

168840

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE BİLGİSAYAR DESTEKLİ  
KONSTRÜKSİYON VE BİR UYGULAMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makine Mühendisi Bilal ÇOLAK**

**Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği**

**Programı: Konstrüksiyon**

Haziran 2005

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE BİLGİSAYAR DESTEKLİ  
KONSTRÜKSİYON VE BİR UYGULAMASI**

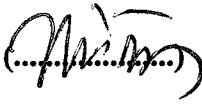
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makine Mühendisi Bilal ÇOLAK**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 27.06.2005**

**Tezin Savunulduğu Tarih: 14.07.2005**

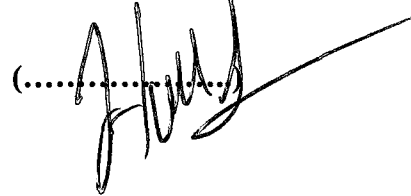
**Tez Danışmanı**  
**Yrd.Doç.Dr. Hülya**  
**YETİŞTİREN**

  
(.....)

**Üye**  
**Yrd.Doç.Dr. Murat**  
**MAKARACI**

  
(.....)

**Üye**  
**Yrd.Doç.Dr. Hüseyin**  
**YELGİN**

  
(.....)

Haziran 2005

# SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE BİLGİSAYAR DESTEKLİ KONSTRÜKSİYON VE BİR UYGULAMASI

**Bilal ÇOLAK**

**Anahtar kelimeler:** Sonlu Elemanlar Metodu, İş Merdanesi, Destek Merdanesi, 4HI, Haddeleme, Slab

**Özet:** Bir parçanın üretim maliyetinin %70 kadarı tasarım safhasına aittir. Bu husus, parça tasarlayıcısının aynı zamanda üretim maliyetlerinin büyük bir kısmını da belirlediğini gösterir. Maliyeti oluşturan 70/30 oranı, tasarım safhasının önemini vurgular. Bu oran, tasarımın sayısal ortamda yapılarak geri besleme sonucu bilgisayar ortamında gerekli değişikliğin kolayca yapılabilmesiyle küçültülebilir. Sonlu elemanlar metodu; işte bu aşamada ürünün fiziksel ortamda denenmesine gerek kalmadan kendinden bekleneni verip vermediğinin sayısal ortamda test edilebilmesine imkan sağlayan bir araçtır.

Bir çift iş ve bir çift destek merdanesinden oluşan 4HI(dörtlü stand) yassı mamul hadde tezgahlarında, özellikle de sıcak haddelemede iş merdanelerinin sıcak slab-şerit ile büyük kuvvetler altında temas etmesi ve bu yükü kendi üzerinden destek merdaneleri üzerine iletmesi, çekilen tonlarca malzemenin sonra her iki cins merdane üzerinde de homojen olmayan aşınmalara yol açmaktadır. Aynı yükün daha küçük alana etkimesi, lokal gerilmeleri yükselterek merdanelerin, özellikle de bir serviste daha yüksek tonajlar çekerek yorulma hasarına karşı hassasiyeti artan destek merdanesinin omuzlarda parça kopmasına kadar varabilen hasarlara uğramasını yaşanan kazalar arasına sokmuştur. Bir iş merdanesinin 30.000\$, bir destek merdanesinin 100.000\$ civarında olduğu düşünüldüğünde olayın ekonomik boyutu anlaşılmaktadır.

Bu çalışmada; merdanelere gerek taşıma sırasında gerekse imalatında verilebilecek bombe ve pahın miktar ve geometrilerinin değiştirilmesi ile gerilme yığılmalarını azaltmak, bu hasarları önlemek ve merdane ömrünü uzatmak için araştırmalar yapılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemine göre çalışan ANSYS analiz programı ile problem görselleştirilmiş ve çeşitli pah ve bombeler denenerek merdanelerde gerilme yığılmalarının oluşmayacağı ya da daha az oluşacağı değerler bulunmaya çalışılmıştır. Böylece hem merdanelerin hasar sonucu hurda olmaları, hem de haddehanelerin durarak üretim kaybına uğraması önlenerek ekonomik getiri sağlanacaktır.

# COMPUTER AIDED CONSTRUCTION BY USING FINITE ELEMENT METHOD AND AN APPLICATION

Bilal ÇOLAK

**Keywords:** Finite Element Method, Work roll, Back Up Roll, 4HI, Rolling, Slab

**Abstract:** Approximately 70% of manufacturing cost of any product is occupied by design phase. This reality shows that product designer determines a big portion of manufacturing costs. “The 70/30 cost ratio” give emphasis to the importance of design phase. This ratio can be reduced by designing in a numerical environment, thereby performing required modifications easily according to the feedbacks obtained in that media. At this point, “Finite Elements Method” is a tool which enables someone to test the product whether it satisfies the expected function or not in the imaginary media without having a need to check in physical media.

In 4HI flat product rolling mill which consist of a couple of work rolls and a couple of back up roll and especially in during hot rolling where the work rolls are in contact with hot slab or strip under high rolling loads and transmit this load to back up rolls, non-homogeneous wear occurs on both couples of rolls after lots of tones of material is rolled. As the same load is applied on smaller areas due to the wear, local stresses on the rolls -especially on the back-up rolls being used to roll more tones of material than average in a single service and thereby having an increasing risk against fatigue failure- causes such accidents that can even be a damaged piece coming apart from the shoulders of a roll. The economic side would be clearly recognized by considering the costs of 30.000 USD for a work roll and 100.000 USD for a back-up roll.

In this study investigations have been done to decrease stress concentrations and damages and thus increase roll life by altering the quantity and geometries of crown and chamfer during both manufacturing and grinding of rolls. By using “ANSYS” program, which uses the finite element method in its analysis, the problem has been visualized and proper crown and chamfer geometries where no or little stress concentration take place have been found by trying various combinations in crown and chamfer geometries. In consequence, it will be prevented that both rolls will become scrap due to wear and damages as well as production losses due to mill shut-down, thus economic benefit will result.



## ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Giderek artan rekabet ortamında piyasaya satılabilir ürünler sunmak ve bunların, müşteriden gelen geri besleme ile belirlenen isteklere paralel olarak derhal değiştirilmesi, ürünün ilk oluşturulma safhasındaki kadar öneme haizdir. Günümüzde, hızlı dijital bilgisayar sistemleri ve sonlu elemanlar yöntemine göre çalışan gelişmiş ticari paket programların varlığı, üründe sonucu görülmek istenen bir değişikliğin ya da etkinin sanal ortamda adeta gerçek şartlardaymış gibi simüle edilerek sonuçların görülmesini mümkün kılmaktadır. Bu da beraberinde maliyet ve acımasız rekabet ortamında bir o kadar önemli zaman tasarrufu sağlamaktadır.

Yüksek lisans öğrenimim boyunca bana yardımını esirgemeyen danışman hocam Yrd.Doç.Dr. Hülya YETİŞTİREN'e, GYTE'nde görev yapmakta olan Yrd.Doç.Dr. Hasan KURTARAN'a ve eşime teşekkür ederim.

Haziran 2005

Bilal ÇOLAK

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	ii
ABSTRACT.....	iii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
TABLolar DİZİNİ.....	xvi
BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2. BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM VE İMALAT.....	3
2.1. Tasarım İşlemi.....	4
2.1.1. Mühendislik tasarımında bilgisayarın kullanımı.....	8
2.2. BDT/BDİ Konuları ve Araçları.....	10
BÖLÜM 3. SONLU ELEMANLAR METODU.....	18
3.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin Tarihçesi.....	20
3.2. Genel Amaçlı Sonlu Elemanlar Yazılımı.....	21
3.3. Genel Kavramlar.....	22
3.4. Ana Modüller. ....	25
3.4.1. Önışlemci modülü.....	25
3.4.1.1. Eleman tipleri ve seçimi.....	26
3.4.1.2. Eleman sabitlerinin belirlenmesi.....	35

3.4.1 3. Malzeme özelliklerinin belirlenmesi.....	35
3.4.1.4. Model elde edilmesi.....	35
3.4.1.5. Genel ağ tanımı.....	38
3.4.1.6. Ağ yapısının oluşturulması (meshing).....	38
3.4.1.7. Ağ kontrolünün belirlenmesi.....	39
3.4.2. Çözümleme Modülü.....	39
3.4.3. Son İşlemci Modülü.....	40
<b>BÖLÜM 4. HADDELEME.....</b>	<b>42</b>
4.1. Haddeme İşlemi.....	42
4.2. Hadde Teçhizatı.....	43
4.3. Merdane Düzenleri ve Hadde Merdaneleri .....	44
4.4. Sıcak Haddeme.....	47
4.5. Sıcak Haddemede Malzemenin Deformasyonunu Etkileyen Faktörler.....	48
4.6. Merdane Teknolojisi.....	48
4.6.1. Merdane metalurjisi.....	48
4.6.2. Merdane üretimi .....	51
4.7. Yassı Çelik Üretiminde Kullanılan Hadde Merdanelerinde Görülen Kusurlar ve Hasarlar.....	53
4.7.1. Aşınma ve yüzey bozulması.....	54
4.7.2. Isıl çatlak ve yanma.....	55
4.7.3. Ezilme.....	55
4.7.4. Parça kopması (spalling).....	58
4.7.5. Kırılma.....	60
4.7.6. Taşlama kusurları.....	61

4.7.7. Merdane hasarlarının etüdü.....	62
4.8. Haddedeleme Kuvvetler ve Geometrik Bağlıntılar.....	64
4.9. Haddedeleme Kuvvetinin Basit Hesabı.....	67
<b>BÖLÜM 5. METALLERDE YORULMA HASARI.....</b>	<b>69</b>
5.1. Genel Tanımlar.....	69
5.2. Yorulma Zorlanma Türleri.....	71
5.3. Gerilme – Yorulma Hasar Ömrü İlişkisi.....	73
5.4. Yorulmayı Etkileyen Faktörler.....	75
5.4.1. Ortalama gerilmenin etkisi.....	75
5.4.2. Boyut etkisi.....	78
5.4.3. Yüzey durumunun etkisi.....	78
5.4.4. Kesit biçiminin etkisi.....	79
5.4.5. Darbe etkisi.....	80
5.4.6. Çentik etkisi.....	80
5.5. Yorulmada Emniyet Katsayısı.....	83
5.6. Çok Eksenli Gerilme Hali.....	84
5.7. Yüzey Sertliğinin Yorulmaya Etkisi.....	85
5.8. Yorulmaya Etki Eden Metalurjik Faktörler.....	85
5.9. Yorulmaya Sıcaklığın Etkisi.....	88
5.10. Diğer Yorulma Türleri.....	88
5.10.1. Isıl yorulma.....	88
5.11. Yorulmada Toplam Hasar Kavramı.....	89
<b>BÖLÜM 6. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....</b>	<b>91</b>

## BÖLÜM 7. UYGULAMA: HADDE MERDANELERİNİN MODELLENMESİ

ve GERİLME ANALİZLERİ.....	96
7.1. Yapılan Çalışmanın Tanıtımı ve Sınır Şartlar.....	96
7.2. Merdane Malzemelerinin Mekanik Özellikleri ve Kimyasal Bileşimleri.....	102
7.3. Analizle İlgili Yapılan Kabuller.....	103
7.4. Analiz İşleminde Kullanılan Malzeme Sabitlerinin Belirlenmesi.....	105
7.4.1. Çentik etki katsayısı ( $\beta_{çen}$ ) hesabı ve yapılan kabuller.....	105
7.4.2. Emniyet katsayısı hesabı.....	106
7.5. Yapılan Analizler.....	107
7.5.1. Dar malzeme ile yapılan analizler.....	107
7.5.2. Geniş malzeme ile yapılan analizler.....	111
7.5.3. Temas halinde merdaneler üzerinde oluşan gerilmeler.....	117
7.6. Analiz Sonuçlarının İrdelenmesi.....	119
7.7. Merdane Ömrünü Artırıcı Tedbirler.....	123
7.7.1. Yapılan denemeler.....	125
7.8. Çıkarımlar – Öneriler.....	138
KAYNAKLAR.....	141
ÖZGEÇMİŞ.....	143

## SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR

$b$	: Slab genişliği
$^{\circ}\text{C}$	: Santigrat derece
$d$	: Tane boyutu
$dk$	: Dakika
$E$	: Elastiklik modülü
$F$	: Teğetsel sürtünme kuvveti
$h_s$	: Slab çıkış kalınlığı
$h_0$	: Slab giriş kalınlığı
$K$	: Boyut etki katsayısı
$[K]$	: Tümel Direngenlik Matrisi (Overall Stiffness Matrix)
$L_p$	: Temas yayının yaklaşık uzunluğu
$N$	: Wöhler diyagramında çevrim sayısı
$p$	: Özgül haddeleme basıncı
$\{P\}$	: Tümel kuvvet vektörü
$P_r$	: Haddeleme kuvveti (radyal kuvvet)
$q$	: Kesit biçim faktörü
$R$	: Merdane yarıçapı
$r$	: Çentik dibi radyüsü
$S$	: Wöhler diyagramında gerilme şiddeti
$t$	: Çentik derinliği
$T$	: Sıcaklık
$v_o$	: Slab giriş hızı
$v_s$	: Slab çıkış hızı
$\Delta T$	: Sıcaklık farkı
$\{\delta\}$	: Tümel yer değiştirme vektörü
$\alpha$	: Isıl genleşme katsayısı
$\sigma_{Ak}$	: Akma dayanımı
$\sigma_{\varphi}$	: Çekme dayanımı
$\sigma_{eA}$	: Eğme akma sınırı

$\sigma_b$	: Basma mukavemeti
$\sigma_G'$	: İndirgenmiş yorulma dayanımı
$\sigma_g'$	: Yükseltgenmiş gerilme genliği değeri
$\sigma_{üst}$	: En yüksek gerilme
$\sigma_{alt}$	: En düşük gerilme
$\sigma_{ort}$	: Ortalama gerilme
$\sigma_g$	: Değişken gerilme genliği
$\sigma_{Gin}$	: İndirgenmiş yorulma dayanımı
$\sigma_G$	: Yorulma dayanımı
$\tau_A$	: Kayma akma sınırı
$\varepsilon$	: Deformasyon hızı
$\Delta h$	: Paso
$\mu$	: Sürtünme katsayısı (dinamik)
$\alpha$	: Statik çentik katsayısı
$\Omega$	: Yüzey etki faktörü
$\Phi$	: Darbe etki katsayısı
$\beta_{çen}$	: Yorulma çentik katsayısı
$\eta_{çen}$	: Çentik duyarlılık katsayısı
$\mu$	: Yorulma emniyet katsayısı
BDÇT	: Bilgisayar Destekli Çizim ve Taslaklama
BDİ	: Bilgisayar Destekli İmalat
BDİP	: Bilgisayar Destekli İşlem Planlama
BDM	: Bilgisayar Destekli Mühendislik
BDT	: Bilgisayar Destekli Tasarım
FEA	: Finite Element Analysis
FEM	: Finite Element Modeling
HMK	: Hacim Merkezli Kübik
HRC	: Rockwell C sertlik
K.Ö.T.	: Koordinat Ölçme Tezgahları
K.Ö.Y.	: Kısa Ömürlü Yorulma
MİB	: Merkezi İşlemci Birimleri
SEM	: Sonlu Elemanlarla Modelleme
SD	: Sayısal Denetim
SDH	: Sıkı Düzen Hekzagonal

U.Ö.Y. : Uzun Ömürlü Yorulma

YMK : Yüzey Merkezli Kübik





## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Tasarım işlemi (Nalbant 1997).....	5
Şekil 2.2. Tasarım işlemine bilgisayarın uygulanması (Nalbant 1997).....	9
Şekil 2.3. Tipik ürün çevrimi (Nalbant 1997) .....	12
Şekil 2.4. BDT/BDİ sistemi üzerinde tipik BDT işleminin gerçekleştirilmesi (Nalbant 1997).....	14
Şekil 2.5. BDT/BDİ sistemi üzerinde tipik BDİ işleminin gerçekleştirilmesi (Nalbant 1997) .....	17
Şekil 3.1. Sonlu elemanların düğümlerle bağlanma durumu (Nath 1974).....	23
Şekil 3.2. Düğüm noktaları bağlantı şekli.....	23
Şekil 3.3. Komut menüleri şeması (Moaveni 1999).....	25
Şekil 3.4. Bir boyutlu elemanlar.....	27
Şekil 3.5. İki boyutlu düzlem elemanlar a) üçgen b) dikdörtgen c) dörtgen.....	27
Şekil 3.6. Üç boyutlu eleman tipleri.....	27
Şekil 3.7. İzoparametrik eleman tipleri .....	28
Şekil 3.8. Üçgen ve dikdörtgen elemanlara bölünmüş bir düzlemsel cisim (Nalbant 1997).....	29
Şekil 3.9. Doğrudan sonlu eleman modellemesine bir örnek (Moaveni 1999).....	36
Şekil 3.10. Katı modelleme yaklaşımına bir örnek (Moaveni 1999).....	36
Şekil 3.11. Düğüm noktaları, çizgiler ve alanlar arasındaki ilişki (Moaveni 1999).....	37
Şekil 4.1. Haddeleme işlemi (Demirkol 1994).....	42
Şekil 4.2. Yatay hadde tezgahlarının şematik gösterimi a) Redüktörlü b) Bağımsız motorlu (Ginzburg 1989) .....	44
Şekil 4.3. Merdane düzenleri (Degarmo ve diğerleri 1988).....	46
Şekil 4.4. Bir hadde merdanesinin bölümleri ve tahrik bağlantılarının şematik görünüşü (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).....	46
Şekil 4.5. Haddeleme sırasında merdane sıcaklık değişimi (Innse Cilindri 2000).....	50
Şekil 4.6. Ardışık döngülerde merdane sıcaklık değişimi (Innse Cilindri 2000).....	50
Şekil 4.7. Santrifüj çifte döküm(double poured) yöntemiyle üretilmiş bir merdane.....	52
Şekil 4.8. 56” çapında bir sıcak haddehane iş merdanesinde meydana gelen aşınma	

