

T.C

GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

SICAK ŞERİT HADDEHANESİ, KABA HADDE
ÇIKIŞ APRONUNA SLABIN ÇARPMASI
SONUCUNDA OLUŞAN GERİLMELERİN
SONLU ELEMENLAR METODU
KULLANILARAK TESPİTİ VE APRONUN
DAYANIMININ ARTTIRILMASI

HÜSEYİN EMRE ÖĞÜT

YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT ANA BİLİM DALI

GEBZE, 2005

T.C

GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

SICAK ŞERİT HADDEHANESİ, KABA HADDE
ÇIKIŞ APRONUNA SLABIN ÇARPMASI
SONUCUNDA OLUŞAN GERİLMELERİN
SONLU ELEMENLAR METODU
KULLANILARAK TESPİTİ VE APRONUN
DAYANIMININ ARTTIRILMASI

HÜSEYİN EMRE ÖĞÜT

YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT ANA BİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI
YARD. DOÇ. DR. A. ZAFER ŞENALP

GEBZE, 2005

KABUL VE ONAY

Bu tez çalışması G.Y.T.E Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından TASARIM VE İMALAT Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS Tezi olarak kabul edilmiştir.

Üye

(Tez Danışmanı) : Yard. Doç. Dr. A. Zafer Şenalp

Üye

: Yard. Doç. Dr. Hasan Kurtaran

Üye

: Yard. Doç. Dr. Mehmet Göktürk

ONAY

G.Y.T.E Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararı.

ÖZET

Bu çalışmada üç boyutlu sonlu elemanlar modeli kullanılarak sfero dökme demir malzemenin darbe ve statik yükleme analizi ve simülasyonları yapılmıştır. Bu analizler 1.5 m/s hızla giden slabın , sabit bir aprona çarpması sonucu oluşan gerilmeleri tespit etmek amacı ile yapılmıştır. Katı model oluşturulurken Solid Edge 15 Paket programı, nümerik yapısal analizlerde ise Linear-Explicit method LS-DYNA ve Linear-Implicit ANSYS-Workbench paket programları kullanılmıştır.

SUMMARY

In this thesis; impact and static analyses and simulation were performed using method of three dimension finite element analyses for ductile cast iron materials. Slap is crashed to the rigid apron with 1.5 m/s velocity. Stresses on the apron are calculated. Solid Edge15 software is used for solid model creating. LS-DYNA software is used for Linear-Explicit (impact) analysis. ANSYS- Workbench software is used for Linear-Implicit analysis.

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında benden yardımlarını ve çalışmamın her aşamasında değerli bilgi ve becerilerini benden esirgemeyen danışmanım Yrd. Doç. Dr. A.Zafer ŞENALP ' e, maddi ve manevi desteğiyle her zaman yanımda olan değerli insan Mustafa AKBABA' ya , her koşulda ve durumda destekleri ve sevgileriyle benim adım adım ilerlememde büyük pay sahibi olan aileme, anne ve babama TEŞEKKÜR EDERİM.

Krdz.Ereğli , Eylül 2004

H.Emre ÖĞÜT

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
TABLolar DİZİNİ	xiv
1 GİRİŞ	1
1.1 AMAÇ	1
1.2 KAPSAM	1
1.3 SICAK HADDELEME İŞLEMİ VE İLGİLİ BİLİMSEL ÇALIŞMALAR	2
2 SONLU ELEMANLAR MODELİ	8
2.1 GEOMETRİK MODEL	8
2.2 MALZEME MODELİ	10
2.2.1 Linear Isotropic Elastic Model	10
2.2.2 Bilinear Isotropic Model	10
2.3 ELEMAN SEÇİMİ VE SONLU ELEMAN AĞI OLUŞTURULMASI	12
2.3.1 Katı (Solid) Elamanlar Teorisi	13
2.3.2 Elemanın Özellikleri	18
2.3.3 Sonlu Elamanlar Ağının Oluşturulması	20
2.4 TEMASLARIN TANIMLANMASI	23

2.5	SINIR ŞARTLARININ TANIMLANMASI	25
2.6	HIZ İFADESİ	26
3	SONLU ELEMENLAR ANALİZİ	27
3.1	EXPLICIT DİNAMİK TEORİSİ	27
3.1.1	Virtüel İş Prensibi.....	28
3.1.2	Geometrinin Bölünmesi (Diskritizasyonu).....	30
3.1.3	Zaman Diskritizasyonu.....	32
3.1.4	Çözüm adımları.....	33
3.1.5	Zaman Adımı Kriteri.....	34
3.2	YORULMA (FATIGUE) TEORİSİ	36
3.2.1	Yorulma Deneyleri.....	37
3.2.2	Yorulma Kırılmasının Genel Karakteri	38
3.2.3	S-N Eğrisi; Yorulma Sınırı; Yorulma Mukavemeti.....	38
3.2.4	Yorulma Olayında Dağılma	40
3.2.5	Yorulma Halinde Deformasyon	41
3.2.6	Yorulma Sınır Eğrileri.....	42
3.2.7	Goodman Diyagramı	42
3.2.8	R – M Eğrisi	44
3.2.9	Metallerin Yorulma İle İlgili Özellikleri	45
3.2.10	Yorulmada Kesit Tayini	46
3.2.11	Yorulmada Maksimum Gerilmenin Değişken Olması Hali ve Birikimli Hasar.....	47
3.2.12	Üç Eksenli Gerilme Halinde Yorulma Olayı.....	49
3.2.13	Gerilme Yığılmasının Yorulma Mukavemetine Etkisi.....	50
3.2.14	Yorulma Konusunda Alınacak Önlemler	57
3.3	EXPLICIT VE IMPLICIT ARASINDAKİ FARKLAR.....	58
3.4	DİNAMİK ANALİZ.....	59
3.5	YORULMA ANALİZİ.....	61
3.5.1	Senaryo 1.....	61
3.5.2	Senaryo 2.....	68
3.5.3	Senaryo 3.....	73
4	SONUÇLAR VE YORUMLAR.....	79
4.1	SONUÇLAR	79
4.1.1	Statik Analiz Sonuçları (Von-Misses Gerilim Teorisi)	79

4.1.2	Dinamik Analiz Sonuçları	80
4.1.3	Yorulma Analizi Sonuçları.....	81
4.2	YORUMLAR.....	82
4.3	ANALİZLERDE KARŞILAŞILAN SORUNLAR VE ÇÖZÜM ÖNERİLERİ.....	83
	KAYNAKLAR	84
	ÖZGEÇMİŞ	86

SİMGELER VE KISALTMALAR

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
S_T	zorlama kuvvetlerinin uygulandığı yüzey
$d_i(t)$	tanımlanan yer değiştirmeler
S_d	cisim yüzeyi üzerinde bir parça
$b_i(t)$	dış cisim kuvvetleri
V	üç boyutlu cismin hacmi
σ_{ij}	cauchy gerilme tensörü
ρ	malzemenin mevcut yoğunluğu
n_i	S_T zorlama yüzeyine normal doğrultuda birim vektör
δx_i	eleman içindeki bir noktanın yer değiştirmesi
n	elemandaki düğüm noktası sayısı
α	düğüm noktasının numarası
N_α	α düğüm noktasındaki şekil fonksiyonu
$\delta x_{\alpha i}$	α düğüm noktasındaki yer değiştirmeler
$x_{\alpha i}$	α noktasındaki yer değiştirmeler
$\dot{x}_{\alpha i}$	α düğüm noktasındaki hızlar
$\ddot{x}_{\alpha i}$	α düğüm noktasındaki ivmeler
ξ, η, ζ	eleman içindeki local noktanın koordinatları
$\xi_\alpha, \eta_\alpha, \zeta_\alpha$	α noktasındaki koordinatlar
$[M]$	kütle matrisi
$\{\ddot{\mathbf{x}}\}$	ivme vektörü
$\{\mathbf{F}\}$	tüm iç ve dış kuvvetlerin vektörel toplamı
t_n	zaman noktası
Δt_n	zaman adımı

Δt_e	kritik zaman adımı
l	kritik uzunluk
c	dalga hızı
E	elastisite modülü
v	hız
$\dot{\varepsilon}_{ij}$	hız-gerinim
s_{ij}	değişken gerilme
ϵ_{ij}	değişken gerinim
p	basınç
ϵ_v	hacimsel gerinim
σ_{ij}	cauchy gerilmeleri
ε_{ij}	cauchy gerinimleri
δ_{ij}	kronecker delta
$\dot{\epsilon}_{ij}$	değişken gerinim hızları
G	malzemenin kayma modülü
K	malzemenin bulk modülü
σ_y	akma gerilmesi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 : Demir Çelik Fab. 2. Sıcak Haddehane üretim çizgisinin gösterimi.....	2
Şekil 1.2: R1 (Kaba Hadde) ve çıkışındaki roller.	5
Şekil 1.3: 1. Kaba Hadde ve Çıkış Apronu.	6
Şekil 2.1: Çarpışma analizinde kullanılan modifiye modelin izometrik görünüşü.....	8
Şekil 2.2: Apronun modifiye edilen orijinal katı modeli	9
Şekil 2.3: Apron geometrisinin defeaturing yapılmış önden görünüşü.....	9
Şekil 2.4: Tetrahedron katı eleman ve doğal koordinatları	13
Şekil 2.5: 8-nodlu brick katı eleman ve doğal koordinatları.....	14
Şekil 2.6: Düzlem bir elemanda 2x2 Gauss integrasyon noktaları	16
Şekil 2.7: Katı elemanlarda kum saati modları.	17
Şekil 2.8: Kum saati modlarının (hourglassing) olduğu ve olmadığı analiz sonuçları.	17
Şekil 2.9: Solid 164 Eleman tipinin geometrisi.	19
Şekil 2.10: Mass 166 Eleman tipinin geometrisi.	19
Şekil 2.11: Geometrilere Ağ edilmiş durumları.....	21
Şekil 2.12: Apronun free mesh oluşturulmuş geometrisi.....	22
Şekil 2.13: Slabın mapped mesh oluşturulmuş geometrisi.	22
Şekil 2.14: 1. Dinamik Model için Apron ve Slab için tanımlanan sınır şartları.....	25
Şekil 3.1: a) Langrange uzayında bulunan 3 boyutlu cisim. b) Cisim içindeki bir noktada gerilme durumu.	28
Şekil 3.2: Geometrik uzayın elemanlara bölünmesi.	30
Şekil 3.3: Örnek yorulma yükleri.....	36
Şekil 3.4: Yorulma deneyleri.	37
Şekil 3.5: Wöhler eğrisi.....	39
Şekil 3.6: $\sigma_{\min}$ - ε ve $\sigma_{\max}$ - ε Eğrileri.	41
Şekil 3.7: S - σ Eğrisi.	43
Şekil 3.8: Goodman sınır eğrisinin gösterimi.	44

Şekil 3.9: R – M Eğrisi.....	45
Şekil 3.10: S - N Eğrisi.	47
Şekil 3.11: Kesit değişimine göre gerilim yığılması.....	51
Şekil 3.12: Dinamik analiz Von- Misses gerilim dağılımı ve değerleri.....	59
Şekil 3.13: Dinamik analiz strain dağılımı ve değerleri.....	60
Şekil 3.14: Senaryo 1 ağ örgüsü geometrisi.....	62
Şekil 3.15: Senaryo 1 için yükler ve sınır şartları.	64
Şekil 3.16: Senaryo 1 için eşdeğer gerilim değerleri.	65
Şekil 3.17: Senaryo 1 için eşdeğer strain değerleri.	65
Şekil 3.18: Senaryo 1 için güvenlik katsayısı.	66
Şekil 3.19: Senaryo 1 için yorulma ömrü.	67
Şekil 3.20: Senaryo 2 için eşdeğer gerilim değerleri.....	70
Şekil 3.21: Senaryo 2 için eşdeğer strain değerleri.	70
Şekil 3.22: Senaryo 2 için yorulma ömrü.	71
Şekil 3.23: Senaryo 2 için güvenlik katsayısı.	72
Şekil 3.24: Senaryo 3 için modelin Ağ örgüsü geometrisi.	73
Şekil 3.25: Senaryo 3 için yükler ve sınır şartları.	75
Şekil 3.26: Senaryo 3 için eşdeğer gerilim değerleri.	76
Şekil 3.27: Senaryo 3 için eşdeğer strain değerleri.....	76
Şekil 3.28: Senaryo 3 için yorulma ömrü.	77
Şekil 3.29: Senaryo 3 için güvenlik katsayısı.	78

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 2.1: DIN 1693 GGG40 Sfero Dökme Demir (Ductile Iron) ve 800 C° deki Structural Steel S350GD+Z 'nin malzemesinin özellikleri [12], [24].	11
Tablo 2.2: Ductile Iron için S-N Grafiği [12], [22].	12
Tablo 2.3: Apron ve Slab geometrilerinin, eleman tipleri, malzeme modelleri ve eleman sayıları.	20
Tablo 2.4: 1. Dinamik Modelin temas tanımlamaları.	24
Tablo 2.5: Modellere uygulanan yük olarak tanımlanan başlangıç hızı değerleri.	26
Tablo 3.1 : Çeşitli çelik mukavemet değerleri.	51
Tablo 3.2: Senaryo 1 solid modelinin özellikleri.	62
Tablo 3.3: Senaryo 1 için yapısal yükler.	63
Tablo 3.4: Senaryo 1 için yapısal destekler.	63
Tablo 3.5: Senaryo 1 için yapısal analiz sonuç değerleri.	64
Tablo 3.6: Senaryo 1 için yorulma analizi sonuçları.	66
Tablo 3.7: Senaryo 2 için yapısal yükler.	68
Tablo 3.8: Senaryo 2 için yapısal yükler.	68
Tablo 3.9: Senaryo 2 için yapısal destekler.	69
Tablo 3.10: Senaryo 2 için yapısal analiz sonuç değerleri.	69
Tablo 3.11: Senaryo 2 için yorulma analizi sonuçları.	71
Tablo 3.12: Senaryo 3 için solid modelinin özellikleri.	73
Tablo 3.13: Senaryo 3 için yapısal yükler.	74
Tablo 3.14: Senaryo 3 için yapısal destekler.	74
Tablo 3.15: Senaryo 3 için yapısal analiz sonuç değerleri.	75
Tablo 3.16: Senaryo 3 için yorulma analizi sonuçları.	77

1 GİRİŞ

1.1 AMAÇ

Bu yüksek lisans tezi, demir ve çelik tesisinde kullanılan Kaba Hadde *çıkış apronunun* dinamik ve statik yük analizlerini içermektedir. Apron, darbe ve itme kuvvetleri sonucunda kırılarak kullanılamaz hale gelmektedir. Projenin amacı; apronun kısa zamanda kırılmasının önlenmesi ve böylece meydana gelebilecek üretim kayıplarının en aza indirilmesini sağlamaktır.

1.2 KAPSAM

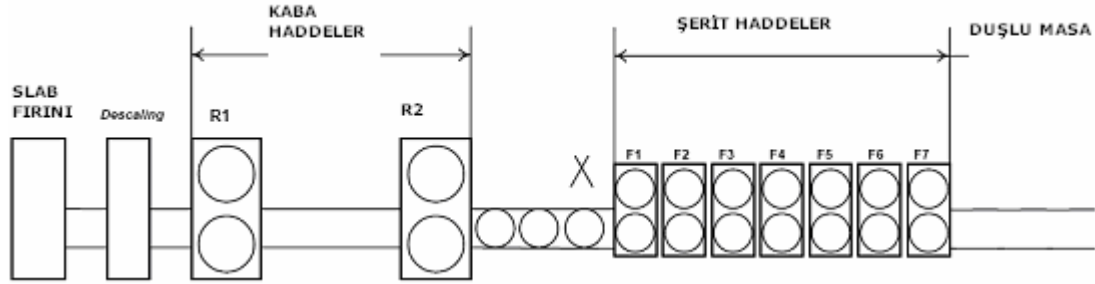
Bu tez, yukarıda belirtilen amaca uygun olarak, yapılan sonlu elemanlar analizlerini ve bu analizler ışığında gerçekleştirilmesi düşünülen modifikasyon çalışmalarını içermektedir.

Bu çalışmalar ise apron üzerinde meydana gelen darbe ve itme yükünün miktarını, darbe gerilmelerinin nerede olduklarını ve yorulma ömrünü bulmak için yapılan nümerik analizleri içermektedir. Ayrıca, yapılan bu analizler ışığında mevcut apron modelinde yapılan optimizasyonlar ve dizayn değişiklikleri sonucunda, apronun dayanımının iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar belirtilmektedir.

1.3 SICAK HADDELEME İŞLEMİ VE İLGİLİ BİLİMSEL ÇALIŞMALAR

Sıcak Haddeleme (HR):

Haddeleme sıcaklığına kadar ısıtılan slabların belli açıklıkta ve birbirinin ters istikametinde dönen merdanelerin arasından geçerken belirli bir baskı kuvveti uygulanarak inceltilmesi ile oluşan plastik şekil verme işlemine **sıcak haddeleme** denir. Bu yöntem kullanılarak üretim yapan tesislere de “Sıcak Haddehane” denir. Demir ve Çelik Fabrikasında de bu prosesin gerçekleştirildiği iki tesisten biri olan 2. Sıcak Haddehane yarı sürekli bir haddehanedir. Tesis 3.000.000 ton/yıl kapasitelidir. Şekil 1.1 'de 2.Sıcak Haddehanesi'nin şematik bir yerleşimi gösterilmektedir.



Şekil 1.1 : Demir Çelik Fab. 2. Sıcak Haddehane üretim çizgisinin gösterimi.

Aşağıda hat ürerinde bulunan ekipmanlar kısaca anlatılmaktadır.

Slab ısıtma fırınları: 2. Sıcak haddehaneyi besleyen iki adet slab ısıtma fırını vardır. Bu fırınlar itici tip fırınlar olup, her biri 318 ton/saat kapasitelidir. Üretim planlama birimi tarafından haddelenmek üzere programlanan slablar her iki fırına slab iticiler tarafından şarj edilir. Slab fırınlarında yaklaşık 1250 C ‘ye kadar tavlanan slablar slab alıcılar tarafından haddelenmek üzere hatta alınır. [2]

SSP (Sürekli Slab Ezme Presi): Slab sabit hızla ilerlerken genişlik daraltmasının yapılabildiği ekipmandır. Maksimum daraltma kapasitesi 250 mm.dir. Demir ve Çelik Fabrikasında çok değişik genişliklerde üretim yapıldığı ve bunlar için çok değişik genişliklerde slab üretiminin gerektiği düşünüldüğünde SSP nin fonksiyonu kolayca anlaşılabilir. Bu ekipman sayesinde sürekli döküm tesislerinde

kalıp değişim miktarı azalmış, esnek programlama sayesinde slab stoklama ve manipölasyon masrafları azalmıştır. [2]

1. Kaba (Ön) Hadde : İlk yatay haddelemenin yapıldığı ikili düzenek bir haddedir. Maksimum ezme miktarı 50 mm dir. Bu haddenin hemen önünde tufal atmak için basınçlı su uygulaması yapılmaktadır. Tek paso haddeleme yapılan bu haddenin girişine modernizasyonda dik hadde ilave edilerek üç paso haddeleme yapar hale getirilecektir.

Dik hadde : Ön hadde 2 nin hemen önünde bulunan dik hadde malzemenin nihai genişlik ayarının kontrolü amacıyla dik paso verildiği birimdir. Ezme kapasitesi 50 mm dir. Dik haddenin hemen önünde tufal atmak için basınçlı su uygulaması yapılmaktadır. Bu birimde genişlik kontrolünü sağlamaya yönelik otomatik genişlik kontrol (AWC) sistemi mevcuttur.

2. Kaba(Ön) Hadde : 1. Kaba haddeden gelen malzemenin şerit ön malzemesi olarak haddelendiği tersinir çalışan dörtlü düzenek haddedir. 5 veya 7 paso haddeleme yapılır. Şerit ön malzemesinin ortalama çıkış kalınlığı 32 ila 34 mm dir.

Coil Box (Bobin kutusu) : Şerit ön malzemesinin nihai haddeleme öncesi rulo olarak sarıldığı birimdir. Özellikle 12 metre slablardan üretilen şerit ön malzemeleri nihai haddelemeden önce bobin kutusuna sarılır. Böylece malzeme ısısının sargılar arasında kalması sağlanarak şerit ön malzemesinin homojen sıcaklıkta olması sağlanır. Homojen sıcaklık haddeleme sırasında kolaylık sağladığı gibi malzeme şekil ve ebat kalitesini artıran bir faktördür.

Kırpıntı Makası : Şerit ön malzemesinin baş ve sonlarındaki düzensiz kısımlarının nihai haddeleme öncesi kesildiği birimdir. Bu kesimin en uygun yerden yapılmasını temin ederek malzeme kaybını en aza indirmek için bilgisayarlı optimizasyon sistemi vardır.

PRSB : Şerit ön malzemesinin şerit haddeye girmeden önce üzerinde oluşan tufal (demir-oksit) tabakasının basınçlı su ile uzaklaştırıldığı birimdir. Yüzey kalitesinin temini için şerit haddeleme öncesinde tufal tabakasının mutlaka uzaklaştırılması gerekir.

Şerit hadde : Sipariş ölçülerinde nihai haddelemenin yapıldığı 7 ayaklı birimdir. Her ayak dörtlü düzenektir. Malzemenin ebat, yüzey ve şekil kalitesini iyileştirmek için modern sistemlerle donatılmıştır. Bu sistemler AGC (Otomatik kalınlık kontrol sistemi) , merdane bükme sistemi ve merdane kaydırma sistemidir. Otomatik kalınlık kontrol şerit hadde çıkışındaki kalınlık ölçme cihazı ve hadde yüklerinden alınan geri beslemelere göre hidrolik silindirler vasıtası ile yapılır. Merdane bükme sistemi sayesinde malzemenin genişlik boyunca kalınlık dağılımı kontrol edilir. Merdane kaydırma sistemi ise her bir haddelemeden sonra iş merdanelerinin birbirlerine göre kaydırılması suretiyle merdanelerin aşınmasının homojen olmasını sağlar.

Duşlu Masa : Şerit haddeden çıkan malzeme sıcaklığının istenen mekanik özelliklerin sağlanması için gereken sıcaklığa kadar soğutulduğu kısımdır. Soğutma laminar olarak akış sağlayan su hederleri ile yapılır.

Bobin Sarma : Şerit haddede haddelenen malzemelerin rulo olarak sarıldığı ekipmanlardır. 2 adet bobin sarma vardır. Bobin sarmalar 12 metrelik slablardan üretilen büyük bobinleri sarabilmektedir. Modernizasyonda üçüncü bobin sarma ünitesi ilave edilecektir. [2]

Konveyör Sistemi : Üretilen bobinler çemberlendikten ve markalandıktan sonra işlem görecekları ünitelere sevk edilirler. [2]

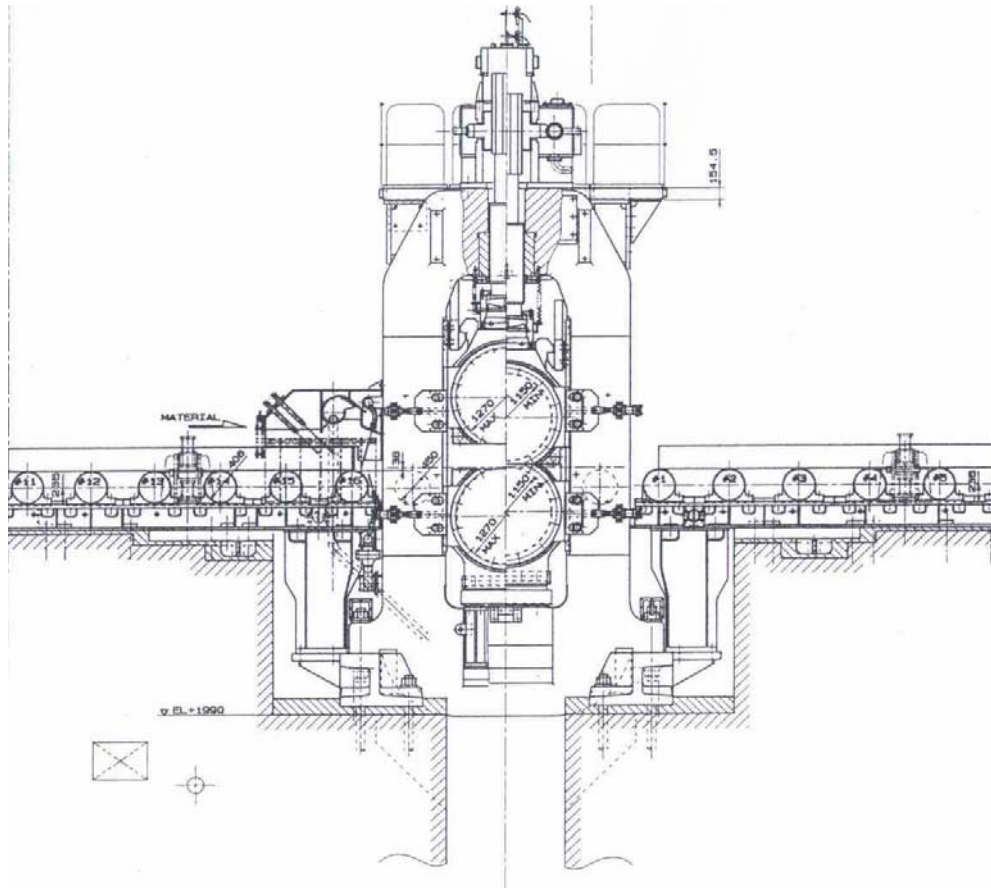
Otomasyon: 2. Sıcak haddehanede bulunan ekipmanlar tamamen bilgisayar kontrollü olup çağdaş teknoloji ile donatılmıştır. İki seviyeli otomasyon sistemi vardır. Haddeleme işlemleri, seviye-2 de yapılan hesaplara göre seviye-1 sistemi tarafından yapılır. Seviye-2 de kullanılan hesap modelleri öğrenen tipte olup, hatalarını kendisi düzeltir. Tüm ekipmanlara ait binlerce sinyal, sistem tarafından izlenerek bilgi olarak kaydedilir, gerektiğinde alarm üretilir. Haddeleme sırasında yük, akım, sıcaklık, kalınlık ve genişlik ölçümüyle yüzey kontrolünü yapan ekipmanlar mevcuttur.[2]

[1] Şekil 1.1’ de görüldüğü üzere Slab fırınında ısıtılan slab, cüruf temizleme makinesinden geçtikten sonra R1 kaba haddesinde 50-60 mm ezilmektedir. Buradan slab R2 kaba haddesine geçerek, 3-7 paso sonunda 35 mm kalınlığına

düşürülmektedir. Daha sonra Şerit Hadde denilen 7 stant merdane arasından geçerek sac kalınlına (3 – 0,5 mm) düşürülmektedir. En son olarak şerit haddeki slab, bobin sarma makinesine gelerek burada bobin olarak hattı tamamlamaktadır.

Bilimsel literatürlerde apronun slaba çarpması ile ilgili bir çalışma bulunamamıştır. Ancak konu ile alakalı olduğu düşünülerek sıcak haddeleme işlemi ile alakalı birçok çalışma ve yayın incelenmiştir. Bu çalışmalar ise genellikle sıcak haddeleme işleminin Sonlu Elemanlar Analiz programları ve diğer nümerik metotlar kullanılarak malzeme davranışının simülasyonunu ve buna bağlı olarak mekanik ve termal yüklerin araştırılmasını ve hesabını içermektedir [1], [3], [4], [5], [6], [7] [8], [9], [23].

Kaba Hadde (Rougher Mill- R1), Slab tabir edilen yaklaşık , 20 ton ağırlığında , yaklaşık 12000 x 1450 x 200 mm boyutlarında , yaklaşık 800 C derecedeki malzemeyi ezmeye yarayan ekipmandır. (Bkz.Şekil 1.2)



Şekil 1.2: R1 (Kaba Hadde) ve çıkışındaki roller.

R1' in gövdesi 100' er ton dan 2 adet hadde ayağından oluşmaktadır. Yatakları ile birlikte, tanesinin ağırlığı 45 tonu bulan 2 adet iş merdanesi mevcuttur. Bu iş merdaneleri 8000 Hp lık bir elektrik motorundan tahrik almaktadır. Bu motor ve buna bağlı şanzıman, şaft vs. mekanik ekipmanla birlikte toplamda yaklaşık 2500 ton ezme kapasitesine sahiptir. Bu ezme kapasitesi ile slabın kalınlığını güvenli şekilde bir pasoda 200-250 mm den yaklaşık 160 mm ye düşürmektedir.

Çıkış Apronu, 2. Sıcak Haddehane (# 2 Hot Strip Mill), Birinci kaba haddesinin çıkışında, yaklaşık ağırlığı 3,5 ton olan dökme çelik bir ekipmandır. (Bkz: Şekil 1.3)



Şekil 1.3: 1. Kaba Hadde ve Çıkış Apronu.

Çıkış Apronunun görevi; Kaba hadde (Rougher Mill) ile yolluk arasında köprü vazifesidir. Haddehane ilk kurulduğunda apron yerine, roll bulunmakta idi. (Bkz: Şekil 1.2) Bu ekipmanın sık olarak arızalanması ve işlevsel problemleri nedeniyle bu ekipmanın yerine apron kullanımına başlanılmıştır.

Yaklaşık, 20 ton ağırlığında, (12000*1450*200)mm boyutlarında, yaklaşık 750 C derecedeki slap, 1.5 m/s hızda merdaneler arasından geçerek, çıkış apronuna farklı açılarda, saatte yaklaşık 20 kere çarpmaktadır. Bu darbeler sonucunda apronun kırıldığı tespit edilmiştir. Kullanılan son iki apronun 6 ayda bir kırıldığı tespit edilmiştir. Apronun kırılması 18 saatlik duruşa neden olmakta, 1 saatlik duruşun maliyeti yaklaşık 20 bin USD dolarını bulmaktadır.

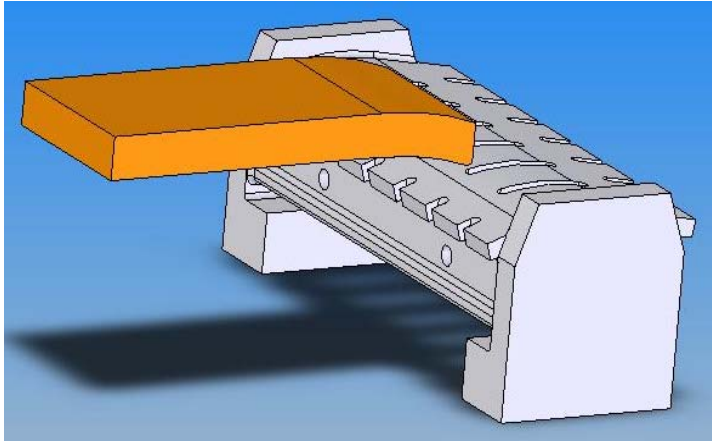
Tez çalışmasını oluştururken, sonlu elemanlar modelin mantık sırasına uyulmuştur. Başlangıç olarak analiz teorisi anlatılmıştır. Daha sonra yapılan nümerik analizler açıklanmış ve yapılan bu nümerik analizlerin sonuçları sunulmuş ve yorumu yapılmıştır. ANSYS-LSDYNA, WORKBENCH programına ait komutlar ve özel seçenekler gösterilmiştir.

Explicit dinamik analiz teorisine genel bir bakış yapılarak, teorik olarak metodun işleyişi anlatılmıştır. Daha sonra yapılan statik analizler sonucunda oluşturulan yeni modelinin explicit dinamik analizi yapılmıştır. Böylece model üzerine gelecek yüklerin yaklaşık değerleri tespit edilmiştir. Daha sonra explicit dinamik analiz sonucunda bulunan yükler kullanılarak model üzerinde yorulma analizleri yapılmıştır. Böylece ekipmanı yorulma ömrü tespit edilmiştir. Bu sonuçlara göre model üzerinde modifikasyon yapılarak nihai hali oluşturulmuştur.

2 SONLU ELEMENLAR MODELİ

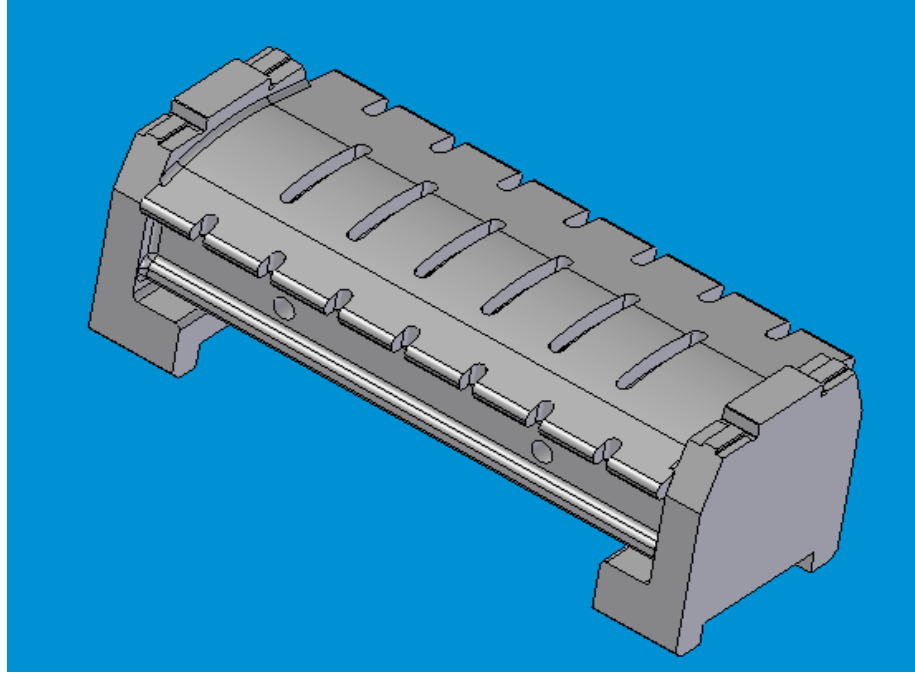
2.1 GEOMETRİK MODEL

Oluşturulan katı model sonlu analiz yapılabilmesi için defeaturing yapılmıştır. Yani, katı model üzerindeki, analizin sonucunu etkilemeyen geometri ayrıntılarından temizlenmiştir. Öncelikle gerilim ve yük etki etmeyeceği düşünülen bölgelerdeki geometride basitleştirilmeye gidilmiştir. Bu bölgelerde bulunan ince detaylar silinmiştir. Bu işlem eleman kalitesi ve kullanılan eleman yoğunluğunun azaltılması açısından önemli bir işlemdir. Çünkü bu bölgelerde geometriyi tam oluşturmak için paket program çok sık ve küçük boyutlu eleman kullanmaktadır. Bu durum modelin eleman sayısını oldukça attırmakta ve analizin çözüm süresini arttırmaktadır.

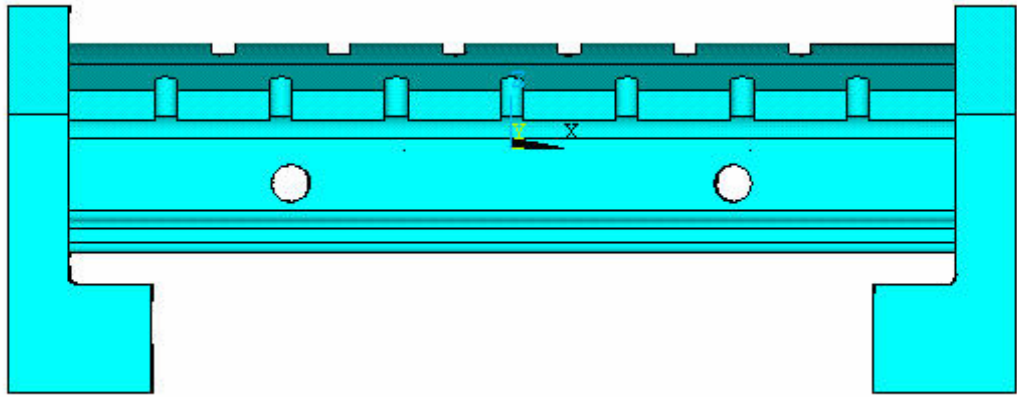


Şekil 2.1: Çarpışma analizinde kullanılan modifiye modelin izometrik görünüşü.

Katı model, apronun mevcut 2 boyutlu teknik resimleri referans alınarak **Solid Edge** ve **SolidWorks** katı modelleme programı kullanılmak sureti ile oluşturulmuştur.



Şekil 2.2: *Apronun modifiye edilen orijinal katı modeli .*



Şekil 2.3: *Apron geometrisinin defeaturing yapılmış önden görünüşü.*

Şekil 2.2' de dinamik analizde kullanılan apron geometrisi gösterilmiştir.

2.2 MALZEME MODELİ

Bu projede apron için kullanılan malzeme modeli en temel bir malzame modeli olan **Linear Isotropic Elastic Model** dir. Ayrıca Slab için **Bilinear Isotropic Model** tipi kullanılmıştır.

2.2.1 Linear Isotropic Elastic Model

Elastik malzemeler için deviatoric Cauchy geriliminin co-rotational oranına göre aşağıdaki gibi hesaplanır. [1]

$$S_{ij}^{V^{n+1/2}} = 2G \dot{\epsilon}_{ij}^{n+1/2}$$

Basınç ise;

$$P^{n+1} = -K \ln V^{n+1}$$

hesaplanır.

Buradaki G ve K elastic shear ve bulk modülüdür. Bu sıraya göre V relative hacimdir. Gerçek hacmin oranı ilk hacim ile ilişkilidir. [1]

Bu malzeme modeli LS-Dyna paket programında, Genel analiz ve akışkan analizlerinde kullanılmaktadır. Ayrıca Strain-Rate etkileri, Failure ve Termal etkilere cevap vermektedir. Bricks, Beams, Thin Shells ve Thick elaman tiplerinde kullanılabilir.

DENS – density, EX - elastic modulus, NUXY - poisson's ratio değerlerini vermemiz bu malzeme modeli için yeterlidir.

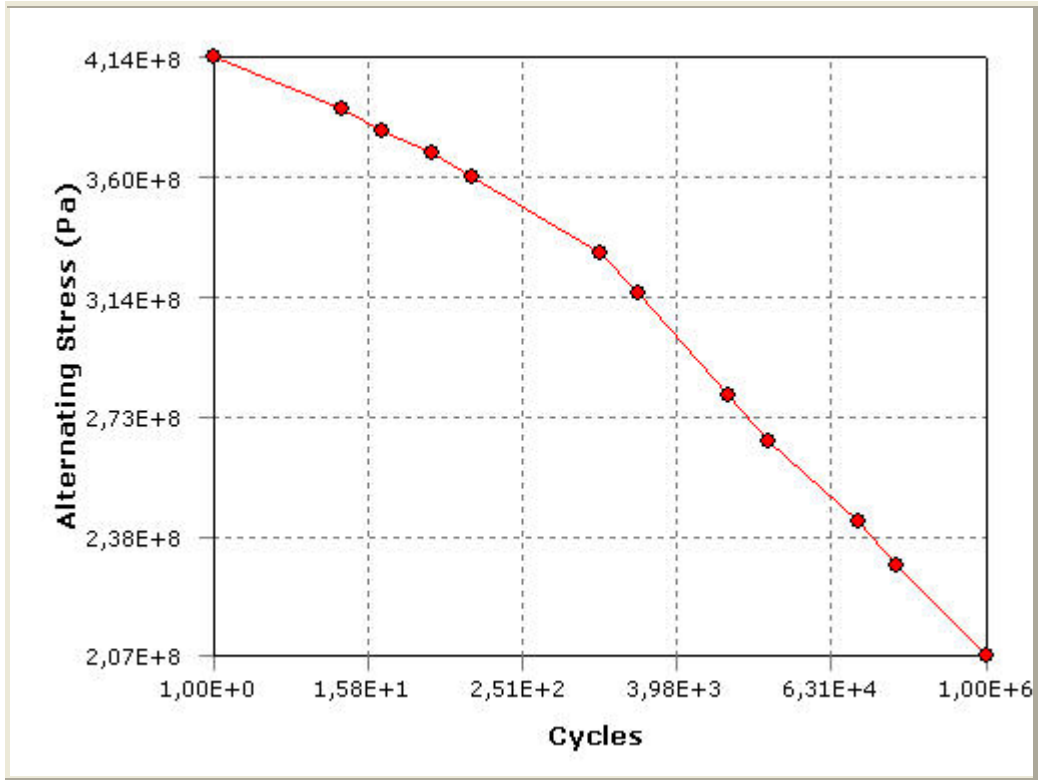
2.2.2 Bilinear Isotropic Model

Klasik Bilinear Isotropic Hardening Model (strain rate independent) elastik ve plastik eğrisi olmak üzere iki eğri ile kullanılır. Böylece malzemenin stress-strain davranışları tanımlanır. [1]

Apron malzemesi olarak GGG-40 Ductile Iron kullanılmıştır. Analiz yapılırken bu malzemeye uygun olarak özellikleri Tablo 2.1' de verilmiştir.

Ductile Iron			
KimyasalÖzelliği		Min.	Max.
	C	3.30	3.80
	Si	2.30	2.70
	Mn	0.20	0.40
	Mg	0.03	0.05
	Cu	0.15	0.75
Diğer Normlarda Gösterilişi.			
	AS 1831-1985 400-250-12		
	BS 2789 SNG 27/12		
	ASTM A.536 65-45-12		
	DIN 1693 GGG40		
	JIS FC D45		
Speroidal graphite cast iron yüksek elasticity ve darbe dayanıma sahiptir. Termal gerilmelere ve mekanik yük uygulamalarına uygundur.			
Mekanik Özellikler		GGG40	S350GD+Z (800 C ⁰)
	Modulus of Elasticity	162 GPa	21 GPa
	Tensile Strength	414 MPa	55 MPa
	Hardness	187 BHN max	
	Yield Strength	275 MPa	40 MPa
	Tensile Modulus	168 MPa	35 MPa
	Compression Modulus	163 MPa	
	Poisson ratio	0,275	0,4
	Elongation	% 12	
	Density	7,1 g /cm3	7,810 g /cm3

Tablo 2.1: DIN 1693 GGG40 Sfero Dökme Demir (Ductile Iron) ve 800 C⁰ deki Structural Steel S350GD+Z 'nin malzemesinin özellikleri [12], [24].



Tablo 2.2: Ductile Iron için S-N Grafiği [12], [22]

2.3 ELEMAN SEÇİMİ VE SONLU ELEMAN AĞI OLUŞTURULMASI

Explicit dinamik analizlerde çok küçük zaman adımları kullanıldığından, analizin hesap maliyeti üzerinde seçilecek eleman tipleri ne bunların kullanacağı şekil fonksiyonlarının etkisi çok büyüktür. Bu yüzden explicit dinamik analizlerde, statik (implicit) analizlerde olduğu gibi quadratic şekil fonksiyonlu elemanlar kullanılamaz. Explicit dinamik analizlerde kullanılan bütün elemanlar lineer şekil fonksiyonlarına sahiptir ve bu elemanların kenar ortalarında düğüm noktaları yoktur. [11] Bu bağlamda yapılan sonlu eleman analizinde katı (Solid) elemanlar kullanılmıştır. Katı (Solid) elemanların özellikleri ise aşağıda ayrıntılı olarak açıklanmaktadır.

2.3.1 Katı (Solid) Elamanlar Teorisi

Katı elemanlar 4-nod tetrahedral veya 8-nod brick içerirler.

Tetrahedral (dörtgen) katıda yer değiştirme fonksiyonu:

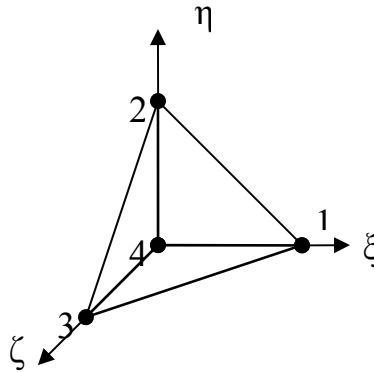
$$U(x, y, z) = a + bx + cy + dz \quad (2.1)$$

veya şekil fonksiyonları cinsinden:

$$U(x, y, z) = \sum_{a=1}^4 N_a x_a,$$

$$N_1 = \xi, \quad N_2 = \eta, \quad N_3 = \zeta, \quad N_4 = 1 - \xi - \eta - \zeta$$

(2.2)



Şekil 2.4: Tetrahedron katı eleman ve doğal koordinatları

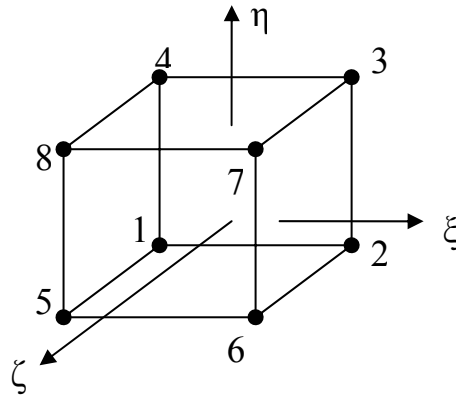
8-nodlu katıda yer değiştirme fonksiyonu:

$$U(x, y, z) = a + bx + cy + dz + exy + fxz + gyz + hxyz$$

veya izoparemetrik şekil fonksiyonları cinsinden şöyle ifade edilebilir:

$$U(x, y, z) = \sum_{a=1}^8 \frac{1}{8} (1 - \xi \xi_a)(1 - \eta \eta_a)(1 - \zeta \zeta_a)$$

(2.3)



Şekil 2.5: 8-nodlu brick katı elaman ve doğal koordinatları.

Elemanın merkezinde lokal bir koordinat merkezi (ξ, η, ζ) yaratılır. Küpün koordinatları (ξ_a, η_a, ζ_a) her üç doğrultuda da -1 ila +1 arasında değişmektedir.

2.3.1.1 Şekil Değişimi ve Gerilme Hesabı

Şekil değişimi ve gerilme için önce yer değiştirme artımı gradyenti hesaplanır:

$$\Delta \varepsilon_{xx} = \frac{\partial(\Delta u)}{\partial x^{n+1/2}} + \Phi, \quad \Delta \varepsilon_{yy} = \frac{\partial(\Delta v)}{\partial y^{n+1/2}} + \Phi, \quad \Delta \varepsilon_{zz} = \frac{\partial(\Delta w)}{\partial z^{n+1/2}} + \Phi$$

(2.4)

$$\Delta \varepsilon_{xy} = \frac{\frac{\partial(\Delta v)}{\partial x^{n+1/2}} + \frac{\partial(\Delta u)}{\partial y^{n+1/2}}}{2}, \quad \Delta \varepsilon_{yz} = \frac{\frac{\partial(\Delta w)}{\partial y^{n+1/2}} + \frac{\partial(\Delta v)}{\partial z^{n+1/2}}}{2},$$

$$\Delta \varepsilon_{zx} = \frac{\frac{\partial(\Delta u)}{\partial z^{n+1/2}} + \frac{\partial(\Delta w)}{\partial x^{n+1/2}}}{2}$$

(2.5)

Φ normal şekil değişimlerini toplam hacimsel şekil değişimi tüm integrasyon noktalarında aynı olacak şekilde ayarlar

$$\Phi = \Delta \varepsilon_v^{n+1/2} - \frac{\frac{\partial(\Delta u)}{\partial x^{n+1/2}} + \frac{\partial(\Delta v)}{\partial y^{n+1/2}} + \frac{\partial(\Delta w)}{\partial z^{n+1/2}}}{3}$$

(2.6)

$\Delta \varepsilon_v$ ortalama hacimsel şekil değişimi artımı:

$$\Delta \varepsilon_v^{n+1/2} = \frac{\frac{1}{3} \int_{V^{n+1/2}} \frac{\partial(\Delta u)}{\partial x^{n+1/2}} + \frac{\partial(\Delta v)}{\partial y^{n+1/2}} + \frac{\partial(\Delta w)}{\partial z^{n+1/2}} dV^{n+1/2}}{\int_{V^{n+1/2}} dV^{n+1/2}}$$

(2.7)

$\Delta u, \Delta v, \Delta w$: x, y ve z yönündeki yer değiştirme artımlarını göstermektedir ve

$$x^{n+1/2} = \frac{(x^n + x^{n+1})}{2}, \quad y^{n+1/2} = \frac{(y^n + y^{n+1})}{2}, \quad z^{n+1/2} = \frac{(z^n + z^{n+1})}{2}$$

(2.8)

Δu_i : yer değiştirme artımı, y_j : deformasyonu takip eden koordinatlar.

Şekil değişimi artımı ($\Delta \varepsilon_{ij}$) ve dönme ($\Delta \omega_{ij}$) hesabı:

$$\Delta \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (G_{ij} + G_{ji}) \quad (2.9)$$

$$\Delta \omega_{ij} = \frac{1}{2} (G_{ij} - G_{ji}) \quad (2.10)$$

Dönme artımı $\Delta \omega$, Jauman gerilme hesabında rigid cisim dönme katkısını hesaplamada kullanılır.

Jauman gerilmesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\sigma_{ij}^{n+1} = \sigma_{ij}^n + \sigma_{ip}^n \Delta \omega_{pj} + \sigma_{jp}^n \Delta \omega_{pi} \quad (2.11)$$

n+1: yenilenmiş eksen takımını, n: referans eksen takımını göstermektedir.

2.3.1.2 İç kuvvet hesabı

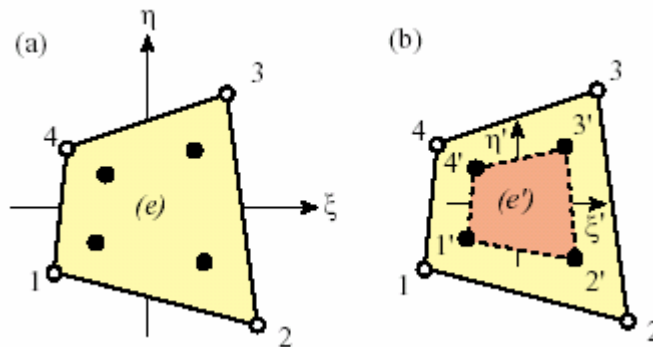
Elemandaki nodlara etkiyen iç kuvvetler, gerilme değerleri eleman alanı üzerinde integre edilerek bulunur

$$f_{\alpha}^{\text{int}} = \int_A B_{\alpha}^T \sigma dA$$

f_{α}^{int} : α noduna etkiyen iç kuvvet, B_{α}^T : şekil değişimi – yer değiştirme matrisi

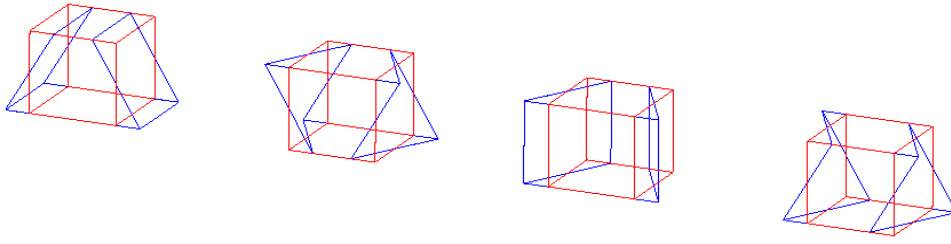
İç kuvvetlerin hesabında nümerik integrasyon kullanılır. İntegral işareti içindeki fonksiyonun, eleman içinde belli noktalarındaki değeri hesaplanır. Sonra belli katsayılarla çarpılan bu değerler toplanarak nodlara etkiyen iç kuvvetler bulunur.

Explicit dinamik analizde kullanılan elemanlar Numerik integrasyon için kullanılan Gauss noktalarının sayısına bağlı olarak tam integrasyonlu (full integrated), indirgenmiş integrasyonlu (selectively reduced) ve az integrasyonlu (reduced integrated) elemanlar olarak adlandırılır. Aşağıda tam integrasyonlu (2x2 Gauss) bir düzlem eleman görülmektedir. Tam integrasyonlu elemanlar her bir lokal eksen takımı boyunca 2 Gauss noktası, az integrasyonlu elemanlar ise eleman merkezinde tek bir Gauss noktası kullanırlar. Tam integrasyonlu elemanlar yapıyı daha sert, az integrasyonlu elemanlar ise daha esnek gösterirler.[10]

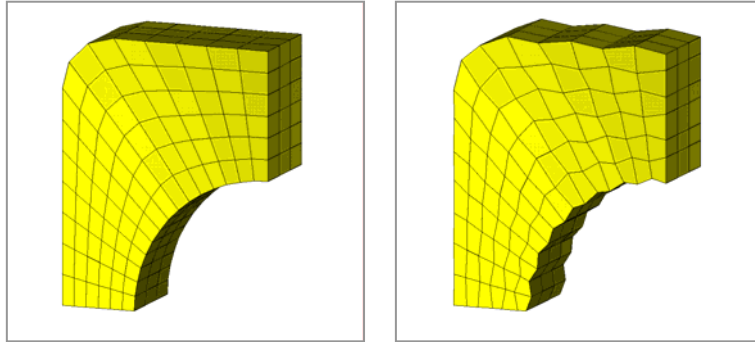


Şekil 2.6: Düzlem bir elemanda 2x2 Gauss integrasyon noktaları

İç kuvvetlerin hesabında geçen zaman (hesap maliyeti) kullanılan integrasyon noktalarının sayısı ile orantılıdır. Bu yüzden explicit dinamik analizlerde az integrasyonlu (1 Gauss noktalı) elemanlar kullanılır. 1 Gauss noktalı elemanlar hesap maliyetini önemli ölçüde azaltırken bir takım sorunların çıkmasına neden olurlar. Şekil 2.7’ de katı (Solid) elemanlarda tek bir integrasyon noktası kullanılması nedeniyle ortaya çıkan kum saati (hourglassing) deformasyon modları gösterilmektedir.[10]



Şekil 2.7: Katı elemanlarda kum saati modları.



Şekil 2.8: Kum saati modlarının (hourglassing) olduğu ve olmadığı analiz sonuçları.

Kum saati modları şekil değişim enerjisi üretmediklerinden bu olaya “sıfır enerji” modu da denir. Sistemde bu deformasyonları önleyecek hiçbir kuvvet yoktur. Kum saati etkisi kontrolü olmasa, yanlış sonuçlara neden olacak gerçek deformasyon değerlerinden daha büyük deformasyonlarla karşılaşılabilir.[10]

Kum saati etkisi deformasyonlarını önlemek amacıyla bir çok Metod geliştirilmiştir. Bunlardan en çok kullanılan ikisi; viskoz kum saati kontrolü (viscous hourglass control) ve direngenlik kum saati kontrolü (stiffness hourglass control) metotlarıdır. İki metod da kum saati etkisini deformasyon yönünün tersi yönünde, düğüm noktalarına kuvvet uygulayarak engellemeye çalışır.[10]

Viskoz kontrolde kuvvetler kum saati modu hızlarına bağlı iken, direngenlik kontrolünde kuvvetler kum saati deformasyonlarına bağlıdır. Viskoz kontrol kum saati etkilerini tümüyle yok edemezken sadece bunların büyümesini engeller.[10]

Direngenlik kontrolü ise etki bitene kadar kuvvet uygulanacağından kum saati etkilerini tamamen yok eder. Bunun yanında direngenlik kontrolü bazı durumlarda elemanı olduğundan daha direngen (stiff) yapar.[10]

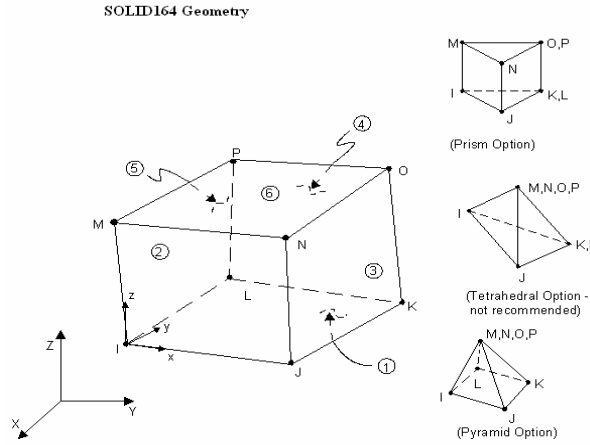
Hourglassing'i azaltmanın diğer yolları:

- 1- Tekil yüklerden kaçınmak: Tekil yükler hourglass modlarını tahrik ederler. Hourglassing'e uğrayan bir eleman yanındaki diğer elemanı da bu modda davranmaya zorlar.
- 2- Tam integrasyonlu elemanlar kullanmak: Tam integrasyonlu elemanlar hourglassing modları göstermezler. Yapının tümünde veya bir kısmında tam integrasyonlu elemanlar kullanılarak hourglassing yok edilebilir.[10]

2.3.2 Elemanın Özellikleri

Yapılan sonlu elemanlar analizinde SOLID164 ve Mass166 eleman tipi kullanılmıştır.

2.3.2.1 SOLID164

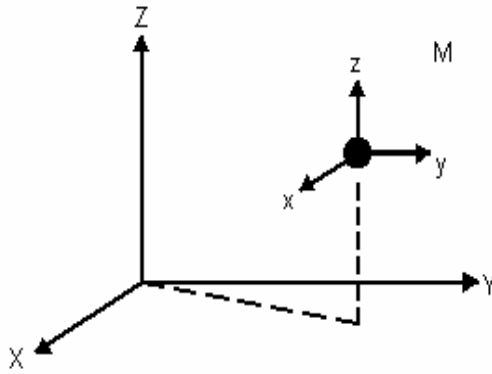


Şekil 2.9: Solid 164 Eleman tipinin geometrisi.

Explicit SOLID164 3-D 8 - Node Tetrahedral Structural Solid

Şekil 2.9 da elemanın özellikleri gösterilmektedir.

2.3.2.2 Mass166



Şekil 2.10: Mass 166 Eleman tipinin geometrisi.

Mass elemanların her birine “Real Constant” olarak 3000 kg yük tanımlanmıştır. Şekil 2.10 elemanın özellikleri gösterilmektedir.

Mass166 düğüm noktalarında tanımlanmalıdır. İlk önce uygulanacak düğüm noktaları seçilmelidir. Daha sonra menülerden Preprocessor / Model / Create / Elements / Auto Numbered / Thru Nodes işaretlenir. Buradan Mass166 nın uygulanacağı düğüm noktası “pick” seçilerek işlem tamamlanır.

Tablo 2.3 'de gerçekleştirmiş olduğumuz sonlu eleman analizinde kullanılan apron ve slab geometrilerinin eleman tipi, malzeme modeli ve eleman sayıları gösterilmektedir.

Geometri	Eleman Tipi	Malzeme Modeli	Eleman Sayısı
Apron	SOLID164 3-D 8-Node Tetrahedral Structural Solid	Linear Isotropic Elastic Model	70943
	Solid164	Bilinear Isentropic Model	4943
Slab	Mass 166	Bilinear Isentropic Model	4

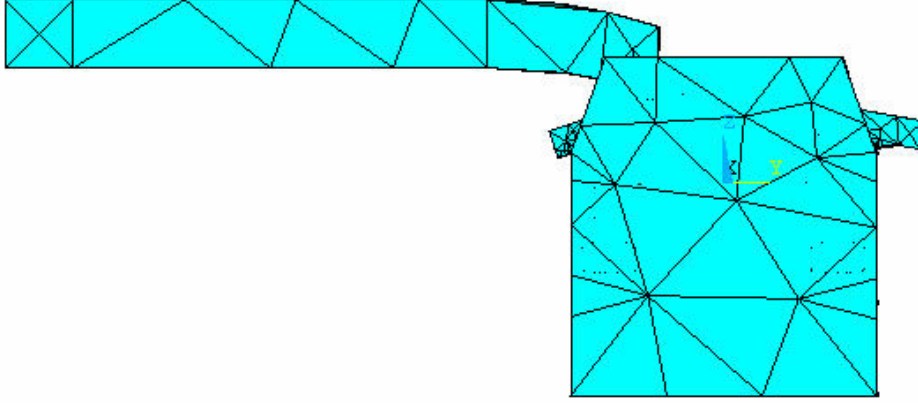
Tablo 2.3: Apron ve Slab geometrilerinin, eleman tipleri, malzeme modelleri ve eleman sayıları.

2.3.3 Sonlu Elamanlar Ağının Oluşturulması

Ağ kalitesi analizin sağlıklı sonuç vermesi açısından önemlidir. Kullanılan katı elemanların orijinal şeklinden ve uygun en boy oranlarından çok uzaklaşmaları analizin doğru sonuç vermesini engeller.

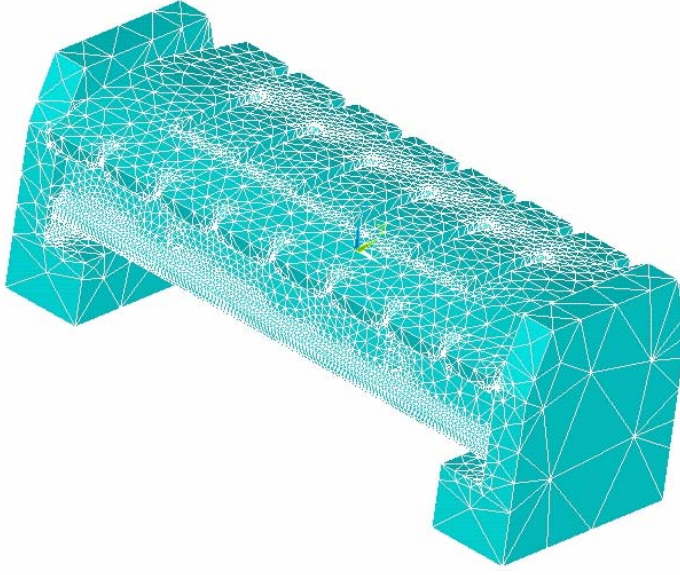
Sonlu eleman analizi gerçekleştirirken, kullanılan nümerik program kullanılan parçaları en küçük elemanlara bölerek ve bu elemanlara genel yapının malzeme modeli özellikleri yüklenerek, elemanlar arasındaki etkileşimlerle adım adım çözümü elde etmektedir. Bu nedenle yapılan analizin doğru ve geçerli olabilmesi için kullanılan eleman tipi ve (ağ yoğunluğu) bölünen eleman sayısı büyük önem taşımaktadır. Bununla birlikte yoğun bir ağ oluşturulduğunda (yani fazla sayıda elemanlara bölünme yapıldığında) ise hesaplama süresi ve hesaplama maliyeti yeterli bir PC' nin sınırlarını oldukça zorlamaktadır. Bu handikabı olabildiğince ortadan kaldırmak için analizde etkileşime girecek bölgeler daha yoğun ağ diğer bölgeler ise

daha seyrek ağ örgüsü yapılarak , hem çözümün geçerli sınırlar içerisinde kalması hem de çözüm maliyetlerinin kabul edilebilir seviyelerde olması sağlanmaktadır.

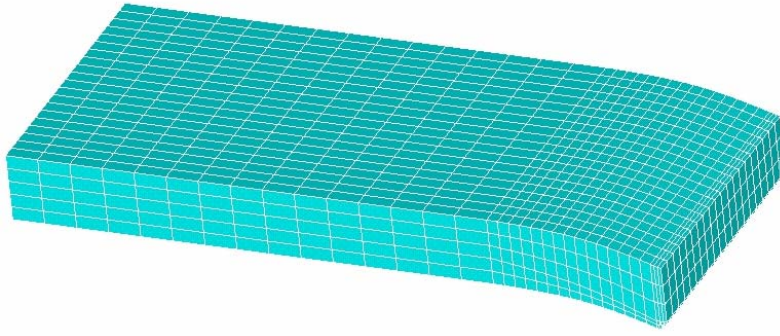


Şekil 2.11: Geometrilerin Ağ edilmiş durumları.

Şekil 2.12 ve 2.13 'te de görülebileceği gibi analizde asıl üzerinde odaklandığımız apron, slaba oranla daha yoğun olarak ağ yapılmıştır. Ağ yoğunluğunun önemi konusuna değindik, ağ oluşturulurken dikkat edilmesi gereken bir başka nokta ise ağ elemanlarının düzgün geometride olmasıdır. Özellikle Explicit dinamik analiz gerçekleştirirken ağ düzgün geometrideki elemanlardan oluşmalıdır. Köşeli olmayan silindirik ve küresel geometrileri meshlemenin en kolay yolu free (serbest) ağ oluşturmaktır. Bu seçenek kullanıldığında kullanılan program geometriyi meshlemek için üçgenler ve üçgen prizmalar kullanmaktadır. Örnek olarak Şekil 2.13 ve 2.14'de apron geometrisinin mapped mesh ve free mesh kullanılarak oluşturulduğu durumlar gösterilmiştir.



Şekil 2.12: Apronun *free mesh* oluşturulmuş geometrisi.



Şekil 2.13: Slabın mapped mesh oluşturulmuş geometrisi.

Şekil 2.12 de gösterilen apronun ağ modelinde ağ oluşturulurken katı eleman tipi olan tetrahedron kullanılmıştır. Şekil 2.13 te ise slabın hexagonal katı eleman tipi kullanılarak mapped mesh oluşturulduğu gösterilmektedir. Mapped mesh yapılırken Booleans / divide operasyonu ile hacim 4 parçaya bölünmüştür.

2.4 TEMASLARIN TANIMLANMASI

Çarpma / darbe analizlerinde etkileşime girecek olan modeller arasında sürtünmeler ve temaslar olur. Birbiri ile etkileşime giren modeller arasında ortaya çıkan kuvvet ve momentum transferleri temas – darbe algoritmaları ile sağlanır. Birbiri içerisine geçen yüzeyler arasına hayali yaylar yerleştirilerek oluşacak olan yay kuvvetleri sayesinde yüzeyleri dışarı çıkartmaya çalışır. Dinamik analizlerde temas – darbe algoritmaları:

- a) Birbirine temas edecek nod ve elemanlarla birlikte iç içe geçme miktarını (penetrasyon derinliğini) tespit ederler.
- b) İç içe geçen temas yüzeylerini – elemanlarını dışarı çıkarak gerekli temas kuvvetlerini hesaplar.

Penetrasyon derinliği;

$$\text{Penetrasyon derinliği} = \min \left[\frac{Hacim}{Alan}, 0.5 \times \sqrt{Alan} \right]$$

Formülü ile hesaplanır.

Temas kuvvetlerinin hesabı ise;

$$k = \frac{f_s \times Alan^2 \times K}{Hacim}$$

f_s : Arayüz stiffness' i için katsayı (sabit)

Formülasyonu ile hesaplanmaktadır.

ANSYS-LSDYNA' da her durum için ayrı tanımlanabilen temas ifadeleri mevcuttur. Darbe analizi gerçekleştirirken etkileşime girecek olan modellerde hasar meydana gelmeyecek ise * **SURFACE_TO_SURFACE** tipi temas tanımlaması gerçekleştirdik. **SURFACE_TO_SURFACE** ifadesi ilişkilendirilen iki modelin yüzeylerinin birbiri ile tanıştırıldığı anlamına gelmektedir. **NODE_TO_SURFACE** temas, iki cisimden birinin yüzey nodları diğer cismin yüzeyine temas etmesi durumunda kullanılmaktadır. Tek yönlü temas kontrolü yaptığından en hızlı temas algoritmasıdır. Bu nedenle apron ve slab modellerinin her biri arasında explicit dinamik analizde **NODE TO SURFACE** tanımlaması yapılmıştır. Algoritma sadece temas nodlarının hedef yüzeye temas etmesi durumunu dikkate alır. [10] **ANSYS-**

LSDYNA' da özellikle yüksek hız ve yoğun ağ (mesh) durumlarında penetrasyonu (iç içe geçme) önlemek ve analizin doğru çalışmasını sağlamak amacıyla ***CONTROL_CONTACT** kartı ile bazı özel değişkenler tanımlanmalıdır.

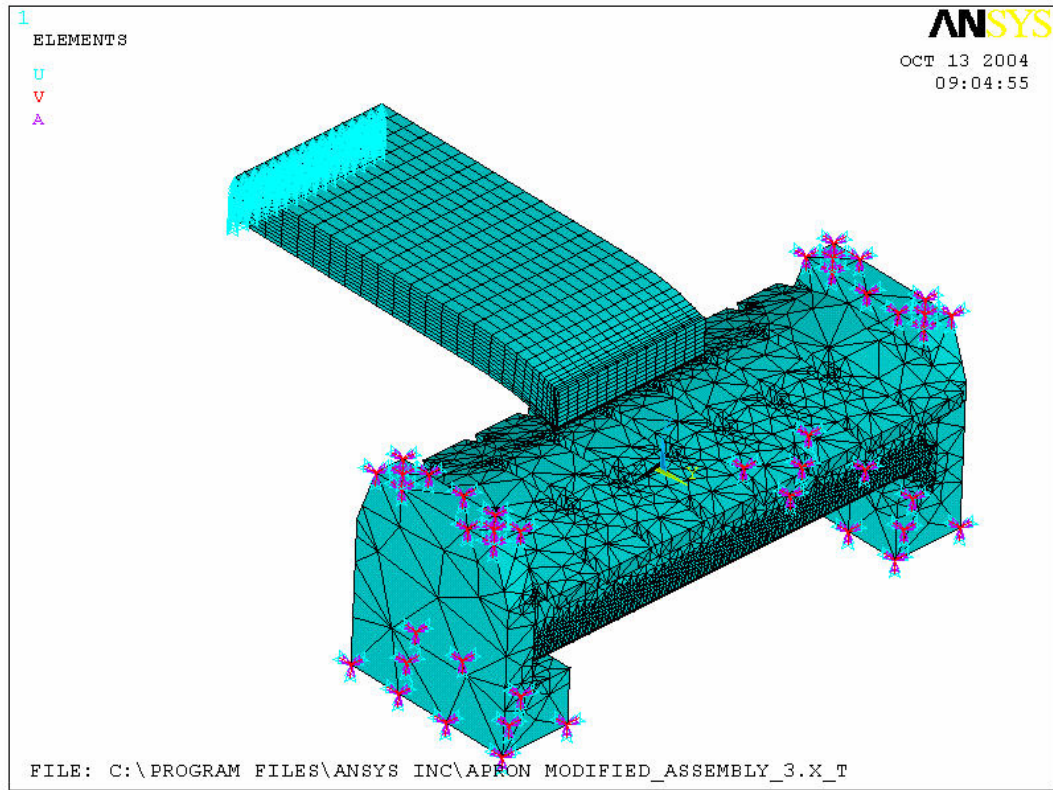
CURRENT EXPLICIT DYNAMIC CONTACT DEFINITIONS			
1 General Node To Surface Contact Defined Between:			
Part Contact Entity	1		
And Part Target Entity	2		
FS =	0.15000	FD =	0.15000
		DC =	0.0000
		VC =	0.0000
VDC =	0.0000		
BT =	0.0000	DT =	0.10000E+08

Tablo 2.4: 1. Dinamik Modelin temas tanımlamaları.

2.5 SINIR ŞARTLARININ TANIMLANMASI

Apron R1 Kaba haddesinin gövdesine şimler vasıtası ile monte edilmiştir. Sınır şartları Şekil 2.15 'den de anlaşıldığı gibi apron ayaklarından ve kulaklarından bütün yönlerden tutulmak suretiyle tanımlanmıştır.

Slab ise hadde merdanelerinin slaba değme yüzeyi referans alınarak Şekil 2.15 te görüldüğü gibi geometrinin bir tarafındaki alandan Z yönünde tutulmak suretiyle sınır şartları tanımlanmıştır.



Şekil 2.14: 1. Dinamik Model için Apron ve Slab için tanımlanan sınır şartları.

2.6 HIZ İFADESİ

ANSYS-LSDYNA ile hız ataması iki şekilde gerçekleştirilebilir, ilki her bir geometriyi oluşturan elemanlar kendi aralarında ***CREATE_PART** komutuyla PART olarak gruplandırılır. Örneğin PART1, PART2, PART3 gibi daha sonra hangi PART' a hız tanımlanacaksa **Initial Velocity > Apply > On Parts** adımlarıyla PART seçilir ve hız tanımlanır. İkinci yol ise hız tanımlayacağımız modelin tüm nodlarını (düğüm noktaları) bir arada toplayarak bir grupta (companent) tanımlamak. Ve bu tanımladığımız komponent' e **Initial Velocity > Apply > On Nodes** adımlarıyla ilerleyerek ve komponent seçilerek hız ataması yapılabilir. Örneğin gerçekleştirilen darbe analizinde hız tanımlayacağımız geometri “slab” olduğundan, “slab” ı ifade eden düğüm noktalarının hepsini bir isim altında topladık ve analiz için bu tanımladığımız gruba (companent) belirli bir değer ve belirli bir doğrultuda hız ataması gerçekleştirdik. **ANSYS-LSDYNA** Komut dosyasında hız ifadesi ***INITIAL_VELOCITY** ile belirtilir. Komut dosyası bir metin işleme programı ile açılarak sadece ***INITIAL_VELOCITY** tanımı altındaki değer değiştirilerek farklı hızlar için aynı analiz çalıştırılabilir.

List Initial Velocity Defined on Part/Part Assembly

Initial Velocity in terms of degree of freedom on Part:				2
Translation	: Vx =	0.0000	Vy =	1.5000
			Vz =	0.0000
Rotation	: Ox =	0.0000	Oy =	0.0000
			Oz =	0.0000

Tablo 2.5: Modellere uygulanan yük olarak tanımlanan başlangıç hızı değerleri.

3 SONLU ELEMENLAR ANALİZİ

3.1 EXPLICIT DİNAMİK TEORİSİ

Şekil 3.1a' da gösterilen esnek cisimlerin hareketi rijit cisimlerden farklı olarak cisim içinde noktadan noktaya değişebilmektedir. Bu tür cisimlerin her bir noktasındaki hareketi / davranışı diferansiyel denklemle tanımlanır. Cisim içindeki herhangi bir nokta, Şekil 3.1b deki gibi sonsuz küçüklükte bir küp olarak düşünülüp bu küpün yükleme altında dengesi kullanılarak noktanın diferansiyel hareket denklemi çıkarılabilir. Aşağıda elde edilen hareket denklemi ve sınır şartları tensörel notasyonda gösterilmektedir.

$$\sigma_{ij,j} + \rho b_i - \rho \ddot{\chi}_i = 0 \quad : \text{ cismin } V \text{ hacmi üzerinde (1.1)}$$

$$\sigma_{ij} n_j = T_i \quad : \text{ zorlama yüzeyi } S_T \text{ üzerinde (1.2)}$$

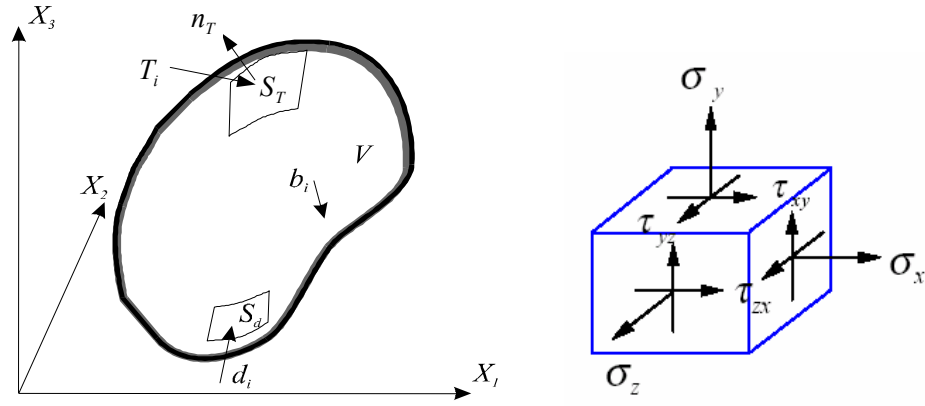
$$\chi_i = d_i \quad : \text{ yer değiştirme yüzeyi } S_d \text{ üzerinde (1.3)}$$

σ_{ij} : Cauchy gerilme tensörünü,

ρ : malzemenin o anki yoğunluğunu

$n_j S_T$: zorlama yüzeyine normal doğrultuda olan birim dış vektörü ifade eder.

denklem 1.1' e güçlü (strong) formu da denir. Bu denklem sınır şartlarıyla birlikte cisim üzerindeki ve yüzeylerdeki her noktada sağlanmalıdır.



Şekil 3.1: a) Lagrange uzayında bulunan 3 boyutlu cisim. b) Cisim içindeki bir noktada gerilme durumu.

3.1.1 Virtüel İş Prensibi

Diferansiyel hareket denklemi eğer çözülebilirse cisim içindeki her bir noktanın hareketini tüm zamanlar için verir. Yalnız karmaşık geometriye sahip ve/veya yüklemeye maruz cisimlerde bu denklemi çözmek çok zordur veya imkansızdır. Bu gibi durumlar mühendisleri diferansiyel denklemin çözümüne özdeş, yeni ve daha kolay çözümlere yöneltmiştir. Bunlardan biri de virtüel iş ilkesidir. Virtüel iş ilkesinde cismin davranışı diferansiyel hareket denklemi yerine, cismin üzerine etkiyen iç ve dış kuvvetlerin yaptığı işlerin dengesinden elde edilir. Bu tür çözüme hareketin zayıf (weak) formu da denir. Zayıf formda, şartlar cisim üzerindeki her noktada sağlanmak zorunda değildir, bunun yerine şartlar cismin toplamı üzerinde ve ortalama olarak sağlanır. Zayıf formun kullanımı sonuçların doğruluğunu etkilemez.

Hareket denkleminin zayıf formunu elde ederken, S_d bölgesi üzerinde yer değiştirme sınır şartını sağlayan herhangi bir virtüel (hayali) yer değiştirme δx_i düşünülür. Denklem (1.1)'i virtüel yer değiştirme ile ve cismin hacmi üzerinde integre edersek:

$$\int_V (\sigma_{ij,j} + \rho b_i - \rho \ddot{x}_i) \delta x_i dV = 0 \quad (1.4)$$

elde edilir.

Denklem (1.4)' ün sıfıra eşit olması için parantez içinde kalan ifadenin, geçerli herhangi bir virtüel yer değiştirme için, sıfıra eşit olması gerekir. Buradan da denklem (1.4)' ün Denklem (1.1)' e eşdeğer olduğu görülmüş olur. Kısmi türev kullanılarak

$$(\sigma_{ij} \delta x_i)_j = \sigma_{ij,j} \delta x_i + \sigma_{ij} \delta x_{ij} \quad (1.5)$$

elde edilir. Denklem (1.5) denklem (1.4) de ilk terimde yerine konarak:

$$\int_V ((\sigma_{ij} \delta x_i)_j - \sigma_{ij} \delta x_{i,j} + \rho b_i \delta x_i - \rho \ddot{x}_i \delta x_i) dV = 0 \quad (1.6)$$

elde edilir. Gauss teoreminden denklem (1.6) deki ilk bileşen şöyle ifade edilebilir:

$$\int_V (\sigma_{ij} \delta x_i)_j dV = \int_{S_T} (\sigma_{ij} \delta x_i) n_j dS \quad (1.7)$$

Yüklemeye yüzeyinin sınırları kullanılarak denklem (1.2) ve (1.7) şöyle yazılabilir:

$$\int_V (\sigma_{ij} \delta x_i)_j dV = \int_{S_T} T_i \delta x_i dS \quad (1.8)$$

Gerilme tensörü simetrik olduğundan, denklem (1.6)' deki ikinci terim şöyle yazılır:

$$\begin{aligned} \int_V \sigma_{ij} \delta x_{i,j} dV &= \int_V \frac{1}{2} (\sigma_{ij} \delta x_{i,j} + \sigma_{ji} \delta x_{j,i}) dV \\ &= \int_V \sigma_{ij} \frac{1}{2} (\delta x_{i,j} + \delta x_{j,i}) dV \\ &= \int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV \end{aligned} \quad (1.9)$$

Burada $\delta \varepsilon_{ij}$, virtüel yer değişimi δx_i ' yi veren virtüel gerilme tensörüdür.

