

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAFİF ALAŞIMLI JANTLARIN KÖŞELEME
DAYANIMININ TAHMİNİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Şener ŞAHİN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Mehmet FIRAT

Haziran 2007

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAFİF ALAŞIMLI JANTLARIN KÖŞELEME DAYANIMININ TAHMİNİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Şener ŞAHİN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜH.

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT

Bu tez 14/06/2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr.
Mehmet FIRAT

Jüri Başkanı

Doç. Dr.
Ahmet TÜRK

Üye

Yrd. Doç. Dr.
Erdal KARADENİZ

Üye

TEŞEKKÜR

Tez konusunu bana öneren, çalıőmalarımnda yardımcı olan ve yönlendiren değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Mehmet Fırat'a teőekkürlerimi sunarım.

Çalıőmalarım sırasında, jantlar üzerinde yapılan test ve benzetim çalıőmaları hakkında bilgilerini paylaşan CMS Jant ve Makine Sanayi, AR-GE birim sorumlusu Samim Özer'e teşekkür ederim.

Ayrıca, öğrenimim sırasında bana her zaman maddî ve manevi destek sağlayan aileme çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ.....	x
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Mekanik Yorulma Ömrünün Sayısal Modellenmesi.....	2
1.2. Çalışmanın Ana Hatları.....	3
BÖLÜM 2.	
ALÜMİNYUM ALAŞIM JANTLAR VE DAYANIM TESTLERİ	5
2.1. Alüminyum Alaşım Jantlar ve Üretimi.....	5
2.2. Alüminyum Alaşım Jantların Dayanım Testleri	7
2.2.1. Dinamik köşeleme dayanım testi.....	8
2.2.2. Dinamik radyal yorulma deneyi.....	10
2.2.3. Flanş çarpılma deneyi	11
2.3. Test Verilerin İncelenmesi	12

BÖLÜM 3.

YEREL GERİLME-GERİNİM VE ÇENTİK ETKİSİNİN MODELLENMESİ	13
3.1. Çentik Etkisi.....	13
3.2. Yükleme Şekilleri.....	15
3.3. Gerilme Yığılma Faktörünün SEY ile belirlenmesi.....	16
3.3.1. Eksenel yönde uygulanan kuvvet için SEY hesaplamaları.....	19
3.3.2. Çevresel yönde uygulanan kuvvet için SEY hesaplamaları	22
3.4. Çevrimsel Yükleme İçin Sonlu Eleman Analizi	23

BÖLÜM 4.

ALAŞIM JANTLARIN KÖŞELEME DAYANIM TESTİNİN SAYISAL MODELLEMESİ	29
4.1. Giriş.....	29
4.2. Köşeleme Dayanım Testi	30
4.3. Jant Dönme Hareketinin Modellenmesi.....	30
4.4. Köşeleme Dayanım Testi Sayısal Modellenmesi.....	32
4.4.1. Lineer sonlu eleman analizi	32
4.4.2. Dayanım hesaplamaları.....	34
4.4.2.1. Gerinim ömür ilişkisi.....	35
4.4.2.2. Kritik düzlem hasar modeli	36
4.5. Uygulama Örneği	39
4.5.1. Sonlu eleman analizi adımları.....	39
4.5.2. Dayanım hesaplamaları.....	40
4.5.3. Ömür tahmini	41
4.5.4. Kritik nokta gerilme-gerinim sonuçları	43

BÖLÜM 5.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	49
KAYNAKLAR	51
EKLER	53
ÖZGEÇMİŞ	65

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

K_t	: Gerilme yığılma faktörü
q	: Malzeme çentik hassasiyet faktörü
S_{zz}	: Çentik kökünde oluşan eksenel (z) yöndeki nominal çekme gerilmesi
S_{yz}	: Çentik kökünde oluşan YZ düzleminde oluşan nominal kayma gerilmesi
$K_{t(zz)}$: Eksenel yükleme için eksenel yöndeki gerilme yığılma faktörüdür
$K_{t(zy)}$: Eksenel yükleme için çevresel yöndeki gerilme yığılma faktörüdür
$K_{t(yz)}$: Çevresel yükleme için YZ düzlemdeki kayma gerilme yığılma faktörü
A^c	: Çentik kesiti alanı
A^d	: Dairesel kesit alanını
J_c	: Dairesel kesitin merkeze göre polar atalet momenti
r_d	: Dairesel kesitin yarıçapı
r_c	: Çentik kesiti yarıçapı
$\bar{\sigma}_{ij}$: Jant üzerindeki gerilme bileşenleri,
σ_{ij}	: Hareketsiz kartezyen eksen takımına göre gerilme bileşenleri,
ε_a	: Gerinim genliği
N_f	: Çatlak oluşumuna kadar gerçekleşen çevrim sayısı
σ_f'	: Yorulma dayanım katsayısı
b	: Yorulma dayanım üssü
ε_f'	: Yorulma süneklik katsayısı
c	: Yorulma süneklik üssü

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	Jantların anma yüksekliği ve genişliği	6
Şekil 2.2.	Jant üzerindeki ofset miktarı	6
Şekil 2.3.	Jant üretim akış şeması	8
Şekil 2.4.	Tek eksenli dinamik köşeleme yorulma testi şematığı.....	9
Şekil 2.5.	a) Çift-eksenli köşeleme test makinesi, b) jantın kavrama tablasına bağlanması.....	10
Şekil 2.6.	Dinamik radyal yorulma deney makinesi şematığı	10
Şekil 2.7.	Flanş Çarpılma Deney Cihazı	11
Şekil 2.8.	Jant üzerinde meydana gelen çevrime bağlı çatlak oluşumları	12
Şekil 3.1.	Barkey çentikli çubuğu	14
Şekil 3.2.	Parça boyutları	14
Şekil 3.3.	Barkey çentikliği çubuk malzeme gerilme gerinim eğrisi	15
Şekil 3.4.	a) Parça yükleme şematığı, b) Kutu tipi çevrimsel yükleme gösterimi	16
Şekil 3.5.	Kutu tipi yükleme formu nominal gerilme değerlerinin zamana bağlı değişimi	16
Şekil 3.6.	Çentik bölgesi gerilme dağılımı	17
Şekil 3.7.	Parça kesit noktalarının gösterimi	17
Şekil 3.8.	a) Nominal (S_{zz}) çekme gerilmesinin çentik kökünde dağılımı b) Nominal (S_{yz}) kayma gerilmesinin çentik kökünde dağılımı	18
Şekil 3.9.	Çentikli çubuk sonlu eleman modeli	19
Şekil 3.10.	Çentikli çubuk sonlu eleman modeli	20

Şekil 3.11. SEM ile elde edilmiş çentik kökündeki aksenal (z) yöndeki gerilme dağılımı.....	21
Şekil 3.12. SEM ile elde edilmiş çentik kökündeki radial (x) yönünde gerilme dağılımı.....	22
Şekil 3.13. SEM ile elde edilmiş çentik kökündeki çevresel yönde gerilme dağılımı.....	22
Şekil 3.14. SEM ile elde edilmiş çentik kökündeki kayma gerilmesi dağılımı.....	24
Şekil 3.15. Kutu tipi yükleme formu nominal gerilme değerlerinin zamana bağlı değişimi	25
Şekil 3.16. Kritik düğüm noktası için Gerilme (zz)- Genleme (zz) grafiği.....	26
Şekil 3.17. Kritik düğüm noktası için Gerilme (yz)- Genleme (yz) grafiği	26
Şekil 3.18. Kritik düğüm noktası için Gerilme (yz)- Gerilme (zz) grafiği.....	27
Şekil 3.19. Kritik düğüm noktası için Genleme (zz)- Genleme (yz) grafiği	28
Şekil 3.20. Kritik düğüm noktası için Genleme (zz)- Genleme (xx) grafiği.....	28
Şekil 4.1. Araç koordinat sistemi	29
Şekil 4.2. Jantın koordinat sisteminde konumu	31
Şekil 4.3. Dönen jantta eğme yüklemesinin gösterilmesi	32
Şekil 4.4. Köşeleme dayanım testi sayısal modellenmesi akış şeması	33
Şekil 4.5. Jant üzerinde çentik etkisi oluşturan lokal bölgeler	33
Şekil 4.6. Elastik gerilme-gerinim analizi akış şeması	34
Şekil 4.7. METE Sistem akış şeması	35
Şekil 4.8. Malzeme ömür eğrisi	36
Şekil 4.9. Malzeme gerilme düzlemi	37
Şekil 4.10. Jant test düzeneğinin şekilsel gösterimi	39
Şekil 4.11. Jant, flanş ve poyra kolu sonlu elaman ağı.....	40
Şekil 4.12. Jant üzerinde kritik noktalar ve ömür tahmini	42

Şekil 4.13. Elastik hesaplama için ömür tahmini	42
Şekil 4.14. Elasto-plastik hesaplama için ömür tahmini	43
Şekil 4.15. Jant üzerinde kritik noktalar ve köşeleme dayanım testi sonucu	44
Şekil 4.16. Kritik düğüm için eşdeğer gerilme değişimi	45
Şekil 4.17. Kritik düğüm için x yönünde gerilme değişimi	45
Şekil 4.18. Kritik düğüm için y yönünde gerilme değişimi	46
Şekil 4.19. Kritik düğüm için z yönünde gerilme değişimi.....	46
Şekil 4.20. Kritik düğüm için x yönünde gerilme ve gerinim değişimi	47
Şekil 4.21. Kritik düğüm için y yönünde gerilme ve gerinim değişimi	48

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Alüminyum alaşım malzeme mekanik ve fiziksel özellikleri	7
Tablo 2.2. Jantlara uygulanan muayene ve testler	8
Tablo 2.3. Jantlara uygulanan muayene ve testler	11
Tablo 3.1. Yükleme durumuna göre elde edilen gerilme yığılma faktörü değerleri.....	23
Tablo 3.2. Kutu tipi yükleme için nominal aksenal gerilme ve kayma gerilme değerleri	24
Tablo 4.1. Sonlu eleman ağı özellikleri	40
Tablo 4.2. Alüminyum alaşım malzeme özellikleri	41
Tablo 4.3. Alüminyum alaşım malzemesinin yorulma ömür eğrisi parametreleri	41

ÖZET

Anahtar kelimeler: Köşeleme dayanım testi, yorulma, kritik düzlem hasar modeli, çentik, sonlu eleman yöntemi

Jantlar, araç üzerinde statik ve dinamik yükler altında değişken zorlanmaya maruz kaldığından dolayı kritik öneme sahip elemanlardır. Üretimi tamamlanan jantlar otomotiv ve jant üreticileri tarafından belirlenen test ve deneylerden geçirilirler. Köşeleme dayanım testi, dinamik olarak yüklemelerin yapıldığı ve belirli bir çevrim sayısı sonucunda jant üzerindeki çatlakların incelendiği dayanım testlerinden biridir.

Gerçek testler üretimi tamamlanmış jantlar üzerine uygulanmaktadır. Testlerin uygulanması uzun zaman alan işlemlerdir. Test sonucuna bağlı olarak model üzerinde yapılan iyileştirmeler üretim aşamalarının tekrarlanmasını gerektirmektedir. Yapılan bu tekrarlı işlemler maliyeti oldukça yükseltmektedir. Testlerin sayısal olarak modellenmesi, belirlenen model üzerinde hızlı çözümler sunar. Böylece, uygun tasarımın bulunması için yapılan tekrarlı testlerin azalmasını sağlayarak maliyetleri düşürür.

Bu tez çalışmasında, köşeleme dayanım testinin sayısal modeli oluşturuldu. Öncelikle, Köşeleme dayanım testi sayısal modeli kullanılarak, sonlu eleman yöntemini kullanarak jant üzerinde oluşan lokal gerilme ve gerinim değerlerini belirlendi. Kritik düzlem hasar modeli ve gerinim-ömür yaklaşımı kullanılarak jant üzerinde kritik bölgeler belirlenen gerilme bilgilerine göre tespit edildi. Böylece, kritik bölgeler için çevrim sayısı tahmini yapıldı. Köşeleme dayanım testi sayısal modeli bir uygulama üzerinde gösterildi. Belirlenen jant modeli üzerinde kritik bölge ve ömür tahmini yapıldı.

NUMERICAL PREDICTION OF CORNERING FATIGUE TEST OF LOW ALLOY WHEELS

SUMMARY

Keywords: Cornering fatigue test, fatigue, critical plane damage model notched, finite element method

Wheels are critical component in automotive industry because they are exposed to variable stresses under static and dynamic forces. Many tests determined by automotive and wheel manufacturers, apply to designed wheel models. Cornering fatigue test is one of the fatigue tests in which crack failures were investigated after definite cycles under dynamic loads.

Most of the tests apply to end product wheel. Test procedures take a long time. The modifications in wheel design depending on the test results, requires doing production process again. This repetitive process increases the prime cost. Numerical modelling of test gives quick solutions on a particular design. Thus, number of cyclic tests is decreased because of numerical modelling. Therefore, numerical modelling indirectly decreases the prime coast.

A numerical model of the cornering fatigue test was created in this study. First of all, the numerical model of the cornering fatigue test was performed to determine the local strain and stress information of wheel by using the finite element model. The local stress data were used to determine critical regions on wheel by using critical plane damage model and strain-life prediction. Thus, the numbers of cycles were predicted for these critical regions. Numerical model of cornering fatigue test were demonstrated in an application. The critical regions of wheel were determined and the numbers of cycles of these regions were predicted for a particular wheel model.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Mekanik yorulma ve ömür hesaplamaları, sürekli çevrimsel yüklemeye tabi tutulan elemanlar üzerinde oluşan hasar ve kırılmaların incelendiği bilim dalıdır. Malzeme içyapısında, çevrimsel yüklenme süresince değişiklik meydana gelir ve ilk olarak mikro çatlaklar oluşur. Yüklemenin sürdürülmesi halinde oluşan mikro çatlaklar büyür ve makro çatlaklar oluşturarak yapının kırılmasına sebep olur [1].

Otomotiv endüstrisinde, dayanıklı ve güvenilir parça üretimi önemli bir unsurdur. Jantlar, araç yükü ve dinamik kuvvetlerin etkisiyle değişken ve çok eksenli zorlanmaya maruz kalır. Jantlar, araç hareketinin temel yapısını oluşturduğu ve üzerine etki eden çok eksenli gerilme durumlarından dolayı otomotiv endüstrisinde kritik önem taşıyan elemanlardır.

Üretimi tamamlanmış jantlar standart ve müşteri firma tarafından istenen özel testlerden geçirilirler. Bunlardan biride jantın mekanik yorulması ve ömrü hakkında bilgi veren köşeleme yorulma testidir. Bu test ile gerçek yol şartlarında janta etki eden kuvvetlerin benzetimi yapılarak, jantın davranışı incelenmektedir. Jantlara, belirlenen yüklemeler yapılarak döndürülür. Test sonucunda jantların, belirli bir çevrim süresini çatlak oluşturmadan geçip geçemeyeceğinin kontrolü yapılır. Standart ya da müşteri firma tarafından belirlenen çevrim süresini tamamlayamayan jantların tasarımında iyileştirmeler yapılır.

Jantın modellenmesi, kalıplarının oluşturulması, döküm ve talaşlı imalat işlemlerinin gerçekleştirilmesi uzun bir süreçtir. Bununla birlikte üretimi tamamlanan jantlara uygulanan testler oldukça zaman alıcı adımlardır. Uygun jant tasarımını bulmak, çoğu zaman belirtilen adımların defalarca tekrarlanmasıyla sağlanmaktadır. Değişen tasarımla birlikte kalıplar tekrar oluşturulmakta ya da düzeltilmektedir. Bu işlemlerin tekrarlanması hem maliyeti artırır hem de tasarım sürecinin uzun zaman almasına

sebepler olur. Jantlara uygulanan testlerin sayısal olarak modellenmesi, tekrarlı tasarım aşamalarını azaltarak tasarım süresinin ve maliyetlerin düşmesini sağlamaktadır. Sayısal modelleme ile jant modelinin, üretim sonrası yapılan testlerde göstereceği davranışlar hakkında bilgi edinilebilir. Bu şekilde tasarım sürecinde gerçekleştirilen iyileştirmeler azalacaktır ve buna paralel olarak tasarım maliyeti ve süresi de azalacaktır. Sayısal yöntemler kullanarak test koşullarının benzetiminin yapılması, gerçek testlere göre daha ekonomik ve daha az zaman alan işlemlerdir. Benzetimlerin yorulma testlerinin yerini alması mümkün değildir. Ancak tekrarlı test koşullarında test tekrar sayısını azaltmak için yardımcı bir yöntemdir. Benzetimi yapılan test değerlerinin son adımda yine gerçek testi yapılmalıdır. Bilgisayar ortamında testlerin benzetimleri, mühendisler için birçok tasarım seçeneği üzerinde çalışmalarına olanak sağlar. Uygun tasarım gerçek testlerden geçirilerek dayanıklılığı doğrulanır.

1.1. Mekanik Yorulma Ömrünün Sayısal Modellenmesi

Otomotiv endüstrisinde dayanım hesaplamaları, gerilme-ömür yaklaşımı, gerinim-ömür yaklaşımı ve çatlak mekaniği yaklaşımları ile yapılmaktadır. Genel olarak tek eksenli yorulma yüklemelerinde gerilme-ömür yaklaşımı, parça üzerinde oluşan gerilmelerin elastik limitler içinde kaldığı ve sonsuz ömür durumu için uygulanmaktadır. Çatlak mekaniği yaklaşımında, ölçülebilir bir çatlak büyüklüğünden deneysel olarak belirlenmiş kritik çatlak büyüklüğüne kadar çatlak büyüme oranı hesaplanır ve yorulma ömrü çatlak büyüme süreci olarak tanımlanır. Gerinim-ömür yaklaşımında mekanik yorulma lokal gerilme ve gerinim durumuyla ifade edilir. Yorulma ömrü mühendislik çatlak oluşuncaya kadar geçen süre olarak ifade edilir [1].

Otomotiv endüstrisinde kullanılan malzemelerin yorulma dayanımı, gerilme-ömür veya gerinim-ömür eğrileri ile tanımlanmaktadır. Bu grafikler tek eksenli, çekme basma ve bükme testleri ile elde edilir. Yorulma yükleri, gerçek çalışma koşullarında ölçülen değerler olabileceği gibi, bilgisayar benzetim modelleri ile belirlenebilmektedir. Gerinim-ömür yaklaşımında, belirli bir malzeme noktasında oluşan hasar, aynı çevrimsel gerilme-gerinim zaman değişimine maruz kalan

çentiksiz malzeme numunesinde oluşan hasara eşit olduğu kabulüne dayanmaktadır. Mekanik yorulma hasarı ve ömür hesaplanmasında yerel gerinim-ömür ilişkisini esas alan bir mühendislik yöntemi aşağıdaki matematiksel modellerden oluşabilir [1];

- Malzeme gerilme-gerinim tensörlerinin çevrimsel yükler altında hesaplanmasına uygun bünye denklemleri,
- Çentik etkisi bulunan malzeme noktalarında yapısal gerilme-gerinim tensörlerinin hesaplanmasına olanak sağlayan çentik analiz modeli,
- Çok eksenli çevrimsel hasar modeli,
- Çatlak oluşum ömrü ve hasarı birikimi kuralı

1.2. Çalışmanın Ana Hatları

Bu tez çalışmasında, alüminyum alaşımlı jantların köşeleme dayanım testinin sayısal modeli ile, lokal gerinim-ömür yaklaşımına göre dayanım hesaplamalarını yapılarak, jantın çatlak oluşturuncaya kadar yapabileceği çevrim sayısının tahmini ve kritik bölgeler için gerilme ve gerinim davranışları belirlenmiştir. Dayanım hesaplamalarında, çok eksenli gerilme durumu, çentik analizi ve çok eksenli hasar modeli kullanıldı. Çalışma sonucunda belirli bir jant modelinin çevrim süresince gerilme-gerinim değişimleri ve kritik düzlem hasar modeline ve normal gerinim hasar parametresine göre ömür tahmininde bulunuldu.

İkinci bölümde, jantların geometrik özellikleri, üretim aşamaları, tezin ana konusunu içeren köşeleme dayanım testi ve diğer dayanım testleri hakkında açıklamalar yapıldı.

Üçüncü bölümde, çekme numunesi üzerinde çentik etkisinin oluşturduğu gerilme yığılma değerleri sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanması ve deneysel değerler ile karşılaştırılması gösterildi.

Dördüncü bölümde, köşeleme dayanım testinin sayısal modelleme adımları açıklandı. Bu sayısal model kullanılarak belirli bir jant modeli üzerinde yapılan uygulama ve sonuçları gösterildi.

Beşinci bölümde, tez çalışmasında yapılan işlemlerin ana hatları belirtildi ve elde edilen sonuçlar değerlendirildi. Sonraki çalışmalar için önerilerde bulunuldu.

BÖLÜM 2. ALÜMİNYUM ALAŞIM JANTLAR VE DAYANIM TESTLERİ

2.1. Alüminyum Alaşım Jantlar ve Üretimi

Jant, araç üzerinde dönme hareketinin dingil üzerinden lastiklere iletimini sağlayan, jant çemberi ve göbekten oluşan dönen bir elemandır. Çalışma koşullarında jant sürekli sabit bir yüke, dönme hareketine ve dinamik kuvvetlere maruz kalmaktadır. Araç sabit konumdayken jant üzerinde sabit araç yüküne bağlı eğme momenti oluşmaktadır. Araç harekete başladığında, araç yükünden oluşan eğme momenti değişken zorlamaya dönüşmektedir. Araç frenleme, ivmelenme ve viraj alırken janta etkileyen kuvvetler çok eksenli değişken gerilme durumları oluşturur.

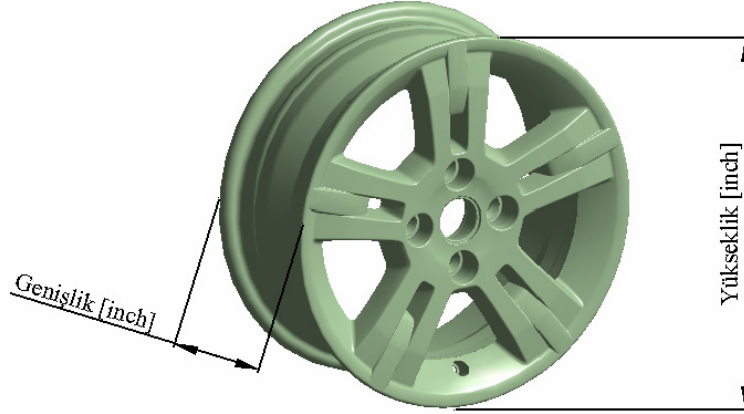
Jantlar, boyutsal olarak ifade edilirken temel olarak jantın yüksekliği, genişliği ve jant üzerinde bulunan bijon deliği sayısı esas alınır (Şekil 2.1). Bu fiziksel özelliklerin dışında jant üzerindeki bijon delikleri arasındaki mesafe, jant göbeği bağlantı yüzeyi ile jant arasındaki ofset miktarı (Şekil 2.2), flanş tipi, bombe tipi ve bombe adedi gibi fiziksel özellikleri belirten tanımlamalar da bulunur. Örnek olarak CMS firmasına ait jantlar üzerinde aşağıdaki bilgiler içerir;

$$\underbrace{7.5}_{A} \underbrace{J}_{B} \times \underbrace{17}_{C} \underbrace{H}_{D} \underbrace{2}_{E}$$

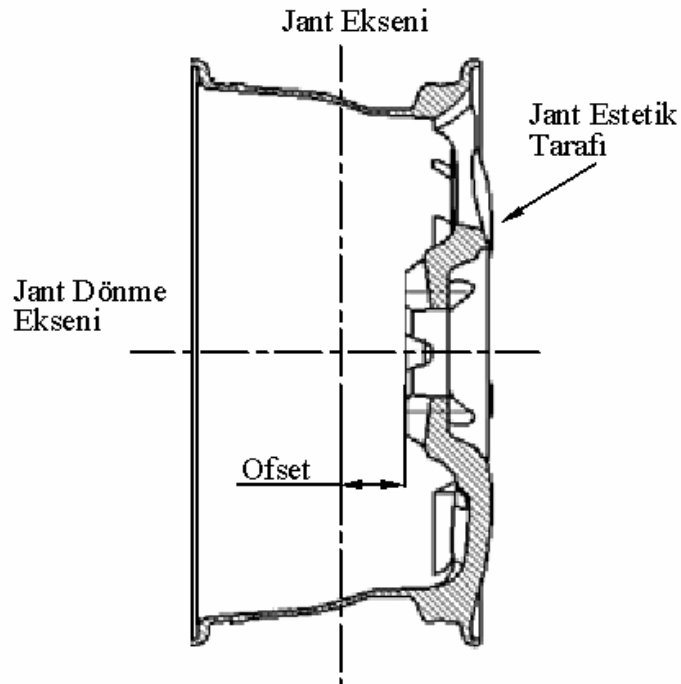
Burada “A”, jant anma genişliğini (inch), “B”, flanş tipi (J, K, JK), “C”, jant anma çapını (inch), “D”, bombe tipini ve “E”, bombe adedini gösterir [2].

Alüminyum, yoğunluğu düşük ve elektrik iletimi yüksek bir metaldir. Bu nedenle ağırlığın istenmediği parçalarda ve elektrik iletkenliğin istendiği durumlarda alüminyum alaşımlar uygun sonuçlar verir. Ayrıca alüminyum alaşım malzemelerin

talaşlı imalatı çelik malzemeye göre daha kolaydır. Alüminyum alaşım malzemenin temel mekanik ve fiziksel özellikleri Tablo 2.1’de verilmiştir.