aralığı ve hesaplanan temas yüzeyi gerilimi (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).....	56
<b>Şekil 4.9.</b> Parça kopması ile hasar görmüş bir destek merdanesi (Akers 2000)...	58
<b>Şekil 4.10.</b> Taşlama miktarına göre yorulma hasarı oranının değişimi (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).....	59
<b>Şekil 4.11.</b> Çalışma yüzeyinden kırılmış bir merdane.....	60
<b>Şekil 4.12.</b> Merdanelerde yorulma hasar mekanizması (CAEF 2002).....	61
<b>Şekil 4.13.</b> Yorularak kırılmış bir parçanın kırık yüzeyi (Calliester 1985).....	61
<b>Şekil 4.14.</b> Merdane hasarlanma mekanizmaları (Dervişoğlu ve diğerleri 1990)..	63
<b>Şekil 4.15.</b> Haddedelemde geometrik bağıntılar (Demirkol 1994).....	64
<b>Şekil 4.16.</b> Haddeme boyut parametreleri (Demirkol 1994).....	65
<b>Şekil 4.17.</b> Kapma koşulu (Demirkol 1994).....	66
<b>Şekil 5.1.</b> Yorulma sonucu hasara uğramış parça kırık yüzeyin şematik görünüşü (Demirkol 1991).....	69
<b>Şekil 5.2.</b> Yorulma zorlanmasına tipik bir örnek (Güleç ve Aran 1983).....	71
<b>Şekil 5.3.</b> Yorulma zorlanma türleri (Güleç ve Aran 1983).....	72
<b>Şekil 5.4.</b> Rastgele zorlanma şekli (Demirkol 1991).....	72
<b>Şekil 5.5.</b> Wöhler diyagramları (Demirkol 1991) .....	74
<b>Şekil 5.6.</b> Normalize edilmiş St 37 yapı çeliğine ait örnek Smith diyagramı (Güleç ve Aran 1983) .....	76
<b>Şekil 5.7.</b> Soderberg diyagramı (Demirkol 1991).....	77
<b>Şekil 5.8.</b> Parça boyutunun yorulma dayanımına etkisi (Güleç ve Aran 1983)....	78
<b>Şekil 5.9.</b> Yüzey kalitesinin yorulma dayanımına tesiri (Güleç ve Aran 1983)...	79
<b>Şekil 5.10.</b> Çentik faktörü (Güleç ve Aran 1983)... ..	81
<b>Şekil 5.11.</b> Farklı gerilme genliklerinde yorulma zorlanması (Demirkol 1991).....	90
<b>Şekil 7.1.</b> Merdane düzeninin mesh edilmiş hali.....	97
<b>Şekil 7.2.</b> Geniş malzeme .....	99
<b>Şekil 7.3.</b> Dar malzeme .....	100
<b>Şekil 7.4.</b> Merdanelerin mevcut pah ve bombe durumları .....	101
<b>Şekil 7.5.</b> Haddeme sırasında merdanelerde oluşan deformasyonun gösterimine bir örnek.....	102
<b>Şekil 7.6.</b> İş ve destek merdaneleri aşınmamış .....	108
<b>Şekil 7.7.</b> İş ve destek merdaneleri aşınmış .....	109
<b>Şekil 7.8.</b> İş merdanesi aşınmış, destek merdanesi aşınmamış.....	110
<b>Şekil 7.9.</b> İş merdanesi aşınmamış, destek merdanesi aşınmış .....	111

<b>Şekil 7.10.</b> İş ve destek merdaneleri aşınmamış.....	112
<b>Şekil 7.11.</b> İş ve destek merdaneleri aşınmış .....	113
<b>Şekil 7.12.</b> İş merdanesi aşınmış, destek merdanesi aşınmamış .....	114
<b>Şekil 7.13.</b> İş merdanesi aşınmamış, destek merdanesi aşınmış .....	115
<b>Şekil 7.14.</b> Analiz sonuçlarının grafiksel gösterimi.....	117
<b>Şekil 7.15.</b> İş ve destek merdaneleri temasının şematik gösterimi (Akers 2000)...	118
<b>Şekil 7.16.</b> Temas halindeki merdanelerde oluşan gerilme şiddetleri ve konumları (Akers 2000).....	118
<b>Şekil 7.17.</b> Farklı çalışma koşullarında temas basıncı dağılımları (Innse Cilindri 2000) .....	123
<b>Şekil 7.18.</b> Denemeler için sınır şartlar.....	125
<b>Şekil 7.19.</b> 1. deneme için iş ve destek merdaneleri profil durumu.....	126
<b>Şekil 7.20.</b> 1. deneme için temas basınç değerleri.....	127
<b>Şekil 7.21.</b> 1. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri.....	127
<b>Şekil 7.22.</b> 2. deneme için iş ve destek merdaneleri profil durumu.....	128
<b>Şekil 7.23.</b> 2. deneme için temas basınç değerleri.....	129
<b>Şekil 7.24.</b> 2. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri.....	129
<b>Şekil 7.25.</b> 3. deneme için iş ve destek merdaneleri profil durumu.....	130
<b>Şekil 7.26.</b> 3. deneme için temas basınç değerleri.....	131
<b>Şekil 7.27.</b> 3. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri.....	131
<b>Şekil 7.28.</b> 4.deneme için iş ve destek merdaneleri profil durumu.....	132
<b>Şekil 7.29.</b> 4. deneme için temas basınç değerleri.....	133
<b>Şekil 7.30.</b> 4. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri.....	133
<b>Şekil 7.31.</b> 5. deneme için iş ve destek merdaneleri pah ve profil durumu.....	134
<b>Şekil 7.32.</b> 5. deneme için temas basınç değerleri.....	135
<b>Şekil 7.33.</b> 5. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri.....	135
<b>Şekil 7.34.</b> 6. deneme için temas basınç değerleri.....	136
<b>Şekil 7.35.</b> 6. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri.....	137
<b>Şekil 7.36.</b> Deneme analiz sonuçları.....	138
<b>Şekil 7.37.</b> Destek ve iş merdanesi arasındaki temas kuvveti (Cavaliere ve diğerleri 2001) .....	140
<b>Şekil 7.38.</b> +50 µm. bombeli iş merdanesi ile yapılan analiz sonucu destek merdanesinde oluşan gerilme.....	141
<b>Şekil 7.39.</b> -150 µm. bombeli iş merdanesi ile yapılan analiz sonucu destek	

