@uludag.edu.tr">doganoguz@uludag.edu.tr</a> / <a href="mailto:doganoguz@gmail.com">doganoguz@gmail.com</a>
Yayımları	:

**Alp, B.N. Dogan, O. Yılmaz, T.G. Kalay, O.C. Abdellah, A. Karpaz, F. Khandaker, M. Akdağ, G. 2020.** Understanding the causes behind coracoid graft osteolysis in latarjet procedure (Finite element analysis and comparison of three fixation methods). *Orthopaedics Traumatology-Surgery Research*. 106(1):53-59..

**Dogan, O. Karpaz, F. Yüce, C. Kaya, N. Yavuz, N. Sen, H. 2016.** A novel design procedure for tractor clutch fingers by using optimization and response surface methods. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 30(6):2615-2625.

**Dogan, O. Yılmaz, T.G. Karpaz, F. 2018.** Stress analysis of involute spur gears with different parameters by finite element and graphical method. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*. 33(4):1493-1504

**Dogan, O. Karpaz, F. 2019.** Crack detection for spur gears with asymmetric teeth based on the dynamic transmission error. *Mechanism and Machine Theory*. 113, 417-431.

**Dogan, O. Karpaz, F. 2018.** Temel dişli tasarım parametrelerinin tek diş ve kavrama rijitliğine etkisinin sonlu elemanlar metodu ile incelenmesi. *Uludağ University Journal of the Faculty of Engineering*. 23(4):381-402.

**Dogan, O. Karpaz, F. Kaya, N. Yüce, C. Genç, M.O. Yavuz, N. 2015** ‘‘Optimal design of tractor clutch pto finger by using topology and shape optimization’’ IMECE2015 ASME International Mechanical Engineering Congress& Exposition, Houston / ABD .

**Dogan, O. Kalay, O.C. Karpas, F. 2018.** "Effects of linear short tip relief modification on dynamic response of the spur gears" Alternative Energy Sources, Materials and Technologies (AESMT'18), Plovdiv, Bulgaria. 14-15 Mayıs 2018.

**Dogan, O. Yuce, C. Karpas, F. Kalay, O. 2018.** "Experimental investigation of the impact resistance of involute spur gears" 9th International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering (ICMAE 2018), Budapest, Hungary. 10-13 Temmuz 2018.

**Dogan, S. Guven, S. Yilmaz, T.G. Karpas, F. Dogan, O. 2014** "Experimental verification and finite element analysis of automotive door hinge" IMECE2014-39295 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Montreal / Canada.

**Kalay, O.C. Dogan, O. Kapat, F. 2018.** "Improving bending load capacity of spur gears with increasing root radius" XI International Conference for Young Researchers, Borovets, Bulgaria. 14-17 Mart 2018,

**Karpas, E. Bakcan, M.R. Chabbar, A.T. Ibrahim, M.M.A. Çelik, B. Dogan, O. 2018.** "Estimating base station based electrical field in line of sight of outdoor and indoor by artificial neural network and fuzzy logic" Alternative Energy Sources, Materials and Technologies (AESMT'18), Plovdiv, Bulgaria. 14-15 Mayıs 2018.

**Karpas, E. Bakcan, M.R. Chabbar, A.T. İbrahim, M.M.A. Çelik, B. Dogan, O. 2019.** Estimating base station-based indoor and outdoor electric field levels by artificial neural networks. European Journal of Technique. 9(1): 1-12.

**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.

**Karpas, F. Dogan, O. Yuce, C. Genc, M.O. 2017.** Design verification of tractor clutch cover under high centrifugal effect. International Journal of Automotive Science and Technology. Vol:1, No:1, 29-33.

**Karpas, F. Dogan, O. Yuce, C. 2017.** Shape optimization of an overdesigned chain link by using design of experiment and graphical optimization. International Journal of Mechanical and Production Engineering. 5(10): 2320-2092.

**Karpas, F. Dogan, O. Ekworo-Osire, S. Yuce C. 2014.** "A novel method for calculation gear tooth stiffness for dynamic analysis of spur gears with asymmetric teeth" IMECE2014-39402 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Montreal / Canada.

**Karpas, F. Dogan, O. Yuce, C. Kaya, N. Cengiz N. 2014.** "An investigation of stress and displacement distribution in the tractor clutch finger by using finite element method" IMECE2014-39230 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Montreal / Canada.

**Karpat, F. Dogan, O. Yüce, C. 2017.** "Shape optimization of an overdesigned chain link by using design of experiment and graphical optimization, Proceedings of Academics World 66th International Conference, Prague, Czech Republic, 21- 22 Mayıs 2017.

**Karpat, F. Dogan, O. Yılmaz, T.G. Yuçe, C. Kalay, O.C. Karpat, E. Kopmaz, O. 2019.** "Effects of drive side pressure angle on gear fatigue crack propagation life for spur gears with symmetric and asymmetric teeth" IMECE2019 ASME International Mechanical Engineering Congress& Exposition, Salt Lake City / ABD. 11 – 14 Kasım 2019.