Şekil 2.1. Jantların anma yüksekliği ve genişliği [2]



Şekil 2.2. Jant üzerindeki ofset miktarı [3]

Jantların değişik malzeme ve alaşımları ile üretimleri yapılmaktadır. Araç tasarımı yapılırken araç ağırlığı minimum düzeyde tutulmaya çalışılır. Bu nedenle, ağırlığın önemli olduğu tasarımlarda alüminyum alaşımlı malzemeler yoğunluğu düşük olduğundan tercih edilir. Jant üretiminde de düşük ağırlık önemli bir faktördür. Alüminyum alaşımlı jantlar bu yüzden çelik jantlara göre avantaj sağlamaktadır.

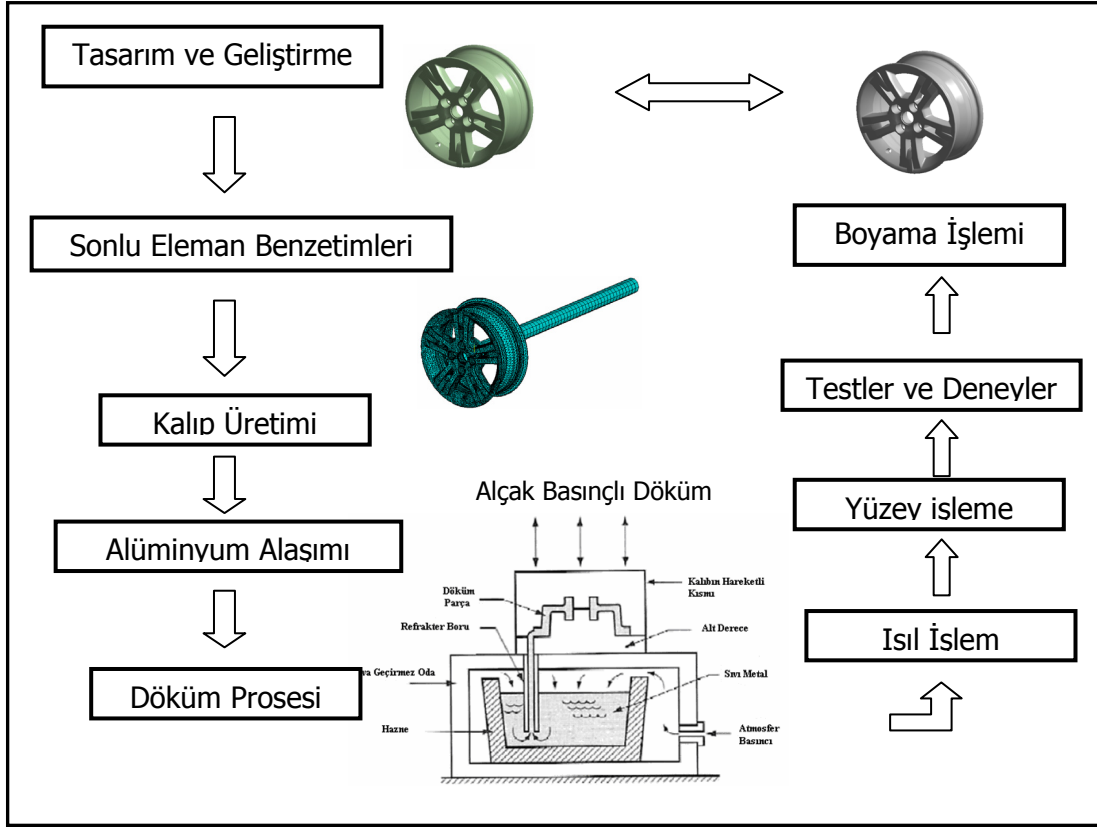
Tablo 2.1. Alüminyum alaşım malzeme mekanik ve fiziksel özellikleri

Kristal Yapısı	Yüzey Merkezi Kübik
Yoğunluk	2700 kg/m ³
Yeniden kristalleşme sıcaklığı	150-300 °C
Isı iletkenliği (25 °C)	645-660 Kcal/Sa/CM/°C
İşlem Sıcaklığı	300-500 °C
Ergime Sıcaklığı	660 °C
Çekme Dayanımı	40-90 MPa
Akma Dayanımı	10-30 MPa
Sertlik (BHN 2.5)	120-200 MPa
Elastik Modül	7 x 10 ⁴ MPa
Kayma Modülü	2.6 x 10 ⁴ MPa
Çentik Darbe Tokluğu	100MPa
Kopma Uzaması	% 30-40

Alüminyum alaşım jantlar için üretim adımları özet olarak; tasarım süreci tamamlanan jant üzerinde bilgisayar destekli hesaplamalar yapılarak dayanım hesaplamaları yapılır. Yapılan hesaplamalar sonucunda, dayanım bakımından da uygun tasarım için kalıp imalatı yapılır. Alüminyum alaşım, alçak basınçlı döküm prosesi ile kalıplara dökülür. Döküm prosesi sonrasında, janta ısıl işlem uygulayarak jant üzerindeki artık gerilme değerleri düşürülür. Bir sonraki adımda janta talaşlı imalat prosesi uygulanarak gerekli ölçü, geometri ve yüzey toleranslarına getirilir. Üretimi tamamlanan janta standart test ve deneyler uygulanır. Test ve deneylerden geçen jant modelleri son adımda dış yüzeyine boyama işlemi yapılarak parlak görüntü elde edilir (Şekil 2.3) [3, 4,5].

2.2. Alüminyum Alaşım Jantların Dayanım Testleri

Jantlar üretimi tamamlandıktan sonra bir dizi dayanım testine tabi tutulmaktadır. Bu testlerden bazıları; dinamik köşeleme yorulma testi, dinamik radyal yorulma testi, flanş çarpılma testidir. Jantlara uygulanan testler Tablo 2.2’de verilmiştir.



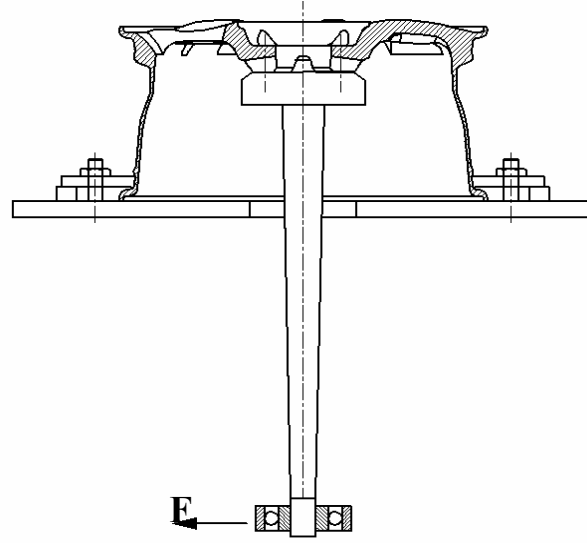
Şekil 2.3. Jant üretim akış şeması [5]

Tablo 2.2. Jantlara uygulanan muayene ve testler [3]

Sıra No	Testin Kısa Adı	Test Özelliği	Teste Tabi Tutulacak Numune Oranı (%)
1	Dinamik Köşeleme Dayanım Testi	Tahribatlı	20
2	Dinamik Radyal Yorulma Testi		20
2	Darbe Mukavemet Testi		20
3	Flanş Çarpılma Testi		20

2.2.1. Dinamik köşeleme dayanım testi

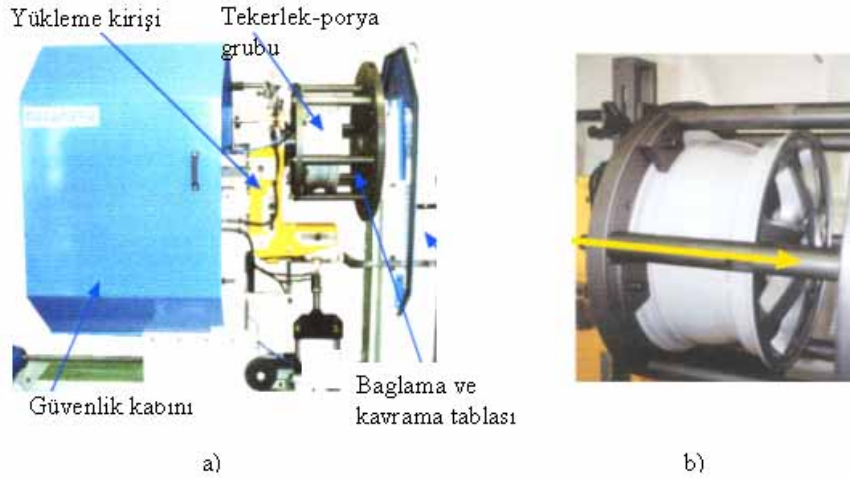
Dinamik köşeleme dayanım testinde, aracın hareket esnasında jant üzerine etki eden kuvvetlerin benzetimi yapılarak, jant dayanımı test edilmektedir. Test düzeneğinde, jant ve yükleme kolu ikilisinden biri sabit tutulur diğeri döndürülerek jantın dönme hareketi oluşturulur. Dinamik köşeleme dayanım testi talaşlı imalatı tamamlanmış jantlara, tek eksenli ya da çift eksenli yükleme olarak uygulanır [3, 4, 7].



Şekil 2.4. Tek eksenli dinamik köşeleme yorulma testi şematiği

Tek eksenli köşeleme dayanım test düzeneğinde, jant sabit tutulur ve jant eksenine dik etkiyen sabit kuvvet jant ekseninde döndürülür. Şekil 2.4'de tek eksenli dinamik köşeleme yorulma testinin şematiği gösterildi. Sabit açısal hızda jant ekseninde dönen kuvvet poyra kolu üzerine uygulanır [1]. Bu kuvvet, sabit eksen etrafında (jant eksen) dönen dengesiz bir ağırlığın merkezkaç etkisiyle oluşturduğu değerdir. Sabit kuvvetin etkisiyle jant üzerinde sabit moment değeri oluşturulur. Jant üzerine uygulanacak moment değeri, araç ön dingilindeki en büyük düşey statik kuvvete, jant takılma yüzeyinin jant ekseninden geçen düzleme olan uzaklığa, janta takılacak en büyük lastiğin yarıçapına, lastik ile yol arasındaki sürtünme katsayısına ($\mu = 0,7-0,9$) ve test faktörüne bağlı olarak belirlenir. Tek eksenli köşeleme dayanım testinde 200000 çevrim oluşturulur. Test süresince moment değerinde %5'ten daha fazla değişim durumunda test durdurulur. Ayrıca, uygulanan tork değeri her 10000 çevrimde kontrol edilir. Tork değerindeki değişim %30'u geçmemelidir [3].

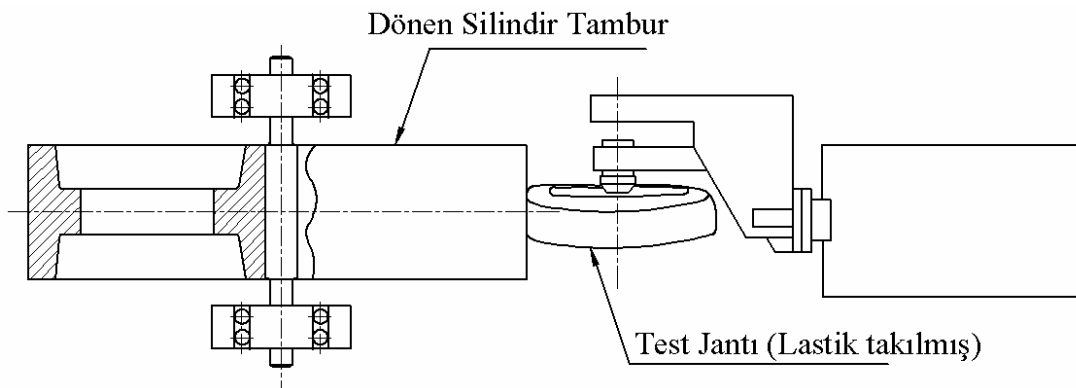
Çift eksenli köşeleme dayanım testinde, bükme momenti ile birlikte jant ekseninde yanal kuvvet uygulanır. Jant ve poyra kolunun birlikte test edildiği sistemde, jant ve poyra kolu sabit açısal hızda hareket ederken, janta etkiyen sabit moment ve araç viraj alırken etkiyen yanal kuvvet poyra koluna uygulanır (Şekil 2.5) [1, 3, 6].



Şekil 2.5. a) Çift-eksenli köşeleme test makinesi, b) jantın kavrama tablasına bağlanması

2.2.2. Dinamik radyal yorulma deneyi

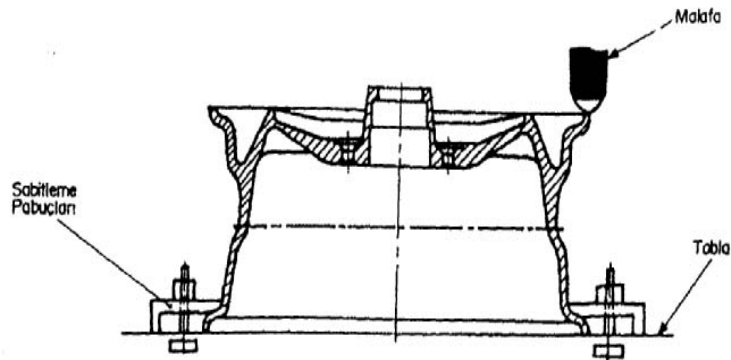
Dinamik radyal yorulma testinde, radyal kuvvetlerin jant üzerindeki etkileri incelenir. Bu test, talaşlı imalat işlemleri tamamlanmış boyasız jantlara uygulanır. Deney cihazı şematik olarak Şekil 2.6’de verilmiştir. Radyal kuvvet, hızlandırılmış yorma katsayısı ($K_1 = K_2 = 2,5$) ve ön dingildeki düşey statik yükün yarısını veya arka dingildeki statik düşey yükün yarısını çarparak elde edilir. Janta uygun seçilen lastik montaj edildikten sonra belirli basınçta şişirilir. Lastik montajlı jant test ünitesine bağlanır. Radyal yük yüklenerek belirlenen minimum çevrim sayısı uygulanır. Minimum çevrim uygulandıktan sonra bağlantı elemanları kontrol edilir. Bağlantı elemanlarına uygulanan tork değerleri ilk değerden %50 değişim gösterebilir. Ayrıca testte uygulanan radyal yük değeri test süresince %2,5 değişim gösterebilir. Yapılan bu kontroller her 10000 çevrimde tekrarlanır [3].



Şekil 2.6. Dinamik radyal yorulma deney makinesi şematığı

2.2.3. Flanş çarpılma deneyi

Flanş çarpılma deneyi belirli hız ve yük altında flanşa oluşabilecek şekil değişimlerini gözlemlemek için uygulanan bir deneydir. Deney şematiği Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Flanş çarpılma deneyi, yarıçapı 20mm yarım küresel bir malafa ile jantın flanşına istenilen miktarda bir yükü, jant dönme eksenine doğrultusunda uygulayarak yapılmaktadır. Test düzeneği, jantın sabitlenebileceği bir tabla, malafayı jant dönme ekseninde istenilen hızda ve yükte hareket ettirebilecek hidrolik sistem, hız ve yük kontrol ünitesinden oluşmaktadır.



Şekil 2.7. Flanş Çarpılma Deney Cihazı [3]

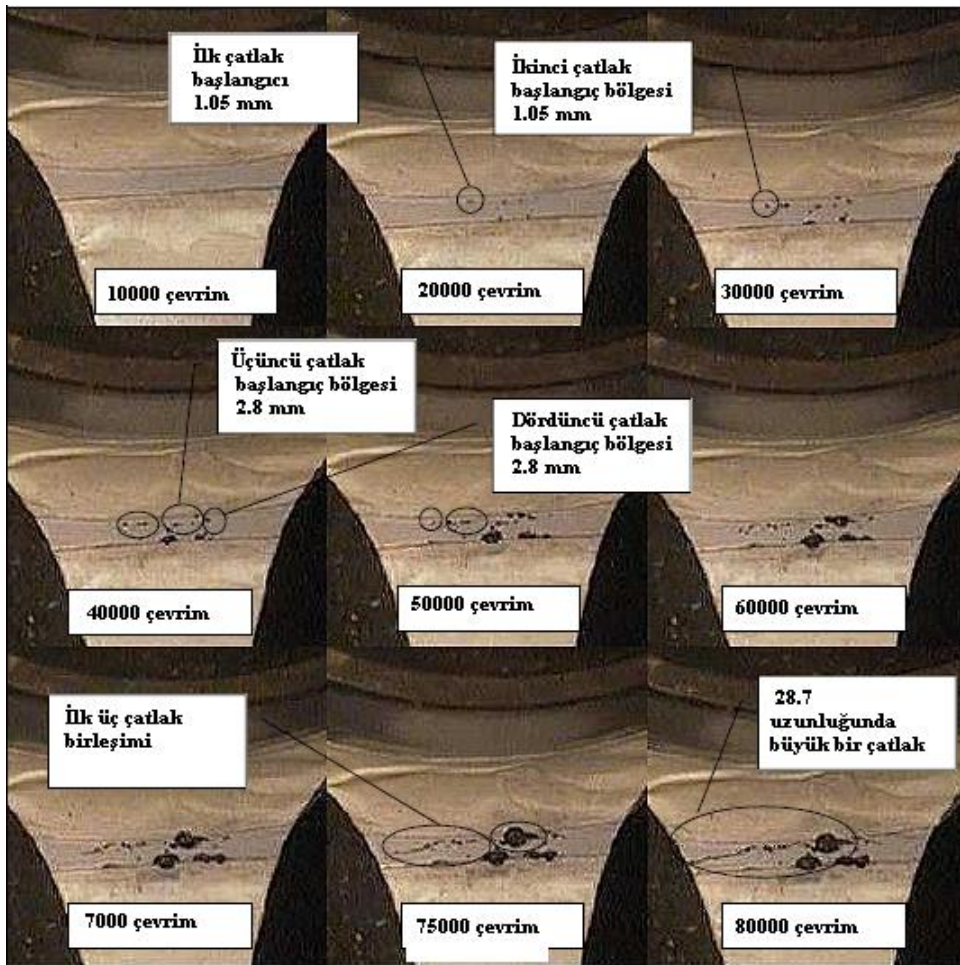
Jant, flanşından deney cihazı üzerindeki tablaya yerleştirilip sabitlenir. Baskı kuvveti jant dönme ekseninde flanşın kenarına 0,2 ila 2 mm/s’lik hızla etki ettirilir. Kuvvet-yol diyagramı bir çizici tarafından otomatik olarak çizilir. Kuvvet, jant çemberi üzerindeki supap deliği ile jant çemberi ve göbek arasında kalan boş ve dolu bölgelerin hizasındaki noktalara ayrı ayrı uygulanır. Deney en az 4 ayrı noktada 90° ’lik açısal aralıklarla tekrarlanır. Deneyde uygulanan yük, Tablo 2.3’de belirlenen enerji değerine ulaşıncaya kadar uygulanır [3].

Tablo 2.3. Jantlara uygulanan muayene ve testler [3]

Tekerlek Yükü	Enerji Değeri, (J)	
	Dış Flanş	İç Flanş
Tekerlek yükü 300 kg’a kadar	60	40
Tekerlek yükü 300 kg’dan büyük	100	60

2.3. Test Verilerin İncelenmesi

Köşeleme yorulma testi sırasında oluşan makro çatlaklar görsel olarak incelenir. Teste başlamadan önce çatlakların daha rahat görülebilmesi için jant yüzeylerine çinko oksit tozlarıyla gliserin tozları boyanır. Test süresince dijital bir kamerayla jant yüzeyleri gözlemlenir. Bu teknikle 0.3 mm ila 4.62 mm arasında çatlaklar ortaya çıkarılır. Şekil 2.8’de örnek bir kolaj resim gösterilmektedir. Burada, 20000 çevrimde oluşan 1.05 mm uzunluğundaki çatlağın çevrim süresince davranışı gösterilmektedir. 80000 çevrim sonucunda çatlak boyutu 28.7 mm olmaktadır. Bu sonuç çatlağı yükleme kolunda %20’lik bir sapma meydana getirmektedir. Bu test, eğilme momenti diyagramındaki aşırı ovalite sonucu makineyi aşırı sapmadan korumak için durdurulabilir. Ayrıca şekilde ayrı çatlakların birleşerek daha büyük çatlakları meydana getirdiği görülmektedir [3].



Şekil 2.8. Jant üzerinde meydana gelen çevrime bağlı çatlak oluşumları [3]

BÖLÜM 3. YEREL GERİLME-GERİNİM VE ÇENTİK ETKİSİNİN MODELLENMESİ

3.1. Çentik Etkisi

Yapı üzerinde bulunan kesit değişiklikleri, çentikler ya da delikler, gerilme sürekliliğini etkiler ve bu bölgelerde ani gerilme değişimlerine sebep olur. Bu geometrik değişimler sonucu oluşan lokal gerilmeler nominal gerilme değerlerinden yüksek değerdedir ve bu gerilme artışları çentik etkisi ile açıklanır. [8]

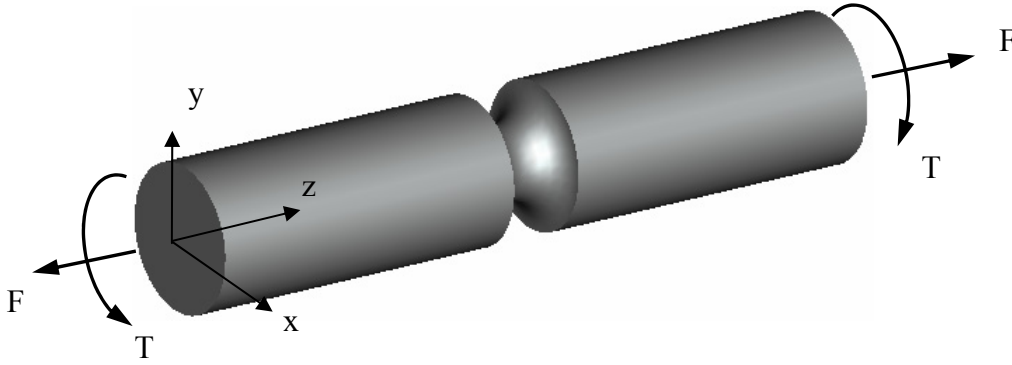
Geometriye bağlı olarak açıklanan çentik etkisi, gerilme yığılma faktörü (şekil faktörü) ile tanımlanır ve “ K_t ” ile gösterilir. Gerilme yığılma faktörü, parça geometrisine bağlı teorik bir ifadedir. Gerilme yığılma faktörü, çentik üzerinde oluşan maksimum gerilme değerinin nominal gerilme değerine oranıdır. [8]

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{maksimum}}}{\sigma} \quad (3.1)$$

Çentik etkisi, malzemeye göre değişkenlik gösterir. Bundan dolayı çentik faktörü (K_ζ) malzemeye bağlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilir. Burada “q” malzemenin çentik hassasiyetini gösteren faktördür. [8]

$$q = \frac{K_\zeta - 1}{K_t - 1} \quad (3.2)$$

Bu bölümde, Barkey tarafından test edilen çentikli çubuğun gerilme yığılma faktörünün ve çevrimsel yüklemenin sonlu elamanlar yöntemi ile hesaplanması gösterilmiştir. Barkey tarafından yapılan test numunesi ve yükleme durumu Şekil 3.1’de gösterilmiştir.

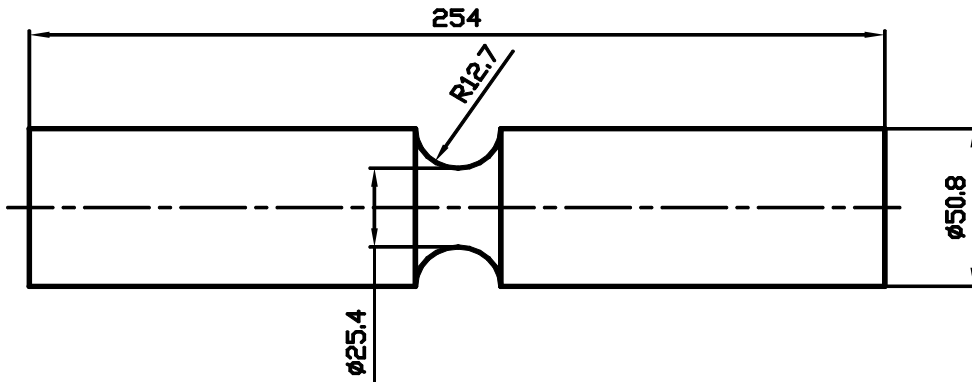


Şekil 3.1. Barkey çentikli çubuğu [9]

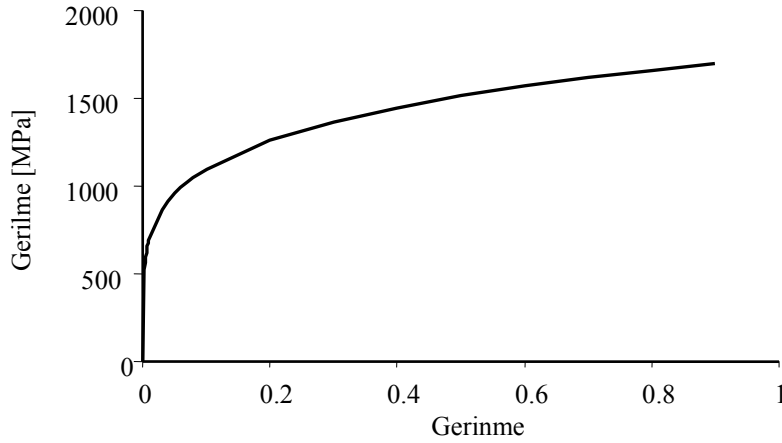
Çentikli çubuk numunesi ölçüleri, çentik kesit çapı 25.4mm ve çentik yarıçapı 12.7 mm'dir (Şekil 3.2). Çubuğun elastik malzeme özellikleri; elastik modül 210 GPa ve Poisson sabiti 0.3'dür. Çubuk malzemesinin elastik-plastik malzeme özellikleri Holloman denkleminde düzenlenmiştir [9].

$$\sigma = K \cdot \varepsilon^n \quad (3.3)$$

Buna göre, "K" pekleşme katsayısı 1736 MPa ve "n" pekleşme üssü 0.199'dur. Çentikli numune için gerilme-gerinim grafiği Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Belirlenen çentik geometrisi için çentik faktörü deneysel olarak belirlenen grafiklerden elde edildi. Buna göre, aksenal çekme yükü etkisinde verilen ölçülerdeki silindirik çentikli numune için gerilme yığılma faktörü $K_t = 1.45$ ve burulma yükü altında oluşan çentik faktörü $K_t = 1.17$ 'dir [9, 10].