merdanesinde oluşan gerilme.....141



## TABLULAR DİZİNİ

<b>Tablo 1.1.</b> Lider bazı ticari sonlu elemanlar yazılımları.....	2
<b>Tablo 2.1.</b> Tasarım işlemini desteklemek için gerekli BDT araçları (Nalbant 1997).....	16
<b>Tablo 3.1.</b> ANSYS eleman tipleri (Moaveni 1999).....	30
<b>Tablo 5.1.</b> Darbe etki katsayıları (Demirkol 1991).....	81
<b>Tablo 5.2.</b> Bazı malzemelere ait çentik duyarlılık katsayıları (Demirkol 1991)...	82
<b>Tablo 7.1.</b> Haddeleme bilgileri.....	98
<b>Tablo 7.2.</b> Merdane çap bilgileri ve mekanik özellikleri (Akers 2000).....	103
<b>Tablo 7.3.</b> Merdanelerin kimyasal kompozisyonu (Akers 2000).....	103
<b>Tablo 7.4.</b> Analizlerde kullanılan malzeme sabitleri ve mekanik özellikleri (Merdane sipariş formları) .....	103
<b>Tablo 7.5.</b> Aşınma durumuna göre merdanelerde oluşan gerilmeler.....	116
<b>Tablo 7.6.</b> Haddeleme ve merdane özelliklerinin standlere göre dağılımı.....	122
<b>Tablo 7.7.</b> Deneme analiz sonuçları.....	138

## BÖLÜM 1. GİRİŞ

Tasarım konusu, mühendisliğin bütün dallarında projelerin en önemli kısmını oluşturmaktadır. Bunun için uzun süreler ve büyük paralar harcanmakta, bütün bunlara rağmen başarıya ulaşma garantisi de bulunmamaktadır. Günümüzde bilgisayar teknolojisine paralel olarak geliştirilen Bilgisayar Destekli Tasarım (BDT) ve Bilgisayar Destekli Mühendislik (BDM) yazılımları ve bunlara ilişkin metotlar tasarım karmaşasına büyük kolaylıklar getirmiştir. Bu sayede tasarımlar bilgisayar ortamına taşınabilmekte, mükemmel yakın modeller ve deney ortamları oluşturulabilmektedir. Bu çerçevede oldukça esnek, hızlı ve sistematik çalışılabilmektedir. Fazla sayıda prototip imal ederek deneme yanılma yöntemleriyle çalışmak zaman alıcı, pahalı ve bıktırıcı olduğu gibi çoğu zaman da kesin çözüm olmamaktadır. Bilgisayar ortamında tasarlanan prototip modeli üzerinde bilgi hesaplama gücü kullanarak deney simülasyonunu gerçekleştirmek pek çok açıdan kullanıcıya kazanç sağlar. BDT-BDM sistemleri kısa zamanda büyük ilerlemeler kaydetmiş, günümüzde uzay, savunma, havacılık ve otomotiv sektörlerinin başı çektiği bilim dalının vazgeçilmez bir unsuru haline gelmiştir.

Mühendislerin karşılaştığı karmaşık ve zor fiziksel problemleri kabul edilebilir bir yaklaşıklıkla çözebilen pek çok sayısal yöntem vardır. Sonlu elemanlar yöntemi bu yöntemlerin en önemlisi ve son yıllarda en çok kullanılan analiz yöntemi olmuştur. Sonlu elemanlar yöntemi, sayısal yöntemler içerisinde önemi gittikçe artan ve mühendisler tarafından her gün daha yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılan çözüm yöntemleri genellikle 2 grupta toplanır (Kocacıoğlu 2002):

- Analitik Çözüm Yöntemleri: Diferansiyel denklemler, varyasyonel hesap yöntemleri
- Sayısal Çözüm Yöntemleri: Sonlu farklar yöntemi, ağırlıklı artıklar yöntemi gibi.

Mühendisleri ilgilendiren birçok problemi analitik yöntemler ile çözmek mümkün değildir. Analitik çözümler, ancak birleştirilmiş bazı özel haller için elde edilebilir. Mühendis; geometrisi, malzeme özellikleri ve sınır şartları karmaşık problemleri yaklaşık çözebilmek için kabul edilebilir sonuçlar veren sayısal yöntemler kullanmak zorundadır (Kocacıbağ 2002). Sayısal yöntemlerin çoğu, bilgisayarların yaygın olarak kullanılmasından önce gelişmiş ve sonradan bilgisayarlara uygulanmıştır. Mesela sonlu farklar yöntemi, ağırlıklı artıklar yöntemi gibi. Bu yöntemlerin aksine, sonlu elemanlar yöntemi bilgisayar gelişiminin bir ürünüdür. Bu nedenle sonlu elemanlar yönteminin diğer sayısal yöntemlerle bazı ortak özelliklerinin yanında yüksek hızlı bilgisayarlara daha uygun gelen özellikleri vardır.

Sonlu eleman yönteminde yapı birçok basit bloklara veya elemanlara bölünür. Bağımsız her elemanın davranışı basit denklemlerle tanımlanır. Nasıl her eleman birleştirilerek yapı oluşturuluyorsa, bu denklemler de birleştirilerek bütün yapının davranış denklemleri ortaya çıkarılır. Bilgisayar bu karmaşık denklem setini çözer. Bilgisayar; sonuçlardan her bağımsız elemanın davranışını çıkarır. Buradan da yapının her elemanının gerilme ve deformasyonu ortaya çıkarılır. Bu hesaplanan gerilme değerleri de malzemenin izin verilen gerilme değerleri ile karşılaştırılarak yeterli derecede mukavim olup olmadığı bulunur (Söğüt 2000).

Sonlu elemanlar yönteminin statik analiz, akışkanlar mekaniği, ısı transferi, elektro manyetik analiz ve akustik gibi pek çok fiziksel olayın çözümünde uygulama alanı bulması ve bilgisayara uygulanabilir olması, kolay bir algoritmaya dayanması problem çözümünde yaygın oluşturmaya imkan sağlamıştır. Bugün dünyada sonlu elemanlar yöntemine dayalı, mühendislik analizleri için geliştirilmiş genel amaçlı çok sayıda paket program vardır (Tablo 1.1) (Kocacıbağ 2002).