**Karpat, F. Dogan, O. Yuçe, C. Kaya, N. Yavuz, N. Cengiz, G. 2014.** "Traktör debriyajı parmak mekanizmasının analizi" 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, BURSA.

**Karpat, F. Ekwaro-Osire, S. Yılmaz, T.G., Dogan, O. Yüce, C. 2015.** "Design and analysis of internal gears with different rim thickness and shapes" IMECE2015 ASME International Mechanical Engineering Congress& Exposition, Houston / ABD .

**Karpat, F. Engin, B. Dogan, O. Yuçe, C., Yılmaz, T.G. 2014.** "Effect of rim thickness on tooth root stress and mesh stiffness of internal spur gears" IMECE2014-39181 ASME International Mechanical Engineering Congress& Exposition, Montreal / Canada.

**Karpat, F. Yılmaz, T.G. Dogan, O. Kalay, O.C. 2019.** " Stress and mesh stiffness evaluation of bimaterial spur gears" IMECE2019 ASME International Mechanical Engineering Congress& Exposition, Salt Lake City / ABD. 11 – 14 Kasım 2019.

**Karpat, F. Yuçe, C. Dogan, O. Genc, M.O. Kaya, N. 2018.** Design and development of tractor clutch using combined field and bench tests. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering. 42(2):136-146.

**Karpat, F. Yuçe, C. Dogan, O. 2020.** Experimental Measurement and Numerical Validation of Single Tooth Stiffness for Involute Spur Gears. Measurement. Volume 150, January 2020, 107043.

**Kaya, A. Aydın, O. Kamer, M.S. Dogan O. 2013.** Experimental investigation of drying kinetics of gourd (*Lagenaria Siceraria*), KSU Journal of Engineering Sciences, 16(2): 37-41.

**Kaynaklı, O. Yuçe, C. Dogan, O. Kaynaklı, Z. 2015.** A study on determination of optimum thermal insulation thickness using life cycle cost analysis. International Journal of Advances in Mechanical and Civil Engineering. 2(6):1-5.

**Imal, M. Karapınar, C. Dogan, O. 2013.** The effect of natural gas usage on air quality, a case study of K. Maraş. KSU Journal of Engineering Sciences. 16(2): 22-28.

**Tufekci, M. Karpaz, F. Yuce, C. Dogan, O. Yılmaz, T.G. Kaya, N. 2015.** Design optimization of aluminum hinge parts for lightweight vehicles: performance, durability and manufacturability. *International Journal of Mechanical and Production Engineering*. 3(12):11-18.

**Tüfekçi, M. Yılmaz, T.G. Yüce, C. Dogan, O. Karpaz, F. 2015.** ‘‘Otomobil kapı menteşesinin bilgisayar destekli tasarımı, analizi ve doğrulanması’’ İstanbul Türkiye 33-41 8 2015.

**Tummala, S. Dogan, O. Karpaz, F. Riahinezhad, F. Khandaker, M. 2017.** ‘‘Evaluation of biomechanical performances of electrospun fiber anchored silicone disc as an intervertebral disc implant’’ IMECE 2017 ASME International Mechanical Engineering Congress& Exposition, Tampa, Florida, ABD, 3 – 9 Kasım 2017.

**Yılmaz, T.G. Dogan, O. Karpaz, F. 2019.** A comparative numerical study of forged bi-metal gears: Bending strength and dynamic response. *Mechanism and Machine Theory*. 141, 117-135.

**Yılmaz, T.G. Dogan, O. Karpaz, F. 2017.** ‘‘Stress analysis of thin rimmed spur gears with asymmetric trochoid’’ MCM 2017 ICMIE International Conference on Mechanics and Industrial Engineering, Roma, İtalya, 8-10 Haziran 2017.

**Yılmaz, T.G. Dogan, O. Yüce, C. Karpaz, F. 2017.** ‘‘Improvement of loading capacity of internal spur gear with using asymmetric trochoid profile’’, IMECE 2017 ASME International Mechanical Engineering Congress& Exposition, Tampa, Florida, ABD, 3 – 9 Kasım 2017.

**Yüce, C. Dogan, O. Bekar, S.S. Karpaz, F. Yavuz, N. 2018.** ‘‘Konveyör hatlarına özgü bir iyileştirme ve bakım modelinin geliştirilmesi’’ 9th International Automotive Technologies Congress, Bursa, Türkiye. 7-8 Mayıs 2018.

**Yuce, C. Karpaz, F. Yavuz, N. Dogan, O. 2015.** A Review on advanced joining techniques of multi material part manufacturing for automotive industry. *International Journal of Mechanical and Production Engineering*. 3(5):63-68.