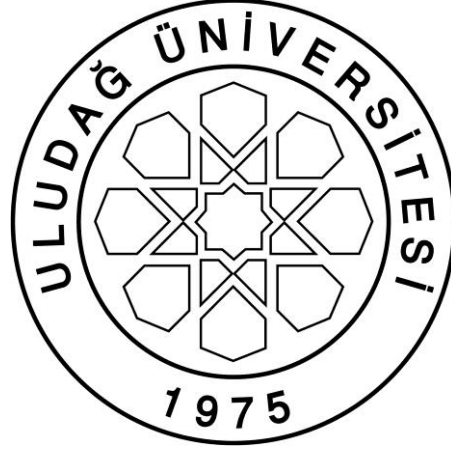




T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE DİŞLİ KIRILMA ANALİZİ

Aykut KUNDİ

Doç. Dr. Fatih KARPAT
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2018

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Aykut Kundi tarafından hazırlanan "Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Dişli Kırılma Analizi" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Fatih KARPAT

Başkan : Doç. Dr. Fatih KARPAT

Üye : Prof. Dr. Necmettin KAYA

Üye : Doç. Dr. Hakan GÖKDAĞ

İmza

İmza

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

18/1/2018

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.

Aykut KUNDİ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi
SONLU ELEMENLAR YÖNTEMİYLE DİŞLİ KIRILMA ANALİZİ
Aykut KUNDI

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Fatih KARPAT

Günümüzde dişli kutuları ve aktarma organları hayatın ve endüstrinin her alanına girmiştir. Dişli kutularının ana elemanları olan dişlilerde diş kırılmaları bu sistemlerin çalışmasını doğrudan etkileyebilir veya düzensiz ve verimsiz çalışmasına neden olabilir. Bu tip dişlilerdeki olası diş kırılma problemlerini tespit edebilmek ve yüksek fiziksel test maliyetlerinden kazanç sağlanabilmek adına günümüzde nümerik ve sonlu analiz yöntemlerine başvurulmaya başlanmıştır.

Bu tez kapsamında farklı geometrilere sahip dişlilerde diş dibinde oluşturulan başlangıç çatlaklarının ilerleme yönleri sonlu elemanlar yöntemi ve nümerik yöntemler kullanılarak doğrusal kırılma mekaniği teorisi çerçevesinde incelenmiştir. Diş basınç açısı ve diş dibi çatlak pozisyonları değiştirilerek gerilme şiddet faktörleri değişimleri ayrı ayrı incelenmiş ve bu değişkenlerin çıktıları birbiri ile karşılaştırılmıştır.

Dişli diblerindeki çatlakların ilerleme analizleri sırasında gerilme şiddet faktörü hesaplanması için ANSYS analiz programı ve çatlak ilerleme açısının belirlenmesi sırasında Paris-Erdoğan çatlak yönü belirleme teorisi denklemleri kullanılmıştır.

Tez kapsamında elde edilen sonuçların, diş dibi çatlak ilerlemesinin önceden tahmin edilmesi ya da engellenmesi ve dişli basınç açısının ve/veya diş dibi çatlak pozisyonun gerilme şiddet faktörüne etkisinin değerlendirilmesinde kullanılması amaçlanmıştır.

Analizlerde başlangıç çentiği θ açısı 90° , 45° , 0° olarak belirlendi ve 20° - 20° ve 20° - 30° derece dişli basınç açılı diş profilleri kullanıldı. Bu girdiler doğrultusunda yapılan hesaplamalarda başlangıç çentik açısı arttıkça gerilme şiddet faktörünün arttığı ve 20° - 30° derece basınç açılı dişli profillerinin diş dibinde daha düşük değerli gerilme şiddet faktörü olduğu tespit edildi. Bu bilgiler doğrultusunda dişli boyutlarını değiştirmeden diş profilini asimetrik seçerek dişlilerin daha yüksek gerilmeler altında kullanılabileceği tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kırılma Mekaniği, Dişli çarklar, Dişli kırılması, Gerilme şiddet faktörü, çatlak, FEM, Ansys

ABSTRACT

MSc Thesis

SPUR GEAR CRACK ANALYSIS USING FINITE ELEMENT METHOD

Aykut KUNDI

Uludağ University

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Fatih KARPAT

Nowadays, gear box, power transmission units are widely used in every division of our life and industry. Failure of gear, as one of the main part of gear boxes, may directly affect the operation of these systems or may cause irregular and inefficient operation. In order to be able to detect possible gear breakage failures and avoid high cost physical test runs, numerical and finite element methods (FEM) have begun to be used today.

With the scope of this thesis, crack propagation in the tooth foot of spur gears with various geometries by using finite element method (FEM) and numerical method within framework of linear fracture mechanics theory was examined. Variations in stress intensity factors were examined separately by changing the tooth pressure angle and the position of the initial cracks in the tooth foot and results were compared with each other.

During crack propagation analysis in the tooth foot of spur gears, ANSYS analysis program were used to calculate the stress intensity factor and during prediction of angle of crack direction Paris-Erdogan crack direction determination equation theory were used.

The results obtained within the scope of the thesis are aimed at predicting/preventing crack propagation and is intended to be used in assessing the effect of pressure angle and/or initial crack position on stress intensity factors.

In the analyzes, the initial angle of crack was determined as 90° , 45° , 0° and 20° - 20° , 20° - 30° gear pressure angle were used. Calculations, regarding to inputs, shows that as the initial crack angle increases, the stress intensity factor increases as well and it was found that the gear profiles with 20° - 30° pressure angle had a lower stress intensity factor comparing to gear profiles with 20° - 20° pressure angle. As conclusion, it has been observed that gear teeth can be used under higher stresses by choosing asymmetrical tooth profile without changing gear dimensions in the direction of this information

Key Words: Fracture mechanics, Gear box, Gear Crack, Stress intensity factor, Fracture, FEM, Ansys

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans öğrenimim sırasında, ders ve tez dönemlerimde verdiği destekler ve yönlendirmeleriyle bana her konuda yardımcı olan değerli hocam Doç. Dr. Fatih KARPAT'a ve tüm hocalarıma teşekkür ederim. Ayrıca yüksek lisans öğrenimim sırasında her türlü desteği veren eşime sonsuz teşekkürlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	2
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
2.1 Dişliler Hakkında Genel Bilgiler	6
2.1.1 Paralel Dişliler.....	6
2.1.2 Kesişen Eksenli Dişliler	9
2.2 Evolvent Diş Profilleri	10
2.3 Düz Dişlilerin (evolvent) Maruz Kaldığı Yükler ve Gerilmeler.....	13
2.3.1 Diş Dibi Gerilmesi	14
2.3.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Bu Yöntemde Diş Dibi Gerilmelerinin Bulunması	15
2.4 Dişli Kırılma/Deformasyon Problemleri.....	19
2.5 Doğrusal Esnek Kırılma Mekanikliği.....	23
2.5.1 Yorulma Kaynaklı Çatlak İlerlemesi	23
2.5.2 Kırılma Mekanikliği.....	24
2.6 Statik Yük Altında Çatlak Dibi	26
2.6.1 Griffith Enerji Dengesi.....	26
2.6.2 Enerji Salma Oranı.....	29
2.6.3 Direnç Eğrisi	29
2.6.4 Çatlak Gerilme Analizi	32
2.6.5 J İntegrals.	36
2.6.6 Çatlak Dibi Plastisitesi	38
2.6.7 Düzlemsel Gerilimi ve Düzlemsel Gerginlik.....	38
2.7 Dinamik Yük Altında Çatlak Dibinin Durumu.....	40
2.8 Kırılma Tokluğu.....	43
2.9 Çatlak Yörüngeleri	45
3. MATERİYEL VE YÖNTEM	47
3.1 Dişli Modelinin Oluşturulması.....	47
3.1.1 Evolvent Düz Dişli Geometrisi	47

4. BULGULAR.....	53
5. SONUÇ	60
ÖZGEÇMİŞ	61



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Simge	Açıklama
π	Pi sayısı
$^{\circ}$	Derece
m	Module
t_0	Taksimat
z	Diş sayısı
h_a	Diş başı yüksekliği (mm)
h_t	Diş dibi yüksekliği (mm)
d_a	Diş başı dairesi çapı (mm)
d_f	Diş dibi dairesi çapı (mm)
d_0	Taksimat dairesi (mm)
d_g	Temel dairesi çapı (mm)
s_0	Taksimat dairesi diş kalınlığı (mm)
e_0	Taksimat dairesi üzerindeki diş boşluğu
σ	Gerilme/Gerilim karakteristiği
F	Kuvvet (N)
E_{enerji}	Enerji
E_p	İç gerilim ve dış kuvvetler kaynaklı potansiyel enerji
W_s	İki yeni yüze oluşumu için gerekli iş
dA	Çatlak ilerleme alanı
$E_{p,0}$	Çatlaksız yüzeyin potansiyel enerjisi
E	Elastisite modülü
γ_s	Yüzey enerjisi
U	Gerginlik enerjisi
F_G	Dış kuvvet kaynaklı İş
G	Enerji salma oranı

K_I, K_{II}, K_{III}	Gerilme şiddet faktörleri
J	J integral
W	Gerilme enerjisi yoğunluğu
T_i	Çekiş vektörü
n_j	Γ 'ye normal ünite vektörü
u_i	Yer değiştirme vektörü
ds	Γ konturu boyunca uzunluk artışı
Γ	Çatlak dibi çevresindeki görüngen
$\sigma_{ij}, \epsilon_{ij}$	Gerilim ve deformasyon tensörü
K_{IC}	Yük I gerilme şiddet faktörü kırılma tokluğu
P_{max}	Test sırasında ölçülmüş maks. yük
P_Q	K_{IC} 'nin belirlenmesi için gerekli yük
$m_{eğim}$	Başlangıçtaki elastik yükleme eğimi
$m_{5\%}$	%95 m-slope eğimi (derece)
$P_{5\%}$	$m_{5\%}$ değeri ile P-Δ kesişim noktası
E	Elastisite modülü (N/m ²)
B	Diş kalınlığı (mm)
A	Basınç açısı (derece)
h_f	Diş dibi çapı (mm)
h_a	Diş üstü çapı (mm)
m	Modül (mm)
ϕ_{int}	Göbek çapı (mm)
F	Dişli üstüne gelen toplam yük (N)
$a_{çatlak}$	Başlangıç çatlak genişliği (mm)
a_o	Başlangıç çatlağı boyu (mm)
W	Sac parça genişliği (mm)
M_d	Döndürme momenti
Y_{F_a}	Diş form faktörü
Y_s	Gerilme düzeltme faktörü

Y_{ε}	Kavrama faktörü
S_{F_n}	Diş dibi kavisine 30° eğimli teget noktalar arası mesafe
ρ_F	diş dibindeki eğrilik yarıçapı
ε_{α}	kavrama oranı
h_{F_a}	S_{F_n} ile yükün uygunladığı kesit arası mesafe

Kısaltmalar

Kısaltmalar	Açıklama
SEA/FEA	Sonlu Elamanlar Analizi
DEKM/LEFM	Doğrusal Esnek Kırılma Mekaniği/ Linear Elastic Fracture Mechanism
PMMA	Pleksiglas
ASTM	Amerikan Test ve Malzeme Derneği
2B/3B	2 Boyutlu/ 3 Boyutlu
AGMA	Amerikan Dişli Üreticileri Birliği
DIN	Alman Standartlar Enstitüsü

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Düz alın dişli (Yıldız, 2015)	6
Şekil 2.2. Dişli geometrisi (Yılmaz, 2015)	7
Şekil 2.3. Helisel dişli örneği (Kaymaz, 2006)	8
Şekil 2.4. Çift helisel dişliler (Yıldız, 2015)	8
Şekil 2.5. İç dişliler (Endüstri, 2016)	8
Şekil 2.6. Düz dişliler (Yıldız, 2015)	9
Şekil 2.7. Düz konik dişliler (Yıldız, 2015)	9
Şekil 2.8. Spiral konik dişliler (Temiz, 2016)	10
Şekil 2.9. Evolvent dişlilerde noktasal temas (Wikipedia, 2018)	11
Şekil 2.10. Evolvent profili ve trochoid profili (Karpas, 2005)	11
Şekil 2.11. Evolvent eğrisi (Karpas, 2005)	12
Şekil 2.12. Dişli ana kanunu (Yıldız, 2015)	13
Şekil 2.13. Diş profiline gelen kuvvet dağılımı (Yıldız, 2015)	14
Şekil 2.14. Diş dibinde oluşan gerilmeler (Karpas, 2005)	14
Şekil 2.15. Yaygın olarak kullanılan mesh hücreleri (Wikipedia, 2018)	16
Şekil 2.16. Sonlu eleman modelinin sınır şartları (Yıldız, 2015)	17
Şekil 2.17. Gerilme analizi sonuçları (Yıldız, 2015)	17
Şekil 2.18. Sonlu eleman analizi sınır şartları (Doğan, Yılmaz, Karpas, 2014)	18
Şekil 2.19. Farklı dişli gerilim noktaları (Doğan, Yılmaz, Karpas, 2014)	18
Şekil 2.20. Aşırı yük, gevrek kırılma (Errichello, 1992)	19
Şekil 2.21. Aşırı yük, sünek kırılma (Errichello, 1992)	19
Şekil 2.22. Aşırı yük, birleşik kırılma (Errichello, 1992)	20
Şekil 2.23. Aşırı yük/ plastik deformasyon, soğuk akış (Errichello, 1992)	20
Şekil 2.24. Aşırı yük/plastik deformasyon, çentiklenme (Errichello, 1992)	20
Şekil 2.25. Bombelenme, sırt yapma (Errichello, 1992)	21
Şekil 2.26. Çatlama, çatlak sertleşmesi (Errichello, 1992)	21
Şekil 2.27. Eğilme yorulması/ yüksek çevrim, diş dibi çatlağı (Errichello, 1992)	21
Şekil 2.28. Çatlama, dişli göbeği yönlü dallanmış çatlak (Errichello, 1992)	22
Şekil 2.29. Çatlak ilerlemesi	23
Şekil 2.30. (Solda) Klasik deformasyon teorisi ilişkisi, (Sağda) kırılma mekaniği teorisi ilişkisi	24
Şekil 2.31. (Solda) Düz bir yüzeyde üniform dağılmış gerilim, (Sağda) çatlak olan bir yüzeyde gerilim konsantrasyonu (Lewicki, 1995)	25
Şekil 2.32. Kırılma tokluğunun kırılma mekaniğine etkisi (Nakamura, 2015)	25
Şekil 2.33. Çatlak ilerlemesi kaynaklı yüzey oluşumu (Nakamura, 2015)	27
Şekil 2.34. Çatlak boyuna göre enerji değişimi (Jensen, 2015)	27
Şekil 2.35. 4 İtici güç eğrisi ile 2 R-Curve eğrisi (Jensen, 2015)	30
Şekil 2.36. Yük altında yer değiştirmeler (Jensen, 2015)	30
Şekil 2.37. a çatlak ilerlemesi kaynaklı yük-yer değiştirme grafikleri (Jensen, 2015) ...	31
Şekil 2.38. R-Curve eğrisinin sabit yük ve sabit yer değiştirme için itici güce karşılığı (Jensen, 2015)	32

Şekil 2.39. Koordinat sistemi üzerinde yük doğrultuları (Kumar, 2012)	33
Şekil 2.40. (Sağda) Çatlak dibinde gerilim dağılımı, (solda) koordinat isteminde gerilim birleşenleri (Lewicki, 1995)	34
Şekil 2.41. Denklem 3.18'e göre x yönünde Yük Tipi I -gerilim birleşenler dağılımı ...	34
Şekil 2.42. Denklem 3.18'e göre y yönünde Yük Tipi I -gerilim birleşenler dağılımı ...	34
Şekil 2.43. Denklem 3.18'e göre z yönünde Yük Tipi I -gerilim birleşenler dağılımı	35
Şekil 2.44. Yük I yüzeydeki gerilme (Nakamura, 2015)	35
Şekil 2.45. Çatlak dibi etrafındaki kontur (Kumar, 2012)	36
Şekil 2.46. Ankastre giriş için J-İntegral (Nakamura, 2015)	37
Şekil 2.47. (Sağda) İç bölgedeki ve yüzeydeki koordinat sistemleri, (solda) üç boyutlu bir parçada z eksen boyundda gerilim değişimi (Glodez, 2002)	38
Şekil 2.48. Pleksiglas çatlak dallanması deneyi (Zouari, Maatar, Fakhfakh, 2010)	41
Şekil 2.49. Ana çatlak hızının çatlak dallanmasının bağlı hızı (Lewicki, 1995)	42
Şekil 2.50. Kırılma tokluğunun değerlendirilmesi için kompakt numune	43
Şekil 2.51. P-Δ davranışları (Jensen, 2015)	44
Şekil 2.52. Quarter node- 6 Node-Triangular dış dibi yapısı (Zouari, Maatar, Fakhfakh, 2010)	45
Şekil 2.53. K_{II} değerinin çatlak yönüne etkisi (Fadhil, 2013)	46
Şekil 3.2. NX dişli tasarımı ve başlangıç çentiği	47
Şekil 3.3. Başlangıç çentiğinin geometrik pozisyonu	48
Şekil 3.4. Ansys programında dişli ve diş dibi çentiği	48
Şekil 3.5. APDL ansys çatlak ilerleme akış şeması	49
Şekil 3.6. Çatlak dibi	50
Şekil 3.7. Yeni çatlak merkezine tanımlanmış local koordinat sistemi	51
Şekil 3.8. Sınır şartları ve yüklerin belirlenmesi	51
Şekil 3.9. Çatlak dibindeki Node'ların belirlenmesi (Kumar, 2012)	52
Şekil 3.10. Gerilme şiddet faktörü	52
Şekil 4.1. Başlangıç çatlağı	53
Şekil 4.2. Basınç açısı 20°-20° - 90° başlangıç çatlağı	53
Şekil 4.3. 90° çatlak açısı ile K_I - K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri	54
Şekil 4.4. Basınç açısı 20°-20° - 45° başlangıç çatlağı	54
Şekil 4.5. 45° çatlak açısı ile K_I - K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri	54
Şekil 4.6. Basınç açısı 20°-20°- 0° başlangıç çatlağı	55
Şekil 4.7. 0° çatlak açısı ile K_I - K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri	55
Şekil 4.8. Basınç Açısı 20°-30° - 90° başlangıç çatlağı	55
Şekil 4.9. 90° çatlak açısı ile K_I - K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri	56
Şekil 4.10. Basınç açısı 20°-30°- 45° başlangıç çatlağı	56
Şekil 4.11. 45° çatlak açısı ile K_I - K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri	56
Şekil 4.12. 0° çatlak açısı ile K_I - K_{II} gerilme şiddet faktörleri	57
Şekil 4.13. 0° çatlak açısı ile K_I - K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri	57
Şekil 4.14. 20°-20° dişli basınç başlangıç başlangıç çatlağı açısına göre K_I ve K_{II} karşılaştırması	58
Şekil 4.15. 20°-30° dişli basınç başlangıç çatlağı açısına göre K_I ve K_{II} karşılaştırması	58



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2. 1.....	7
Çizelge 2. 2.....	26
Çizelge 2. 3.....	27
Çizelge 2. 4.....	29
Çizelge 2. 5.....	31
Çizelge 2. 6.....	32
Çizelge 2. 7.....	35
Çizelge 2. 8.....	36
Çizelge 2. 9.....	44
Çizelge 3. 1.....	48
Çizelge 4. 1.....	59



1. GİRİŞ

Dişliler genellikle güç aktarma organı olarak kullanılan mekanik parçalardır ve dişli kutularında meydana gelen arızaların temelini oluştururlar. Dişliler genellikle AGMA (Anonim, 1966) ve DIN (Anonim, 1987) standartlarına göre tasarlanırlar. Tekrarlı yada devamlı yük altında iki tip diş deformasyonu meydana gelir, bunlar; dişli yan yüzeylerinde oluşan aşınma (ovalanma- literatürde pitting of gear teeth flanks olarak geçer) yada diş diblerinde oluşan diş dibi çatlaklarıdır (Anonim, 1983). Dişlilerde en çok istenmeyen deformasyon ise diş dibinde çatlak oluşumu, çatlağın ilerleyerek diş koparması ve dişlinin güç iletim fonksiyonu yada diğer fonksiyonlarını yerine getirememesidir. Bu çerçevede dişli bakımlarının amacı dişli ünitesinin yada ilgili sisteminin uygun şartlarda devamlı çalışmasını sağlamak, diyagnoz etmek ve ileride sistemin çalışmasını engelleyecek riskleri ve arızaları problem çıkmadan önceden tespit edip/ön görüp önleyici aksiyonları almaktır.

Helikopter gibi hava araçlarında güç aktarma organları hayati öneme sahip olup, güç aktarma organlarında kullanılan dişliler güç iletiminde kullanılan ana mekanik parçalardır. Bu parçaların tasarımındaki ana hedef mümkün olduğu kadar en hafif dişli mekanizması ile dişlileri üzerine gelen yükün aktarma organlarına devamlı olarak aktarılmasıdır. Buna ek olarak dişlilerde oluşabilecek olası çatlak, deformasyon ya da diş kırılması durumunda dahi güç iletimi aktarma organlarına iletilmesi beklenmektedir.

Bu kapsamda dişlilerde oluşacak olası çatlağın ilerleme yönü hayati öneme sahip olup, diş diblerinde meydana gelen çatlak/çatlakların diş göbeği yönünde ilerleyip tüm dişli göbeğinin dağılmasına ve/veya dişlinin dişli yatağından tamamen ayrılmasına neden olmaması, diş boyunca devam etmesi ve local olarak tek diş etkilemesi beklenmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında dişlilerde diş diblerinde oluşacak çatlakların olası ilerleme yönlenlerinin değerlendirilmesi, dişli geometrisinin gerilme şiddet faktörü üzerindeki etkisi incelenmiş, farklı başlangıç çatlağına sahip geometrilerde gerilme şiddet faktörleri karşılaştırılıp yorumlanmıştır. Diş dibi çatlak ilerleme analizi Ansys analiz programı kullanılarak sonlu elemanlar analizi (FEA) ile sanal analizlerle belirlenmiş olup, diş ilerleme yönü, çatlak analizlerinde Lineer Elastik Çatlak Mekaniği'nden faydalanılmıştır (Linear Elastic Fracture Mechanics (LEFM)).

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

Farklı geometrilerde yük altında meydana gelen çatlak veya çatlakların ilerleme yönlerinin önceden tahmin edilmesi ve bu elde edilen çıkarımlara göre ürün ya da parça tasarımlarının şekillendirilmesi yönünde uzun yıllardır birçok çalışma yapılmış ve yapılmaktadır. Bu çalışmalar kapsamında deneysel olarak elde edilen deneyimler, matematiksel olarak ifade edilmeye çalışılmış ve bu kapsamda birçok formülizasyon geliştirilmiştir. Bu formülizasyonlar parça geometrisi, yük tipi ve parçaların çalışma şartlarına göre şekillenmiştir. Çatlak ilerleme yönü tayininde yapılan araştırmalarda öne çıkan ekten faktör gerilme şiddeti faktörüdür.

Gerilme şiddet faktör parametreleri ile parça üzerine parçayı açmaya ya da kesmeye zorlayan çoklu yükler altındaki çatlakın ilerleme yönlerinin tayin edilmesinde Paris-Erdogan/Sih yöntemi (Erdogan, 1963) çatlak analiz araştırmalarında ana kaynak olarak kullanılmıştır. Bu yöntemde çatlak ilerleme yönleri belirlenirken çatlak dibinde meydana gelen kesme ve kayma gerilimlerinin dağılımları dikkate alınarak çatlak yön tayini formülize edilmiştir.

Gerilme analizleri ve dişliler ilgili yapılan çalışmalar;

En eski çalışmalardan biri Harry Walker tarafından 1940'lı yıllara doğru diş eğilme ve bel vermeleri deneysel olarak incelenmiş ve bu çalışmalardan elde edilen bilgiler doğrultusunda yük altında diş eğilmeleri analitik olarak formülize edilmiştir.

Nagamuru ve ark. (1992), karbürize çelik dişli yorulma analizleri ve numerik yöntemler kullanarak çatlak ilerleme yönü belirleme analizleri yaptı. Monte Carlo simülasyonunu kullanacak çatlak ilerleme yön tayini çalışmaları yaptılar ve el edilen bulguların fiziksel testler ile uyuştuğunu gördüler.

Flasker (1995), diş dibinde çatlak bulunan dişli ömürlerindeki kontak alanının etkisini inceledi. Yapılan çalışmalarda dişli ömrü ile diş dibi çatlak ilişkisini sonlu elemanlar yöntemi kullanıldı ve fakat çalışmaların sonuçlarını incelediklerinde analizler ile fiziksel testler arasında %22- %40 civarında farklılıklar olduğunu tespit edildi.

Nasa çalışanı Lewicki (1995), dişlilerde gerilme dağılımı ve çatlak ilerleme yönlerini hesaplayabilmek üzere sonlu elemanlar analizi tabanlı programlar üzerine çalıştı. Marc ve FRANC (FRacture ANalysis Code) olarak adlandırılan bu programlar sayesinde diş dibi çatlaklarına sahip dişlilerde ömür testleri, çatlak ilerleme analizleri çoklu senaryolu analizler yapıldı ve elde edilen yüksek hassasiyetli gerilme şiddet faktörü hesapları ile deneysel yöntemler ile elde edilen çatlak ilerleme yörüngelerine benzer sonuçlar elde etmeyi başardı.

Choi (2007), doktora çalışmasında FRANC programını kullanarak ve deneysel veriler kullanarak dinamik modellerin incelenmesi çalışmalarında bulundu. Dinamik şartlar altına çatlak davranışlarını inceledi.

Nasa tarafından yapılan yüksek dayanımlı tasarım için dişli üzeri çatlak ilerleme analizi çalışmasında dişli kutusu arızalarının engellenmesi amacıyla doğrusal esnek kırılma mekaniği tekniği kullanılarak çatlak ilerlemeleri ile ilgili olarak dişli dişlerinin etkisi, çatlak başlangıç noktasının etkisi, diş profili etkileri incelendi. Bu çalışmalarda dişli göbek kalınlığının çatlak ilerleme yönünde önemli bir faktör olduğu tespit edildi. Ayrıca bu çalışmalarda çatlak oluşumunda dişli basınç açıları karşılaştırması yapılmıştır. 20° ve 25° basınç açılı dişlerde çatlak oluşumu incelenmiş, 25° basınç açılı dişlerde çatlakların 20° basınç açılı dişlilere göre daha yüksek oran diş yönünde kırıldığı dişli göbeğinde kırılma oranlarının daha az olduğu tespit edildi. (Lewicki, 1995)

Glodez (2002), sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan çatlak ilerleme analizlerinde çatlak dibi mesh'le operasyonu etkisi ve mesh sayıları ve büyüklüklerinin çatlak ilerleme yönü etkisi incelendi ve doğru çatlak yönü için optimum meshleme yöntemleri belirlendi.

Errichello (1992), kitabında örneklerle dişlilerde görülen çatlak tiplerini incelemiş ve çatlak tiplerini isimlendirmiştir.

Karpat (2005) tarafından yapılan 'Asimetrik Evolvent Dişe Sahip Düz Dişli Çarkların Analizi' doktora tezi çalışmalarında dişlilerin yük taşıma kapasitelerini arttırmak amacıyla elde edilebilecek alternatif asimetrik evolvent dişliler incelenmiştir. Bu çalışmalarda sonlu elemanlar analizi kullanılmış, diş dibi gerilme analizleri ve deformasyon olasılıkları sayısallaştırma yapılmıştır. Bu çalışmada ön yüzey kavrama açısı, diş sayısı, takım radyüsü ve çevrim oranlarına bağlı olarak parametrik çalışmalar MatLab programı üzerinden yapılmıştır.

Dişli çarklarda bilgisayar destekli gerilme analizi tez çalışması kapsamında yapılan analizde dişli üzerine gelen yükler incelenmiş ve yapılan sanal analizler ile diş profiline gelen gerilme yoğunlukları değerlendirilmiştir, bu çalışmada Von Mises yöntemi kullanılmış ve sonlu elemanlar analizi çalışmaları sonucunda iki dişlinin karşılıklı çalışması sırasında en yüksek gerilmenin diş diblerinde trokoid profil bölgesinde olduğu belirlenmiştir. (Yıldız, 2015)

Zouari ve ark. (2010), sonlu elemanlar yöntemiyle yaptıkları çatlak ilerleme analizi çalışmalarında farklı çatlak geometrilerine ait dişliler sonlu elemanlar analizi ile incelenmiş dişli çatlak ilerleme analizleri yapılmıştır, bu çalışmada dişli göbek kalınlığının çatlak ilerleme yönüne etkisi sanal analizlerle incelenmiştir.

Kumar (2012), lineer elastik çatlak mekaniği'nden faydalanılarak (Linear Elastic Fracture Mechanics (LEFM)) ansys programı ile çatlak ilerleme analizleri yapıldı. Çatlak ilerleme yönlerini farklı geometrilerde inceledi.

Doğan ve ark. (2014) tarafından yapılan çalışmada sonlu elemanlar analizi kullanılarak dişli üzerine gelen yüklere göre diş profili üzerindeki gerilimleri inceledi. Yapılan analizlerde iki boyutlu ve üç boyutlu olarak dişliler izlendi. Dişlilerde diş üzerine gelen maksimum gerilmenin diş dibine geldiğini tespit edildi.

Ümütlü (2016), tez çalışması kapsamında dişli çarklarda meydana gelebilecek ve dişli kutusunun çalışma fonksiyonu direk etkileyecek diş kırılmalarının önceden tespit edilmesi amacıyla arıza teşhîh çalışmaları yapılmıştır. Bu çalışmalarda birçok dişli kutusu arızaları incelenmiştir. Dişlilerdeki aşınmalar ve deformasyonlar titreşim verileri alınarak mekanik veriler sinyalize edilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmada ANN (Artificial Neural Network- Yapay Nöral Ağ) ile normal çalışma şartlarındaki ve anormal durumlardaki çalışma şartlarındaki titreşimler katagorize edilmiş ve yüksek seviyede arıza tespit yetkinliği elde edilmiştir.



2.1 Dişliler Hakkında Genel Bilgiler

Dişliler hareketli mekanizma veya makinelerde haketin bir noktadan başka bir noktaya aktarılmasında, hareket tipinin değiştirilmesinde (örn. doğrusal bir hareketin dairesel bir harekete çevrilmesi) veya mekanizmalarda ve makinelerdeki hareket enerjisinin dönüştürülmesinde kullanılan makine elamanlarıdır.

Dişli tipleri (Yıldız, 2015);

Paralel eksenli dişliler;

- Düz (alın) dişliler
- Helisel dişliler
- Çift helisli dişliler
- İç dişliler
- Kremayer dişliler

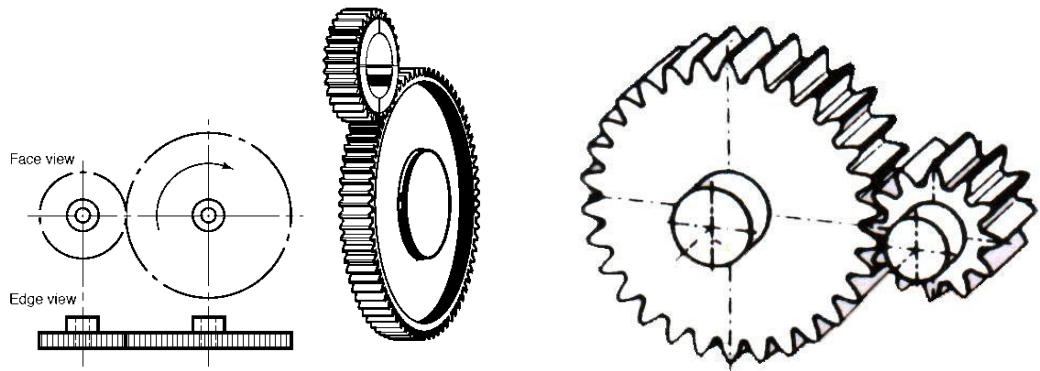
Kesişen eksenli dişliler;

- Düz konik dişliler
- Spiral konik dişliler
- Aykırı eksenli dişliler
 - Hipoid dişliler
 - Vida mekanizması
 - Spiral dişliler
- Özel dişli türleri;
 - Eliptik dişliler
 - Üçgen dişliler
 - Kare dişliler

2.1.1 Paralel Dişliler

Düz (Alın) Dişliler

Bu dişli tipleri en basit dişli tipidir. Basit olmaları ve ucuz üretim maliyetlerinden dolayı günümüzde ve geçmişte en çok kullanılan dişli tipidir. Dişli dişleri dairesel bir mil üzerine merkez eksenine paralel olacak şekilde dizilmiştir (Şekil 2.1).



Şekil 2.1. Düz alın dişli (Yıldız, 2015)

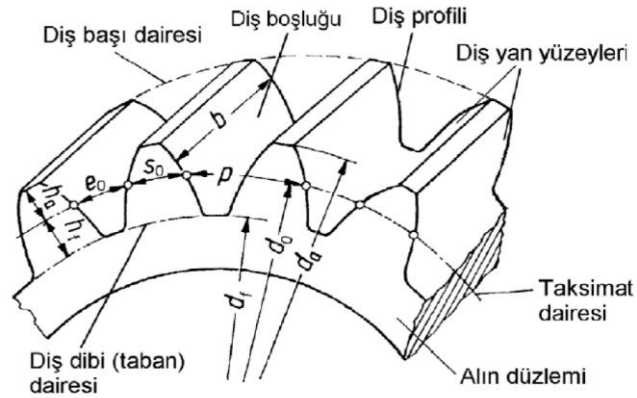
Düz dişli temel boyutları ve bu birleşenlerin formülleri (Karpaz, 2005) (Yılmaz, 2015);

Düz Dişli Çarkların Geometrisi ve Boyutlandırılması

DIN 876 normuna göre dişlilerin geometrisi kritik ölçüleri Şekil 2.2'deki gösterilmiştir.

Çizelge 2. 1 Düz dişli çarkların geometrisi

Simge	Açıklama
$t_0 = \pi m$	Taksimat
$h_a = m$	Diş başı yüksekliği
h_t	Diş dibi yüksekliği
$d_a = d_0 + 2h_a$	Diş başı dairesi çapı
$d_f = d_0 - 2h_t$	Diş dibi dairesi çapı
$d_0 = m \times z$	Taksimat dairesi
$d_g = d_0 \cos \alpha_0$	Temel dairesi çapı
$s_0 = \frac{d_0}{\cos \alpha_0}$	Taksimat dairesi diş kalınlığı
$e_0 = \frac{t_0}{2}$	Taksimat dairesi üzerindeki diş boşluğu



Şekil 2.2. Dişli geometrisi (Yılmaz, 2015)

Helisel Dişliler

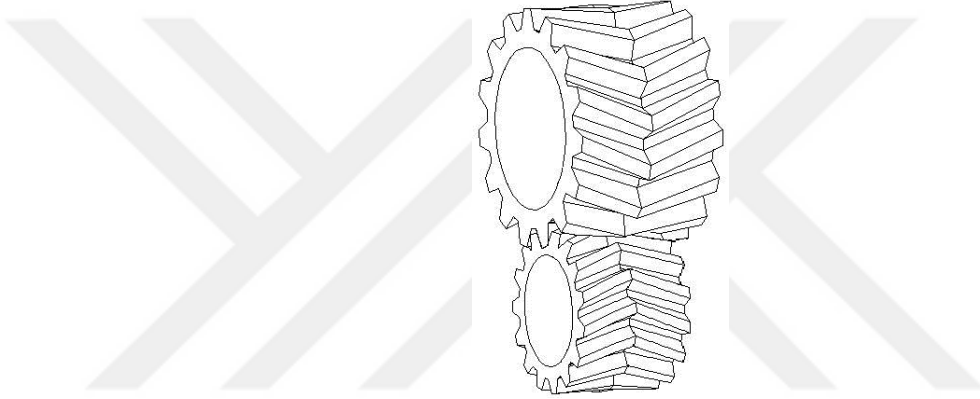
Helisel dişlilerin düz dişliden farkı dişli eksenlerinin düz dişlideki gibi mil eksenine paralel değil açılı olarak tasarlanmışlardır. Helisel dişliler bu eksenel helisellik sayesinde düz dişlilere göre daha sessiz çalışırlar ve mukavemetleri düz dişlilere göre daha yüksektir. Ayrıca düz dişlilere göre daha az vuruntulu çalışırlar (Şekil 2.3).



Şekil 2.3. Helisel dişli örneği (Kaymaz, 2006)

Çift Helisel Dişliler

Karşı iki helis dişlinin birleştirilmesi şeklinde geometriye sahiptirler. Helisel dişlilere bu geometrisi ile dişlilere gelen eksenel kuvvetlerin azaltılması amaçlanır (Şekil 2.4).



Şekil 2.4. Çift helisel dişliler (Yıldız, 2015)

İç Dişliler

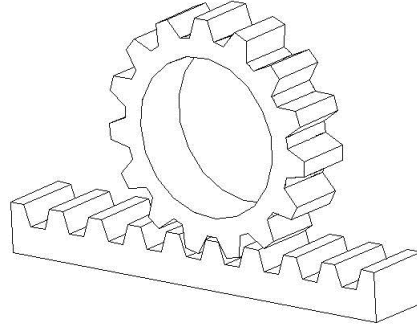
Planet dişli olarak bilinen bu dişli tipinde iç diş ve dış diş içinde hareket eder. Bu dişlilerin en önemli özellikleri az yer kaplamaları ve dişlerin aynı yönde dönmesidir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. İç dişliler (Endüstri, 2016)

Kremayer Dişliler

Çubuk dişliler dairesel hareketi doğrusal harekete çeviren dişli tipleridir, aynı zamanda dişli imalatında da kullanılırlar. Kremayer dişli olarak da bilinirler (Şekil 2.6).



Şekil 2.6. Düz dişliler (Yıldız, 2015)

2.1.2 Kesişen Eksenli Dişliler

Düz Konik Dişliler

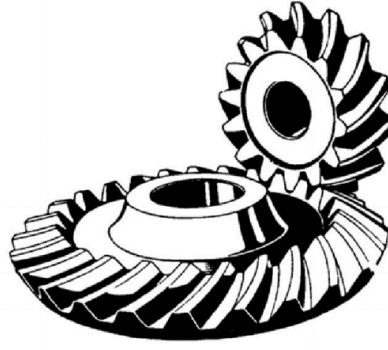
Genellikle konik kesimli dişli profiline sahip dişliler, dişlilerde dönme hareketinin açısının değiştirilmesinde kullanılırlar. Genellikle dönme hareketinin yön değiştirme açısı 90^0 olarak kullanılır. Yüksek devirlerde dinamik kuvvetler arttığı ve kavrama oranları azaldığı için genellikle tercih edilmez (Şekil 2.7).



Şekil 2.7. Düz konik dişliler (Yıldız, 2015)

Spiral Konik Dişliler

Helisel dişlilere sahip konik dişlilerdir. Dişli temasları sürekli olduğu için düz konik dişlilere göre yüksek hızda daha yüksek performansa sahiptirler (Şekil 2.8).



Şekil 2.8. Spiral konik dişliler (Temiz, 2016)

Aykırı Eksenli Dişliler

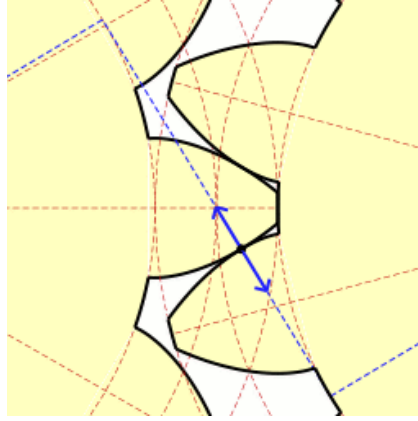
Üç ana gruba ayrılırlar;

- Hipoid dişli dişliler; spiral konik dişlilere benzerler fakat pinyon şaftları kaydırılmıştır. Otomobil aktarma organlarında kullanımı yaygındır.
- Vida Mekanizması; Dişlilerden biri vida şeklindedir, sonsuz döngülüdür ve yüksek çevrim hızı vardır.
- Spiral Dişliler; Aykırı eksenli dişlilerin birlikte çalışması ile oluşan mekanizmadır.

2.2 Evolvent Diş Profilleri

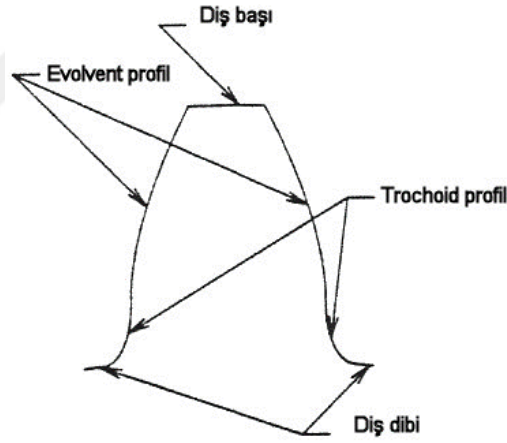
Günümüzde en çok kullanılan dişli profil tipidir. (Evolvent dişliler dışında bazı özel dişli tasarımların sikloid diş profili kullanılmaktadır.) Evolvent dişlilerin yaygın olarak kullanılmasının ana nedenleri; imalat kolaylığı, profil kaydırma uygun olmaları ve montaj hatalarından etkilenmemeleridir.

Evolvent dişlilerde diş profilini evolvent dairesi oluşturur ve diğer diş profillerinden farklı olarak diş profili dişlideki diş adetine, dişli basınç açısına ve diş adımına bağlıdır. Bu yüzden diş profili dişlinin eşleşeceği diğer dişliye bağımlı değildir, bu sayede eşleşen dişliler diş basınç açısı ve diş adımından bağımsız olarak rahatlıkla beraber çalışabilirler. (Şekil 2.9) Bu özellik sayesinde farklı geometrilerde dişli üretimini ve bu dişlilerin stoklanma ihtiyacı büyük oranda azaltılabilir (Norton, 2006).



Şekil 2.9. Evolvent dişlilerde noktasal temas (Wikipedia, 2018)

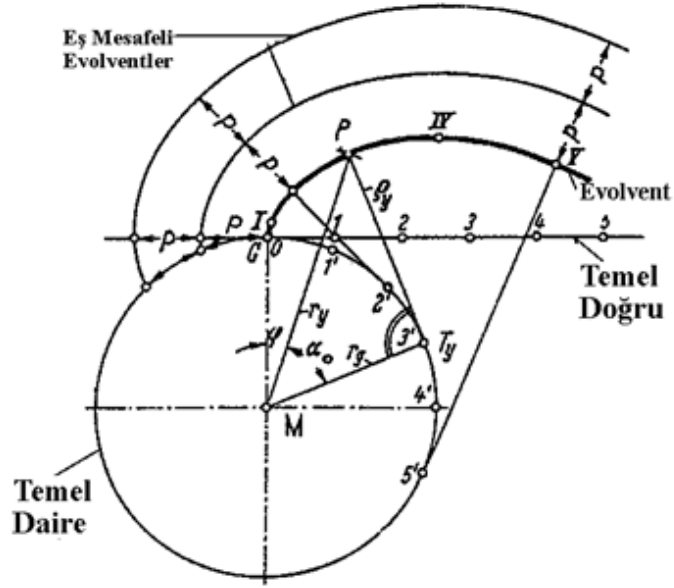
Evolvent dişliler dişli çiftlerinde noktasal dokunma olacak şekilde tasarlanmıştır ve bu noktasal temas evolvent eğrisi yüzeyi boyunca dişliler birbirinden ayrılıncaya kadar devam eder. Trochoid ise evolvent eğrisi ile diş dibi arasında dişli açma sırasında takımın oluşturduğu radyüslü profil yüzeydir. Dişlerin birbiri arasında kusursuz uyumu için trochoid radyüsü önemli bir etkidir (Şekil 2.10).



Şekil 2.10. Evolvent profili ve trochoid profili (Karpata, 2005)

Evolvent Dişli Geometrisi

Sabit yarıçaplı bir daire üzerinde, kaymadan yuvarlanan bir doğrunun herhangi bir noktasının çizdiği eğriye evolvent eğrisi (Şekil 2.11) denir (Karpata, 2005).



Şekil 2.11. Evolvent eğrisi (Karpaz, 2005)

Evolvent fonksiyonu inv kısaltması ile gösterilir ve;

$$inv \alpha = tg \alpha - \alpha$$

(2. 1)

şeklinde ifade edilir.

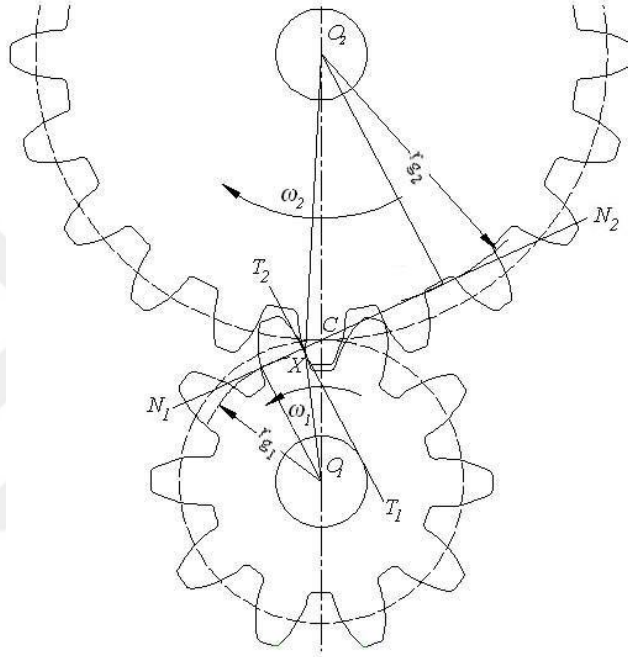
Evolvent fonksiyonunda geçen α dişli çarklarda kavrama açısıdır ve literatürde basınç açısı, profil açısı gibi ifadeler kullanılırken bu tezde dişli basınç açısı olarak kullanılmıştır.

Kavrama açısı olarak standartlaştırılmış açı değerleri $14,5^\circ$, 20° , 25° ve 30° 'dir. Yaygın olarak kullanılan açı değeri 20° 'dir.

Bu çalışmada 20° ve $20^\circ/30^\circ$ asimetrik basınç açılı dişliler incelenip, analiz sırasında karşılaştırmalar yapılmıştır.

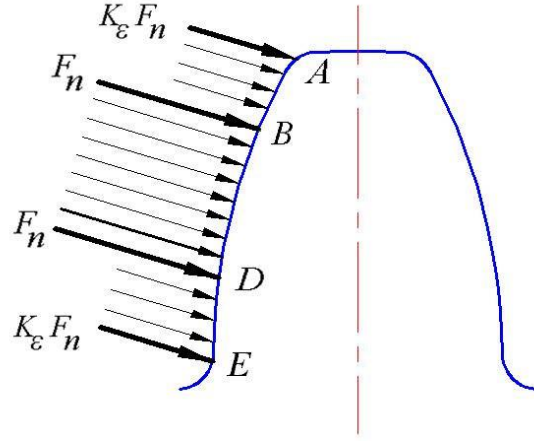
2.3 Düz Dişlilerin Maruz Kaldığı Yükler ve Gerilmeler

Eş çalışan iki dişli çarkın temas halinde olan birer dişi incelendiğinde dişlerin temas noktası A' dan geçen ortak teğeti ve ortak normali çizdikten sonra normal hızların birbirlerine eşit olabilmesi için ortak normalinin yuvarlanma dairelerinin teğet oldukları yuvarlanma noktasından geçmesi gerektiği görülmüş. Buna dişli çark ana kanunu denir. Tek bir cümle ile ifade edilirse, “Eş çalışan iki dişli yan yüzeyinin temas noktalarındaki ortak normalleri her zaman yuvarlanma noktasından geçer.” (Babalık, 2008) ve Şekil 2.12’de da görüldüğü gibi eş merkezli çalışan dişliler dişleri belirli anlarda X noktasında temas eder, bu noktaya kavrama noktası denir (Şekil 2.12).



Şekil 2.12. Dişli ana kanunu (Yıldız, 2015)

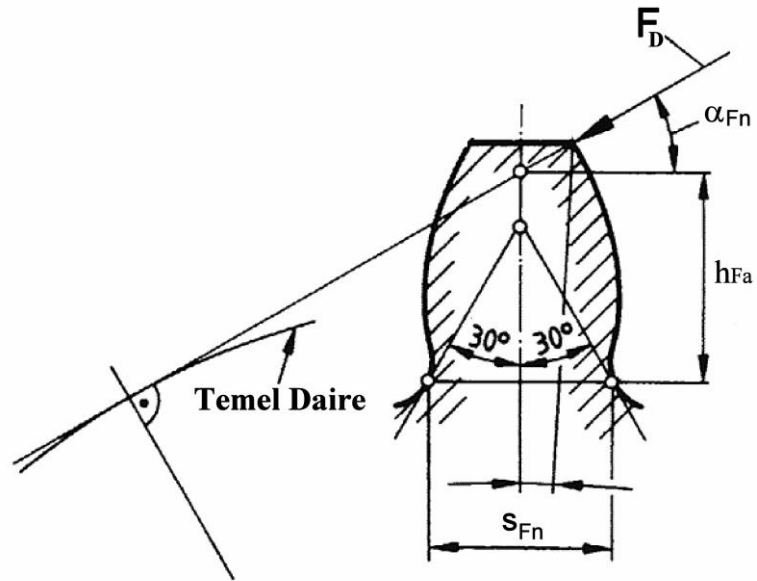
Dişlilerin birbirine kavrama noktasında olduğu gibi dinamik şartlarda temas etmesi diş profillerinde değişken zorlamalara neden olur. Dinamik şartlarda diş profiline gelen kuvvet dağılımı Şekil 2.13’deki gibi gösterilmiştir.



Şekil 2.13. Diş profiline gelen kuvvet dağılımı (Yıldız, 2015)

2.3.1 Diş Dibi Gerilmesi

Kavrama noktası boyunca diş üzerine gelen yükler dinamik zorlanmaya neden olur ve genellikle diş diblerinden kırılma ya da çatlamlar görülür. F_D diş dibi kuvvetlerinin etkisiyle diş dibleri eğilme, bası ve kayma gerilmelerine maruz kalır (Şekil 2.14).



Şekil 2.14. Diş dibinde oluşan gerilmeler (Karpaz, 2005)

DIN 3990'da çözümün kolaylaştırılması için bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller diğer yöntemler için de yapılmaktadır. Genel olan kabuller şunlardır:

- Diş dibindeki maksimum gerilme, diş dibi kavisine 30° eğimli teget noktasında meydana gelmektedir.

- Basi ve kayma gerilmeleri ihmal edilebilir.

DIN 3990 Metot C tercih edilip, bu metoda göre hatasız kabul edilen bir diş için teorik maksimum nominal diş dibi gerilmesi şu şekilde hesaplanmaktadır. (Karpaz, 2005)

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot M} Y_{Fa} \cdot Y_s \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \quad (2.2)$$

F_t ; diş kuvvetinin teğetsel bileşeni:

$$F_t = \frac{M_d}{d/2} \quad (2.3)$$

Şeklinde hesaplanabilir.

Y_{Fa} diş form faktörü:

$$Y_{Fa} = \frac{6 \cdot (h_{Fa}/M) \cos \alpha_{Fan}}{(s_{Fn}/m_n)^2 \cos \alpha_n} \quad (2.4)$$

Y_s gerilme düzeltme faktörü:

$$Y_s = (1,2 + 1,3 \cdot \left(\frac{s_{Fn}}{h_{Fa}}\right) \left(\frac{s_{Fn}}{2 \cdot \rho_F}\right)^{\frac{1}{1,21+2,3 \cdot \frac{h_{Fa}}{s_{Fn}}}} \quad (2.5)$$

Y_ε kavrama faktörü:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \quad (2.6)$$

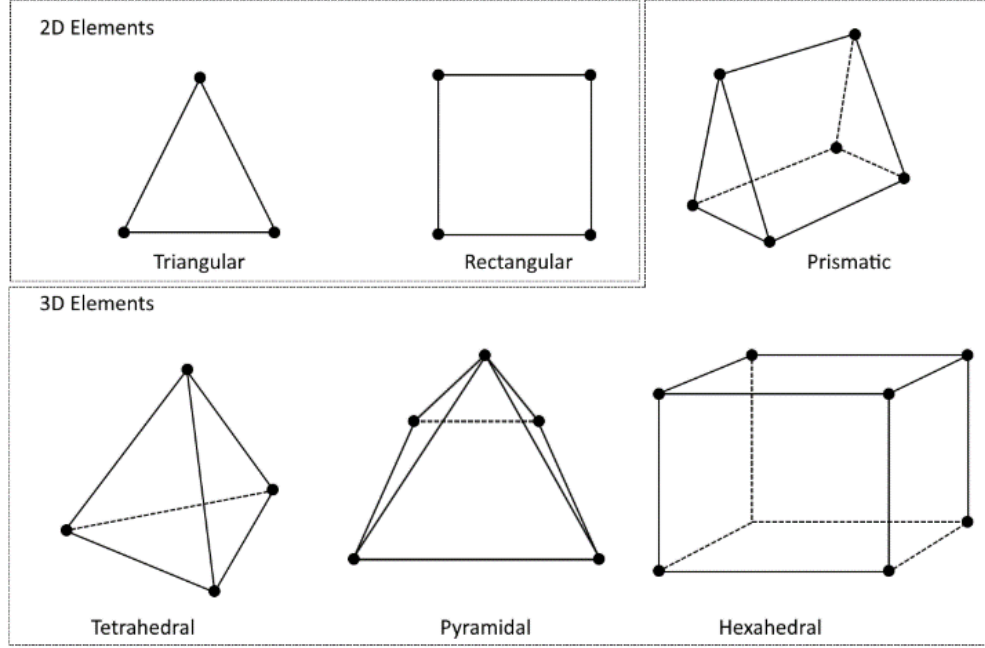
şeklinde verilmektedir.

2.3.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Bu Yöntemde Diş Dibi Gerilmelerinin Bulunması

Sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak 1940'ların başında A. Hrennikoff ve R. Courant tarafından havacılık ve inşaat sektöründe kompleks elastisite ve yapısal analiz problemlerinin çözülmesinde uygulanmaya başladı. Bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ile birlikte günümüzde bu teknoloji bir çok mühendislik alanının içine girmiş biyomekanikten nükleer teknolojiye kadar yapısal analiz, ısı transferi, akışkanların akışı, kütle transferi, elektromanyetik potansiyel gibi analizlerde kullanılmaktadır.

Kompleks problemlerde analitik problemler sınır şartlarının kısmı diferansiyel denklem ile çözümünü gerektirir. Günümüzde yapılan kompleks yapısal analizlerde bu

matematiksel denklemleri oluşturulması ve çözülmesi imkansıza yakındır. Problemin sonlu elemanlar metodu ile formülasyonu bir cebirsel denklem sistemi ile elde edilir. Problemi çözmek için ana büyük çaplı problem sonlu eleman ya da NODE olarak adlandırılan küçük noktalar haline getirilir. Bu her bir küçük sonlu eleman için oluşturulan denklemler bir araya getirilerek daha büyük denklemler oluşturulur ve tüm sistemi modeli oluşturulur. Sonlu elemanlar kullanılarak denklem oluşturmada kullanılan yaygın mesh hücreleri Şekil 2.15’de gösterilmiştir (Wikipedia, 2018).



Şekil 2.15. Yaygın olarak kullanılan mesh hücreleri (Wikipedia, 2018)

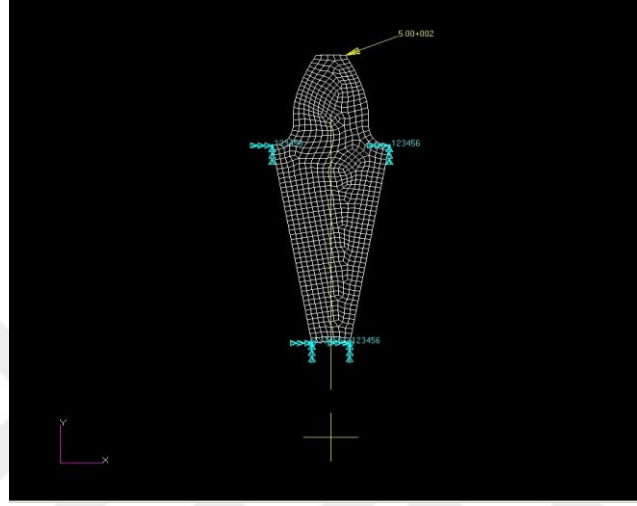
Bu tez çalışmasında 2D analiz yapılmıştır ve triangular mesh hücresi uygulanmıştır.

Sonlu elemanlar analizlerinin uygulama adımları üç ana gruba ayrılabilir;

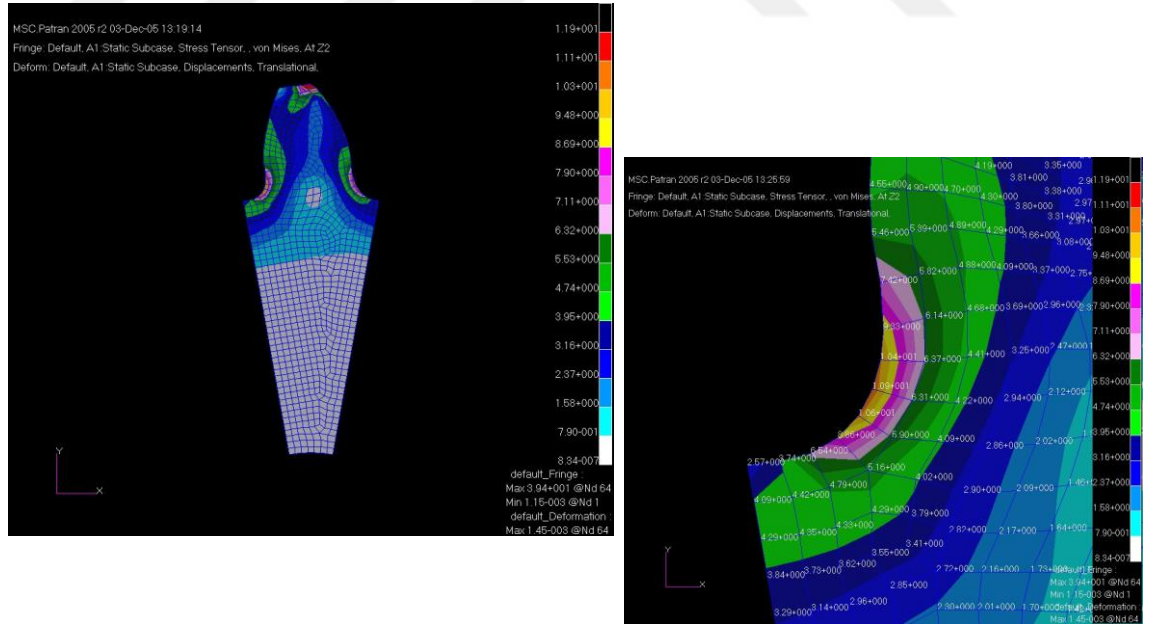
- Analiz yöntemlerinin belirlenmesi: Teknik parametrelerin sonlu elemanlar analiz programına tanıtımı, örneğin, 2D yapısal analiz, mesh element tipi, kullanılacak olan malzeme bilgileri, elastisite gibi değerler girilir.
- Analiz geometrisinin işlenmesi: Analiz için kullanılacak olan geometrisinin programlarda oluşturulması veya geometrisinin dışarıdan alınmasını kapsayan adımdır.
- Sınır şartlarının belirlenmesi: Analiz geometrisinin etkileyen parametrelerin geometri ile ilişkilendirilmesi ve parçanın serbestlik derecesi bu kapsamda belirlenir. Analizin fiziksel şartları sağlar sonuçlar elde edebilmesi için bu kısım çok önemlidir. Mümkünse fiziksel doğrulamalar veya fiziksel doğrulama yapılmış diğer çalışmalar incelenmeli ve bu doğrultuda sınır şartları analiz geometrisine aktarılmalıdır.

Yıldız (2015), tarafından yapılan çalışmada dişli dibi gerilmelerini incelemek üzere bilgisayar destekli gerilme analizlerinde sonlu elemanlar yöntemi uygulanmıştır. Bu analizde Şekil 2.136'da gösterildiği gibi F_N noktasından dişe kuvvet uygulanmış ve Von Mises yöntemine göre gerilme analizi incelenmiştir.

Analiz sonucunda en yüksek gerilmelerin diş diblerinde olduğu doğrulanmıştır. (Şekil 2.17 ve Şekil 2.17)



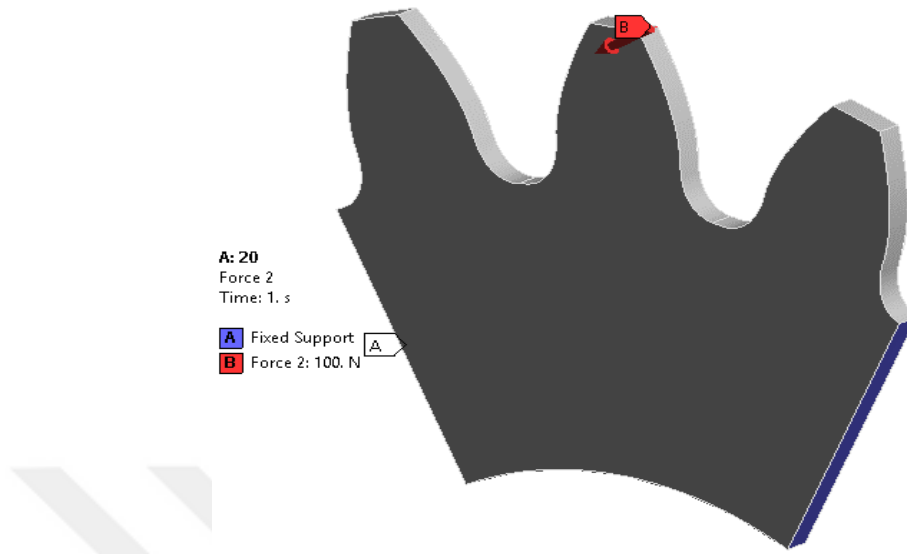
Şekil 2.16. Sonlu eleman modelinin sınır şartları (Yıldız, 2015)



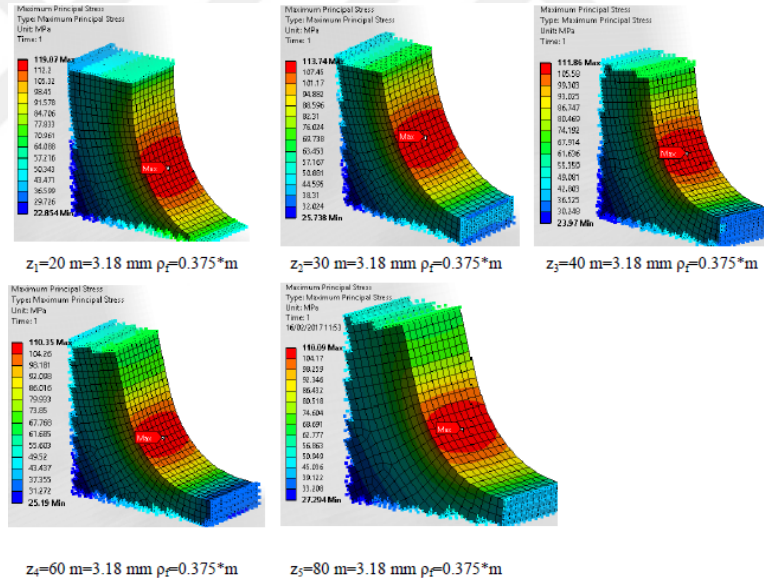
Şekil 2.17. Gerilme analizi sonuçları (Yıldız, 2015)

Doğan ve ark. (2014) 'Evolvent Dişli Çarkların Darbe Yüklerine Dayanımlarının Deneysel Olarak İncelenmesi' isimli projenin bir çıktısı olarak üç boyutlu geometriye ait düz evolvent dişlilerde, diş sayısı değişimi, dişli basınç açısı değişimi, profil kaydırmanın etkisi, diş başı yüksekliğinin etkisi ve kesici takım uç yarıçapı değişiminin diş dibinde oluşan eğilme gerilmesini incelemiştir. (Şekil 2.18 ve Şekil 2.19) Bu çalışmada yapılan

tüm varyasyonlarda en yüksek gerilme diş dibinde görülmüştür (Doğan, Yılmaz, Karpat, 2014).



Şekil 2.18. Sonlu eleman analizi sınır şartları (Doğan, Yılmaz, Karpat, 2014)



Şekil 2.19. Farklı dişli gerilim noktaları (Doğan, Yılmaz, Karpat, 2014)

2.4 Dişli Kırılma/Deformasyon Problemleri

Dişliler kırıldığında yada deformasyona uğradığında sistemin çalışmasını aksatabilir veya tamamen durdurulabilir. Bu deforme olan dişliler üzerlerinde ileride yeniden oluşabilecek dişli hataları için bir çok delil bulundurabilirler. Bu bölümde bazı çatlak tipleri ve bu tiplerin oluşum şartları katagorize edilmiştir.

Aşırı Yük/Gevrek Kırılma

Şekil 2.20’de aşırı yüke maruz kalmış ve gevrek kırılma görülen bir dişli örneği gösterilmiştir. Gerilme şiddetinin kırılma tokluğunu geçmesinden dolayı yüksek hızlı çatlak oluşumu meydana gelmiştir.



Şekil 2.20. Aşırı yük, gevrek kırılma (Errichello, 1992)

Aşırı Yük/Sünek Kırılma

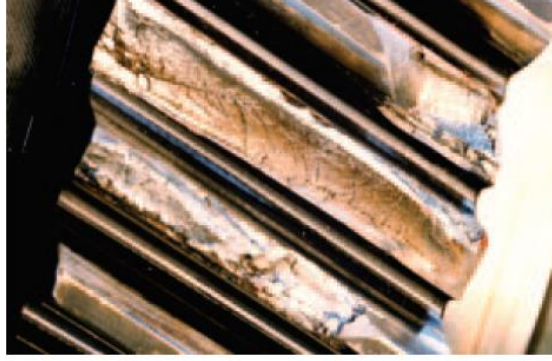
Şekil 2.21’de aşırı yüke maruz kalmış yada düşük akma mukavemeti kaynaklı dişli kırılma örneği gösterilmiştir. Diş kırılması metalin yırtılması şeklinde oluşmuştur.



Şekil 2.21. Aşırı yük, sünek kırılma (Errichello, 1992)

Aşırı Yük/Birleşik Kırılma

Dişlilerde yarıлма çatlağı ve boşluklu çatlak oluşumu görülür. Aşırı yük, düşük akma mukavemeti ve düşük kırılma tokluğu kaynaklıdır (Şekil 2.22).



Şekil 2.22. Aşırı yük, birleşik kırılma (Errichello, 1992)

Aşırı Yük/Plastik Deformasyon - Soğuk Akış

Bu tip diş deformasyonları re-kristalizasyon sıcaklığından düşük sıcaklıklarda meydana gelen plastik deformasyon sonucu oluşur. Aşırı yük, düşük akma mukavemeti veya yanlış/uygunsuz yağlama kaynaklıdır (Şekil 2.23).



Şekil 2.23. Aşırı yük/ plastik deformasyon, soğuk akış (Errichello, 1992)

Aşırı Yük/Plastik Deformasyon/Çentiklenme

Bu tip diş deformasyonları re-kristalizasyon sıcaklığından yüksek sıcaklıklarda meydana gelen plastik deformasyon sonucu oluşur. Aşırı yük, yetersiz yağlama kaynaklıdır (Şekil 2.24).



Şekil 2.24. Aşırı yük/plastik deformasyon, çentiklenme (Errichello, 1992)

Bombelenme/Sırt Yapma

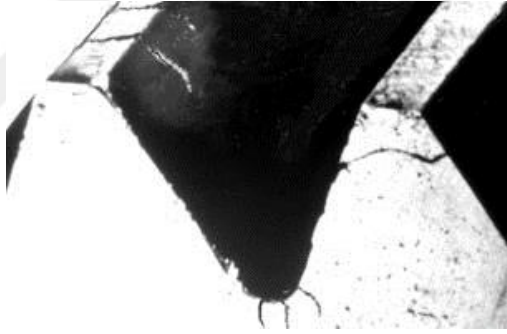
Dişli yüzeyi aktif çalışma bölgesinde bombelenme yada sırt yapma olarak görülür. Yüzeyin parlatma sonrası süpürülmesi nedeniyle oluşur (Şekil 2.25).



Şekil 2.25. Bombelenme, sırt yapma (Errichello, 1992)

Çatlama/Çatlak Sertleşmesi

Isıl işlem sırasında yada ısıl işlem sonrasında çatlak oluşumudur. Uniform olmayan ısıl işlem sonucunda dişlerde oluşan termal gerilmeler sonucunda meydana gelir (Şekil 2.26).



Şekil 2.26. Çatlama, çatlak sertleşmesi (Errichello, 1992)

Eğilme Yorulması/Yüksek Çevrim/Diş Dibi Çatlağı

Yüksek çevrimlerde diş dibinde çatlak oluşumu meydana gelir, genellikle yüksek eğilme gerilmesi veya düşük yorulma mukavemeti kaynaklıdır (Şekil 2.27).



Şekil 2.27. Eğilme yorulması/ yüksek çevrim, diş dibi çatlağı (Errichello, 1992)

Çatlama/ Dişli göbeği yönlü dallanmış çatlak

Diş dibinden başlayan çatlak genellikle dişli göbeğine doğru ilerler veya dallanır. Genellikle dişli göbek kalınlığının ince seçilmesi kaynaklıdır (Şekil 2.28).



Şekil 2.28. Çatlama, dişli göbeği yönlü dallanmış çatlak (Errichello, 1992)

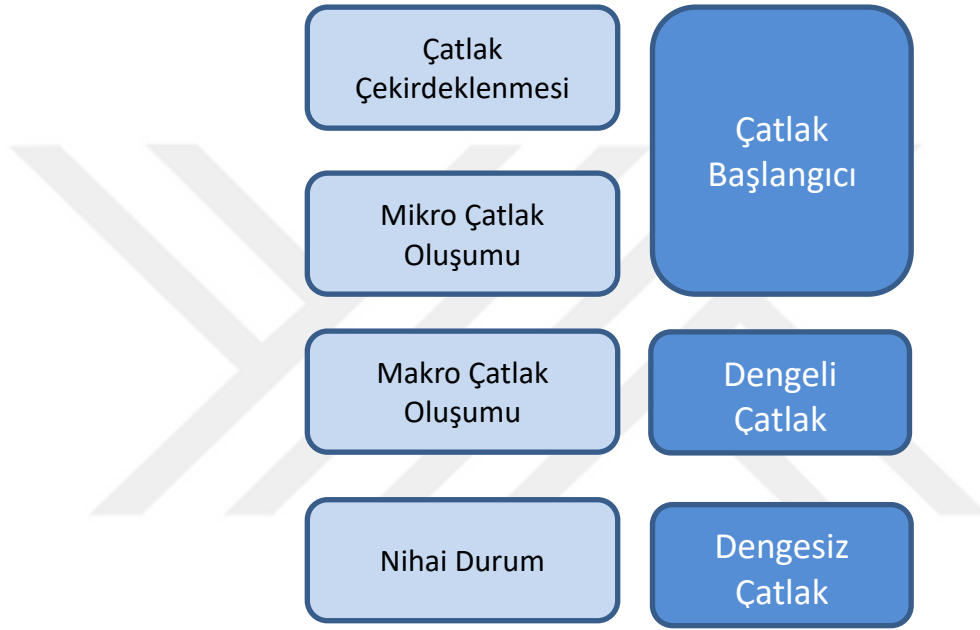
Bu tez çalışmasında diş diblerinlerinde meydana gelen çatlak oluşumu ve ilerleyişi kırılma mekaniği dikkate alınarak incelenmiştir.

2.5 Doğrusal Esnek Kırılma Mekanikği

Bu bölümde Doğrusal Esnek Kırılma Mekanikği sınırları ve uygulamaları incelendi. Bu kapsamda kırılma mekanikği tekniğini tanımlamak üzere yorulma çatlağı büyümesinin yapısı çatlak çekirdeklenmesinden makro çatlak yapısına kadar incelendi.

2.5.1 Yorulma Kaynaklı Çatlak İlerlemesi

Çatlak ilerlemesi birçok farklı duruma ve malzeme davranışlarına bağlı olarak oluşur ve temelde aşağıdaki şemada da (Şekil 2.29) gösterildiği gibi çatlak ilerlemesi üç aşamadan meydana gelir. (Stephens, 2001)



Şekil 2.29. Çatlak ilerlemesi

Çatlak Çekirdeklenmesi:

- Çatlak çekirdeklenmesi (crack nucleation) parçanın kuvvete maruz kalması sonucunda yüzey geriliminin en çok olduğu bölgelerde oluşur.
- Çatlak çekirdekleri kayma çizgileri boyunca kesme gerilmelerinin olduğu yüzeylerde oluşur

Mikro Çatlak Oluşumu:

- Çatlak büyüklüğünün 10 tanecik çapına ulaşması durumunda çatlaklar mikro çatlak olarak adlandırılır.
- Yorulmaya bağlı çatlak oluşumu çoğunlukla maksimum kesme gerilmesi görülen bölgelerde görülür.

Makro Çatlak Oluşumu

Mikro çatlakların tekrarlı yükler altında, yorulmaya bağlı olarak çekme gerilmesi görülen yüzeylerde büyümesi sonucunda makro çatlaklar oluşur.

Çatlak ilerlemesi yapının maruz kaldığı gerilim seviyesine göre üç farklı aşamadan oluşur. Eğer gerilim seviyesi yüksekse yorulma süresince mikro ve makro çatlak oluşturur, stres seviyesinin düşük olması durumunda ise yorulma süresince çekirdeklenme ve mikro çatlaklar oluşur. (Sun ve Jin, 2012)

Bu tez çalışmasında doğrusal esnek kırılma mekaniği ve süreklilik teorisi dikkate alınarak makro çatlak oluşumu ve yapısı ile ilgili çalışmalar yapılacaktır.

2.5.2 Kırılma Mekaniği

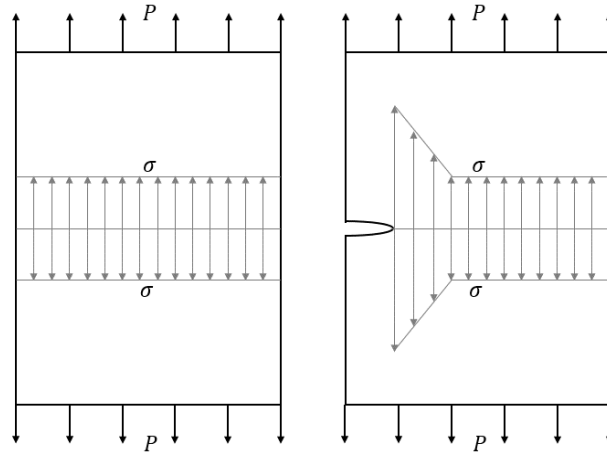
Katı yapılarda iki tip deformasyon meydana gelir; Kalıcı deformasyon (plastik) ve kırılma olarak tanımlanır. Klasik deformasyon teorisi uygulanan gerilim, akma dayanımı ve gerilme direnci arasındaki ilişkiye bağlı olarak yapıda oluşan deformasyonu açıklar. (Şekil 2.30 -Sağda).

Kırılma mekaniğinde üç önemli değişken bulunur; uygulanan gerilimin, çatlak büyüklüğü ve kırılma tokluğu kombinasyonu;



Şekil 2.30. (Solda) Klasik deformasyon teorisi ilişkisi, (Sağda) kırılma mekaniği teorisi ilişkisi

Klasik deformasyon teorisinde üzerinde çatlak olmayan bir yüzeye uygulan üniform bir kuvvete karşılık olarak üniform bir gerilim dağılımı görülürken, üretimi yada çalışması sonrasında parça üzerinde çatlak yada çentik oluşmuş bir yüzeyde ise lokal gerilim konsantrasyonları yada tekil gerilim alanları oluşabilir (Sun ve Jin, 2012) (Şekil 2.31).

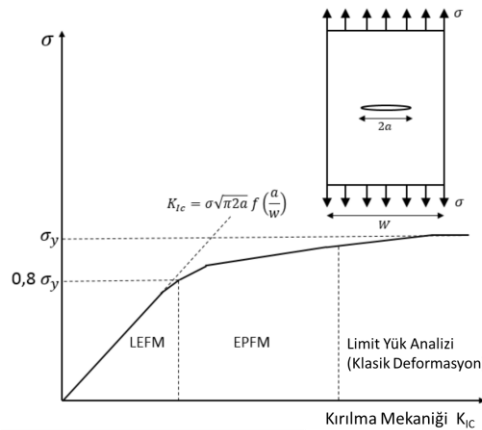


Şekil 2.31. (Solda) Düz bir yüzeyde üniform dağılmış gerilim, (Sağda) çatlak olan bir yüzeyde gerilim konsantrasyonu (Lewicki, 1995)

Üzerinde çatlak bulunan bir yüzeydeki lokal gerilim konsantrasyon alanı çatlak dibine göre lokal olarak değişkenlik gösterir. Bu çatlak dibindeki lokal değişken gerilim alanı kırılma mekaniği dikkate alınarak belirlenir. (Sun ve Jin, 2012)

Klasik deformasyon teorisinde deformasyon davranışlarının elde edilmesinde akma değeri dikkate alınırken, kırılma mekaniğinde ise çatlak oluşumunun meydana geldiği değer dikkate alınır ve bu değer kırılma tokluğu olarak tanımlanır.

Kırılma tokluğuna karşılık gerilim dağılımı Şekil 2.32'deki gibi gösterilmiştir. Düşük tokluğa sahip kırılma malzemeler için gerilim dağılımı ve kırılma tokluğu linear olarak değişkenlik gösterir ($\sigma < \sigma_y 0,8$) ve doğrusal esnek kırılma mekaniği (Linear Elastic Fracture Mechanism- LEFM) alanı dikkate alınırken, sünek yani yüksek tokluğa sahip malzemeler için doğrusal esnek kırılma mekaniği uygun değildir, bu bölgede elastik plastik kırılma mekaniği (Elastic-plastic Fracture Mechanism (EPFM)) alanı dikkate alınır.



Şekil 2.32. Kırılma tokluğunun kırılma mekaniğine etkisi (Nakamura, 2015)

Bu yüksek lisans tezinde çatlak ilerleme senaryolarının belirlenmesinde doğrusal esnek kırılma mekaniği (Linear Elastic Fracture Mechanism- LEFM) dikkate alınmış ve malzemenin homojen ve isotopik bir davranışa sahip olduğu kabul edilmiştir.

2.6 Statik Yük Altında Çatlak Dibi

Bu bölümde bir çatlağın ilerleme yönünün statik yük ile olan ilişkisi tanımlandı. Enerji noktalarının incelenmesi açısından Griffith ve Irwin teorilerinin detayları incelendi, çatlak diblerinin pozisyonlarına göre değişkenlik gösteren stress dağılımı incelendi. Bunlara ek olarak bu bölümde numerik analizlerin temelini oluşturan J-Integral ve bu J-Integral metoduna göre stres değişiminin belirlenmesi açıklanmıştır. Plastik deformasyona bağlı olarak doğrusal esnek kırılma mekaniği davranışlarını garanti altına almak üzere düzlemsel gerilim ve düzlemsel deformasyon durumları da dikkate alınmıştır.

2.6.1 Griffith Enerji Dengesi

Çatlak oluşumu sırasında iki yeni yüzey oluşur ve sistemin toplam enerjisi düşebilir ya da sistemin maruz kaldığı yüke bağlı olarak toplam enerji sabit kalabilir. Griffith teorisi ile potansiyel enerji ile çatlak oluşumu için gerekli olan iş arasındaki dengeyi ifade eden enerjiyi formülize edilir. Denge durumu altındaki kademeli artışın görüldüğü bölge (Anderson, 2005);

$$\frac{dE}{dA} = \frac{dE_p}{dA} + \frac{dW_s}{dA} = 0 \quad (2.7)$$

ya da

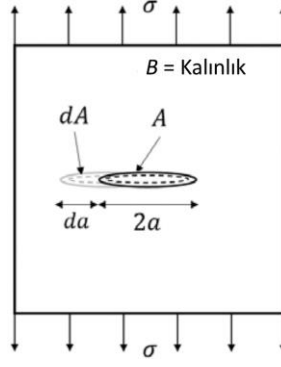
$$-\frac{dE_p}{dA} = \frac{dW_s}{dA} \quad (2.8)$$

ile ifade edilir.

Çizelge 2. 2 Griffith enerji dengesi

Simge	Açıklama
E_{enerji}	Enerji
E_p	İç gerilim ve dış kuvvetler kaynaklı potansiyel enerji
W_s	İki yeni yüzey oluşumu için gerekli iş
dA	Çatlak ilerleme alanı

Bu ilişki düz bir plaka üzerinde Şekil 2.33'deki gibi gösterilmiştir. dA kadarlık çatlak ilerleme büyüklüğü alan olarak dA ile ifade edilmiş olup, iki yeni yüzey oluşmuştur.



Şekil 2.33. Çatlak ilerlemesi kaynaklı yüzey oluşumu (Nakamura, 2015)

Gerilme enerjisi açısından potansiyel enerji Inglis'in gerilme dağılım ile formülize edilmiştir;

$$E_p = E_{p,0} - \frac{\pi \sigma^2 a^2 B}{E} \quad (2.9)$$

Yüzey enerjisinden gelen iş

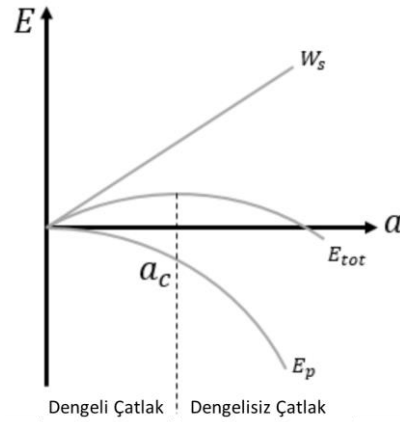
$$W_s = 4aB\gamma_s \quad (4aB = 2dA) \quad (2.10)$$

ile ifade edilir.

Çizelge 2.3 Inglis'in gerilme dağılımı ile gerilme enerjisi

Simge	Açıklama
$E_{p,0}$	Çatlaksız yüzeyin potansiyel enerjisi
E	Elastisite modülü
γ	Yüzey enerjisi

Çatlak uzunluğuna karşılık enerji değişim grafiği Şekil 2.34'da gösterilmiştir;



Şekil 2.34. Çatlak boyuna göre enerji değişimi (Jensen, 2015)

Yüzey enerjisi kaynaklı iş eğrisi doğrusal iken potansiyel enerji ise formüldeki α^2 'den kaynaklı olarak parabolik bir değişkenlik göstermektedir. E_{tot} eğrisinin x eksenin kesitiği 0 (sıfır) noktasında potansiyel ve yüzey enerjisi çatlak boyuna (a_c) bağlı olarak denge halinde olurlar ve bu andan itibaren çatlak dengesiz hale gelir ve ilerlemeye başlar (Ramesh, 2014) .

Kritik gerilim seviyesi denklem 2.9 ve denklem 2.10 ve çatlak ilerleme alan denklemi kullanılarak yeniden ifade edilirse;

$$-\frac{dE_p}{dA} = \frac{\pi\sigma^2 a}{E} \quad (2.11)$$

ve

$$\frac{dW_s}{dA} = \gamma_s \quad (2.12)$$

Denklem 2.11 ve denklem 2.12'ye göre kritik gerilim (σ_c);

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{2\gamma_s E}{\pi a}} \quad (2.13)$$

Genellikle gevrek malzemeler için verilen malzemenin davranışına bağlı yüzey enerjisi γ_s ve malzemenin plastik davranışlarını sağlayan sünekleşme faktörü γ_p ile ifade edilirse;

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{2(\gamma_p + \gamma_s)E}{\pi a}} \quad (2.14)$$

Enerji dağılımlarına göre ifade genelleştirilirse;

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{2Ew_f}{\pi a}} \quad (2.15)$$

w_f çatlak enerjisini ifade eder (örneğin malzemeye bağlı olarak plastik davranışları içerir (Anderson, 2005) ve w_f verilen enerji salınım oranına göre çatlak oluşup oluşmadığını belirtir.

2.6.2 Enerji Salma Oranı

Griffith'in enerji denge teorisi Irwin tarafında enerji salma oranı teorisi olarak geliştirilmiştir. Teori çatlak alanına bağlı olarak potansiyel enerji değişim oranını verir;

$$G = - \frac{dE_p}{dA} \quad (2.16)$$

ve

$$E_p = U - F_G \quad (2.17)$$

Şeklinde ifade edilmiştir.

Çizelge 2. 4 Enerji salma oranı

Simge	Açıklama
U	Gerginlik Enerjisi
F_G	Dış kuvvet kaynaklı İş

Enerji salma oranı iki yeni yüzey oluşturmak için gerekli olan kırılma enerjisi w_f ile karşılaştırıldığında, kritik enerji salma oran değeri;

$$G_c = \frac{W_s}{dA} = 2W_f \quad (2.18)$$

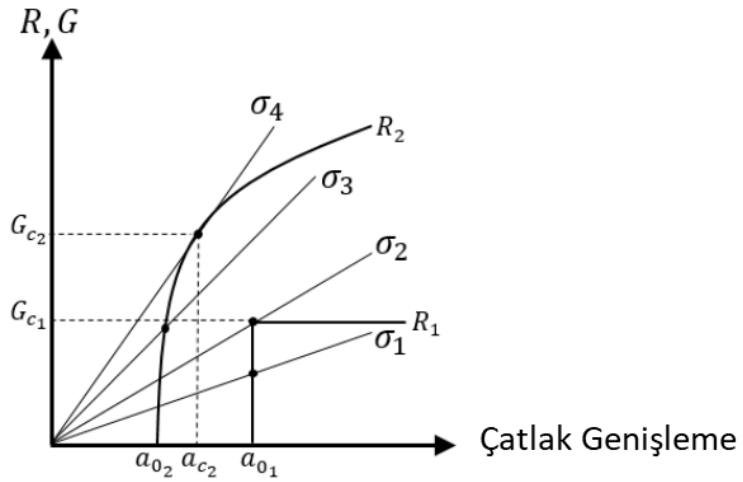
Olarak tanımlanır ve $G \geq G_c$ durumunda çatlak oluşumu meydana gelir, bu davranışlar Direnç Eğrisi olarak tanımlanmıştır. (Anderson, 2005)

2.6.3 Direnç Eğrisi

Çatlak ilerlemeden kaynaklı oluşan malzemenin direnç eğrisi R-Eğrisi (R- Curve) olarak isimlendirilir. R- Curve eğrisine karşılık gelen eğri; çatlak ilerlemesinden dolayı enerji salınım oranındaki değişimi itici güç eğrisi ifade eder. İtici güç eğrisinin R-Curve eğrisi değerini geçmesi durumunda çatlak oluşumu meydana gelir ve bu ilişki denklem 2.19 ile ifade edilmiştir.

$$\frac{dG}{da} \geq \frac{dR}{da} \quad (2.19)$$

R-Curve eğrisi çatlak ilerlemesine bağlı olarak malzeme davranışlarını ifade eder. R- Curve eğrisi her bir malzeme için farklı bir davranış gösterir, örneğin gevrek malzemelerde sabitken, sünek malzemelerde genellikle R-Curve eğrisinde genellikle artan bir eğri ile sonuçlanır. Şekil 2.35'de iki R-Curve eğrisi 4 itici güç eğrisi ile gösterilmiştir. (Anderson, 2005)

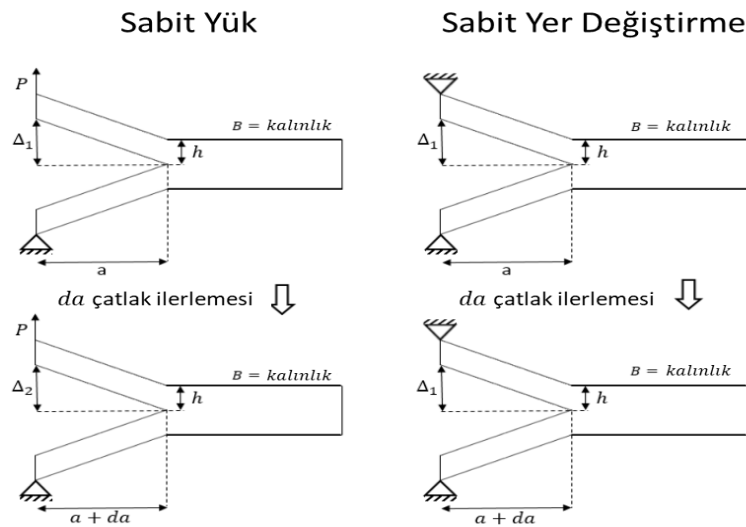


Şekil 2.35. 4 İtici güç eğrisi ile 2 R-Curve eğrisi (Jensen, 2015)

İlk R-Curve eğrisi R_1 kritik enerji salınım seviyesi (G_{c1}) ile düz bir eğri olup, itici güç eğrisinin bu değeri geçmesi durumunda çatlak oluşumu gerçekleşir. Örneğin σ_1 dengeli olup çatlak oluşumu meydana gelmez fakat σ_2 değeri dengesiz olup, çatlak oluşumu meydana gelir. İkinci R-Curve eğrisi R_2 artış gösteren bir eğridir ve σ_3 değeri dengeli iken σ_4 değeri dengesiz olup kritik enerjisi salınım oranı olan G_{c2} noktasına karşılık gelen a_{c2} değerine ulaşması durumunda çatlak ilerlemesi meydana gelir.

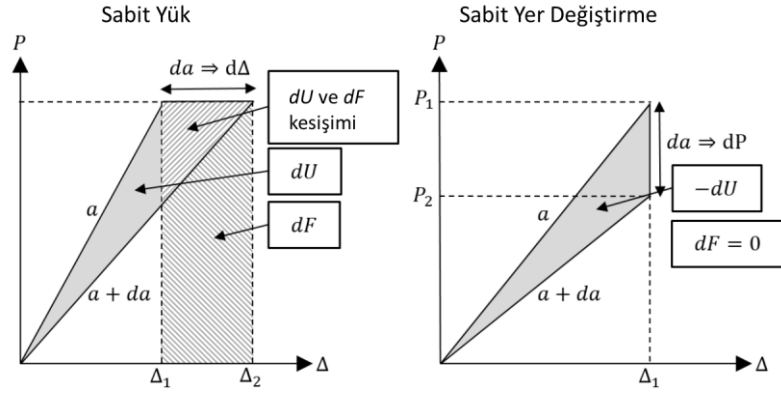
Sabit Yük ve Sabit Yer Değiştirme

İki çift ankastre kiriş örneği sırayla sabit yük ve sabit yük değişimi Şekil 2.35 ve 2.36'deki gibi gösterilmiştir. Örneklerde da kadar çatlak artışı bir etkiye maruz bırakılmıştır.



Şekil 2.36. Yük altında yer değiştirmeler (Jensen, 2015)

Gerilme enerjisinden (U) kaynaklı potansiyel enerji ve dış kuvvet F 'den gelen iş olarak çatlak ilerleme durumları Şekil 2.37'da gösterilmiştir.



Şekil 2.37. a çatlak ilerlemesi kaynaklı yük-yer değiştirme grafikleri (Jensen, 2015)

Sabit yüklü örnekler için, yer değiştirmede bir artış meydana gelir ve sabit yer değiştirmede yük altında bir düşüş meydana gelir. Denklem 2.17’de iki sistemin potansiyel enerjisi;

Çizelge 2. 5 İki sistemin potansiyel enerjisi

Sabit Yük	Sabit Yer Değiştirme
$dU = \frac{1}{2} Pd\Delta$	$dU = \frac{1}{2} d\Delta P$
$dF = Pd\Delta$	$dF = 0$
$dE_p = -\frac{1}{2} Pd\Delta$	$dE_p = \frac{1}{2} d\Delta P$

(2. 20)

Denklem 2.16’dan enerji salınım oranı, $C = \Delta / P$ ve $A=B$ dönüşümü yapılırsa, sabit yük ve sabit yer değiştirme için enerji salınım oranı;

Çizelge 1. 1 Enerji Salınım oranı

Sabit Yük	Sabit Yer Değiştirme
$G = \frac{1}{B} \frac{dU}{da} = \frac{P}{2B} \frac{dC}{da}$	$G = -\frac{1}{B} \frac{dU}{da} = -\frac{\Delta}{2B} \frac{dC}{da}$

(2. 21)

Denklem $d\Delta = PdC$ ve $dP = -P \frac{dC}{C}$ dikkate alınarak denklem 2.21 yeniden yazıldığında;

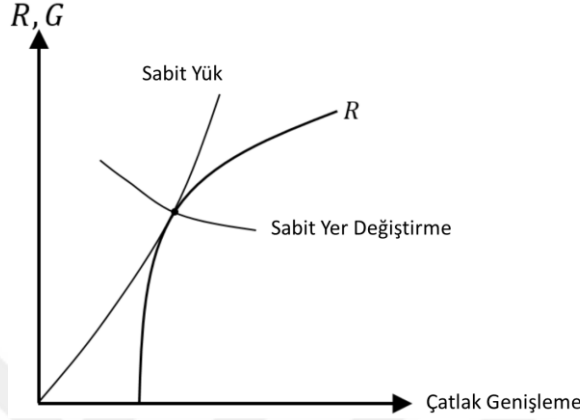
$$G = \frac{P^2}{2B} \frac{dC}{da} \quad (2. 22)$$

şeklinde ifade edilir.

Yukarıdaki elde edilen sonuçlara göre sabit yük ve sabit yer değiştirme için enerji salınım oranları birbirine eşit olarak verilir fakat, direnç değişiminde farklılıklar görülür. (Ramesh, 2014)

Sabit Yük ve Sabit Yer Değiştirme için Direnç Eğrileri

Denklem 2.22’da sabit yük ve sabit yer değiştirme için enerji salınım oranları eşit verilmiştir. Denklem 2.22’deki itici güce bakıldığında ve denklem 2.21 ile karşılaştırıldığında, sabit yer değiştirme negatif değer, sabit yük ise pozitif değer verir. İtici güç için sabit yük ve sabit yer değiştirme ile ilişkisi şekil 2.38’de gibi gösterilmiştir.



şekil 2.38. R-Curve eğrisinin sabit yük ve sabit yer değiştirme için itici güce karşılığı (Jensen, 2015)

şekilde görüldüğü gibi sabit yük için itici güç eğrisi artış gösterir ve sabit yer değiştirme eğrisi denklem 2.21’de de ifade edildiği gibi azalma eğilimindedir ve daha fazla çatlak genişlemesi için yer değiştirme artırılması gerektiğini görülmektedir.

R-Curve eğrisinin deneysel çalışmalar ile elde edilmesi durumlarında, örnekler eğer mümkünse genellikle sabit yer değiştirme ile test edilir. Gerçek yapılarda yük durumu sabit yükle sabit yer değiştirme arasında bir yerlerdedir. (Anderson, 2005)

2.6.4 Çatlak Gerilme Analizi

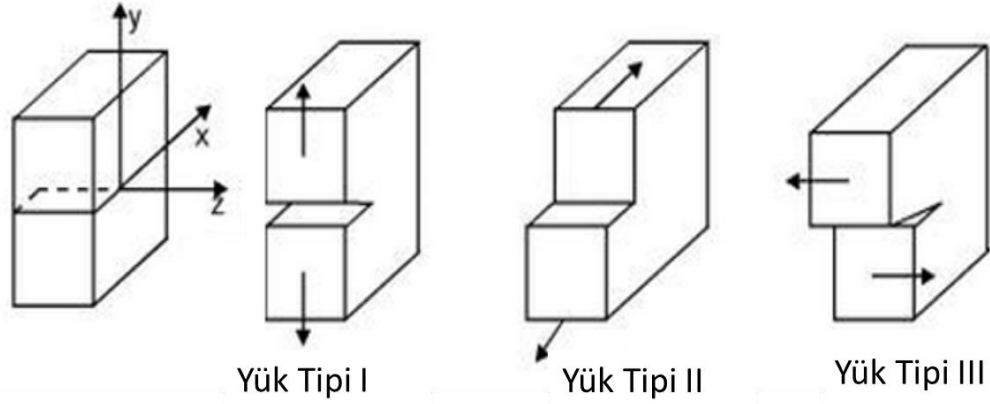
Griffith’in enerji dengesi teorisinden Irwin, gerilme şiddeti faktörü K ile enerji salma oranı ve gerilim dağılımı arasındaki ilişkiyi gösterdi.

$$G = \frac{K_I^2}{E^I} \quad (2.23)$$

Çizelge 2. 6 Gerilme şiddet faktörü ile Enerji salma oranı

Simge	Açıklama
$E^I = E_{\text{enerji}}$	Dzemsal gerilim
$E^I = \frac{E}{1-\nu^2}$	Dzlemsal deformasyon

Şekil 2.39. Koordinat sistemi üzerinde 'de I yükleme tipini ifade edecek şekilde üç tip yük görselleştirilmiştir.



Şekil 2.39. Koordinat sistemi üzerinde yük doğrultuları (Kumar, 2012)

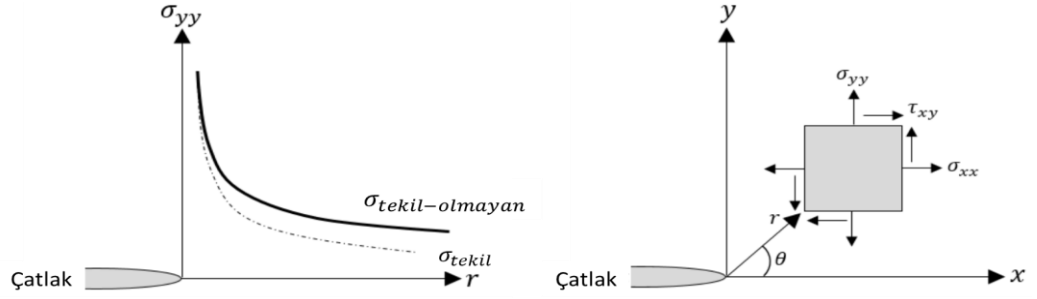
Yük Tipi I: Literatürde Mode I olarak geçer ve çatlak yüzeyinin normaline göre uygulanmış yük tipidir. Açma yönlü yük tipli yük olarak ifade edilir.

Yük Tipi II: Literatürde Mode II olarak geçer ve kesme yönlü yük tibi yük uygulamasıdır. Bir yüzeyin diğer yüzeyinde tersi yönünde çekilmesi yönünde bir davranış söz konusudur.

Yük Tipi III: Literatürde Mode III olarak geçer ve yüzeyin dışına doğru kesme yönlü yük tipidir.

Çatlak dibindeki gerilim dağılımı Şekil 2.40'da şematik çizim ile gösterilmiştir. İki gerilme bileşeni tekil ve tekil olmayan bir gerilme bileşeni olarak varsayılmıştır. Tekil kısım çatlak ucunun yakınındaki gerilmeler, tekil olmayan kısımlar ise çatlak ucundan uzaktaki gerilmelerdir. (Anderson, 2005)

Griffith tekil gerilim değişimi ve çatlak dibi $-1/\sqrt{r}$ noktası arasındaki mesafe ($r \rightarrow 0$ olduğunda, gerilim sonsuza gider) arasındaki ilişkiyi bulmuştur. Tekil gerilim alanı Irwin tarafından Westergaard ve Williams'ın gerilim fonksiyonlarını değiştirerek yeniden formülüle edilmiştir. (Anderson, 2005) Irwin gerilim, deformasyon ve çatlak dibinde meydana gelen yer değiştirme ilişkili olan çatlak dibi koşullarını Gerilme Şiddet Faktörü K ile ifade eden formül geliştirmiştir.



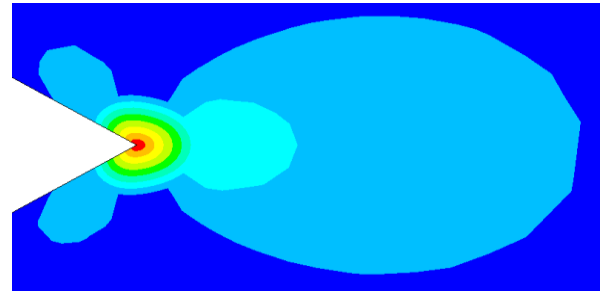
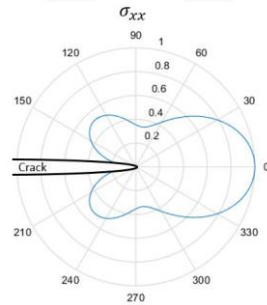
Şekil 2.40. (Sağda) Çatlak dibinde gerilim dağılımı, (solda) koordinat isteminde gerilim birleşenleri (Lewicki, 1995)

$$\sigma_{xx} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 - \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right) \right] - \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[2 + \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \cos\left(\frac{3\theta}{2}\right) \right]$$

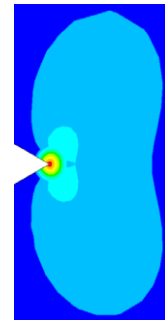
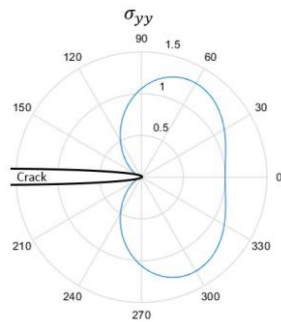
$$\sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 + \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right) \right] + \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[\cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \cos\left(\frac{3\theta}{2}\right) \right] \quad (2.24)$$

$$\sigma_{zz} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[\sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cos\left(\frac{3\theta}{2}\right) \right] + \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 - \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right) \right]$$

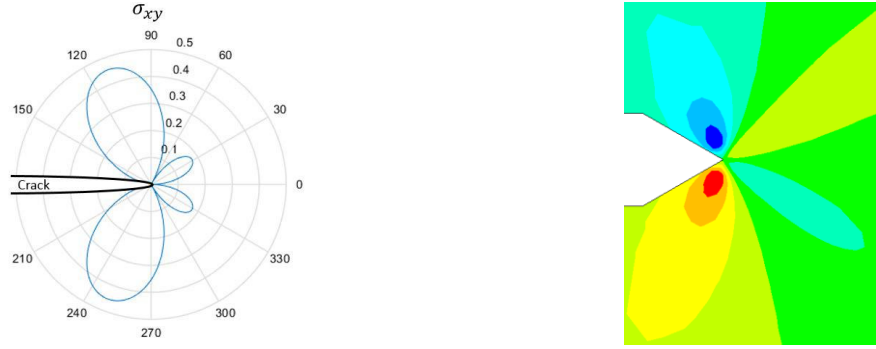
Şekil 2.43’de çatlak dibindeki tekil gerilim alanı denklem 2.24’ine göre koordinat sistemi üzerinde θ ’nın fonksiyonu olarak Yük I ve $K_{II} = 0$ için gösterilmiştir.



Şekil 2.41. Denklem 3.18’e göre x yönünde Yük Tipi I -gerilim birleşenler dağılımı



Şekil 2.42. Denklem 3.18’e göre y yönünde Yük Tipi I -gerilim birleşenler dağılımı

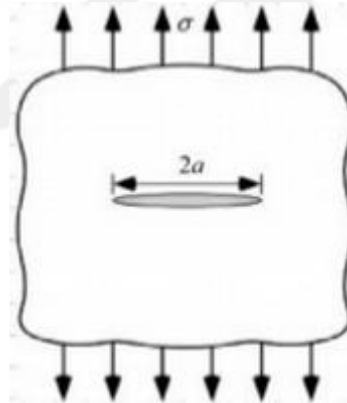


Şekil 2.43. Denklem 3.18'e göre z yönünde Yük Tipi I -gerilim birleşenler dağılımı

Şekil 2.44'de gösterilen sonsuza giden bir yüzeydeki çatlak için Yük I için gerilme şiddet faktörü;

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a} \quad (2. 25)$$

Bu formülü en basit gerilme şiddeti faktörü çözümü olup sadece uygulanan yüke/kuvvete ve çatlak uzunluğuna bağlı bir ifadedir (Şekil 2.42).



Şekil 2.44. Yük I yüzeydeki gerilme (Nakamura, 2015)

Birçok kapalı form gerilme şiddet faktörü bu formüle göre oluşturulabilir, üç tip yükleme tipine göre genel bir formül yazılırsa;

$$K_{I,II,III} = \sigma \sqrt{\pi a} f(W, a) \quad (2. 26)$$

Çizelge 2. 7 Yük I için gerilme şiddet faktörü

Simge	Açıklama
σ	Gerilim karakteristiği
$f(W, a)$	Geometrik ölçüler

2.6.5 J İntegral

Bölüm 2.6.2’de incelenen enerji salınım oranı incelendi ve bu bölümde J-İntegral metodu ile enerji salınımı incelenecektir. J. Rice isimli bir bilim adamı enerji salınım oranını Doğrusal Esnek Kırılma Mekanığı’de (LEFM) bağımsız bir kontur integral yolu elde etti ve adının baş harfi kullanarak J-İntegral olarak adlandırdı. (Anderson, 2005)

$$J = G \quad (2. 27)$$

J-İntegral method enerji salınım oranının kapsamında olmayan elastik-plastik (EPFM) davranışlarını da açıklayabilmektedir.

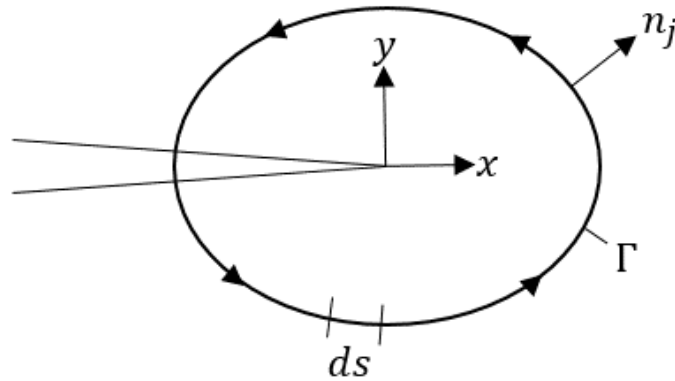
Denklem 2.28’de ifade edilen denklem ile çatlak dibin çevresindeki yörünge J- İntegral ile açıklanabilir

$$J = \int_{\Gamma} \left(w dy - T_i \frac{\partial u_i}{\partial x} ds \right) \quad (2. 28)$$

$$w = \int_0^{\epsilon_{ij}} \sigma_{ij} d\epsilon_{ij} \text{ ve } T_i = \sigma_{ij} n_j \quad (2. 29)$$

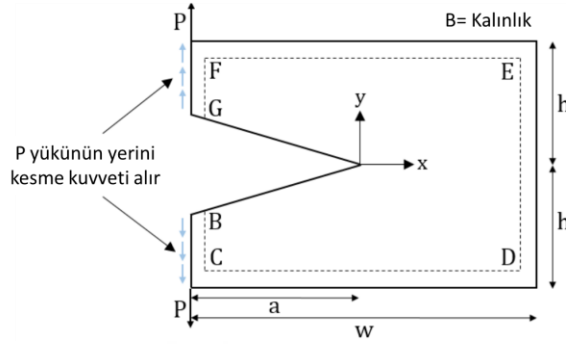
Çizelge 2. 8 J integral

Simge	Açıklama
w	gerilme enerjisi yoğunluğu
T_i	çekiş vektörü
n_j	Γ 'ye normal ünite vektörü
u_i	Yer değiştirme vektörü
ds	Γ konturu boyunca uzunluk artışı
Γ	Çatlak dibi çevresindeki görünge
$\sigma_{ij}, \epsilon_{ij}$	Gerilim ve deformasyon tensörü



Şekil 2.45. Çatlak dibi etrafındaki kontur (Kumar, 2012)

Enerji salınım oranının J-İntegral metodu ile bulunması amacıyla ankastre kişi Şekil 2.46'daki gibi dikkate alındı. B ve G noktaları J-İntegral denklem 2.28'de belirtilen Γ kontur noktalarıdır. (Şekil 2.44)



Şekil 2.46. Ankastre kiriş için J-İntegral (*Nakamura, 2015*)

Dikkate alınan yaklaşımlar;

- Sistemin gerilim enerjisi dikkate alınmamıştır.
- CD, DE ve EF serbest yüzeyler ve çekiş yükü dikkate alınmamıştır.
- P yükünün yerini kesme kuvveti alır ve BC ve FG boyunca çekiş yükü oluşur.
- X eksenı boyunca yer değıştirme yada çekiş yükü dikkate alınmamıştır.

BC ve FG doğruları boyunca Y eksenindeki yer değiştirme ve çekiş yükü J-İntegral ile;

$$J = -2 \int_0^h \left(T_y \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) ds \quad (2.30)$$

$$\theta = \frac{1}{2} \frac{Pa^2}{EI} \Rightarrow u_y = \frac{6Pa^2}{EBh^3} \quad (2.31)$$

BC ve FG için y ekseninde çekiş $T_y = P / B$ 'dir ve J-İntegral;

$$J = \frac{12P^2a^2}{B^2Eh^3} \quad (2.32)$$

olarak belirlenir.

Elastisite modülü 210 GPa olarak J-İntegral, enerji salınım oranı, gerilme şiddeti faktörü arasındaki ilişkisinde düzlemsel gerilim:

$$J = G = \frac{K^2}{E}$$

$$\Rightarrow J = \sqrt{KE} = 102 \text{ MPa}\sqrt{\text{mm}} \quad (2.33)$$

Çift ankastre kiriş için analitik çözüm (Sun ve Jin, 2012);

$$\frac{P}{B\sqrt{h}} 2\sqrt{3} \left(\frac{a}{h} \right) + 0.64 = 107 \text{ MPa}\sqrt{\text{mm}} \quad (2.34)$$

Yapılan analizlere göre J-Integral ve analitik çözüm arasında %5'lik bir fark oluşmaktadır.

Çatlak Dibi Plastisitesi

Bölüm 2.6.3'de açıklandığı gibi, Doğrusal Esnek Kırılma Mekanikliği (LEFM) için tekil gerilim dağılımı denklem 2.24 verilmiştir ve çatlak dibindeki gerilim sonsuzdur. Gerçek hayatta malzeme davranışlarında gerilim sonlu bir değerdir ve çatlak dibinde plastik deformasyon görülecektir, bu durumda gerilme şiddet faktörü yeni bir değer olur.

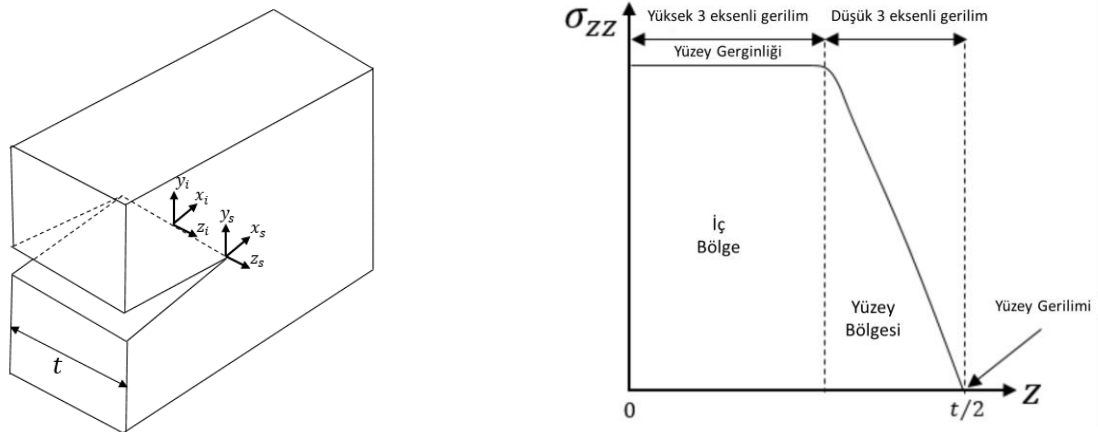
2.6.6 Düzlemsel Gerilimi ve Düzlemsel Gerginlik

Düzlemsel gerilim ve düzlemsel gerginlik tanımı;

$$\sigma_{zz} = \sigma_{xz} = \sigma_{yz} = 0 \Rightarrow \text{Düzlemsel Gerilim} \quad (2.35)$$

$$\varepsilon_{zz} = \varepsilon_{xz} = \varepsilon_{yz} = 0 \Rightarrow \text{Düzlemsel Gerginlik} \quad (2.36)$$

Şekil 2.47'de 3 boyutlu çatlak kenarı, çatlak iç kısmı ve çatlak yüzeyi i ve s olmak üzere iki koordinat sistemi ile gösterilmiştir. Çatlak bir yüke maruz kaldığında, iç bölge içindeki çatlak ucu çevresindeki malzeme x ve z yönlerinde birleşmeye çalışır fakat poisson etkisinden dolayı çevresindeki diğer malzemeler tarafından engellenir. Bu, çok yüksek üç eksenli gerilmelere neden olur ve bu bölgede düzlemsel gerginliğe neden olur. Yüzeye yakın yerlerde gerginlik azalır fakat bu bölgelerdeki yüzeylerde yüzey gerginliği görülür. (Anderson, 2005)



Şekil 2.47. (Sağda) İç bölgedeki ve yüzeydeki koordinat sistemleri, (solda) üç boyutlu bir parçada z ekseninde boyunda gerilim değişimi (Glodez, 2002)

z ekseninin normalindeki gerilime karşılık üç eksenli gerilim seviyeleri Şekil 2.45’de sağda grafikte gösterilmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi üç eksenli gerilim seviyesi σ_{zz} ’den dolayı yüzeye yakın bölgelere doğru düşmektedir.

Denklem 2.24 Von Mises akma kriterine göre çatlak dibi gerilim dağılımından kaynaklı yüzey gerilim ve yüzey gerginliği tanımlanırsa, ($\theta=0$ değeri için x, y, z gerilim birleşenleri ayarlandı) ;

yüzey gerilimi;

$$\sigma_{xx} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}$$

$$\sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}$$

$$\sigma_{yy} = 0$$

ve yüzey gerginliği;

$$\sigma_{zz} = \frac{2\nu K_I}{\sqrt{2\pi r}}$$

için hesaplanır. Von Mises akma kriteri ve karşılık gelen σ_{yy} cinsinden farkı;

$$\sigma_{Von_Mises} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{xx} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.37)$$

Görüldüğü gibi çatlak oluşum yüzey gerilimi ve çatlak oluşum yüzey gerginliği arasında major bir farklılık bulunmaktadır ve kırılma mekaniği konuşurken bu iki aşamayı birbirinden ayırmak önemlidir. Bu şartlar altında yüzey gerilimi ve yüzey gerginliği;

$$E' = E$$

Çatlak oluşum yüzey gerilimi

$$E' = \frac{E}{1-\nu^2}$$

Çatlak oluşum yüzey gerginliği

olarak ifade edilir.

2.7 Dinamik Yük Altında Çatlak Dibinin Durumu

Eğer bir yapı başka bir yapıdan anlık ani bir darbe alırsa veya bu yapı yüksek dereceden gevrek bir malzeme davranışları gösterirse Ani Çatlak İlerlemesi meydana gelir. Bölüm 2.6.1’de statik yük altında potansiyel enerjinin dikkate alındığı Griffith’in enerji dengesi için çatlak ilerlemesi incelendi. Ani Çatlak İlerlemesi durumunda ise hız önem kazanarak hıza bağlı olarak kinetik enerjide dikkate alınır.

Enerji salınım oranı kinetik enerjiyi kapsayan dinamik enerji salınım oranı da dikkate alınarak yeniden hesaplanırsa (Anderson, 2005);

$$G(t) = \frac{dF}{dA} - \frac{dU}{dA} - \frac{dE_k}{dA} \quad (2.38)$$

Potansiyel ve kinetik enerji;

$$E_p = U - F \quad E_k = \frac{1}{2} m V^2 \quad (2.39)$$

Diğer parametreler ile;

$$E_p = f(\sigma, E, a) \quad E_k = f(\sigma, E, a, m, V) \quad (2.40)$$

Kırılma tokluğu için enerji salınım oranı W_f çatlak enerjisine eşittir, çatlak sonucu oluşan iki çatlak yüzeyinden kaynaklı statik ve dinamik yük (Anderson, 2005);

$$G_{c,statik} = E_p = 2W_f$$

$$G_{c,dinamik} = \frac{1}{2} \frac{d}{da} [E_p - E_k] = 2W_f \quad (2.41)$$

Görüldüğü gibi dinamik kırılma tokluğu statik değerden daha düşüktür. Bu davranış, ilerleyen bir çatlağı korumak için sabit bir çatlaktan daha az enerjiye ihtiyaç duyduğundan ortaya çıkar.

Statik yük için gerilme şiddeti faktörü ve enerji salınım oranı arasındaki ilişkisi

$$G = \frac{K_I^2}{E'} \text{ ile ifade edilirken, dinamik gerilme şiddeti faktörü (Anderson, 2005);}$$

$$K(t)_I = K(V)K(0) \quad (2.42)$$

$K(0)$ statik yük için gerilme şiddeti faktörünü temsil eder ve $K(V)$ [0-1] arasında parametrik değere sahip ve çatlak hızına bağlı olarak;

$$K(V) \approx \left(1 - \frac{V}{c_r}\right) \sqrt{1 - hV} \quad (2.43)$$

ile ifade edilir.

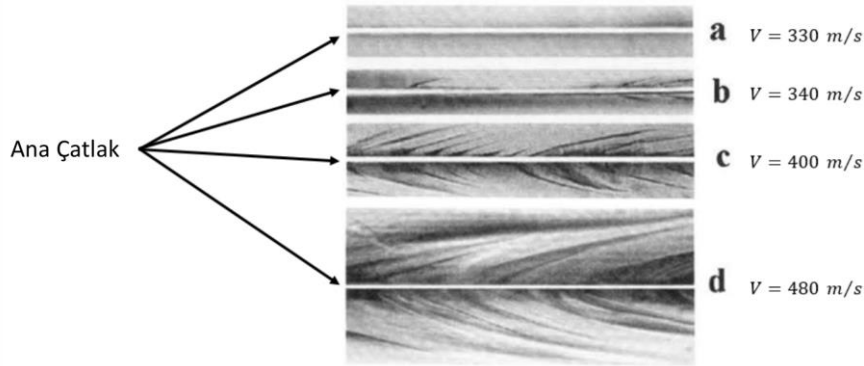
h boylamasına ve enlemesine dalga boyu hızının fonksiyonudur ve c_r ise Rayleigh dalgaları hızıdır.

Çatlak Dallanması

Bir çatlak belli bir miktarda enerji yayarsa, çatlak ucu etrafındaki enerjinin ağılmasından dolayı çatlak ilerlemesi başlar. Bölüm 2.6.1 ve Bölüm 2.6.2’den Griffith’in enerji kriteri ve gerilme şiddet faktörü hatırlanırsa yüzey gerilmesi $G = K_i^2 / E^I$ olarak tanımlanmıştır.

Pleksiglas (PMMA) veya Soda-Lime cam gibi yüksek kırılgen malzemelerde yapılan deneysel çalışmalarda kritik hız: V_c ’de sistem sadece tekil çatlak ilerlemesi göstermeyip, fazladan yeni çatlak oluşumları oluşturup yeni tip dağılım geliştirmeyi seçer ve bu çatlaklar genellikle ana çatlak etrafında simetrik olarak oluşur. (Sharon, 1995)

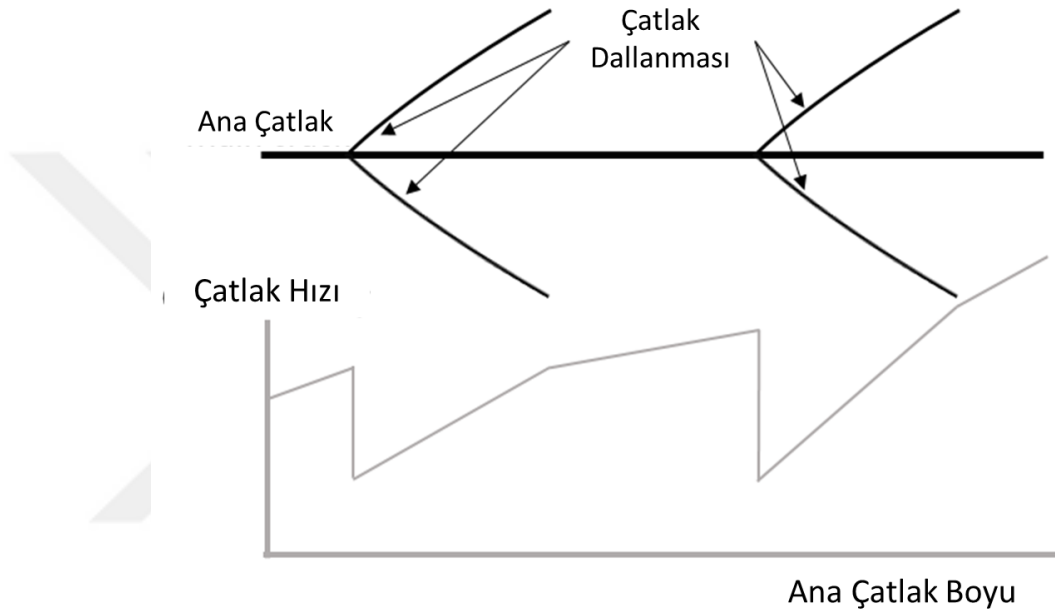
Bu durum Şekil 2.48’de Pleksiglas örneği ile dört farklı örnek ile gösterilmiştir. Bu örnekte sadece Yük Tipi I yani çekme yönündeki yer değıştirme dikkate alınarak farklı hızlarda örnekleme yapılmıştır. Kritik çatlak hızı V_c olarak $V_c = 330$ m/s belirlenmiştir.



Şekil 2.48. Pleksiglas çatlak dallanması deneyi (Zouari, Maatar, Fakhfakh, 2010)

Çatlak hızı arttığında çatlak dallanma etkisinin arttığı gözlenir ve genellikle çatlak dallanması malzemenin içine doğru kalınlık boyunca ilerlemez, sadece malzemenin dış yüzey alanı boyunca yayılır. Şekil 2.49 ve Şekil 2.48’de de görüldüğü gibi çatlak dallanma uzunluğu çatlak hızı ile doğru orantılı olarak artmaktadır.

Ana çatlağın hızı çatlak dallanması sırasında meydana gelen enerji kaybından dolayı değişkenlik göstermektedir. Şekil 2.49 ve Şekil 2.48’de görüldüğü gibi enerji kaybından dolayı çatlak dallanmasının durduğu zaman dilimlerinde ana çatlağın ilerleme hızı yükselmektedir.



Şekil 2.49. Ana çatlak hızının çatlak dallanmasıyla ilgili hızı (Lewicki, 1995)

Ani çatlak ilerlemesi ya da gevrek malzeme davranışları görülen malzemelerde meydana gelen çatlak dallanması fenomeni dinamik şartlar altında meydana gelir. Bu yüksek lisans tezinde statik ve quasi-statik şartlar altındaki yük tipleri incelendiği için bu tip çatlak dallanma fenomeni tez kapsamında değildir ve incelenmemiştir.

2.8 Kırılma Tokluğu

Kırılma tokluğu çatlakın kırılmasına karşı direnci açıklayan malzemesel bir özelliğidir. Kırılma tokluğu malzemenin sıcaklığına ve korozyif ortam bağlıdır, ayrıca çatlak genişliği ve stres değişimi de kırılma tokluğundaki etken faktörlerdendir. (Anderson, 2005)

Denklem 2.25’de Yük I için tanımlanan gerilme şiddet faktörü kırılma tokluğu K_{IC} ; çatlak boy etkisi ve gerilim dağılımı ile yeniden ifade edilirse;

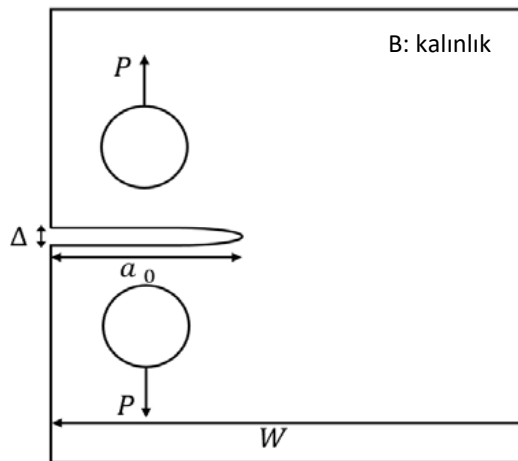
$$K_{IC} = \sigma \sqrt{\pi a} f(W, a) \Rightarrow \sigma = \frac{K_{IC}}{\sqrt{\pi a}} f(w, a) \quad (2.44)$$

Yukarıda oluşturulan ifadeye göre kırılma tokluğunu çatlak uzunluğu gerilim dağılımından daha çok etkilemektedir.

Kırılma tokluğu değeri, farklı standartlarda tanımlanan test sonuçlarına göre hesaplanır ve standartta göre değişiklik gösterebilir. En yaygın olanı kırılma tokluğu ve direnç eğrileri testlerinin prosedürlerinin tarif edildiği Amerikan Test ve Malzeme Derneği’nden gelen standarttır. (American Society for Testing and Materials (ASTM)). Kırılma tokluğu değeri, direnç eğrisinin kırılma tokluğunun çeşitli değerleri olduğu tek bir değerdir.

ASTM E399’dan Yük I için kırılma tokluğunun ölçümü: Kırılma tokluğunun (K_{IC}) Yük I ve yükü altında ASTM E399 standart’ına göre değerlendirilmesi aşağıda belirtilmiştir. K_{IC} değerinin değerlendirilmesinde farklı numune yapılandırmasına izin verilmektedir, bu aşamada kompakt bir örnek Şekil 2.50’de incelendi. Yüzey gerginliği ve doğrusal elastik kırılma mekaniği için, plastik bölge, numune boyutuna kıyasla küçük olmalıdır ve sabit yer değiştirme hesaba katılır olarak kabul edilmiştir. (Anderson, 2005)

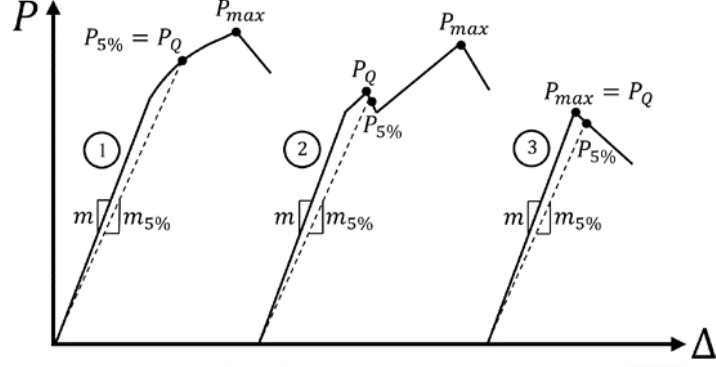
Başlangıç çatlak uzunluğunun gerekliliği; $0,45 \leq \frac{a_0}{W} \leq 0,55$ olarak belirlenmiştir.



Şekil 2.50. Kırılma tokluğunun değerlendirilmesi için kompakt numune

Test numunesi bir P yükü uygulanarak gerçekleştirilmiş olup, yarı statik şartı sağlayan bir hızla yük artışı ile sonunda numune kırılma noktasına ulaşır ve kırılır. Test sırasında

yük ölçümü ve çatlak ağzı açılma/genişlemesinin yer değiştirmesi Δ ile ifade edilmiştir. Kırılma tokluğunun hesaplanması için gerekli olan yükün doğru değerinin hesaplanabilmesi için P_Q yükü kullanılmıştır. Şekil 2.51’de üç farklı $P-\Delta$ davranışı görselleştirilmiştir.



Şekil 2.51. P-Δ davranışları (Jensen, 2015)

Çizelge 2. 9 $P-\Delta$ davranışı

Simge	Açıklama
P_{max}	Test sırasında ölçülmüş maks. yük
P_Q	K_{IC} ’nin belirlenmesi için gerekli yük
m	Başlangıçtaki elastik yükleme eğimi
$m_{5\%}$	%95 m-slope eğimi
$P_{5\%}$	$m_{5\%}$ değeri ile P-Δ kesişim noktası

P_Q değeri elde edildiğinde örnek geometrisine göre bu değere karşılık gelen gerilme şiddet faktörü;

$$K_Q = \frac{P_Q}{B\sqrt{W}} f(a, W) \quad (2. 45)$$

K_Q değeri ancak aşağıdaki şartın sağlanması durumunda geçerli olacaktır.

$$B, a \geq 2,5 \left(\frac{K_Q}{\sigma_y} \right)^2 \quad (2. 46)$$

$$P_{maks} = 1,10P_Q \quad (2. 47)$$

Yukarıdaki şartların sağlanması durumunda $K_Q = K_{IC}$ olur.

2.9 Çatlak Yörüngeleri

Bir yapı üzerindeki çatlağın ilerleme yörüngesinin belirlenebilmesi için gerekli olan çatlak yönünün durumu ve yük I ve II için gerilme şiddeti faktörünün ilişkisi bu bölümde incelenmiştir.

Düz bir dişlide plastik deformasyon dikkate alınmadan LEFM, Doğrusal Esnek Kırılma Mekaniği olmadan dikkate alınarak, İzotropik lineer elastik malzemedeki bir çatlak ucunun stres dağılımı ve yer değiştirme alanı şu şekilde yazılabilir:

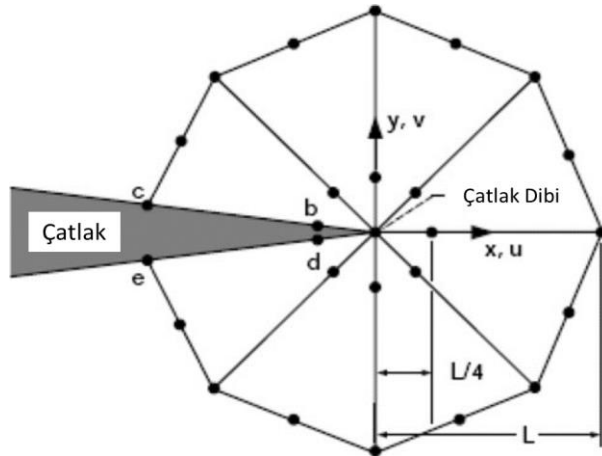
$$\sigma_{ij} = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \left[K_I f_{ij}^I(\theta) + K_{II} f_{ij}^{II}(\theta) + K_{III} f_{ij}^{III}(\theta) \right] \quad (2.48)$$

$$\mu_i = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left[K_I g_i^I(\theta) + K_{II} g_i^{II}(\theta) + K_{III} g_i^{III}(\theta) \right] \quad (2.49)$$

Yukarıdaki formülde σ_{ij} ilgili malzemenin gerilme tensörü olup, μ_i ise yer değiştirme; r ve θ pozisyon koordinatları; K_I , K_{II} ve K_{III} gerilme şiddet faktörleri, Yük I, II, III için sırasıyla μ kesme modülü, f_{ij}^I , f_{ij}^{II} , f_{ij}^{III} , g_i^I , g_i^{II} ve g_i^{III} ise universal fonksiyon olarak tanımlanmıştır. Bu tez kapsamında formül Yük I ve Yük II incelenecek olup, bu yük tiplerine göre yeniden formül yazılmıştır. (Anderson, 2005)

Denklem 2.47’de belirtilen denkleme göre çatlak etrafındaki gerilim gerilme şiddet faktörü olarak ifade edilmiştir. Çatlak dibi yapının geometrisinin ve yükün bir fonksiyonudur. Gerilme şiddet faktörünü hesaplamanın yöntemlerinden bir tanesi sonlu elemanlar yöntemi FEM’dir ve genellikle yüke mağruz kalan basit geometriler için kullanılır ve bu tez çalışmasında bu yöntem kullanılmıştır.

Çatlak dibinde standart 6-Node triangular mesh’leme kullanılmıştır. Ayrıca çatlak ağzının iki yüzü doğru boyunda dibinden çatlak ağzı son noktasına göre $\frac{1}{4}$ oranında iki kısma ayrılacak şekilde Şekil 2.52’deki gibi gösterilmiştir.



Şekil 2.52. Quarter node- 6 Node-Triangular diş dibi yapısı (Zouari, Maatar, Fakhfakh, 2010)

Çatlak gerilme şiddet faktörünü hesaplamada kullanılan popüler metodlardan biri olan yerdeğiştirme korelasyon metodu dikkate alınarak yazılırsa;

$$K_I = \frac{G}{\kappa+1} \sqrt{\frac{2\pi}{L} [4(v_b - v_d) + v_e - v_c]} \quad (2.50)$$

$$K_{II} = \frac{G}{\kappa+1} \sqrt{\frac{2\pi}{L} [4(u_b - u_d) + u_e - u_c]} \quad (2.51)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.52)$$

$$\kappa = \begin{cases} 3-4\nu & \text{Yüzey Gerginliği} \\ \frac{3-\nu}{1+\nu} & \text{Yüzey Gerilimi} \end{cases} \quad (2.53)$$

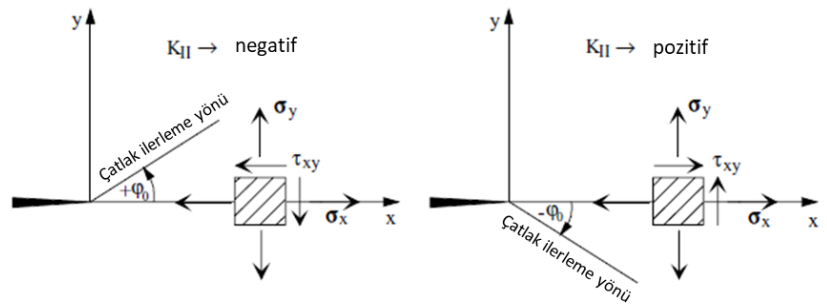
ile ifade edilip, E elastisite modülü, ν poisson oranı, L mesh element boyu, u_i ve u_j ise x ve y eksenlerinde nodal yer değıştirmidir.

Yük I ve Yük II gerilme şiddeti faktörü değerlerinin bilinmesi durumunda, farklı tiplerde yük altında parçadaki çatlak ilerleme yönü θ hesaplanabilir. Çatlak genişlemesi başlangıç çatlağının dibinden başlayarak, çatlak yüzeyde radial yönde maksimum teğetsel gerilme stresinin yönüne dik yönde ilerler.

Matematiksel olarak çatlak ilerleme açısı Paris- Erdogan yasası ile ifade edilmiştir;

$$\theta = 2 \tan^{-1} \left[\frac{1}{4} \left(\frac{K_I}{K_{II}} \pm \sqrt{\frac{K_I^2}{K_{II}^2} + 8} \right) \right] \quad (2.54)$$

Paris-Erdoğan çatlak ilerleme açısı Richard tarafından deneysel çalışmalar ile doğrulandığında K_{II} değerinin etken parametre olduğu belirlenmiştir. K_{II} değerinin olması durumunda çatlak ilerle yönü θ açısının pozitif değerinin dikkate alınması gerektiği, negatif olması durumunda ise θ açısının negatif değerinin dikkate alınması gerektiği doğrulanmıştır. (Şekil 2.51)



Şekil 2.53. K_{II} değerinin çatlak yönüne etkisi (Fadhil, 2013)

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 Dişli Modelinin Oluşturulması

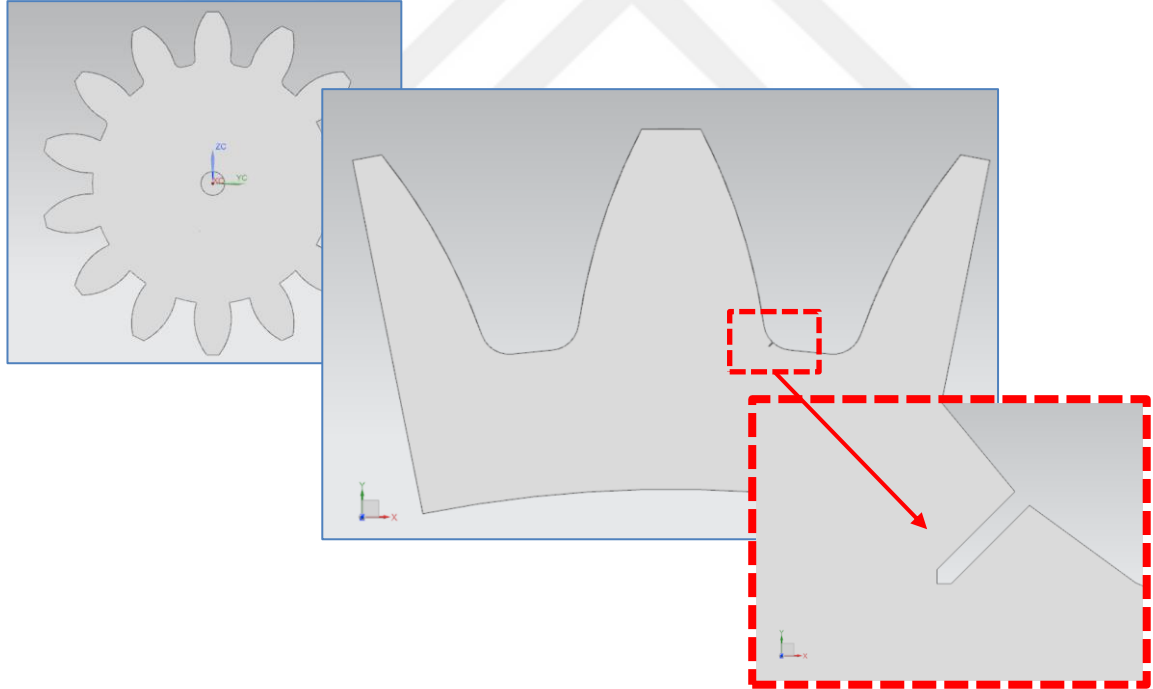
Bu bölümde analizlerde kullanılacak olan dişlilerin teknik özellikleri hakkında bilgi verilmiştir. Çatlak ilerleme analizleri Yük I ve Yük II dikkate alınarak yapılacağından seçilen geometri iki boyutlu (2B) olarak tasarlanmıştır ve düz evolvent dişli profili kullanılmıştır.

3.1.1 Evolvent Düz Dişli Geometrisi

Düz dişli çarkın temel büyüklükleri DIN 867' ye uygun olarak aşağıdaki formüllerle ifade edilmiştir. de düz dişli çarkın boyutları görülmektedir. (Şekil 2.2)

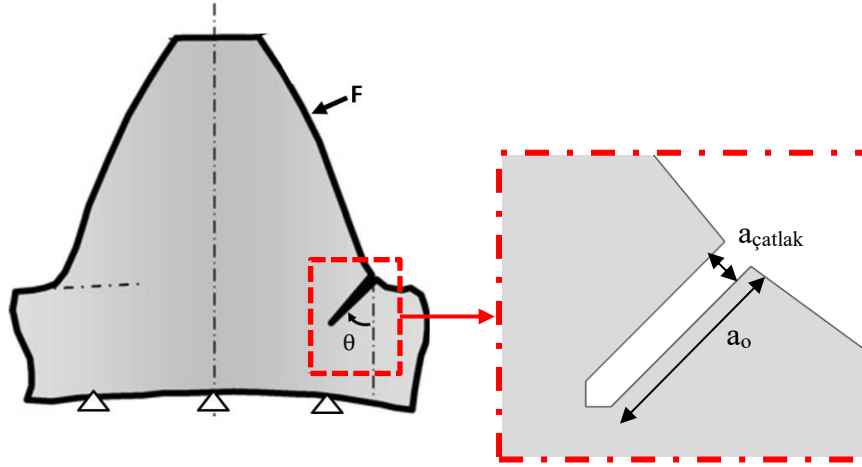
Geometrik özellikleri belli olan dişliler UG tasarım programında tasarlandı ve IGES formatına çevirilerek Ansys programına aktarıldı. Başlangıç çentik pozisyonuna göre altı farklı geometriye sahip CAD data hazırlandı.

Analizde mesh sayısını azaltarak analiz süresini optimize etmek amacıyla adına 2 yarım ve 1 tam olmak üzere dişli çarkın analiz için kullanılmayacak kısımları kesilerek atılmış ve analize dahil edilmemiştir.



Şekil 3.1. NX dişli tasarımı ve başlangıç çentiği

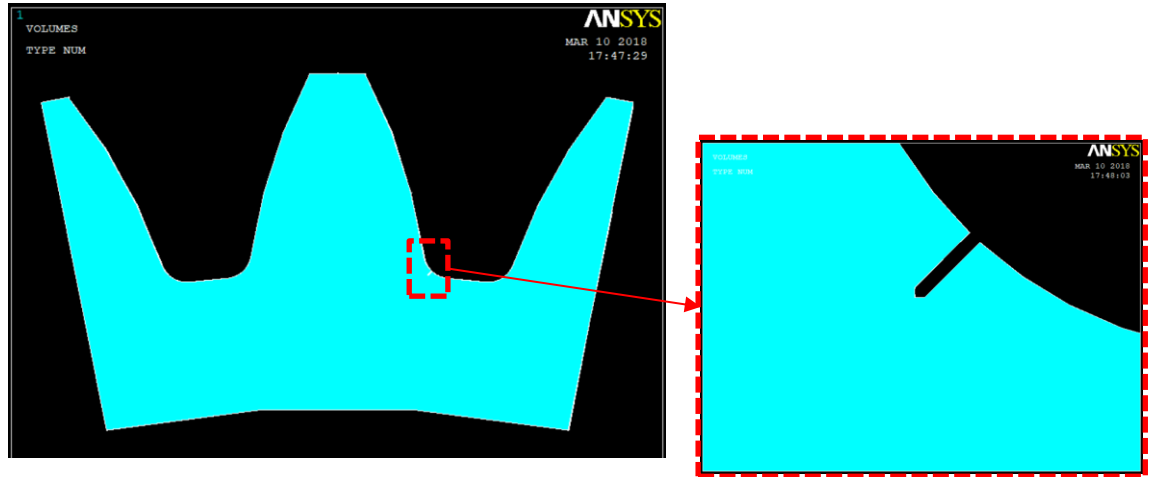
Dişli dibinde başlangıç çentiği:



Şekil 3.2. Başlangıç çentiğinin geometrik pozisyonu

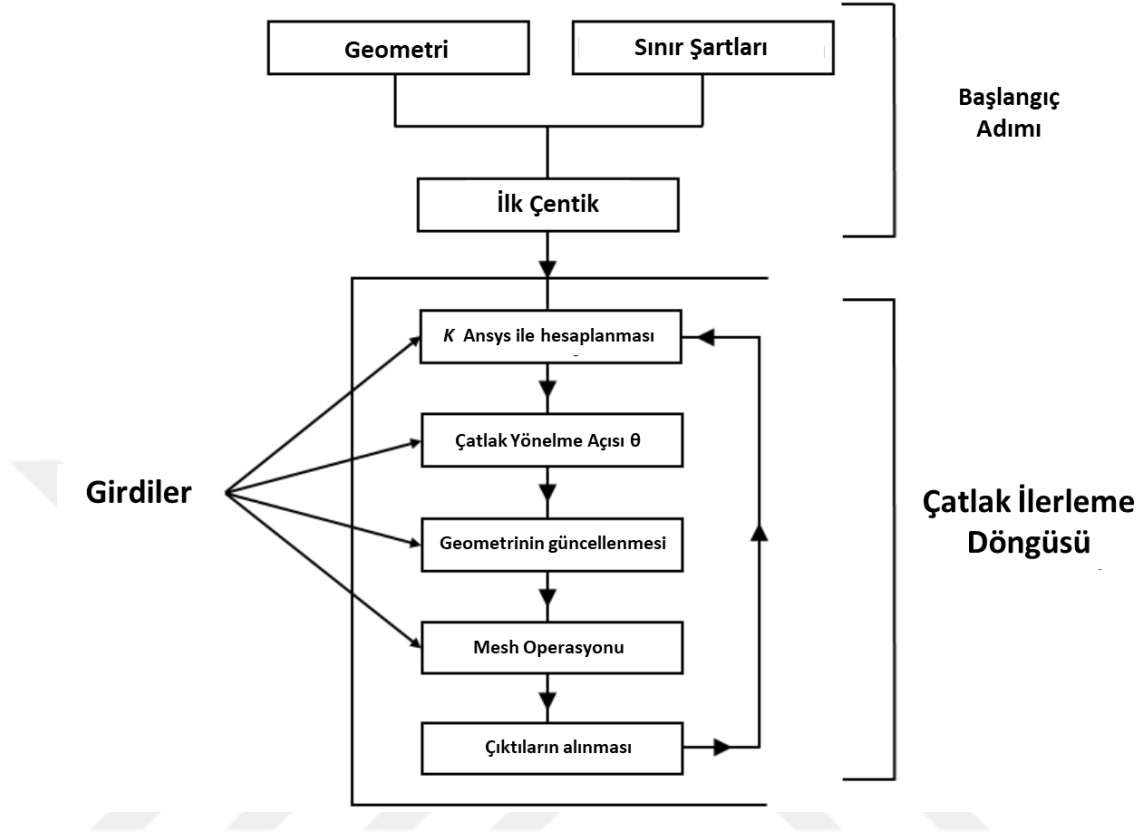
Çizelge 3. 1 Analizde kullanılacak olan dişlinin teknik özellik tablosu;

Özellik	Sembol	Değeri
Dişli Tipi		Standart evolvent düz dişli
Malzeme		42CrMo4
Elastisite modülü	E	$2,1 \times 10^5$ (N/mm ²)
Diş kalınlığı	b	20 (mm)
Basınç Açısı	α	20 (derece)
Diş dibi	h_f	1,4 m
Diş Üstü	h_a	1 m
Diş Sayısı	Z	14
Modül	m	4 (mm)
Göbek Çapı	ϕ_{int}	53 (mm)
Dişli üstüne gelen toplam yük	F	1000 (N)
Diş dibi radyusleri		0,3 M
Başlangıç çatlak genişliği	$a_{çatlak}$	0,4 (mm)



Şekil 3.3. Ansys programında dişli ve diş dibi çentiği

Bu bölümde diş dibi çatlak ilerleme FEM analizinin programlama detayları ve yapılacak örneklerin görselleştirilmesinden bahsedilecektir.

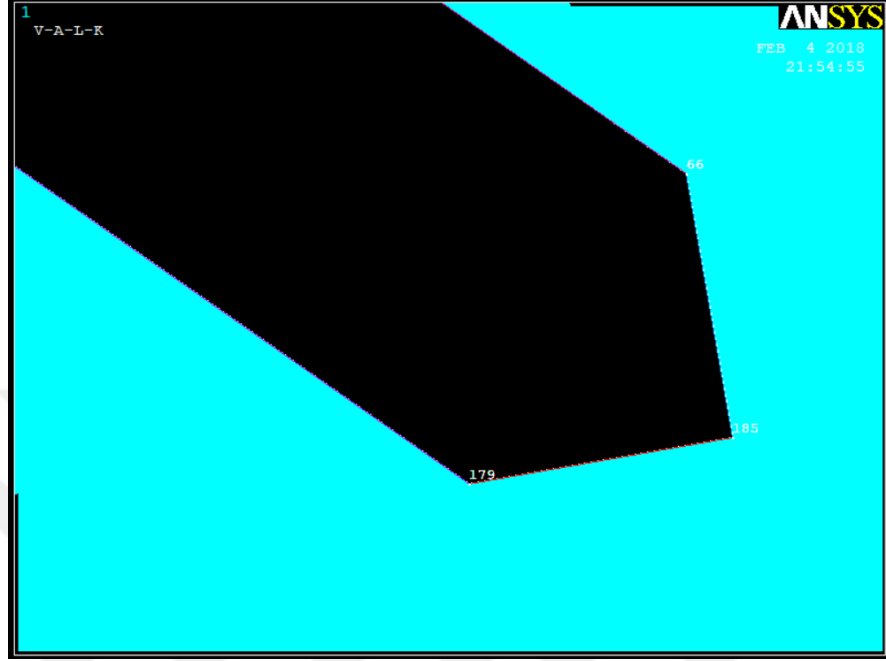


Şekil 3.4. APDL ansys çatlak ilerleme akış şeması

Ansys programı kullanılarak çatlak ilerleme yönü belirlenmesi ve geometrinin belirlenmesi adımları (Madenci ve ark. 2015):

- APDL, Preferences / Element Type/ Add bölümünden Solid/ 8 node 183 element tipi ve options kısmından K_I : Triangle, K_{III} : Plane Strain olarak seçilmiştir;
 - Main Menu > Preprocessor > Element Type > Add/Edit/Delete
- APDL, Preferences / Material Props/Material Models bölümü içinden malzeme tipi olarak Linear/Elastic/Isotropic seçilip, EX: 2.1E+005 ve PRXY: 0.3 olarak girilmelidir;
 - Main Menu > Preprocessor > Material Props > Material Models
- Açı olarak derece seçimi yapılır;
 - Utility Menu > Parameters > Angular Units
- Çatlak dibindeki tekil gerilim yoğunluğunu hesaplayabilmek üzere çatlak dibi keypoint185 (Şekil 2.29) yoğunlaştırılmış (konsantre) Mesh atılmalıdır. Mesh yoğunluğu çatlak genişliği $\times 0,8$ olarak belirlenmiştir (Jensen, 2015);

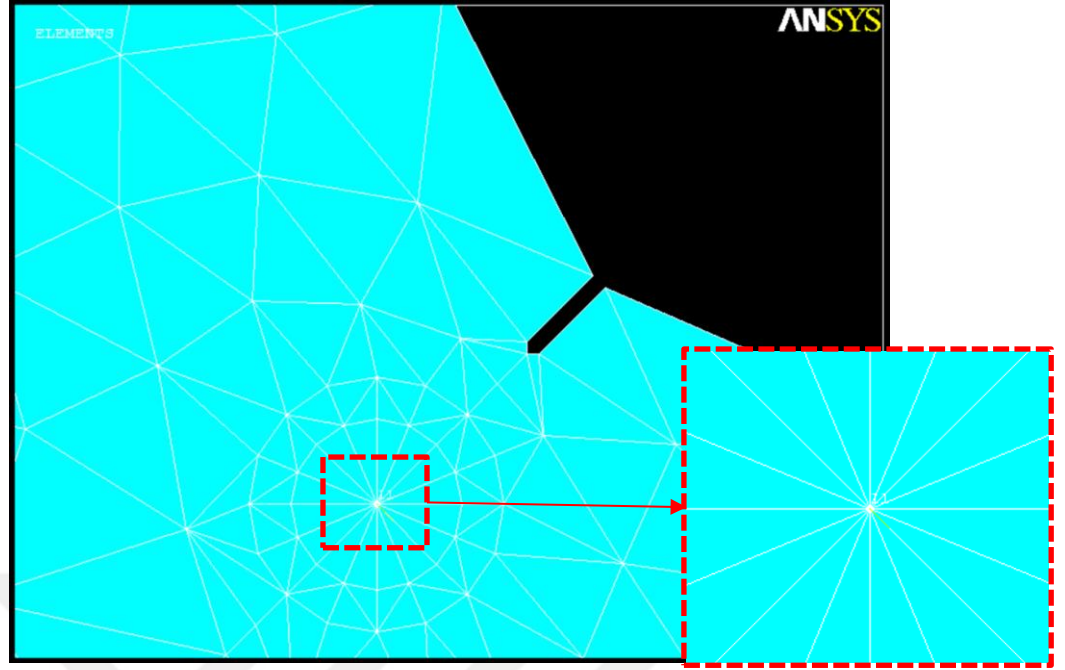
- Main Menu > Preprocessor > Meshing > Size Cntrl > Concentrat KPs > Create



Şekil 3.5. Çatlak dibi

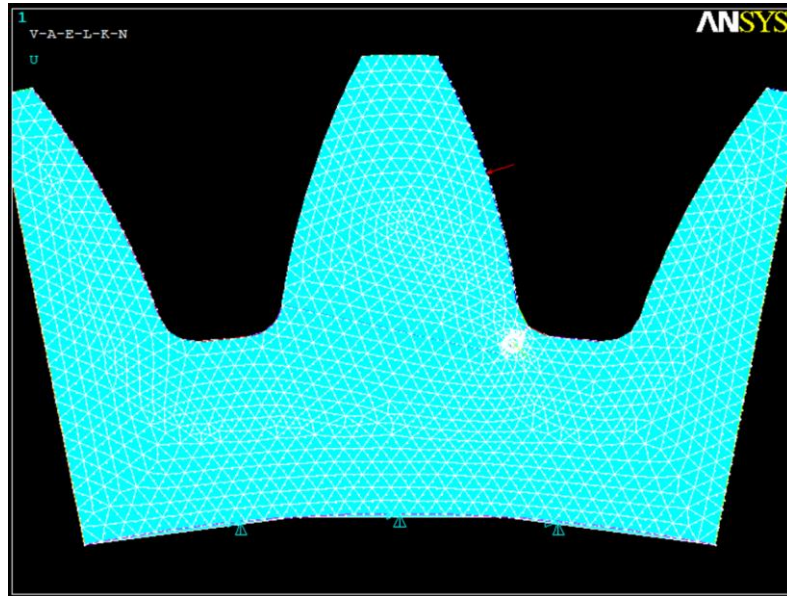
- Dişli geneli ve diş dibi çevresi mesh yoğunluğu çatlak genişliğinin 10 katı olarak belirlenmiştir;
 - Main Menu > Preprocessor > Meshing > Size Cntrl > ManualSize > Keypoints > All KPs
- Çatlak dibi mesh yoğunluğu geçişi için çatlak dibindeki noktalar geçiş mesh'i atılmıştır;
 - Main Menu > Preprocessor > Meshing > Size Cntrl > ManualSize > Keypoints > Picked KPs
- Mesh yoğunluk değerleri tanımlandıktan sonra mesh operasyonu tamamlanmıştır;
 - Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh > Areas > Free
- Aktif koordinat sistemi x eksenini çatlak ilerleme yönüne paralel olacak şekilde tanımlanır ve çatlak analizi için local bir koordinat sistemi oluşturulur;
 - Utility Menu > WorkPlane > Local Coordinate Systems > Create Local CS > By 3 Keypoints
 - Oluşturulan yeni local koordinat sistemi bir sonraki çatlak merkezinde bulunmalı ve çatlak ve X eksenini çatlak yüzeylerine paralel olmalıdır.

Not. Aktif koordinat sistemi local çatlak merkezine taşındığı için yeni atılacak nokta ya da benzeri geometric çalışmalarda bu durum dikkate alınmalıdır (Şekil 3.7).



Şekil 3.6. Yeni çatlak merkezine tanımlanmış local koordinat sistemi

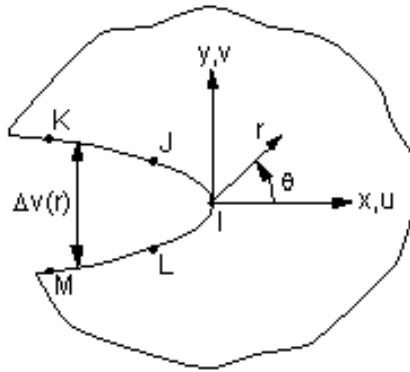
- Dışlı göbek yüzeylerinden sabitlenir;
 - Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Structural > Displacement > On Lines
- Dış başma yüzeyinde 1000N'luk bir yuk uygulanır;
 - Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Structural > Pressure > On Lines



Şekil 3.7. Sınır şartları ve yüklerin belirlenmesi

- Analizin çözdürülmek üzere koşturulması;

- Main Menu > Solution > Solve > Current LS
- Gerilme şiddet faktörlerinin hesaplarında oluşturulan local koordinat sisteminin kullanılabilmesi için;
 - Main Menu > General Postproc > Options for Outp
- Çatlak dibindeki yüzeylerinin programa tanıtılması amacıyla ilgili Mesh Node'ların seçilmesi Şekil 3.9'da gösterildiği gibi node'lar sırayla I, J, K, L, M olarak seçilmelidir.)
 - Main Menu > General Postproc > Path Operations > Define Path > By Nodes



Şekil 3.8. Çatlak dibindeki Node'ların belirlenmesi (Kumar, 2012)

- Gerilme şiddet faktörlerinin hesaplanması;
 - Main Menu > General PostProc > Nodal Calcs > Stress Int Factr

```

KCALC Command
File
**** CALCULATE MIXED-MODE STRESS INTENSITY FACTORS ****
ASSUME PLANE STRAIN CONDITIONS
ASSUME A FULL-CRACK MODEL (USE 5 NODES)
EXTRAPOLATION PATH IS DEFINED BY NODES:      18      48      47      521      522
WITH NODE      18 AS THE CRACK-TIP NODE
USE MATERIAL PROPERTIES FOR MATERIAL NUMBER      1
EX = 0.30000E+08  NUXY = 0.30000  AT TEMP = 0.0000
**** KI = 139.48 , KII = 70.699 , KIII = 0.0000 ****

```

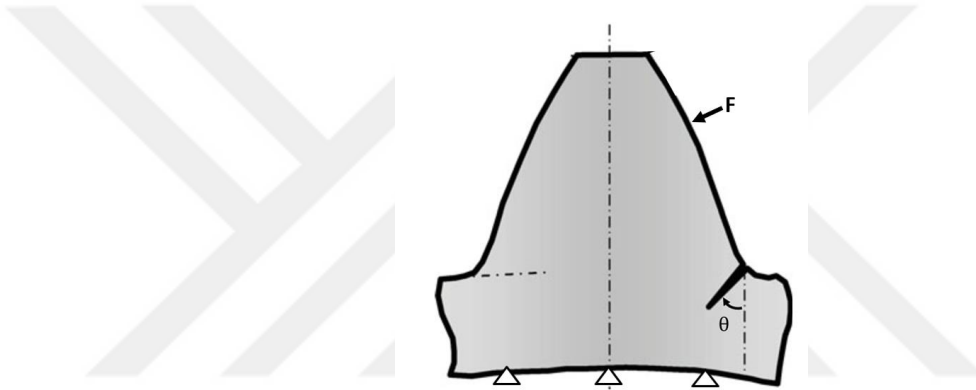
Şekil 3.9. Gerilme şiddet faktörü

4. BULGULAR

Bu bölümde başlangıç çatlaklarının gerilme şiddeti faktörüne etkisinin karşılaştırılması ve sonuçların değerlendirilmesine, farklı basınç açılarına sahip dişlilerin aynı yük ve açı altında gerilme şiddeti faktörlerinin karşılaştırılması ve sonuçlarının değerlendirilmesine ve çatlak açısı ve dişli göbek çapının çatlak ilerleme yönüne etkileri yer verilmiştir.

Başlangıç Çatlak Açısının Gerilme Şiddet Faktörüne Etkisinin İncelenmesi

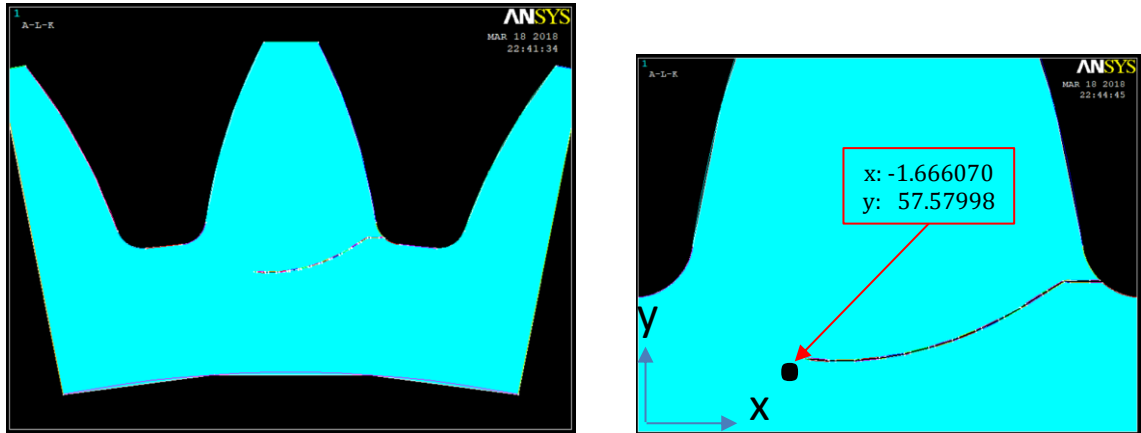
Dişli çatlak problemlerinde ilk çatlakın oluştuğu bölge ve oluştuğu açı çatlakın ilerlemesindeki ana parametrelerdir, bu çerçevede genellikle başlangıç çatlak konumu dişlilerde en çok kırılma ve çatlakların oluştuğu diş dibi radyüs bölgesi seçilmiştir. Analizde diş gibi çatlak bölgesi sabit tutulurken, çatlak başlangıç açısı değiştirilerek gerilme şiddet faktörleri hesaplanmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir.



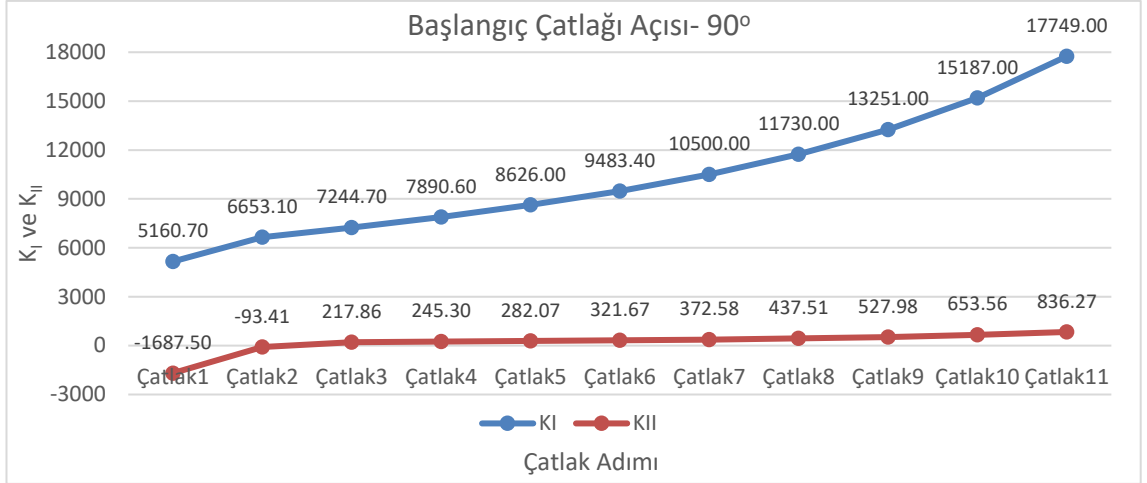
Şekil 4.1. Başlangıç çatlak

Analizlerde başlangıç θ açısı 90° , 45° , 0° olarak belirlendi ve dişli basınç açısı $20^\circ - 20^\circ$ ve $20^\circ - 30^\circ$ derece olmak üzere çatlak ilerleme analizleri yapıldı.

Basınç açısı $20^\circ - 20^\circ$ dişlide 90° 'lik başlangıç açılı çatlakın 11 adımlı ilerleyişi:



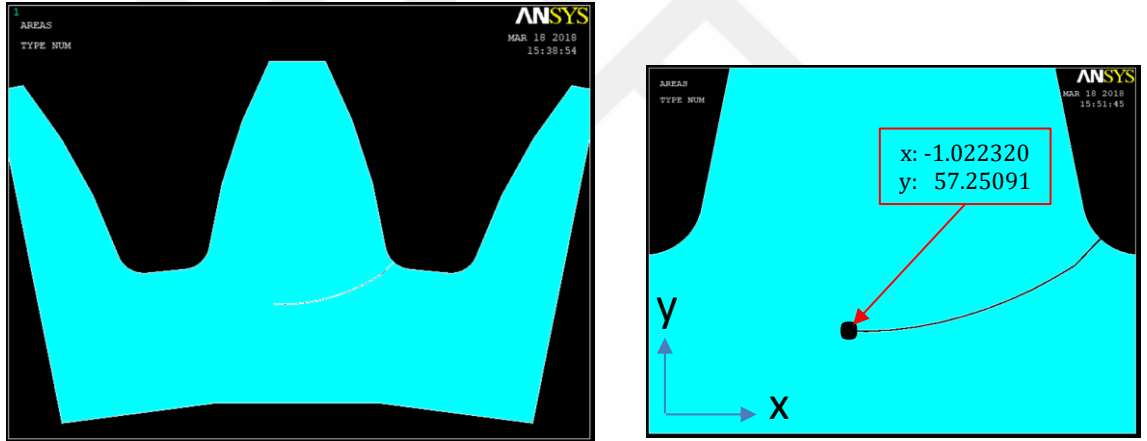
Şekil 4.2. Basınç açısı $20^\circ - 20^\circ - 90^\circ$ başlangıç çatlak



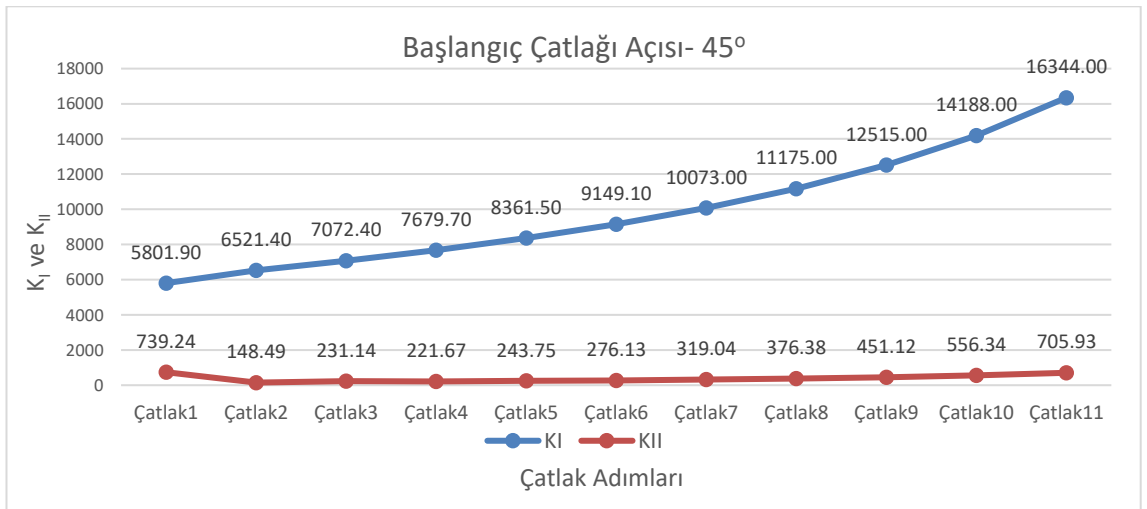
Şekil 4.3. 90° çatlak açısı ile K_I- K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri

11 adımlı çatlak ilerleme analizi sonrasında K_I değeri 17749, K_{II} değeri 836.27 değerini görmüştür.

Basınç açısı 20°-20° dışı 45°'lik başlangıç açılı çatlakın 11 adımlı çatlak ilerleyişi:

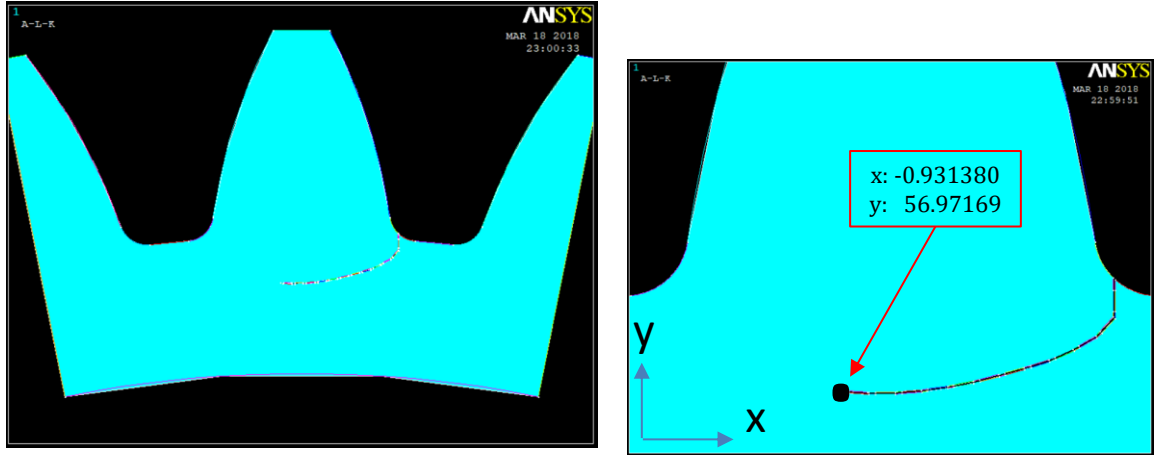


Şekil 4.4. Basınç açısı 20°-20° - 45° başlangıç çatlak

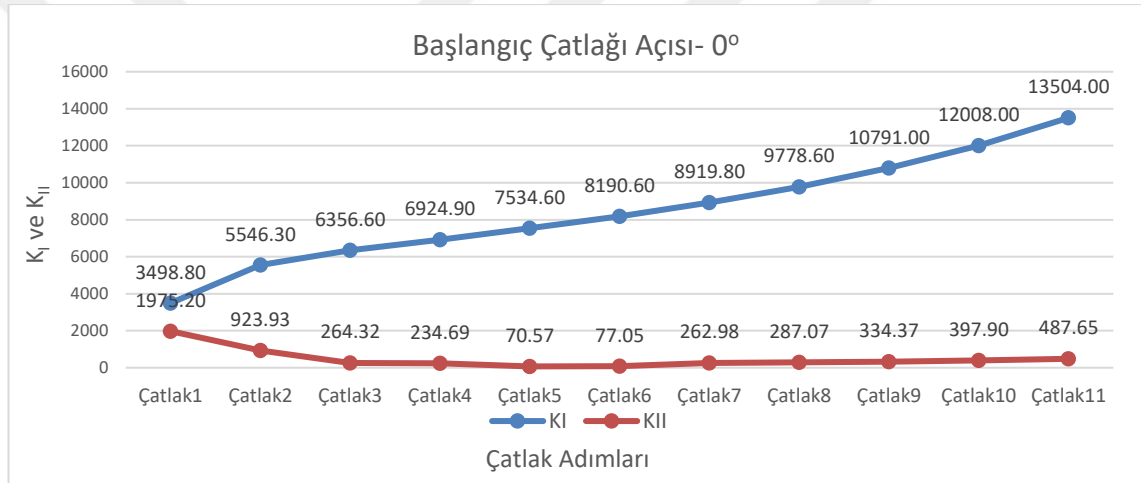


Şekil 4.5. 45° çatlak açısı ile K_I- K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri

Basınç açısı 20°-20° M4 dişlide 0°'lik başlangıç açılı çatlak 11 adımlı çatlak ilerleyişi:



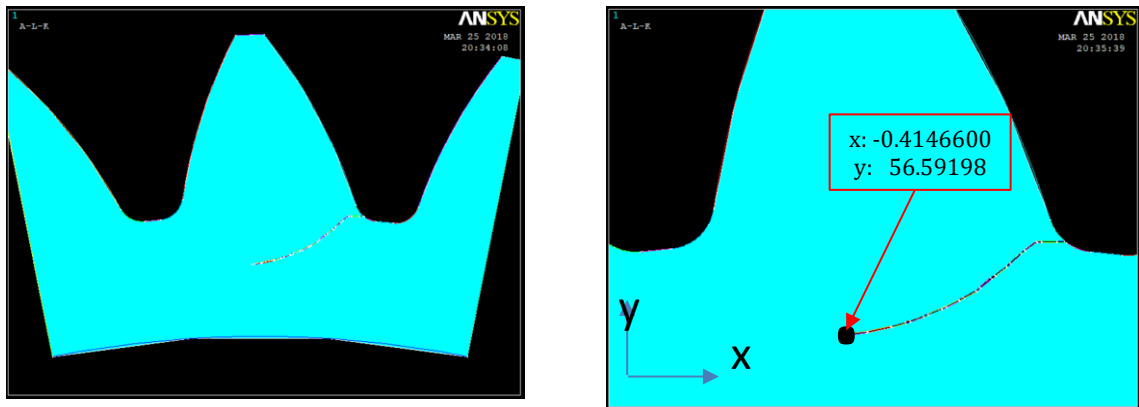
Şekil 4.6. Basınç açısı 20°-20°- 0° başlangıç çatlak



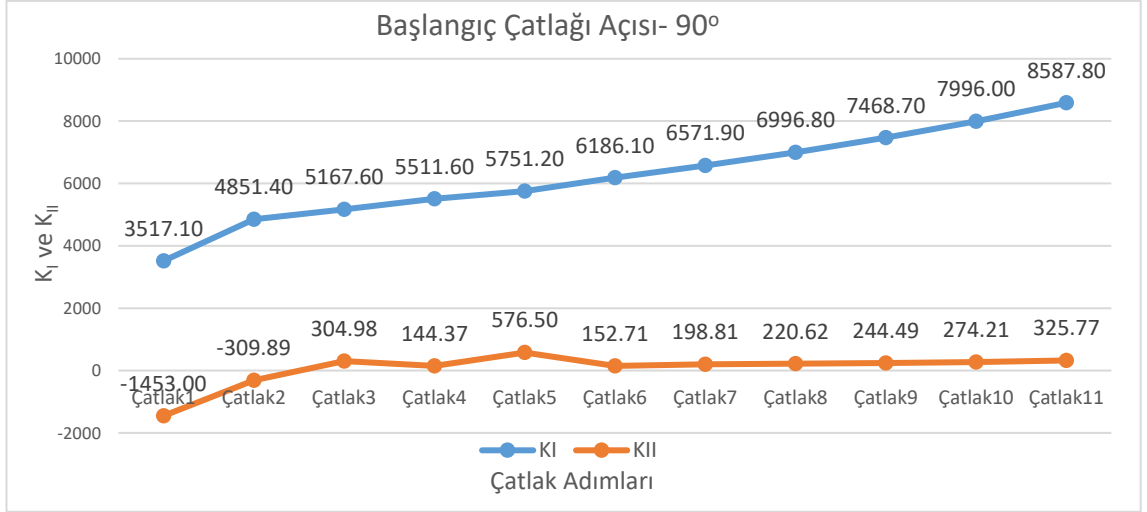
Şekil 4.7. 0° çatlak açısı ile K_I- K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri

11 adımlı çatlak ilerleme adımı sonucunda K_I, 13504 değerine ulaşırken K_{II} değeri 487,65 değerlerinde kalmıştır.

Basınç açısı 20°-30° dişlide 90°'lik başlangıç açılı çatlak 11 adımlı çatlak ilerleyişi:



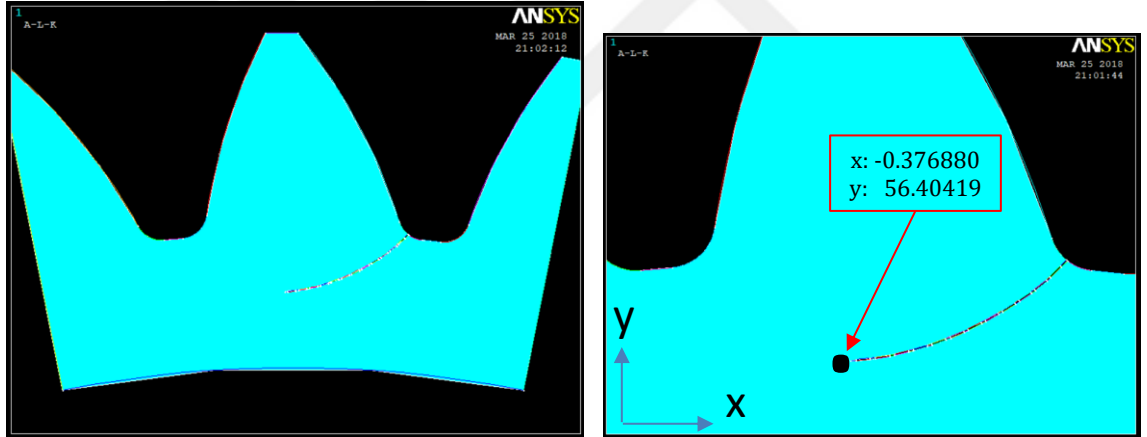
Şekil 4.8. Basınç Açısı 20°-30° - 90° başlangıç çatlak



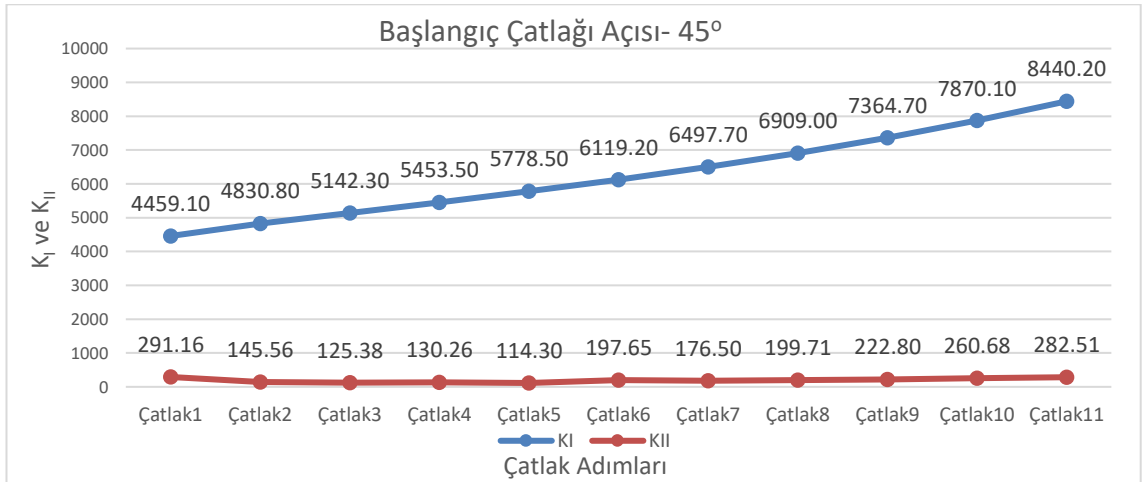
Şekil 4.9. 90° çatlak açısı ile K_I- K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri

11 adımlı çatlak analizi sonrasında K_I değeri 8587.80 değerine ulaşırken K_I değeri 325.77 değerine ulaşmıştır.

Basınç açısı 20°-30° M4 dişlide 45°'lik başlangıç açılı çatlakın 11 adımlı çatlak ilerleyişi:



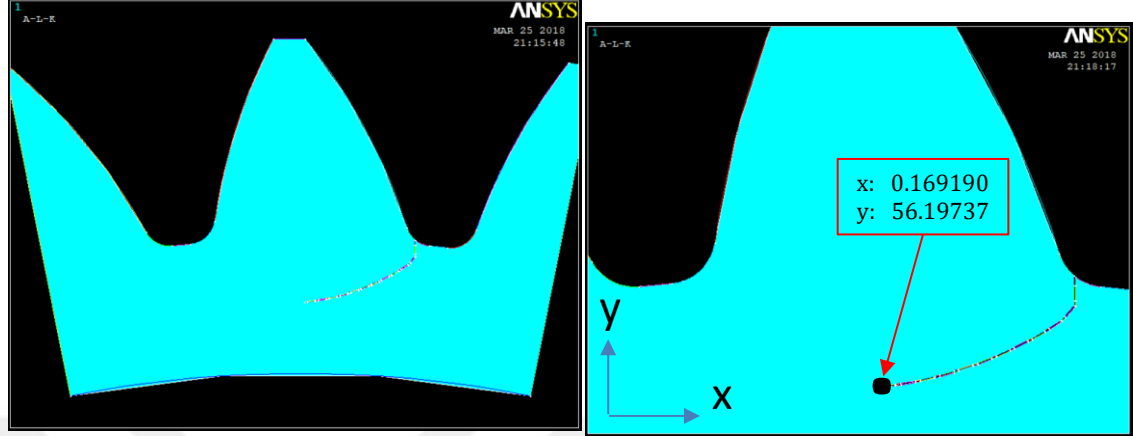
Şekil 4.10. Basınç açısı 20°-30°- 45° başlangıç çatlak



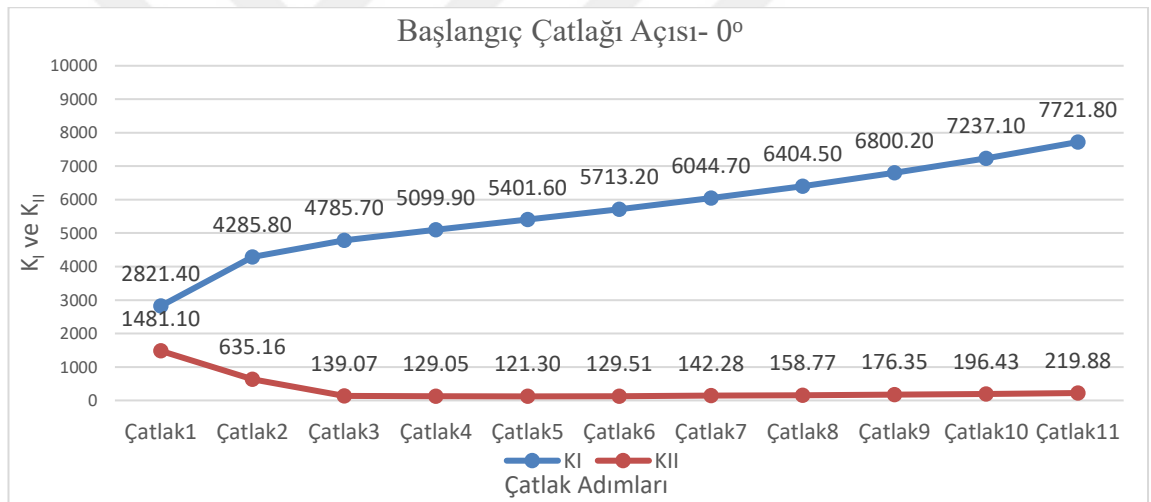
Şekil 4.11. 45° çatlak açısı ile K_I- K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri

11 adımlı çatlak analizi sonrasında K_I değeri 8440.2 değerine ulaşırken K_{II} değeri 282.51 değerine ulaşmıştır.

Basınç açısı 20° - 30° dışı 0° 'lik başlangıç açılı çatlakın 11 adımlı çatlak ilerleyişi:



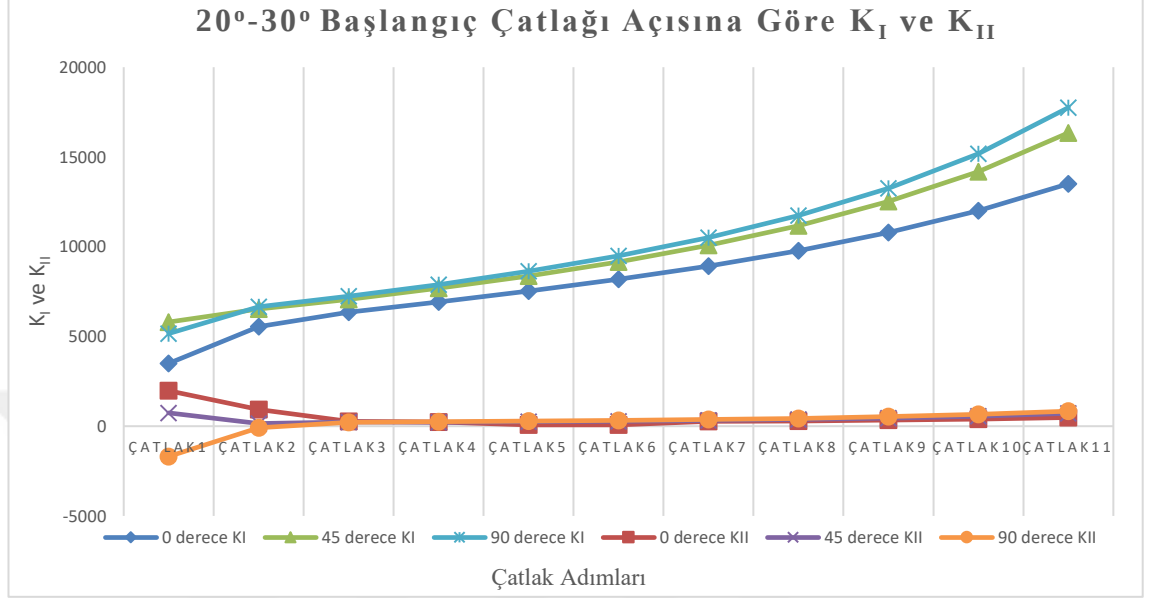
Şekil 4.12. 0° çatlak açısı ile K_I - K_{II} gerilme şiddet faktörleri



Şekil 4.13. 0° çatlak açısı ile K_I - K_{II} gerilme şiddet faktörleri eğrileri

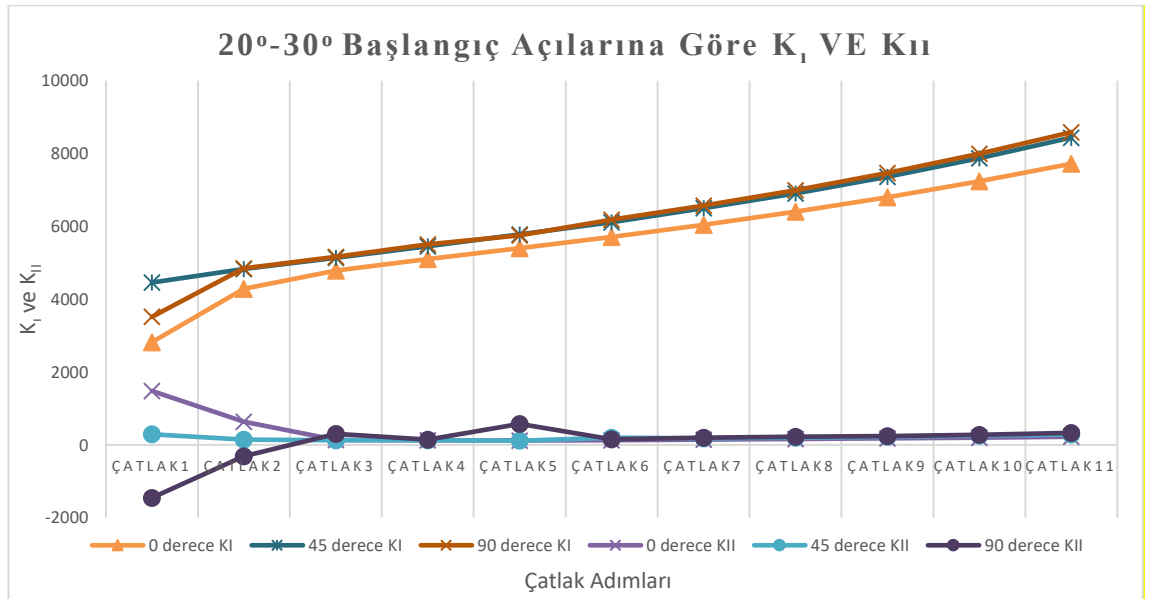
11 adımlı çatlak analizi sonrasında K_I değeri 7721.80 değerine ulaşırken K_{II} değeri 219.88 değerine ulaşmıştır.

20°-20° dişli basınç açılı 11 adımlı çatlak analizinin farklı çatlak başlangıç açılarına göre karşılaştırması:



Şekil 4.14. 20°-20° dişli basınç başlangıç başlangıç çatlağı açısına göre K_I ve K_{II} karşılaştırması

20°-30° dişli basınç açılı 11 adımlı çatlak analizinin farklı çatlak başlangıç açılarına göre karşılaştırması:



Şekil 4.15. 20°-30° dişli basınç başlangıç çatlağı açısına göre K_I ve K_{II} karşılaştırması

Numerik Yöntemler ile elde edilen K_I ve K_{II} gerilme şiddet faktörlerinin, ansys programının elde ettiği gerilme şiddet faktörleri ile karşılaştırıldığında sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanan değerler ile Paris-Erdoğan denklem 2.49 ve denklem 2.50 ile karşılaştırıldığında maksimum %3 civarında farklılık olduğu çözümlerin teori ile uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

Basınç açısı 20° - 20° dışı 90° 'lik başlangıç açılı çatlakın K_I ve K_{II} değerlerinin Paris Erdoğan gerilme şiddeti teorisi formülleri ile karşılaştırılması

Çizelge 4.1 FEA analizleri ve analitik yöntemlerin karşılaştırılması

	FEM		Analitik		FEM ve Analitik Arası Fark	
	K_I	K_{II}	K_I	K_{II}	% K_I	% K_{II}
Çatlak1	5160,70	1687,50	5065,54	1745,48	1,88	-3,32
Çatlak2	6653,10	-93,41	6617,92	-90,76	0,53	2,92
Çatlak3	7244,70	217,86	7199,07	-227,08	0,63	4,06
Çatlak4	7890,60	245,30	7835,29	-252,87	0,71	2,99
Çatlak5	8620	282,07	8557,37	-288,73	0,80	2,31
Çatlak6	9483,40	321,67	9397,47	-327,62	0,91	1,82
Çatlak7	10500	372,58	10391,65	-378,91	1,04	1,67
Çatlak8	11730	437,51	11590,04	-444,96	1,21	1,67
Çatlak9	13251	527,98	13067,66	-537,97	1,40	1,86
Çatlak10	15187	653,56	14942,53	-668,52	1,64	2,24
Çatlak11	17749	836,27	17414,49	-859,89	1,92	2,75

5. SONUÇ

Bu tez kapsamında evolvent dişli dibinde oluşturulan bir çatlakın ilerleyişi ve bu ilerleyişi sırasındaki gerilme şiddet faktörünün farklı geometrilere göre ve başlangıç çatlakının açıl pozisyonuna göre değişimi incelendi ve çatlak ilerlemesi Paris-Erdoğan metodu kullanılarak tahmin edilmeye çalışıldı.

Gerilme şiddet faktörü kullanımı sırasında Ansys programının içinde gömülü kırılma mekaniği modülü kapsamında her bir çatlak adımı için gerilme şiddet faktörleri Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılarak hesaplandı. Başlangıç çatlakına göre elde edilen gerilme şiddet faktörü ve ilk çatlakın pozisyonuna göre Paris-Erdoğan metodunda belirtilen numerik yöntemler kullanılarak çatlak yönü tayini yapıldı ve sonraki her bir çatlak adımı için benzer bir yöntem kullanıldı. Tekrarlı analizler ile çatlak ilerleme yörüngesi incelendi. Ayrıca sonlu elemanlar yönteminde elde edilen değerler Paris-Erdoğan gerilme şiddeti belirleme formülleri ile karşılaştırıldı, maksimum %3 düzeyinde farklılık görüldü. Bu da çözümleri teorile örtüştüğünü ispatlamaktadır.

Analizlerde üç farklı başlangıç çatlak açısı ve iki farklı dişli basınç açısında 11 çatlak adımlı sonlu elemanlar analizi kullanılarak yapılan çatlak ilerleme analizi ve gerilme şiddet faktörleri değerleri incelendiğinde;

0°, 45°, 90° olarak üç farklı başlangıç çatlak açısına göre gerilme şiddet faktörleri incelendiğinde θ açısı arttığında çatlak dibine gelen kesme ve kayma yüklerinin arttığını ve buna bağlı olarak gerilme şiddet faktöründe arttığı tespit edilmiştir.

Dişli basınç açısını gerilme şiddet faktörü etkisini üzerindeki etkisinin incelenmesi için bir önceki analizdeki dişli basınç açısı 20°-20° olan çalışmaya ek olarak basınç açısı 20°-30° (30° basınç açısı kuvvet yönünde uygulanmıştır)

- 20°-20° ve 20°-30° basınç açılı dişlilerin çatlak ilerleme davranışları incelendiğinde her aralarında küçük farklılıklar olmasına rağmen 11 adımlı çatlak ilerleme analizi sonrasında dişli göbeğine doğru ilerlemedikleri diş kırma yönünde çatlak ilerleme davranışı gösterikleri tespit edildi.
- 20°-20° ve 20°-30° basınç açılı dişlilerin K_I ve K_{II} gerilme şiddet faktörleri incelendiğinde 20°-20° gerilme şiddet faktörlerinin 20°-30° gerilme şiddet faktörlerine göre daha yüksek seviyelerde olduğu tespit edildi.

Gerilme şiddet faktörlerinin çatlak dibi gerilimlerinden, çatlak pozisyonu değişiminden el edilen düşünülürse aynı miktarda yük altında 20°-20° basınç açılı 20°-30° basınç açılı dişlere oranla diş gibi çatlaklarına daha yüksek gerilim geldiği tespit edildi.

Sonuç olarak simetrik diş profiline sahip dişlilerin asimetrik diş profiline sahip dişlilere göre eşit yük altında diş dibi gerilimlerinin daha yüksek olduğu ve yük altında diş kırılmasına daha yakınlık olduğu tespit edilmiştir. Bu bilgiler doğrultusunda dişli boyutlarını değiştirmeden diş profilini asimetrik seçerek dişlilerin daha yüksek gerilmeler altında kullanılabileceği tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

Anonim, 1966. AGMA standard no. 215-01.

Anonim, 1983. In 6336/1, ISO/DIS: Calculation of load capacity of spur and helical gears, pp: 74-80.

Anonim, 1987. DIN 3990: Calculation of load capacity of cylindrical gears.

Anderson, T. 2005. Fracture mechanics, fundamentals and applications. New York, USA, pp: 43-66.

Babalık, F. 2008. Makine elemanları ve konstrüksiyon örnekleri, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara, 701 s.

Choi, S. 2007. Practical gear crack prognosis via gear condition index fusion gear dynamic simulator and fast crack growth model. *Journal of Systems and Control Engineering*, 221: 465-473.

Delhi, G. 2012. Construction of involute gear tooth. <http://nptel.ac.in/courses/116102012/40-> (Erişim Tarihi: 05.04.2018).

Doğan, Yılmaz, Karpat, O., 2014. Farklı parametrelere sahip evolvent düz dişli çarkların sonlu elemanlar yöntemi ve grafik metot ile gerilme analizi. Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Görükle Kampüsü, Bursa, Türkiye.

Endüstri, C. 2016. İç ve dış dişliler. <http://www.cifciler.com/icvedis.html>- (Erişim tarihi: 14.04.2018)..

Erdogan, F. 1963. On the crack extension in plates under plane loading and transverse shear. Lehigh University, Bethlehem, USA.

Erdoğan, M. 2014. Düz dişli çark hasar analizi. Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Müh. Böl., Afyonkarahisar.

Errichello, R. 1992. Handbook of case histories in failure analysis. ASM International, USA, pp: 23-26.

Fadhil, M. 2013. Crack path prediction of gear tooth with different pressure angles. Petroleum Engineering Department, Faculty of Engineering, Koya University, Erbil, Iraq.

Flaşker, J. 1995. Applying numerical methods for determining the service life of gears. Faculty for Natural Sciences and Mathematics, University of Maribor.

Glodez, S. 2002. A computational model for determination of service life of gears. University of Maribor, Faculty of Mechanical Engineering, Smetanova 17, 2000 Maribor, Slovenia.

- György, H. 2017.** Grabcad-spur gear drawing. <https://grabcad.com/tutorials/how-to-create-spur-gear-in-siemens-nx>. (Erişim Tarihi: 02.03.2018).
- Heinstein, M. W., Mello F. J., Attaway W. S., Laursen A. T. 2004.** Contact-impact modeling in explicit transient dynamics. Engineering Mechanics and Material Modeling Department, Sandia National Laboratories, Sandia Corporation, Albuquerque, NM 87185-0443, USA.
- Jensen, B. E. 2015.** Numerical analysis of crack propagation and lifetime estimation. M.Sc. Master Thesis, Aalborg University Esbjerg, Institut for Byggeri og Anlæg, Esbjerg, Denmark.
- Karpat, F. 2005.** Asimetrik evolvent diş sahip düz dişli çarkların analizi. *Doktora Tezi*, Uludağ Üniversitesi, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Bursa.
- Kaymaz, İ. 2006.** Dişli çarklar, helisel dişli çarklar. http://www.erkurum.edu.tr/Content/Yuklemeler/Personel/Irfan_KAYMAZ/helisel_disli_cark6812.pdf (Erişim tarihi: 16.04.2018).
- Kumar, A. 2012.** Spur gear crack propagation path analysis using finite element method. International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists. Hong Kong.
- Lewicki, G. 1995.** Crack propagation studies to determine benign or catastrophic failure modes for aerospace thin-rim gears. *Ph.D. Thesis*, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Case Western Reserve University, USA.
- Madenci, E. Guven, I., 2015.** The finite element method and applications in engineering using ansys. Tuscon, Arizona USA, pp: 300-412.
- Norton, R. 2006.** Machine Design: An integrated approach, 3rd Ed, Pearson/Prentice-Hall, ISBN 0-13-148190-8, USA.
- Podrug, S. Glodez, S., Jelaska, D., 2009.** Numerical Modelling of Crack Growth in a Gear Tooth Root. *Journal of Mechanical Engineering*, 57(2011)7-8: 579-586.
- Qin, W., Guan, C.Y. 2014.** An investigation of contact stresses and crack initiation. *International Journal of Mechanical Sciences*, 83: 96–103.
- Sharon, E. 1995.** Local crack branching as a mechanism for instability in dynamic fracture. *ASP Physics Journals*, 19-74: 5096-5099.
- Stephens, R. 2001.** Metal fatigue in engineering. Canada, 175 pp.
- Sun, C.T., Jin, Z.H. 2012.** Fracture mechanics. School of Aeronautics and Astronautics, Purdue University, West Lafayette, Indiana, pp:11-121.

- Temiz, V. 2016.** Konik dişliler, [http://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Konik%20 disliler.pdf](http://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Konik%20disliler.pdf) - (Erişim tarihi: 16.04.2018).
- Ümütlü, R. C. 2016.** Fault diagnosis of a power transmission system using artificial neural networks. The Graduate School of Natural and Applied Sciences Department of mechatronics Engineering, Dokuz Eylul University, Izmir, Turkey.
- Walker, H. 1938.** Gear tooth deflection and profile modification. Engineer. 166, USA, pp: 409-412.
- Wikipedia. 2018.** Finite element method. <http://www.wiki-zero.com/index.php?q=aHR0cHM6Ly9lbi53aWtpcGVkaWEub3JnL3dpa2kvRmluaXRlX2VsZW1lbnRfbWV0aG9k> - (Erişim tarihi: 19.04.2018).
- Yıldız, S. 2015.** Dişli çarklarda bilgisayar destekli gerilme analizleri. *Yüksek Lisans Tezi*, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yıldız Teknik Üniversitesi, F.B.E Konstrüksiyon Anabilim Dalı, İstanbul, Türkiye.
- Yılmaz, T. G. 2015.** Dişli çarkların bilgisayar destekli tasarımı. *Yüksek Lisan Tezi*, Uludağ Üniversitesi, U. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Bursa, Türkiye.
- Zouari, S., Maatar, M., Fakhfakh, T. 2010.** Following spur gear crack propagation in the tooth foot. ASM International, 19 January, 2010, Almere, Holland.

ÖZGEÇMİŞ

Aykut Kundi
aykutkundi@gmail.com
05496948959
Görükle- Nilüfer Bursa

Eğitim:

Lisans :

Uludağ Üniversitesi- Makine Mühendisliği (2007-2013)

Yabancı Diller :

İngilizce (İleri)

İtalyanca (İleri)

Bilgisayar Deneyimi:

MSC Office Programlar (İleri)

UG UNIGRAPHICS (İleri)

Çalıştığı İşler:

Mart 2016- Devam Ediyor

Tofaş Otomobil Fabrikası / Kalite Mühendisi

- Fonksiyonel Diyagnoz uzmanı olarak şasi problemleri ile ilgili tanı koyma işlerinin yönetimi
- Fabrika içi bitmiş ürün olan araçların kalite problemlerinin çözülmesi için ilgili birimlerin yönlendirilmesi

Şubat 2013 -Mart 2016

Tofaş Otomobil Fabrikası / Ar-Ge Mühendisi

- Araç gelişme projelerinde motor boşluğu parçalarının sanal ortamda tasarlanması
- Araç geliştirme projelerinde prototip araçların üretilmesi ve üretim şartlarına hazırlanması