Şekil 3.2. Parça boyutları [9]



Şekil 3.3. Barkey çentikliği çubuk malzeme gerilme gerinim eğrisi [9]

3.2. Yükleme Şekilleri

Çentikli çubuk numunesine çekme ve burulma yükleri (teğetsel kuvvet) bir yükleme formuna göre uygulanmıştır. Bu bölümde kutu tipi yükleme formu için çevrimsel yükleme formu hesaplamaları yapıldı (Şekil 3.4-b). Kutu tipi yükleme formu, çekme kuvveti etkisi ile oluşan nominal çekme gerilmesi ve burulma kuvveti etkisiyle oluşan nominal kayma gerilmesi değerlerinin, çevrim süresince birlerine göre değişimlerini göstermektedir. Şekil 3.4-a'da yükleme durumu ve kullanılan silindirik koordinat sistemi şematik olarak gösterilmiştir. Burada Z aksenal yönü, Y çevresel (dönme) yönü ve X radial yönü gösterir. Şekil 3.4-b'de ayrıca çevrimsel yükleme durumu gösterilmiştir. Çentikli çubuk çentik kesiti üzerinde oluşan nominal çekme ve kayma gerilmesi ifadeleri Denklem 3.4 ve 3.5'te verilmiştir.

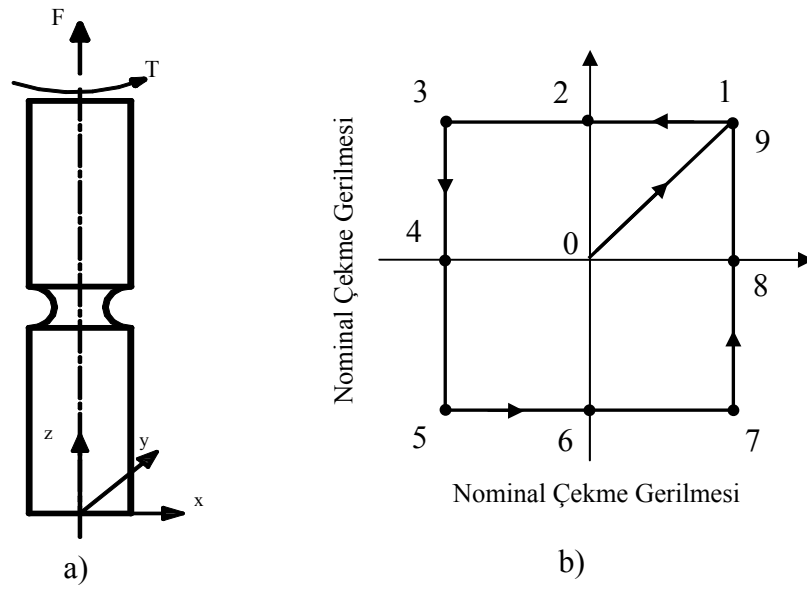
$$S_{zz} = \frac{F}{A} \quad \text{Nominal Çekme gerilmesi ,} \quad (3.4)$$

$$S_{yz} = \frac{T \cdot r}{J} \quad \text{Nominal Kayma gerilmesi ,} \quad (3.5)$$

Burada;

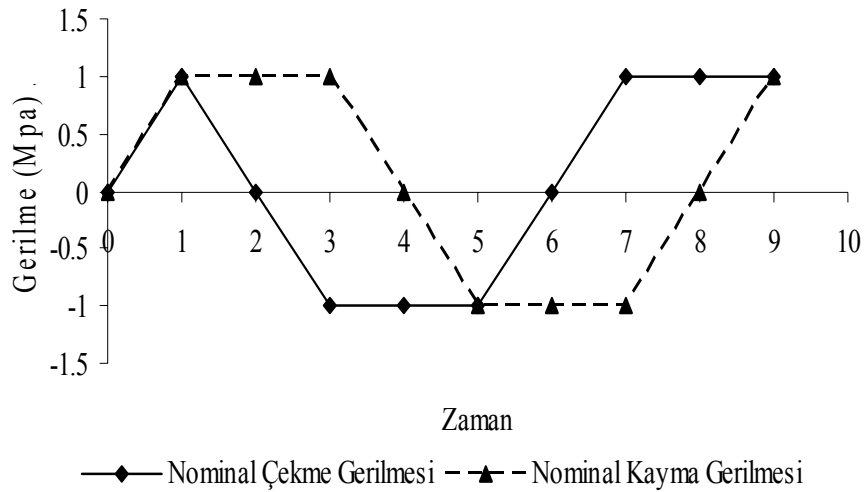
S_{zz} ; Çentik kökünde oluşan aksenal (z) yöndeki nominal çekme gerilme değeridir.

S_{yz} ; Çentik kökünde oluşan YZ düzleminde oluşan nominal kayma gerilmesi değeridir.



Şekil 3.4. a) Parça yükleme şematiği, b) Kutu tipi çevrimsel yükleme gösterimi [1]

Kutu tipi yükleme formu, bir ön yükleme ve sekiz yükleme adımı olmak üzere toplam dokuz adımdan oluşur. Ön yükleme dışındaki her sekiz yükleme, bir çevrim oluşturur (Şekil 3.5).

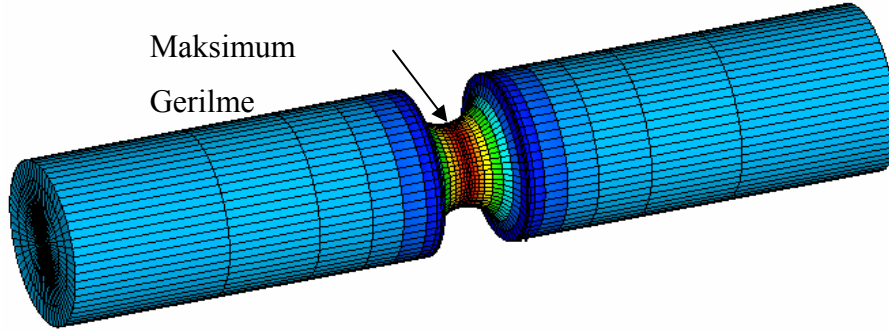


Şekil 3.5. Kutu tipi yükleme formu nominal gerilme değerlerinin zamana bağlı değişimi

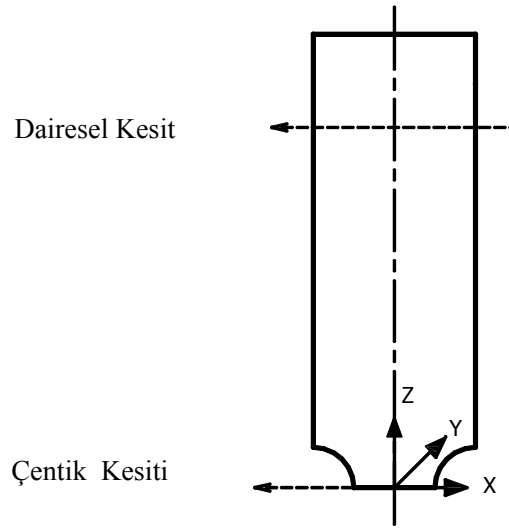
3.3. Gerilme Yığılma Faktörünün SEY ile belirlenmesi

Çentik üzerindeki maksimum gerilme değeri çentik kökünde oluşur (Şekil 3.6). Gerilme yığılma faktörünün hesaplanmasında, iki ayrı hesaplama yapıldı. Bunlar;

çekme kuvvetinin etkisinde oluşan çekme gerilmesi hesaplamaları ve burulma kuvveti etkisiyle oluşan kayma gerilmesi hesaplamalarıdır. Sonlu eleman analizi yükleme değerlerini belirlemek için dairesel ve çentik kesiti olmak üzere iki kesit belirlendi (Şekil 3.7). Böylece, çentik kesitinde nominal birim yükleme oluşturmak için gerekli yükleme değeri bu iki kesite göre belirlendi.



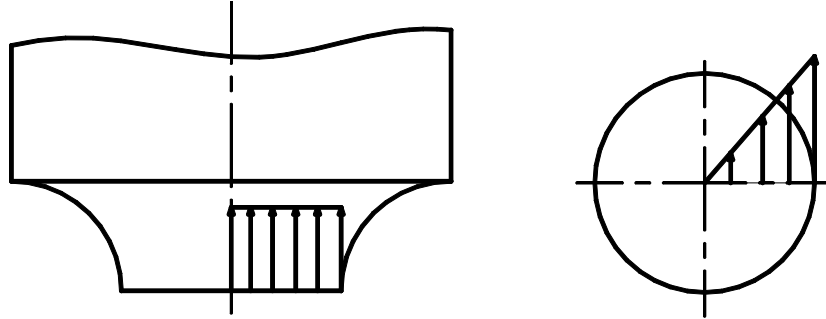
Şekil 3.6. Çentik bölgesi gerilme dağılımı



Şekil 3.7. Parça kesit noktalarının gösterimi

Çekme kuvvetinin etkisiyle oluşan gerilme yığılma faktörü için parça üzerine aksel yönde çekme kuvveti uygulandı. Parça üzerinde çekme kuvvetinin etkisiyle çentik kökünde oluşan nominal çekme gerilmesinin, çentik kesiti boyunca düzgün dağılım gösterdiği düşünüldü (Şekil 3.8-a). Bu kabule göre çentik kesiti üzerinde birim nominal gerilme değeri elde etmek için gerekli çekme kuvveti hesaplandı. Elde edilen bu kuvvet yüklemesi için sonlu eleman yöntemi ile çentik üzerindeki gerilme dağılımları elde edildi. Sonlu eleman analizi ile elde edilen aksel (z) ve çevresel (y)

yöndeki gerilme değerleri ile nominal gerilme değerinin oranı, aksenal yönde yükleme gerilme yığılma faktörü olarak belirlendi (Denklem 3.6 ve 3.7).



Şekil 3.8. a) Nominal (Szz) çekme gerilmesinin çentik kökünde dağılımı b) Nominal (Syz) kayma gerilmesinin çentik kökünde dağılımı

Benzer şekilde, çentik kesitinde birim kayma gerilmesi elde etmek için gerekli burulma kuvveti elde edildi. Nominal kayma gerilmesi, çubuk merkezinden çentik yüzeyine doğru lineer bir artış gösterir. Belirlenen burma kuvveti için yapılan sonlu eleman analizi ile çentik kökündeki kayma gerilmesi değeri elde edildi. Sonlu eleman analizi sonucunda elde edilen “yz” düzlemi kayma gerilmesi değerinin, nominal kayma gerilmesine oranı radial gerilme yığılma faktörü olarak belirlendi (Denklem 3.8).

$$K_{t(zz)} = \frac{\sigma_{zz}}{S_{zz}^{\phi}} \quad (3.6)$$

$$K_{t(zy)} = \frac{\sigma_{yy}}{S_{zz}^{\phi}} \quad (3.7)$$

$$K_{t(yz)} = \frac{\sigma_{yz}}{S_{yy}^{\phi}} \quad (3.8)$$

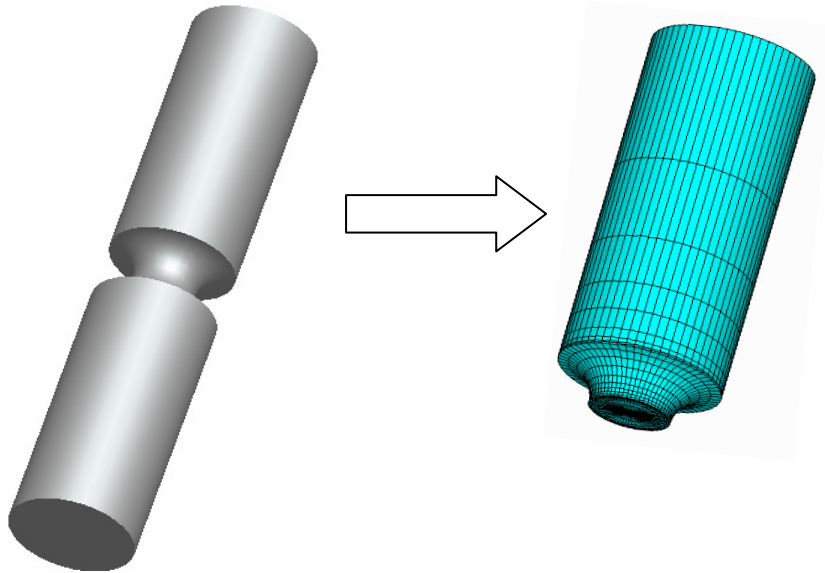
Burada;

$K_{t(zz)}$: Aksenal yükleme için aksenal yöndeki gerilme yığılma faktörüdür,

$K_{t(zy)}$: Aksenal yükleme için çevresel yöndeki gerilme yığılma faktörüdür,

$K_{t(yz)}$: Çevresel yükleme için YZ düzlemdeki kayma gerilme yığılma faktörüdür.

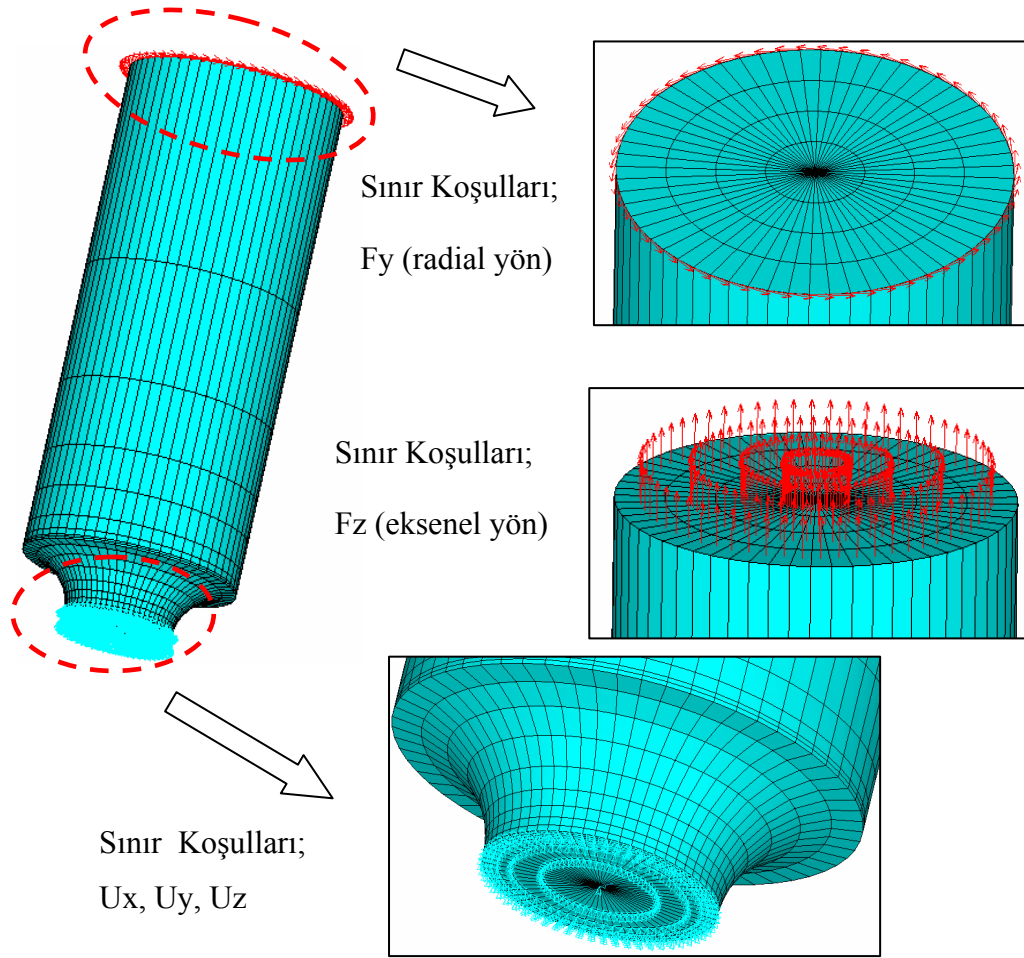
Çentikli çubuk, malzeme, geometri ve yükleme bakımından, çentik kesit düzlemine göre simetri özelliği bulundurmaktadır. Sonlu elemanlar hesaplamalarının çözüm süresi eleman sayısına bağlıdır. Eleman sayısını azaltmak için çentikli çubuk $\frac{1}{2}$ model olarak oluşturuldu. Sonlu eleman ağı çentik ve silindir geometrisine uygun bir şekilde oluşturuldu. Sonlu eleman ağı için katı 3 boyutlu hexagonal (altıyüzlü) elemanlar kullanıldı (Ansys solid185). Sonlu eleman ağı 4020 eleman ve 4571 düğüm noktasından oluşmaktadır. Çentikli çubuk üzerinde oluşturulan sonlu eleman ağı Şekil 3.9'da gösterilmiştir. Çentik kesit düzlemi üzerindeki düğüm noktalarının deplasmanı sınırlandırıldı. Parça üzerine yüklemeler çubuk alın yüzeyinden uygulandı. Çentikli çubuk sonlu eleman ağı üzerindeki sınır şartları Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Çentikli çubuk sonlu eleman modeli

3.3.1. Eksenel yönde uygulanan kuvvet için SEY hesaplamaları

Eksenel yönde uygulanan kuvvet için gerilme yığılma faktörünün hesaplanmasında, nominal gerilme değeri ve sonlu eleman analizi gerilme değerleri bilinmelidir. Bunun için çentik kesitinde nominal birim gerilme oluşturacak şekilde yükleme yapıldı. Bu yükleme değeri Denklem 3.9'dan elde edildi. Burada A^c çentik kesiti alanı, A^d dairesel kesit alanını ve S_{zz}^c çentik kesitindeki nominal gerilme değerinin belirtir. Buna göre çentikli çubuk çekme yüzeyine 0.25 MPa çekme yükü uygulandı

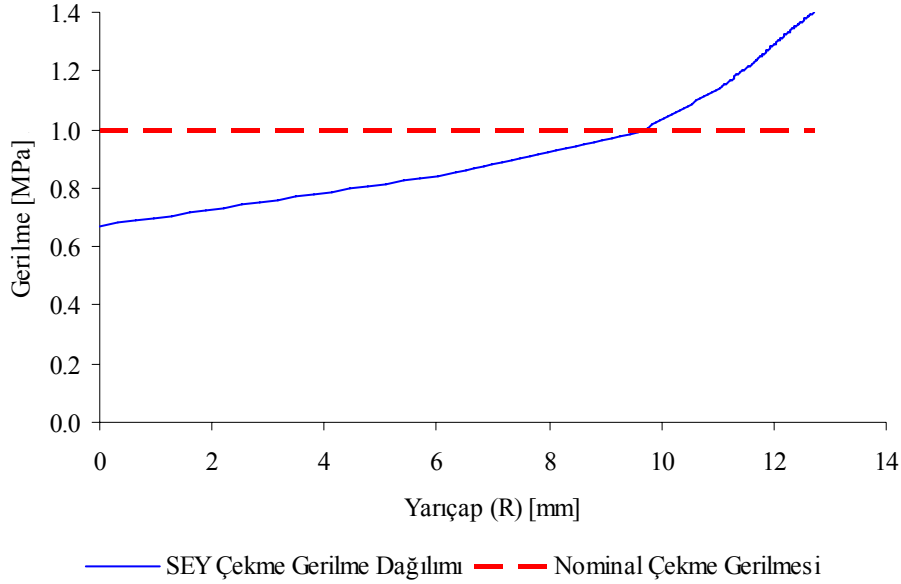


Şekil 3.10. Çentikli çubuk sonlu eleman modeli

$$P^d = \frac{A^{\zeta}}{A^d} \cdot S_{zz}^{\zeta} \quad (3.9)$$

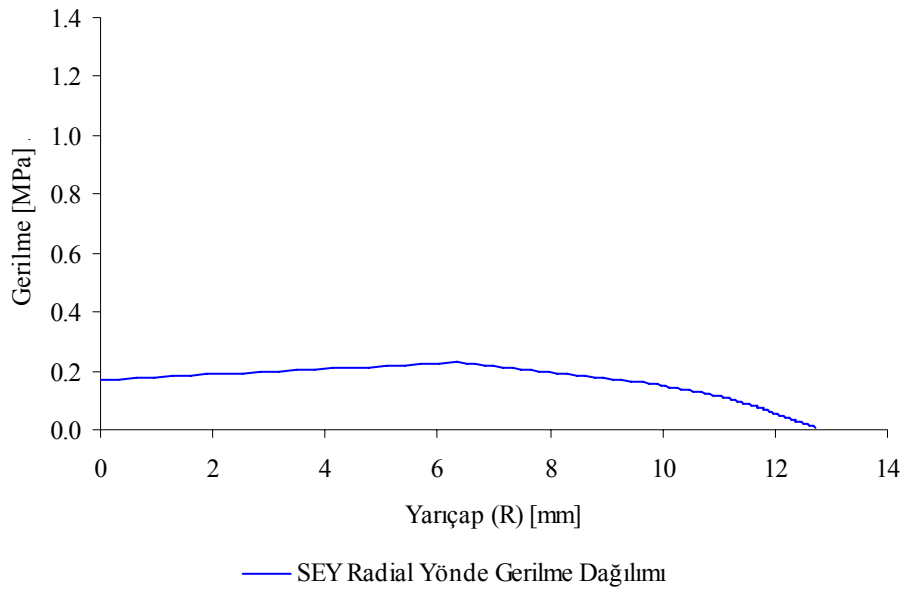
Sonlu eleman analizi sonucunda gerilme dağılımları elde edildi. Çentik kesiti üzerinde merkez eksenenden çentik köküne doğru gerilme bileşenleri grafiksel olarak elde edildi. Burada aksenal yönde elde edilen gerilme değeri çubuk merkezinde nominal gerilme değerinden daha düşük değerde olmasına rağmen, çentik kökü üzerinde nominal gerilme değerinden daha büyük gerilme değeri oluşmuştur (Şekil 3.11). Aksenal yönde gerilme bileşenin dışında, çentik kökündeki çap daralması sonucu oluşan radyal yönde gerilme bileşeni ve çevresel yönde gerilme bileşeni de grafiksel olarak gösterilmiştir (Şekil 3.12, Şekil 3.13). Radyal yönde gerilme bileşeni çubuk merkezinde çekme gerilmesi değerine göre daha düşük değerdedir (0.2 MPa) ve çentik kökünde (yüzeyde) değeri sifıra düşmektedir. Çevresel yönde gerilme

yaklaşık değeri 0.2 MPa'dır. Çevresel yönde gerilme değerleri çubuk merkezinden çentik köküne doğru küçük değişimler göstermektedir. Bu değişimler küçük olduğundan çevresel yöndeki gerilme bileşeni sabit kabul edilebilir.

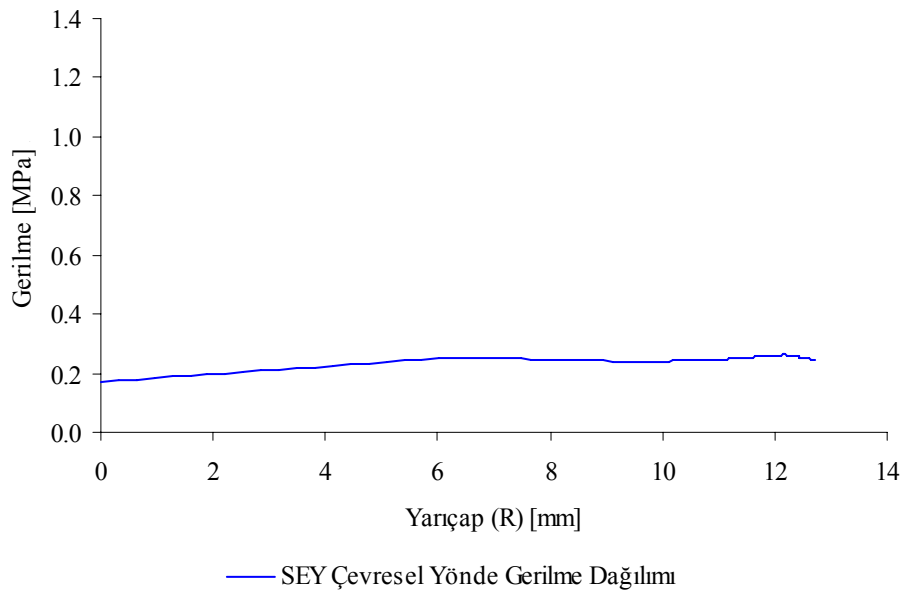


Şekil 3.11. SEM ile elde edilmiş çentik kökündeki eksenel (z) yöndeki gerilme dağılımı

Sonlu eleman yöntemi ile elde edilen değerler ile nominal gerilme değeri alınarak gerilme yığılma faktörü hesaplandı. Eksenel yönde gerilme yığılma faktörü çentik üzerinde oluşan maksimum gerilme değerinin nominal gerilme değerine oranı olarak belirlenmiştir (Denklem 3.6). Buna göre, eksenel (z) yönde uygulanan kuvvet için eksenel (z) yönde oluşan gerilme yığılma faktörü, $K_{t(zz)}$:1,4'dür. Benzer şekilde çevresel yönde gerilme yığılma faktörü Denklem 3.7'den (eksenel yönde uygulanan kuvvet için çevresel (y) yönde oluşan gerilme yığılma faktörü), $K_{t(zy)}$ 0.28'dir. $K_{t(zz)}$ ve $K_{t(zy)}$ deneysel sonuçları sırasıyla 1.45 ve 0.30'dur (Tablo 3.1) [9, 10].



Şekil 3.12. SEM ile elde edilmiş çentik kökündeki radial (x) yönünde gerilme dağılımı



Şekil 3.13. SEM ile elde edilmiş çentik kökündeki çevresel yönde gerilme dağılımı

3.3.2. Çevresel yönde uygulanan kuvvet için SEY hesaplamaları

Çevresel yönde uygulanan kuvvet için gerilme yığılma faktörünün hesaplanmasında, nominal kayma gerilme değeri ve sonlu elaman analizi gerilme değerleri bilinmelidir. Çentik kesitinde birim kayma gerilmesi oluşturmak için gerekli yükleme değeri Denklem 3.10'den elde edildi.

$$F_d = \frac{J_\varphi}{r_\varphi \cdot r_d \cdot n_n} \quad (3.10)$$

Burada;

F_d : Dairesel kesite uygulanacak tork kuvveti,

n_n : F_d çevresel kuvvetinin uygulanacağı düğüm sayısı,

J_φ : Dairesel kesitin merkeze göre polar atalet momenti,

r_d : Dairesel kesitin yarıçapı,

r_φ : Çentik kesiti yarıçapı,

Birim kayma gerilmesi değeri için yükleme değeri $F_d = 2.1113$ N olarak hesaplandı. Yükleme değeri çentikli çubuğun dairesel kesit üzerinde en dış çaptaki her bir düğüm noktasına uygulandı. Sonlu eleman hesaplamaları sonucunda elde edilen değerler ile çubuk merkezinden çentik köküne doğru kayma gerilmesi değişimi grafiksel olarak gösterildi (Şekil 3.14). Çentik kökünde elde edilen maksimum kayma gerilmesi değeri kullanarak yığılma faktörü $K_{t(yz)} = 1.158$ olarak elde edildi. $K_{t(yz)}$, çevresel (y) yönde uygulanan kuvvet için kayma düzleminde oluşan gerilme yığılma faktörüdür. $K_{t(yz)}$ 'nin deneysel sonuçları 1.17'dir (Tablo 3.1) [9, 10].

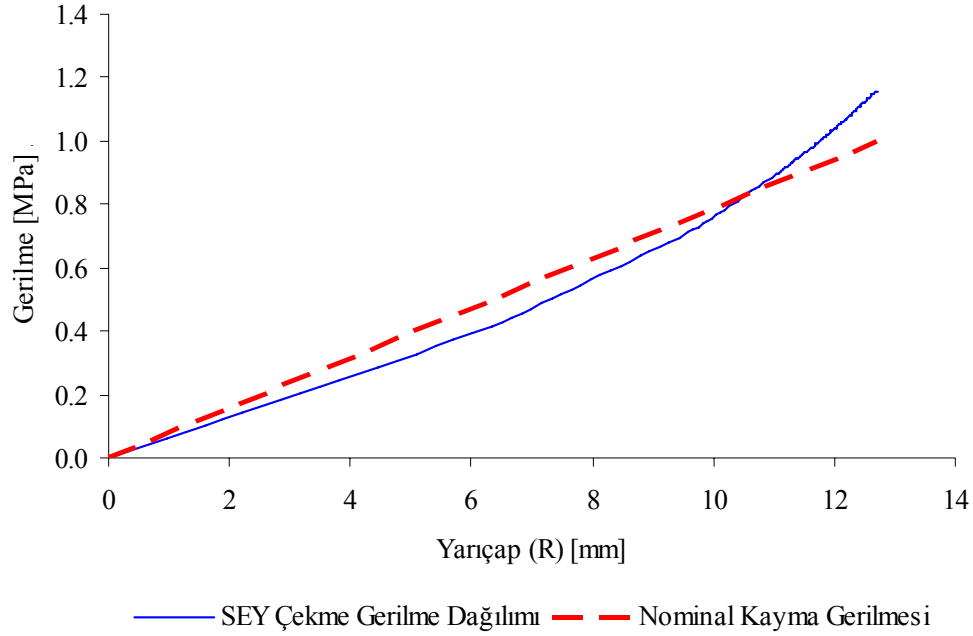
Tablo 3.1. Yükleme durumuna göre elde edilen gerilme yığılma faktörü değerleri

	Çekme yükü gerilme yığılma faktörü	Burulma yükü gerilme yığılma faktörü
Barkey Test Sonucu	1.45	1.17
Sonlu Eleman Analizi Sonucu	1.4	1.15

3.4. Çevrimsel Yükleme İçin Sonlu Eleman Analizi

Kutu tipi yükleme formuna göre çentikli çubuk üzerine çevrimsel yükleme yapıldı. Kutu tipi yükleme formu için test verileri Tablo 3.2'de gösterilmiştir. Bu bölümde yedi numaralı test değerleri kullanıldı. Kullanılan test verileri; $S_{zz} = 296$ MPa , $S_{yz} =$

193 MPa nominal gerilme değerleridir. Belirlenen kutu tipi yükleme formu için zamana bağlı nominal çekme ve kayma gerilmesi değerleri Şekil 3.15’de gösterilmiştir.



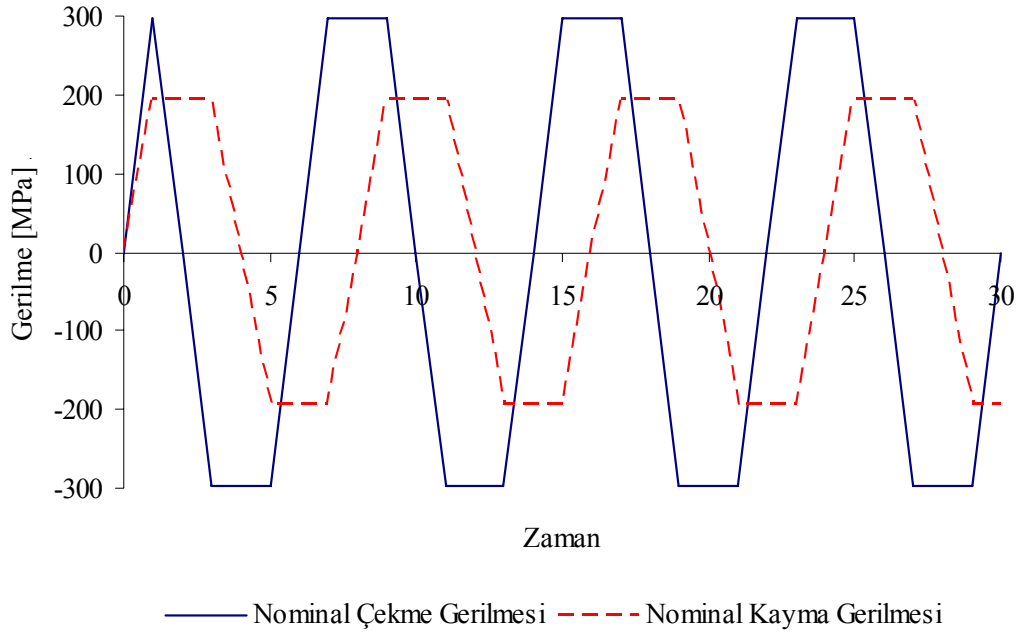
Şekil 3.14. SEM ile elde edilmiş çentik kökündeki kayma gerilmesi dağılımı

Tablo 3.2. Kutu tipi yükleme için nominal aksenal gerilme ve kayma gerilme değerleri [1]

TEST NO	Nominal Çekme gerilmesi S_{zz} (MPa)	Nominal kayma gerilmesi S_{yz} (MPa)	Yükleme durumu
1	100	62.5	Kutu
2	139	87.5	Kutu
3	160	100	Kutu
4	179	117	Kutu
5	200	131	Kutu
6	258	168	Kutu
7	296	193	Kutu
8	258	168	Kutu
9	296	193	Kutu

Çentik kesiti dış yüzeyinde gerilme ve gerinim bileşenleri Denklem 3.11 ve 3.12’de gösterilmiştir. Sonlu eleman analizleri sonucunda bu değerler incelendi. Gerilme-gerinim bileşenleri için kritik bölge çentik dış yüzeyi olduğundan, sonlu eleman sonucu olarak, sadece bu bölgenin sonuçları incelendi. Sonlu eleman analizi

sonucunda elde edilen zamana bağlı sonuçlar düzenlenerek grafiksel veri olarak gösterildi.

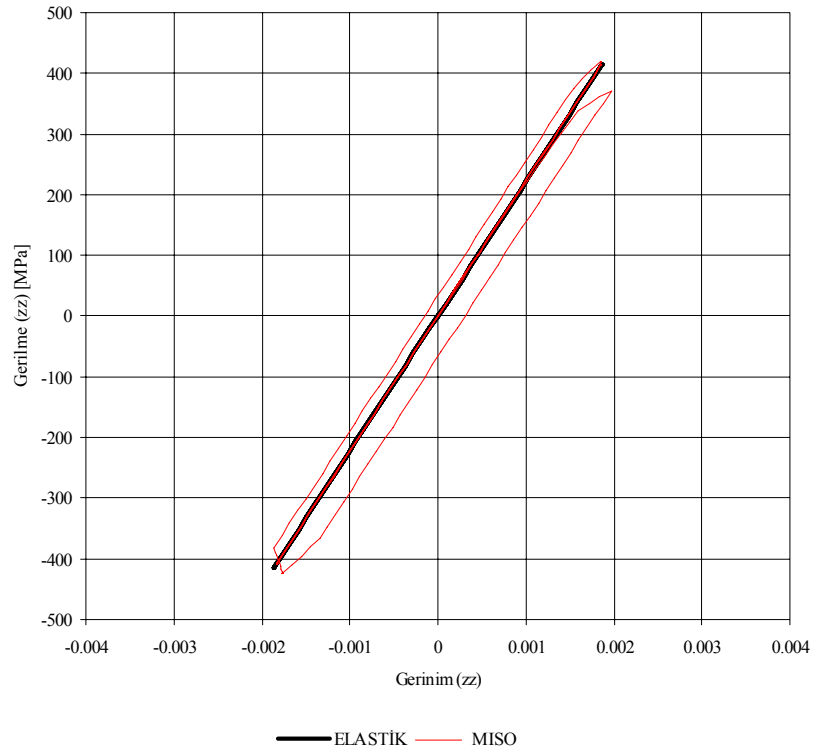


Şekil 3.15. Kutu tipi yükleme formu nominal gerilme değerlerinin zamana bağlı değişimi

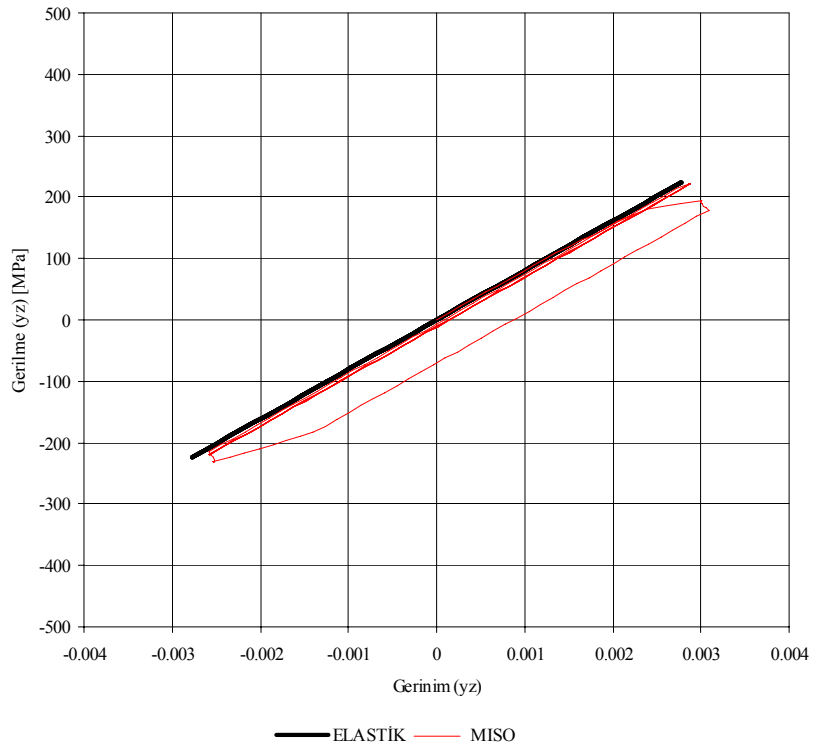
$$[\sigma] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ 0 & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

$$[\varepsilon] = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ 0 & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Sonlu eleman hesaplamaları sonucunda, elastik ve izotropik pekleşme modeli (MISO) kullanılarak elastik-plastik çözümleme elde edildi. Şekil 3.16’de elastik ve elastik-plastik çözüm için çekme yönünde gerilme ve gerinim değerlerinin birbirine göre değişimi gösterilmiştir. Burada, elastik çözümleme yükleme çevrimi sürerken herhangi bir zaman noktasında gerilme ve gerinim bileşenleri birbirine oranı sabittir. İzotropik pekleşme modelinde elde edilen gerilme-gerinim değişimi ise uygulanan çevrime bağlı olarak değişim göstermektedir. Şekil 3.17’de gösterilen kayma düzleminde elde edilen gerilme-gerinim değişimi de benzer özellikler göstermektedir.



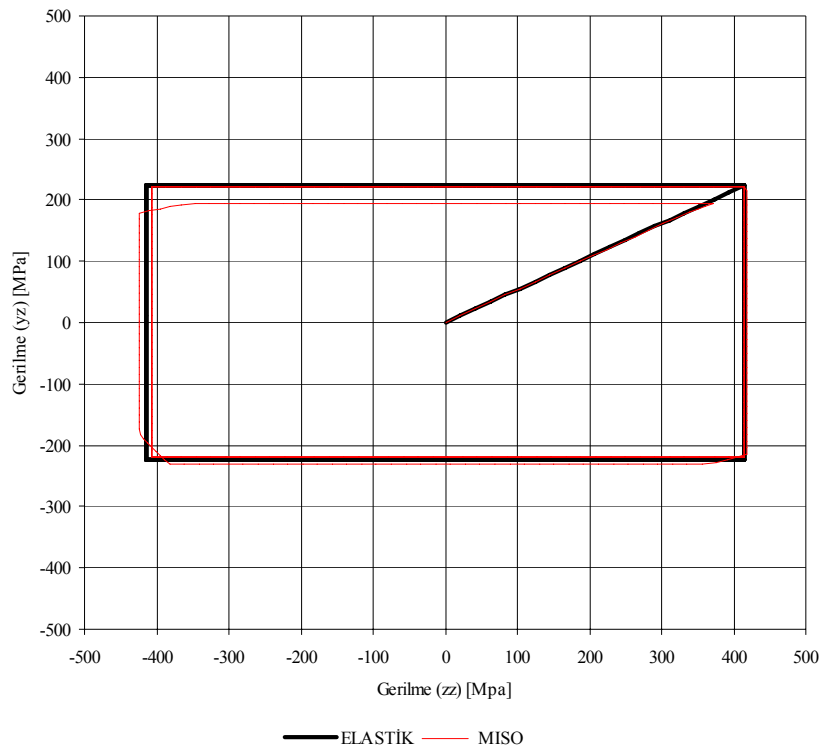
Şekil 3.16. Kritik düğüm noktası için Gerilme (zz)- Genleme (zz) grafiği



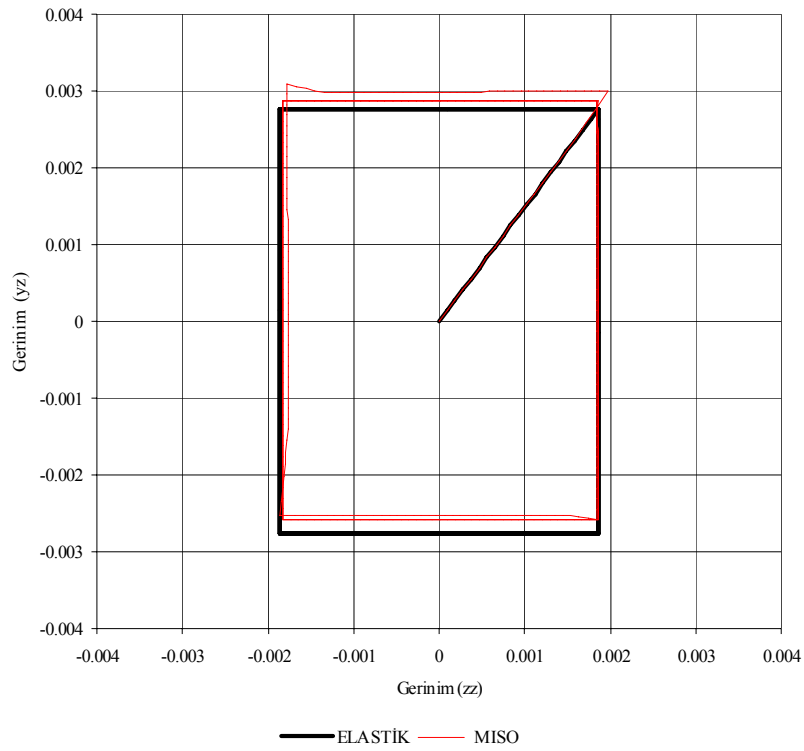
Şekil 3.17. Kritik düğüm noktası için Gerilme (yz)- Genleme (yz) grafiği

Şekil 3.18’de kutu tipi yükleme formu için çentik kökünde elde edilen kayma ve çekme gerilmesinin değişimi gösterilmiştir. Kayma gerilmesi ile çekme gerilmesi değişimi yükleme formuna bağlı bir değişim göstermektedir. Elastik çözümlemede kutu tipi yükleme formunu şekilsel olarak takip etmektedir. Elastik-plastik çözümlemede ise yükleme formu şekli temel olarak takip etmekte ancak malzemede oluşan pekleşme sonucu dikdörtgen form büyümektedir. Çekme ve kayma yönündeki gerilme değerlerinde de benzer değişim gözlenmektedir.

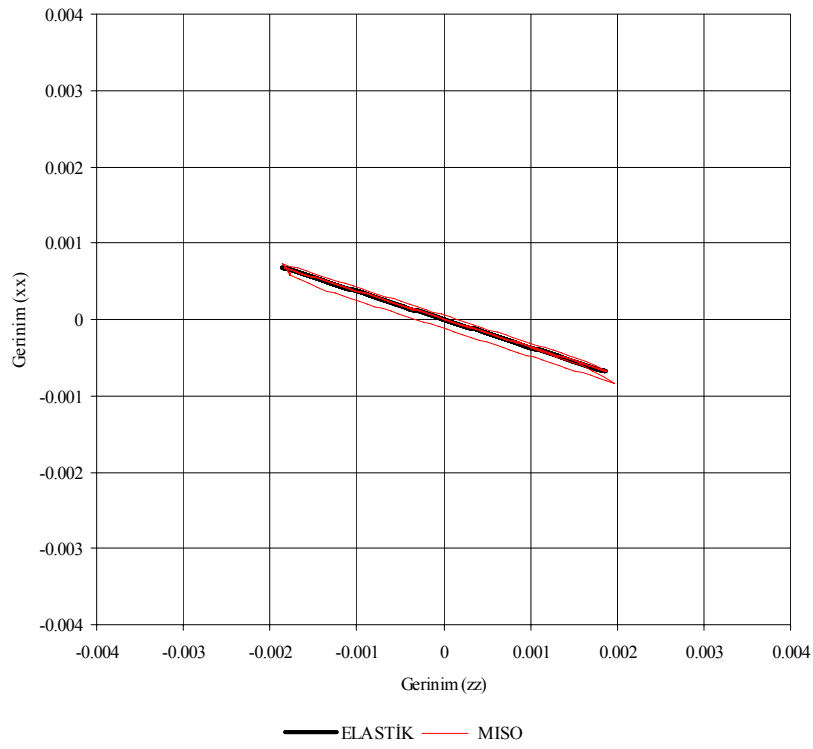
Şekil 3.20’de çekme yönünde ve radyal yönde gerilme değerleri gösterilmektedir. Elastik çözümlemede, çekme yükü etkisinde çubuk boyunda uzama ve çaptaki daralma belirli bir zaman noktasında sabittir. Yükleme formuna bağlı olarak boydaki uzama azalırken çaptaki daralma azalmaktadır. Elastik-plastik çözümlemede boydaki uzamanın çaptaki daralamaya olan oranı değişmektedir.



Şekil 3.18. Kritik düğüm noktası için Gerilme (yz)- Gerilme (zz) grafiği



Şekil 3.19. Kritik düğüm noktası için Gerinim (zz)- Gerinim (yz) grafiği



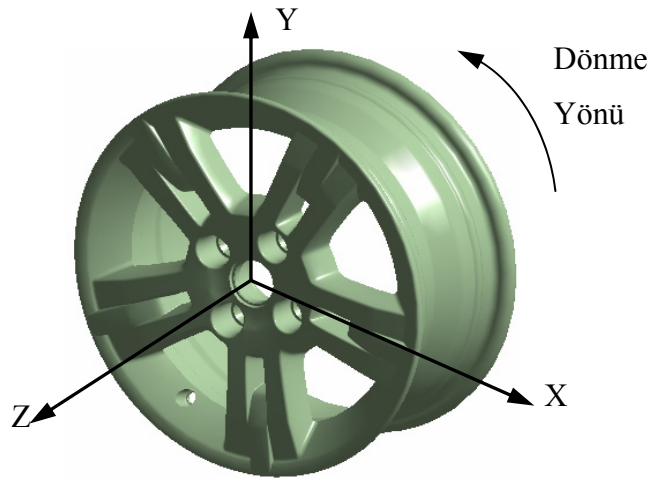
Şekil 3.20. Kritik düğüm noktası için Gerinim (zz)- Gerinim (xx) grafiği

BÖLÜM 4. ALAŞIM JANTLARIN KÖŞELEME DAYANIM TESTİNİN SAYISAL MODELLEMESİ

4.1. Giriş

Bu bölümde köşeleme dayanım testinin bilgisayar ortamında sayısal modellenmesi gösterilmiştir. Yapılan sayısal modelleme adımları için dayanım hesaplamaları açıklandı ve bir uygulama örneği üzerinde dayanım hesaplamaları yapıldı. Uygulama örneği için, ömür ve çatlak oluşum bölgeleri tahmininde bulunuldu ve kritik bölgeler için gerilme gerinim değerleri elde edildi. Elde edilen sonuçlar köşeleme dayanım testi sonuçları ile karşılaştırıldı.

Jant gerilme hesaplamalarının yapılması ve yüklemelerin tanımlanması için sabit bir koordinat sistemi belirlendi. Buna göre araç hareket yönü “x”, tekerlek dik yönü “y” ve tekerlek dönme eksenini doğrultusu “z” eksenini olarak belirlendi. Bu kartezyen koordinat sistemi Araç Koordinat Sistemi (SAE Coordinate System) olarak adlandırılır (Şekil 4.1) [11].



Şekil 4.1. Araç koordinat sistemi

4.2. Köşeleme Dayanım Testi

Köşeleme dayanım testi, otomobil ve jant üreticileri tarafından belirlenen koşullarda, jant üreticileri tarafından uygulanan dayanıklılık testlerinden biridir. Köşeleme dayanım testi, imalatı tamamlanmış janta uygulanır. Test süreleri birkaç saatten birkaç güne kadar çıkabilmektedir. Köşeleme dayanım testi ile jantın çalışma koşullarında oluşan yükleme değerlerinin benzetimi yapılır. Jant ve poyra kolunun birlikte test edildiği sistemde, jant grubu sabit tutulurken kuvvet döndürülür ya da kuvvet sabit tutulurken jant grubu döndürülür. Test sisteminde uygulanan kuvvet, araç viraj alırken ve ağırlığın etkisiyle oluşan kuvvetlerin toplamıdır. Kuvvet poyra kolu üzerine uygulanır. Test sistemi tek eksenli ve çift eksenli olarak ayrılır. Tek eksenli sistemde sadece eğilme momenti uygulanır. Çift eksenli sistemde eğilme momenti ile birlikte eksen doğrultusunda kuvvet uygulanır. Bu bölümde tek eksenli köşeleme yorulma testinin modellenmesi gösterildi [7].

4.3. Jant Dönme Hareketinin Modellenmesi

Köşeleme dayanım testinde, jant sabit tabla üzerinde konumlandırılır ve janta bağlı poyra kolu üzerinde jant eksenine dik bir kuvvet ile eğilme momenti oluşturulur. Poyra üzerine uygulanan bu kuvvet jant ekseninde sabit açısal hızda döndürülerek jantın dönme hareketinin benzetimi yapılır. Köşeleme dayanım testinde dönme hareketinin sayısal modellemesinde, poyra üzerine uygulanan kuvvetinin oluşturduğu gerilmelerin çevrim süresince değişimi modellenir. Bu şekilde jant üzerine uygulanan sabit açısal hızda dönen ve sabit değerdeki momentin etkisiyle oluşan gerilme değerlerinin değişimi modellenir. Bu modellemede, kararlı koşullar (transient effects are neglected) ve dönmeden kaynaklanan merkezkaç kuvveti statik olarak kabul edildi [11].

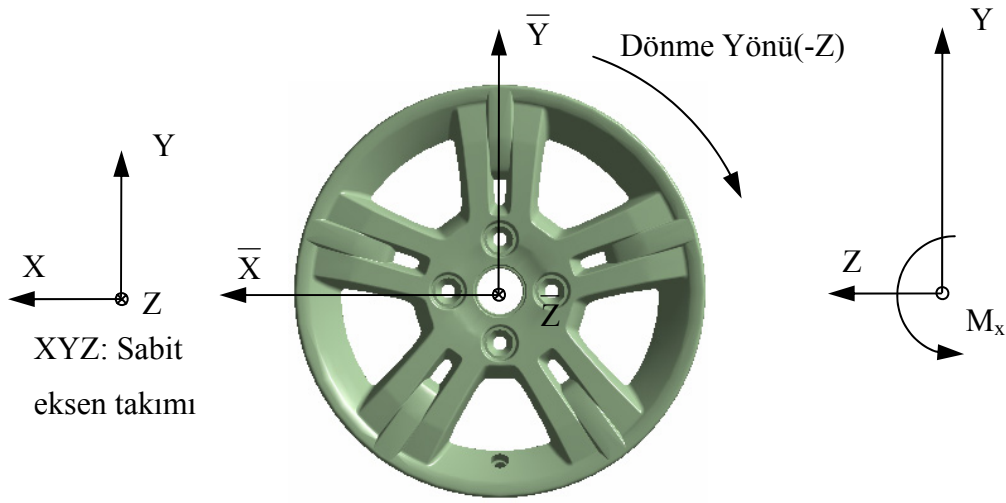
Sabit açısal hızda “Z” eksenini etrafında dönen bir jant üzerine “Y” ekseninde etki eden F_y kuvveti hareket etmeyen “xyz” eksen takımına göre sabit bir “ M_x ” momenti oluşturur (Şekil 4.2). Disk “ θ ” açısı kadar döndüğünde, başlangıçta sabit (hareketsiz) xyz-eksen takımıyla çakışık ve diske rijit olarak tutturulmuş “ $\overline{\overline{xyz}}$ ” eksen takımı da θ açısı kadar dönmektedir. Bununla birlikte disk üzerindeki “ $\overline{\overline{xyz}}$ ” eksen takımına

göre “ M_x^- ” ve “ M_y^- ” değerleri dönme açısına göre harmonik değişim gösterir. Bu durumda jant üzerindeki herhangi bir noktada oluşacak gerilme bileşenleri iki statik gerilme bileşenlerinin harmonik ifadeleriyle tanımlanabilir [11].

$$\bar{\sigma}_{ij}(t) = \sigma_{ij}^1 \cos(\theta) + \sigma_{ij}^2 \sin(\theta) \quad (4.1)$$

$\bar{\sigma}_{ij}$: Jant üzerindeki gerilme bileşenleri,

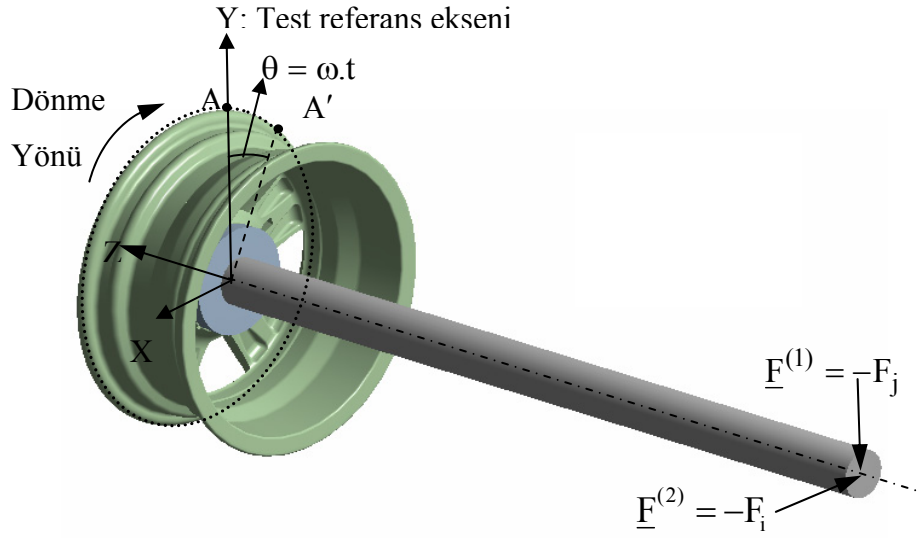
σ_{ij} : Hareketsiz “xyz” eksen takımına göre gerilme bileşenleri,



Şekil 4.2. Jantın koordinat sisteminde konumu [11]

Burada; σ_{ij} gerilme bileşenleri M_x momentinin uygulandığı durumda hesaplanan statik gerilme bileşenlerini ifade eder. Jant üzerindeki herhangi bir noktada oluşacak gerilme genliği değişimi, iki statik gerilmenin harmonik değişimi ve statik yuvarlanma gerilme bileşenlerinin (σ_{ij}^0), toplamına eşittir (Şekil 4.3). Aynı şekilde σ_{ij}^2 gerilme bileşenleri M_x momentinin 90° transformasyonu ile elde edilen M_y momentinin uygulandığında durumda hesaplanan statik gerilme bileşenlerini temsil eder [11].

$$\sigma_{ij}(t) = \sigma_{ij}^0 \Big|_{F=F^{(1)}} \cos(\omega t) + \sigma_{ij}^0 \Big|_{F=F^{(2)}} \sin(\omega t) + \sigma_{ij}^0 \quad (4.2)$$



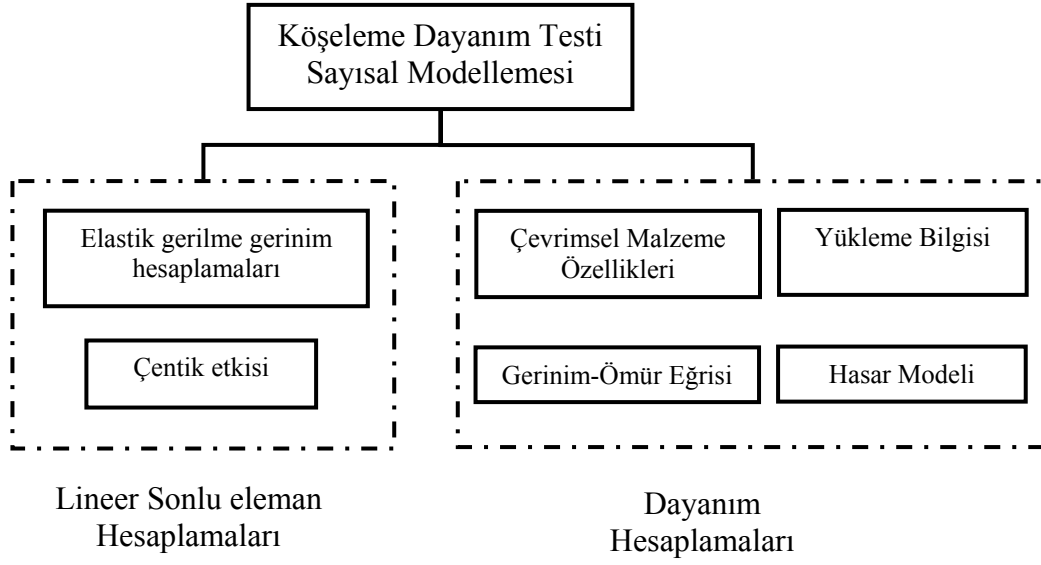
Şekil 4.3. Dönen jantta eğme yüklemesinin gösterilmesi [11]

4.4. Köşeleme Dayanım Testi Sayısal Modellenmesi

Köşeleme dayanım testinin sayısal modellenmesi temel olarak iki adımda gerçekleştirildi. İlk olarak sonlu eleman modeli üzerinde elastik çözümleme yapılarak, jant üzerindeki lokal gerilme değerleri elde edildi. Bir sonraki adımda, sonlu eleman modelinde elde edilen gerilme değerleri ve değişken yükleme bilgileri METE programına aktarıldı [11, 18]. Bu aşamada, çevrimsel malzeme özellikleri, gerinim-ömür eğrisi, hasar modelleri kullanılarak ömür tahmini ve çatlak oluşum bölgeleri belirlendi. Şekil 4.4’de köşeleme dayanım testinin sayısal modelleme akış şeması gösterilmektedir.

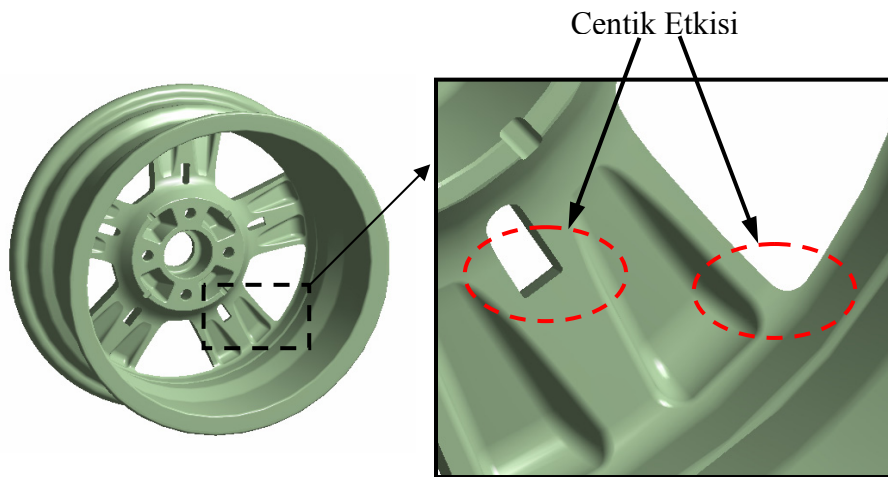
4.4.1. Lineer sonlu eleman analizi

Çentik etkisinin, basit geometriler (çentikli çekme numunesi) üzerinde belirlenmesi mümkündür. Ancak, karmaşık geometriye sahip parçalar üzerinde çentik etkisini belirlemek zordur. Jant üzerinde çentik etkisine yol açacak birçok geometri vardır (Şekil 4.5). Jant üzerinde çentik etkisini modellemek için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi ile jant üzerinde çentik etkisi ile oluşan lokal gerilme değerleri belirlendi.

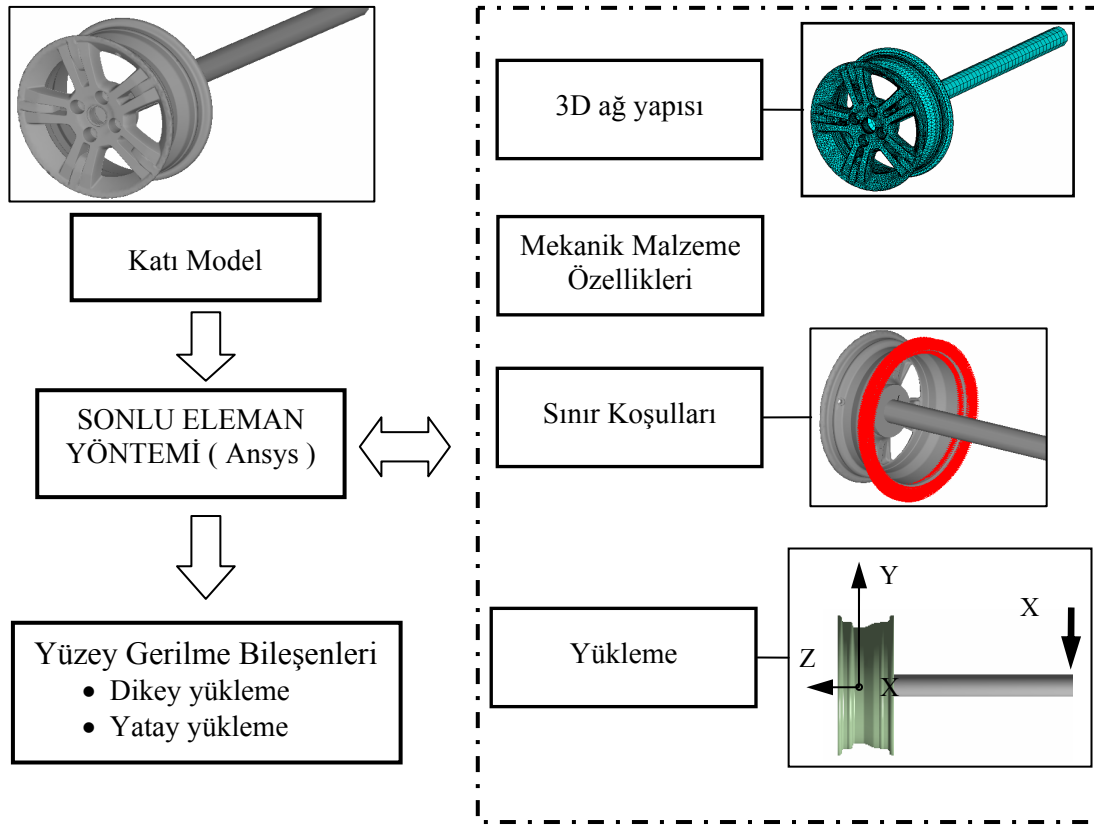


Şekil 4.4. Köşeleme dayanım testi sayısal modellenmesi akış şeması [11]

Sonlu eleman yöntemini kullanarak, üç boyutlu birim yükleme için elastik bir hesaplama yapıldı. Bunun için; jant, flanş ve poyra kolu grubu sonlu eleman programına aktarıldı ve katı model üzerine sonlu eleman ağı oluşturuldu. Elastik çözümleme için gerekli mekanik malzeme özellikleri tanımlandı. Sınır koşulu olarak, test düzeneğinde sabitlenen jantın iç yüzeyinin dış çemberi sonlu eleman modelinde deplasmanlara karşı sınırlandırıldı. Sonlu eleman hesaplamalarında izlenen adımlar Şekil 4.6’da gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Jant üzerinde çentik etkisi oluşturan lokal bölgeler



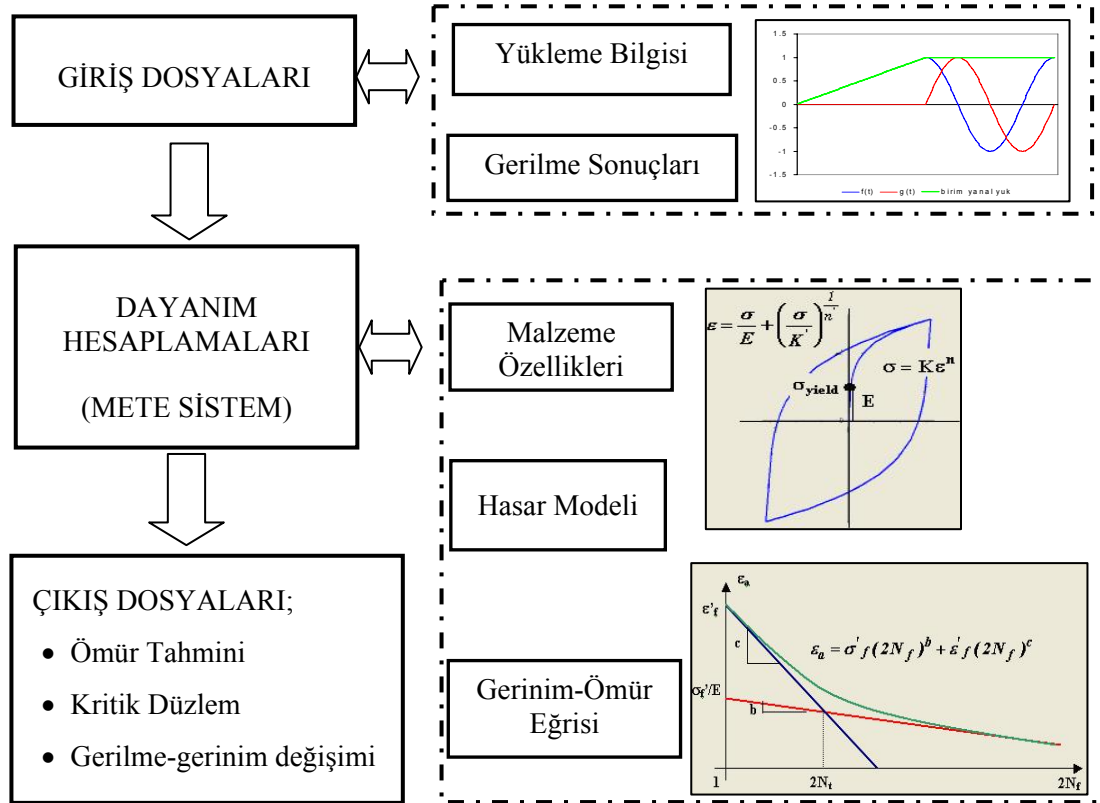
Şekil 4.6. Elastik gerilme-gerinim analizi akış şeması [1]

Dönme hareketinin modellenmesi için jant üzerine dikey (y) ve yatay (y) yönlerde uygulanan bükme momenti etkisinde oluşan statik gerilme değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bunun için, jant poyra kolu üzerine her iki eksende birim yükleme ayrı çözümlerde uygulandı. Elde edilen jant dış yüzeyindeki gerilme değerleri bir dosyaya yazdırıldı. Bu şekilde, yüzeydeki her bir düğüm noktasına ait gerilme bileşenleri değeri hem dikey hem de yatay yükleme için elde edilmiştir.

4.4.2. Dayanım hesaplamaları

Köşeleme dayanım testinin sayısal modellemesinde dayanım hesaplamaları METE Sistem programı ile yapıldı. METE programının sistematığı Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Buna göre sonlu eleman yöntemi ile hesaplanan dikey ve yatay yönlerde elde edilen gerilme bileşenleri ile yükleme bilgisi (cosinüs ve sinüs harmonik değişimleri) Mete programına giriş olarak gösterildi. Bu giriş bilgileri ile program içerisinde çevrimsel malzeme özellikleri, yorulma analiz tipi, yorulma analiz parametreleri, kritik düzlem parametreleri gibi özellikler tanımlandı. Giriş değerleri,

malzeme özellikleri, gerinme ömür eğrisi ve hasar modeline göre değerlendirilerek bir ömür tahmininde bulunuldu.



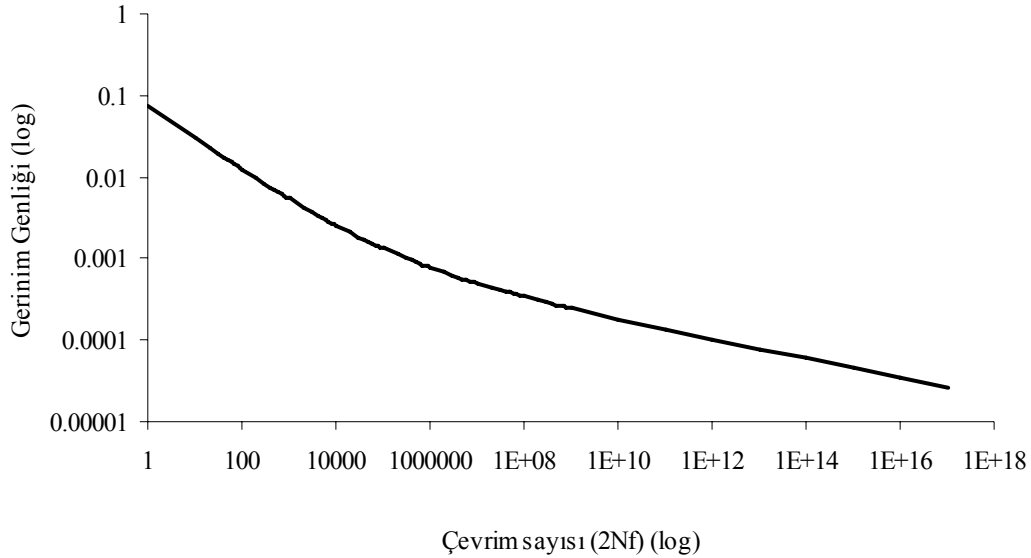
Şekil 4.7. METE Sistem akış şeması [1]

4.4.2.1. Gerinim ömür ilişkisi

Çentiksiz malzeme numunelerinin tek eksenli yorulma testi sonucunda elde edilen gerinim-ömür eğrisi yorulma ömrünü tanımlayan temel hasar verisidir. Gerinim ömür eğrisi, gerinim genliği ile ömür arasındaki ilişkiyi gösteren fonksiyondur. Genel olarak gerinim-ömür eğrisi Basquin-Coffin-Manson denklemi ile ifade edilir (Denklem 4.3). Bu denklemle, tam çevrimli basma çekme yada bükme testinde toplam gerinim genliği ile kırılmanın oluştuğu çevrim sayısı birbiriyle ilişkilendirilir [1, 12, 13, 14].

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (4.3)$$

Burada, gerinim genliği “ ϵ_a ”, çatlak oluşumuna kadar gerçekleşen çevrim sayısı “ N_f ”, yorulma dayanım katsayısı “ σ_f' ”, yorulma dayanım üssü “ b ”, yorulma süneklik katsayısı “ ϵ_f' ”, yorulma süneklik üssü “ c ” ile gösterilir. Alüminyum alaşım için tek eksenli test sonucundan elde edilen değerler ile oluşturulmuş gerinim genliği-çevrim sayısı (ömür) grafiği Şekil 4.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Malzeme ömür eğrisi [1]

4.4.2.2. Kritik düzlem hasar modeli

Çok eksenli bir hasar kriteri, gerilim, gerinme veya her ikisini içeren ve çok eksenli yorulma hasarını, basit çevrimsel yükleme şartları altında test edilen yorulma numunelerinin yorulma ömrü ve eşdeğer hasarla ilişkilendiren bir matematiksel fonksiyondur. Çok eksenli gerilme ve gerinim durumu ile tek eksenli yorulma testi sonucu çıkarılan gerinim ömür arasındaki ilişkiyi tanımlamak için eşdeğer gerinim veya gerilim tabanlı korelasyonlar kullanılır [1].

- Von Mises eşdeğer gerinimi

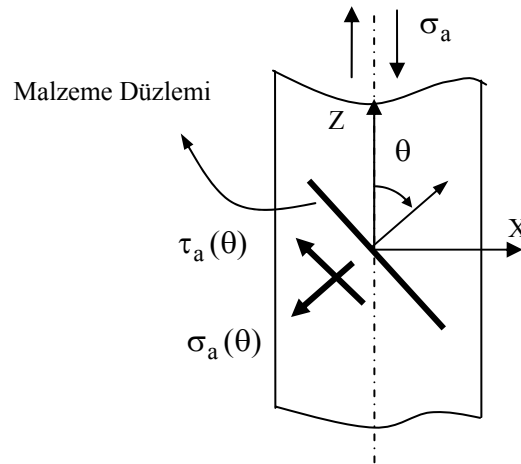
$$\epsilon_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\nu)} \left((\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_1 - \epsilon_3)^2 + (\epsilon_2 - \epsilon_3)^2 \right)^{1/2} \quad (4.4)$$

- Maksimum normal gerinim

$$\varepsilon_n = \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{2} \quad (4.5)$$

Deneysel sonuçlar, çatlak oluşumunu ve büyümesini belirli bir düzlem üzerinde oluştuğunu gösterir. Malzeme özelliklerine ve yükleme durumuna bağlı olarak, bu düzlem maksimum kayma gerilmesi ya da maksimum çekme gerilmesi düzlemidir. Çok eksenli dayanım modeli yorulma hasarı ile bu düzlemdeki gerilme yada gerinim ile ilişkilendirilir ve kritik düzlem modeli olarak adlandırılır. Kritik düzlem modeli kritik düzlem üzerinde hasarı belirlemekle birlikte çatlak yönü ve çatlak düzlemini belirler. Kritik düzlem üzerinde hasarı belirlemek için çeşitli hasar parametreleri kullanılır [12, 13, 15, 16].

Normal gerinim parametresine dayanan hasar modeli; malzemenin kırılma davranışının çekme çatlakları biçiminde yorulma hasarı ile tanımlanabileceğini ve verilen malzeme düzleminde normal gerilim genliği sonucu ortaya çıkabileceğini varsaymaktadır. Bu hasar düzleminde kritik düzlem, verilen bir değişim geçmişi için gerilim bileşenlerinin maksimum genliğinin (σ'_{xx}) belirlendiği malzeme düzlemi olarak tanımlanır [1,12]. Şekil 4.9'da malzeme düzlemi gösterilmiştir. Maksimum gerilme genliği Denklem 4.6'da ifade edilmiştir.



Şekil 4.9. Malzeme gerilme düzlemi [1]

$$(\sigma'_{xx})_a = \sigma_a(\theta) = \frac{\sigma_a}{2}(1 + \cos(2\theta)) \quad (4.6)$$

Burada θ açısının sıfır olması durumunda çevrimsel normal gerilim maksimum değere ulaşır. Böylece parametre ömür denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir[1].

$$(\sigma'_{xx})_a = \sigma_f' (2N_f)^b + E\varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (4.7)$$

Normal gerilim parametresine dayanan hasar modelinde yorulma kırılması verilen bir malzeme düzlemindeki normal gerilim genliği ile ifade edilir. Normal gerilim elastik ve plastik gerilim bileşenlerinden oluşur [1]. Normal gerilim elastik ve plastik bileşenleri sırası ile Denklem 4.8 ve 4.9'da verilmiştir.

$$(\varepsilon^e)_a(\theta) = \frac{\sigma_a}{E} \left(\frac{1-\nu}{2} + \frac{1+\nu}{2} \cos(2\theta) \right) \quad (4.8)$$

$$(\varepsilon^p)_a(\theta) = \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{1}{4} + \frac{3}{2} \cos(2\theta) \right) \quad (4.9)$$

Toplam gerilim değeri elastik ve plastik gerilim bileşenlerinin toplamına eşittir (Denklem 4.10). [19]

$$\varepsilon_a = (\varepsilon^e)_a + (\varepsilon^p)_a \quad (4.10)$$

Toplam gerilim genliği ifadesi elastik ve plastik bileşenler şeklinde yazılırsa;

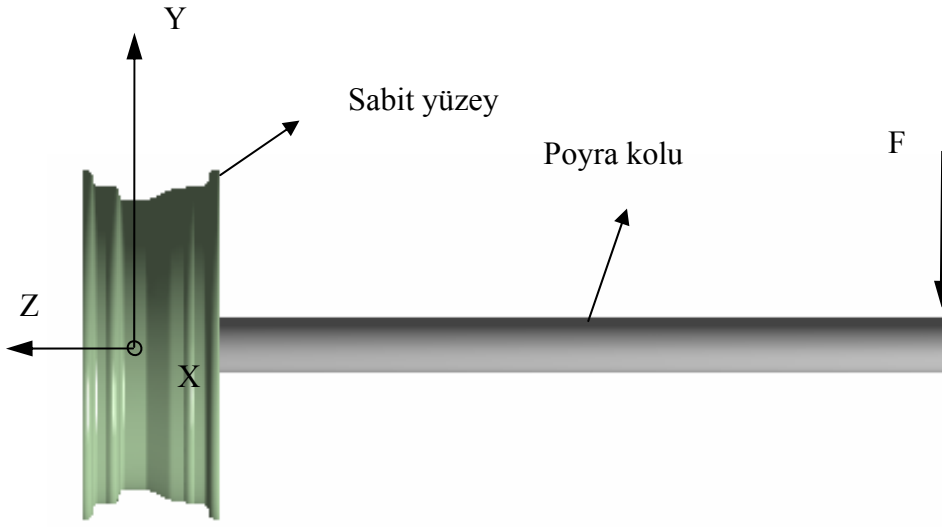
$$\varepsilon_a(\theta) = \frac{\sigma_a}{E} \left(\frac{1-\nu}{2} + \frac{1+\nu}{2} \cos(2\theta) \right) + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{1}{4} + \frac{3}{2} \cos(2\theta) \right) \quad (4.11)$$

Burada θ açısının sıfır olması durumunda çevrimsel normal gerilim maksimum değere ulaşır. Böylece parametre ömür denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir[1, 19].

$$(\sigma'_{xx})_a = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (4.12)$$

4.5. Uygulama Örneği

Bu uygulamada CMS firmasının, CMS 393 kodlu jantının köşeleme dayanım testi için dayanım hesaplamaları yapılmıştır. Jant üzerinde beş kol ve dört bijon deliği vardır ve jant anma yüksekliği 15 "tir. Jantın yaklaşık ağırlığı 8.75 kg'dır. Bu jant için üretici tarafından belirlenen jant poyra koluna uygulanacak kuvvet değeri 3080N'dur. Şekil 4.10'da jant grubu ve yükleme şekli gösterilmiştir. Jant grubu, jant, flanş (poyra kolu ile jant göbeği ara bağlantısı) ve poyra elemanlarından oluşur.



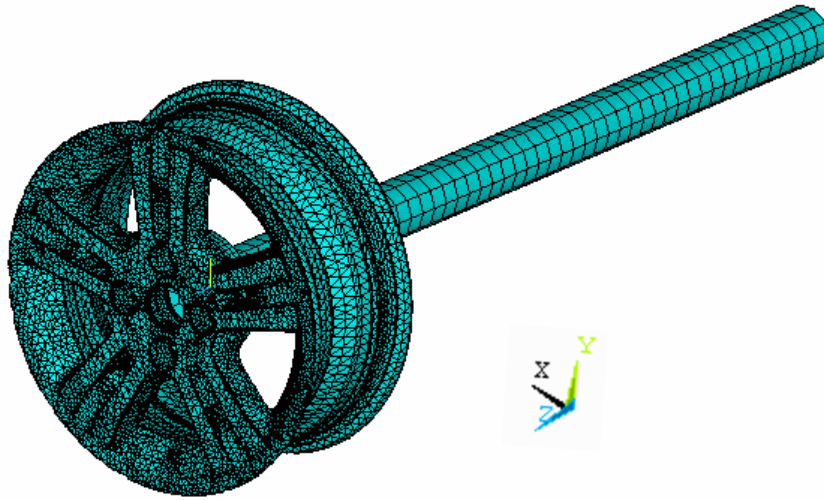
Şekil 4.10. Jant test düzeneğinin şekilsel gösterimi

4.5.1. Sonlu eleman analizi adımları

Jant, flanş ve poyra kolundan oluşan montaj grubu bir CAD programında modellendikten sonra Ansys sonlu elemanlar programına aktarıldı. Jant, flanş ve poyra grubu üzerinde 3 boyutlu sonlu eleman ağı oluşturuldu. Sonlu eleman ağı, eleman tipi, malzeme özellikleri ve eleman sayısı Tablo 4.1'de gösterilmiştir. Montaj grubu üzerinde yapılan sonlu eleman ağı Şekil 4.11'de gösterilmiştir. Montaj elemanları bağlantı yüzeyleri arasında bağlı kontak (bonded) tanımlandı. Dikey (y) ve yatay (x) yönlerde ayrı ayrı yapılan birim yükleme sonucunda oluşan gerilme bileşenleri bir dosyaya yazdırıldı.

Tablo 4.1. Sonlu eleman ağı özellikleri [17]

Montaj	Eleman Tipi	Mekanik Malzeme Özellikleri	Eleman Sayısı
Jant	SOLID187	E:71 GPa, Poisson Sabiti; 0.33	166987
Flanş	SOLID186	E:400 GPa , Poisson Sabiti; 0.3	1367
Poyra kolu	SOLID186	E:200 GPa, Poisson Sabiti; 0.3	954



Şekil 4.11. Jant, flanş ve poyra kolu sonlu eleman ağı

4.5.2. Dayanım hesaplamaları

Dayanım hesaplamalarında, elastik ve elastik-plastik olmak üzere iki hesaplama yapıldı. Dayanım hesaplamalarında, ilk olarak hasar modeli kritik düzlem hasar modeli belirlendi. Hasar parametresi normal gerinim kriterine göre belirlendi. Bu adımlar iki hesaplamada da aynıdır. METE sistemde yapılan hesaplama adımları ve girilen değerler EK-A'da gösterildi.

Malzeme elastik plastik davranışı Holloman denkleminde ($\sigma = K \cdot \epsilon^n$) göre düzenlendi. Burada, çevrimsel dayanım katsayısı "K" ve çevrimsel dayanım üssü "n" ile ifade edilir. Alüminyum alaşım için malzeme elastik-plastik özellikleri Tablo 4.2'de verilmiştir. Elastik çözümlemede oluşan gerilme değerlerinin tamamen elastik olduğu kabul edildi ve akma gerilmesi değeri yüksek bir değer olarak girildi. Elastik-plastik çözümlemede akma gerilmesi 40 MPa olarak girildi.

Tablo 4.2. Alüminyum alaşım malzeme özellikleri [1]

Çevrimsel dayanım katsayısı. (K)	429 MPa
Çevrimsel dayanım üssü (n)	0.289
Akma gerilmesi (σ_{akma})	40 MPa
Elastik Modül, (E)	73 MPa
Poisson Sabiti (ν)	0.33

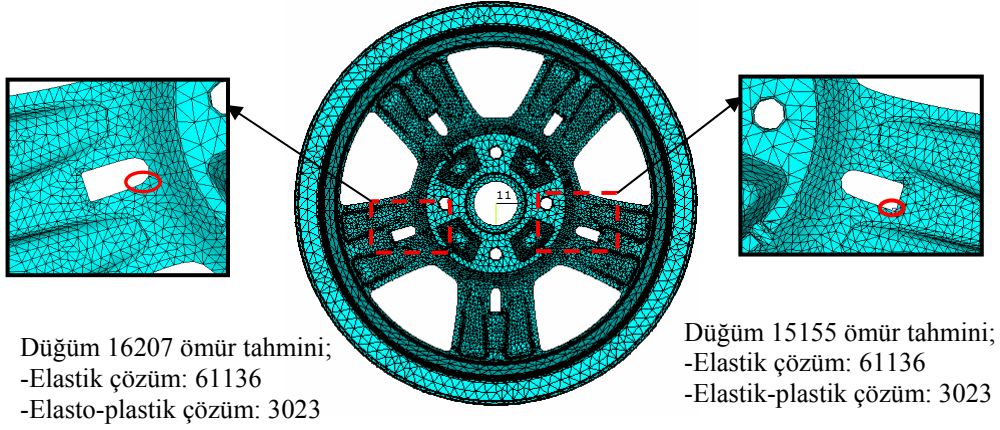
Malzeme ömrünü belirlemek için temel veri olarak tek eksenli çekme-basma testi ömür eğrisi değerleri girildi. Yorulma eğrisini Basquin-Coffin-Manson denklemine göre düzenlemek için gerekli parametreler Tablo 4.3’de gösterilmiştir.

Tablo 4.3. Alüminyum alaşım malzemesinin yorulma ömür eğrisi parametreleri [1]

Yorulma dayanım katsayısı (σ_f') (MPa)	204
Yorulma dayanım üssü (b)	-0.1182
Yorulma süneklik katsayısı (ϵ_f')	0.095
Yorulma süneklik üssü (c)	-0.409

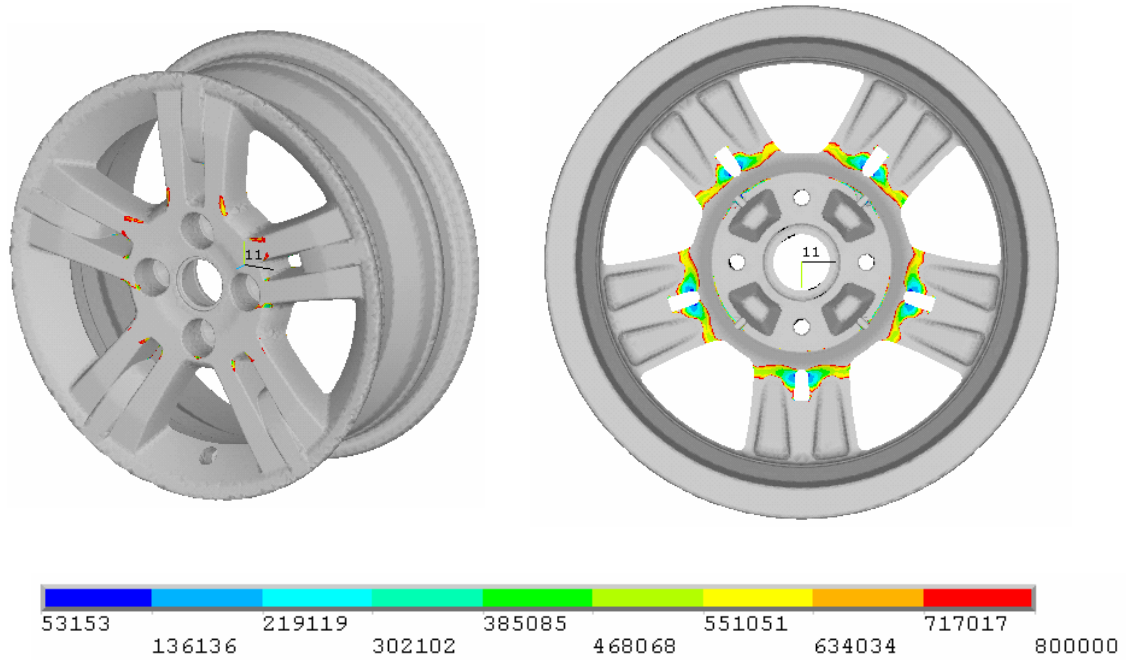
4.5.3. Ömür tahmini

Jant üzerinde yapılan elastik ve elastik-plastik iki hesaplama sonucunda düğüm noktalarına ait ömür dağılımları elde edildi. Jant üzerinde göbek ve kolların birleşim bölgeleri dayanımın düşük olduğu bölgelerdir. Jant kolu üzerinde bulunan boşluklardaki radüs üzerinde dayanımın en düşük olarak belirlendiği noktalardır. Jantın kritik bölgelerinde mühendislik çatlak oluşuncaya kadar yapacağı çevrim sayısı elastik çözümler için 61136 ve elastik-plastik çözümler için 3023 olarak belirlendi. Kritik bölgelerin jant üzerindeki konumları Şekil 4.12’de gösterilmiştir.

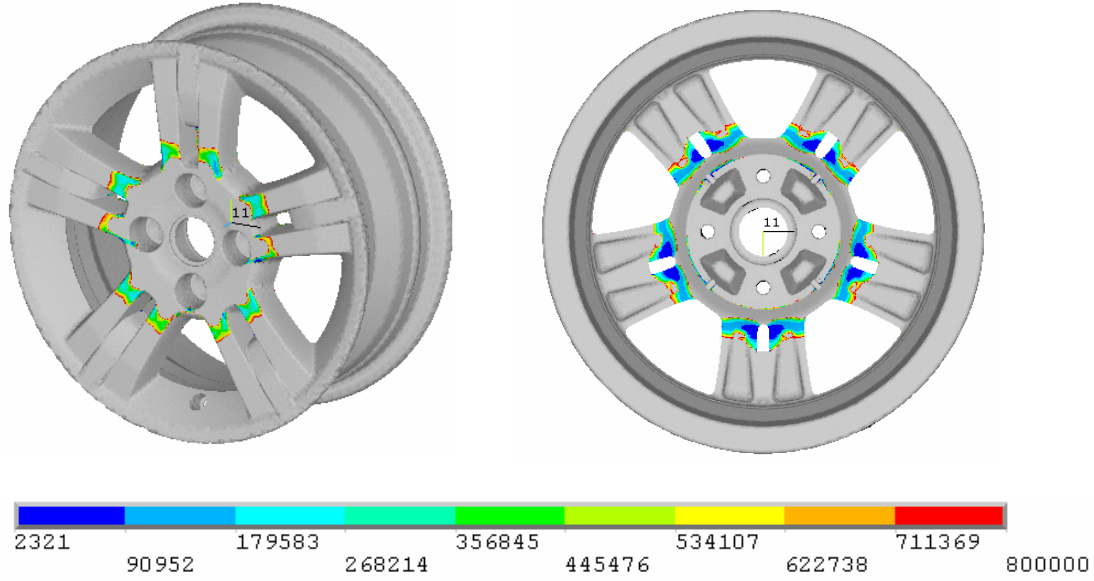


Şekil 4.12. Jant üzerinde kritik noktalar ve ömür tahmini

Elastik ve elastik-plastik hesaplama için jant üzerindeki ömür dağılımına bakıldığında temel olarak jant kolunun üzerinde bulunan boşaltmadaki radüste ve jant kolu ile göbek birleşimi dayanımın düşük olduğu bölgelerdir (Şekil 4.13 ve Şekil 4.14). Elastik çözümleme ile elde edilen ömür değerleri elastik-plastik çözümleme ile elde edilen değere oranla daha fazladır. Bu temel olarak sabit gerilme değeri için gerinim değerinin elastik çözümde daha düşük olması ile açıklanabilir.



Şekil 4.13. Elastik hesaplama için ömür tahmini

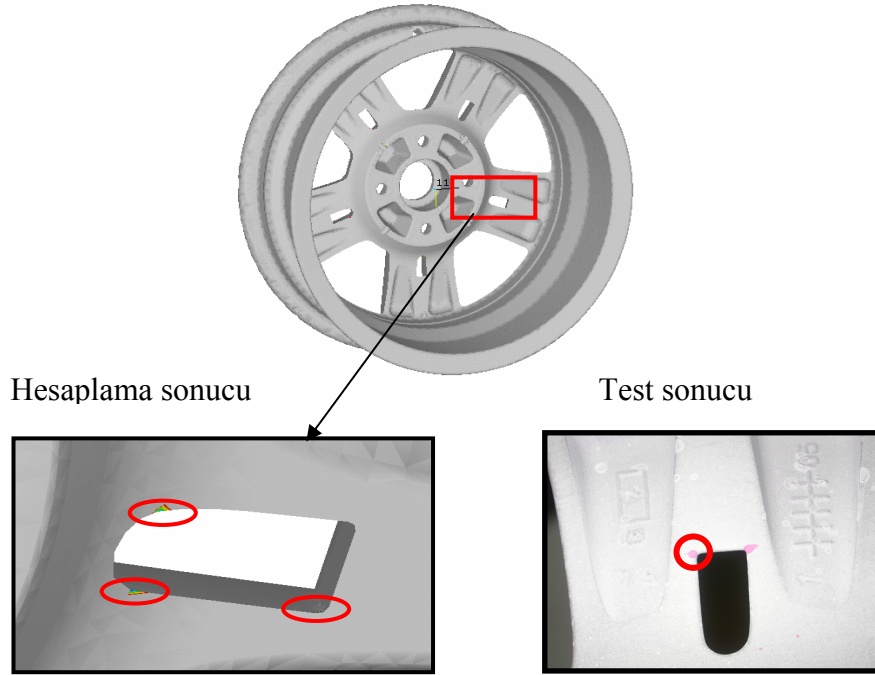


Şekil 4.14. Elasto-plastik hesaplama için ömür tahmini

4.5.4. Kritik nokta gerilme-gerinim sonuçları

Jant üzerinde tespit edilen en düşük dayanıma sahip nokta kritik noktalar olarak belirlendi. Bu kritik noktalar jant kolu üzerindeki boşluk köşe noktasında bulunmaktadır. Bu boşluk üzerinde köşe kavisi üzerinde ve jant göbeğine yakın yuvarlatmanın başladığı bölgelerdir (Şekil 4.15). Gerçek test sonuçlarında kol üzerindeki boşluk köşe yarıçapında çatlaklar oluşmuştur (Şekil 4.15). Hesaplamalar yapılırken malzeme özelliklerinin jant üzerinde homojen olduğu kabulü yapılmıştır. Ancak jantın üretimi sürecinde, malzemenin kalıp boşluğu içerisinde akışı, değişik basınç ve soğuma durumlarında malzeme özellikleri değişir. Göbek bölgesine yakın bölgelerde tasarımın yorulma dayanımı daha yüksek olduğu sayısal olarak tespit edilmiş ve deneysel olarak gözlemlenmiştir.

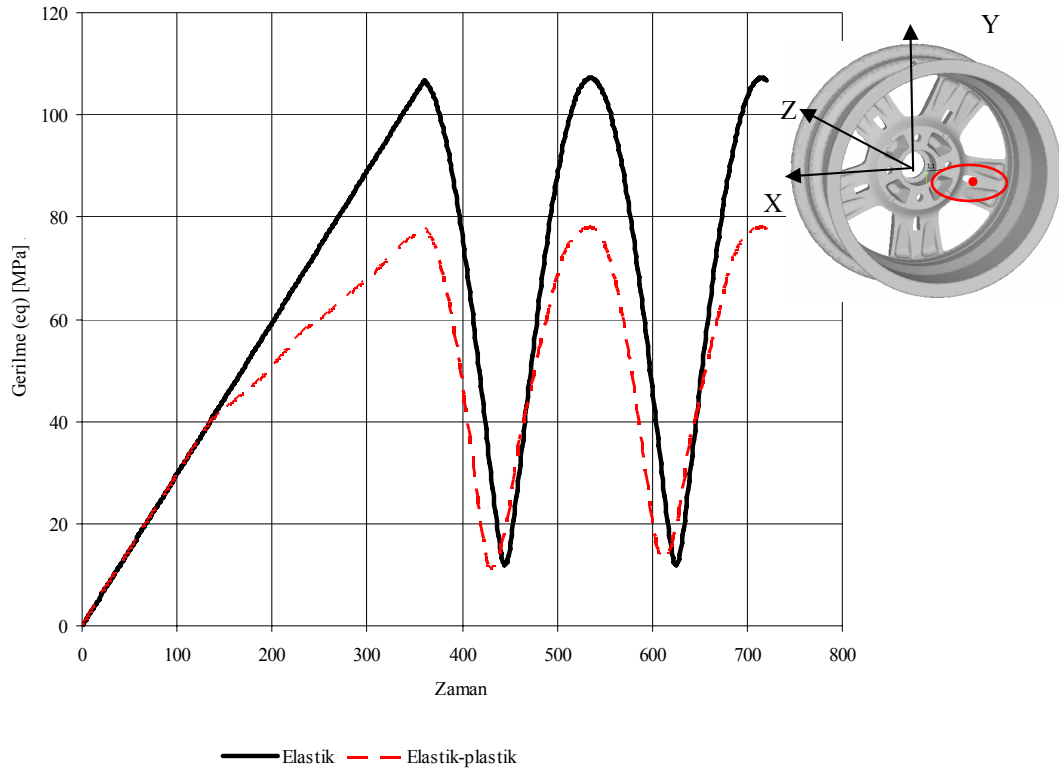
Belirlenen kritik nokta için gerilme bileşenleri değerlerinin zamanla değişimi grafiksel olarak gösterildi. Elastik hesaplamalarda gerilme genliği, plastik hesaplamalara göre daha yüksektir. Gerilme genliğinin yüksek çıkması elastik çözümlerlerde küçük gerinim artışlarının yüksek gerilim artışlarına sebep olmasıdır.



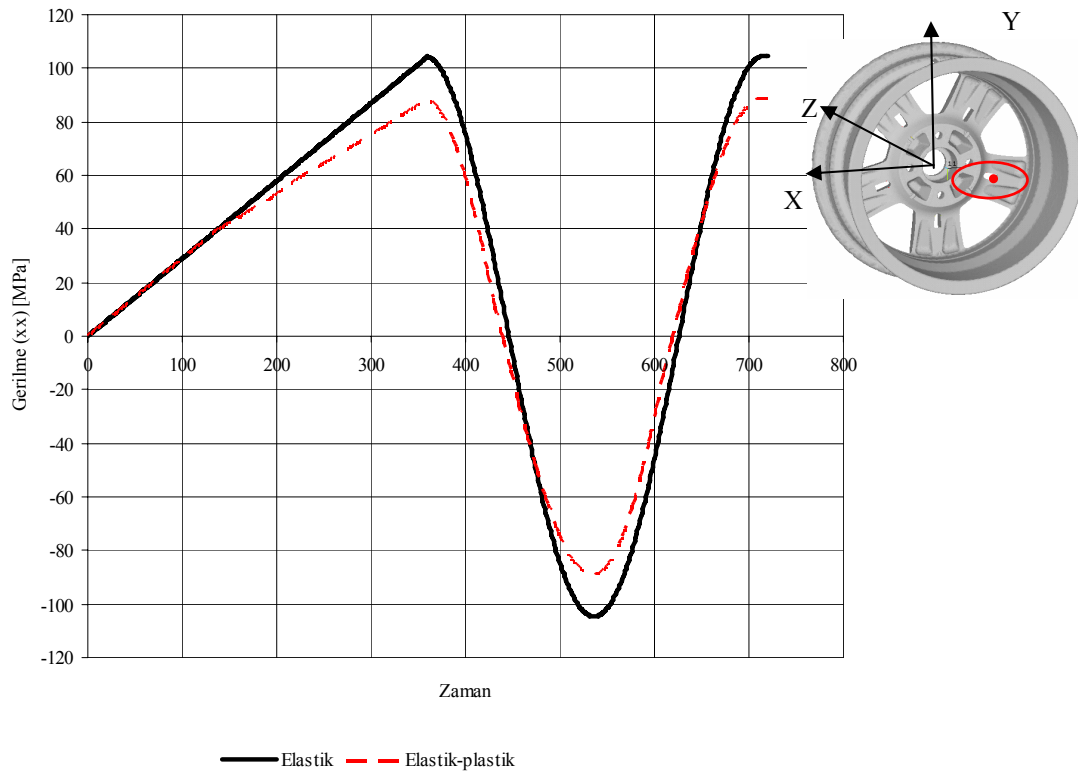
Şekil 4.15. Jant üzerinde kritik noktalar ve köşeleme dayanım testi sonucu

Şekil 4.16’da jant çevrimi süresince kritik nokta üzerinde oluşan eşdeğer gerilme değişimi gösterilmiştir. Burada zaman sayısal bir ifadedir ve her bir veri bir birim zamanla ifade edilmiştir. İlk 360 nokta çevrimin ön yüklemesini göstermektedir. Sonraki 360 değerinde, eşdeğer gerilmenin iki tepe noktalı çevrim oluşturduğu görülmektedir. Buna göre, jantın bir tam dönüşünde, jant üzerinde herhangi bir nokta için eşdeğer gerilme iki maksimum ve minimum değeri oluşur ve bu iki değer arasında harmonik değişim gösterir.

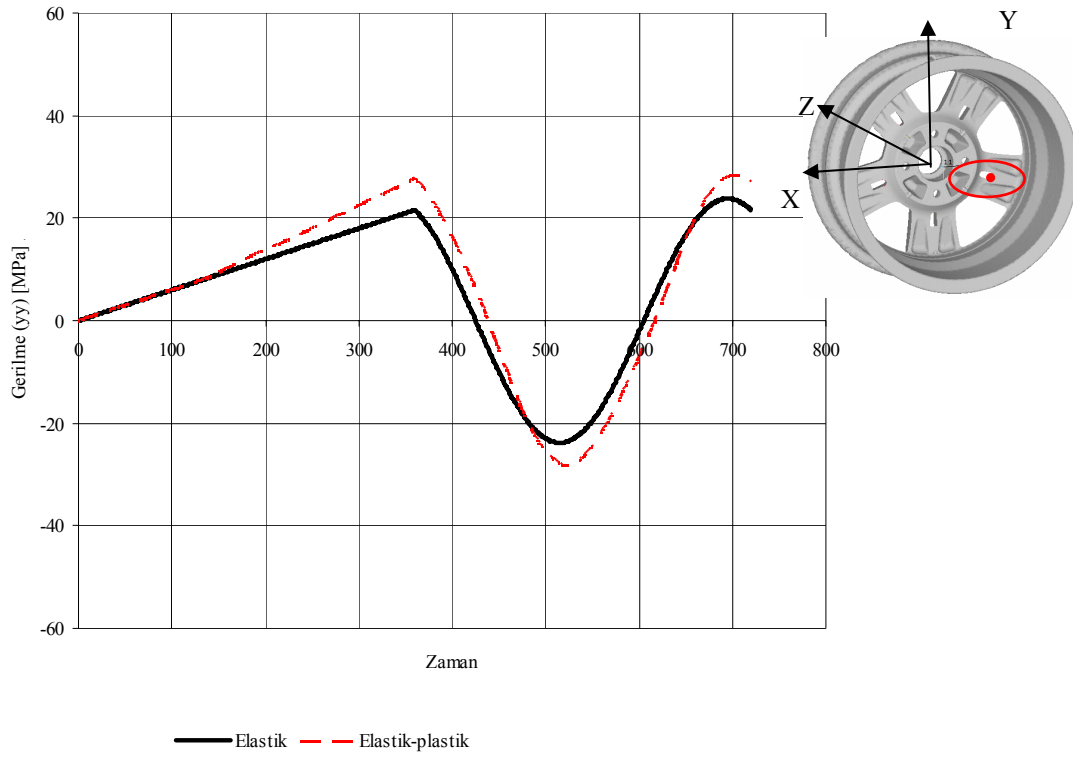
Jantın dönüşü sırasında oluşan gerilme bileşenlerine bakıldığında, çevrim süresince tek bir harmonik değişim göstermektedir. Gerilme bileşenleri ön yükleme sonrasında tam değişken harmonik değişim göstermektedir (Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19).



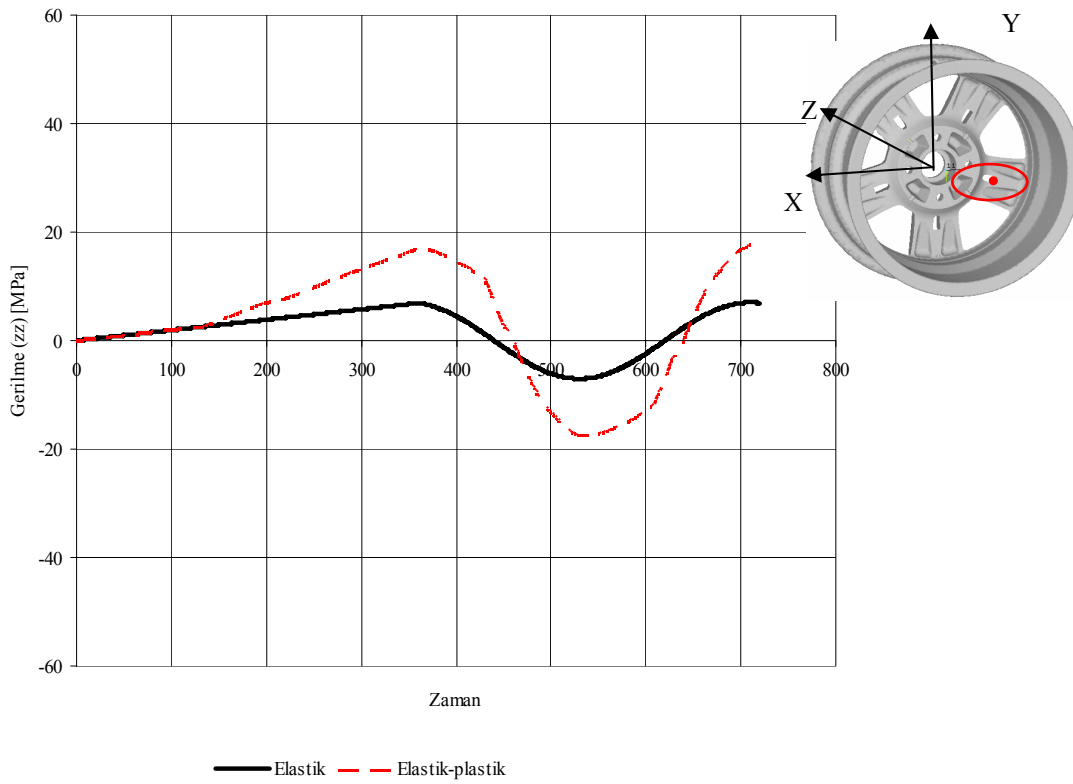
Şekil 4.16. Kritik düğüm için eşdeğer gerilme değişimi



Şekil 4.17. Kritik düğüm için x yönünde gerilme değişimi

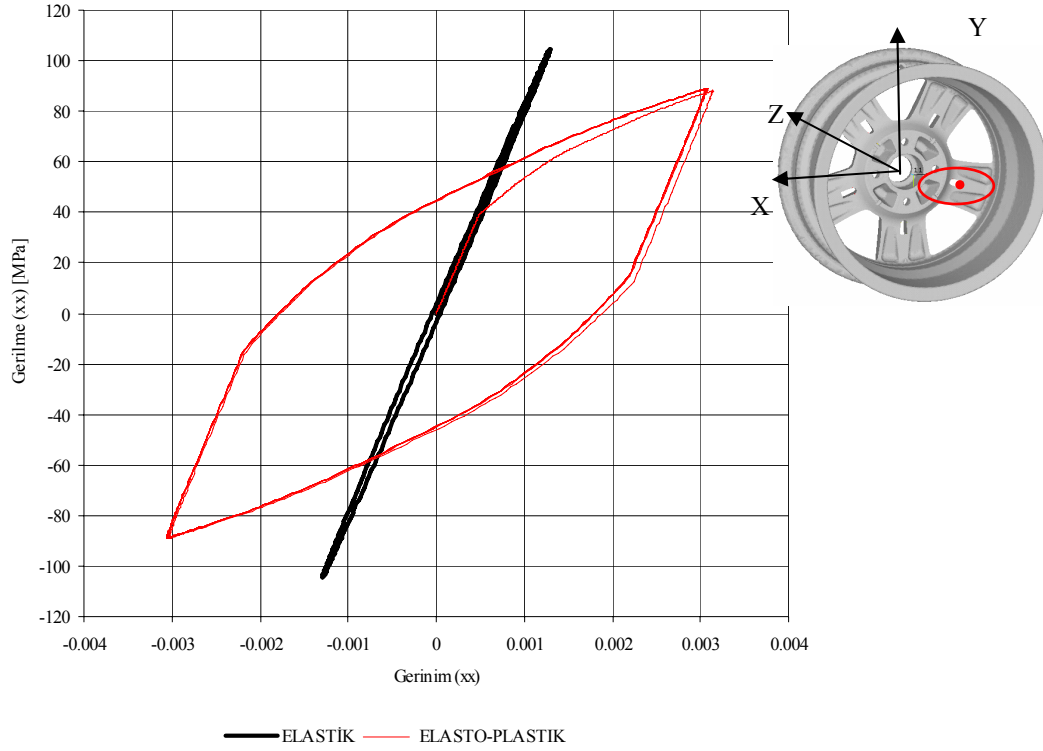


Şekil 4.18. Kritik düğüm için y yönünde gerilme değişimi

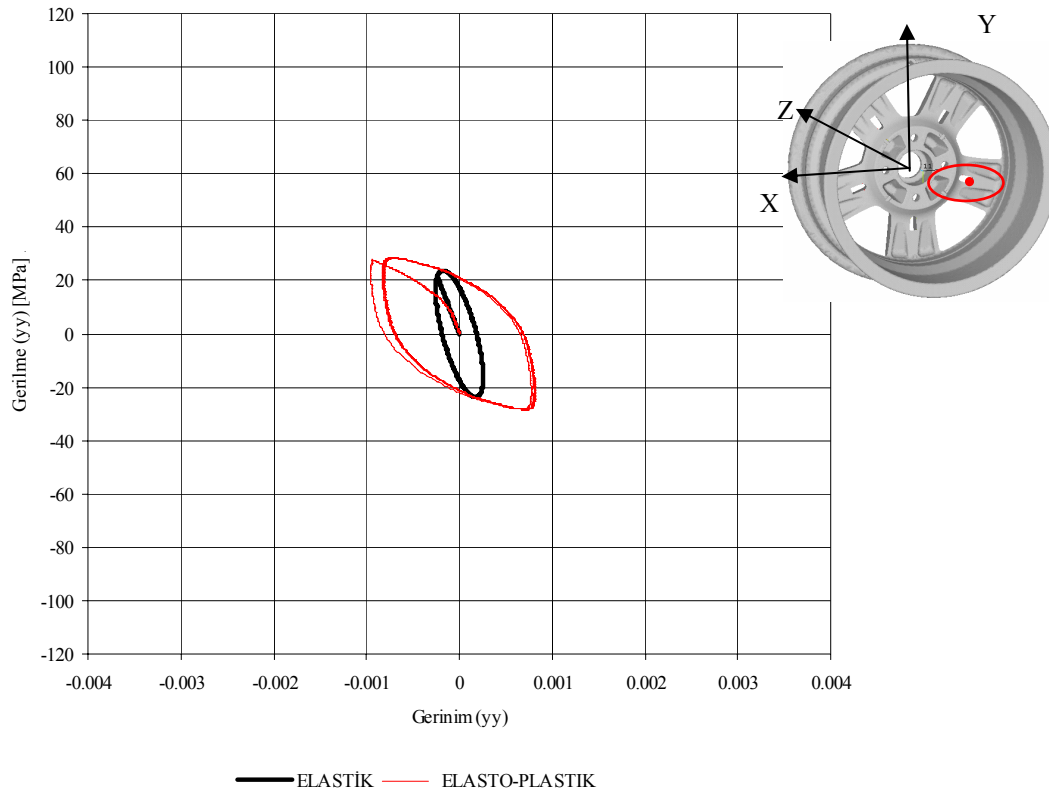


Şekil 4.19. Kritik düğüm için z yönünde gerilme değişimi

Gerilme ve gerinim değerlerinin x yönünde birbirine göre değişimi Şekil 4.20’de gösterilmiştir. Burada elastik çözümler için sabit bir çevrim oluşmaktadır. Elastik-plastik çözümler için değerlere bakıldığında çevrim sayısı artırıldığında hasar paralel olarak gerilme gerinim değerleri değişim göstermektedir. Y yönünde oluşan gerilme-gerinim değişimleri benzer özellikleri göstermektedir (Şekil 4.21)



Şekil 4.20. Kritik düğüm için x yönünde gerilme ve gerinim değişimi



Şekil 4.21. Kritik düğüm için y yönünde gerilme ve gerinim değişimi

BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tezin amacı, alüminyum alaşımlı jantların köşeleme dayanım testinin sayısal modeli ile, lokal gerinim-ömür yaklaşımına göre dayanım hesaplamalarını yaparak, jantın çatlak oluşturuncaya kadar yapabileceği çevrim sayısını tahmin etmek ve kritik bölgeler için gerilme ve gerinim davranışlarını belirlemektir. Dayanım hesaplamalarında, çok eksenli gerilme durumu, çentik analizi ve çok eksenli hasar modeli kullanıldı. Çalışma sonucunda belirli bir jant modelinin çevrim süresince gerilme-gerinim değişimleri ve kritik düzlem hasar modeline ve normal gerinim hasar parametresine göre ömür tahmininde bulunuldu.

Köşeleme dayanım testinin sayısal modeli için yapılan dayanım hesaplamaları sonucunda elde edilen çevrim sayıları gerçek çevrim sayılarına göre düşük çıkmıştır. Alüminyum alaşımlı jantların malzeme özellikleri geometri üzerinde homojen dağılım göstermemektedir. Bunun nedeni jantın döküm ile üretimi sırasında oluşan değişik soğuma süreleri, akış yönleri ve buna bağlı basınç değerleri malzeme özelliklerin homojen olmasını engellemektedir. Yüzeydeki soğuma daha hızlı olduğundan yüzey daha gevrek bir yapı oluştururken, iç yapı daha yumuşaktır. Sayısal modellemede malzeme özellikleri homojen kabul edildi. Yapılan ömür tahminleri ile gerçek değerler arasındaki fark bu malzeme özelliklerinin değişkenliğine ve sonlu eleman ağının gerçek modeli tam yansıtamamasına bağlanabilir.

Dayanım hesaplamaları sonucunda elde edilen kritik bölge tahminleri, çatlak oluşum bölgeleri ile benzer çıkmıştır. Bu bölgeler jant kolu üzerinde bulunan boşaltmalar üzerinde çıkmıştır. Bu boşaltmalar üzerindeki küçük yarıçaplar gerilme yığılmalarına sebep olmaktadır ve çatlak bu bölgelerde başlamaktadır. Kritik bölge tahminlerinde, sonlu eleman ağı yapısına ve kontak bölgelerine bağlı olarak tutarsız bölgeler de

çıkarılmıştır. Ancak bu bölgeler sonlu eleman ağı üzerinde tanımlanan kontak algoritmasının yüzey gerilme değerlerini yüksek göstermesi sonucu oluşmaktadır.

Dayanım hesaplamalarında son olarak kritik düğüm noktasına ait gerilme-gerinim değişimleri elde edildi. Jantın dönmesi sırasında, kritik nokta üzerinde gerilme ve gerinim değerlerinin bilinmesi jantın tasarımın düzeltilmesinde önem taşımaktadır.

Bundan sonra yapılacak olan çalışmalarda, kösele testinde yükleme sırasında oluşan plastik pekleşmeyi göz önüne alan bir dayanım hesaplaması yapılabilir. Ayrıca literatürde tanımlanan Fatemi-Socie, Smith-Watson-Topper, kayma gerinimi gibi kritik düzlem hasar parametrelerini kullanarak jant üzerindeki hasar incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] FIRAT M., Lineer Olmayan Kinematik Pekleşme Bünye Denklemlerinin Yorulma Ömrü Tahmininde Uygulanması, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Şubat 2003
- [2] www.cms.com.tr
- [3] SARI M. K., Alüminyum Alaşımli Jantlara Uygulanan Testlerin İncelenmesi Ve Bir Jant Modelinin Statik Zorlanma Analizinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Yapılması, Lisans tezi, Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, 2006
- [4] ÖZER S., İkili Görüşme, CMS Jant ve Makine Sanayi, 2006
- [5] www.enkei.com
- [6] KOCABICAK U., FIRAT M., A simple approach for multiaxial fatigue damage prediction based on FEM post-processing, Material & Design, 25, 73-82, 2004
- [7] www.euwa.org
- [8] AKKURT M., Makine Elamanları, Cilt 1, Birsen Yayınevi, 1999
- [9] BARKEY M. E., Calculation of notch strains under multiaxial nominal loading, Doktora Tezi, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1993
- [10] TAUSCHER H., GÜLEÇ Ş., ARAN A., Çelik Ve Dökme Demirlerin Yorulma Dayanımı, Malzeme Davranışı, Biçim Etkisi ve Hesaplama Yöntemleri, MBEAE Matbaası, Gebze, 133-138, 1983
- [11] FIRAT M., ŞAHİN Ş., Köşeleme Dayanım Testinin Sayısal Modellenmesi, Yayınlanmamış Araştırma Raporu, Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2005
- [12] STEPHENS R., FATEMİ A., Stephans R., Fuchs H., Metal Fatigue in Engineering Second Edition, Wiley Interscience, New York, 2001
- [13] DOWLING N., Mechanical Behavior of Materials Engineering Methods for Deformation, Fracture and Fatigue Second Edition, Prentice Hall, New Jersey, 1999

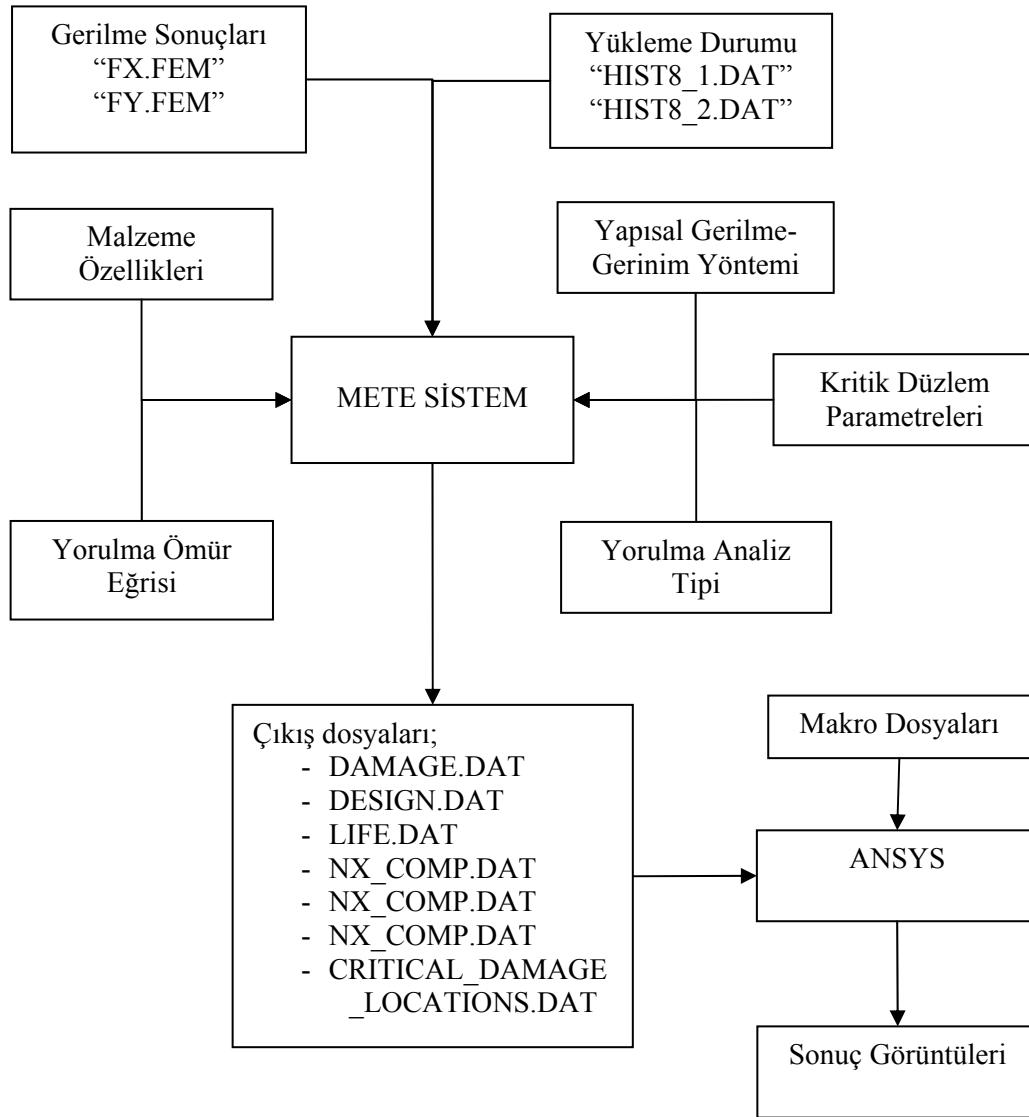
- [14] BANNANTINE J., COMER J., HANDROCK J., Fundamentals of metal Fatigue Analysis, Prentice Hall, New Jersey, 1990
- [15] You B., Lee S., A Critical Review on the Multiaxial Fatigue Assesment of Metals, Internatial Journal of Fatigue, Vol.18, No.4, pp. 235-244, 1996
- [16] You B., Lee S., A Critical Review on the Multiaxial Fatigue Assesment of CHU C., CONLE F.A., BONNEN J.J.F., Multiaxial Stress-Strain Modelling and Fatigue Life Prediction of SAE Axle Shafts, Advances in Multiaxial Fatigue, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, pp.37-54 19993
- [17] Release 10.0 Documentation for ANSYS, Element Reference, Element Library
- [18] FIRAT M., KOCABIÇAK U., Numerical Analysis Of Wheel Cornering Fatigue Tests, Engineering Failure Anaysis, 8, 339-354, 2001
- [19] FIRAT M., Mekanik Tasarımda Dayanım ve Güvenirlilik, Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2005

EKLER

EK A

METE SİSTEM ADIMLARI

METE System programı ile çevrimsel yüklemeye maruz kalan elamanların dayanım hesaplamaları yapılır. METE programının sistematığı aşağıda gösterildi. Buna göre Ansys ve yardımcı uygulama programı ile elde edilen dosyalar giriş dosyası olarak belirlenir. Bunun dışında program içerisinde malzeme özellikleri, yorulma analiz tipi, yorulma analiz parametreleri, kritik düzlem parametreleri gibi özellikler tanımlanır. Bu giriş dosyaları ve giriş büyüklükleri için program sonuç dosyaları oluşturur.



Ek A 1 METE Sistem akış şeması

Mete Sistemde dayanım hesaplamaları üç adımda gerçekleştirilir. Bunlar;

- a) Global hesaplama
- b) Bölgesel hesaplama
- c) Tek nokta için hesaplama

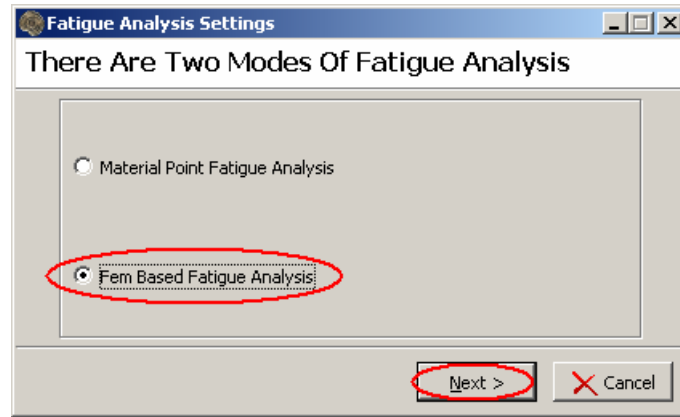
Global analizde, tüm düğüm noktaları için bir hesaplama yapılır. Bölgesel analizde, kritik düğümler üzerinde daha hassas bir çözüm elde edilir. Son olarak belirlenen düğüm noktası için hesaplamalar yapılır.

a) Global Hesaplama

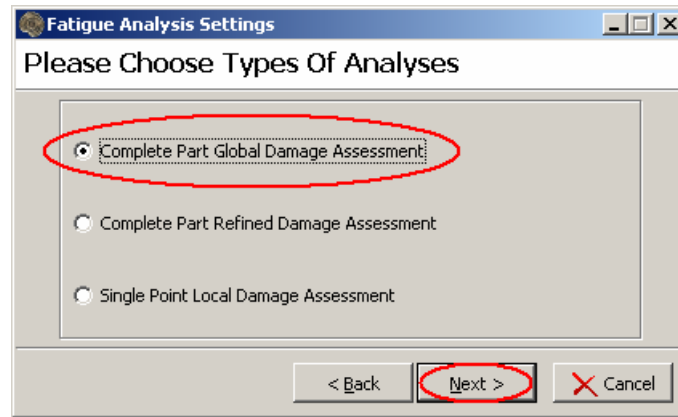
Global analizde ilk adımda, yapılmak istenen yorulma analizinin tipi seçildi.

“Project Settings>Fatigue Analysis Settings”

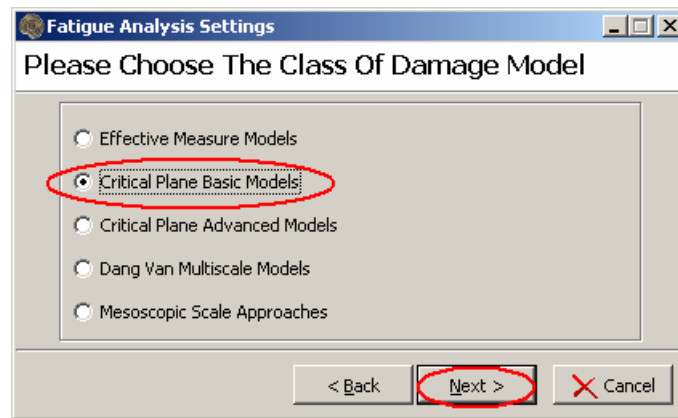
- Bu adımda, yorulma analizi için gerekli kaynağın tanımı yapılır. Burada sonlu eleman yöntemi temel alındığı için, açılan pencereden “FEM Based Fatigue Analysis” seçeneği işaretlendi. “Next” butonu ile bir sonraki adıma geçildi.



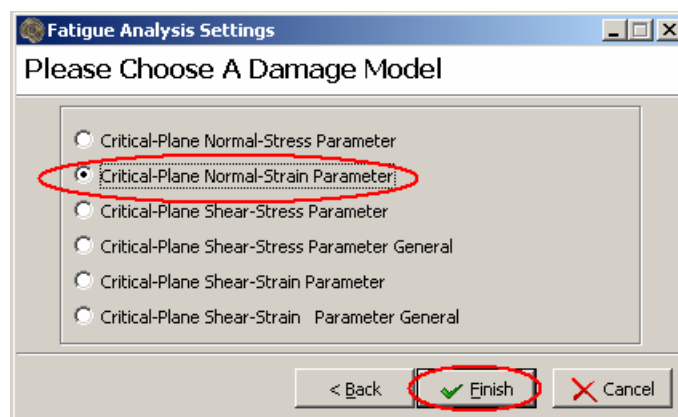
- Bir sonraki adımda, yapılan yorulma analizi için bölge tanımı yapılır. Yapılan yorulma analizi adımlı analizin ilk adımı olduğundan tam bir değerlendirme yapıldı. Bunun için, “Complete Part Global Damage Assessment” seçeneği işaretlendi.



- Bir sonraki adımda, yapılan yorulma analizi için hasar modeli grubu seçilir. Burada “Critical Plane Basic Model” seçeneği seçildi.

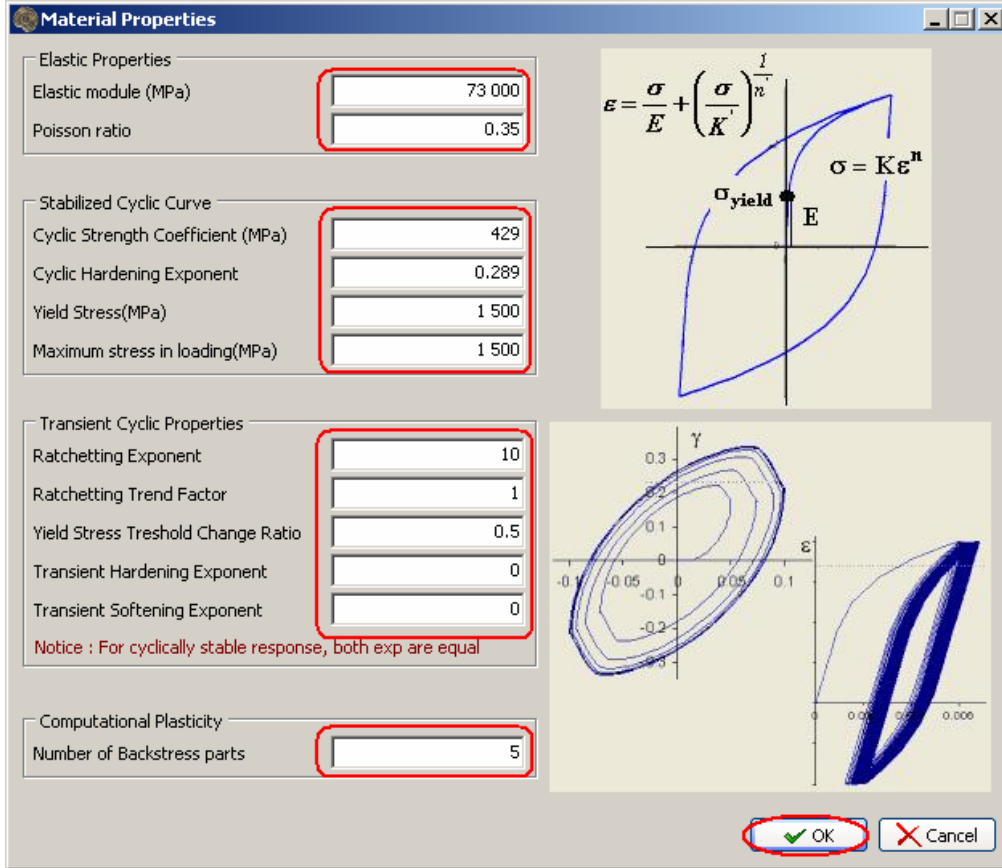


- Bir sonraki adımda, hasar modeli seçimi yapılır. Seçilen temel kritik düzlem modelleri grubundan kritik düzlem normal gerilme modeli seçildi. Bunun için “Critical-Plane Normal-Strain Parameter”



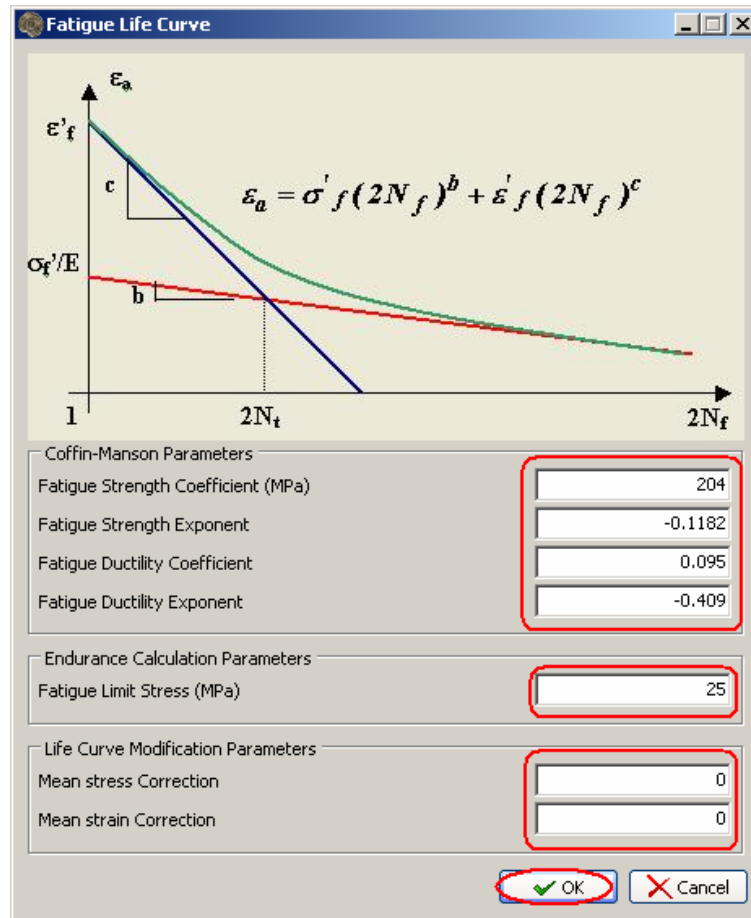
Sonlu eleman yöntemi (FEM) temel alındığından, “FEM Based Fatigue Analysis” menüsü diğer tanımlamaları oluşturulması için kullanılır.

- **Malzeme özellikleri:** Sonlu eleman yönteminin temel alındığı yorulma analizinde ilk olarak malzeme özellikleri tanımlanır.



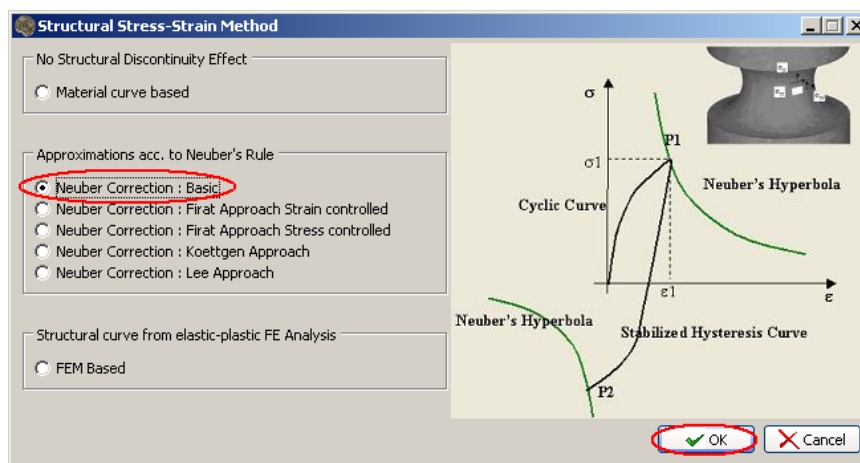
- **Malzeme ömür eğrisi:** Bu kısımda malzeme ömür eğrisi parametreleri girilerek bir ömür eğrisi elde edilir. İlk kısımda malzeme ömür eğrisini oluşturan parametreler girildi. Bunun için,

“FEM Based Fatigue Analysis>Fatigue Life Curve”

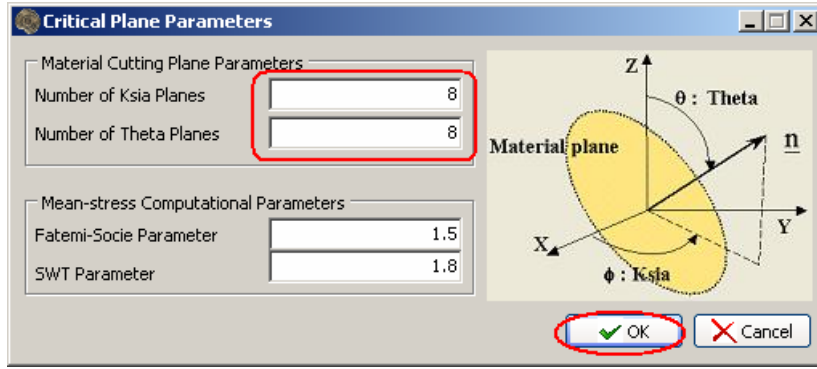


- **Yapısal Gerilme-Gerinim Metodu:** Bu kısımda yapısal gerilme gerinim modeli seçilir. Bunun için;

FEM Based Fatigue Analysis>Structural Stress-Strain Method



- **Kritik Düzlem Parametreleri**, Kritik düzlemin tespit edilebilmesi için istenen miktarda düzlemler oluşturularak bu düzlemler üzerinde gerilme ya da gerinim parametrelerinin hesaplanması istenir. Düzlem oluşturulurken iki değişken için değerler verilir. Bunlar belirlenen düzlemin normalinin, malzeme düzlemine dik “z” eksenine ile yaptığı “ θ ” theta açısı ve düzlemin normalinin malzeme düzlemindeki izdüşümünün “x” eksenine ile yaptığı “ ϕ ” ksia açısı yönündeki düzlem sayılarıdır. Yapılan analizin yapısına göre bu açılara ait düzlemlerin sayısı girilir. Tam bir yorulma analizi için bu değer başlangıçta küçük tutulur. Tek düğüm noktası için yapılan analizlerde bu değerler artırılabilir. Çalışılan model basit ve tam bir yorulma analizi gerçekleştirildiğinden 64 düzlem durumu oluşturuldu.



- **Lineer Hesaplama ve Değişken Yükleme Dosyaları Girişi:** Son olarak Ansys ortamında hazırlanan “FY.FEM, FX.FEM” dosyaları ve “HIST8_1.DAT, HIST8_2.DAT” dosyaları programa girilir. Bunun için,
 - “FEM Based Fatigue Analysis>Linear Elastic FEM”
- “FEA Result File”, ANSYS’te ortamında makro yardımı ile oluşturulan “FY_COS.FEM, FY_SIN.FEM” dosyası
- “Load History File”, LOAD_GEN1.0 kullanılarak oluşturulan “HIST8_1.DAT, HIST8_2.DAT” dosyaları
- “Load Multiplier”, Bu kısımda ise birim kuvvet ile yapılmış olan analizdeki kuvvet çarpanı yazılır

Linear Elastic FEM

Total Pseudo Stress
$${}^e\sigma_{ij}(t) = \sum_{i=1}^M ({}^e\sigma_{ij}(t))_m$$

with
$$({}^e\sigma_{ij}(t))_m = (L_o)_m (C_{ij})_m f_m(t) \quad \text{for } m = 1, 2, \dots, M$$

FEA Superposition Table

Load Multiplier	FEA Result File	Load History File
3080	FX.FEM	HIST8_1.DAT
3080	FY.FEM	HIST8_2.DAT

Load Multiplier $(L_o)_m$

FEA Result File $(C_{ij})_m$

Load History File $f_m(t)$

FE Files Stress Unit
 MPa kPa Pa

Böylelikle yorulma analizinin ilk adımı METE©SYSTEM üzerinde başlatılmak üzere hazırlandı. Analizin başlatılması için;

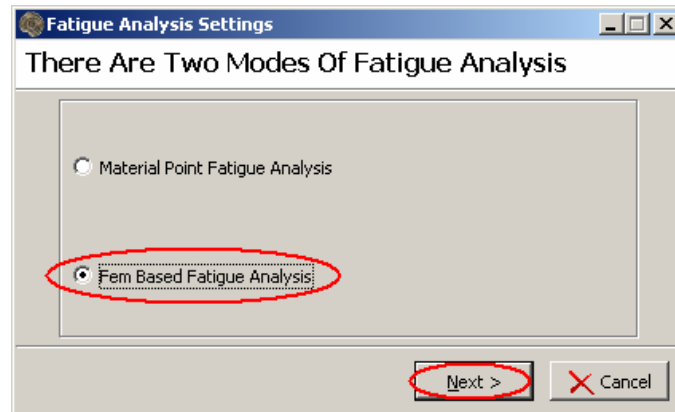
“FEM Based Fatigue Analysis>Run Engine”

b) Bölgesel Hesaplama

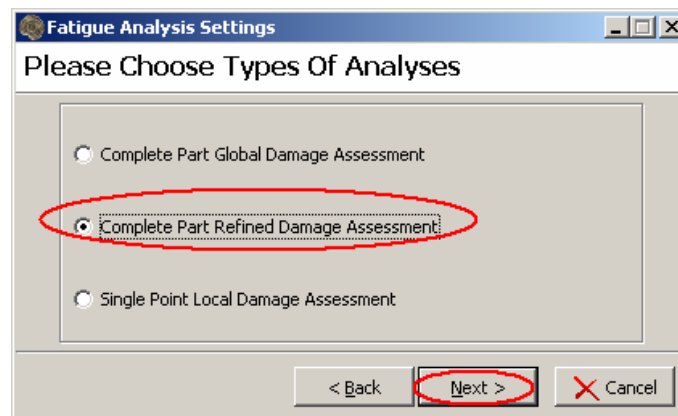
İlk tam yorulma analizinden sonra “refined” analiz çözümü yapılır. METE programında girilen değerler saklanır. Dolayısıyla sadece değişen giriş değerleri değiştirilir. Bu ikinci adımdaki analiz için değişen değerler aşağıda gösterildi. Bu kısımda belirli sayıda düğüm noktası için çözüm yapılır. Düğüm noktası azaltılırken kritik düzlem sayısı artırılır. Ayrıca değişken yükleme durumunu gösteren “HIST24.FEM” dosyaları daha fazla nokta ile tanımlanabilir. Böylece daha iyi bir sonuca ulaşmak mümkündür. Burada ilk 500 düğüm noktası için çözüm yapıldı. Bunun için,

“Project Settings>Fatigue Analysis Settings”

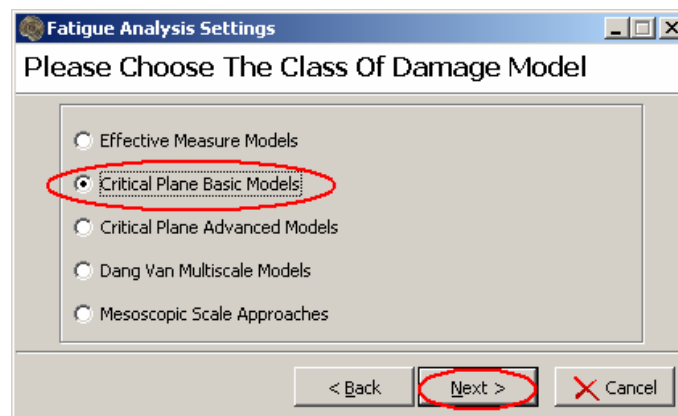
- İlk pencerede önceki değer aynen kabul edildi.



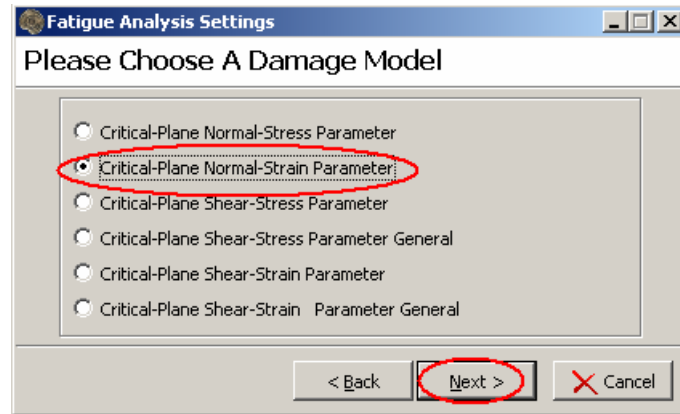
- Yapılan yorulma analizi adımlı analizin ikinci adımı olduğundan daha iyi bir değerlendirme yapıldı. Bunun için, "Complete Part Refined Damage Assessment" seçeneği işaretlendi.



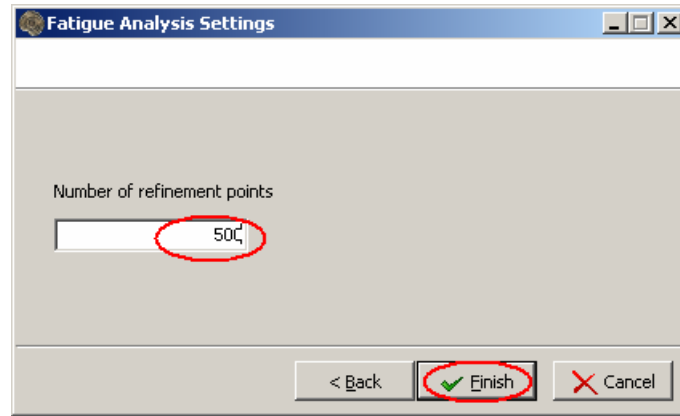
- Sonraki adımda, önceki değer aynen kabul edildi.



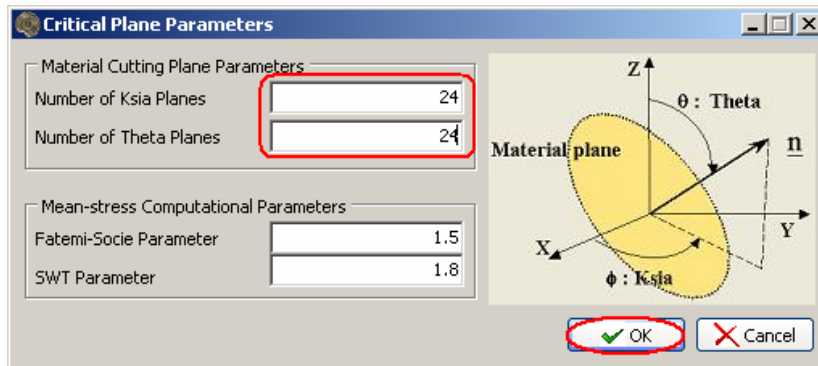
- Sonraki adımda, önceki değer aynen kabul edildi.



- Son adımda, analizin yapılacağı düğüm noktası sayısı girilir. Burada 500 olarak girildi.



- **Kritik Düzlem Parametreleri:** Daha iyi bir çözüm için kritik düzlem parametreleri artırıldı.



Böylelikle yorulma analizinin ikinci adımı METE©SYSTEM üzerinde başlatılmak üzere hazırlandı. Analizin başlatılması için;

“FEM Based Fatigue Analysis>Run Engine”

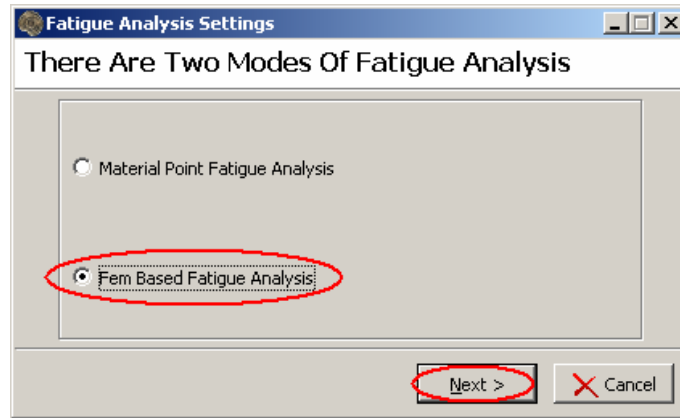
Analiz tamamlandığında çalışma klasörü içerisinde oluşturulan ANALYSIS.LOG dosyası ile analiz çözüm süresi, çevrim sayısı, hasarın görüldüğü düğüm görülebilir.

c) Tek Nokta İçin Hesaplama

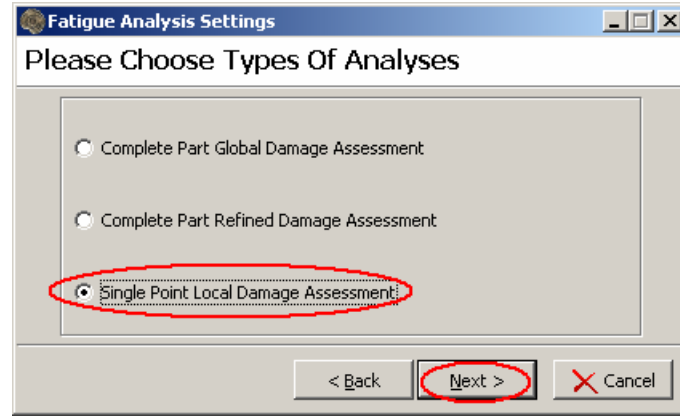
Adımlı bir yorulma analizin son adımı olarak tek nokta üzerinde analiz yapılır. Bu tek noktanın numarası bir önceki analizlerden elde edilir. Yorulma analizi ayarlarından tek bir nokta için değerlendirme yapılması için gerekli seçim işlemi yapıldı. Bunun için;

“Project Settings>Fatigue Analysis Settings”

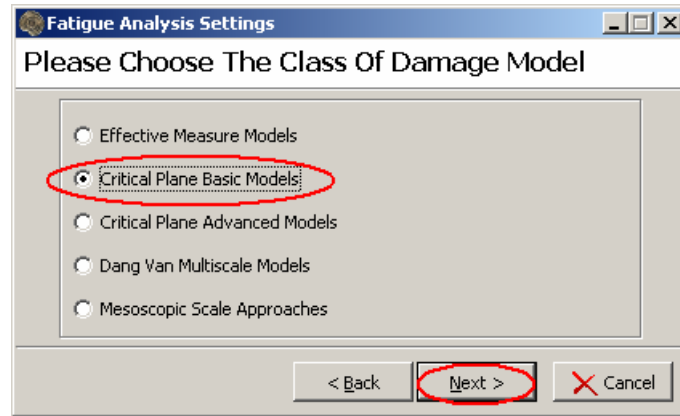
- İlk pencerede önceki değer aynen kabul edildi.



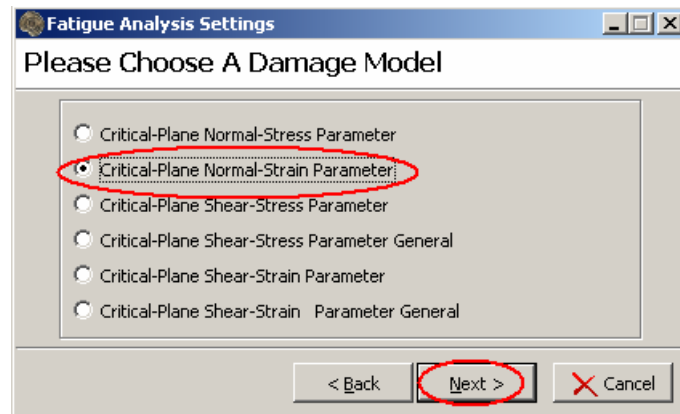
- Yapılan yorulma analizi adımlı analizin üçüncü adımı olduğundan tek bir nokta için değerlendirme yapıldı. Bunun için, “Single Point Local Damage Assessment” seçeneği işaretlendi.



- Sonraki adımda, önceki değer aynen kabul edildi.



- Sonraki adımda, önceki değer aynen kabul edildi.



- Son adımda, analizin yapılacağı düğüm noktası numarası girilir. bu node numarası bir önceki analiz sonucu elde edilen "ANALYSIS.LOG" dosyasından okunur ve bu kısma girilir. Yapılan bir önceki analizde düğüm numarası 15155 olarak okundu ve girildi.

ÖZGEÇMİŞ

Şener ŞAHİN 1981 yılında Düzce’de doğdu. 1999 yılında Kocaeli Anadolu Teknik Lisesi’nden mezun olduktan sonra, Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümüne girdi. 2004 yılında mezun oldu. Aynı sene Yüksek Lisans programına kaydoldu. 2006 yılında Sakarya Üniversitesinde araştırma görevlisi olarak atandı, halen aynı görevi sürdürmektedir. 2005-2006 yıllarında, CMS Jant ve makine Sanayi ve Ford Otosan Takım Kalıp ve Prototip Bölümü ile yapılan çalışmalarda bulundu.