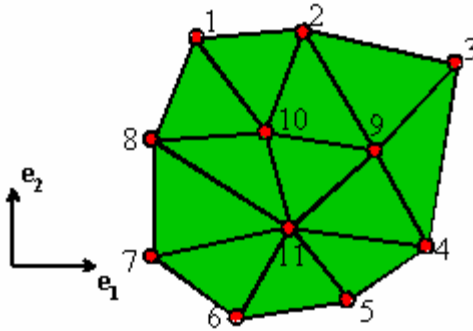
Denklem (1.8) ve (1.9)'i denklem (1.6)'de yerine koyarak

$$-\int_V \rho \ddot{x}_i \delta x_i dV - \int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV + \int_V \rho b_i \delta x_i dV + \int_{S_T} T_i \delta x_i dS = 0 \quad (1.10)$$

elde edilir. Denklem (1.10), Şekil 3.1’ de tanımlanan genel bir üç boyutlu problem için virtüel iş prensibi ifadesidir.

3.1.2 Geometrinin Bölünmesi (Diskritizasyonu)

Sonlu elemanlar denklemlerini çıkarmak için bir sonraki adım geometrik uzayın bölünmesidir. Cismin karmaşık şekli, aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi eleman adı verilen daha basit şekillere bölünür. Elemanlar birbirine köşelerindeki düğüm noktalarından bağlıdır. Düğüm noktaları ve elemanlar sonlu eleman modelini (mesh) oluşturur.



Şekil 3.2: Geometrik uzayın elemanlara bölünmesi.

Yer değiştirme alanının sonlu eleman ağı boyunca sürekliliğini sağlamak amacıyla enterpolasyon fonksiyonları (şekil fonksiyonları olarak da bilinirler) kullanılır. Şekil fonksiyonları eleman içerisindeki noktaların yer değiştirmesi ile düğüm noktalarının yer değiştirmesi arasında ilişki kurarlar:

$$\delta x_i = \sum_{a=1}^n N_a \delta x_{ai} \quad (1.11)$$

Denklem (1.11)’ de δx_i ’ ler eleman içindeki bir noktanın yer değiştirmelerini, n elemanın düğüm noktası sayısını, N_a a düğüm noktasındaki şekil fonksiyonunu ve δx_{ai} a düğüm noktasındaki yer değiştirmeleri göstermektedir.

Benzer ifadeler aşağıdaki gibi eleman içindeki bir noktanın koordinatları, hızları ve ivmeleri içinde yazılabilir:

$$\begin{aligned}\chi_i &= \sum_{a=1}^n N_a \chi_{ai} \\ \dot{\chi}_i &= \sum_{a=1}^n N_a \dot{\chi}_{ai} \\ \ddot{\chi}_i &= \sum_{a=1}^n N_a \ddot{\chi}_{ai}\end{aligned}\tag{1.12}$$

Denklem (1.12)'de χ_{ai} , $\dot{\chi}_{ai}$, $\ddot{\chi}_{ai}$, a düğüm noktasının sırasıyla yer değiştirmelerini, hızlarını ve ivmelerini göstermektedir. Şekil fonksiyonları ile bir fonksiyonun herhangi bir noktasındaki değeri, o fonksiyonun düğüm noktasındaki değerleri kullanılarak tahmin edilir. Tahminin doğruluğu şekil fonksiyonuna ve fonksiyonun derecesine bağlıdır.

Sonlu eleman bağıntıları denklem (1.10)'de verilen virtüel iş denklemini uzayda bölerek (diskritize ederek) bulunur. Cismin virtüel iş denklemi, sistemdeki her elemanın potansiyel enerjilerinin toplanmasıyla elde edilir. Denklem (1.9) dikkate alınarak denklem (1.10) şöyle yazılabilir:

$$\sum_{m=1}^M \left\{ \int_{V_m} \rho \ddot{\chi}_i \delta \chi_i dV_m + \int_{V_m} \sigma_{ij} \delta \chi_{i,j} dV_m - \int_{V_m} \rho b_i \delta \chi_i dV_m - \int_{S_T} T_i \delta \chi_i dS_m \right\} = 0\tag{1.13}$$

burada, M sistemdeki toplam eleman sayısıdır, V_m elemanın hacmidir. Daha sonra, virtüel yer değiştirmeler, $\delta \chi_i$ ve ivmeler $\ddot{\chi}_i$, denklem (1.11) ve (1.12)'deki şekil fonksiyonu enterpolasyonlarıyla değiştirilir:

$$\begin{aligned}\sum_{m=1}^M \left\{ \int_{V_m} \rho (N_{\beta} \ddot{\chi}_{\beta}) (N_a \delta \chi_{ai}) dV_m + \int_{V_m} \sigma_{ij} (N_{a,j} \delta \chi_{ai}) dV_m \right. \\ \left. - \int_{V_m} \rho b_i (N_a \delta \chi_{ai}) dV_m - \int_{S_T} T_i (N_a \delta \chi_{ai}) dS_m \right\} = 0\end{aligned}\tag{1.14}$$

burada δx_{ai} ve $\ddot{x}_{ia}$ sırasıyla yer değiştirmeler ve düğüm noktalarındaki ivmeleri göstermektedir. Düğüm noktalarındaki virtüel yer değiştirmeler (δx_{ai}) sabit değerlerdir ve integral dışına alınabilirler. Ayrıca denklem (1.13) sadece küçük virtüel yer değiştirmeleri için geçerli olduğundan, δx_{ai} denklem dışına alınabilir:

$$\sum_{m=1}^M \left\{ \int_{V_m} \rho N_a N_\beta \ddot{x}_{\beta i} dV_m + \int_{V_m} N_{aj} \sigma_{ij} dV_m - \int_{V_m} N_a \rho b_i dV_m - \int_{S_T} N_a T_i dS_m \right\} = 0 \quad (1.15)$$

Denklem (1.15) şöyle de yazılabilir:

$$\sum_{m=1}^M \left\{ \int_{V_m} \rho N_a N_\beta dV_m \right\} \ddot{x}_{\beta i} = \sum_{m=1}^M \int_{V_m} N_a \rho b_i dV_m + \sum_{m=1}^M \int_{S_T} N_a T_i dS_m - \sum_{m=1}^M \int_{V_m} N_{a,j} \sigma_{ij} dV_m \quad (1.16)$$

Denklem (1.16) matris formunda sadeleştirilirse:

$$[M] \{\ddot{x}\} = \{F\} \quad (1.17)$$

burada, $[M]$ kütle matrisi $\{\ddot{x}\}$ ivme vektörü ve $\{F\}$ tüm iç ve dış kuvvetlerin vektörel toplamıdır. $[M]$ kütle matrisi şöyle ifade edilebilir:

$$[M] = \sum_{m=1}^M \int_{V_m} \rho N^t N dV_m \quad (1.18)$$

3.1.3 Zaman Diskritizasyonu

Denklem (1.17) hareketin sonlu eleman denklemidir ve zamana göre çözülmesi gerekmektedir. Dinamik doğrusal olmayan sonlu eleman problemlerinin çözümünde direk integrasyon metotları kullanılabilir. Direk integrasyon metotlarında sonlu eleman denklemlerinin tüm zaman aralığı için çözümü yerine, bu aralık içinde bazı

zaman noktaları için çözümleri aranır. Bu zaman noktaları için Denklem (1.17)'deki sonlu eleman denklemi şöyle yazılabilir:

$$[M]\{\ddot{x}\}_n = \{F\}_n \quad (1.19)$$

burada $\{\ddot{x}\}_n$, t_n anındaki bir noktanın ivme vektörüdür ve $\{F\}_n$, t_n anındaki tüm iç ve dış kuvvet vektörlerinin toplamıdır. Zaman boyutu içinde iki ardışık zaman noktası (t_n ve t_{n+1}) arasındaki aralık zaman adımı, Δt_n olarak adlandırılır ($\Delta t_n = t_{n+1} - t_n$). Zaman adımının büyüklüğünün çözümün doğruluğu üzerinde büyük bir etkisi vardır.

Sonlu eleman denkleminin zaman içindeki diskritizasyonu için merkezi farklar açık (explicit) metodu kullanılır. Bu formülasyonda hız vektörü zaman adımlarının yarısında hesaplanır. Başka bir ifade ile yer değiştirme ve ivme vektörleri $t_1, \dots, t_n, t_{n+1}, \dots, t_f$ (burada t_f problemin bitiş zamanıdır) zamanlarında hesaplanırken, hız vektörü $t_{1/2}, \dots, t_{n-1/2}, \dots, t_{f-1/2}$ zamanlarında hesaplanır. Metot t_0 zamanındaki yer değiştirmelerin, t_0 ve $t_{1/2}$ anındaki (t_0 anından yarım zaman adımı önceki) hızların başlangıç değerlerinin tahmin edilmesi ile başlar. Çözüm aşağıdaki merkezi farklar bağıntıları kullanılarak adım adım elde edilir.

$$\dot{x}_{n+1/2} = \dot{x}_{n-1/2} + \ddot{x}_n \Delta t_n \quad (1.20)$$

$$x_{n+1} = x_n + \dot{x}_{n+1/2} \Delta t_{n+1/2} \quad (1.21)$$

$$\dot{x}_{n+1} = M^{-1} F_{n+1} \quad (1.22)$$

$$\Delta t_{n+1/2} = \frac{1}{2}(\Delta t_n + \Delta t_{n+1}) \quad (1.23)$$

3.1.4 Çözüm adımları

Bir önceki çevrim olan $t_{n-1/2}$ anındaki hız vektöründen t_n anındaki yer değiştirme ve ivme vektörleri hesaplanır.

Bir önceki çevrimdeki bilgiden şu anki (t_{n+1}) çevrimdeki çözümü bulmak için faydalanılır.

Öncelikle denklem (1.20)'den $t_{n+1/2}$ anındaki hız vektörü hesaplanır.

Bu vektör daha sonra denklem (1.20)'de t_{n+1} anındaki yer değiştirme vektörünü hesaplamak için kullanılır.

Daha sonra model içerisindeki her bir elemanın gerilme ve şekil değiştirme değerleri hesaplanıp, gerilmelerden türetilen iç kuvvetler bulunur. Bundan sonra, düğüm noktalarının serbestlik derecelerindeki iç ve dış kuvvetler kuvvet vektörünü elde edebilmek için toplanır.

t_{n+1} anındaki ivme vektörü denklem (1.22)'deki kuvvet vektörü kullanılarak bulunur.

Son adım $\Delta t_{n+1/2}$ zaman adımının denklem (1.23)'ü ve zaman adımını kullanarak hesaplanmasıdır. Merkezi farklar metodunun doğruluğu Δt^2 'inci derecedendir. Explicit metotta zaman adımı çok küçük olduğundan (genellikle zaman adımları 10^{-6} saniye civarındadır), zaman integrasyonu metodundan gelen hata zaman adımları kararlılık şartını sağladığı sürece çok küçüktür.

3.1.5 Zaman Adımı Kriteri

Açık (explicit) dinamik sonlu eleman analizlerinde zaman adımlarının seçimi kritik öneme sahiptir. Büyük zaman adımı çözümü kararsızlığa sürüklerken, küçük zaman adımı hesap maliyetlerini oldukça artırır. Bu nedenle kritik zaman adımı doğru bir şekilde bulunmalıdır. Kritik zaman adımı açık (explicit) metodun kararlılık şartlarını sağlamalıdır. Örneğin, zaman adımı gerilme dalgasının her zaman adımı döngüsünde birden fazla eleman içinden geçmesini önleyecek kadar küçük seçilmelidir. Bu Courant kriteri kullanılarak yapılabilir:

$$\Delta t_e = \frac{1}{c} \quad (1.24)$$

burada Δt_e model içerisindeki bir eleman için kritik zaman adımıdır. L kritik uzunluktur (eleman içerisindeki en kısa kenardır) ve c dalga hızıdır. Tek boyutlu elemanlar için c dalga hızı şöyle hesaplanabilir:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (1.25)$$

burada E ve ρ sırasıyla malzemenin elastisite modülü ve yoğunluğudur. Denklem (1.24) ve (1.25) birleştirilerek çubuk eleman için zaman adımı şöyle bulunur:

$$\Delta t_e = l \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (1.26)$$

Dalga hızının benzer ifadeleri, iki ve üç boyutlu elemanlar için de yazılabilir: Katı (Solid) elemanlar için:

$$c = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)\rho}} \quad L_e = \frac{V_e}{A_{e\max}} \quad (1.27)$$

Modeldeki tüm elemanlar için hesaplanan zaman adımlarından en küçüğü, çözüm döngüsünün kritik zaman adımı olarak kabul edilir. Explicit dinamik çözümün kararlılığından emin olmak için, hesaplanan kritik zaman adımından daha küçük bir değer kullanılır. Kararlılık için kullanılan zaman adımı denklem (1.28)' de gösterilmektedir:

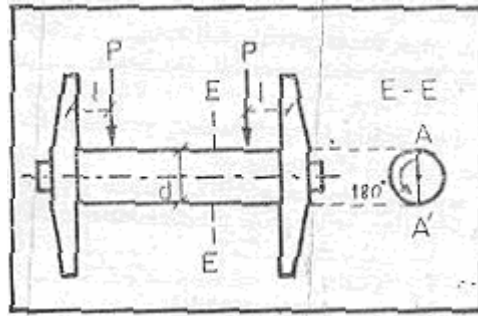
$$\Delta t^{n-1} = a \cdot \min\{\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3, \dots, \Delta t_N\} \quad (1.28)$$

a ile temsil edilen küçültme katsayısı ise genellikle $a=0.9$ dur.

3.2 YORULMA (FATIGUE) TEORİSİ

Hareketli yüklerin, toplam yükün önemli bir oranı teşkil etmesi halinde yapılara değişken yükler etki eder ve sonucunda yapı elemanlarında değişken gerilmeler meydana gelir.

Herhangi bir kesitin, $\sigma_{\min}$ ile $\sigma_{\max}$ arasında değişken gerilme altında kalması **yorulma** olayıdır.



Şekil 3.3: Örnek yorulma yükleri.

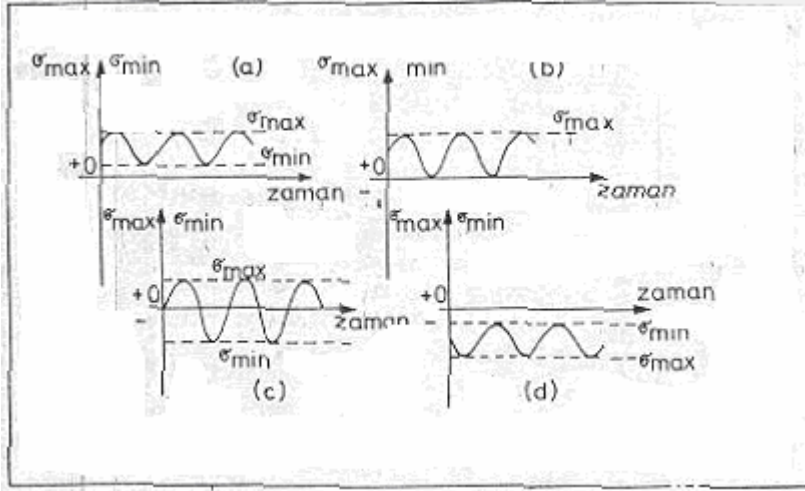
Şekil 3.3 deki A noktasının A' noktasına gelmesini düşünersek A noktası $\sigma_b = P * l * \pi * d^3 / 32$ basınç gerilmesine maruzdur. A' noktasında ise aynı değerde çekme gerilmesine maruz kalacaktır. Böylece kesitin çevresindeki noktalar $\sigma_{\min} = -\sigma_b$ ile $\sigma_{\max} = \sigma_b$ arasında gerilmeye maruz kalacaktır.

Gerilmenin $\sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ arasında çok sayıda tekrarı, yorulma kırılmasına yol açmaktadır. Ani kırılmalar meydana gelir. Dolayısıyla cisimdeki $\sigma_{\max}$ değerinin, yorulma sınırını aşmaması gerekir.

Köprüler, raylar, dingiller, uçak kanatları gövdesi vs yorulmaya maruzdur. İngiltere de 1843'te Rankine ilk yorulma olayını ortaya atmıştır.

Bilimsel çalışmayı Wöhler 1858-1870'te yaptı. Dönel eğilme metoduyla Wöhler veya S-N eğrisini çizerek yorulma karakteristiğini belirledi.

3.2.1 Yorulma Deneyleri



Şekil 3.4: Yorulma deneyleri.

Gerilmeler iki sınır arasında, zamanın sinüzoidal bir fonksiyonu olarak devamlı değişmektedir. Çekme gerilmeleri (+) alınırsa,

(a)'da yalnız değişken çekme gerilmeleri oluşur.

(b)'de çekme gerilmeleri vardır ama $\sigma_{\min} = 0$ olur.

(c)'de $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ durumudur, hem basınç hem çekme gerilmeleri etkir. Alternatif gerilme halidir.

(d)'de değişen basınç gerilmeleri etkisindedir.

Gerilmenin $(\sigma_{\min} + \sigma_{\max})/2$ ' den başlayarak $\sigma_{\max}$ 'a kadar artıp sonra tekrar $\sigma_{\min}$ 'e inmesiyle yükleme yapılır. Belli defa bu işlem tekrarlanır. Saniyede yapılan tekrar sayısına frekans denir. Frekans yüksek olmalıdır. Bu sayede deney süresi kısılır.

$\sigma_{\max}$ Yeterince büyükse, belli bir yükleme sayısında malzeme mukavemetini kaybedip, kırılır. $\sigma_{\max}$, genelde akma sınırından düşüktür. Fakat yorulma olayında bu $\sigma_{\max}$ değerinde numune kırılabilir.

Yorulma deneyi en basit olarak, dönel eğilme metoduyla yapılır. Alternatif gerilme hali uygulanır.

Bazı durumlarda yorulma olayını tarif eden, $\sigma_{\min} - \sigma_{\max}$ yerine “ortalama gerilme” ve “ortalama gerilme genliği” kullanılır. Bunlar ;

$$\text{Ortalama gerilme} \Rightarrow s = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\text{Ortalama gerilme genliği} \Rightarrow q = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{\max} = s + q \quad ; \quad \sigma_{\min} = s - q \quad \text{olur.}$$

3.2.2 Yorulma Kırılmasının Genel Karakteri

Yorulma kırılmasında önemli miktarda plastik deformasyon olmamaktadır (metalde). Kırılmaya çok yaklaşıldığı zaman kristal yapıda değişiklik olur.

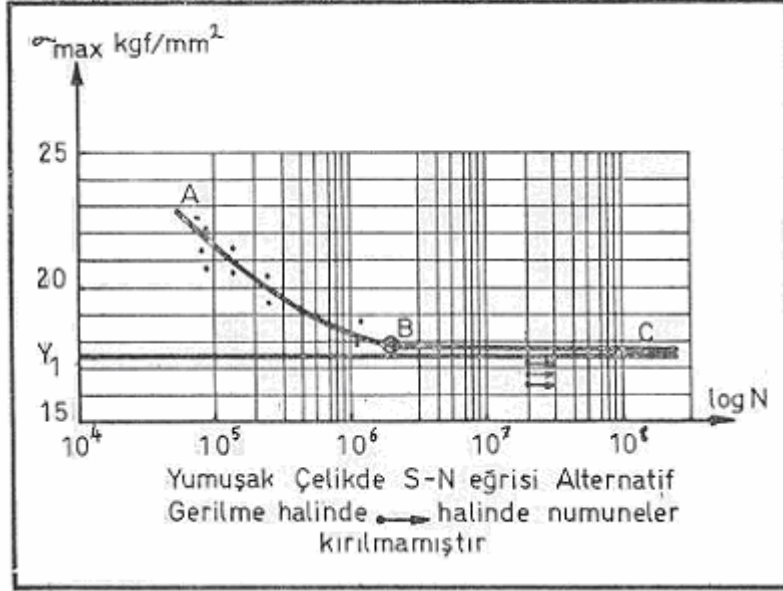
Cismin ,yorulma olayından sonra kırılma yüzeyi incelenirse; 2 farklı yüzey görünür. 1. yüzey parlaktır. 2. yüzey ise pürüzlü olup gevrek malzemenin kopma kesitine benzer.

Yorulma kırılması şöyle oluşur; önce değişken kuvvetlerden dolayı yüzeyde çatlak oluşur ve kuvvetler uygulamaya devam ettikçe çatlak derinleşir. Çatlağın oluşmasıyla meydana gelen iki dudak, birbiri üzerinde sürtünerek parlak yüzeyler oluşturulur. Çatlak genişledikçe kuvvete karşı koyan kesit küçülür ve gerilme iyice artar. Bu gerilme cismin kohezyon mukavemetine eşit olunca cisim aniden kopar ve 2. yüzey meydana gelir.

3.2.3 S-N Eğrisi; Yorulma Sınırı; Yorulma Mukavemeti

$\sigma_{\min} = b$ ve $\sigma_{\max} = a_1$ seçerek belli frekansta değişken gerilme uygulayalım. Malzeme kırıldığı anda hangi yükte kırıldıysa o yükte N_1 olsun. $a_1 - N_1$ ilk çiftimiz olur.

Sonra, $\sigma_{\min} = b$ deyip $\sigma_{\max} = a_2$ ($a_2 < a_1$) uygulanır ve N_2 bulunur. Böylece $a_2, a_3, \dots$ için $N_2, N_3 \dots$ sayıları bulunur. Y ekseninde “a” değerleri X ekseninde “Log N” değerleri yerleştirilir. Wöhler eğrisi elde edilir.



Şekil 3.5: Wöhler eğrisi.

Birinci kısımda; N arttıkça $\sigma_{\max}$ değerleri çok fazlaca azalmaktadır. Eğrinin bu kısımda eğimi büyüktür. 2. kısımda N arttıkça $\sigma_{\max}$ 'ın fazla azalmadığı ve hatta en sonunda yatay asimptot olduğu bölümdür. 1. ve 2. kısım bir B noktasıyla ayrılır.

Eğrinin yatay asimptot olduğu noktanın ordinatı Y_1 gibi bir değerdir. $\sigma_{\max} = Y_1$ halinde ne kadar fazla sayıda yükleme yapılırsa yapılsın malzeme kırılmaz. Y ; seçilen $\sigma_{\min} = b$ için malzemenin *yorulma sınırıdır*.

S-N eğrilerini çizmek için 8-10 noktaya ihtiyaç vardır. $\sigma_{\min}$ e $b_2, b_3, \dots$ gibi değerler verilerek $Y_2, Y_3, \dots$ elde edilir ve yorulma karakteristiği belirlenir.

Özellikle beton, doğal taş, ...vs. nın S-N eğrisinde yatay asimptotu yoktur. Dolayısıyla yorulma sınırı yoktur. Bu yüzden bunlarda, yorulma sınırı yerine yorulma mukavemeti esas alınır.

Yorulma mukavemeti, belli yükleme sonunda cisimde yorulma kırılması meydana getirmeyen en büyük gerilme olarak tanımlanır.

S-N için Weibull 'ün denklemi,

$$(\sigma_{\max} - Y)^m * N = k$$

Bu denklem, $\sigma_{\min}$ 'ın belli bir değeri için geçerlidir.

Y: $\sigma_{\min}$ 'ın belli değeri için yorulma sınırır.

N: $\sigma_{\max}$ 'ın belli değeri için kırılmaya sebep olan yükleme sayısıdır.

Stulen 'in denklemi ise;

$$\sigma_{\max}^n * N \left(1 - 0.5 \frac{N}{N_e} \right) = k_1$$

Prot denklemi;

$$\sigma_k = A + B \sqrt{\alpha}$$

3.2.4 Yorulma Olayında Dağılma

Yorulmadaki kırılmaların tesadüfi karakteri vardır. Dolayısıyla aynı şartlardaki numunelerde farklı yükleme sayıları çıkmaktadır. Aynı koşullarda farklı sonuçlar elde edilmesi “DAĞILMA” olayıdır. Yorulma kırılmalarında dağılma vardır.

Dağılmalar; düzgün parlatılmış çentiksiz, yüksek mukavemetli metaller, $\sigma_{\max}$ değeri küçük iken daha fazla çıkmaktadır. Bu dağılmalar istatistiksel olarak incelendiğinde Gauss ve Normal dağılıma uymazlar. Fakat log N ile çizildiğinde uyum vardır. Dağılmada 2 parametre önemlidir;

1. adedi ortalama ($\bar{x}$)
2. standart sapma (s) .

$$\bar{x} = \frac{\log N_{11} + \log N_{12} \dots}{m}$$

$$s = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{m - 1}}$$

m = Numune sayısı

belli olasılık değerlerine göre S – N eğrileri çizilir. Bunlarda S – N – P eğrileri denir.

Dağılmada yapılan kabul; kritik sayıda yükleme yapıldıktan sonra numunelerin % 50 sinden daha az kırılmasına neden olan $\sigma_{\max}$ değeri yorulma mukavemeti olarak alınır .

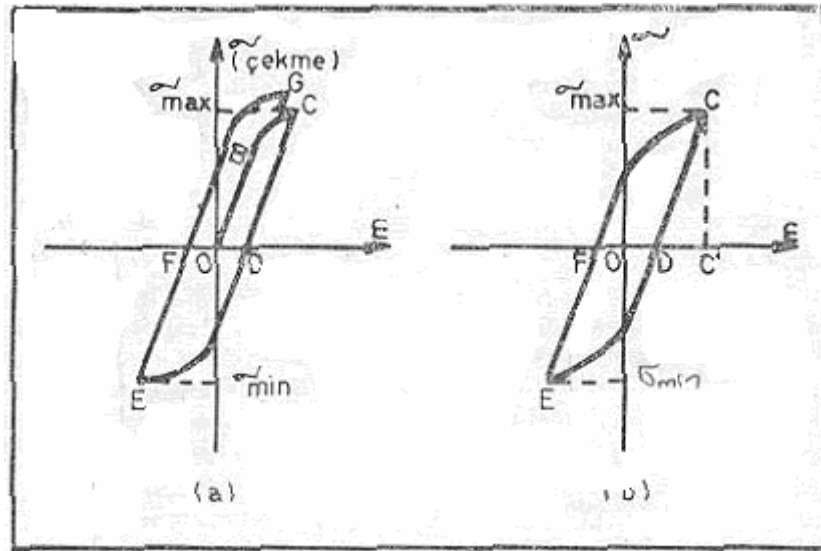
Dağılmanın 1. sebebi, iç yapıdaki farklılıklar 2. sebebi ise deney koşullarıdır.

Şunlar dağılmayı artırır;

- Tam aksenal yük gelmemesi, gerilmenin üniform olmaması
- Yüzeylerin temizliği
- Sıcaklık değişimi

3.2.5 Yorulma Halinde Deformasyon

Bir metal, alternatif gerilmeye tabi tutulsun. $\sigma_{\max}$ ise σ a akma sınırının üzerinde olsun ortalama gerilmeden itibaren (0 değeri) yük artırılır ve $\sigma_{\max}$ değerine ulaşılır. Bu noktada gerilme deformasyon eğrisi ($\sigma - \epsilon$), OBC eğrisini çizer.



Şekil 3.6: $\sigma_{\min} - \epsilon$ ve $\sigma_{\max} - \epsilon$ Eğrileri.

Yorulma uygulandığına göre C' den itibaren gerilme azaltılır ve CD eğrisi çizilir. C noktası cismin plastik deformasyon bölgesinde olduğundan tamamen geri dönemez ve CD çizilir. D noktasında $\sigma = 0$ olur ve bundan sonra basınç gerilmesi uygulanır. $\sigma_{\min}$ e kadar uygulanıp DE elde edilir. Tekrar gerilme azaltılıp F' ye gelinir. Sonra $\sigma_{\max}$ ' a gelinerek G elde edilir. Genelde G noktası C' den farklı olur.

Bu yüzden eğri açıktır. Fakat gerilme $\sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ arasında birkaç kez değişirse şu kapalı eğri elde edilir. (Şekil 3.6b)

Buradaki OC', $\sigma_{\max}$ altında yapılan toplam deformasyondur. Burada DC' arası elastik DO kısım plastiktir .

Kapalı şekildeki CDEFC alanı, yüklemde cismin yaptığı işi gösterir. Bu işin bir kısmı plastik deformasyondan dolayı cisimde depo edilir, diğer kısmı ısı olarak cisimde saklanır .

Deneyde soğutma tertibatı yapılmalıdır. Kapalı eğrinin alanı aynı zamanda sönüm (damping) kapasitesine gösterir. Sönüm ise bir yorulma karakteristiğidir .

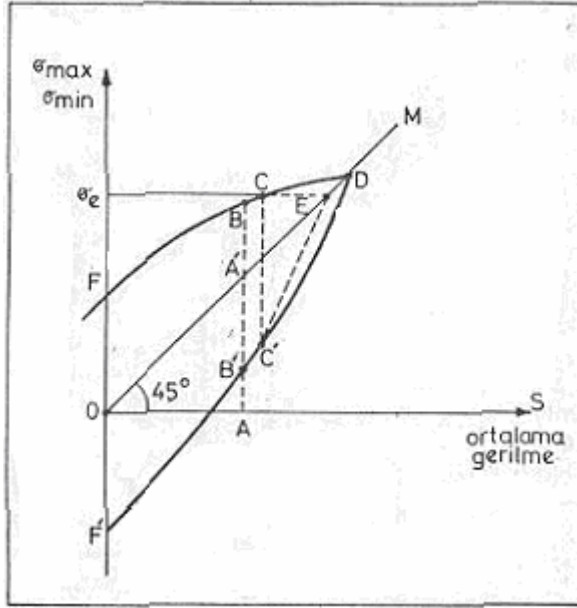
3.2.6 Yorulma Sınır Eğrileri

$\sigma_{\min}$ in farklı değerleri için bu hallere ait yorulma karakteristikleri bulunarak malzeme için daha net konuşulabilir. Buna göre $\sigma_{\min}$ in her değişik değeri için S – N eğrisi çizilerek bu eğriler yardımıyla her $\sigma_{\min}$ e ait yorulma sınırı bulunacaktır. Yapıdaki gerilme değerleri bu $\sigma_{\min} - Y$ değerleri arasında kaldıkça kırılma olmayacaktır . deney sonunda bulunan bu $\sigma_{\min} - Y$ değerlerinin birisi Goodman diyagramı, diğeri R – M eğrisi olmak üzere iki şekilde gösterilir. Böylece $\sigma_{\min}$ in 5 veya 6 değeri için Y bulunmasıyla sonuçlar genelleştirilir. Birbirine ait $\sigma_{\min} - Y$ değerlerini veren eğriler “yorulma sınır eğrisi “ olarak adlandırılır.

3.2.7 Goodman Diyagramı

X ekseninde $s = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ ile verilen ortalama gerilme, y ekseninde de $\sigma_{\min}$

ve $\sigma_{\max}$ yer alır . Çekme gerilmesi (+) alınmıştır .



Şekil 3.7: S - σ Eğrisi.

Önce 45° lik OM yi çizelim . $b = \sigma_{\min}$ ve $a = \sigma_{\max}$ olsun . Ox eksenini üzerinde $(a+b) / 2$ olan A noktasına işaretleyelim ve buradan dik çık. Bu dikme A' noktasında keser .

$AA' = (a+b) / 2$ dir. AA' üzerinde $A'B' = A'B = (a-b) / 2$ olacak şekilde B ve B' üstü nü işaretleyelim.

$\sigma_{\max} = s+q$ ve $\sigma_{\min} = s-q$ denklemleri ile B ve B' noktalarının ordinatları $\sigma_{\max}$ ve $\sigma_{\min}$ olacaktır. $\sigma_{\max}$ ve $\sigma_{\min}$ in farklı değerleri çizime devam edilirse FBCD ve F'B'C'D' eğrileri elde edilir.

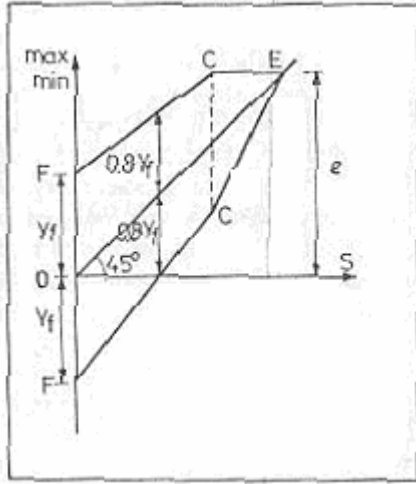
Goodman diyagramı için en az 6 tane S - N eğrisi gerekir. Bu ise fazla deney gerektirir. Bunun için şu işlemler yapılır;

1 - Şekil 3.7' deki FBC ve F'B'C' eğrileri doğru olarak alınır.

2 - $\sigma_{\min}$ in farklı değerleri arasında bağıntı kurulur. Yf, alternatif gerilme için, Yo 'da $\sigma_{\min} = 0$ için yorulma sınırı ise

$Y_o = 1,6 * Y_f$ bağıntısı olur.

Bunlara göre şekil 3.8 çizilirse



Şekil 3.8: Goodman sınır eğrisinin gösterimi.

Böylece σ_{min} 'in yalnız bir değerine ait yorulma sınırı veya mukavemetin bilinmesiyle Goodman sınır eğrisi belirlenir.

3.2.8 R – M Eğrisi

σ_{min} 'in değişik değerlerine ait yorulma sınırının veya mukavemetin gösterilmesi R – M eğrileriyle yapılır .

R : Range of stress = q

M : Mean stress = s

Çıkarılan denklemlerden;

Goodman ; $\frac{q}{Y_f} + \frac{s}{\sigma_t} = 1$ (a) denklemini çıkarmıştır .

σ_t : Metalin statik çekme mukavemeti

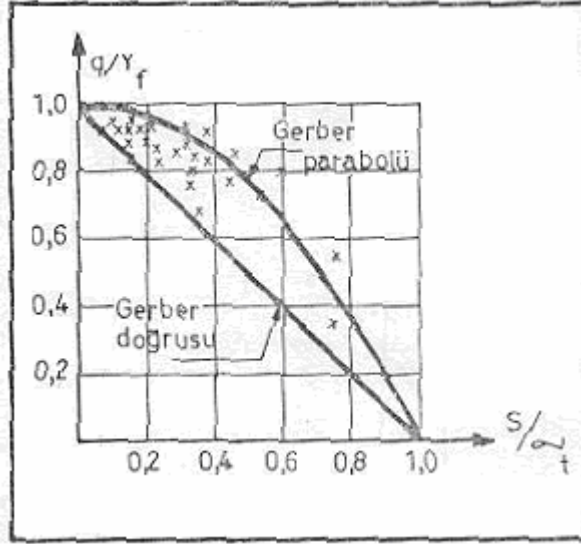
Gerber ise ; $\frac{q}{Y_f} + \left(\frac{s}{\sigma_t}\right)^2 = 1$ (b) i çıkartmıştır.

Bu 2 denklem genelde gevrek malzemeler için geçerlidir .

Soderberg ise Goodman ve Gerber ' in ifadelerinde değişiklik yaparak ;

$$\frac{q}{Y_f} + \frac{s}{\sigma_t} = 1 \quad \text{ileri sürmüştür .}$$

$\frac{q}{Y_f}$ ile y eksenini, $\frac{s}{\sigma_t}$ veya $\frac{s}{a}$ ile X eksenini ifade eden eğride,



Şekil 3.9: R – M Eğrisi.

Bu q ile s ' i birbirine bağlayan eğriler R – M eğrileridir. Böylece q ' nun herhangi bir değeri için s bulunur. Daha sonra da $\sigma_{\max} = s + q$ ve $\sigma_{\min} = s - q$ ifadeleriyle $\sigma_{\min}$ ve $\sigma_{\max}$ bulunur.

(a) ve (b) denklemleri $\sigma_{\max}$ ' in akma sınırını aşmaması durumunda geçerlidir.

Elimizde yeterli deney sonucu olmadığı durumlarda gerber doğrusu esas alınarak işlemler yapılabilir .

3.2.9 Metallerin Yorulma İle İlgili Özellikleri

Yapılan çalışmalar, yorulma mukavemetiyle çekme mukavemeti arasında ilişki olduğunu, fakat yorulma mukavemeti ile akma sınırı arasında bir korelasyon

olmadığını göstermiştir. Bu ikinci durum, yorulma kırılmasında cisimde bir miktar plastik deformasyon oluşmasından ileri gelmektedir.

Y (yorulma mukavemeti) ile σ_t (çekme mukavemeti) arasında α bir katsayı olarak

$$(S_e=0.5S_{ut}) \quad Y = \alpha * \sigma_t$$

bağıntısı vardır .

alternatif yorulmada ($Y = Y_f$ halinde) $\alpha = 0,50$ olmaktadır.

Bazı hallerde, yüksek mukavemetli çelik kullanıldığında, dağılma ve çentiğe duyarlılık arttığından yorulma mukavemetinin azalmasına yol açabilir.

Çelikteki çekme mukavemetini artıran tedbirler, yorulma mukavemetini de artırır. Örneğin, karbon oranını artırmak yorulma mukavemetini artırır. Sonuçta, kimyasal özelliklerin yorulmada etkili olduğunu söyleyebiliriz .

Metallerle ilgili; tane boyutunun yorulma mukavemetine çok az etki ettiğini ve genelde tane boyutunun küçülmesinin yorulma mukavemetinde az bir artış oluşturduğunu söyleyebiliriz.

Metallerde, boyuna ve enine doğrultuda yorulma mukavemetleri çok farklıdır. Boyuna yorulma mukavemeti, eksenel doğrultuda yük uygulandığında; enine yorulma mukavemeti ise eksenel doğrultuya dik yönde uygulanan kuvvet sonucu oluşur. Bunun nedeni iç yapıdaki tanelerin anizotrop oluşudur.

3.2.10 Yorulmada Kesit Tayini

Yorulma etkisindeki elemanlara yorulmaya göre kesit tayini yapılmalıdır. Yapıda uygulanan en büyük yük P_{max} ve en küçük ise P_{min} olsun. Kesiti de F_0 olarak alalım. Yapı $\sigma_{max} = P_{max} / F_0$ ve $\sigma_{min} = P_{min} / F_0$ etkisinde kalacaktır. Bu durumda malzemenin yorulma sınırı bilinmelidir. Goodman diyagramından $\sigma_{max} / \sigma_{min}$ oranı veya P_{max} / P_{min} oranı cinsinden yorulma

mukavemeti belirlenebilir. Emniyet katsayısı da dikkate alınarak $F_0 = P_{\max} / \sigma_{emy}$ olur.

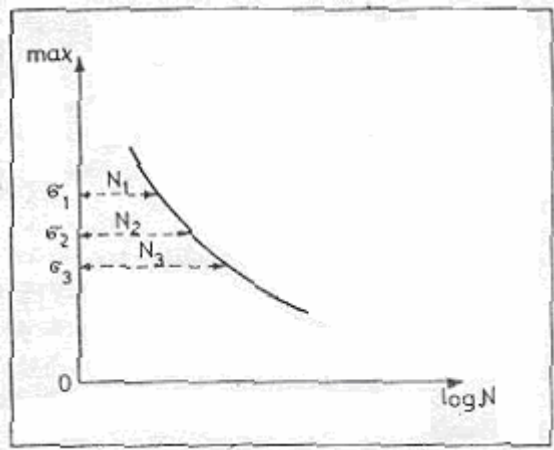
Çeşitli ifadelerden sonra St 54 için;

$$\sigma_{emy} = \frac{17,5}{1 - 0,59(\sigma_{\min} / \sigma_{\max})} \quad \text{ifadesi bulunur .}$$

σ_{emy} , kg f / mm² olarak verilmektedir. $P_{\min} / P_{\max}$ oranı yukarıdaki ifadelerde $\sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ yerine konarak, $\sigma_{\max}$ 'ın veya Y yorulma mukavemetinin değeri elde edilir.

3.2.11 Yorulmada Maksimum Gerilmenin Değişken Olması Hali ve Birikimli Hasar

Cisim yorulma etkisinde iken $\sigma_{\max}$ 'ın eşit olduğu σ_1 değerlerinde değişiklikler olabilir . Bu durumda malzeme $\sigma_{\min}$ ile σ_1 arasında yorulduktan sonra $\sigma_{\min}$ ile σ_2 arasında değişen ($\sigma_1 > \sigma_2$) gerilmelere maruz kalır. Sonra tekrar $\sigma_{\max} = \sigma_1$ olur.



Şekil 3.10: S - N Eğrisi.

$\sigma_{\min}$ 'in belli bir değeri için cismin S - N eğrisi Şekil 3.10' daki gibi olsun. $\sigma_{\min}$ 'in belli değeri için; $\sigma_{\max} = \sigma_1$, $\sigma_{\max} = \sigma_2$, $\sigma_{\max} = \sigma_3$ olduğundan kırılma sayıları N_1 , N_2 , N_3 olsun.

Şimdi; σ_1 gerilmesi ile n_1 sayıda ($n_1 < N_1$) sonra σ_2 ile n_2 sayıda ($n_2 < N_2$) yükleyelim, sonra σ_3 ile n_3 sayıda ($n_3 < N_3$) yükleyelim. Cisim n_3 yüklemesinde kırılmaktadır. Bu n_3 değeri; σ_1 , σ_2 , n_1 , n_2 değerlerine bağlıdır.

Sonuçta, σ_3 altında N_3 yükleme sayısından daha küçük sayıda yüklemeye kırılması, cismin σ_1 ve σ_2 gerilmeleri altında hasara uğradığını gösterir.

Gerilmenin her değişik değeri altında malzemenin yapısında meydana gelen hasarların toplanması veya birikimi en sonunda cismin mukavemetini kaybetmesine neden olur. Buradan hareketle Miner, “Birikimli hasar kanununu” ifade eden;

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_i}{N_i} + \dots = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \text{ ileri sürmüştür.}$$

Fakat bu kanun; 1. Bu denklemi sağlamayan çok deney olması 2. Gerilmelerin uygulanış sırasının dikkate alınmaması yönünden gerçeğe aykırıdır.

Kademeli yorulma deneylerinde $\sigma_{\max}$ a önce küçük, sonra büyük değer vererek $\sigma_{\max}$ artırılırsa n_i / N_i değeri 1’ den büyük, aksi halde 1’ den küçük olur; Yani σ_1 ’ den σ_2 ’ ye inildiğinde

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} < 1$$

σ_2 ‘den σ_1 ‘e yükseldiğinde;

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} > 1 \text{ olur.}$$

$\sigma_{\max}$ gerilmesinin artarak veya azalarak değişmesinin yorulma dayanıklılığını değiştirmesi understressing ve overstressing denilen olaylarla açıklanır. $\sigma_{\max}$ a bir süre yorulma sınırı altında değer verilerek yapılan yorulma deneylerinde cismin yorulma sınırında bir artış görülür ki bu olay understressing olayıdır. Gaugh, $\sigma_{\max}$ a yorulma sınırı altında bir değer vererek ve kademeli artırarak çelik için % 30 dayanım artışı sağlamıştır. Bu artış “pekleşme” özelliğine sahip cisimlerde görülür.

Overstressing ise, bunun tersi olarak, yorulma sınırından büyük gerilmelerin etkisinde bulunan cismin yorulma mukavemetinin azalmasıdır.

W. C Wilkins, yaptığı çalışmalardan sonra şu sonucu ulaşmıştır.

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 + \frac{n_1}{N_1} - \left(\frac{n_1}{N_1}\right)^2$$

Bu formülle deney sonuçlarından % 4 – 5 alanında farklılık vardır.

Birikimli hasar kanununun veya $\sum n_i / N_i$ ifadesinin bilinmesi pratikte çok önemlidir. Bu sayede, $\sigma_{\max}$ 'in değişik değerleri altında meydana gelen yorulma etkisini, başka bir deneye ihtiyaç olmadan eldeki S – N eğrisinden faydalanarak incelenebilir.

3.2.12 Üç Eksenli Gerilme Halinde Yorulma Olayı

Yapı, birçok halde üç eksenli gerilmeye maruz kalmaktadır. Üç eksenli gerilme (Ü.E.G) altındaki yorulma olayında iki nokta önemlidir. Bunlardan birincisi; yorulma etkisiyle, ilk çatlak yüzeyde oluşur ve burada da üç asal gerilmenin birisi sıfırdır. Bu durumda çatlak iki asal gerilmeyle oluşur. Buna göre yorulma kırılmasında cismin iki eksenli gerilme altında olduğu sonucu çıkar.

İkincisi, yorulma halinde cismin yeterli izotropluğa sahip olmamasıdır. Aynı cismin birbirine dik iki doğrultudaki yorulma mukavemetleri birbirinden farklıdır. Bu durumda mevcut kırılma teorilerinin yorulma halinde uygulamasında daha dikkatli olunmalıdır.

Yorulma kırılmalarında ikizli (iki eksenli) gerilmeler söz konusudur. Cismi etkileyen asal gerilmelerin max değerlerini σ_I ve σ_{II} ile gösterirsek Von Mises teorisi şöyle ifade edilir;

$$\sigma_I^2 + \sigma_{II}^2 - \sigma_I * \sigma_{II} = Y^2$$

Y: Tek eksenli gerilme halindeki yorulma mukavemetidir.

Kırılma olmaması için;

$$\sigma_I^2 + \sigma_{II}^2 - \sigma_I * \sigma_{II} < Y^2$$

olmalıdır. Burada Y, cismin belli doğrultudaki yorulma mukavemetidir.

$$\sigma_{emy} = Y_{min} / k \text{ için}$$

$$\sigma_{I2} + \sigma_{II2} - \sigma_I * \sigma_{II} = \sigma_{2emy}$$

şeklinde üç eksenli gerilme için emniyet bölgesi belirlenir.

Hem eğilmeye hem de burulmaya maruz elemanlarda Gaugh şu ifadeyi bulmuştur;

$$\frac{\sigma^2}{Y^2} + \frac{\tau^2}{Y\tau} = 1$$

$Y\tau$.= Kayma yorulma mukavemetidir ve $0,577 * Y$ alınabilir.

3.2.13 Gerilme Yığılmasının Yorulma Mukavemetine Etkisi

Eksenel kuvvet uygulanan çubukta delik ve çentik varsa,

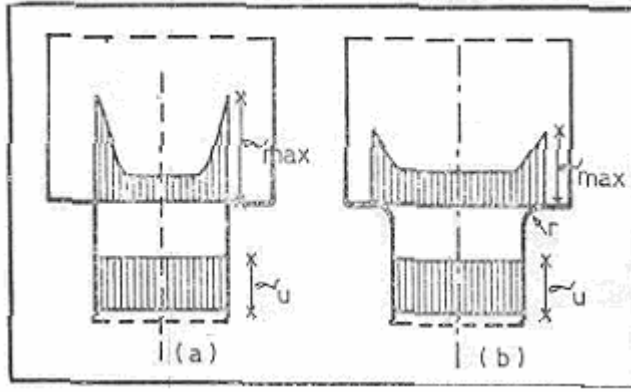
a – Çentik ve deliğin olduğu kesitte artık gerilme, üniform yayılmaz. Çentik dibinde max değerini alır, uzaklaştıkça azalır.

b – Çentik ve delik olan bölge etrafında üç eksenli gerilme meydana gelir.

Çentik dibindeki maximum gerilmelerin üniform gerilmeye oranı α gerilme yığılma katsayısı olarak tanımlanır. Pratikte en çok $\alpha = 1,5 - 3,2$ arasında yer alır. Belirgin akma gösteren sünek cisimlerde delik ve çentik olması mekanik özellikleri azaltmaz. $\sigma_{\max}$, akma sınırına ulaşınca çentik dibinde akma başlar ve gerilme artışı durur ve delikten uzaktaki noktalarda gerilme artışıyla eksenel kuvvetteki artma karşılanır. Bu olay delik çentik dibindeki gerilmeler üniform oluncaya kadar devam eder ve akma sınırının delikli örneklerde azalmasını önler.

Birçok hallerde çentikli ve delikli numunelerde çekme mukavemetinde artış meydana gelir.

Gerilmenin yığılması ,ani kesit değişikliğinde de olur. Burada $\alpha = \sigma_{\max} / \sigma_u$ olur. Kesit aniden değişmezse α değeri azaltılabilir.



Şekil 3.11: Kesit değişimine göre gerilim yığılması.

Herhangi bir elemanda delik ve çentik olması cismin yorulma mukavemetini önemli derecede azaltır. Y düz (çentiksiz) ve Y' çentikli numuneler için yorulma mukavemeti ise

$$\beta = \frac{Y}{Y'} \quad \text{değeri 1 den büyük değer alır.}$$

Tablo 3.1' de Y ve Y' değerleri görülüyor.

Çelik cinsi	Çekme mukavemeti kgf/mm ²	Yorulma mukavemeti		β
		Y	Y'	
Yumuşak çelik	34	19	15	1,26
Yarı yumuş çelik	54	27	18	1,5
Sert çelik	85	34	23	1,48
Çok sert çelik	100	42	27	1,35

Tablo 3.1 : Çeşitli çelik mukavemet değerleri.

(çentik derinliği 0.2 mm dir)

Çentiğin bulunması yorulma mukavemetinde % 20 – 50 arasında azalmaya sebep olur.

Yorulma çentik etkisi “duyarlılık etkisi” denilen faktörle de ifade edilir ve

$$q = \frac{\beta - 1}{\alpha - 1} \quad \text{şeklindedir.}$$

Cisimde maksimum gerilmenin etkisi altında bulunan hacim azalmasıyla yorulma mukavemeti artmaktadır. (çentik dibi)

β katsayısının değışimi :

Bir metalin ne kadar fazla plastik deformasyon yapma imkanı varsa, o cisimde çentik etkisiyle yorulma mukavemetindeki azalma o kadar küçük olur. Aynı şekilde çekme mukavemeti ne kadar büyükse cisim o kadar az plastik deformasyon yapar.

β katsayısı, ayrıca boyutlara da bağlıdır. d (delik çapı) nin D (numune çapı) ye oranı sabit tutulup yapılan deneylerde numune çapının artmasıyla yorulma mukavemetindeki azalma oranı artar.

Boyutun β katsayısı veya çentik ile yorulma mukavemeti üzerinde etkisi çeşitli şekillerde cisimde meydana gelen kalıcı gerilmelerden oluşur. Bu olay iki şekilde açıklanır; birincisi, cismin iç yapısındaki doğal kusurlar ve ikincisi, cisimdeki belirgin boyutlara sahip ilkel bloklar ilkesine dayanır.

Bu karmaşık teorilerden dolayı, olayları empirik bağıntılarla ifade etmek yoluna gidilmiştir. Bunlardan en basiti

$$\beta = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \sqrt{A/r}} \quad (\text{Neuber bağıntısı})$$

Burada; A , deneylerle bulunan bir katsayıdır. r ise çentik yarıçapıdır.

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{A/r}}$$

Bu şekilde çentikli çubukların yorulma etkisindeki kesit tayini yapılır.

Çeşitli ifadelerden sonra;

$$\beta' = q * (\alpha' - 1) + 1 \quad \text{elde edilir.}$$

Burada β' , özellikle sünek malzemeler için uygun sonuçlar verir.

$$\alpha' = \alpha * (1 - m + m^2)^{1/2}$$

Gevrek malzemeler için;

$$\beta = q * (\alpha - 1) + 1 \quad \text{ile bulunur.}$$

3.2.13.1 Yorulma Mukavemetini Etkileyen Faktörler

Burada sadece deney koşulları ile ilgili faktörler verilecektir. Bunlar ;
 Epruvet Biçimi (Numune şekli)
 Epruvet boyutu (Numune boyutu)
 Zorlama şekli
 Frekans etkisi

Numune Şekli :

Numunede ani şekil değişimlerinin gerilme yığılmaları oluşturduğu önceden söylenmişti. Buna göre, aynı malzeme için farklı numune şekilleri etkilidir. Numune şekli, cisimde gerilme yığılmasının minimum olması sağlandığında yorulma mukavemeti maksimum değeri alacaktır.

Ayrıca; kesiti kare veya dikdörtgen olan numunelerin yorulma mukavemeti, kesiti dairesel olanlardan çok daha küçüktür.

Boyut Etkisi :

Deneylere göre, numunenin boyutunun artmasıyla yorulma mukavemeti azalır. Bunun 2 sebebi vardır. Birincisi, boyut ve dolayısıyla hacmin artmasıyla yüzey alanı artar ve yorulma etkisiyle çatlama kolaylaşır. İkincisi, malzemenin boyutunun artmasıyla iç yapıda kusurlu noktaların artması ve mukavemet kaybıdır.

Zorlama Şekli :

Alternatif gerilme halindeki eksenel yüklerle bulunan sonuçlarla dönel eğilme metodundaki yorulma mukavemetleri karşılaştırılırsa, ikincisi daha büyük değerler alır. Bunun sebebi, dönel eğilme halinde kesitte üniform gerilme dağılımı olmasındandır.

Frekans Etkisi :

Frekans düşük olursa deney süresi uzanır. Bu da istenmez. Frekans 2000-7000 arasında iken yorulma karakteristiklerine etkisi yoktur. Fakat 7000' i aştıktan sonra yorulmada artış gözlenir.

3.2.13.2 Yüzeyle İlgili Özelliklerin Yorulmaya Etkisi

Çatlaklar yüzeyden başladığına göre yüzeylerin önemi büyüktür. Bunların nedenleri;

Yüzeyde metal için fabrikasyon çizgileri vardır. Bunlar uygulanan kuvvet doğrultusunun çizgilere paralel olması durumunda çentik etkisi yaparlar ve yüzeyde büyük gerilmeler oluşturur. Cismin yüzeyi iç bölgelere göre daha düşük mukavemetlidir. Yüzey , korozyon etkisine maruzdur.Fabrikasyon çizgileri parlatma ile azaltılabilir.

Korozif ortamın etkisi :

Korozif yorulmasının belli başlı karakteristikleri şunlardır ;

Bu yorulmada daha fazla çatlak oluşur. Korozyon yorulmasında S-N eğrilerinin yatay bir asimtotu yoktur.

Korozyon yorulmasına karşı korunma iki yolla yapılır. Birisi metalin yüzeyini sertleştirmek diğeri de korozyonu durdurucu maddeler kullanmaktır.

Sıcaklığın yorulma mukavemetine etkisi :

Sıcaklığın, oda sıcaklığının altına düşmesi halinde gerek çentikli gerekse çentiksiz numunelerin yorulma mukavemetinde artış görülür.

3.2.13.3 Yorulmada Kırılma Mekanizması

Yorulma olayı sonunda cisimde kırılmanın ne şekilde meydana geldiğini açıklamak için çok sayıda araştırma yapılmıştır. Fakat yorulmadaki her hali açıklayan genel bir kırılma teorisini oluşturmak mümkün olmamıştır. [11]

Cisimde meydana gelen kırılma iki safhada gerçekleşir:

- Herhangi bir çatlakın meydana gelmesi,
- Bu çatlakın büyümesi ve gelişmesi.

3.2.13.4 Çatlakın Meydana Gelmesi

Buradaki açıklamalar sünek bir cisim üzerinde yapılacaktır. Değişken gerilmeler etkisindeki bir metalde gerilme $\sigma_{\max}$ ' a ulaştığında cisimde bir miktar plastik deformasyon olduğunu kabul edelim. Bu, başka deyişle $\sigma_{\max}$ değerine akma sınırının üstünde değer vermek demektir. Bu durumda $\sigma_{\max}$ birinci defa uygulandığında cismin sünekliğinden dolayı pekleşme olur. Yükleme arttıkça pekleşme gelişir. Fakat bu pekleşme hızı yükleme sayısı arttıkça azalacaktır ve en sonunda belli bir yükleme sayısında bu hız sıfır olur. Pekleşmenin durması, cismin kararlı bir iç yapıya ulaştığını gösterir. Bu durumda iç yapı, dislokasyonlardan arınır. Böylece cismin diğer bölgeleri daha fazla deformasyon yapma imkanı bulur. Bunun sonucunda da deformasyon yığılmaları oluşur. Bu deformasyon yığılmasının olduğu bölgelerde diğer kayma düzlemlerinden farklı persistent denilen kalıcı kayma bantları oluşur. Bu kayma düzlemleri boylarının yükleme sayısı ile artmasıyla en sonunda çatlaklara dönüşür.

Kayma düzlemlerinden itibaren çatlakların oluşması, kayma bantlarında intrusion' ların ve extrusion ların meydana gelmesiyle gerçekleşir. Intrusion, kayma bantının içeri doğru bastırılması, extrusion ise dışarı doğru itilmesidir. Böylelikle yorulma olayında oluşan çatlakların plastik deformasyonlar sonunda oluştuğu anlaşılır.

Akma sınırının altında cisim az da olsa plastik deformasyon yaptığından dolayı maksimum gerilme elastik sınırim altında olduğunda bile yorulma kırılmaları oluşur.

Yapılan deneyler, elastik bölgede bile mikro-deformasyon denen küçük plastik deformasyon oluşturduğunu göstermiştir. Bu durum statik yüklemde önemli değildir ama değişken gerilmelerde çok etkilidir.

Oluşan bu mikropplastiklik,

- Elastik deformasyonla oluşan ısı alışverişi,
- Tanelerin izotrop olması,
- Saf olmayan maddelerin homojen dağılmasından kaynaklanır.

Deformasyonun uniform olmaması sıcaklığın cismin muhtelif yerlerinde değişik değerler almasına sebep olur.

3.2.13.5 Çatlakların Büyümesi Ve Gelişmesi

Yorulma sonunda meydana gelen kırılma ancak oluşmuş bulunan çatlakların büyümesi ve gelişmesiyle gerçekleşir.

Yorulma kırılmasının yol açan gerilme veya kuvvet, çatlakları oluşturan değer değil, çatlakların gelişmesini sağlayan büyüklüktür.

Head, çatlak gelişmesini şu şekilde açıklamıştır. Çatlak meydana geldikten sonra gerilme yığılmasından dolayı çatlak dibinde, maksimum gerilme akma sınırında olsa bile belirli bir bölgede plastik deformasyon oluşur. Bu durumda çatlak dibinde elastik teori uygulanmaz. Orowon' a göre plastik deformasyonun meydana geldiği bölgede elastik matriks içine yerleştirilmiş homojen olmayan elemanlardan oluşur. Gerilme heterojen elemanlarda daha büyük değerler aldığından dolayı akma olayı önce bu elemanlardan başlar.

Yükün tekrarlanması sonunda çatlak dibindeki gerilmenin artmasıyla ulaştığı değer bu esnada plastik bölgede pekleşme olayının devam etmesiyle akma sınırının artarak aldığı değer üstünde ise çatlak gelişir ve metalin iç kısımlarına ilerler. Aksi halde belli süre sonunda çatlak dibindeki gerilme, buradaki plastik deformasyonların artırdığı akma sınırından küçük ise çatlak durur.

Sünek cisimlerdeki yorulma mekanizmasını şöyle özetleyebiliriz: Çatlakların oluşmasına plastik deformasyonlar sebep olur. Cisimde çatlak meydana gelmesi

yorulma sonunda mutlaka kırılma oluşturmaz. Asıl olan, çatlağın devamlı biçimde büyümesi ve gelişmesi ile cismin mukavemetini kaybetmesidir.

3.2.14 Yorulma Konusunda Alınacak Önlemler

Yorulma dayanımını arttırmak için en etkili metotlar aşağıda belirtilmiştir.

- Mümkün oldukça ani kesit değişimlerinden kaçınılmalıdır. Çentik olması ve kesit değişikliği elemanda gerilmenin düşük olduğu bölgelerde oluşturulmalıdır.
- Ani kesit değişikliği durumunda gerilme yığılmasını azaltmak için büyük kesit kısmında delikler açılarak buradaki gerilmeler artırılır.
- Delme, kesme vs. işlemlerde meydana gelen aşındırıcı keskin yüzeylerden kaçınılmalıdır.
- Üretim sırasında meydana gelen kalıcı çekme gerilmeleri düşürülmeli veya elimine edilmelidir.
- Parçanın malzeme akış yönündeki gerilimleri düşürmeli veya elimine edilmelidir.
- Üretim detayları geliştirilmeli ve işlemler hızlandırılmalıdır.

Metal yorulması önemli bir problemdir. Çünkü malzemedeki tekrarlı yükler Statik Yield Strength' i aşağıya çeker. Bunun sonucunda umulmadık şekilde kırılmalara neden olabilir. Çünkü birçok mühendislik malzemesi discontinuity den dolayı yüksek stresli bölgede birçok yorulma çatlak başlangıcı içermektedir. Birçok kırılma buradaki discontinuity den, dizayndan, uygunsuz tamirden veya diğer nedenlerden kaynaklanmaktadır. Bir yorulma analizi, kırılmanın nedenlerini anlamamızı sağlayabilir. [18].

3.3 EXPLICIT VE IMPLICIT ARASINDAKİ FARKLAR

İki metot arasında pek çok farklar vardır. Her iki metotta da bilinmeyen durumundaki yer değiştirmeyi, gerilimi bulmak için nümerik time integration yöntemleri kullanılmaktadır.

Implicit metotta (a Newmark Forward Differencing Method) her zaman adımında sabit bir ortalama ivmesi kabul edersek t_n zaman adımının başlangıç değeri, t_{n+1} ise zaman adımının son değeri olur. Denklemlerde bu değerlerden faydalanarak t_{n+1} deki ivme ve yer değiştirmeler hesaplanır.

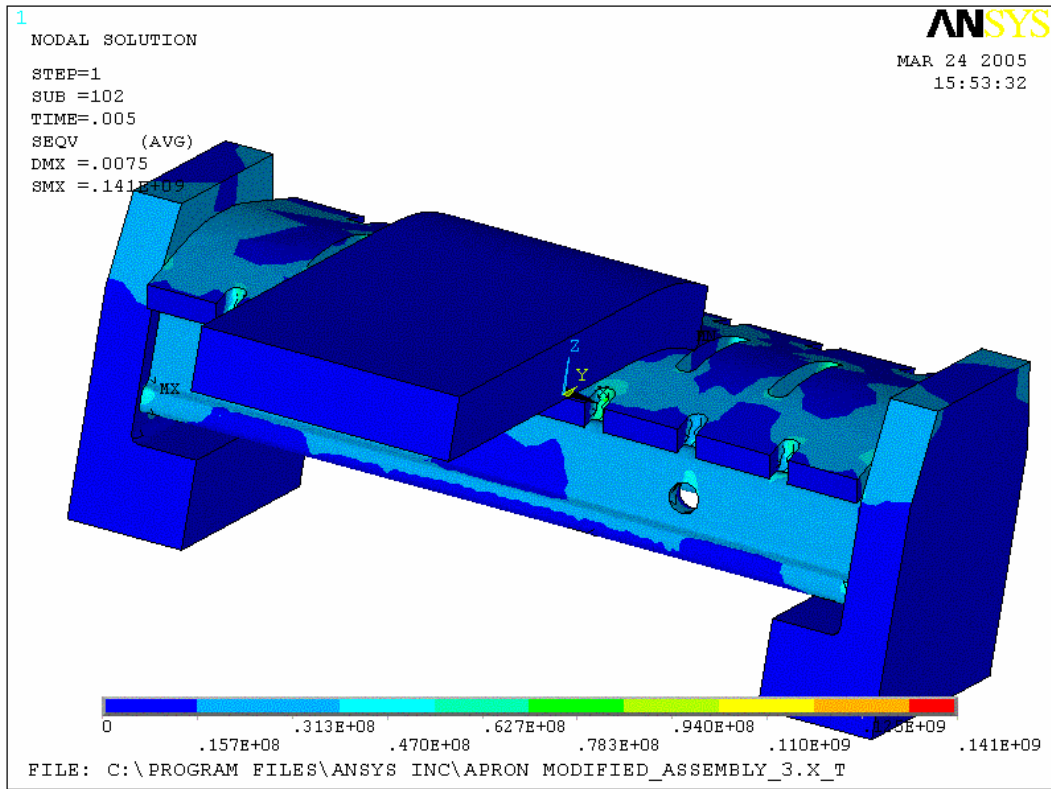
Explicit metotta ise hesaplamalar (a Central Difference Method) yer değiştirmedeki lineer değişimler vasıtası ile olur. Buradan ilk önce t_n sonra t_{n+1} değerleri hesaplanır. Her iki metottaki temel fark t_{n+1} deki yer değiştirmeyi hesaplama tekniğinin farklı olmasıdır.

Implicit çözüm metodunda structural stiffness matrix i tersini almaya ihtiyaç vardır. Explicit te buna gerek yoktur. Bundan dolayı geniş zaman aralıklarında explicit çözüm uygun değildir. Simülasyonda zaman aralığının büyüklüğü kritik zaman aralığından küçük ise explicit çözüm uygundur. Sönümlenmemiş kritik zaman adımı büyüklüğü $2/W_n$ dir. (Buradaki W_n en büyük doğal frekanstır.) ve bu genellikle çok küçük bir değerdedir. Bu çok küçük zaman adım değeri gereklilikleri , kararlılık durumunda yapılan explicit çözümler sadece çok kısa transient analizler için kullanışlıdır. Fakat, Her ne kadar explicit çözümdeki zaman adımı sayısı implicit çözümden yüzlerce kez fazla olabilir. Burada explicit çözümler özellikle ters matrix alma işlemine gerek olmadığından dolayı implicit çözümlere göre daha kullanışlıdır. Fakat bu iki metot birbirlerine açık şekilde üstünlük sağlamazlar.

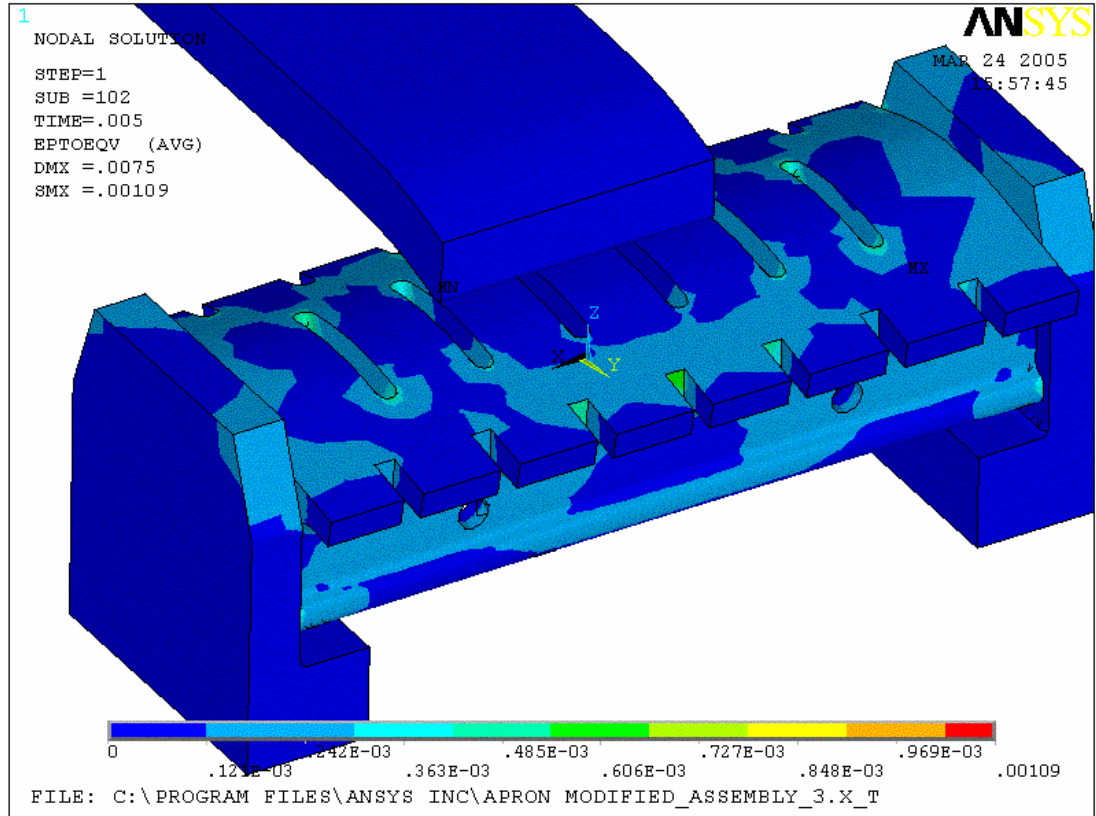
3.4 DİNAMİK ANALİZ

Projeye konu olan slabın aprona çarpmasının sadece 0.5 saniyelik bölümünün simülasyonu yapılmıştır. Burada analiz her 0.005 saniyelik zaman dilimlerinde çözüm yapmıştır. Böylece analizin sonuç vermesi sağlanmıştır. Analiz yaklaşık 10 saat sürmüştür.

Çarpışmanın sonucunda, gerilimin dağılımını ve çarpışma sonucunda meydana gelen maksimum gerilmenin miktarını bulmak için dinamik analiz yapılmıştır. Bu analizin ışığında yorulma analizleri yapılarak farklı modeller üzerinde farklı senaryolar üretilmiştir.



Şekil 3.12: Dinamik analiz Von- Misses gerilim dağılımı ve değerleri.



Şekil 3.13: Dinamik analiz strain dağılımı ve değerleri.

3.5 YORULMA ANALİZİ

Apron üzerinde yapılan dinamik analiz yanında, yorulma sonucunda meydana gelebilecek kırılmaların önüne geçmek için yorulma analizleri yapılmıştır. Dinamik analizde bulunan yüklerin ışığında yorulma analizleri yapılmıştır. Yorulma analizleri statik analizde kullanılan farklı modellere, dinamik analiz sonucunda bulunan gerçeğe yakın yüklerin uygulanması ile gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde böylece farklı geometrik modeller senaryo edilerek analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Yorulma analizi yapılırken ANSYS Workbench analiz programı kullanılmıştır.

Yorulma analizi yapılırken 3 farklı senaryo üzerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler sonucunda en uygun model tespit edilerek proje sonuçlandırılmıştır.

3.5.1 Senaryo 1

İLK MODEL

Yorulma analizlerinde kullanılan yük ve sınır şartları değerleri, dinamik analiz sonucunda bulunan gerilim değerlerini tam karşılaması için kuvvet uygulanan ve sınır şartları tanımlanan noktalarında aynı olması gerekmektedir. Bundan dolayı Workbench programına modelleri import etmeden önce modelin hacmi 3 parçaya bölünmek sureti ile özel alanlar oluşturulmuş ve böylece analizler gerçekleştirilmiştir. Yorulma analizlerinde görülen temas tanımlamalarının sebebi bu üç hacim arasındaki temaslardır.

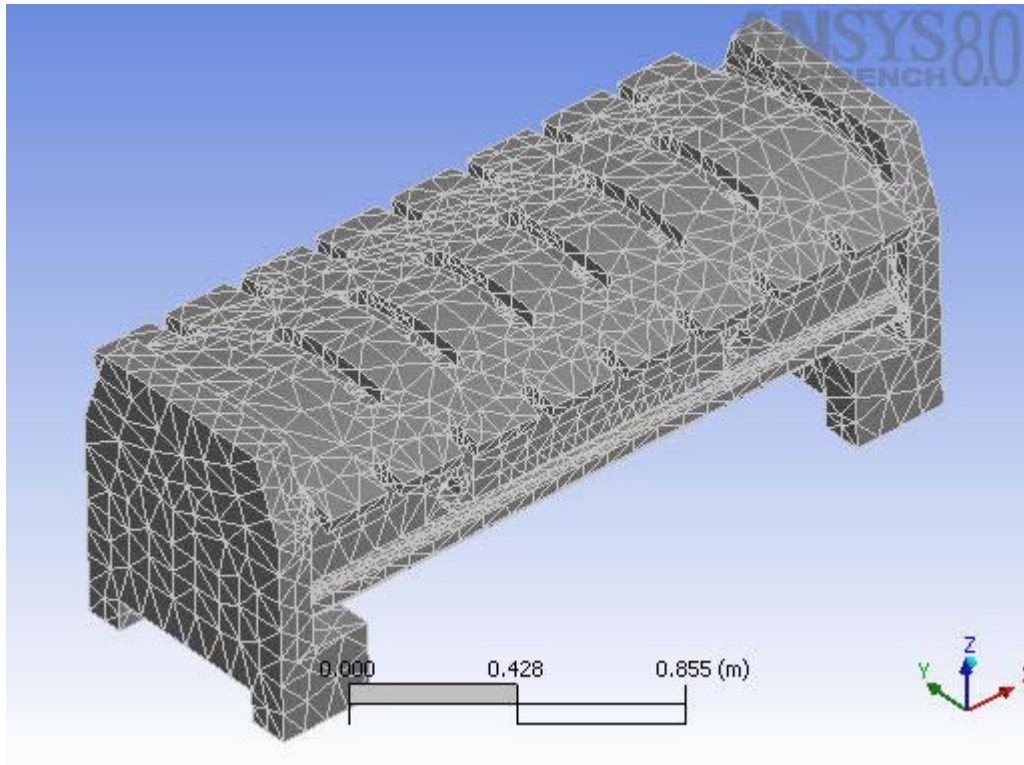
Senaryo 1 deki modelin ağırlığı toplam 2,405.81 kg dır.

Adı	Malzeme	Kütle(kg)	Hacim (m ³)	Nodlar	Elementler
"aprondesteksiz1"	ductile iron	499.08	7.03×10^{-2}	9215	4831
"aprondesteksiz2"	ductile iron	961.77	0.14	12349	7045
"aprondesteksiz3"	ductile iron	944.96	0.13	11436	6524

Tablo 3.2: Senaryo 1 solid modelinin özellikleri .

3.5.1.1 Ağ Yapısı

Ağ örtüsü toplam 33000 adet node ve 18400 adet element içermektedir.



Şekil 3.14: Senaryo 1 ağ örgüsü geometrisi.

3.5.1.2 Yükler

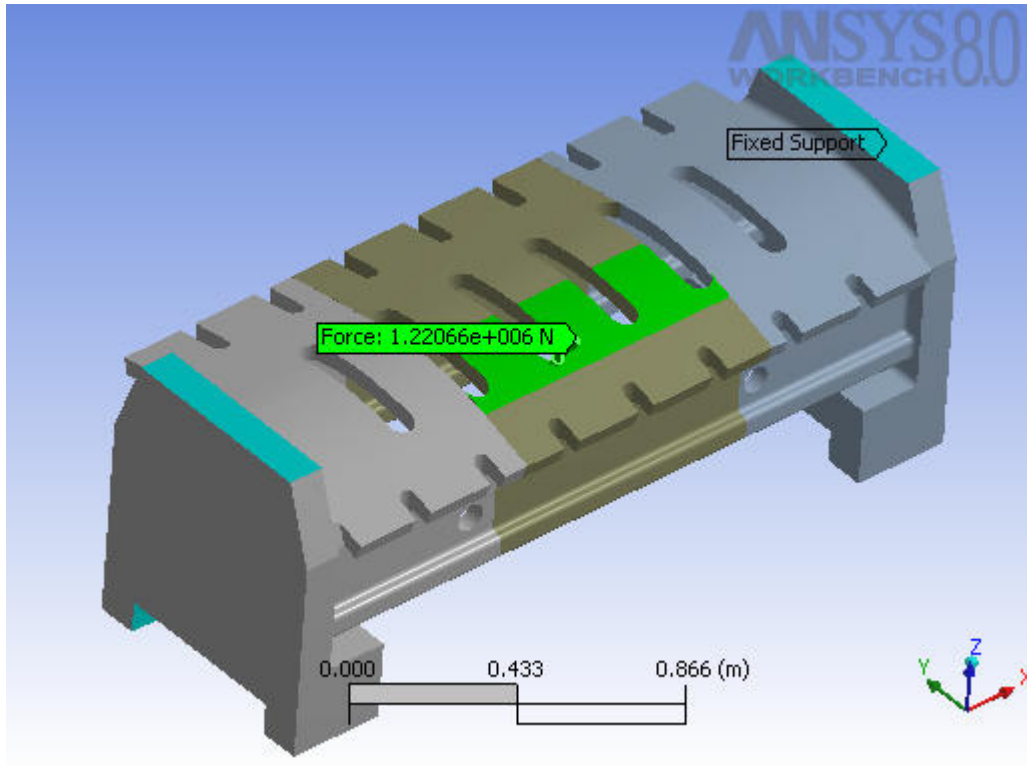
Adı	Tipi	Byklg	Vector	Reaksiyon Kuvveti	Reaksiyon Kuvvet vektörü	Reaksiyon Momenti	Reaksiyon Moment Vektörü	İlişkili Solid
<i>Force</i>	Surface Force	1.22×10^6 N	0.0 N ,x	N/A	N/A	N/A	N/A	<i>apron desteksiz</i>
			7×10^5 N ,y					
			-10×10^5 N ,z					

Tablo 3.3: *Senaryo 1 için yapısal yükler*

3.5.1.3 Sınır Şartları

Adı	Tipi	Byklg	Vector	Reaksiyon Kuvveti	Reaksiyon Kuvvet vektörü	Reaksiyon Momenti
<i>Fixed Support</i>	Fixed Surface	1.22×10^6 N	2.13×10^5 N,x	156,750 .54 N·m	[156,006.15 N·m x, - 12,500.01 N·m y, - 8,750.01 N·m z]	<i>"aprondest eksiz3" and "aprondest eksiz2"</i>
			- 700,000.09 N,y			
			1.0×10^6 N, z			

Tablo 3.4: *Senaryo 1 için yapısal destekler.*

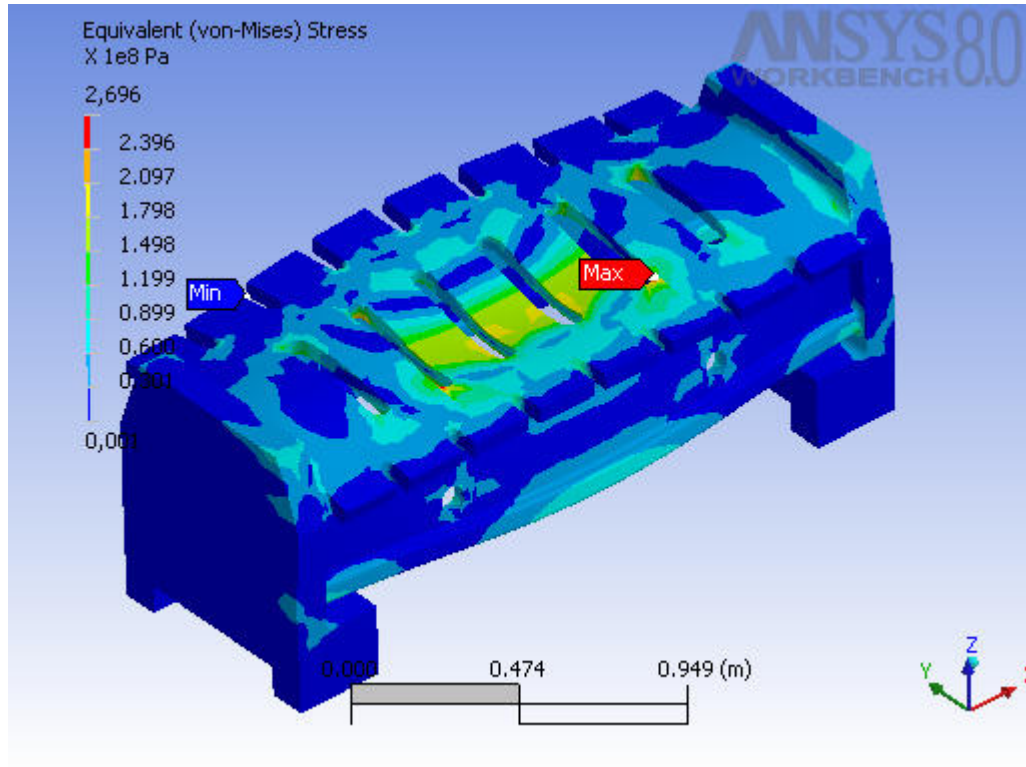


Şekil 3.15: Senaryo 1 için yükler ve sınır şartları.

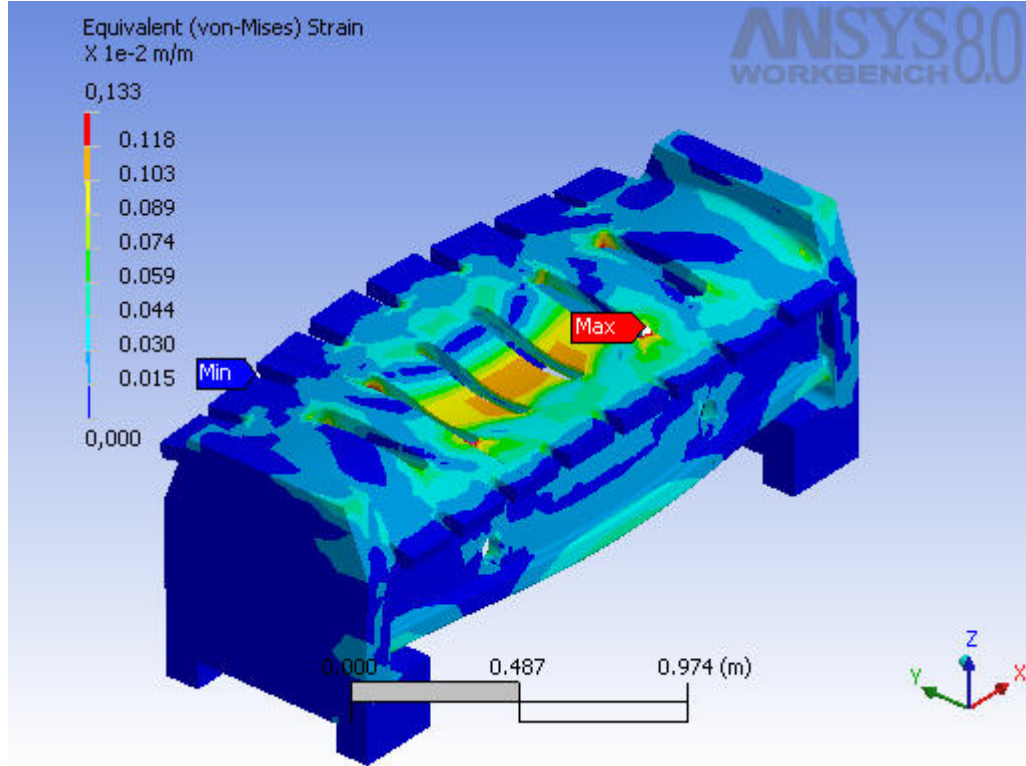
3.5.1.4 Statik Analiz Sonuçları

Adı	Şekil	Minimum	Maksimum
Eşdeğer Gerilme	3.16	147,113.42 Pa	2.7×10^8 Pa
Eşdeğer Strain	3.17	9.08×10^{-7} m/m	1.66×10^{-3} m/m

Tablo 3.5: Senaryo 1 için yapısal analiz sonuç değerleri.



Şekil 3.16: Senaryo 1 için eşdeğer gerilim değerleri.

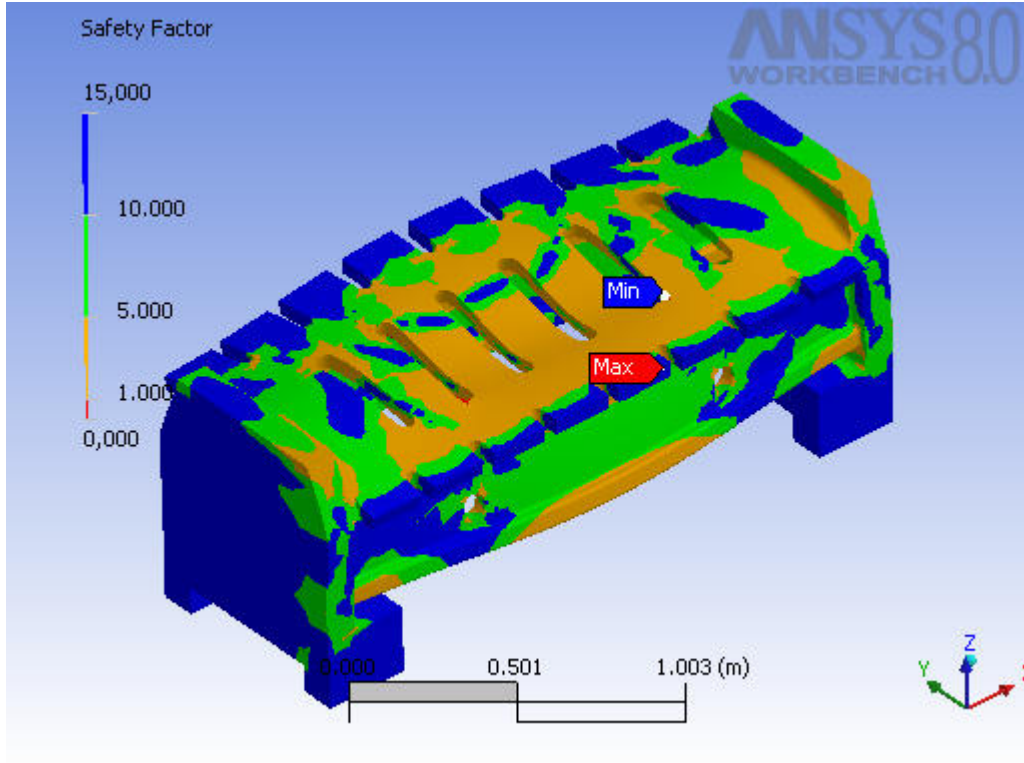


Şekil 3.17: Senaryo 1 için eşdeğer strain değerleri.

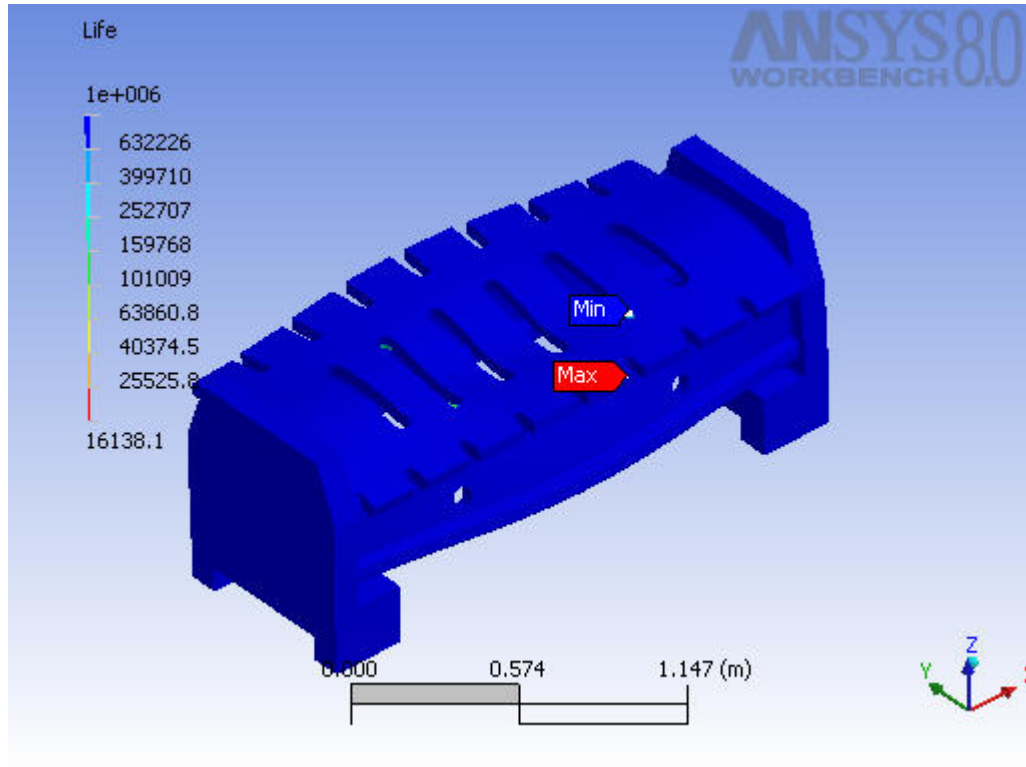
3.5.1.5 Yorulma Analizi Sonuçları

Adı	Şekil	Tipi	Dizayn Ömrü	Minimum	Maksimum
Güvenlik Katsayısı	3.18	Safety Factor	1.0×10^9	0.77	15.0
Yorulma Ömrü (life)	3.19	Life		16,138.08	1,000,000.0

Tablo 3.6: Senaryo 1 için yorulma analizi sonuçları.



Şekil 3.18: Senaryo 1 için güvenlik katsayısı.



Şekil 3.19: Senaryo 1 için yorulma ömrü.

3.5.2 Senaryo 2

İKİNCİ MODEL

İkinci model ilk modelden farklı olarak sırtının alt kısmına 15 mm et kalınlığında 7 adet kayıt atılmıştır.

Modelin toplam ağırlığı 2,501.81 kg dır.

Adı	Malzeme	Kütle(kg)	Hacim (m ³)	Nodlar	Elementler
"zayıf1"	ductile iron	540.38	7.61×10^{-2}	12534	6804
"zayıf2"	ductile iron	989.12	0.14	14473	8296
"zayıf3"	ductile iron	972.31	0.14	13672	7842

Tablo 3.7: Senaryo 2 için yapısal yükler

3.5.2.1 Ağ Yapısı

Ağ örtüsü toplam 40679 nod ve 22942 element içermektedir.

3.5.2.2 Yükler

Adı	Tipi	Büyüklüğü	Vector	Reaksiyon Kuvveti	Reaksiyon Kuvvet vektörü	Reaksiyon Momenti	Reaksiyon Moment Vektörü	İlişkili Solid
Force	Surface Force	1.22×10^6 N	0.0 N ,x	N/A	N/A	N/A	N/A	"zayıf1"
			7×10^5 N,y					
			-10×10^5 N ,z					

Tablo 3.8: Senaryo 2 için yapısal yükler

3.5.2.3 Sınır Şartları

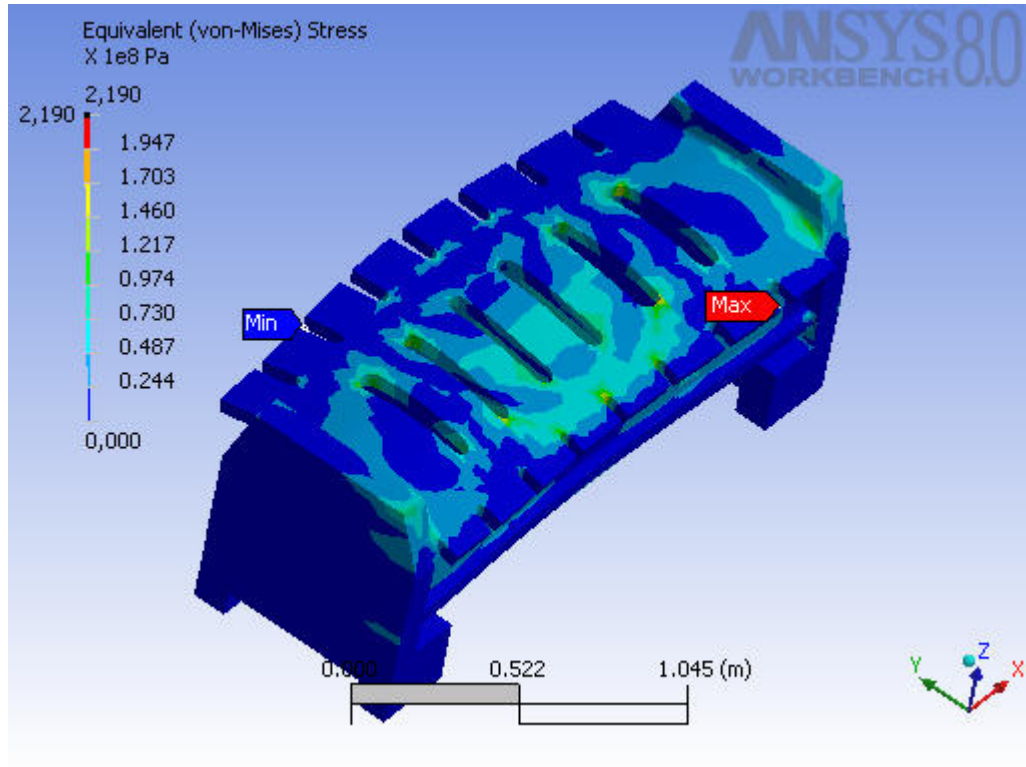
Adı	Tipi	Büyüklüğü	Vector	Reaksiyon Kuvveti	Reaksiyon Kuvvet vektörü	Reaksiyon Momenti
<i>Fixed Support</i>	Fixed Surface	1.22 $\times 10^6$ N	2.37×10^6 N,x	163,779. 25 N·m	163,066. 95 N·m x	"zayıf2" "zayıf3"
			700,000.09 N,y		' - 12,500.0 1 N·m y,	
			- 1.0×10^6 N,z		- 8,750.0 N·m z	

Tablo 3.9: *Senaryo 2 için yapısal destekler.*

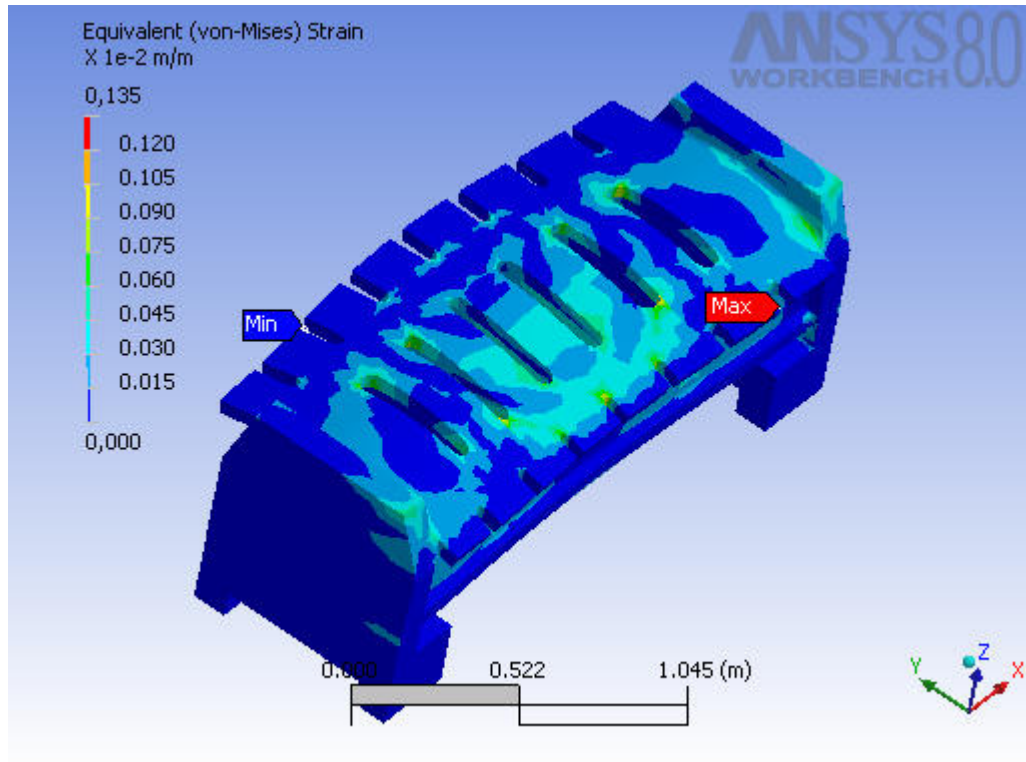
3.5.2.4 Statik Analiz Sonuçları

Adı	Şekil	Minimum	Maksimum
<i>Eşdeğer Gerilme</i>	3.20	34,316.82 Pa	2.19×10^8 Pa
<i>Eşdeğer Strain</i>	3.21	2.12×10^{-7} m/m	1.35×10^{-3} m/m

Tablo 3.10: *Senaryo 2 için yapısal analiz sonuç değerleri.*



ekil 3.20: Senaryo 2 için eşdeğer gerilim değerleri.

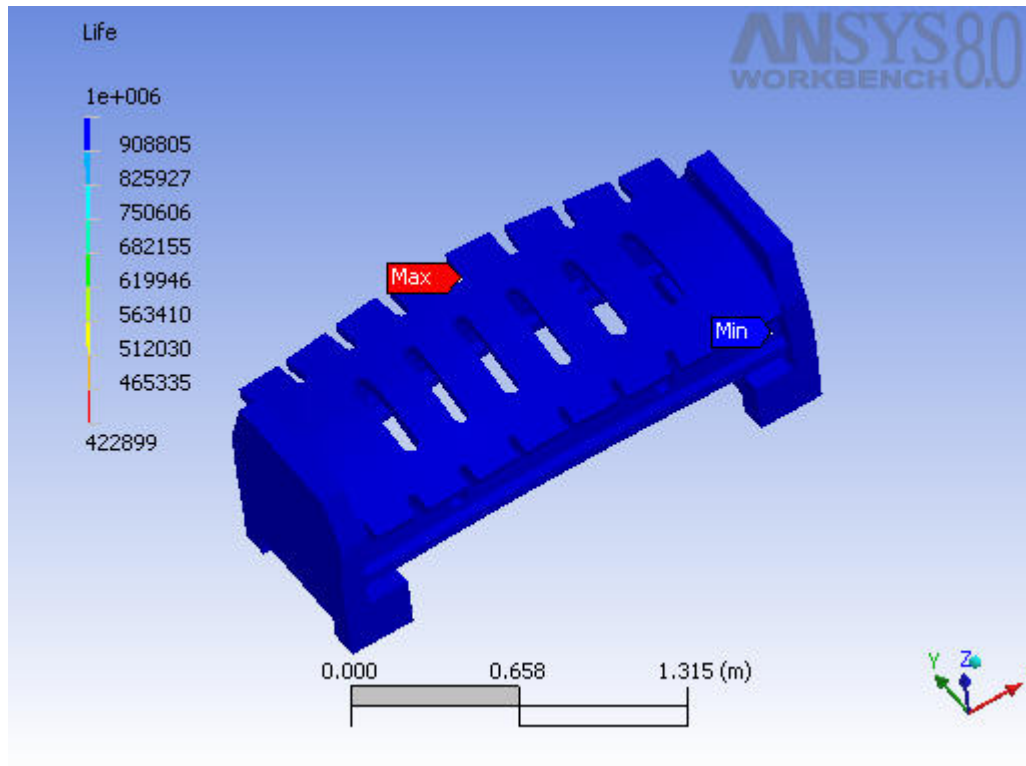


Şekil 3.21: Senaryo 2 için eşdeğer strain değerleri.

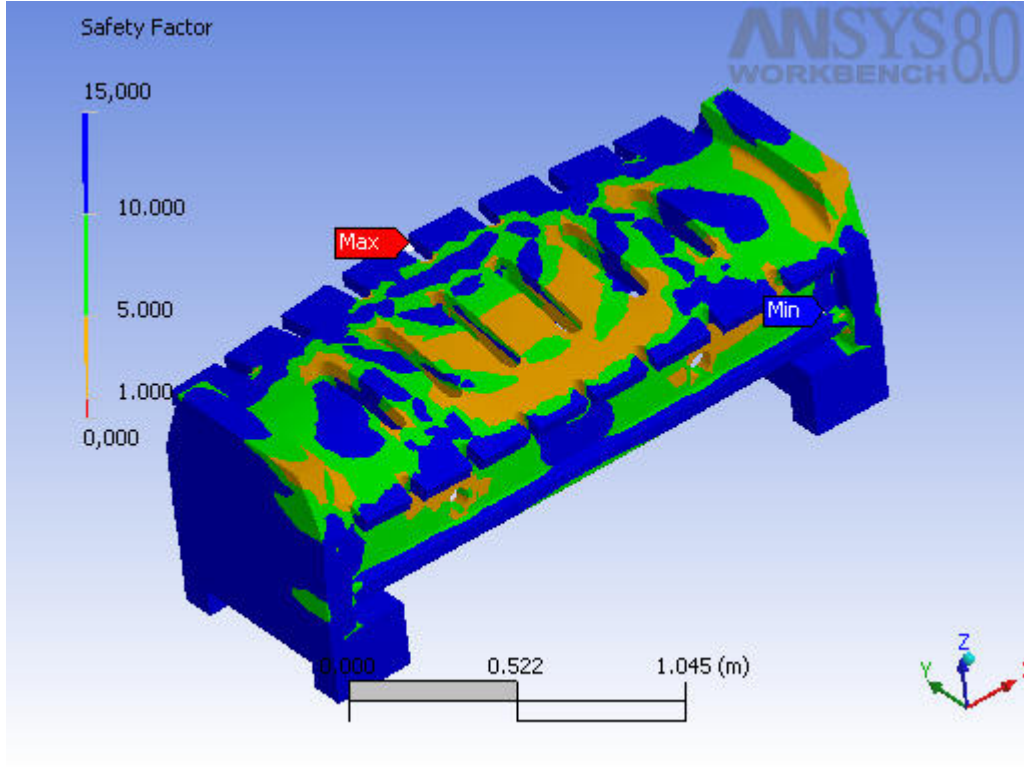
3.5.2.5 Yorulama Analizi Sonuçları

Adı	Şekil	Tipi	Dizayn Ömrü	Minimum	Maksimum
Ömür (life)	3.22	Life		422,899.29	1,000,000.0
Güvenlik Katsayısı	3.23	Safety Factor	1.0×10^9	0.95	15.0

Tablo 3.11: Senaryo 2 için yorulma analizi sonuçları.



Şekil 3.22: Senaryo 2 için yorulma ömrü.



Şekil 3.23: Senaryo 2 için güvenlik katsayısı.

3.5.3 Senaryo 3

SON MODEL

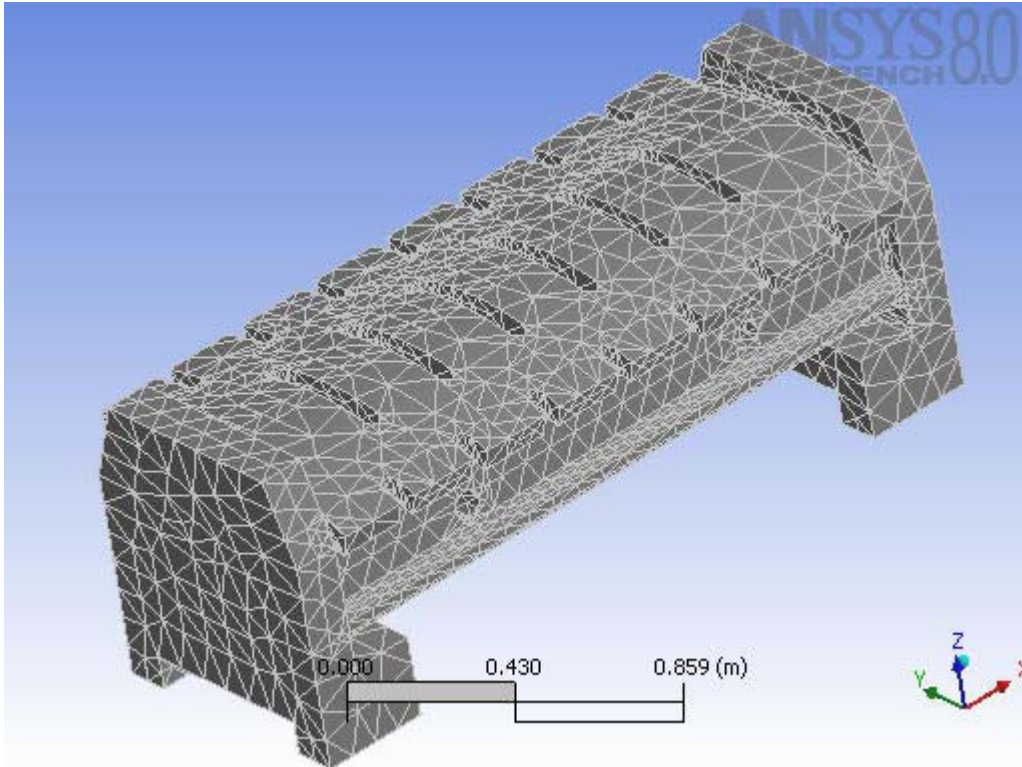
Son model ikinci modelden farklı olarak göre sırtı ve ayalarının kalınlığı 50 mm den 70 mm ye kalınlaştırılmış ve ayrıca sırtın alt bölümüne dizi kayıtlarında et kalınlığı 10 mm arttırmıştır. Modelin ağırlığı toplam 3,127.58 kg seviyesine yükselmiştir.

Adı	Malzeme	Kütle(kg)	Hacim (m ³)	Nodlar	Elementler
"ucvolume1"	ductile iron	679.4	9.57×10^{-2}	10881	6020
"ucvolume2"	ductile iron	1,206.16	0.17	13525	7921
"ucvolume3"	ductile iron	1,242.02	0.17	14358	8381

Tablo 3.12: Senaryo 3 için solid modelinin özellikleri

3.5.3.1 Ağ Yapısı

Ağ örtüsü toplam 38764 node ve 22322 element içermektedir.



Şekil 3.24: Senaryo 3 için modelin Ağ örgüsü geometrisi.

3.5.3.2 Yükler

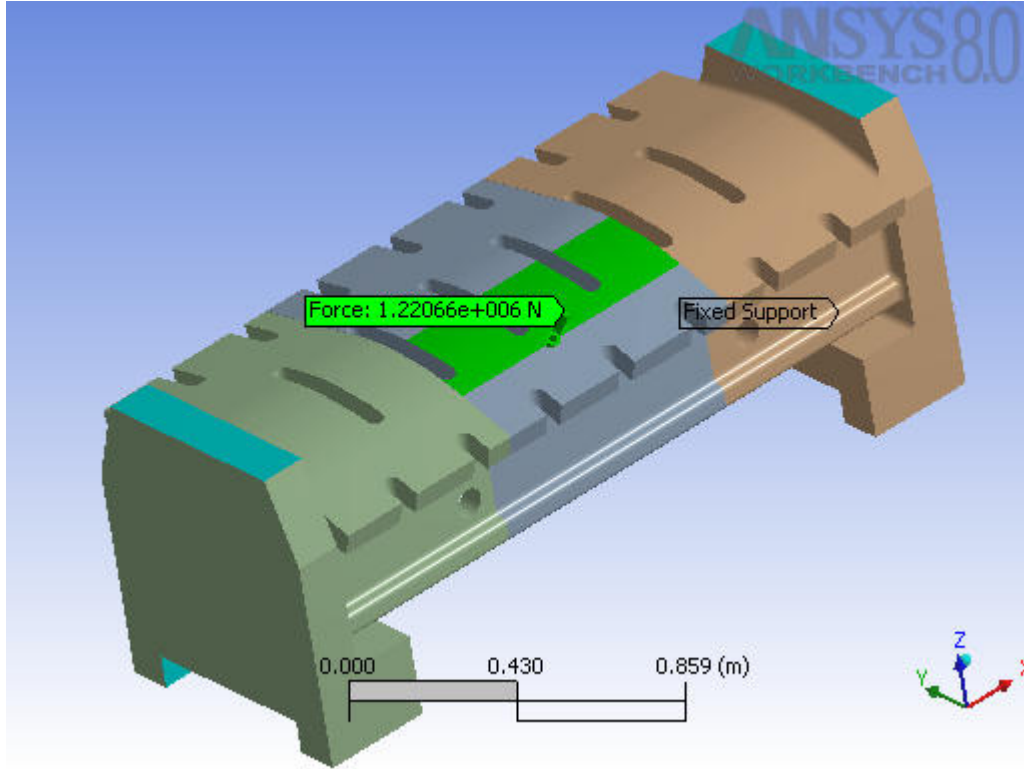
Adı	Tipi	Byklg	Vector	Reaksiyon Kuvveti	Reaksiyon Kuvvet vektörü	Reaksiyon Momenti	Reaksiyon Moment Vektörü	İlişkili Solid
Force	Surface Force	1.03×10^6 N	0.0 N,x	N/A	N/A	N/A	N/A	ucvolume1
			7×10^5 N,y					
			-10×10^5 N,z					

Tablo 3.13: Senaryo 3 için yapısal yükler.

3.5.3.3 Sınır Şartları

Adı	Tipi	Byklg	Vector	Reaksiyon Kuvveti	Reaksiyon Kuvvet vektörü	Reaksiyon Momenti
Fixed Support	Fixed Surface	1.22×10^6 N	-5.24×10^{-5} N x,	158,82 2.0 N·m	[157,686.85 N·m x, -15,528.38 N·m y, -10,869.87 N·m z]	"ucvolume2" "ucvolume3"
			-699,999.98 N y,			
			999,999.97 N z			

Tablo 3.14: Senaryo 3 için yapısal destekler.

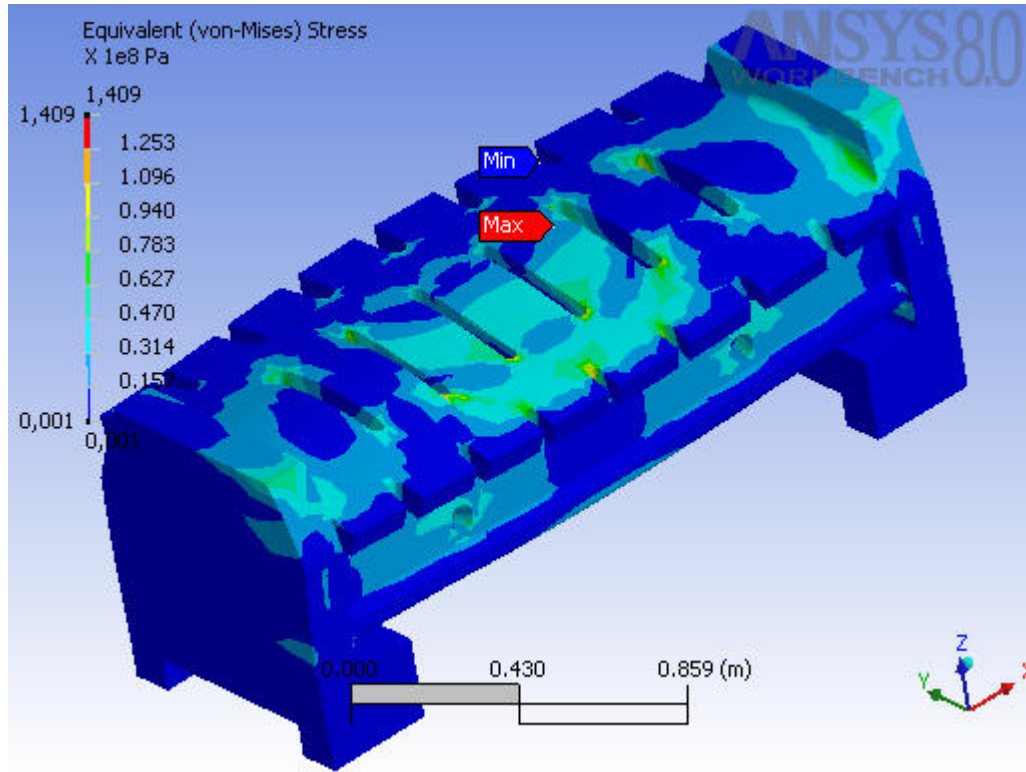


Şekil 3.25: Senaryo 3 için yükler ve sınır şartları.

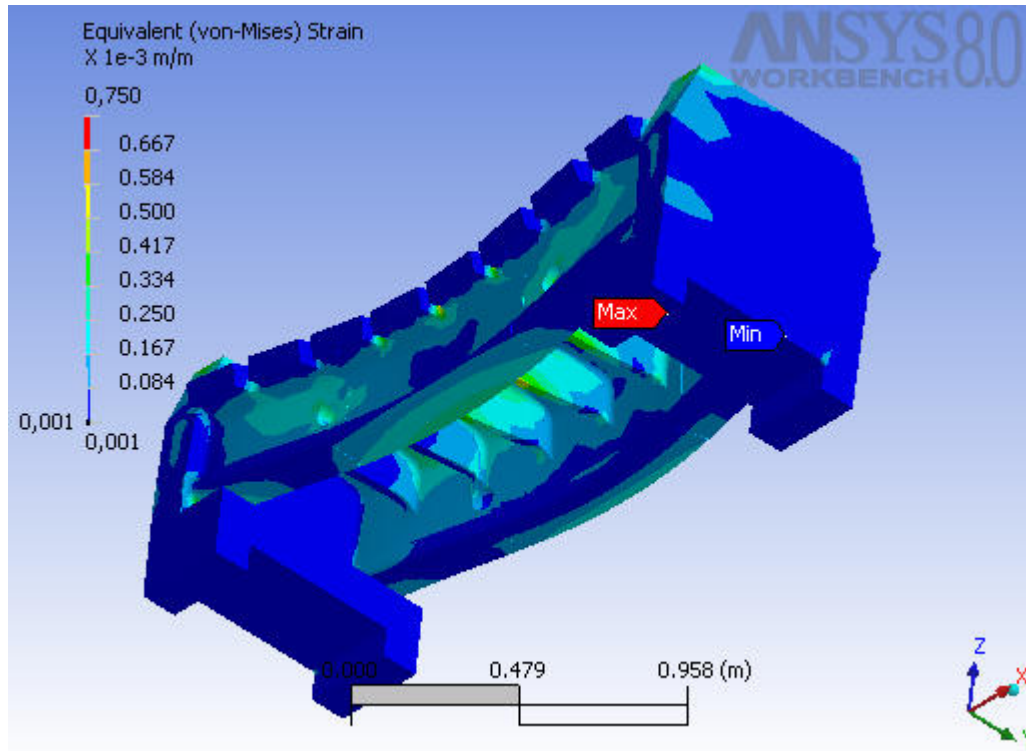
3.5.3.4 Statik Analiz Sonuçları

Adı	Şekil	Minimum	Maksimum
Eşdeğer Gerilme	3.26	99,895.66 Pa	1.41×10^8 Pa
Eşdeğer Strain	3.27	6.17×10^{-7} m/m	8.7×10^{-4} m/m

Tablo 3.15: Senaryo 3 için yapısal analiz sonuç değerleri.



Şekil 3.26: Senaryo 3 için eşdeğer gerilim değerleri.

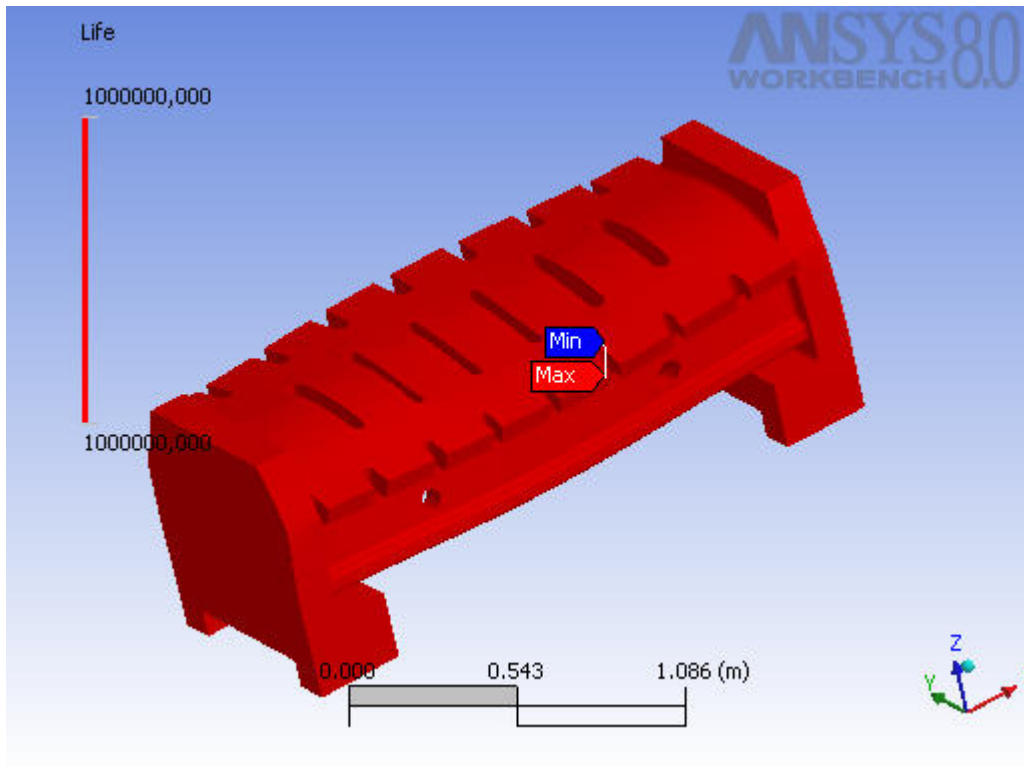


Şekil 3.27: Senaryo 3 için eşdeğer strain değerleri.

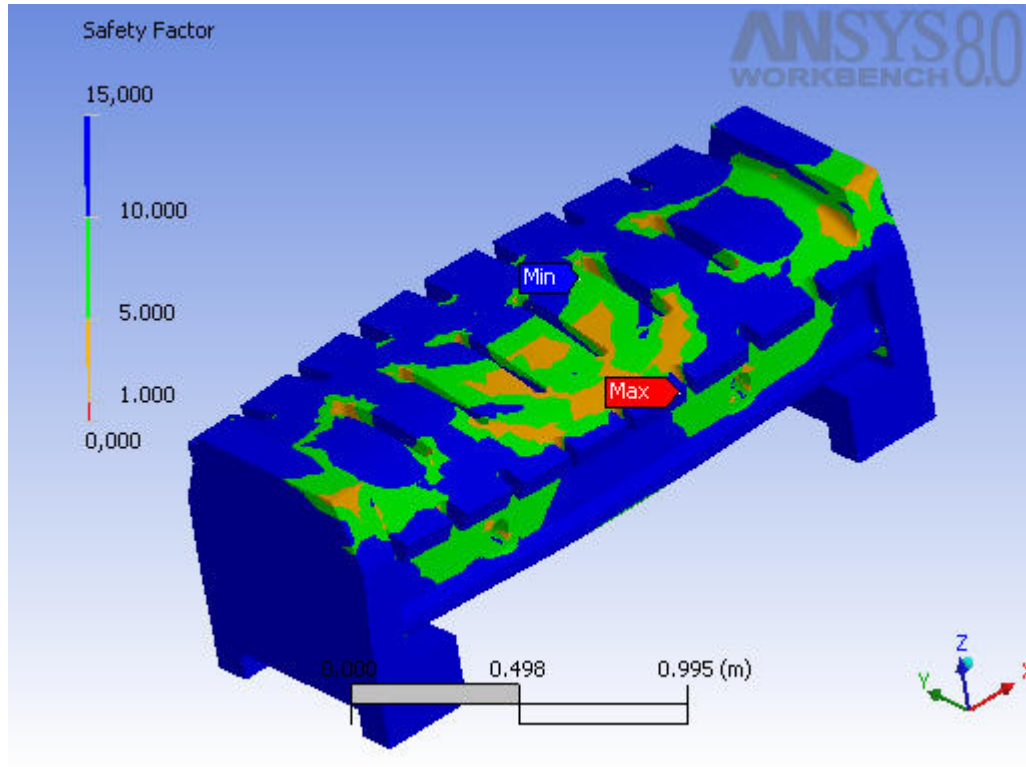
3.5.3.5 Yorulama Analizi Sonuçları

Adı	Şekil	Tipi	Dizayn Ömrü	Minimum	Maksimum
Ömür (life)	3.28	Life		1,000,000.0	1,000,000.0
Güvenlik Katsayısı	3.29	Safety Factor	1.0×10^9	1.47	15.0

Tablo 3.16: Senaryo 3 için yorulma analizi sonuçları.



Şekil 3.28: Senaryo 3 için yorulma ömrü.



Şekil 3.29: Senaryo 3 için *güvenlik katsayısı*.

4 SONUÇLAR VE YORUMLAR

4.1 SONUÇLAR

4.1.1 Statik Analiz Sonuçları (Von-Misses Gerilim Teorisi)

Statik analiz çözüm süresi ve uygulama kolaylıkları açısından dinamik analize göre bir çok kolaylık sağlamaktadır. Bundan dolayı statik analiz ile apron modeli geliştirilmiştir.

4.1.1.1 Senaryo 1 Analiz Sonuçları

Apronun sırtının orta kısmında maksimum gerilim bölgesi meydana gelmiştir. Maksimum gerilimler sırtın deliklerinin üzerinde oluşmuştur. Bu bölgedeki gerilimler 147 kPa ile 270 MPa arasındadır. Maksimum gerilim Şekil 3.16 de görüldüğü üzere 270MPa dır. Maksimum strain değeri ise Şekil 3.17 de görüldüğü gibi $1,66e^{-3}$ mm/mm dir. Ayrıca apronun bacaklarının gövde ile birleşen kısmında da 185 MPa değerine ulaşan gerilmeler meydana gelmiştir.

4.1.1.2 Senaryo 2 Analiz Sonuçları

Apronun bacaklarının gövde ile birleşen kısmında maksimum gerilim bölgesi meydana gelmiştir. Bu bölgedeki gerilimler 34kPa ile 219 MPa arasındadır. Maksimum gerilim Şekil 3.20 de görüldüğü üzere 219MPa dır. Şekil 3.21 de görüldüğü üzere maksimum strain değeri ise $1.35e^{-3}$ m/m dir. Ayrıca apronun sırtının yan kısımlarında 150 MPa değerine ulaşan gerilmeler meydana gelmiştir.

4.1.1.3 Senaryo 3 Analiz Sonuçları

Apron bacaklarının gövde ile birleşen kısmında maksimum gerilim bölgesi meydana gelmiştir. Bu bölgedeki gerilimler 99k Pa ile 141MPa arasındadır. Maksimum gerilim Şekil 3.26 de görüldüğü gibi 140,9 MPa dır. Maksimum strain değeri ise Şekil 3.27 de görüldüğü gibi $8.7e^{-4}$ m/m dir.

4.1.2 Dinamik Analiz Sonuçları

Statik analiz sonuçlarına göre modifiye edilen apronun üzerinde dinamik analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analize göre apronun bacakları ve sırtındaki delikler üzerinde maksimum 141 MPa değerine ulaşan gerilmelerin olduğu görülmüştür. (Şekil 3.12). Kullanılan malzemenin akma mukavemeti 275 MPa olduğuna göre bu modelin çarpışma analizi sırasında oluşacak yüklere dayanımının oldukça yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu tespitin yanında apronun yorulma sonucunda kırılmasının önlenmesi için yorulma analizleri yapılmıştır.

Dinamik analiz sonucunda bulunan gerilim değeri yorulma analizlerinde uygulayacağımız yük değerine referans kabul edilmiştir. Senaryo 3 strain sonuçları (Şekil 3.27) ile dinamik analiz strain sonuçları (Şekil 3.13) büyük ölçüde örtüşmektedir. Maksimum strain ler her iki analizde de $0.75e^{-3}$ m/m olduğu görülmektedir.

Bu bulgulardan anlaşılağı üzere en son kullanılan apron modelinin (Senaryo 3) oldukça sağlam olduğu aşağıda gösterilen yorulma analizlerinden de anlaşılabacaktır.

4.1.3 Yorulma Analizi Sonuçları

Dinamik analiz sonucunda sağlamlığı ispatlanan modifiye edilmiş apron modeli. Yorulma analizleri sonucunda da güvenilir bir şekilde kullanılabileceği anlaşılmıştır.

4.1.3.1 Senaryo 1 Analiz Sonuçları

Bu modelde yorulma ömrü maksimum gerilim noktalarında 16138 çevirime kadar inmektedir (Şekil 3.19). 2003 yılı verilerine göre 2. Sıcak Haddehane net 6682 saat çalışmıştır. Slab Aprona saatte 20 defa çarpmaktadır. Bu rakam yılda 133640 çevrime denk gelmektedir. Bu sonuç yaklaşık olarak 1,5 aylık bir ömürdür. Bu bir haddehane için kabul edilemez bir ömürdür. Güvenlik katsayısının (Şekil 3.18) bazı noktalarda 1.0' in altında olması modelin güvenli olmadığını gösterir. Bu durum modelin kısa zamanda yerinde kırılma sebebidir. Bu nedenle diğer modeller üzerinde sonlu elemanlar metodu kullanılarak iyileştirilme yapılmıştır.

4.1.3.2 Senaryo 2 Analiz Sonuçları

Bu modelde yapılan iyileştirmenin sonuçları görülmüştür. Yorulma ömrü maksimum gerilim noktalarında 422,899 çevirime kadar çıkmıştır. Bu sonuç yaklaşık olarak 3 yıllık bir ömürdür. Ancak apronun bulunduğu çok riskli ve önceden kestirilemeyen parametrelerden dolayı bu ömür daha az kısılması muhtemeldir. Güvenlik katsayısının (Şekil 3.23) bazı noktalarda 1.0' in altında olması modelin güvenli olmadığını gösterir. Apronun bu şekilde üretildiği taktirde güvenli bir şekilde kullanılamayacağı anlaşılmaktadır.

4.1.3.3 Senaryo 3 Analiz Sonuçları

Senaryo 3 yorulma analiz sonuçlarına göre son model apronun sonsuz yorulma ömrüne ulaştığını ve apronun bu şekilde üretildiği taktirde güvenli bir şekilde kullanılacağını göstermektedir. Senaryo 3 teki düşük gerilim ve strain değerleri de bu bulguları kuvvetli bir şekilde desteklemektedir. Ayrıca Senaryo 3’ te çıkan emniyet katsayılarının yüksek olması ve en düşük emniyet katsayısının 1.47 olması (Tablo 3.16) modelin güvenilirliğini bir kez daha teyit etmiştir.

4.2 YORUMLAR

Senaryo 3 teki gerilim ve strain değerlerinin üstünlüğü açık bir şekilde görülmüştür. Emniyetli bir teori olan Von-Misses’ e göre çıkan bu sonuçlar Senaryo 3’teki modelin uygulanabilir olduğunu göstermiştir.

Üstteki sonuçlardan görüldüğü üzere Senaryo 3 deki stress bölgelerindeki maksimum stress ve strain değerleri en düşük düzeye indirilmiştir. Senaryo 3 bu açıdan en sağlam ve en emniyetli olduğu anlaşılmıştır.

Senaryo 3 yorulma analiz sonuçlarına göre son model apronun sonsuz yorulma ömrüne ulaştığı ve apronun bu şekilde üretildiği taktirde güvenli bir şekilde kullanılacağı anlaşılmaktadır.

En son apron modeli, gerek geometrisi ile gerekse malzemesi bakımından güvenli olmasına rağmen döküm sırasında meydana gelen mikro çatlaklar, gaz boşlukları, cüruf kalıntısı vs. hatalar sonucunda kırılması muhtemeldir. Çünkü bu durumlar yorulma ömrünü oldukça azaltmaktadır. Kırılmayı engellemek için imal edilen malzemenin döküm işlemi sonrasında tahribatsız muayene testlerinden geçirilmesi gerekmektedir.

Apronun kırılması 18 saatlik duruşa neden olmakta, 1 saatlik duruşun maliyeti yaklaşık 20 bin USD dolarını bulmaktadır.

Demir elik sektörü bu tip problemlerin sıklıkla yaşandığı bir sektördür. Demir ve elik Fabrikası'nda problemlerin çözümü için Sonlu elemanlar yöntemi Etüt-Proje departmanında kullanılmaktadır. Yaptığımız bu çalışma diğerk çalışmalar ile birlikte gelecekteki olası problemlere ışık tutacağı inancındayız.

4.3 ANALİZLERDE KARşILAşILAN SORUNLAR VE ÇÖZÜM ÖNERİLERİ

Dinamik explicit analizlerde zaman aralıkları ne kadar küçük olursa çözüm de o kadar sağıklı olmaktadır. Fakat küçük zaman aralığında çözüm yapıldığında çözüm süresi doğıru orantılı şekilde artmaktadır. Problemin özelliğine göre zaman aralığı seçilmelidir. Bu analizde 0.5 saniye hareket sresinde 0.005 saniye zaman aralığı kullanılmıştır.

Ayrıca kullanılan eleman sayısı da çözüm süresini etkilemektedir. Analiz yapılırken model üzerinde önemli gerilim olması beklenmeyen kısımları oldukça büyük bedenli elemanlar kullanarak asgari eleman ile geçilerek çözüm yapılması sağılanmıştır. Elemanın büyüklüğü ve sayısı yanında elemanın sahip olduğı node sayısı, toplam eleman sayısından daha fazla çözüm zamanını uzatmaktadır. Bundan dolayı daha az noda sahip eleman tipi seçilmiştir.

Dinamik analizde çözüm on saati geçmiştir. Bundan dolayı dinamik modelde çok fazla model değışikliğı yapılmamıştır. Model değışikliğı yapmak için statik analizden faydalanılmıştır. En son halini alacağını düşündüğümüz model üzerinde dinamik analiz yapılarak yorulma analizinde kullanacağımız yükler ve gerilimler tespit edilmiştir.

Dinamik analizde ayrıca geometriden kaynaklanan sorunlar yaşanmıştır. Slabın aprona çarpan kısmının köşeleri keskin veya küçük çaplı ise slab aprona çarptığında apron üzerinde kayma olmamakta ve apron ile slab beraber hareket etmektedir. Bu problem slabın köşelerini normalden daha fazla yuvarlatarak aşılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] S. Serajzadeha, A. Karimi Taheria, F. Mucciardib, “Unsteady state work-roll temperature distribution during continuous hot slab rolling” -Dep. of Mat. Sci. & Eng., Sharif University of Technology, Azadi Ave P.O. Box 11365-9466, Tehran, Iran, Dep. of Mining, Metals & Mat. Engineering, McGill University, 3610 Un. Street, Montreal, Quebec, Canada May 2002, October 2002
- [2] ERDEMİR Intranet 2. Sıcak Haddehane web sitesi.
- [3] J. Ramirez, I. Sandoval, C. Morales, L. A. Leduc, R. Colas “Damage in hot rolling work rolls” Fac. de Ing. Mecanica y Elec., Universidad Autonoma de Nuevo Leon, A.P. 149-F, 66451 Cd. Uni., NL, Mexico Difision Aceros Planos, Hylsa, S.A. de C.V., A.P. 996, 64000 Monterrey, NL, Mexico, January 1999
- [4] M. Abo-Elkhier, “Elasto-plastic finite element modelling of strip cold rolling using Eulerian fixed mesh technique” Dep. of Pro. Eng. & Mechanical Design, Fac. of Eng., Menoufia Uni., Shebin El-Kom, Egypt, 32511, 1997
- [5] E. N. Dvorkin, M. A. Cavaliere, M. B. Goldschmit “Finite element models in the steel industry” Part I: Simulation of flat product manufacturing processes Center for Ind. Research, FUDETEC, Av. Cordoba 320, Buenos Aires 1054, Argentina, 2003
- [7] Josef Synka, Alexander Kainzb- “A novel mixed Eulerian–Lagrangian Finite-element method for steady-state hot rolling processes”, 1a Ins. for Ind. Math., Johannes Kepler University, Altenberger Street 69, Linz 4040, Austria b Ins. for Robot & Man. Sys., Johannes Kepler Uni., Linz, Austria, December 2003
- [8] T. Angelov & A. Nedev, “Finite-element analysis of a hot-rolling problem with nonlinear friction” Ins. of Mech., Bulgarian Ac. of Sciences, Acad. G. Bonchev str., Bl. 4, Sofia 1113, Bulgaria (rev. 1.5 July 1997; acc. 24 July 1997)
- [9] X. Shangwu1, J. M. C. Rodrigues, P. A. F. Martins, “Three-dimensional simulation of flat rolling through a combined finite element} boundary element approach” Dep. de Engenharia Mecanica, Ins. Superior Tecnico, Av. Rovisco Pais, 1096 Lisboa Codex, Portugal, 1999
- [10] John O. Hallquist, LS—DYNA Theoretical Manual, May 1998

- [11] Yard. Doç. Dr. Hasan Kurtaran. Explicit dinamik analize giriş, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Tasarım ve İmalat Mühendisliği, Gebze 2003
- [12] Sorelmetal, Ductile Iron Data for Design Engineers, Rio Tinto Iron & Titanium Inc. 770 Sherbrooke Street West Suite 1800- Montreal Quebec Canada, H3A 1G1, 1990
- [13] J.Shackelford, W. A.Boca, "Materials Science and Engineering Handbook" Raton: CRC Press LLC, 2001
- [14] Meyers, M.A., Dynamic Behavior of Materials. John Wiley & Sons Inc. 1994
- [15] LS-DYNA Keyword User's Manuel (Version 960), Livermore Software Technology Corp.
- [16] LS-DYNA Keyword User's Manuel (Version 970), Livermore Software Technology Corp.
- [17] R.L. Norton, "Machine design: An Integrated Approach", 2nd ed., Prentice Hall, 2000.
- [18] R. I. Stephens, A. Fatemi, R.R. Stephens, H. O. Fuchs, "Metal Fatigue in Engineering", 2nd ed., October 2000.
- [19] A. Ugural, "Mechanical Design: An Integrated Approach", 1st Ed., 2004.
- [20] B. J. Hamrock, "Fundamentals of Machine Elements", 1st Ed., 1999.
- [21] R. Mott, "Machine Elements in Mechanical Design", 4th Ed., 2003.
- [22] J.E. Shigley, "Mechanical Engineering Design", McGrawHill, 1986.
- [23] R.I. Nepershin, "Plane strain hot rolling of slab and strip" Dep.of Theoretical Mech., Moscow State Ac. of Instrument Eng. and Informatics, Stromynka Street 20, Moscow 107846 Russia Rec. 13 Oc. 1997; rec. in rev. form 27 May 1998
- [24] Helsinki University of Technology Laboratory of Steel Structures Publications 29 Teknillisen korkeakoulun teräsrakennetekniikan laboratorion julkaisuja 29 Espoo 2003 TTK-TER-2 ADVANCED STEEL STRUCTURES

ÖZGEÇMİŞ

Hüseyin Emre ÖĞÜT, 1976 yılında İSTANBUL’ da doğmuştur. Gaziantep Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü’ nü 2000 yılında bitirmiştir. 2001 yılında Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Tasarım ve İmalat Mühendisliği Bölümün’ de yüksek lisans eğitimine başlamıştır. İngilizce bilmektedir. Halen bir mühendislik yönetim ve danışmanlık şirketinde proje mühendisi olarak görev yapmaktadır. Evli ve şu an bir çocuk babasıdır.