**Tablo 1.1.** Lider bazı ticari sonlu elemanlar yazılımları

Şirket ismi	Ürün ismi	Web sitesi
Hibbitt, Karlsson & Sorenson	ABAQUS	<a href="http://www.hks.com">www.hks.com</a>
Ansys, Incorporated	ANSYS	<a href="http://www.ansys.com">www.ansys.com</a>
Structural Data Research Corp.	SDRC-Ideas	<a href="http://www.sdrc.com">www.sdrc.com</a>
Parametric Technology, Inc.	RASNA	<a href="http://www.ptc.com">www.ptc.com</a>
MSC Software Corp.	MSC/NASTRAN	<a href="http://www.mssoftware.com">www.mssoftware.com</a>



## BÖLÜM 2. BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM VE İMALAT

Bir parça veya mekanizmanın görevini doğru şekilde yapmasını ve ömrünün makul bir sürede bitmesini temin etmek için iyi bir mühendislik tasarımı gereklidir. Tasarım sırasında parçanın göreviyle ilgili olarak diğer eşyalarla ilişkileri, ağırlığı, sağlamlığı, ısıl özellikleri, kinematik ve dinamik konuları göz önünde bulundurulur. Tasarımın performans ölçüleri gerekli özelliklerle karşılaştırılarak tasarımın başarısı değerlendirilebilir. Parçanın görevini doğru şekilde yapmasının yanı sıra tasarımının ekonomik olması da gerekir. Bu husus, bitmiş parçanın mümkün olduğu kadar kendi özelliklerine yakın tasarlanması gerektiğini gösterir. Örnek olarak yapıyı destekleyen bir elemanın görevi 10 bar'lık bir basma gerilmesine dayanmasını gerektiriyorsa o elemanın 30 bar'a dayanır şekilde tasarlanması gereksizdir ve gerekli tasarımdan muhtemelen daha pahalıya mal olacaktır. Bu nedenle mühendislik tasarımı; görev ve ekonomiye birlikte hitap etmelidir. Görev; parçanın geometrisi, malzeme özellikleri ve çevreyle belirlenir. Ekonomik faktörler; malzeme, işlem maliyetleri ve pazarlama detaylarını ihtiva eder.

Bir parçanın üretim maliyetinin %70 kadarı tasarım işlemi sırasında belirlenir. Bu husus, parça tasarlayıcısının aynı zamanda üretim maliyetlerinin büyük bir kısmını da belirlediğini gösterir. İşlem maliyetlerini; malzeme, boyutlar, toleranslar, yüzey bitirme işlemleri ve diğer parametreler belirler. Parça maliyetinin geriye kalan %30'u, imalat planlama safhasında para tasarrufu yapan etkilere maruz kalabilir. Maliyeti oluşturan 70/30 oranı, tasarım safhasının önemini vurgular ve tasarım sırasında bilgisayar desteği, uygun görev sağlanmasında ve üretim maliyetlerinin makul bir seviyede tutulmasında önemli bir yardım olabilir (Nalbant 1997).

Bir tasarımın ilk konfigürasyonu nadiren tasarımın son hali olur. Genelde tasarım işlemi; gerilme, deplasman faktörleri, maliyet, ağırlık optimizasyonu ve bir



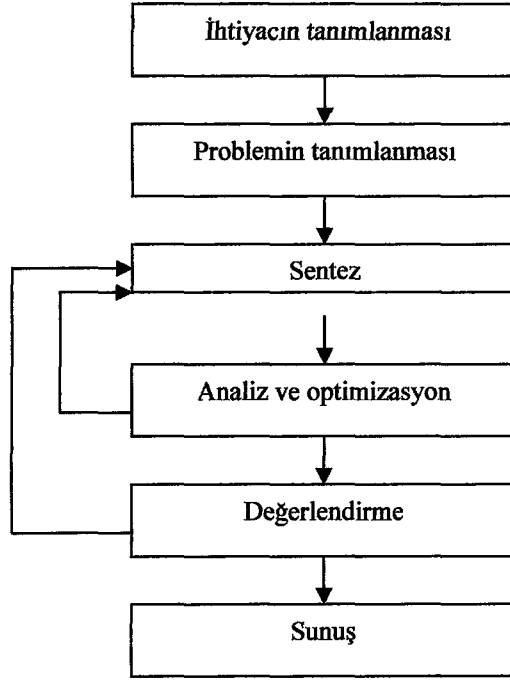
montajdaki çeşitli parçalar arasındaki etkileşim gibi birçok iterasyonlar üzerinden yürür. Eğer parça boyutları ve şekli asla değişmez ise CAD manuel sistemin ötesinde birkaç avantaj sunabilir. Tasarımcı montajın kolay olması için parçayı tekrar simetrik mi tasarlasam, eğer belli bir boyutu değiştirsem montaj sırasında parça diğer parçalarla karışır mı? Bütünleşik bilgisayar destekli çizim / sonlu elemanlar analizi sistemleri ne zaman kullanılır? gibi soruları araştırabilir (Wilson 1998).

## 2.1. Tasarım İşlemi

Tasarım altı aşamadan meydana gelen tekrarlayıcı bir işlem olarak tanımlanabilir (Şekil 2.1). Bu aşamalar: ihtiyacın tanımlanması, problemin tanımlanması, sentez, analiz ve optimizasyon, değerlendirme ve sonuçtur.

Birinci adım olan ihtiyacın tanımlanması, teşhis edilmiş bir problemten ortaya çıkar. Örnek olarak yakıt darboğazından dolayı yeni, daha etkili bir jet motorunun gerekli olduğu farzedilsin. İkinci adım olan problemin tanımlanması daha özel bilgiler ister. Jet motorunun özelliklerinin tanımlanması; gücü, izin verilebilir ağırlığı v.s.nin bilinmesini gerektirir. Bu özelliklerin bazıları kısıtlamalar (constraints) dır. Bunlar tasarımın yapılabilir olması için karşılanması gerekli ihtiyaçlardır. Örneğin jet motoru ağırlığının sınırı, uçak kanatlarının kaldırmasına dayalı bir kısıt olabilir. Bu durumda maksimum ağırlık, bir kısıt olacaktır. Kısıtlamalar, ekseriyetle en büyük ve en küçük değer veya değerler dizisi olarak açıklanır. Diğer özelliklere ise kıstas adı verilir.

Kıstaslar tasarımın iyiliği veya kalitesinin ölçüsüdür. Kıstaslar bir tasarımı ölçerken veya tasarımı bir başkasıyla mukayese ederken optimizasyon safhasında kullanılır. Jet motorunun bir kıstası kilometre veya saat başına tüketilen yakıt miktarı olabilir. Kıstaslar değerler üzerinde en büyük ve en küçük sınırlara sahip olmayabilir. Tatminkar bir tasarım, tüm kısıtlamaların karşılandığı bir tasarımdır. En iyi tasarım, kısıtlamaları karşılamayan yanı sıra kıstas değerlerinin de en iyi bileşimine sahiptir. Kısıt ve kıstasların seçimi 2. adım olan problemi tanımlamanın bütünleyici bir parçasıdır.



**Şekil 2.1.** Tasarım işlemi (Nalbant 1997)

Problemin tanımlanmasını takip eden üç adım (sentez, analiz/optimizasyon ve değerlendirme) tekrarlayıcıdır. Sentez ve analiz, birlikte icra edilir. Tasarım tüm kısıtlamaları karşılamak için sentezlenir veya oluşturulur. Analiz, kısıtlamalar karşılanmamış ise tasarım kistasları için değerler belirler. Analiz, kısıtlamaların karşılanmadığını gösteriyorsa veya kistaslar geliştirebiliyorsa, tasarım değiştirilir ve tekrar analiz edilir. Değerlendirme ve deneysel testler ekseriyetle bir prototip imalini kapsar. Gerçek model test edilir ve yapılabirlik kısıtlamalarıyla karşılaştırılır. Kısıtlamalar karşılanmadığı takdirde tasarım sentez aşamasına geri döner. Tasarım kistasları değerlerinde geliştirmelerin yapılabileceği görülürse yeniden tasarımın ekonomik yararlarına bağlı olarak sentez safhasına geri dönülebilir. Geliştirmeler, getireceği kardan daha fazla maliyete mal olacaksa yeniden tasarım yapılmaz. Bu tekrarlama, uygun ya da optimal tasarım bulununcaya kadar bir çok kez yapılabilir.

Tasarım tipik bir seri işlemdir. Tasarımda yer alan analizler birbiri peşi sıra yapılır. Muhtemel bazı analiz çeşitleri gerilme seviyesi ve ısıl performanstır. Seri tasarım, bu analizlerin sırayla icrasına izin verir. Parça gerilme testinden geçebilir fakat imal edilebilirlik barajına takılabir. İmal edilebilirliği geliştirmek için yapılan tasarım

değişiklikleri tasarımın gerilme testinden kalmasına sebep olabilir. Tasarım, bir kısıtı tatmin eden fakat diğerini tatmin etmeyen çözümler elde edildikçe uygun tasarımlar bulununcaya kadar tekrar edilir.

Paralel veya eş zamanlı tasarım aynı anda tüm analizlerin yapıldığı, bir analizin sonuçlarına değil tüm analiz paketinin sonuçlarına dayalı herhangi bir yeni tasarımın esas alındığı bir diğer yaklaşımdır. Paralel tasarımın yukarıda zikredilen tasarım salınımını oluşturacağı varsayılır. Bu önerme özellikle imal edilebilirlik analizine karşı fonksiyonel analizler için doğrudur. Bugünün yaygın tasarım işlemi önce fonksiyonel performans kısıtlamalarını sorgular ve emniyete alır sonra imal edilebilirlik için parçayı değerlendirir. Birçok durumda fonksiyonel olarak kabul edilebilir bir tasarım imal edilemez bulunabilir. Bu durumda tasarımcı, parçayı tekrar tasarlamalı ve imal edilebilirlik analizine arz etmeden önce fonksiyonel karakteristikleri tekrar analiz etmelidir. Paralel tasarım kavramı; imal edilebilirlik ve gerçekte eşzamanlı olarak her tasarım tekrarında icra edilen ilgili tüm analizleri kapsar.

Tasarım işlemi sırasında çeşitli problemler ortaya çıkabilir. Sentez, sistemin son biçimini ve elemanların özelliklerinin tespitini gerektirir. Bu bilgiler ekseriyetle geometri, toleranslar, malzeme çeşitleri ve eleman parça numaralarını ihtiva eden teknik resimlerden alınır. Analiz, basit estetik bir değerlendirmeden parçanın veya montajın performansını tanımlayan karmaşık diferansiyel eşitlikler takımının çözümüne kadar geniş bir dizi içinde olabilir. Analiz sonuçları cetvel veya grafik halinde açıklanabilir. Tasarımcının vazifesi analiz verilerini değerlendirmek ve herhangi bir tasarımı yeniden yapmaktır. Değerlendirme de bir analiz çeşididir. Fakat ekseriyetle pahalı bir prototip ve bu prototipin tahribatını gerektirir. Bununla beraber tasarım maliyeti, insan sayısı ve prototip işleminin azaltılmasıyla düşürülebilir.

Bilgisayar destekli tasarım (BDT) terimi, birçok insan için farklı anlamlara gelebilir. Bazılarına bilgisayar destekli çizim ve taslaklama anlamına, bazılarına ise bilgisayar destekli analiz anlamına gelebilir. Hatta bazıları BDT'nin parçanın sadece görevini belirtmek için insanın gerektiği ve bilgisayarın tatmin edici veya en uygun tasarıma

ulaştığı baştan sona otomatikleşmiş tasarım olduğunu ileri sürebilir. BDM yukarıda ifade edilen tanımların hepsini kapsar ve daha çok son yapılan tanım için yapay zeka tekniklerine yardım eder.

Bilgisayar destekli imalatın (BDİ) kökleri bilgisayar destekli tasarıma (BDT) dayanır. Mantık olarak BDT'in gelişimi; bilgisayar grafikleri, bilgisayar destekli çizim ve taslaklamanın evriminden geçerek gelmiştir. Bu kavramları hemen burada tanımlamak yararlı olacaktır.

Bilgisayar grafikleri, resimli sunuşların üretimine yardım etmek için bilgisayarın (burada kastedilen bilgisayar, analog değil sayısal bilgisayardır) kullanımını ifade eder. Bu sunuşlar; dilim ve çubuk grafikleri üreten iş uygulamalarından yağlı boya tablolarla benzeyen karmaşık sanat sunuşlarına kadar yer alan bir dizi içinde olabilir.

Bilgisayar destekli çizim ve taslaklama, (BDÇT) iş resmi verisinin üretiminde yardım için bilgisayarı kullanır. İş resmi ekseriyetle parçanın iki boyutlu formda temsiliyle birleştirilmiş boyut verileri ve diğer imalat bilgileridir.

Bilgisayar destekli tasarım, BDÇT'dan daha ileriye hem grafik temsiline hem de analiz yapmaya kadar uzanır. Mesela bir otomobil süspansiyon sistemi BDT kullanılarak özel yol şartları altında test edilerek tasarlanabilir. Canlandırma, verilen yol şartlarında süspansiyon tasarımının sönümleme etkisini göstermek için kullanılabilir. Tasarım bu sonuçlara dayanarak etkileşimli şekilde geliştirilebilir. Bundan başka BDT, imal edilmiş ürünlerin tasarımıyla sınırlı değildir. Örneğin bir ofis binasının mimari planı analiz içermiyorsa BDÇT olarak kabul edilebilir. Bununla beraber bilgisayar paketi; bekleme odalarının boyutları, ofis planıyla ilgili insan faktörü özellikleri v.b. hakkında kabul edilmiş standartları temin eden bir kabiliyetle donatılırsa bu durumda BDT söz konusu olur (Nalbant 1997).

### 2.1.1. Mühendislik tasarımında bilgisayarın kullanımı

Sentez, analiz, değerlendirme, yeniden tasarım ve sunuşta bilgisayar çok büyük avantajlar sunar.

Bir parçanın tasarımı, bir veritabanı oluşturma olarak tanımlanabilir. Bu veri tabanı kısıtlamalara ve tasarım kıstaslarına uyan sentez aşamasının sonuçlarını (geometri, malzeme vs.) kapsar. Bu veritabanı parçanın imali için gereklidir. Veri tabanı, kısmen teknik resim olarak sunulabilir. BDT tasarım/imalat veri tabanını üretmek için bilgisayar destekli adımların sırası olarak tanımlanabilir.

Birçok kişi 'BDT' terimini bilgisayar destekli çizim için çalışma olarak görebilir. Bilgisayar grafiği şüphesiz BDT'nin önemli bir parçasıdır. Fakat tasarım için bilgisayar kullanımının en büyük yararı analiz ve yeniden tasarım aşamalarında çok büyük zaman tasarrufu sağlamasıdır. Analiz, zaman ve iş tüketen işlem olmak yerine bilgisayar üzerinde dakikalarla ifade edilen daha kısa bir sürede yapılabilir. Analiz sonuçlarına göre tasarım geri çağrılabilir ve değiştirilebilir. Çok sayıda tekrar daha önce uygulanabilir olmadığı halde bilgisayarla uygulanabilir hale gelmiştir. Bu ise daha az maliyet ve daha iyi tasarım demektir.

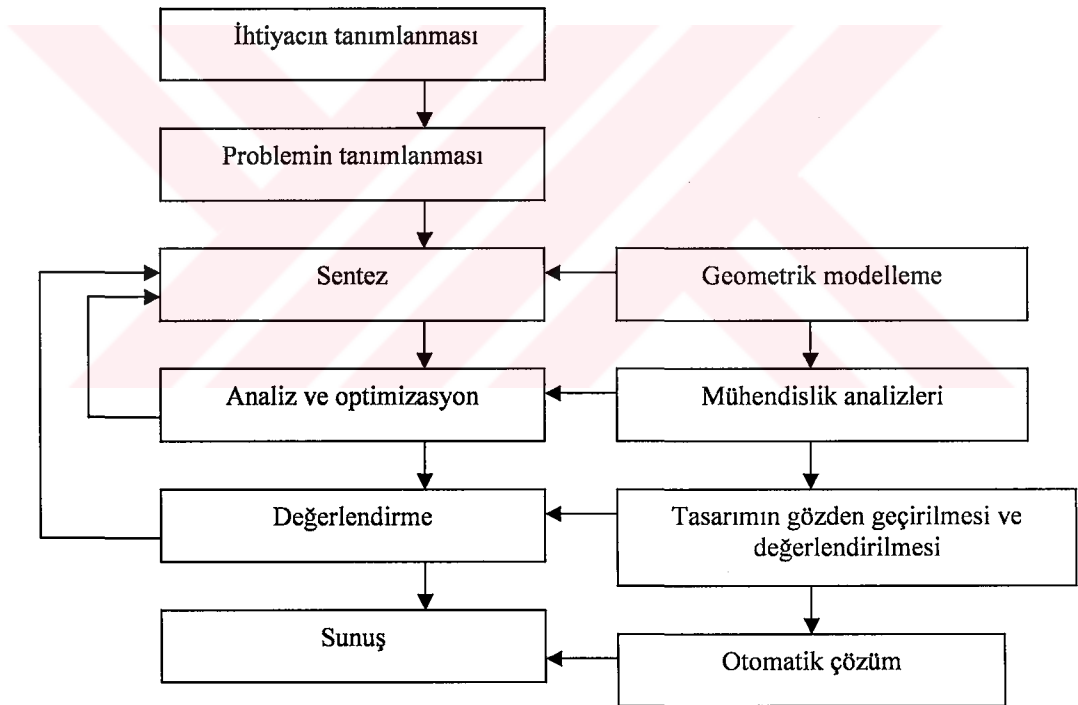
BDT modülleri dört sınıfa ayrılabilir: (1) Geometrik modelleme, (2) Mühendislik analizi, (3) Tasarımın gözden geçirilmesi ve değerlendirilmesi ve (4) Otomatik çizim/belgeleme. Bu dört sınıf, daha önce ele alınan seri tasarımın son dört modülüne karşılık gelir (Şekil 2.2) (Nalbant 1997).

Geometrik modelleme; bilgisayarın grafik ekranını, parçanın geometri ve topolojisini üretmek için bilgisayarla bazı etkileşimleri ifade etmenin yanı sıra parça tanımını depolamak için veri tabanı ve uygun veri yapısını da ifade eder.

Mühendislik analizi, parça tanımını geri getirmek için veri tabanıyla, tasarım kısıtlamalarını, sınır şartlarını ve diğer analiz detaylarını elde etmek gayesiyle kullanıcıyla iletişim kurar. Bilgisayar grafiği ekseriyetle burada devreye girer. Ayrıca

analizde bazen büyük merkezi işlemci birimleri (MİB) kullanılır. