T.C.

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SONLU ELEMANLAR DESTEĞİ İLE KIRILMA TOKLUĞUNUN ELDE EDİLMESİ

Devran ABACI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Tez Yöneticisi
Yrd. Doç. Dr. Nusret MEYDANLIK

2012, Edirne

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SONLU ELEMANLAR DESTEĞİ İLE KIRILMA TOKLUĞUNUN ELDE EDİLMESİ

Devran ABACI

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

Bu tez 19/01/2012 tarihinde Aşağıdaki Jüri Tarafından Kabul Edilmiştir.

Yrd.Doç.Dr. Nusret MEYDANLIK Yrd.Doç.Dr. Vedat TAŞKIN Yrd.Doç.Dr. Kenan KARAÇAVUŞ

ÖZET

SONLU ELEMANLAR DESTEĞİ İLE KIRILMA TOKLUĞUNUN ELDE EDİLMESİ

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Bu çalışmada 1.2210 115CrV3 çeliğinin kırılma tokluğu değerleri çevresel çentikli dairesel çubuk (ÇÇDÇ) numuneleri kullanılarak deneysel olarak bulunmuş. Daha sonra ANSYS yazılımı ile sonlu elemanlar desteği kullanılarak hesap edilen kırılma tokluğu değerleri ile karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın ilk bölümünde konu ile ilgili genel bilgi verilmiş ardından kırılma mekaniğinin gelişimine değinilmiştir. İkinci bölümde kırılma mekaniği teorisi bahsedilmiş, üçüncü bölümde kırılma türleri anlatılmıştır. Dördüncü bölümde kırılma tokluğu değerlerinin nasıl elde edildiği, standart kırılma tokluğu deneylerinden ve ÇÇDÇ numune kullanılarak yapılan deneylerin faydalarından söz edilmiştir.

Çalışmanın beşinci bölümünde ÇÇDÇ numune kullanarak yaptığımız deneyler ve aşamaları anlatılmış, malzemenin kırılma tokluğu değerleri bulunmuştur. Altıncı bölümde ANSYS yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi ile ÇÇDÇ numune modellenerek analizler yapılmış ve kırılma tokluğu değerleri hesaplanmıştır. Son olarak deneysel olarak bulduğumuz ve sonlu elemanlar desteği ile hesapladığımız kırılma tokluğu değerleri yorumlanmış ve karşılaştırılmalı olarak sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: Kırılma mekaniği, Kırılma tokluğu, Çevresel çentikli dairesel çubuk, Sonlu elemanlar metodu, ANSYS.

ABSTRACT

DETERMINATION OF THE FRACTURE TOUGHNESS BY FINITE ELEMENT METHODS

Trakya University, Graduate School of Natural and Applied Sciences, Department of Mechanical Engineering.

In this research fracture toughness values of 1.2210 115CrV3 steel were found by use of circumferentially cracked round bar(CCRB) specimens.. Afterwards, they were compared with the values found through ANSYS via use of finite element support.

In the first chapter of the research there is general introductory knowledge on the subject and fracture mechanics. The second chapter focuses on the theory of fracture mechanics; third chapter explains varieties of fracture. The fourth chapter then explains how fracture toughness values were acquired and standard fracture toughness experiments as well as the benefits of experiments that are carried out by using circumferentially cracked round bar CCRB specimes.

In the fifth chapter, it has been explained the phases of experiments using circumferentially cracked round bar, and the fracture toughness values were found. Chapter sixth reveals the calculations of fracture toughness values and analyses of finite element method experiments using ANSYS application on CCRB samples. In conclusion, the fracture toughness values found through experiments and finite element method calculations were interpreted and revealed in comparatively.

Key words: Fracture mechanics, Fracture toughness, Circumferentially cracked round bar, Finite element method, ANSYS.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın ortaya çıkarılması ve yürütülmesi esnasında destek ve yardımları için başta Sayın Yrd.Doç.Dr. NUSRET MEYDANLIK olmak üzere bölümümüz öğretim üyelerine teşekkür ederim.

Çalışmalarım esnasında yaptığımız deneylerde katkılarını esirgemeyen Sayın Yrd.Doç.Dr. VEDAT TAŞKIN' a teşekkür ederim.

Son olarak, bu çalışmanın her aşamasında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Devran ABACI

OCAK 2012

İÇİNDEKİLER

ÖZET…… III

ABSTRACT……...IV

TEŞEKKÜR…….....V

İÇİNDEKİLER…….…….….VI

SİMGELER DİZİNİ…….……...…IX

1. GİRİŞ

1.1. Kırılma Mekaniği Tarihçesi……..…….2

2. KIRILMA MEKANİĞİ TEORİSİ

2.1. Teorik Kohezif Mukavemet…….……..……5

2.2. Çatlak İlerlemesinin Kararsızlığı…….…….……..……...7

2.3. Gevrek Çatlaklar İçin Griffith Teoremi…….…….……8

2.4. Modifiye Edilmiş Griffith Denklemi……..…….…...8

2.5. Lineer Elastik Kırılma Mekaniği……..……10

3. KIRILMA VE KIRILMA TÜRLERİ

3.1. Makro Düzeyde Kırılma Tipleri…….……..13

3.1.1. Gevrek kırılma…….…….…….13

3.1.2. Sünek kırılma…….…….……...14

3.2. Kırılma Yüzeyinin Yapısına Göre Kırılma Çeşitleri……....16

3.2.1. Ayrılma kırılması (klivaj kırılması) ……...…….….16

3.2.2. Kayma kırılması…….……...……16

3.3. Çatlak İlerleme Mekanizmalarına Göre Kırılma……...……..17

3.3.1. Taneler arası (İntergranüler) çatlak ilerlemesi……..……17

3.3.2. Tane içi (Transgranüler) çatlak ilerlemesi…….…17

4. KIRILMA TOKLUĞU VE TEST YÖNTEMLERİ

4.1. Kırılma Tokluğu Test Yöntemleri ……..……..18

4.1.1. Kompakt çekme ve üç nokta eğme deneyleri ...……...….....19

4.1.2. ÇÇDÇ numunesi ile kırılma tokluğu deneyi..…….……...22

4.2. Çentik Etkisi……...……..……28

5. ÇÇDÇ NUMUNELERİ İLE YAPILAN KIRILMA TOKLUĞU DENEYLERİ

5.1. Kullanılan Malzeme ve Özellikleri…….……....26

5.2. Çekme Deneyi……..…….…….…...27

5.3. Çevresel Çentikli Dairesel Test Numunelerinin Geometrisi……28

5.4. Yorulma Çatlağı oluşturulması…….……..……...…….....30

5.5. Numunelerin Yorulması İşlemi ve Çevrim Sayıları……...……..31

5.6. Kırılma Deneyleri……...……..33

5.7. Gerilme Şiddet Faktörlerinin Hesaplanması…….……35

5.8. Sonuçlar ……...……37

6. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

6.1. Ansys Yazılımında Kırılma Mekaniği Problemi……..38

6.2. Ansys Yazılımında Kırılma Problemi Çözüm Aşamaları……..…..…….39

6.3. ANSYS V11.0 ile Çatlak Analizi…….……...40

6.4. Analiz Tipinin Belirlenmesi…….……..……..40

6.5. Eleman Tipinin Belirlenmesi…….…….…….……41

6.6. Birimlerin Seçilmesi…….……..…..43

6.7. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi…….…….…….44

6.8. Keypointlerin oluşturulması…….…….…..……..45

6.9. Çizgilerin oluşturulması…….…….……..……46

6.10. Alanların oluşturulması…….……...…..47

6.11. Küçük Elemanlara Ayırma Meshing İşlemi…….……..…..…….48

6.11.1. Çatlak ucunun yoğunlaştırılması…….…….……..48

6.11.2. Küçük elemanlara ayırma meshing işlemi…….…….……49

6.12. Sınır Şartlarının Uygulanması…….…….……..…...51

6.12.1. Mesnetlerin uygulanması…….…….…..….51

6.12.2. Yüklerin uygulanması…….…….……..…..51

6.13. Çözüm……..…….……..53

6.14. Sonuçların İncelenmesi……..…….……53

6.15. Çatlak Ucu Koordinat Sisteminin Belirlenmesi…….…….……...56

6.15.1. Lokal Çatlak Ucu Koordinat Sisteminin Aktif Hale Getirilmesi58

6.15.2 Çatlak Yüzeyinin (Yörüngesinin)Tanımlanması…….….59

6.16. Gerilme Şiddet Faktörünün Hesaplanması…….……59

6.17. Sonuçlar……..60

7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

KAYNAKLAR…….……..64

ÖZGEÇMİŞ……...66

SİMGELER DİZİNİ

a_0	denge konumunda atomlar arası uzaklık
a	çatlak uzunluğu
B	test numunesi kalınlığı
d	çentikli bölgenin çapı
D	numune çapı
E	elastisite modülü
G	potansiyel enerji boşalma hızını
$K_ı$	mod 1 tip yükleme için gerilme şiddet faktörü
$K_{ıc}$	düzlem şekil değiştirme kırılma tokluğu
K_Q	şartlı kırılma tokluğu değeri
R	çatlak ilerlemesine karşı direnç
r	çatlak ucundaki gerilme alanı yarıçapı
w	test numunesi yüksekliği
σ_{yo}	indirgenmiş yorulma dayanımı
σ_{yo}'	yorulma dayanımı
α	çentik ucu açısı
θ	çatlak ucu koordinat açısı
σ_t	teorik kohezif dayanım
γ_p	plastik iş
γ_s	elastik yüzey enerjisi

1. GİRİŞ

Kırılma, katı cisimlerin gerilmeler altında iki ya da daha çok parçaya ayrılmasına denir. Mühendislik malzemeleri, mikroskobik düzeyde bile olsa çatlaklar, süreksizlikler içerirler. Bu çatlaklar yeni yüzeyler yaratıp ya da başka çatlaklar ile birleşip daha büyük boyutlu çatlaklar haline gelir. İmalat ya da işletme esnasında yanlış kullanım nedeniyle her yapıda hatalar oluşmaktadır. Her mekanik yapı zaman içerisinde kademeli bir şekilde yıpranarak kırılma ile neticelenen hasarlara maruz kalabilir. Çatlaklar, genellikle çatlak ilerlemesinin son aşamalarında tespit edilebilir hale gelmektedir. Güvenlik açısından çatlağın durumu, çatlak ilerleme mekanizmaları, kritik çatlak boyutlarının incelenmesi gerekmektedir.

Kırılma mekaniği çalışmaları yapısal kazaların önüne geçmede kullanılır. Kırılma ile meydana gelmiş kazalar geçmişte facia ile sonuçlanan büyük felaketlere ve kayıplara yol açmıştır. Maliyetlerin azaltılması kazaların önlenmesi daha da önemlisi can kayıplarının önlenebilir olması açısından kırılma mekaniği prensipleri daha da önemli bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu koşullarda kazaların önlenmesinde veya yapıların işletme ömrünün uzatılmasında etkili bir yöntem olan kırılma mekaniğini üzerine yapılan çalışmalar yoğunlaşmıştır.

Kırılma mekaniğinde önemli bir yeri olan kırılma tokluğu bu çalışmaların temelinde yer almaktadır. Kırılma tokluğunun saptanması oldukça zahmetli, uzun zaman alan standart deneyler ile mümkün olmaktadır. Araştırıcılar kırılma tokluğunun hesaplanmasında ortaya çıkan bu zorlukları yenebilmek amacıyla daha basit, hızlı, düşük maliyetli, yöntemler geliştirmeye çalışmışlardır.

Bu yöntemlerden biri de çevresel çentikli dairesel numuneler kullanarak kırılma tokluğunun saptanabilmesidir. Numunelerin hazırlanması açısından basit düşük maliyetli ve daha kolay uygulanabilen bir yöntemdir. Çevresel çentikli dairesel

numuneler ile yapılan deney verileri oldukça tatmin edici sonuçlar ortaya koymuştur. (Wang,C.H., 1996, Nath S.K., 2006,)

Aynı zamanda bilgisayar teknolojisinin gelişimi ile bilgisayar destekli tasarım ve analizler yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bu aşamada sonlu elemanlar yöntemini kullanarak bilgisayar ortamında analiz yapmamıza olanak sağlayan yazılımlar geliştirilmiştir. ANSYS bize bu imkanı sağlayan yazılımlardan bir tanesidir.

Bu çalışmada çevresel çentikli numuneler kullanarak kırılma tokluğu değerlerinin hesaplanmasına çalışılmış ve yaptığımız bu çalışmalar ANSYS yazılımı ile modellenerek analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

1.1. Kırılma Mekaniği Tarihçesi

Hasar tipi olarak kırılma ilk çağlardan beri bilinmekteydi, teknolojik gelişmeler ile birlikte kırılma etkileri de büyüdü, önemli hale geldi. Birçok hasarda ortak olarak, yapının tasarımı veya işletmesindeki ihmalkarlıklar öne çıkıyordu. En eski çağlardan beri malzemelerin kırılma davranışı bilinçli ya da bilinçsiz olarak yapılarda kullanılmıştır. Bu dönemde yapılarda blok taşlar kullanılmaktaydı. Bu bloklarda gözle görünür hale gelen ya da var olan çatlaklar, bloklar basit yapılar olmasına rağmen küçük bir enerji ile çok rahat ilerleyebilmekteydi. İnsanların çatlak ilerleme enerjisini fark etmeleri, tarih öncesi dönemde taştan silahları kullanmalarına dayanmaktadır.

Kırılma mekaniği üzerine günümüze kadar birçok niteliksel ve niceliksel çalışmalar yapılmıştır. Malzemelerin yük taşıma kabiliyeti üzerine kayıtlı ilk çalışmalardan birinin de 1500'lerde Leonardo da Vinci tarafından yapıldığı saptanmıştır. Da Vinci çalışmalarında boyut ve dayanım arasında ilişki üzerine çalışmıştır. Boyut ve dayanım arasındaki ilişkinin ters orantılı olduğu sonucuna ulaşmıştır. O zamanlarda bilinmeyen ancak bugünlerde çok iyi bilinen hata-kusur yüzdesi boyut büyüdükçe artmaktadır.

Dolayısıyla boyut büyüdüğü zaman toplam malzeme hacmi içindeki kusurlar da artacağından Da Vinci'nin bulduğu sonuçlar aslında anlamlıydı ama o günlerde tam olarak yorumlanamamıştı. 1600'lerde, Galileo'nun kirişlerde mukavemet ile ilgili deneyleri yaparak yük taşıma kabiliyetinin kesit ile orantılı olduğunu ilk defa ifade ettiği görülmüştür.

19. yüzyılın başlarında Inglis sonsuz genişlikteki levhada eliptik bir deliğin gerilme yığılma etkisini gösteren, kırılma mekaniğinin gelişmesinde önemli rolü olan bir çalışma yayınladı. Daha sonra 1921 de, A. A. Griffith, Inglis'in yaptığı çalışma üzerine, gerilme yığılması etkisi yaratacak yoğun küçük çatlaklar içeren gevrek malzemeler üzerinde araştırma yapmış ve enerji esaslı bir kriter tanımlamıştır. Griffith bu çalışma ile kırılma mekaniğinin temellerini atmıştır ki bu nedenle de kırılma mekaniğinin babası olarak anılır.

1948 de G.R. Irwin, Griffith teorisini metallerle uygulanabilecek şekilde geliştirmiştir. Irwin çatlak ilerlemesi üzerine çalışmalarda bulunmuş, yeni çatlak yüzeyleri yaratmak için gerekli genleme enerjisinin çatlak ilerleme enerjisinden büyük olduğu koşullarda yeni çatlak yüzeyleri oluşturacağını ortaya koymuştur.

Özellikle 20. yüzyılın başlarında kırılma mekaniği alanında çalışmaların hızlanmasına neden olan çok büyük kazalar meydana gelmiştir. 1907 de, Kanada da, o güne kadar yapılmış olan en büyük konsol köprü olan Quebec köprüsünün malzeme ve tasarım bilgisi yetersizliğinden çöktüğü saptanmış. 1962 de Avustralya, Melbourne de kaynaklı konstrüksiyon ilk kez bir köprü tasarımında kullanılarak King's köprüsü inşa edilmiş. Ancak King's köprüsü kısa zaman içinde kaynaklı bölgelerde bulunan çatlaklar soğuk havanın gevrek kırılmayı tetiklemesi, kullanılan çeliklerin tokluk testlerinin yapılmamış olması gibi birçok neden ile çökmüştür. 1988 de Aloha Airlines' ın 243 sefer sayılı Boeing 737 uçağının uçuş esnasında ikinci sektöründeki perçinle birleştirilen kısımlarında oluşan düzensiz yük dağılımı, yorulma çatlakları ve korozyon nedeni ile hasar oluşmuştur. 1912 yılında Titanik'in batmasında iki önemli neden göze çarpmaktadır. Su geçirmez bölümlerin tasarımında yapılan hatalar, malzeme seçimindeki yapılan hatalar ve kullanılan malzemenin düşük sıcaklıklarda gevrek özellik göstermesi Titanik'in batmasında önemli rol oynamıştır. İkinci dünya savaşı esnasında limanda beklerken kaynaklı konstrüksiyonla inşa edilmiş bir çok gemi gevrek

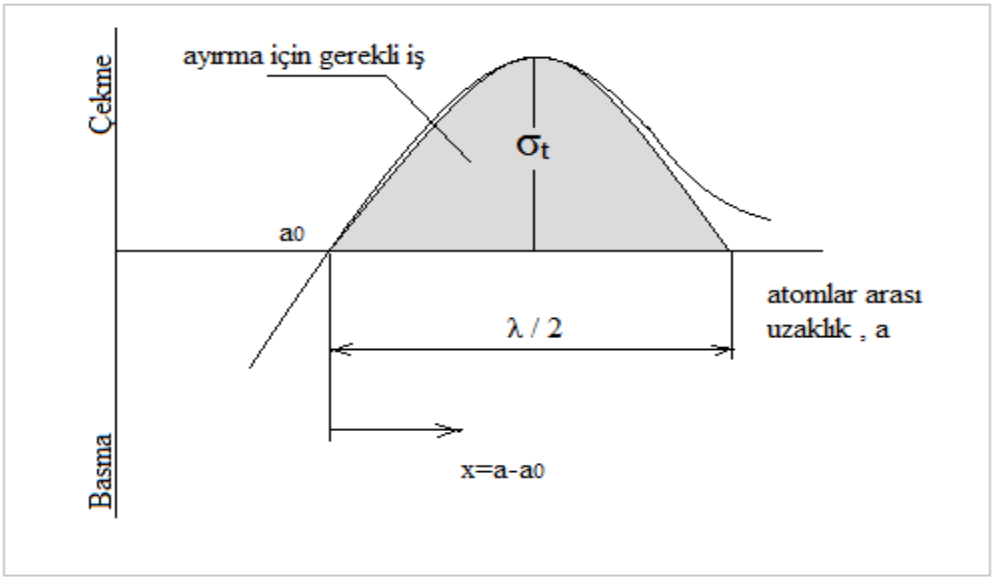
kırılma ile kütlesel olarak hasarlanmıştır. Bu kazalar kırılma mekaniğinin gerekliliği ve geliştirilmesi konusunda önemli olaylardan bazılarıdır.

Sonuç olarak, teknolojinin gelişmesi ile teknolojinin insan hayatına etkileri de büyümüştü. Güncel teknoloji ile oluşturulan yapıların hasarlanması da facia ile sonuçlanan büyük felaketlere yol açmıştı. Bu felaketlerin önüne geçilmesi için kırılma mekaniği araştırmaları da hız kazanmıştı.

2. KIRILMA MEKANİĞİ TEORİSİ

2.1. Teorik Kohezif Mukavemet

Malzemenin mukavemetinin temelini, malzemenin yapı taşı olan atomları bir arada tutan bağ kuvveti oluşturur. Malzemenin fiziksel özelliklerinin birçoğu bu bağ kuvvetlerine bağlıdır. Atomlar arası bağ kuvveti güçlü olan malzemelerin elastiklik modülü, ergime sıcaklığı yüksek olur. Atomlar tek başlarına potansiyel enerjiye sahiptirler. Kararlı yapıya ulaşma eğiliminde olan atomlar birbirleri ile bağ kurarak potansiyel enerjilerini kaybederler denge konumunda potansiyel enerjileri minimum seviyeye gelir.



Şekil 2.1. Atomlar arası uzaklık ve kohezif mukavemet değişimi

Şekil 2.1.'de atomlar arası uzaklık ile iki atom arasında ki kohezif mukavemetin değişimi görülmektedir. Grafikteki eğri atomlar arası çekme ve basma kuvvetlerinin toplanması ile elde edilmiştir. Bu eğrinin bir sinüs eğrisi şeklinde değiştiği, elastik bölgede kalındığı ve Hooke yasasının geçerli olduğu kabulleri yapıldığında, eğri altında kalan taralı alan düzlemleri birbirinden ayırmak için gerekli enerjiyi vermektedir. Bu enerjinin çatlak oluştuğunda yaratılan iki yeni yüzey için harcandığı varsayılarak,

$$\sigma_t = \left(\frac{E \gamma_s}{a_0} \right)^{1/2} \tag{2.1}$$

ifadesi elde edilir. (2.1) ifadesinden görüldüğü gibi teorik kohezif mukavemet, malzemenin elastiklik modülüne, yüzey enerjisine (γ_s) ve atomlar arası (a_0) uzaklığa bağlıdır. (2.1) ifadesi ile elde edilen sonuçlar E/10 mertebesinde olup gerçek kohezif mukavemettin 10 ila 1000 katı kadardır. Teorik sonuçlar sadece ince kılcal kristaller için gerçeğe yakın değerdedirler. Teorik sonuçlar ile gerçek değerler arasındaki bu farkın malzeme yapısındaki kusurlardan kaynaklandığı Griffith tarafından gösterilmiştir.

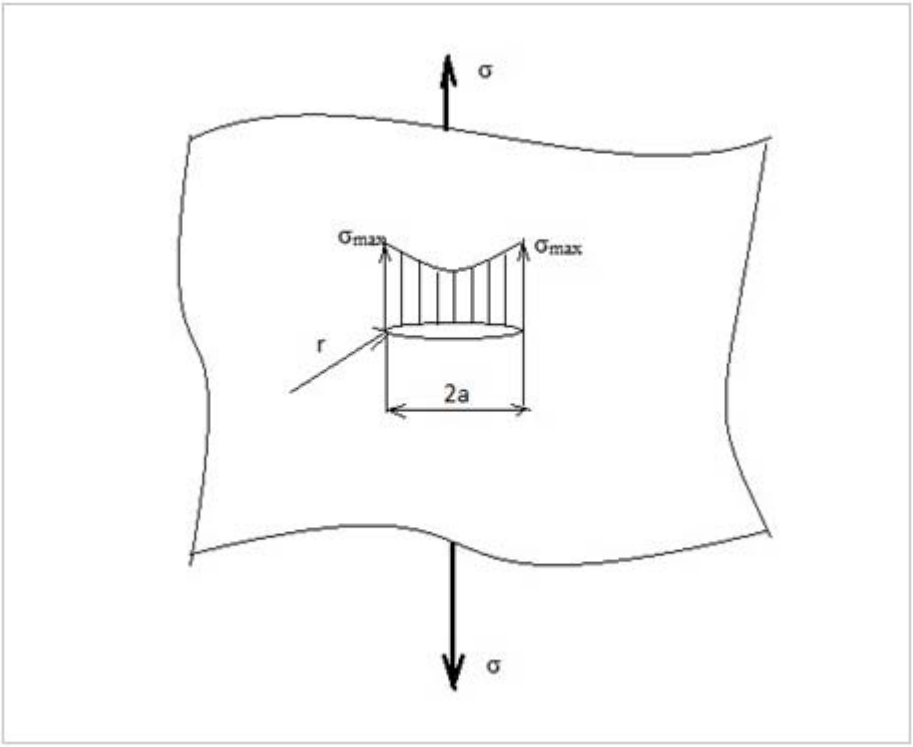
1913 de Inglis tarafından içinde eliptik delik bulunan sonsuz genişlikteki levhalarda delik civarında gerilme yığılma etkisi (2.2) ifadesi ile verilmiştir.

$$\sigma_{max.} \cong 2\sigma (a/r)^{1/2} \tag{2.2}$$

'r' değerinin alabileceği en küçük değer olarak atomlar arası denge uzaklığı a_0 değeri düşünülür. (2.2) ifadesinin (2.1) ifadesine eşit ya da büyük olduğu durumda çatlağın ilerleyeceği kabulü yapılırak kırılma gerilmesi olarak aşağıdaki ifade elde edilebilir.

$$\sigma_k = \left(\frac{E \gamma_s}{4a} \right)^{1/2} \tag{2.3}$$

Bu ifade kullanılarak elde edilen teorik sonuçlar E/1000 mertebesinde olup a=2μm çatlak boyları için gerçek sonuçlara oldukça yakındır.



Şekil 2.2. Sonsuz genişlikteki levhada 2a uzunluğundaki çatlak

2.2. Çatlak İlerlemesinin Kararsızlığı

Gerilme halinde ilerlemeyen kusurlara (çatlak, çentik, boşluk) sabit çatlak denir. Çatlağın ilerlemeye başlayacağı andaki durum ise kritik hal olarak adlandırılır. Çatlağın kritik hale gelmesinin sebeplerini anlayabilmek için çatlak ucunda oluşan gerilme alanını incelemek gerekmektedir.

Kritik hal geçildikten sonra çatlak ilerlemesi iki şekilde gerçekleşebilir. Birincisine kararlı ve yavaş bir şekilde ilerleyen kontrollü çatlak ilerlemesi, ikincisine kararsız ve hızlı bir şekilde ilerleyen dinamik çatlak ilerlemesi adları verilir. Dinamik çatlak ilerlemesinde çatlak cephesi ses hızına yakın hızlarda ilerlemektedir. Ani bir kırılma görülür ve oldukça tehlikelidir. Kontrollü ilerleyen bir çatlak dinamik çatlak ilerlemesi için gerekli şartlar oluştuğu takdirde kontrolsüz ilerlemeye başlayabilir.

2.3. Gevrek Çatlaklar İçin Griffith Teoremi

1921 yılında Griffith ideal gevrek malzemeler için ortaya koyduğu kriter ile kırılma mekaniğinin temellerini atmıştır. Griffith "bir çatlağın büyümesi ancak bu sırada serbest kalan enerjinin yeni yüzey yaratmak için gerekli olan enerjiye eşit yâda daha büyük olması halinde gerçekleşebilir" diyerek gevrek malzemeler için bu kriteri ortaya koymuştur.

Griffith'in enerji yaklaşımına göre; gevrek bir malzemede *a* uzunluğunda yeni bir çatlak yüzeyi yaratmak veya *a* uzunluğunda bir çatlağı ilerletmek için gerekli gerilme,

$$\sigma = \sqrt{\frac{2E\gamma_s}{\pi a}} \tag{2.4}$$

eşitliği ile elde edilmektedir.

2.4. Modifiye Edilmiş Griffith Denklemi

Griffith denklemi cam gibi ideal gevrek malzemeler için geçerliydi. Fakat ideal gevrek olarak düşünülen metalik malzemeler dahi az da olsa plastik deformasyona uğruyorlardı. Irwin çalışmalarında plastik deformasyonu göz önüne alarak Griffith'in ifadesini modifiye ederek eşitliğe γ_p plastik iş terimini eklemiştir. Modifiye edilmiş Griffith ifadesi aşağıdaki halini almıştır.

$$\sigma = \sqrt{\frac{2E'(\gamma_s + \gamma_p)}{\pi a}} \tag{2.5}$$

bu ifadede ;

$E' = E$ düzlem gerilme hali için,

$E' = \frac{E}{1-\nu^2}$ düzlem genleme hali için,

Modifiye edilmesine rağmen yine de bu ifadeleri pratikte uygulamak oldukça zordur. Çünkü yüzey enerjisini, plastik bileşeni ölçmek zordur. Bunun üzerine1958 de, Irwin genleme enerjisi boşalma hızı (*G)* terimi ile kırılma mekaniğine çok önemli temel bir katkı yapmıştır. Irwin, bu terim kritik bir değere (G_c) ulaştığında çatlak ilerlemeye başlar demiş ve bunu aşağıdaki gibi ifade etmiştir,

$$\frac{\pi \sigma^2 a}{E} \geq \frac{\pi \sigma_c^2 a}{E} = G_C = R \tag{2.6}$$

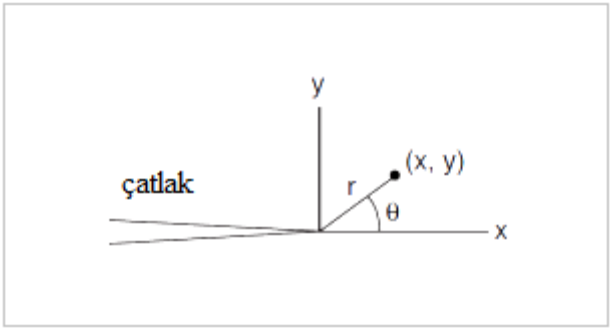
Eşitliğin sağ tarafı sabit olup birim kalınlık başında düşen yüzey enerjisi artış hızını yani çatlak ilerlemesine karşı direnci temsil eder R ile gösterilir. Çatlak ilerlemesine karşı direnç kimyasal bileşim, malzemenin mikro yapısı, ortam sıcaklığı, yükleme hızı, gerilme durumu gibi faktörlere bağlıdır. Çatlak ilerlemesinin başlayabilmesi için potansiyel enerji boşalma hızının (G) kritik değeri aşması bir başka deyişle çatlak ilerlemesine karşı dirençten büyük olması gerekmektedir.

2.5. Lineer Elastik Kırılma Mekaniği (LEKM)

Enerji yaklaşımındaki pratik güçlükler nedeniyle, Irwin 1959 yılında yaptığı çalışmalarda lineer elastisite teorisini kullanarak Mod I tipi yükleme altındaki sonsuz genişlikteki çatlaklı bir cisimde düzlem gerilme halinde çatlak ucu civarındaki gerilme alanının aşağıdaki formda olduğunu göstermiştir.

$$\sigma_{ij} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta) + c_1 r^0 + c_2 r^{1/2} + \ldots \qquad (2.7)$$

(2.7) ifadesinde; r ve θ göz önüne alınan noktanın silindirik polar koordinatlarıdır. r değeri çok küçük ise eşitliğin sağındaki ilk terim çok büyük olacağından diğer terimler ihmal edilebilir düzeydedir. Bütün kırılma ve çatlama problemleri çatlağın hemen ucundaki bölgede meydana geldiğinden eşitliğin ilk teriminin kullanılması yeterli kabul edilmiştir. En kritik hal olan çatlak ucundaki gerilmenin çekme düzlemine dik olduğu yani θ=0 durumunda (2.7) ifadesi aşağıdaki gibi olur.



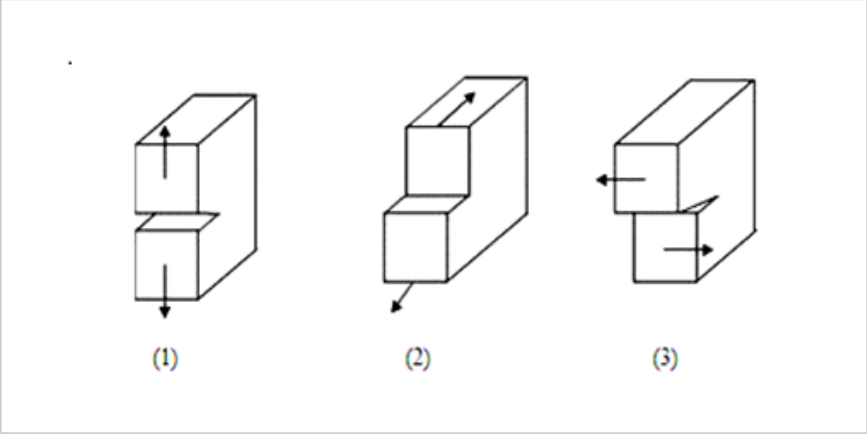
Şekil 2.3. Çatlak ucu koordinat sistemi.

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \qquad (2.8)$$
$$\tau_{xy} = 0$$

(2.8) ifadesinden anlaşılacağı üzere gerilmeler K_I' e bağlıdır. K_I yükleme malzeme geometrisi ve çatlak uzunluğuna bağlı bir değişkendir. K_I parametresi çatlak ucundaki gerilme alanının büyüklüğünü belirten bir sabit olup **gerilme şiddet faktörü** olarak adlandırılır. Çatlak ucundaki gerilme alanını elde etmek için gerilme şiddet faktörünü bilmek gerekmektedir. Gerilme şiddet faktörü olan K_I uygulanan gerilmeye ve çatlak uzunluğuna bağlıdır. En genel anlamda gerilme şiddet faktörü aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$K_I = Y \sigma \sqrt{\pi a} \qquad (2.9)$$

Y; numune ve çatlağın geometrisine bağlı boyutsuz parametredir ve çeşitli geometriler için konu ile ilgili literatürlerden alınabilir. (Tada, 2000)



Şekil 2.4. Çatlak açılma modları (1) mod I, (2) mod II, (3)mod III.

Gerilme şiddet faktörü değişik yükleme durumları için değişik indisler ile ifade edilir. Üç adet değişik yükleme tipi içinde en önemlisi çatlak yüzeylerinde dik yönde uygulanan ve çatlağı ayırmaya çalışan mod I tipi yüklemedir. Mod I tipi kırılma çatlak açılma deformasyonu, Mod II tip kırılma çatlak kayma deformasyonu, Mod III tip kırılma çatlak yırtılma deformasyonu olarak adlandırılır.

Çatlak ucundaki gerilme kritik bir değeri geçtiği zaman kırılma gerçekleşir. Bu kritik hale karşılık gelen gerilme şiddet faktörüne kırılma tokluğu denir ve K_c ile gösterilir. Matematiksel anlamda $K \geq K_c$ olduğunda kırılma başlar. Kırılma tokluğu K_c, standart deneyler ASTM E 399 1984, yardımıyla elde edilebilir.

Kırılma tokluğu ile kritik potansiyel enerji boşalma hızı arasında matematiksel olarak aşağıdaki gibi bir bağıntı vardır.

$$G_c = \frac{\pi \sigma^2 a}{\mathrm{E}} \quad , \quad K_c = \sigma . \sqrt{\pi . a} \tag{2.10}$$

$$G_c = \frac{\mathrm{K_c^2}}{\mathrm{E}} \tag{2.11}$$

LEKM analizleri çatlak ucundaki plastik bölgenin boyutu çok küçük değerlerde kaldığı müddetçe gerçekçi sonuçlar vermektedir. Plastik deformasyon arttıkça alınan sonuçların gerçekçiliği azalmaktadır. LEKM analizlerinin uygulanabilmesi için tüm karakteristik boyutların çatlak ucundaki plastik bölge boyutundan en az 25 kat büyük olması gerekmektedir.

Çatlak ucundaki plastik bölgenin büyüklüğü, düzlem şekil değiştirme hali için numune kalınlığından küçük olmalıdır. Tasarımlarda LEKM analizlerini uygulayabilmek için kırılma tokluğunun, yükleme şartı için gerilme şiddet faktörünün ve tasarlanan parçadaki çatlakların yeri ve boyutunun bilinmesi gerekmektedir.

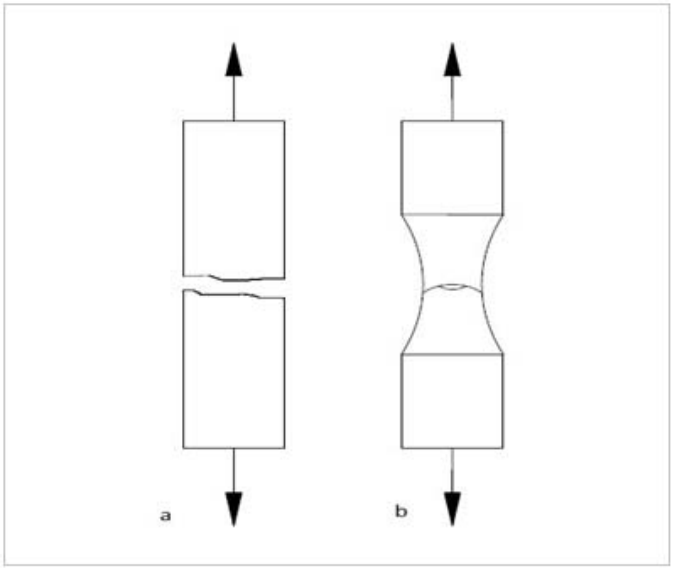
3.KIRILMA VE KIRILMA TÜRLERİ

Kırılma olayı her malzeme için kendine özgüdür. Uygulanan gerilmeye, ortam sıcaklığına, deformasyon hızı gibi değişkenlerden etkilenir. Kırılma iki aşamadan oluşmaktadır çatlak oluşumu ve çatlak ilerleme aşamaları. Kırılma olayı hangi tür olursa olsun temel anlamda çatlak oluşumu ve çatlak ilerlemesinden ibarettir.

3.1.Makro Düzeyde Kırılma Tipleri

3.1.1. Gevrek kırılma

Çok az ya da hiçbir plastik deformasyon görülmeden gerçekleşen kırılma çeşididir. Genellikle cam, seramikler ve bazı metallerde gözlenir. Kırılma yüzeyinde küçük plastik deformasyonlar gözlenir. Gevrek kırılmayı mikro düzeyde şekil değişimi ve hızlı çatlak ilerlemesi ile tarif edebiliriz. Gevreklik bir malzeme özelliği olabileceği gibi üç eksenli gerilme hallerinde, hacim merkezli kübik sistemlerde yüksek deformasyon hızlarında, düşük sıcaklıklarda gözlemlemek mümkündür. Gevrek kırılmayı daha önceden öngörmek zor olduğundan genellikle büyük felaketlerle sonuçlanan hasarlara yol açar. Bu yüzden önüne geçilmesi gerekli istenmeyen bir kırılma türüdür. Çekme gerilmesi uygulanarak gevrek kırılmış bir malzemede ayrılma yüzeyinin çekme gerilmesine dik bir düzlemde olduğu görülür. Gevrek kırılma daha çok hacim merkezli kübik ve sıkı düzen hegzagonal kristal yapıdaki malzemelerde gözlenir.



Şekil 3.1. (a) gevrek kırılma, (b) sünek kırılma

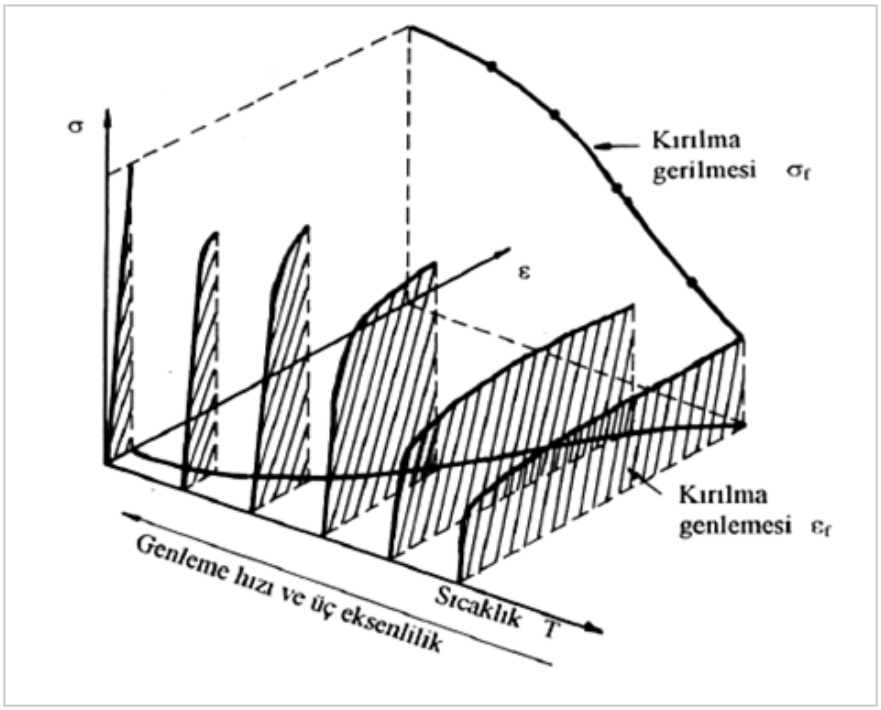
3.1.2. Sünek kırılma

Kırılma öncesinde malzemede önemli oranda plastik deformasyonun gözlendiği kırılmalara denir. Çekme deneyinde kırılma yüzeyinde bir daralma gözlenir ve kopma gerçekleşir. Bazı çok sünek malzemelerin çekme deneyinde kesitin oldukça büzülerek neredeyse nokta halini aldığı görülmektedir. Sünek malzemelerin gerilme gerinim grafiğinde eğrinin altında kalan alan oldukça büyüktür. Bu sünek kırılmanın gevrek kırılmaya göre oldukça büyük bir enerjiyi abzorbe edeceğini gösterir.

Sünek kırılma daha çok kayma gerilmelerinin maksimum olduğu düzlemlerde oluşur. Maksimum kayma gerilmeleri çekme doğrultusuna 45^0 lik açı yapan düzlemlerde oluşur. Yüksek oranda fosfor, sülfür içeren çelikler sünek davranış sergilemesi beklenirken düşük sıcaklıklarda sülfür ve fosforun etkisi ile gevreklik eğilimi gösterirler. Mangan sülfür oranının düşük olması sünekten gevreğe geçiş sıcaklığını artırmaktadır. Oksit sülfür karbür barındıran metal ve alaşımlarında malzeme yapısında boşluk oluşumuna neden olurlar. Benzer şekilde döküm yoluyla elde edilen parçalarda da görülen gözenek ve boşluklar malzemelerin sünek kırılma eğilimine ters

etki yaratırlar. Malzemelerin beklenmedik davranış sergilemeleri istenmeyen sonuçlar doğurabileceğinden bu koşullar her zaman için göz önünde bulundurulmalıdır.

Malzemelerin sünek davranıştan gevrek davranışa geçişini etkileyen bazı etmenleri bu şekilde sıralayabiliriz. Düşük sıcaklıklarda malzemenin gevreklik eğilimi artar sıcaklık yükseldikçe malzeme süneklik eğilimi gösterir. Üç eksenli yükleme durumunda yani çentik etkisinin olduğu durumlarda malzemeler gevrek davranış göstermeye yönelirler. Düşük şekil değiştirme hızlarında sünek davranış gösteren malzemeler yüksek şekil değiştirme hızlarında gevrek davranış gösterirler. Bazı alaşımların içerdiği element ve bileşikler (fosfor, sülfür) malzemenin düşük sıcaklıkta gösterdiği gevrekleşme eğilimine katkı sağlar.



Şekil 3.2. Genleme hızı, sıcaklık ve üç eksenli gerilme halinin etkisi

3.2. Kırılma Yüzeyinin Yapısına Göre Kırılma Çeşitleri

3.2.1. Ayrılma kırılması (klivaj kırılması)

En düşük yüzey enerjisine sahip düzlemler klivaj düzlemleri olarak adlandırılır. Eğer kırılma olayı bu klivaj düzlemlerde gerçekleşiyorsa ayrılma kırılması ya da klivaj kırılma denir.

Klivaj kırılmada; klivaj düzlemlere dik doğrultudaki normal gerilmeler atomlar arası bağı koparmak için gerekli kritik değeri aşarsa klivaj düzleme dik olan atomlar arası bağlar kopar ve ayrılma gerçekleşir. Klivaj kırılma çekme gerilmesine dik yönde hareket eder bu yüzden klivaj kırılma düz bir görünüm gösterir. Çok taneli malzemelerde klivaj düzlem de çatlağın yönlenmesi her tane için çekme yönüne dik yönde olmayacaktır, bu nedenle klivaj kırılma düz bir görünüm göstermeyecektir. Gevrek kırılmalar genellikle klivaj kırılma olarak gerçekleşir.

3.2.2.Kayma kırılması

Kayma gerilmeleri kritik bir değeri aştığı anda kayma direnci düşük olan düzlemlerin kayarak atom bağlarının kopması ile gerçekleşen kırılma şeklidir. Kayma kırılması homojen olmayan bölgesel plastik deformasyonlardır. Çatlağın ilerleme yönü yükleme şekli, iç gerilmeler, malzemenin kafes yapısına bağlıdır. Kayma çatlakları genellikle maksimum kayma düzlemlerinde ilerleme gösterirler. Kayma kırılması makro düzeyde normal kopma ve ya kopma yüzeyi lifli bir görünüme sahip olduğu için lifli kırılma adı alır. Mikroskobik olarak maksimum kayma gerilmelerinin bulunduğu çekme yönüne 45^0 açı yapacak şekilde gerçekleştiğinden kayma kırılması olarak adlandırılır.

3.3. Çatlak İlerleme Mekanizmalarına Göre Kırılma

3.3.1 Taneler arası (Intergranüler) çatlak ilerlemesi

Genelde tane sınırları mukavemeti tane içindeki dayanımdan daha yüksektir. Bazı durumlarda tane sınırlarındaki kohezyon düşük olabilir. Bu durumda çatlak ilerlemesi tane sınırlarını takip ederek tanelerin ayrılması şeklinde gerçekleşir. Bu tip kırılmalar taneler arası kırılma olarak adlandırılır.

3.3.2. Tane içi (Transgranüler) çatlak ilerlemesi

Taneler arası kohezyonun güçlü olduğu durumlarda çatlak ilerlemek için kohezyon kuvvetini yenmek yerine daha düşük mukavemete sahip olan tane içlerinden ilerler. Taneleri keserek yırtılma şeklinde görülen bu tip çatlak ilerlemesine transgranüler çatlak ilerlemesi denir.

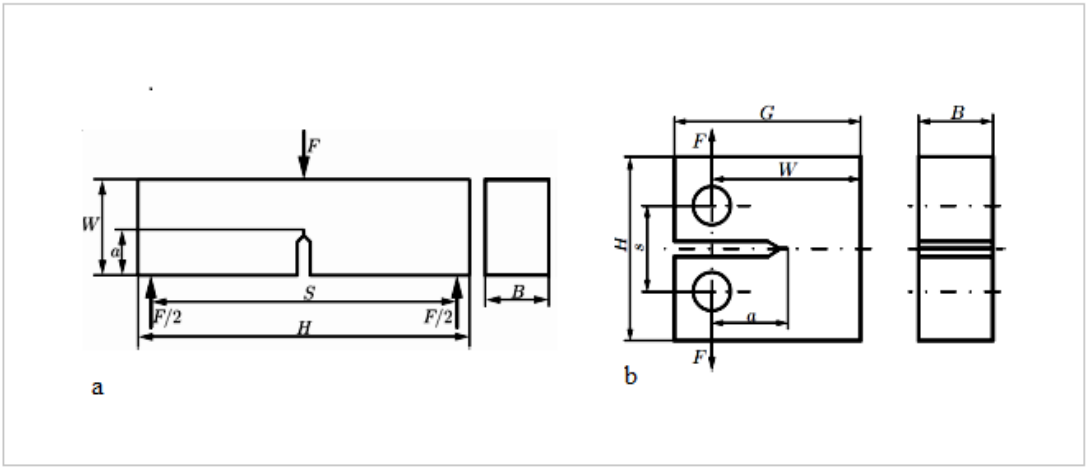
4. KIRILMA TOKLUĞU VE TEST YÖNTEMLERİ

4.1. Kırılma Tokluğu Test Yöntemleri

Yüksek mukavemetli metalik malzemelerin kırılma tokluklarını belirlemek için ASTM E 399-83 1984, de belirlenmiş aşağıda boyutları verilen kompakt çekme CT, ya da üç nokta eğme (SENB) standart numuneleri kullanılır.

Kırılma tokluğu yapı tasarımında facia boyutunda kırılmaların engellenmesi için önemli bir parametredir. Kırılma tokluğunun ölçülmesi kullanılan test numunesinin düzlem şekil değiştirme gerilme şiddet faktörünün bulunması esasına dayanır. ASTM E 399, ASTM B 645, ASTM E1820 gibi standart test yöntemleri ile metalik malzemelerin kırılma toklukları belirlenebilir. ASTM E399 standart testler arasında kırılma tokluğu değerinin bulunması için en çok tercih edilen standartlardan biridir. Kırılma tokluğunun ölçülmesinde herkesin kabul ettiği tek bir standart numune tipi ve yöntem yoktur. Bu metotların çoğu zorlu yorucu ve uygulaması zahmetlidir. En çok tercih edilen numune tipleri kompakt çekme ve üç nokta eğme numuneleridir.

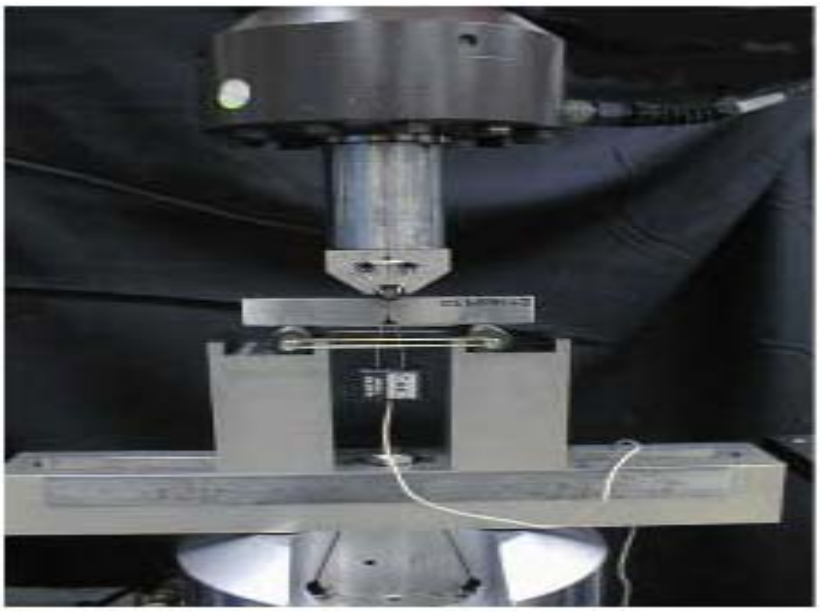
Kırılma tokluğu deneylerinde, test numunelerinde açılan çentik ucunda doğal yollarla oluşmuş başlangıç çatlağı oluşturmak gerekmektedir. Test numunesine çentik açılırken kullanılan freze bıçakları, çentik ucu çapını yeterli derecede düşüremez. Yeterince küçük olması istenen çentik ucuna hassas testereler yardımı ile gerekli çentik ucu çapı küçültme işlemleri yapılmalıdır. Aksi halde yeterince hassas işlenmemiş çentik ucunda, başlangıç çatlağı oluşturmak için gerekli yorulma işlemi sırasında birden fazla çatlak oluşumu gözlenecektir. Bu durum deney sonuçlarını olumsuz yönde etkiler. Test numunelerinin hurdaya ayrılmasına neden olur.



Şekil 4.1. a; Üç nokta eğme, b; kompakt çekme kırılma test numunesi

4.1.1. Kompakt çekme ve üç nokta eğme deneyleri

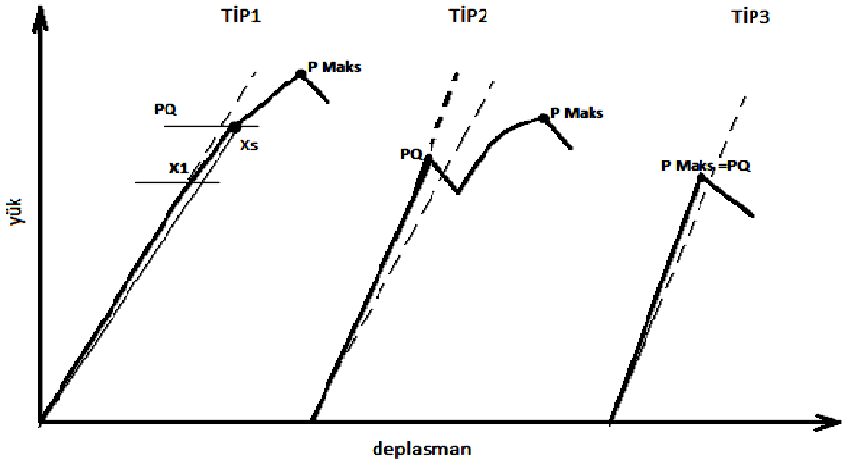
Freze yardımı ile açılan çentik ucunda doğal yollarla başlangıç çatlağı oluşturulması gerekmektedir. Başlangıç çatlağı test numunesini yorulma gerilmelerine maruz bırakarak oluşturulur. Burada dikkat edilmesi gereken husus, çatlak oluşumu için uygulanan yükün düzgün bir dağılım göstermesidir. Bu sayede çentik ucunda istenmeyen diğer çatlaklardan kaçınılmış, tek ve düzgün oluşturulmuş bir yorulma çatlağı elde edilmiş olur. Çatlak oluşturma esnasında uygulana yükün değerinin iyi ayarlanması gerekmektedir. Malzemenin yorulma gerilmesinin altında gerilmeler yaratacak yükler, yorulma çatlağı oluşturamayacaktır. Yorulma gerilmesine yakın gerilmeler yaratan yükler uygulandığında çatlak oluşumu çok uzun sürmekte büyük zaman kayıplarına neden olmaktadır. Gereğinden fazla bir gerilme oluşturulduğu takdirde zaman kaybı olmadan çatlak oluşumu gözlenecektir. Eğer dikkat edilmez ise yorulma çatlağı oluşturma aşamasında numune hasarlanabilir, ya da çatlak ucunda meydana gelen plastik deformasyon bölgesi büyür deney sonuçlarını olumsuz yönde etkiler.



Şekil 4.3. Üç nokta eğme deneyi

Yorulma işlemlerinin ardından başlangıç çatlağı oluşturulmuş numunede çatlak ilerletme işlemlerine başlanır. Düşük bir yükleme hızı uygulanarak önceden oluşturulmuş çatlağın yavaş ilerlemesi sağlanır. Strain gauge (gerinim ölçer) ile wheatstone köprüsü kurularak mod I tip çatlak açılması için kuvvet–çatlak ağzı açılması eğrileri (P-V) çizdirilir.

Azda olsa sünek özellik gösteren gevrek malzemeler için aşağıda Şekil 4.4 de Tip1 eğri örnek olarak gösterilebilir. Burada kritik yük P_Q değeridir. Eğer $X_ı$ mesafesi X_s mesafesinin ¼'ünden daha fazla ise bu malzeme kırılma tokluğunun hesaplanabilmesi için fazla sünek olarak adlandırılır. Tersi bir durumda malzeme yeterince gevrektir ve P_Q kritik yük olarak kabul edilerek kırılma tokluğu değeri hesaplanabilinir.2.tip eğride önce bir düşüş daha sonra tekrar yükselme gözlenmektedir. Bunun sebebi olarak çatlak ilerlemesinin plastik deformasyonlar ile engellenmesi olarak gösterilebilinir. Bu tip eğrilerde de kritik yük olarak P_Q kabul edilerek kırılma tokluğu değeri hesaplanabilir. Tip 2 eğrilerini oluşturan malzemeler Tip 1 eğrilerinde kullanılan malzemelere göre daha gevrek malzemelerdir. Tip 3 eğrilerde maksimum yükün kritik yüke denk geldiği oldukça gevrek malzemeler kullanılan deneylerden elde edilmiş eğrilerdir.



Şekil 4.4. Örnek P-V kuvvet çatlak açılması eğrileri

Kompakt çekme numuneleri için,

$$K_Q = \frac{P_Q}{Bw^{1/2}}\left[\left(29.6\left(\frac{a}{w}\right)^{1/2} - 85.5\left(\frac{a}{w}\right)^{3/2} + 657.7\left(\frac{a}{w}\right)^{5/2} - 101.7\left(\frac{a}{w}\right)^{7/2} + 638.9\left(\frac{a}{w}\right)^{9/2}\right)\right] \quad (4.1)$$

Üç nokta eğme numuneleri için,

$$K_Q = \frac{P_Q.4w}{Bw^{3/2}}\left[\left(2.9\left(\frac{a}{w}\right)^{1/2} - 4.6\left(\frac{a}{w}\right)^{3/2} + 21.8\left(\frac{a}{w}\right)^{5/2} - 37.6\left(\frac{a}{w}\right)^{7/2} + 38.7\left(\frac{a}{w}\right)^{9/2}\right)\right] \quad (4.2)$$

(4.1) ve (4.2) ifadeleri uygulanarak şartlı kırılma tokluğu değeri olan K_Q hesaplanır. Bulunan K_Q değerlerinin geçerli olabilmesi için (4.3), şartı aranmalıdır.

$$B \geq 2.5\left(\frac{K_Q}{\sigma_{ak}}\right)^2 \quad , \quad w \geq 5\left(\frac{K_Q}{\sigma_{ak}}\right)^2 \quad , \quad a \geq 2.5\left(\frac{K_Q}{\sigma_{ak}}\right)^2 \quad , \quad (w-a) \geq 2.5\left(\frac{K_Q}{\sigma_{ak}}\right)^2 \quad (4.3)$$

Burada B numunenin kalınlığını, w numune yüksekliğini, a çatlak uzunluğunu, σ_{ak} akma mukavemetini göstermektedir. Eğer şartlar sağlanıyor ise $K_Q=K_{Ic}$ olarak kabul edilir, eğer şartlar sağlanmıyor ise daha kalın numuneler kullanılması gerekmektedir.

4.1.2. Çevresel çentikli dairesel çubuk (ÇÇDÇ) ile kırılma tokluğu deneyi

Kırılma tokluğunun saptanmasındaki güçlükler nedeniyle araştırmacılar sürekli olarak kırılma tokluğunun daha kolay ve pratik bir şekilde elde edilmesi için çalışmışlar ve bazı pratik yöntemler önermişlerdir. Wang Chang ve arkadaşları 1990, kırılma tokluğunu bir tek küçük boyutlu silindirik numune ve yük- deplasman eğrisi kayıtlarını kullanarak belirlemiştir. Numune hazırlaması basittir ve küçük ölçekli yapılabilir. Yorulma çatlağı sürekli dönen bir uçla dahi yapılabilir. Jayaraju, T. ve Sadanandarao P.R., 2010 yılında 6082-T6 alüminyum alaşımı ile ÇÇDÇ numune kullanarak kırılma tokluğunu hesaplamıştır. Ule B., ve diğerleri 1999 yılında yaptıkları çalışmalarında ÇÇDÇ numune kullanarak AISI M2 çeliği için kırılma tokluğu değerlerini hesaplamışlardır. Bayram A., ve diğerleri 2001 yılında çeşitli çelik ve alüminyum alaşımları üzerine çalışmalar yapmış kırılma tokluğunu ÇÇDÇ numune kullanarak ve düzeltme denklemleri ile elde etmişlerdir.

Çevresel çentikli dairesel çubuk (ÇÇDÇ) numune kullanılarak kırılma deneylerinin yapılmasında; numune hazırlama ve yorulma çatlağı açılma işlemleri diğer numunelere kıyasla oldukça basittir, daha az malzeme ve mesai gerektirir.

Wang, C.H. ve diğerleri 1990, D/d oranı $1.2 \leq D/d \leq 2.1$ olan çevresel çentikli dairesel numunelerin yük altındaki gerilme şiddet faktörünü hesaplamak için (4.4) ifadesini önermiştir.

$$K_I = \frac{0.932\ P\sqrt{D}}{d^2\sqrt{\pi}} \tag{4.4}$$

P; en büyük kuvvet, d; çentikli bölgenin çapını, D; numunenin çapını göstermektedir.

Nath S.K. ve Das U.K, 2006 yılında çevresel çentikli dairesel numuneler kullanılan orta karbonlu çeliklerin kırılma tokluğu hesaplamaları için,

$$K_I = \left(\frac{P}{D^{3/2}}\right)\left(1.72\left(\frac{D}{d}\right) - 1.27\right) \tag{4.5}$$

ifadesini önermişler.

burada, P; en büyük kuvvet, d; çentikli bölgenin çapını, D; numunenin çapını göstermektedir.

Tada 1973, de Bueckner'ın tekil integral metodu ve Benthem'in asimptotik benzerlik metotları yardımı ile çevresel çentikli dairesel numune için tanımladıkları gerilme şiddet faktörü ifadeleri aşağıda verilmiştir. Bu ifadelerde; a değeri numunenin yarıçapını, b değeri ise çentikli bölgenin yarıçapını belirtmektedir.

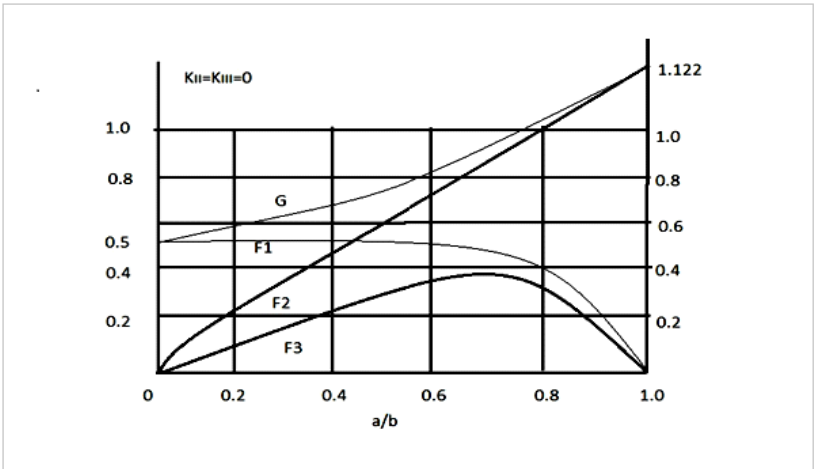
$$\sigma_{net} = \frac{P}{\pi a^2} \tag{4.6}$$

$$K_I = \sigma_{net}\sqrt{\pi a}\ F_1\left(\frac{a}{b}\right) \tag{4.7}$$

$$K_I = \sigma_{net}\sqrt{\pi (b-a)}\ F_2\left(\frac{a}{b}\right) \tag{4.8}$$

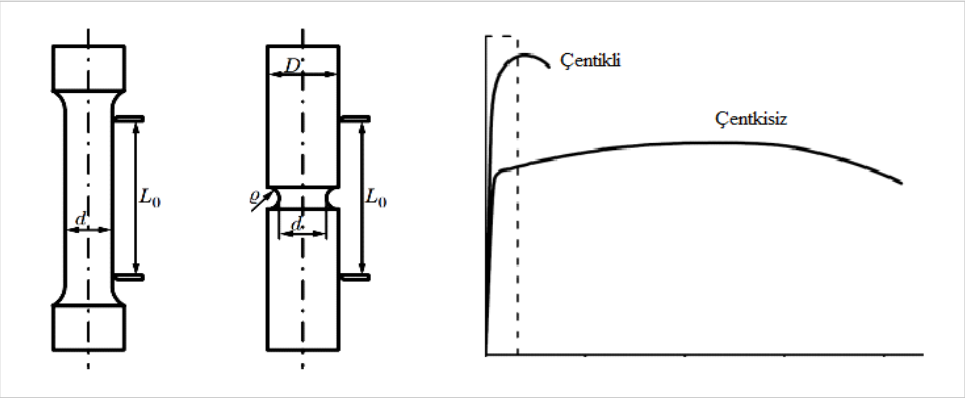
$$K_I = \sigma_{net}\sqrt{\pi b}\ F_3\left(\frac{a}{b}\right) \tag{4.9}$$

Çizelge 4.2. F(a/b)' nin değişim eğrileri, (Tada vd. 2000).



4.2. Çentik etkisi

Çentikler makine elemanlarının geometrilerindeki ani değişimler olarak adlandırılır. Çoğu kez konstrüksiyon gereği bu tür süreksizlerden kaçınılmaz. Örneğin kama yuvası, perçin deliği gibi. Süreksizliklerin olduğu bölgede kesit içinde üç eksenli gerilme hali oluşur. Bu gerilme hali malzemenin mekanik davranışında önemli değişikliklere neden olur. Örneğin, Şekil 4.3. de görüldüğü gibi aynı malzemeden yapılmış aynı net kesite sahip iki çekme numunesinin çekme deneyi sonuçları da yanında şematik olarak verilmiştir. Çekme deneyi sonuçlarından şunu söyleyebiliriz; aynı malzemeden yapılmış aynı net kesite sahip iki numuneden çentikli olanı diğerine göre görece olarak gevrekleşmiştir. Bunun nedeni çentikli kesitte oluşan düzlem şekil değiştirme halidir. Kırılma deneylerinde düzlem şekil değiştirme halini oluşturmak için kalınlığın arttırılması gereğini biliyoruz. O halde kırılma numunelerinde yukarıdaki sonucu kullanarak daha ince ama çentikli numune kullanarak düzlem şekil değiştirme halini sağlayabiliriz. Bu sonuç daha kolay işlenebilen daha küçük numune ve daha küçük kapasiteli cihazlarla çalışabilme imkanı sağlar. Sunulan çalışmada da bu sonuçlar kullanılarak ÇÇDÇ numuneler ile çalışılmıştır.



Şekil 4.3. Aynı net kesite sahip çentikli ve çentiksiz çekme numuneleri

5. ÇÇDÇ NUMUNELERİ İLE YAPILAN KIRILMA TOKLUĞU DENEYLERİ

5.1. Kullanılan Malzeme ve Özellikleri

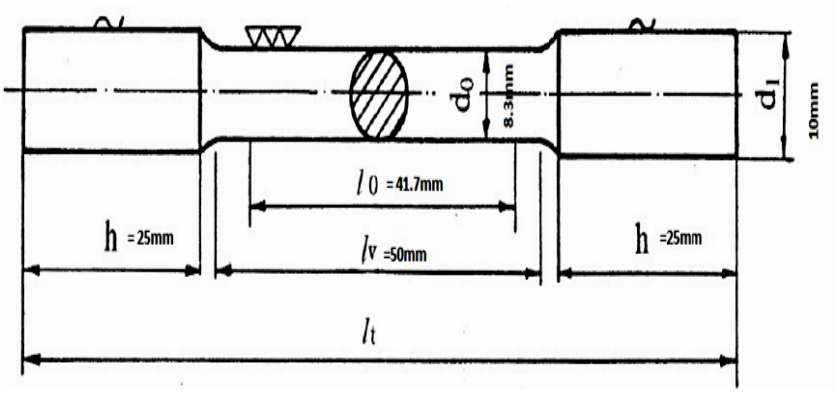
Yaptığımız çalışmalar da malzeme olarak 1.2210 115CrV3 kodlu cıva çeliği olarak isimlendirilen bir çelik satın alındığı gibi kullanılmıştır. Aşağıda kimyasal bileşimi verilen bu malzeme, krom ve vanadyum alaşımlı, kolay işlenebilen ısıl işlem yapılabilen, kesici kenarlarından parça kopmama özelliğine sahip, aşınmaya dirençli ve DIN 670 h8 standartlarına göre hassas talaşlanmış ve parlatılmış bir soğuk iş takım çeliğidir. Genellikle, kılavuzlar, iticiler, pimler, deliciler, zımbalar, havşa açma takımları, matkaplar, raybalar, oyma takımları, kılavuz pimleri, burgulu matkaplar, vida dişli kılavuzları, delik açma zımbaları, eğeler, raspalar, miller, cerrahi takımlar ve hassas ölçü gerektiren makine parçaları yapımında kullanılır.

Çizelge 5.1. 1.2210 115CrV3 cıva çeliği kimyasal bileşimi

	C	Si	Mn	P	S	Cr	V
En az %	1.10	0.15	0.20	__	__	0.50	0.07
En çok %	1.25	0.30	0.40	0.03	0.03	0.80	0.001

5.2. Çekme Deneyi

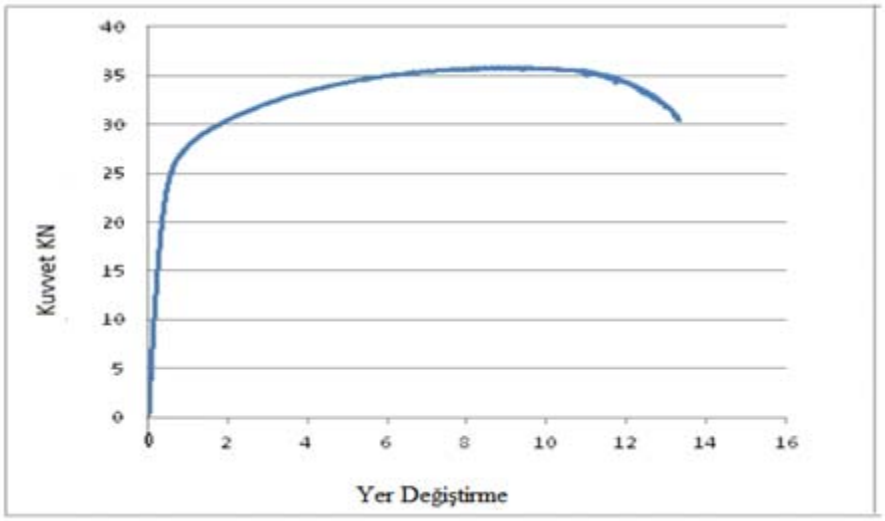
Önceki kısımda bahsedilen çentiklerin etkisini hatırladıktan sonra çentikli numuneler kullanarak yapacağımız kırılma deneylerinde mevcut çekme cihazımızın kapasitesini sınamamız gerekti. Bu amaçla kullanılan malzemenin özellikle en büyük mekanik mukavemet değerlerini tespit etmek için aşağıda verilen boyutlarda çekme numuneleri kullanarak çekme deneyleri yapılmıştır. Deneyler 5 ton kapasiteli INSTRON çekme cihazında gerçekleştirilmiştir. Araştırmamızda en büyük yük değerleri ile ilgilendiğimiz için çekme deneylerinde de sadece yük değişimi ölçülmüştür.



Şekil 5.1. Çekme deneyi test numunesi

Normal şartlar altında gerçekleştirilen deneylerde 1.2210 115CrV3 cıva çeliği çekme deneyi test numunesi no1 için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 5.2. no:1 numune için çekme deneyi sonuçları

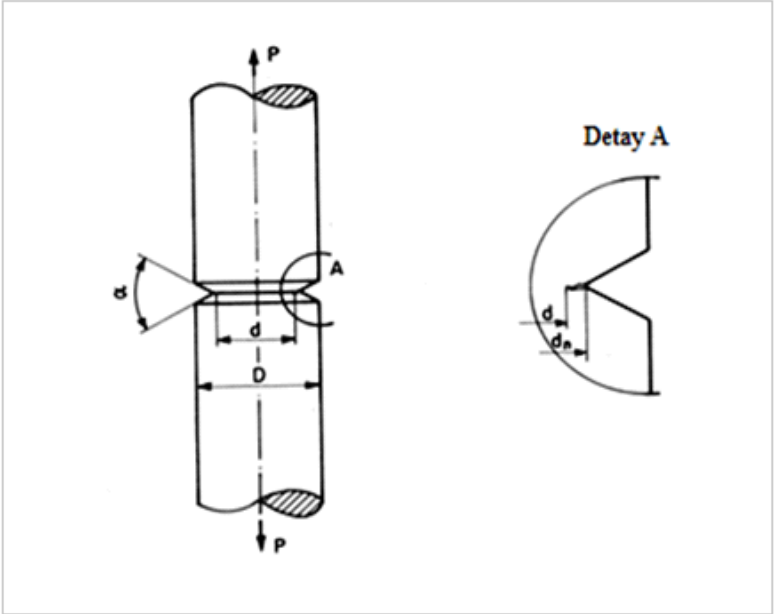


Çizelge 5.3. Çekme deneyi sonuçları

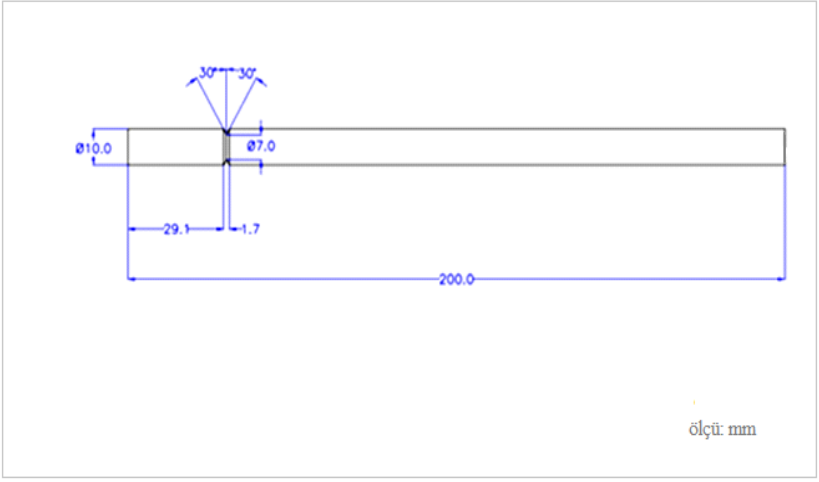
	Numune No	Maksimum Yük (KN)	Çekme dayanımı (MPa)
1	No 1	35.84	662.3
2	No 2	35.94	664.1
3	No 3	35.75	660.7
4	No 4	35.84	662.4

5.3. Çevresel Çentikli Dairesel Test Numunelerinin Geometrisi

Kırılma tokluk değerlerinin belirlenmesi için aşağıda Şekil 5.2 ve 5.3. de geometrisi ve boyutları verilen numuneler talaşlı şekil verme yöntemi ile elde edildi. Daha sonra, kırılma mekaniği analizlerinde tanımlanan boyutta çok küçük yarıçaplı çentiğin oluşturulması amacıyla bu numunelerde yorulma çatlağı ilerlemesi sağlanmıştır.



Şekil 5.2 Çevresel çentikli test numunesi şematik gösterimi



Şekil 5.3. ÇÇDÇ test numunelerinin geometrisi

ÇÇDÇ numunelerin toplam uzunluğu 200 mm'dir. Düzlem şekil değiştirme şartlarının oluşturulması amacıyla açılan çevresel çentik ucu açısı $\alpha=60^0$ olacak şekilde dairesel numuneyi çevrelemektedir. Çentik derinliği 1.5 mm'dir. Dairesel kesitli numunenin dış çapı D=10 mm çentik açılan bölgenin çapı d=7 mm olarak belirlenen numune eksenel simetrik bir geometriye sahiptir. Kesitin bu özelliği ANSYS analizlerinde kullanılacaktır.

5.4. Yorulma Çatlağı Oluşturulması

ÇÇDÇ numunelerde yorulma çatlağı oluşturulması yukarıda Şekil 5.4 de görülen dönel eğme yorulma cihazında gerçekleştirilmiştir. Yorulma olayının gerçekleşebilmesi ve çatlağın oluşması için yükleme genliğinin malzemenin sürekli yorulma dayanımından büyük olması gerekmektedir. Bunun için deneyde kullanacağımız genliğin alt sınır değerini yaklaşık olarak aşağıdaki gibi hesapladık. Çekme deneyi sonuçlarından kullanılan malzemenin çekme dayanımını yaklaşık olarak 660 MPa olarak tespit etmiştik. İndirgenmemiş yorulma dayanımı için çekme dayanımının yüzde 45'i kabul ederek indirgenmiş yorulma dayanımı aşağıdaki faktörleri göz önüne alarak,

K_a= yüzey faktörü (takım tezgâhlarında işlenmiş) $\cong$ 0.806

K_b= boyut faktörü (d<51mm içi dolu mil) $\cong$ 1.006

K_c= yük faktörü (eğilme) $\cong$ 1

K_d=sıcaklık faktörü (20^0C) $\cong$ 1.002

K_e=güvenilirlik faktörü (%90 güvenilirlik) $\cong$ 0.844

K_f=diğer faktörler $\cong$0.703

$\sigma_{yo}= K_a.K_b.K_c.K_d.K_e.K_d.(\sigma_{yo}^{'}) = 143$MPa

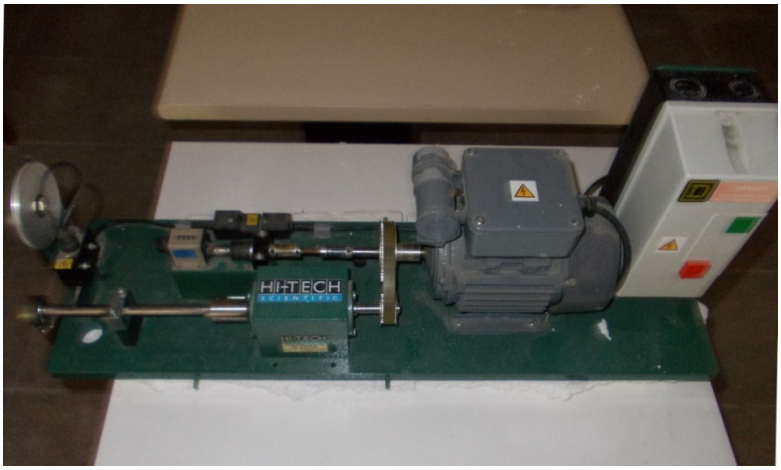
şeklinde hesaplanmıştır. Bu sonuç yorulma deneyleri için gerekli gerilme genliği hesaplanmasında kullanılmıştır.

5.5. Numunelerin Yorulma İşlemi ve Çevrim Sayıları

Kısım 5.4. de elde edilen sonuca göre yorulma deneylerinde yorulma çatlak ilerlemesi elde edilebilmesi için genlik değeri en az yaklaşık 143 MPa dan büyük olmalı idi. Bu sonuca göre yorulma deney cihazına ankastre olarak bağlanacak numunenin ucuna asılacak yük hesaplanmıştır. Kullanılan numune boyutları ile çentikli kesitte yaklaşık 200 MPa > 143 MPa lık bir gerilme genliği oluşturulmasının yeterli olacağı düşünülmüştür. Bu amaçla, yorulma düzeneğine bağlanan numune ankastre kiriş gibi düşünülerek kiriş ucuna uygulanacak gerekli yük, aşağıdaki gibi basit bir hesapla ve çentik dibi kesit çapı d=7 mm, moment kolu L=170 mm alınarak,

$$P \cong \frac{200(MPa).\pi.7^3(mm^3)}{32\,.\,170(mm)} = 39.6\ N \qquad (5.1)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Bu yükleme hali deneyde numune ucuna 4 kg lık bir ağırlık asılarak sağlanmaya çalışıldı. Uygulanan gerilme numunenin yorulma dayanımından yüksek olduğu için dönel eğme gerilmeli yorulma düzeneğinde numunenin yorulmasına olanak sağlanmıştır. Numuneler dönel eğme yorulma düzeneğinde aşağıda çizelge 5.7.de görülen 10^4 ile 10^5 çevrim sayıları arasında değişen farklı çevrim sayılarında dinamik yüklemeye maruz bırakılmıştır.



Şekil 5.4. Dönel Eğme Yorulma deney cihazı

Çizelge 5.7. ÇÇDÇ numunelerinin yorulma için çevrim sayıları

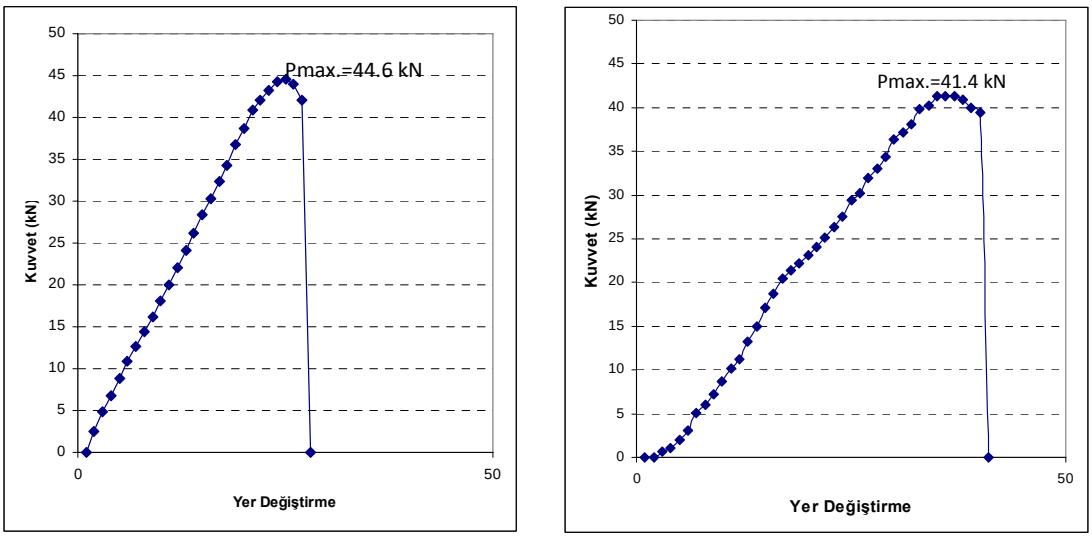
	Numune No	Çevrim Sayısı (devir)
1	No1	39 000
2	No2	42 000
3	No3	45 000
4	No4	48 000
5	No5	52 000
6	No6	40 000
7	No7	46 000
8	No8	44 000

5.6. Kırılma Deneyleri

Kırılma deneyleri 5 ton kapasiteli İNSTRON çekme cihazında yük kontrollü olarak gerçekleştirilmiştir. Yorulma çatlağı açılmış ÇÇDÇ numuneler çekme cihazında 0.5 mm/dak çekme hızında kırılana kadar çekmeye zorlanmıştır. Kırılma deneyleri esnasında eşzamanlı olarak kaydedilen yük-yer değiştirme eğrileri için biz sadece yük değerlerini kaydettik. Çünkü kullanacağımız ifadelerde sadece yük değeri gerekiyordu, bu nedenle de yer değiştirme ile ilgili bir ölçüm yapılmamıştır. No1 ve No3 numune için deney esnasında kaydedilmiş yük değişim eğrileri örnek olarak aşağıda Şekil 5.6 da verilmiştir. Bu eğriler üzerinden en büyük yük değerleri ($P_{max.}$) okunmuştur. Sonuçlar toplu halde 8 adet numune için Çizelge 5.8. de verilmiştir. Ayrıca, analitik hesaplarda kullanmak üzere kırılan numunelerin kopma kesit çapları d ölçüldü. Ölçülen değerler d/D oranı şeklinde çizelge 5.9. da verilmiştir.



Şekil 5.5. INSTRON Çekme deneyi cihazı



(a) (b)

Şekil 5.6. (a) No1 ve (b) No 3 numune için yük değişim eğrileri

Çizelge 5.8. Kırılma deneyinde kaydedilen en büyük değerleri

	Numune No	Çevrim Adedi (devir sayısı)	$P_{max.}$ (KN)
1	No1	39 000	44.6
2	No2	42 000	43.2
3	No3	45 000	41.4
4	No4	48 000	36.4
5	No5	52 000	38.1
6	No6	40 000	42.6
7	No7	46 000	42.3
8	No8	44 000	40.9



Şekil 5.6. No1 numunenin kırılma yüzeyi

5.6. Gerilme Şiddet Faktörlerinin Hesaplanması

Kısım 4 de verilen beş farklı analitik ifade yardımıyla gerilme şiddet faktörleri her bir numune için boyutları ve kırılma deneylerinden saptanmış Çizelge 5.8 daki yük değerleri kullanılarak ayrı ayrı hesaplanmıştır. No 1 numune için hesaplar örnek olarak aşağıda yapılmıştır.

(4.4) ifadesi ile ,

$$K_I = \frac{0.932\ P\sqrt{D}}{d^2\sqrt{\pi}} = \frac{0.932*44600\,(N)*\sqrt{10\,(mm)}}{6.9^2\ (mm^2)\ \sqrt{\pi}} = 1556.6\ MPa\,mm^{1/2} = 49.2\ MPa\,m^{1/2}$$

(4.5) ifadesi ile,

$$K_I = \left(\frac{P}{D^{3/2}}\right)\left(1.72\left(\frac{D}{d}\right)-1.27\right) = \left(\frac{44600(N)}{10^{3/2}}\right)\left(1/72\left(\frac{10}{6.9(mm)\sqrt{\pi}}\right)-1.27\right)$$

$$= 1722.2 MPa\,mm^{1/2} = 54.5\,MPam^{1/2}$$

(4.7) ifadesi ile,

$$K_I = \sigma_{net}\sqrt{\pi a}\ F_1\left(\frac{a}{b}\right) = 1.19*10^9 * \sqrt{3.45(mm)\pi} * 0.45 = 1764.5 MPa\, mm^{1/2} = 55.84 MPa\, m^{1/2}$$

(4.8) ifadesi ile,

$$K_I = \sigma_{net}\sqrt{\pi (b-a)}\ F_2\left(\frac{a}{b}\right) = 1.19*10^9 * \sqrt{3.45(mm)\pi} * 0.67 = 1761 MPa\, mm^{1/2} = 55.73 MPa\, m^{1/2}$$

(4.9) ifadesi ile,

$$K_I = \sigma_{net}\sqrt{\pi b}\ F_3\left(\frac{a}{b}\right) = 1.19*10^9 * \sqrt{5(mm)\pi} * 0.38 = 17.93 MPa\, mm^{1/2} = 56.77 MPa^{1/2}$$

şeklinde hesaplanmıştır.

Çizelge 5.9. Hesaplanmış K_I değerleri (MPa $m^{1/2}$)

Numune No	d/D	$P_{max.}$ (N)	(4.4) ile	(4.5) ile	(4.7) ile	(4.8) ile	(4.9) ile
No 1	0.69	44 600	49.2	54.5	55.8	55.7	56.7
No 2	0.68	43 300	49.2	54.5	54.2	54.1	55.1
No 3	0.68	41 350	46.4	51.3	54.7	51.3	52.1
No 4	0.65	36 400	45.4	50.2	51.9	46.7	50.4
No 5	0.67	38 150	44.7	49.9	54.3	48.2	52.8
No 6	0.69	42 600	46.8	52.1	53.0	52.7	53.8
No 7	0.68	42 250	48.1	53.6	54.1	55.3	55.5
No 8	0.68	40 900	46.9	51.1	51.6	52.7	53.0

5.7. Sonuçlar

Tüm numuneler için hesaplanan değerler Çizelge 5.9. da toplu olarak verilmiştir. Farklı beş ifade yardımıyla bulunmuş olan gerilme şiddet faktörü değerleri kırılma deneyinde kaydedilmiş olan en büyük yük değerleri ile yukarıdaki örnekte gösterildiği gibi hesaplanmıştır. Çizelgenin incelenmesinden görülmektedir ki üç ayrı çalışma ve beş farklı analitik ifade yardımıyla bulunan K_I değerleri arasında önemli bir fark yoktur. En büyük fark yaklaşık %10 ile (4.4) ve (4.5) ifadesi ile bulunanlar arasındadır. Ancak genelde fark % 10 dan azdır ki bu da değişik malzeme ile yapılmış iki ayrı çalışmada önerilen iki ifadenin sonuçları olduğu, bizim kullandığımız malzemenin de değişik olduğu düşünülürse kabul edilebilir.

Çentikli numuneler ile daha önce yapılmış olan çalışmalarda (Meydanlık, 2003) çatlağın yaklaşık olarak en büyük yük civarında ilerlemeye başladığı saptanmıştır. Çatlağın ilerlemeye başladığı değer LEKM yorumları içinde kırılma tokluğu olarak tanımlandığından Çizelge 5.9. daki gerilme şiddet faktörü (K_I) değerleri düzlem şekil değiştirme kırılma tokluğu (K_{Ic}) olarak kabul edilebilir. Çalışmanın bundan sonraki kısımlarında bu değerlerden kırılma tokluğu olarak bahsedilecektir. Bundan sonra bir sonlu elemanlar yazılımı olan ANSYS in V.11 versiyonu kullanılarak analitik olarak elde edilmiş olan kırılma tokluk değerleri elde edilmeye çalışılacaktır.

6. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm metodudur. Bu yöntemin uygulanması için basit yaklaşım fonksiyonları oluşturulmalıdır. Sonlu elemanlar yöntemiyle, katı mekaniği, sıvı mekaniği, akustik, elektromanyetizma, biyomekanik, ısı transferi gibi alanlardaki problemler çözülebilir. Sonlu elemanlar yöntemi karmaşık sınır koşullarına sahip sistemlere, düzgün olmayan geometriye sahip sistemlere, kararlı hal, zamana bağlı ve özdeğer problemlerine, lineer ve lineer olmayan problemlere uygulanabilir. Sonlu elemanlar yöntemi çeşitli mühendislik problemlerine kabul edilebilir bir yaklaşımla çözüm arayan sayısal metottur. Bilgisayar teknolojisinin ilerlemesi ile gelişen sayısal metotlar arasında önemli bir yere edinip etkin kullanılmaya başlanmıştır.

6.1. ANSYS Yazılımında Kırılma Mekaniği Problemi

Bilgisayar teknolojisinin ilerlemesi ile daha etkin kullanılmaya başlanan sonlu elemanlar yöntemini kullanan bir yazılım olan ANSYS 70'li yıllarda DR. Jhon Swanson tarafından geliştirilmiştir. Sürekli yenilenen sürümleri ile analiz alanı oldukça genişleyen ANSYS, statik dinamik analizler, elektromanyetik alan analizleri, termal analizler, akşıkanlar mekaniği analizleri, akustik, kırılma mekaniği, titreşim analizleri gibi bir çok konuda sonlu elemanlar yöntemini kullanarak çözümler üretmektedir.

Kırılma mekaniğinde karşılaşılan sorunlar, yoğun uğraş gerektiren, uzun zaman alan, maliyeti yüksek çözümler ile giderilebilmektedir. ANSYS yazılımı ile bu

sorunlarla karşılaşmadan kırılma mekaniği problemleri çözümlenebilmektedir. ANSYS yazılımı gerilme şiddet faktörü, J-integral, enerji yayınım hızı gibi kırılma mekaniği değerlerini deney yapmadan belirlememize ve bu değerleri gerçek problemlerde modeller üzerinde kullanmamıza olanak sağlar.

ANSYS yazılımında problemler 2 veya 3 boyutlu olarak modelleme yapılarak çözümlenebilir. Fakat bu modellemeler yapılırken dikkat edilmesi gereken bazı durumlara dikkat edilmelidir. Dikkat edilmesi gereken durumlardan biri eleman tipidir. Eleman tipi seçilirken yapılmak istenen analiz için en uygun eleman tipinin seçilmesin gerekmektedir. Eleman tipi seçiminde karşılaşılan problemin geometrisi kiriş sistemler, boru sistemler, katı modeller, kabuk modeller, 2 boyutlu veya 3 boyutlu olması, dış etkenler, yükler, simetrik olup olmaması gibi birçok parametre göz önünde bulundurularak dikkatlice seçilmesi gerekmektedir. Aksi takdirde analizler ya hiç sonlanmayacak yâda hatalı sonuçlar verecektir.

6.2. ANSYS Yazılımında Kırılma Problemi Çözüm Aşamaları

Analiz 3 temel aşamadan oluşmaktadır. Preprocessor (ön işleme), solution(çözüm), postprocessor (son işleme).

Ön işleme aşamasında problemin tanıtımı eleman tipinin belirlenmesi, modelin hazırlanması küçük elemanlara bölünmesi gibi işlemler yapılmaktadır.

1.Ön işleme

a.Analiz tipinin seçilmesi (yapısal, termal, akışkan gibi)

b. Eleman tipinin seçilmesi (plane 82, plane 95, 10node 92 gibi)

c. Birimlerin seçilmesi (SI, CGS, BIN, USER)

d. Malzeme özelliklerinin girilmesi (elastisite modülü, young modülü gibi)

e. Katı modelin oluşturulması keypointlerin girilmesi, keypointlerden çizgilerin

oluşturulması, çizgilerden alan oluşturma, eğer 3 boyutlu modelleme yapılacaksa alanlardan hacimlerin oluşturulması.

f. Küçük elemanlara ayırma (mesh'leme işelemi)

2. Çözüm

g. Yüklerin ve mesnetlerin belirlenmesi (yayılı yük, kuvvet, mesnet)
h. Çözüm (solve)

3. Son işleme

i. Sonuçların görülmesi (gerilmelerin deplasmanların eldesi)

j. Çatlak ucu koordinat sistemin tanımlanması tanıtılması

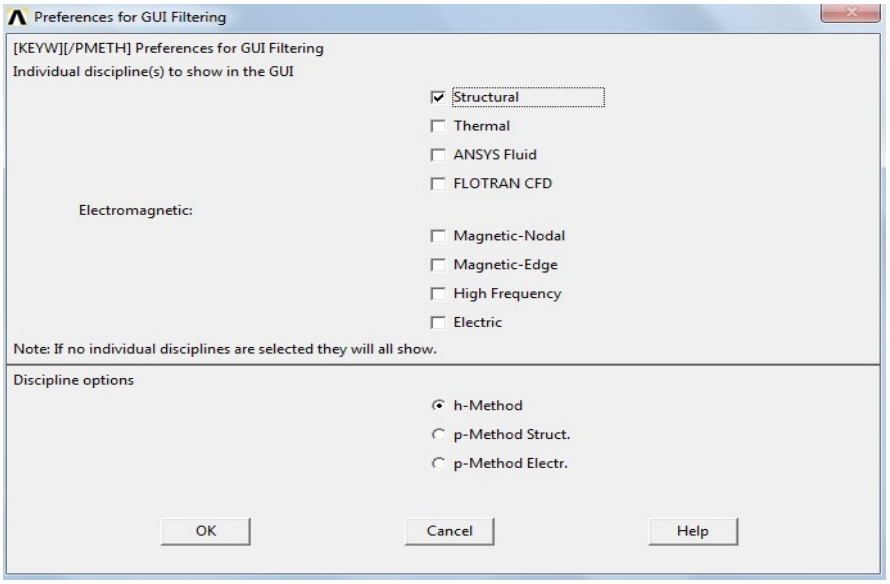
k. Çatlak yüzeyinin tanımlanması

l. Kırılma tokluğunun hesaplanması.

6.3. ANSYS V11.0 İle Kırılma Tokluğunun Belirlenmesi

6.4. Analiz Tipinin Belirlenmesi

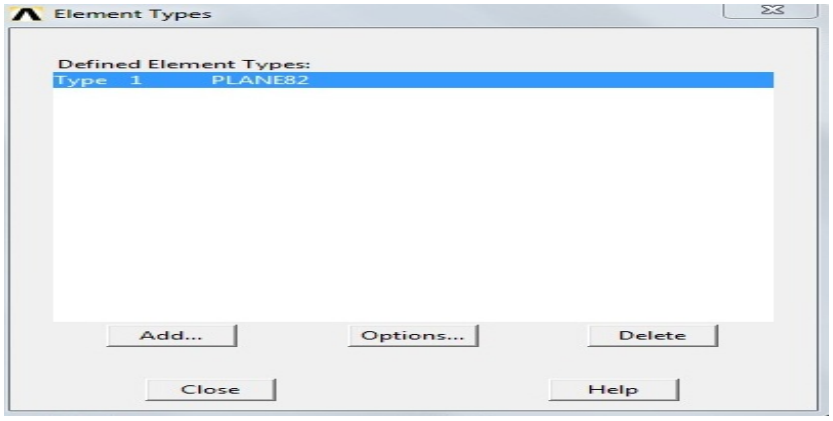
"Main menü>Preferences>Structural" seçeneğinde açılan pencerede Structural seçeneği onaylanarak analiz tipini yapısal analiz olarak belirleriz.



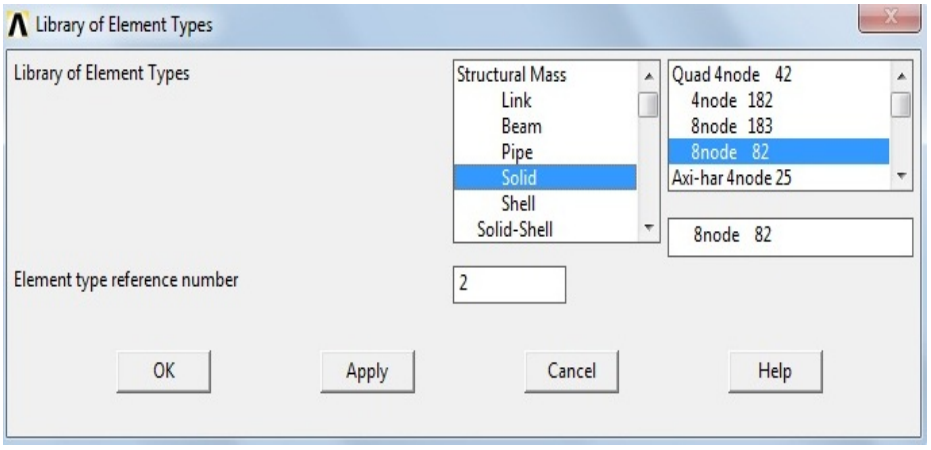
Şekil 6.1 Analiz tipinin belirlenmesi

6.5. Eleman Tipinin Belirlenmesi

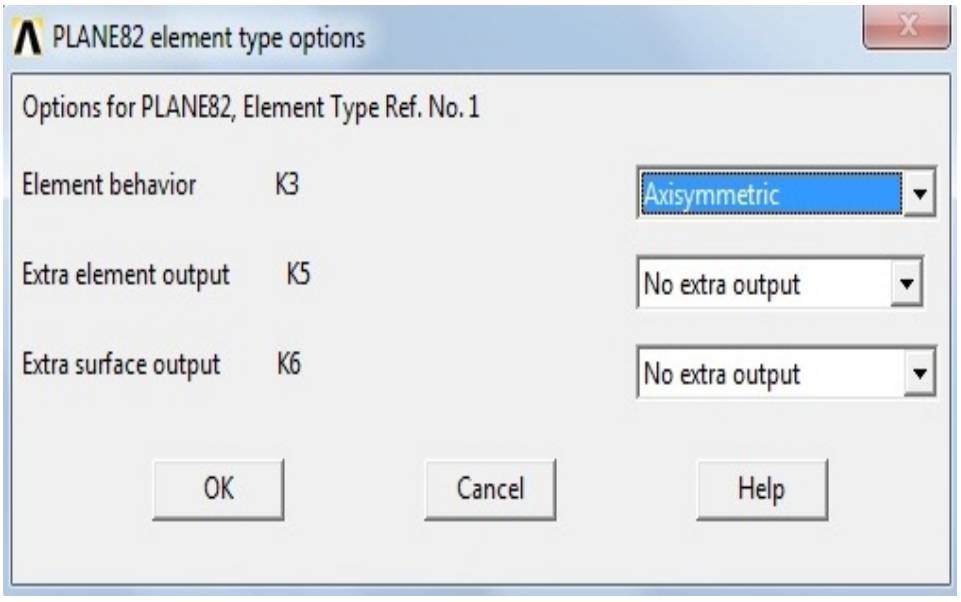
"Main menu>Preprocessor>Element Type" seçeneğinde "Add" onaylanarak açılan pencerede "Solid>8node82" seçilir.



Şekil 6.2 Eleman tipinin belirlenmesi



Şekil 6.3 Eleman tipinin seçilmesi ve eleman tipleri



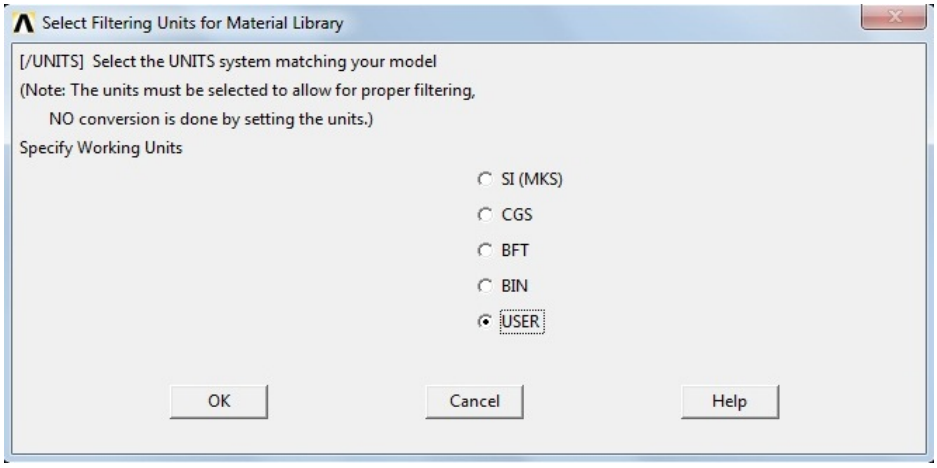
Şekil 6.4 Eksenel simetrik analiz seçeneğinin seçilmesi

Tekrar element type ekranına dönülür burada Options seçeneği seçilerek açılan element type options penceresinde element behavior K3 sekmesinde plane stres seçeneği axisymmetric olarak değiştirilir.

Eksenel simetrik seçeneği simetrik özellik gösteren geometri ve yüklemelerde katı model oluştururken karşılaşabilecek zorlukların önüne geçmede daha basit iki boyutlu bir kesitte işlem yapabilmemizi sağlamaktadır.

6.6. Birimlerin Seçilmesi

"Main menu>Preprocessor>Meterial Props>Metarial Library>Select Units" seçeneğinde "Select Filtering Units For Meterial Library" ekranında "USER" seçeneği işaretlenip ok ile onay verilir. Bu seçenek girdiğimiz yükler için Newton ve milimetre cinsinde girilirse sonuçları da Newton milimetre cinsinden almamızı sağlayacaktır.



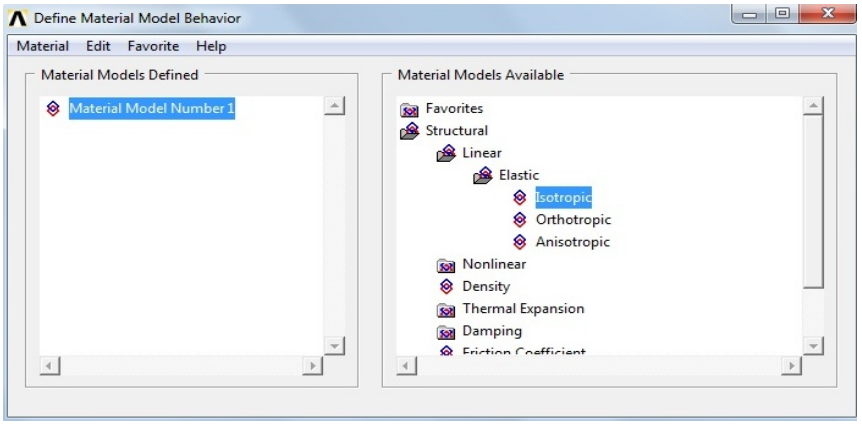
Şekil 6.5 Birimlerin belirlenmesi

6.7. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

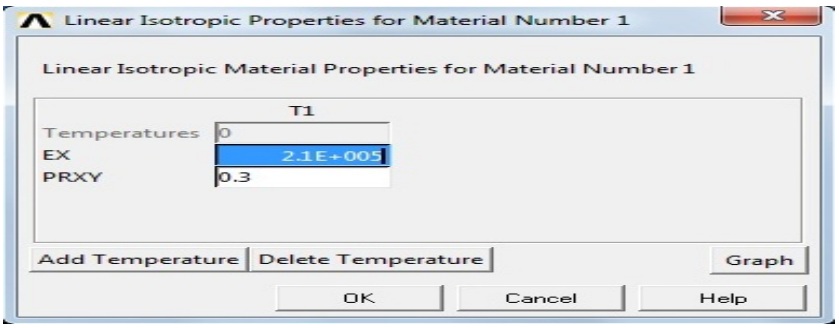
Kullandığımız malzemenin young modülü E=210 GPa ve poisson oranı 0.3 tür. Bu özellikler aşağıdaki gibi tanımlanır

"Main menu>Preprocessor>Meterial Props>Meterial Model" seçeneğinde karşımıza "Define Meterial Model Behavior" ekranı çıkacaktır. Bu ekranda sırası ile Structural Linear Elastic Isotropic seçenekleri takip edilir ve onay verilir.

"Linear isotropic properties for meterial number 1" ekranında EX seçeneğine malzemenin elastiklik modülü (E) 2.1E+005, PRXY seçeneğine malzemenin poisson oranı (υ) 0.3 olarak girilir. Malzeme izotropik olarak tanımlandığı için bu iki özelliğin girilmesi yeterlidir.



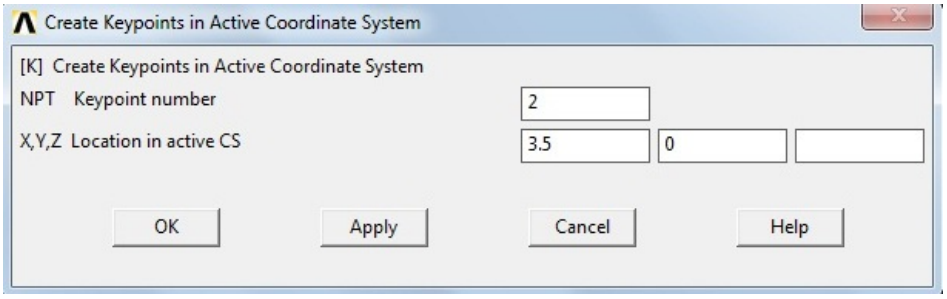
Şekil 6.6. Malzeme özelliklerinin belirlenmesi



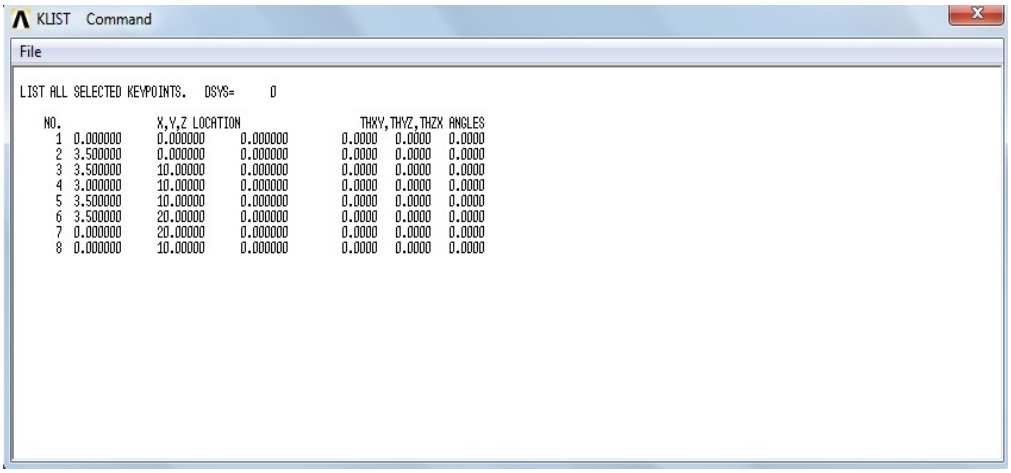
Şekil 6.7 Malzeme özelliklerinin girilmesi

6.8. Keypointlerin oluşturulması

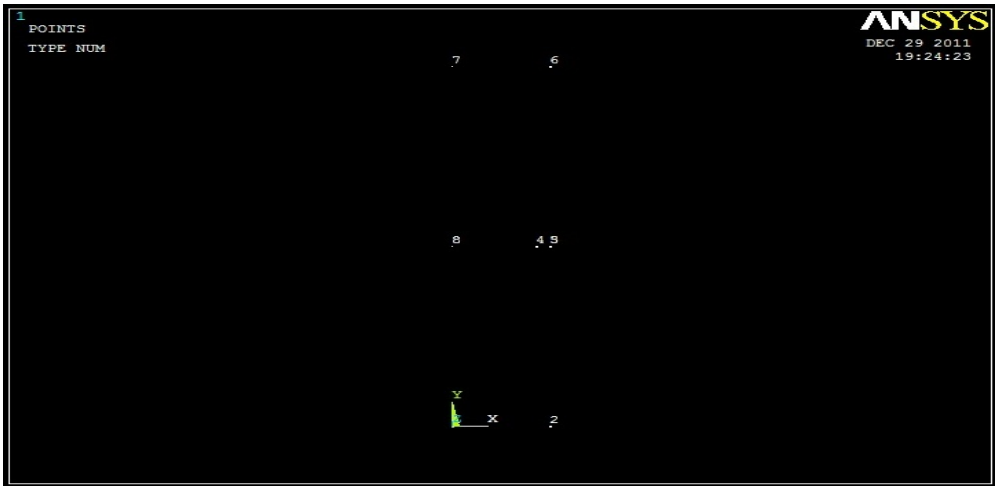
"Main menu>Preprocessor>Modelling>Create>Keypoint>In Active CS" seçeneğinde "Create Keypoints in Active Cootdinate System" ekranında "NPT" keypoint number Keypointlerin numaralarını XYZ location in active cs seçeneği ise sırası ile X,Y,Z koordinat düzlemlerinde bulundukları koordinatları belirtmektedir. Boş bırakılan noktalar 0 olarak değerlendirilmektedir.



Şekil 6.8 Keypointlerin oluşturulması

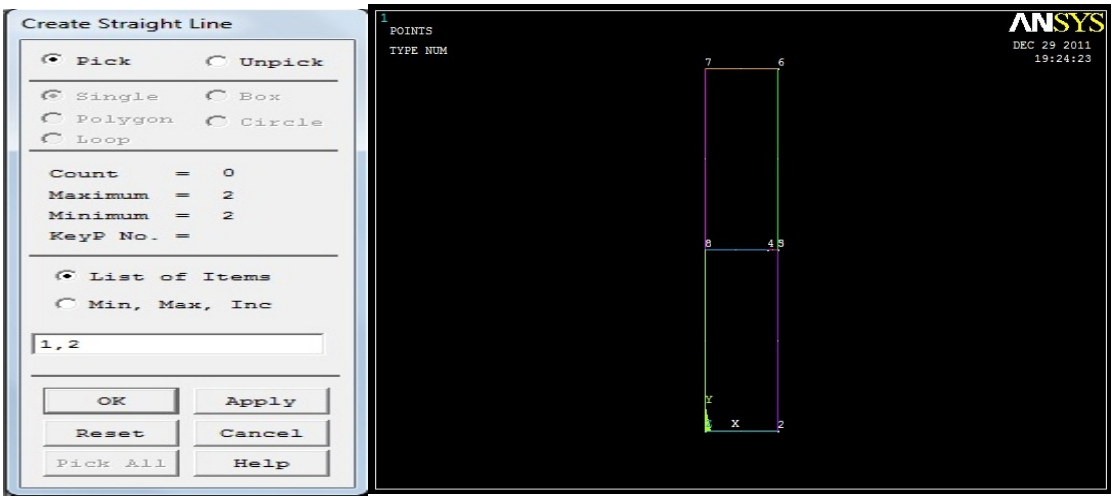


Şekil 6.9 Keypoint'lerin listesi



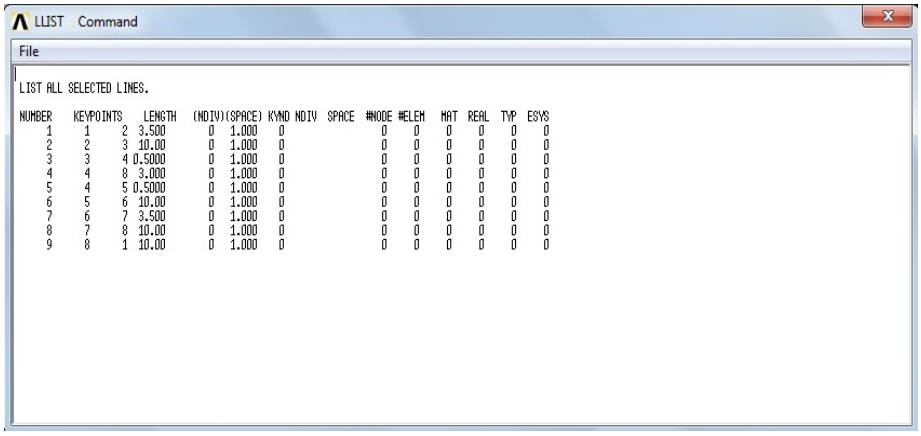
Şekil6.10 Keypoint'lerin görüntüsü

6.9. Çizgilerin oluşturulması



Şekil 6.11 Çizgilerin oluşturulması

"Main menu>Preprocessor>Modelling>Create>Lines>Lines>Straigth Line" seçeneği seçildiğinde create straigth line ekranına bir birine bağlanması istenen keypoint numaraları aralarına virgül koyularak apply komutu ile çizgiler oluşturulur (1,2 apply).

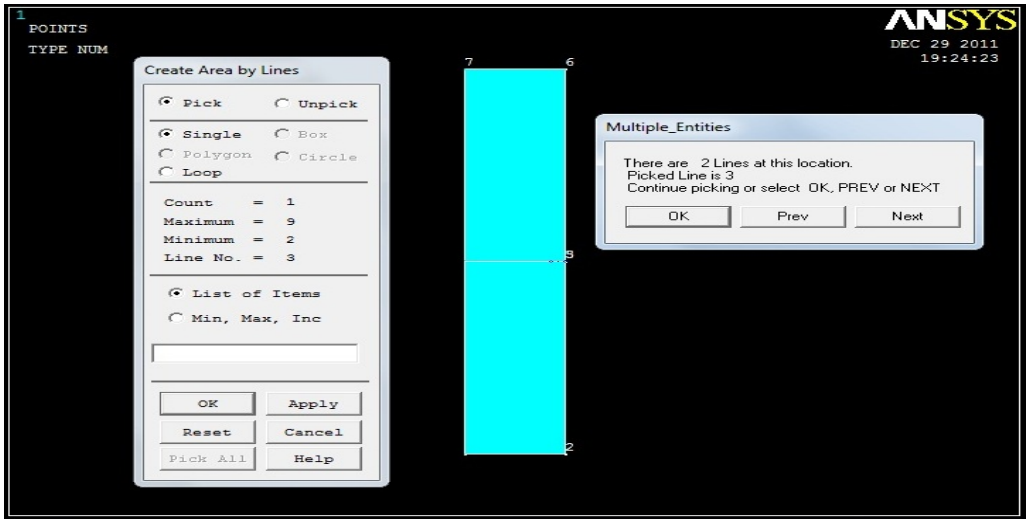


Şekil 6.12 Çizgilerin listesi

6.10. Alanların oluşturulması

"Main menu>Preprocessor>Modelling>Create>Areas>Arbitary>By Lines" seçeneğinde oluşturulan çizgiler seçilerek ok ile onay verilip alanlar oluşturulur.

Alanlar oluşturulurken dikkat edilmesi gereken nokta çizgiler seçilirken çatlak yüzeyini oluşturan çizgilerin birbiri ile çakışmasıdır. Bu durumda karşımıza multiple entities ekranı çıkmaktadır. Burada eğer daha önce kullandığımız çizgiyi tekrar kullanmayacaksak next seçeneği ile diğer çizgiyi seçmek mümkün olmaktadır. Daha detaylı bir anlatımla 3 ve 5 numaralı çizgileri oluşturan keypointler koordinat sisteminde aynı noktalarda bulunmaktadırlar. Burada alan için çizgilerimizi belirlerken. İlk alan için 3 no'lu çizgiyi seçmiş isek ikinci alanı oluştururken seçilen çizgiyi multiple entities ekranında 5 olarak değiştirmemiz gerekmektedir.



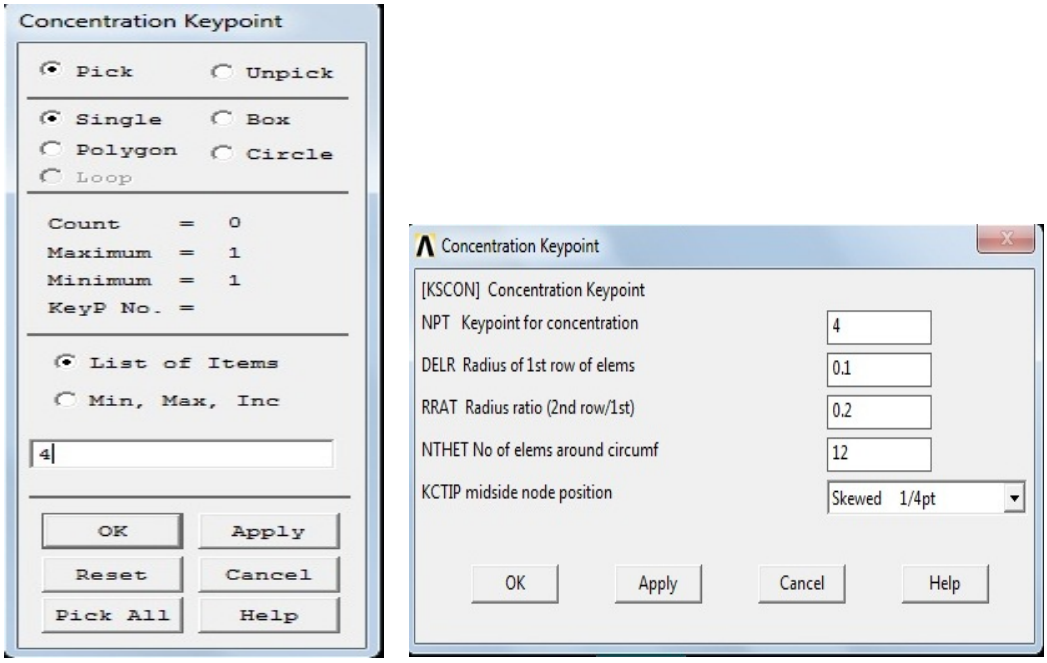
Şekil 6.13 Alanların oluşturulması

6.11. Küçük Elemanlara Ayırma Meshing İşlemi

6.11.1. Çatlak ucunun yoğunlaştırılması

"Main menu>Preprocessor>Meshing>Size Cntrl>Concentrat KPs>Create" seçeneği seçildiğinde karşımıza hangi keypoint'te mesh yoğunluğunun arttırılmasını soran Concentration Keypoint ekranı çıkmaktadır. Bu ekranda yoğunlaştırmak istediğimiz çatlak ucunun bulunduğu 4 numaralı keypoint'i işaretleyip onay veriyoruz.

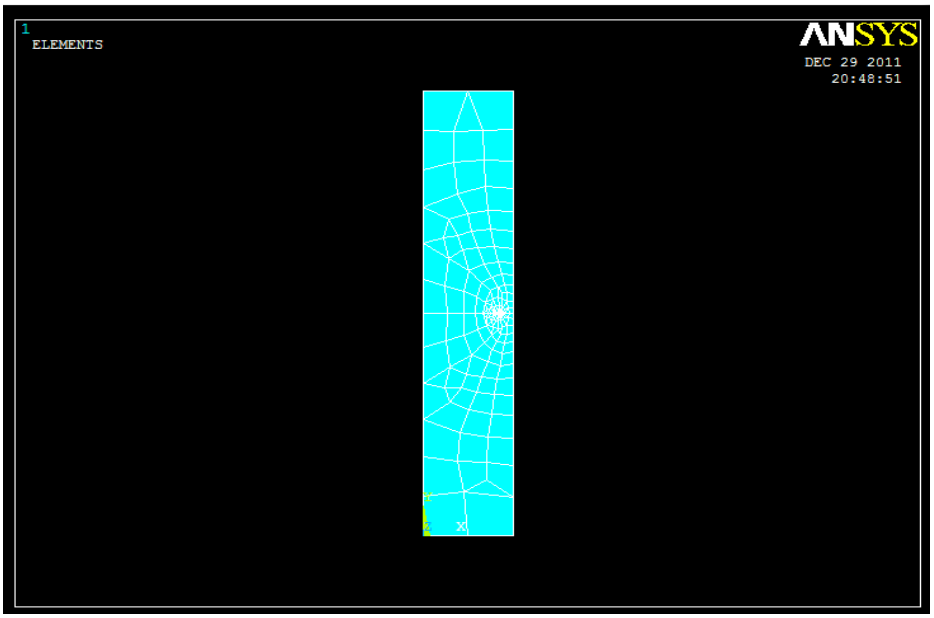
Çatlak ucundaki keypointi seçip ok ile onay verdikten sonra karşımıza gelen ekranda "NPT Keypoint for Concentration" seçeneği seçili olan keypoint'i belirtir. "DELR Radius of 1st row of elements" ilk sıradaki elemanların büyüklüğünü "RRAT Radius ratio(2nd row/1st)" 2. Sıradaki elemanların birinci sıra elemanlara göre oranını belirtir. Burada önemli olan girdiğimiz değerlerin birbirine en yakın iki keypoint arasındaki uzaklıktan daha küçük olması gerektiğidir. "NTHET No elements around circumf" seçeneği seçiliği keypoint etrafında kaç eleman olacağını belirler. "KCTIP" seçeneği iste kaç sıra eleman olacağı başka bir değişle düzgün dairesel yoğunluğun kaçıncı elemandan sonra bozulacağını belirler



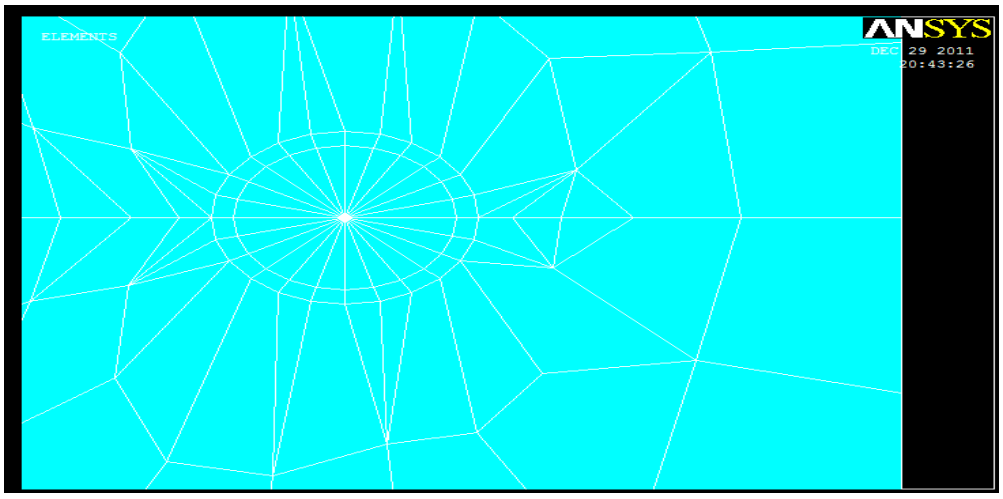
Şekil 6.14 Çatlak ucunun yoğunlaştırılması

6.11.2. Küçük elemanlara ayırma meshing işlemi

"Main menu>Preprocessor>Meshing>Mesh>Area>Free" seçeneğinde ekrandaki alanlar seçilir ve onay verilir. Mesh yaparken karşımıza çıkabilecek bir sorun ise analizin ikici aşamasında seçtiğimiz eleman tipinden kaynaklanabilir. Eleman tipinin doğru belirlenmesi bu aşamada çok önemlidir. Eleman tipleri mesh aşamasında küçük elemanların geometrilerini üçgen ya da dörtgen eleman olarak değiştirmektedir. Modellediğimiz parça dairesel yapıda ise üçgen elemanlara bölmek, kare ya da dikdörtgen yapılı modellerde ise dörtgen elemanlara bölmek daha mantıklı olacaktır. Alınan sonuçların da doğruluğu için önemli bir parametredir. Eğer eleman tipi hatalı seçilmiş ve geometriye uygun değilse, meshleme işlemi esnasında program hata verecek, meshleme işlemi yapılamayacak ya da elde edilen sonuçlar gerçekçi olmayacaktır. Düzgün yapılan bir meshleme işlemi ile sonuçların güvenilirliği doğru orantılıdır.



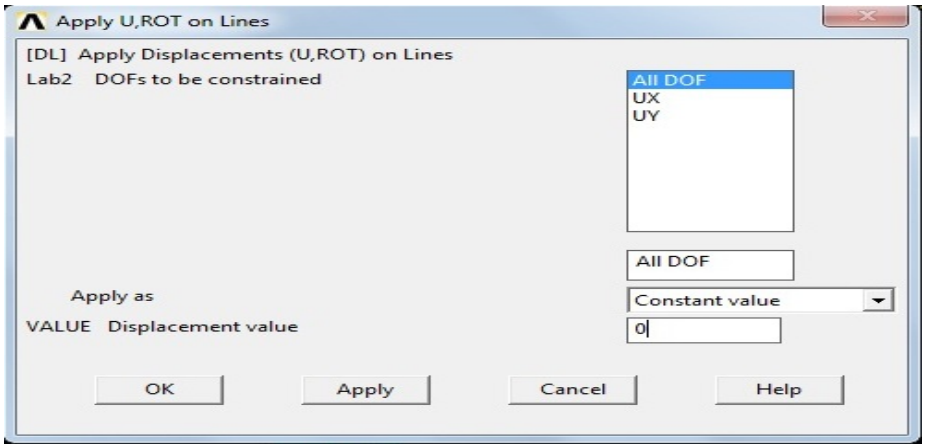
Şekil 6.15 Küçük elemanlara ayrılmış model



Şekil 6.16 Yoğunlaştırılmış çatlak ucu

6.12. Sınır Şartlarının Uygulanması

6.12.1.Mesnetlerin uygulanması

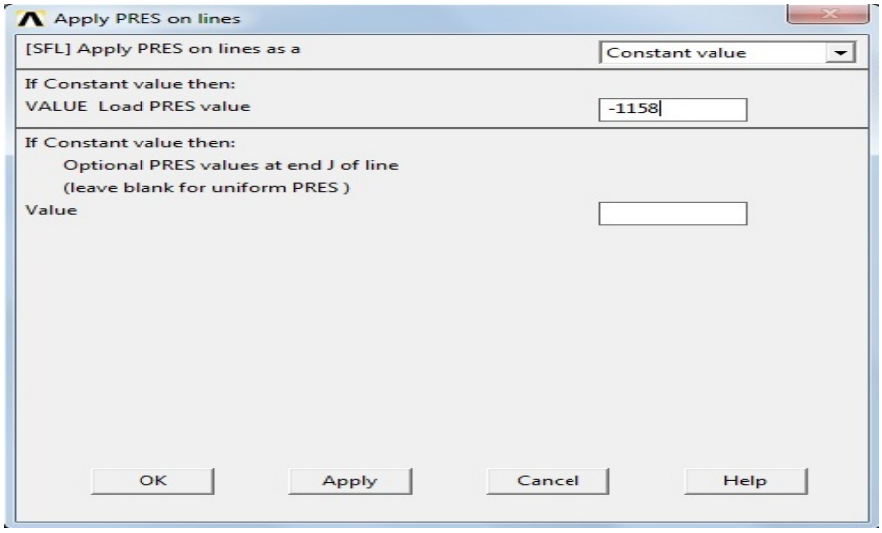


Şekil 6.17 Sınır şartlarının belirlenmesi mesnet

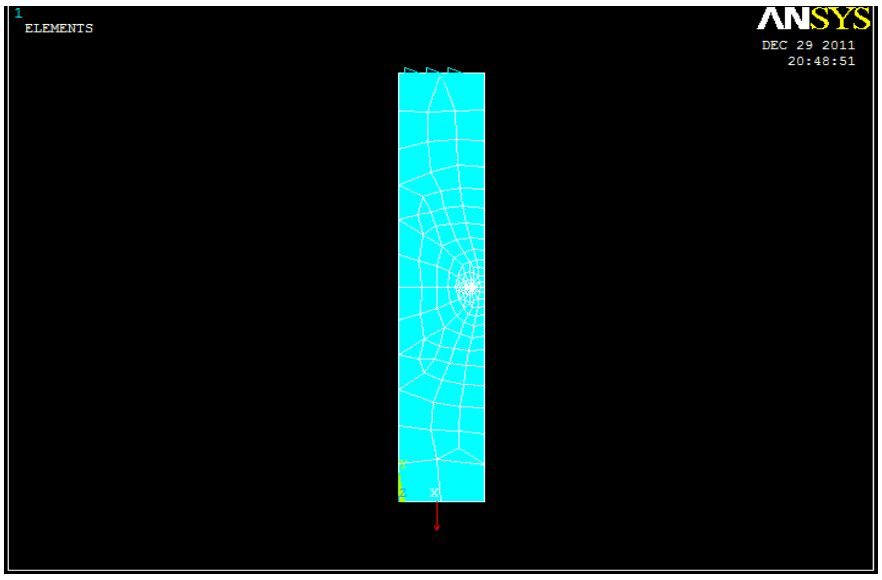
"Solution>Define Loads>Apply>Structural>Displacement>On Lines" seçeneğinde mesnetlenecek bölge seçilir ok ile onay verildikten sonra ekrana "Apply U,rot on lines" ekranında "Lab2 DOFs to be constrained" seçeneğine "ALL DOF, apply as" seçeneği "constant value, displacement value" 0 olarak seçilir ve ok ile onaylanır. Böylelikle geometrinin üst kısmı mesnetlenmiş olur.

6.12.2.Yüklerin uygulanması

"Solution>Define Loads>Apply>Structural>Pressure>On Lines" seçeneğinde geometride yükü hangi bölgeye uygulamak istiyorsak o bölgedeki çizgi seçilir ve ok ile onaylanır. 1.2210 115CrV3 No 1 numunesine maksimum 44.573 KN uygulanmıştı bu yüzden burada yükleme tipi olarak basınç seçtiğimiz için maksimum yük/alandan P/A=1158,2N/mm^2 lik bir yük uygulayacağız. "Apply pres on lines" ekranında "Load pres value" bölümüne -1158 olarak girilir. – işareti yükün yönünün belirtmek amacıyla girilmiştir aksi takdirde numune basma gerilmesine maruz kalacaktı.

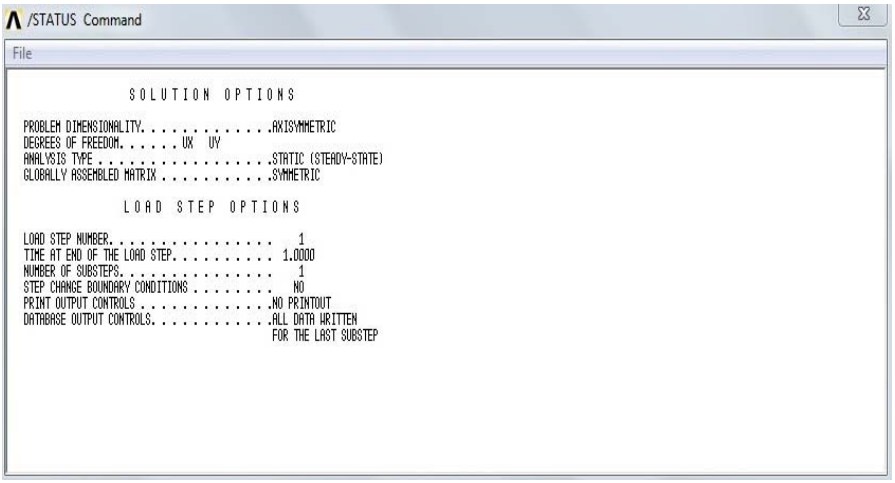


Şekil 6.18 sınır şartlarının belirlenmesi yük



Şekil 6.19 yük ve mesnetlerin geometri üzerindeki gösterimi

6.13. Çözüm

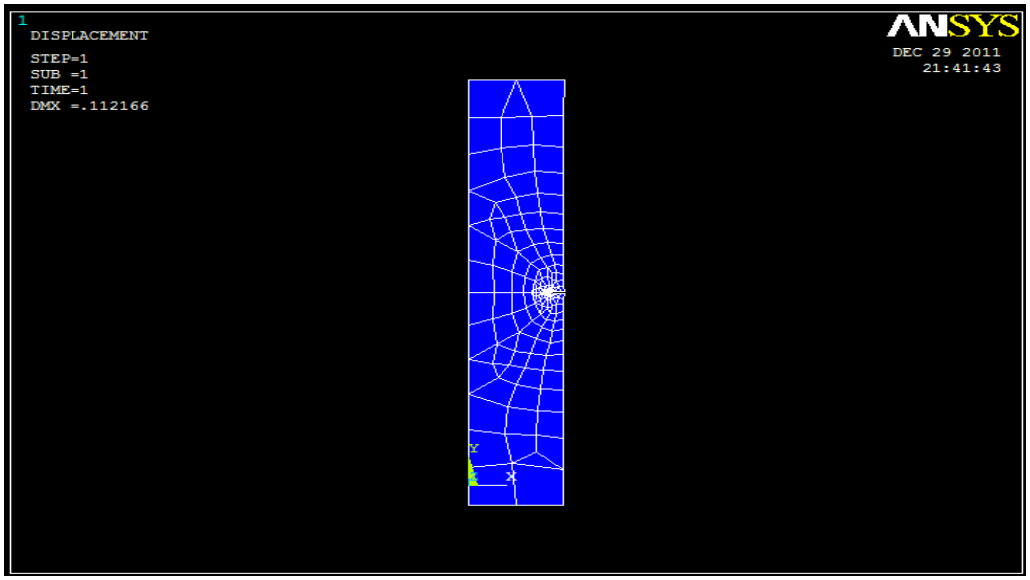


Şekil 6.20 Çözüm bildiri ekranı

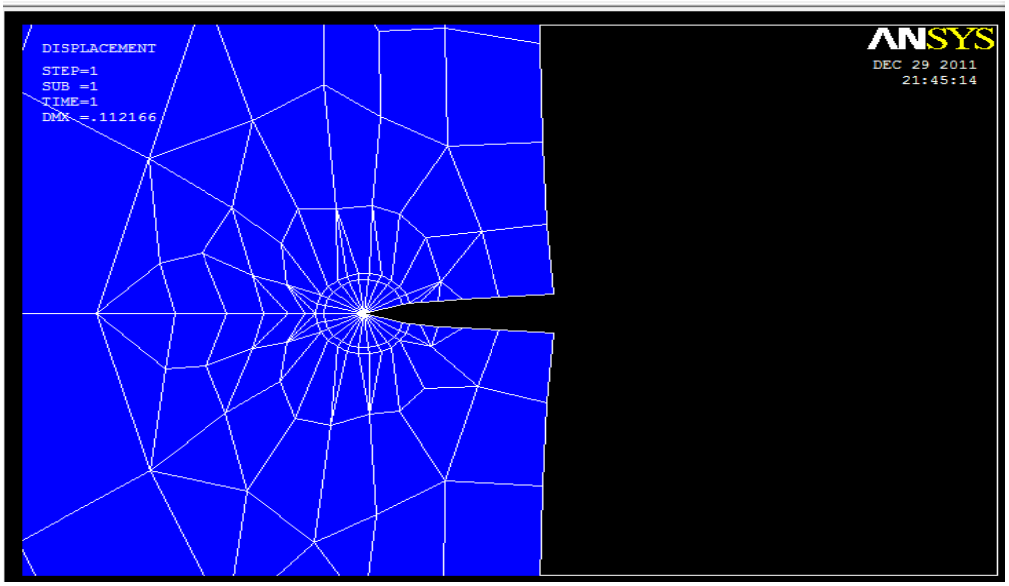
"Solution>Solve>Current LS" seçeneğine onay verilir. "Solution done" uyarısı ve "Status command" ekranları ile çözüm ve yükleme seçenekleri ile ilgili genel bir bilgi verir. Bu aşamadan sonra "General Postproc" bölümüne geçilip yaptığımız analiz sonuçları incelenmektedir.

6.14. Sonuçların İncelenmesi

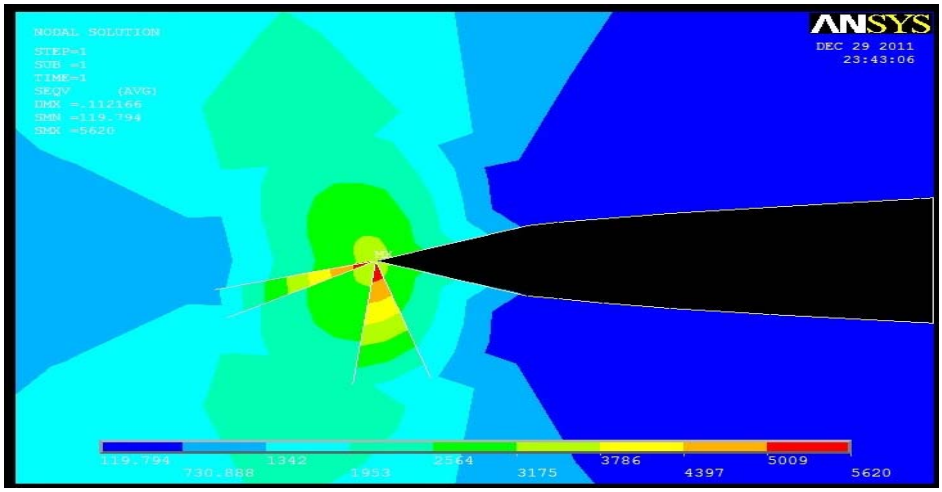
"General Postproc>Plot results>Defromed shape>Deformed only" seçenekleri ile yüklerin uygulanmasından sonra oluşan deformasyona uğramış şekli görebiliriz.



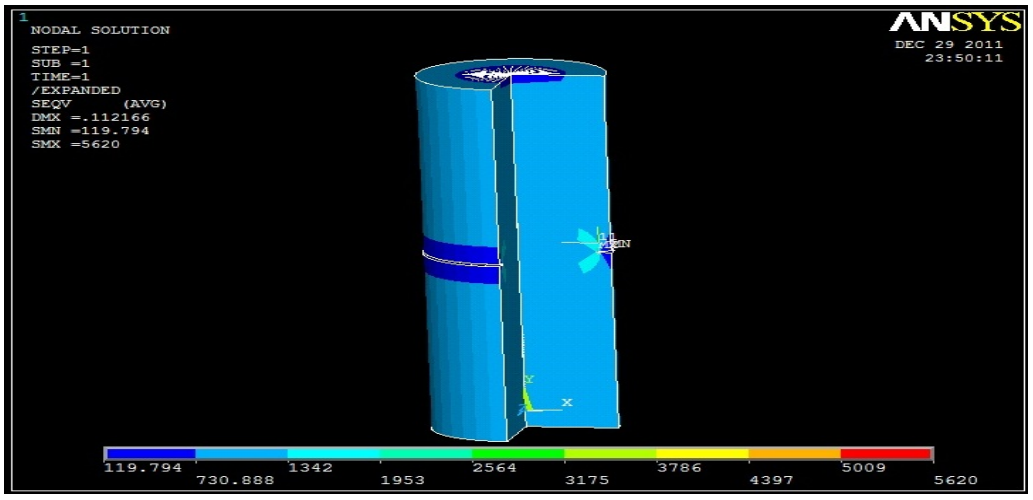
Şekil 6.21 Sonuçların görüntülenmesi



Şekil 6.22 Çatlak bölgesi



Şekil 6.23 Von Mises gerilmeleri



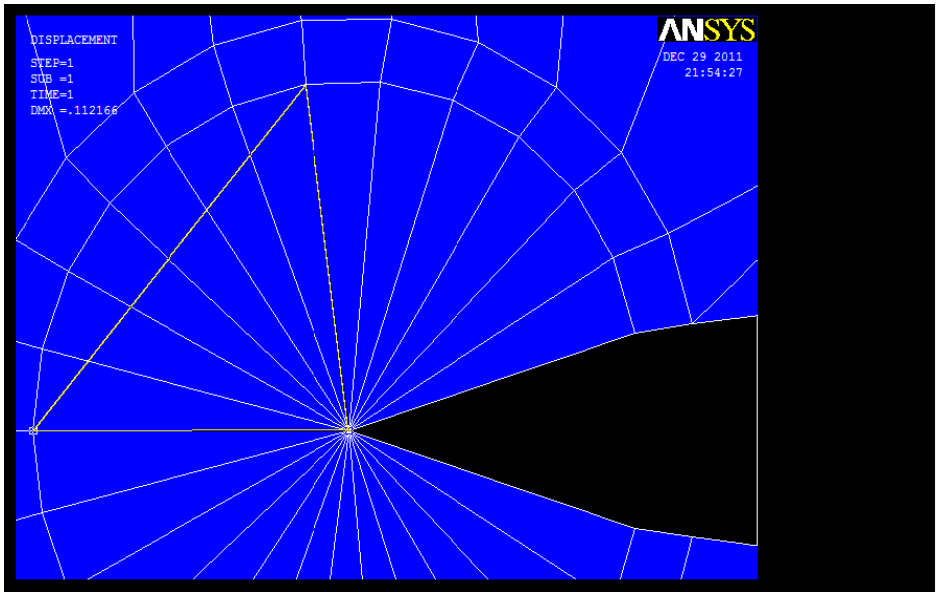
Şekil 7.24 Modelin ¾ oranında genişletilmiş görünümü

"Utality menu>Plot Ctrls>Style>Symmetry Expansion>2D Axi-Symetric" seçeneği ile ¼, ½, ¾, veya 3 boyutlu tam modeli görüntülemek mümkün olmaktadır.

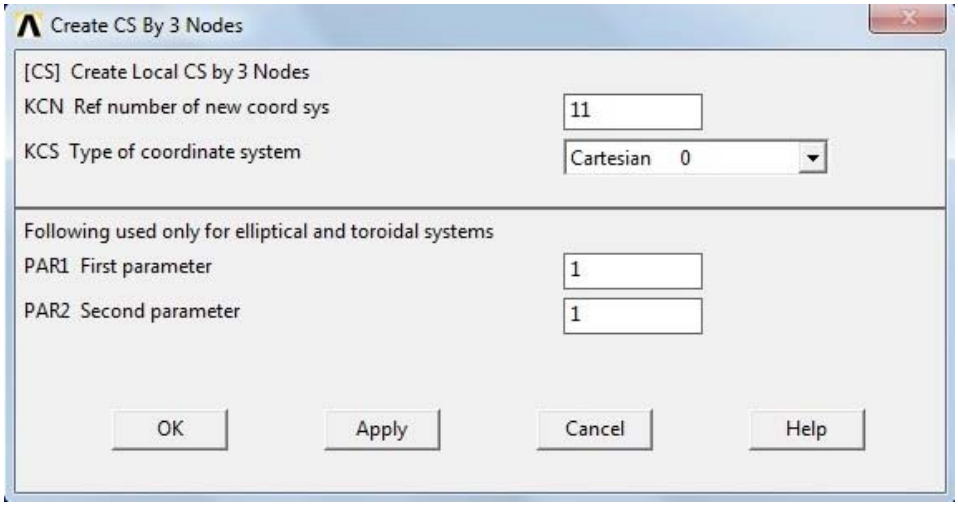
6.15. Çatlak Ucu Koordinat Sisteminin Belirlenmesi

Deformasyona uğrayan şeklimizde çatlak ucunda yeni bir koordinat sistemi belirlemek gerilme şiddet faktörünü hesaplarken daha gerçekçi sonuçlar elde etmemizi sağlar. “Utility Menu > WorkPlane > Local Coordinate Systems > Create Local CS > By 3Nodes”. Seçeneği ile çatlak ucunda yeni bir koordinat sistemi tanımlanmaktadır.

Seçilen ilk düğüm noktası çatlak ucu, ikinci düğüm noktası çatlağa paralel olan x eksenindeki ilk düğüm noktası, üçüncü düğüm noktası ise ye ekseninde çatlak ucuna dik olan ilk düğüm noktası olacak şekilde çatlak ucunda bir üçgen elde edilir. “Create by 3nodes” ekranından onay verilir.



Şekil 6.25 Çatlak ucu koordinat sistemi

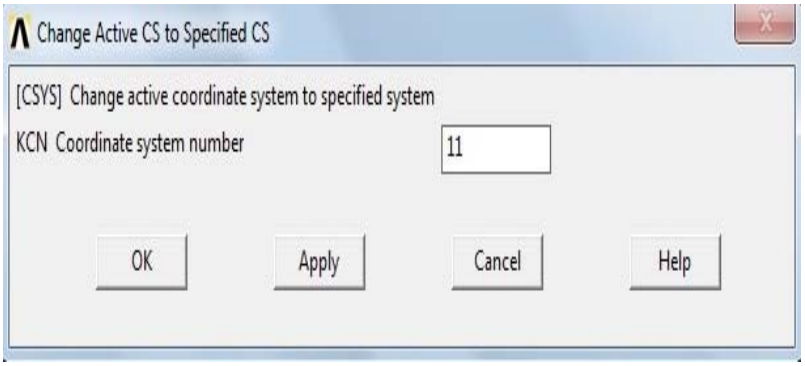


Şekil 6.26 Çatlak ucu koordinat sisteminin tanımlanması

6.15.1.Lokal Çatlak Ucu Koordinat Sisteminin Aktif Hale Getirilmesi

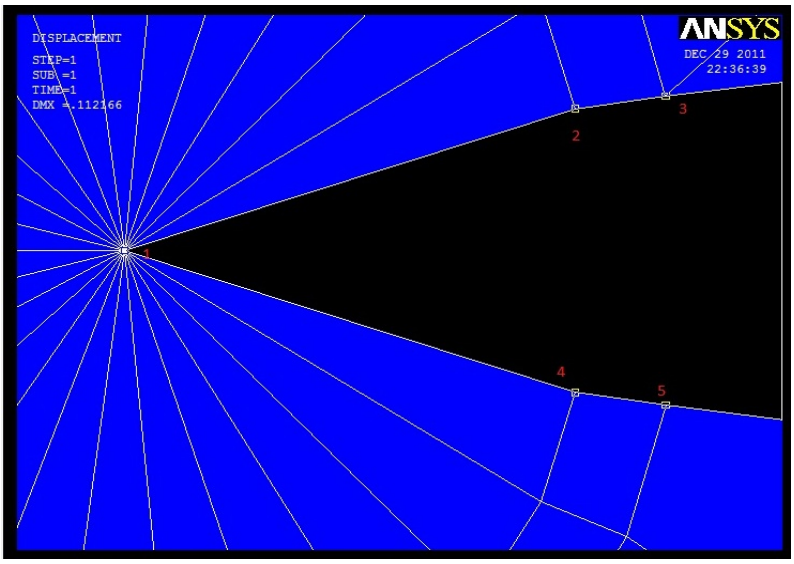
"Utility Menu>WorkPlane>Change Active CS to>Specified Coordinate System" seçeneğinde "Change Active CS to Specified CS" ekranına "KCN" coordinate system number' kısmına 'number of new coord sys' 11 girilerek ok ile onaylanır ve yeni koordinat sistemi ile değiştirilmiş olur.

Değiştirilen koordinat sistemini aktif hale getirmek için "Main menu>Options for Outp" seçeneğinde 'options for output' ekranında 'result coordinat system' seçeneği "Local System" olarak değiştirilir. 'Local system reference no' için 11 olarak tanımladığımız yeni koordinat sisteminin adı girilir. Böylelikle yeni koordinat sistemi tanımlanmış ve aktif hale getirilmiş oldu.



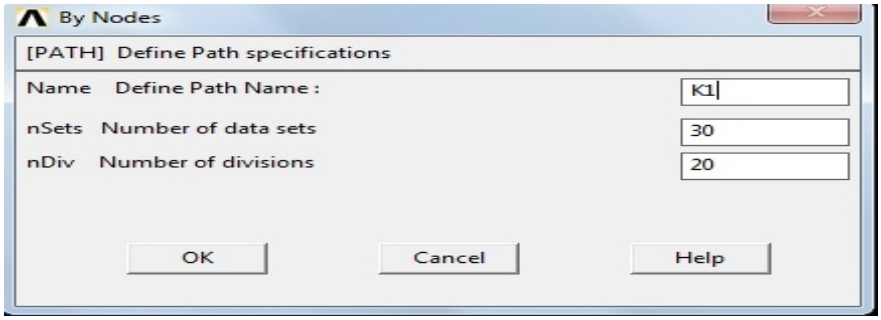
Şekil 6.27 Koordinat sisteminin değiştirilmesi

6.15.2Çatlak Yüzeyinin (Yörüngesinin)Tanımlanması



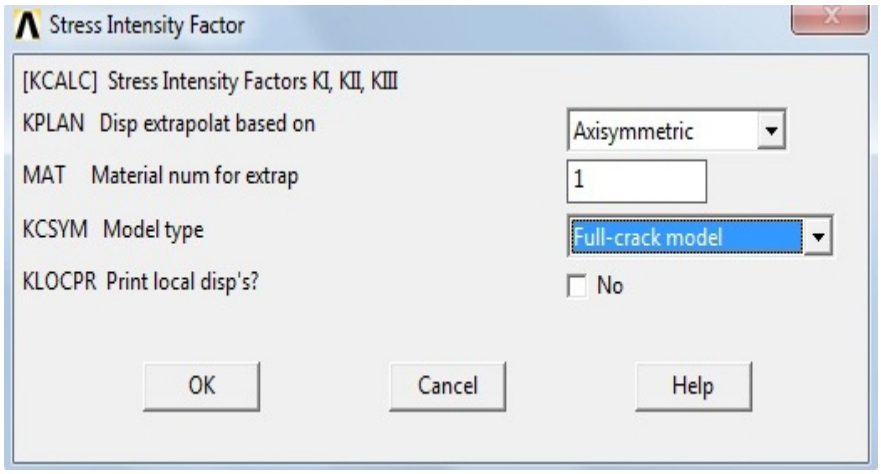
Şekil 6.28 Çatlak yüzeyinin tanımlanması

"Main Menu > General Postproc > Path Operations > Define Path > By Nodes" seçeneğinde 'full crack surface' yani tam çatlak yüzeyi tanımlanacaktır. Çatlak yüzeyindeki düğüm noktaları önce çatlak ucu sonrasında sırası ile bir yüzeydeki ikinci ve üçüncü düğüm noktaları daha sonra diğer yüzeydeki düğüm noktaları seçilerek toplam 5 adet düğüm noktası seçilir ve ok ile onaylanır. 'By nodes' ekranına 'Define path nodes' bölümüne Kı gerilme şiddet faktörü ifadesi girilir ve onay verilir. 'Path command' ile tanımlanan çatlak yüzeyi ile ilgili bilgi ekranı görülür.



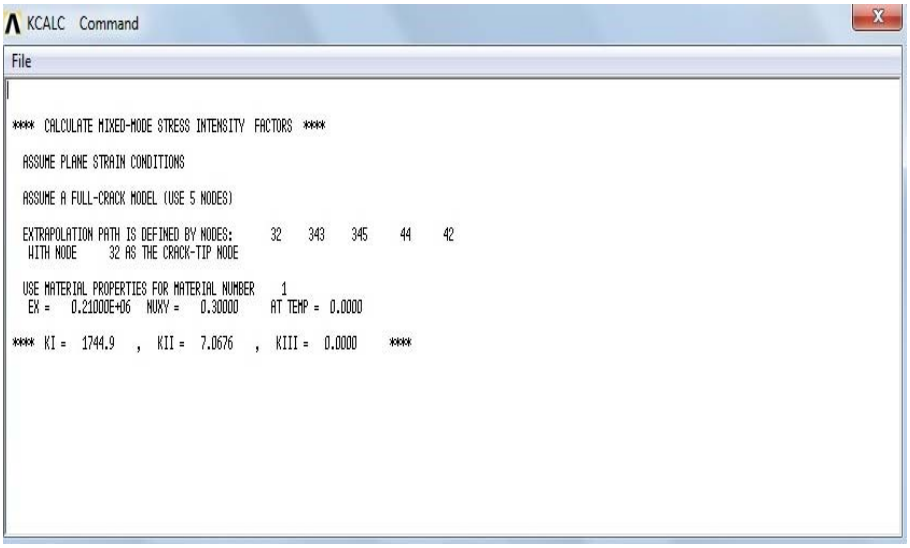
Şekil 6.29 Çatlak yüzeyinin adlandırılması

6.16. Gerilme Şiddet Faktörünün Hesaplanması



Şekil 6.30 Gerilme şiddet faktörü analiz tipinin seçilmesi

"Main Menu > General Postproc >Nodal Calcs>Stress Intensity Factors" seçeneği ile 'Stress intesity factor' ekranında 'disp extrapolat based on' seçeneği axisymmetric , 'model type' seçeneği full crack model olarak değiştirilir. Böylelikle gerilme şiddet faktörü sonuçları "KCALC command" ekranı ile görüntülenmektedir.



Şekil 6.31 Kırılma tokluğu değeri

Analize başlarken birim olarak USER seçip değerleri Newton ve milimetre cinsinden girmiştik. Aldığımız sonçlar da Newton ve milimetre cinsinden çıkacaktır. "KCALC command" ekranında görüldüğü gibi K_{Ic} değeri 1744.9MPa$\sqrt{mm}$ olarak bulunmuştur. K_{Ic} değerini MPa$\sqrt{m}$ olarak çevirdiğimizde 55.178 MPa$\sqrt{m}$ olarak bulunur.

6.17. Sonuçlar

Çizelge 6.1. ANSYS v11 ile teorik olarak hesaplanan kırılma tokluğu değerleri (MPa$\sqrt{m}$)

Numune No	1	2	3	4	5	6	7	8
ANSYS V11	55.2	55.3	54.9	51.0	51.8	55.1	55.2	54.9

Çizelge 6.1. den görüldüğü gibi ANSYS ile elde edilmiş kırılma tokluğu değerleri yaklaşık olarak 55 MPa $m^{½}$ civarındadır. Bu sonuçlar daha önce Bölüm 6 da analitik olarak elde edilmiş olan değerler ile karşılaştırıldığında aralarında yaklaşık % 15 civarında bir fark olduğu görülmektedir. Sonuç olarak şunu söyleyebiliriz ki ANSYS analizleri doğru modelleme ile K_I gerilme şiddet faktörlerinin bulunmasında, kırılma anındaki yük tanımlıysa K_{Ic} kırılma tokluk parametrelerinin bulunmasında belli bir hata payı göz önüne alınarak pratik hesaplamalarda kullanılabilir.

7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Çalışmanın başlangıcında amacımız K_{Ic} kırılma tokluk değerlerinin daha kolay ve pratik olarak elde edilmesine yönelik olarak öneriler sunmaktı. Bu amaç için 1.2210 cıva çeliği kullanarak öne sürülen ÇÇDÇ kırılma numunesi ve ifadelerinin geçerliliğini aynı zamanda ANSYS yazılımını kullanarak kontrol ettik.

Bölüm 6 da elde edilen sonuçlara göre; Çizelge 7.1. den de görüldüğü gibi daha önce ÇÇDÇ numune ile K_I için verilen beş farklı ifadeyi kullanarak elde ettiğimiz sonuçlar arasında %10 dan daha büyük bir fark saptanmamıştır. Buna göre, ÇÇDÇ kırılma numunelerinin K_I in bulunması için kullanılabileceği görülmektedir. Çalışmamızda K_I ifadelerinin hesaplanmasında kullanılan yük değeri olarak kırılma deneylerinde saptadığımız en büyük yük değeri kullanıldı. Çentikli numunelerde çatlağın yaklaşık en büyük yük civarında ilerlemeye başladığı ve LEKM analizlerinde çatlak ilerleme başlangıcını temsil eden K_I değerine K_{Ic} kırılma tokluğu adı verildiğini düşünerek hesapladığımız K_I değerlerinin de kırılma tokluk değerleri olduğunu söyleyebiliriz. O halde, sonuç olarak ÇÇDÇ kırılma numuneleri kullanarak da kırılma tokluk değerlerinin saptanabileceğini söyleyebiliriz. Bu tip numunelerin en büyük avantajı diğer standart numune tiplerine göre daha kolay hazırlanmasıdır.

Bölüm 7 de ANSYS in gerilme şiddet faktörü hesaplama modülünü kullandık. Kırılma deneyleri esnasında elde ettiğimiz en büyük yük değerlerini kullanarak elde ettiğimiz K_I değerlerini Bölüm 6 da analitik olarak elde ettiklerimizle karşılaştırdığımızda yine çok büyük bir farkın olmadığını gördük. Buradaki sonuçlara göre de uygun ve doğru modelleme ile ANSYS yazılımının kırılma modülünün K_I değerleri ve kırılma anındaki yük verilirse K_{Ic} değerlerini bulmak amacıyla rahatlıkla kullanılabileceği görülmüştür.

ÇÇDÇ numuneler K_{Ic} kırılma tokluklarını bulmak için belli bir yaklaşıklıkla kullanılabilir ancak standart bir deney numunesi halinde tanımlanabilmesi için daha fazla malzeme ile daha fazla çalışma yapılmalıdır.

Çizelge 7.1. Karşılaştırmalı kırılma tokluğu değerleri

Numune No	ANSYS	(4.4) ile	(4.5) ile	(4.7) ile	(4.8) ile	(4.9) ile
1	55.2	49.2	54.5	55.8	55.7	56.7
2	55.3	49.2	54.5	54.2	54.1	55.1
3	54.9	46.4	51.3	54.7	51.3	52.1
4	51.0	45.5	50.2	51.9	46.7	50.4
5	51.8	44.7	49.9	54.3	48.2	52.8
6	55.1	46.8	52.1	53.0	52.7	53.8
7	55.2	48.1	53.6	54.1	55.3	55.5
8	54.9	46.9	51.1	51.6	52.7	53.0

KAYNAKLAR

ANSYS INC., 2010, "Ansys Mechanical Analysis Techniques Guide", Southpoint 275 Technology Drive Canonsburg PA 15317.

ARAN, A., 1981, "Kırılma Mekaniğine Giriş Seminer Notları", TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi, Gebze.

ASTM Standart E 399-83, 1984, "Standard test method for plane strain fracture toughness of metallic materials", Annual Book of ASTM Standards, 592-622.

BAYRAM, A. vd., 2001, "Rapid Determination of the Fracture Toughness of Metallic Materials Using Circumferentially Notched Bars", Journal of Materials Engineering and Performance Volume 11(5).

CHANDWANİ, R., 2004, "3D Fracture Mechanics in ANSYS", UK ANSYS Conference Stratford Moat house Warwickshire, UK.

JAYARAJU, T. ve SADANANDA, P.R., 2010, "Use of Round Bar Specimen in Fracture Toughness Test of Metallic Materials", Affiliated to Visvesvaraya Technological University, Belgaum, Karnataka, India.

JİA, vd, 2007, "Three-Dimensional Static and Dynamic Stress Intensity Factor Computations Using ANSYS", Department of Civil Eng. & Applied Mechanics," Sichuan University, Chengdu China.

KARAKAŞ,Ö ve GÜLSÖZ A, "Kaynaklı Birlestirmelerin Statik veYorulma Dayanımına Etki Eden Faktörler", Makine ve Mühendis Cilt 48 Sayı 573.

KUTAY M.G.,Kasım 2009, "Malzemenin Mukavemet Değerleri".

LİU, vd, Nisan 2004, "Tensile-Shear Transition in Mixed Mode I/III Fracture", Department of Mechanical Engineering, University of South Carolina, 300 S. Main, Columbia, SC 29208, USA.

MEYDANLIK, N., 2003, "Soğuk Şekil Değiştirme Ve Doğrultunun Kırılma Tokluk Parametrelerine Etkisi", Doktora tezi, T.Ü., Fen Bil. Ens.

Nath S.K ve Das U.K., Haziran 2006, "Effect of Microstructure And Notches on the Fracture Toughness of Medium Carbon Steel," Department of Metallurgical and Materials Engineering, I. I. T. Roorkee, Roorkee-247667(UA), India.

PHAN A.V.,2004, "2-D Fracture Analysis," University of South Alabama.

RAZVAN R, 2009, "Some Remarks on the History of Fracture Mechanics, Proceedings of the 3rd", Iternational Conference on Circuits, Systems and Signals.

RENDE H, 1996, "Makina Elemanları Cilt 1", Hesap ve Konstrüksiyon, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul.

SAUMA V.E.,2002, "Fracture Mechanics", Dept. of Civil Environmental and Architectural Engineering,University of Colorado, Boulder, CO 80309-0428.

SERVER, W.L., 1980, "On The Use Of Groales Estimating Fracture J_{ic} Toughness With Charpy Size Speciments", Transsection OF ASME VOL102.192-199.

SUN, H. vd, 1998, "Finite Element Analysis on Delamination Fracture Toughness of Composite Specimens", Materials Technology Application Centre Singapore Productivity and Standards Board 1, Science Park Drive Singapore 118221.

TADA, vd, 2000, "The Stress Analysis of Crack Handbook,3rd ed", ASME Press New York. ISBN 0-7918-0153-5 .

ULE, vd, 1999, "Estimation of plain strain fracture toughness of AISI M2 steel from precracked round-bar specimens", Institute of Metals and Technology, Lepi pot 11, 1001 Ljubljana, Slovenia.

WANG C.H, 1990, "An improvement of applying similarity methods to fracture mechanics D measurement of fracture toughness KIc, KQ values by small-scalle single specimen", Engng Fracture Mech.

WANG C.H., 1987, "Measurement of fracture toughness K_{Ic} by single small-scale cylindrical specimen with ring-shaped crack", Engng Fracture Mech.

WANG C.H., 1988, "Applying similarity methods tp fracture mechanics D measurement of fracture toughness K_{Ic}, K_Q values by small-scalle single specimen", Engng Fracture Mech.

WANG C.H.,1996, "Introduction to Fracture Mechanics", Airframes and Engines Division Aeronautical and Maritime Research Laboratory. DSTO-GD-0103.

ÖZGEÇMİŞ

1985 yılında Kırklareli'de doğdum. 2003 yılında Çerkezköy Anadolu Lisesinden mezun oldum. 2004 yılında girdiğim Trakya Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2009 yılında mezun oldum. 2010 yılı şubat ayında Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans programına başladım.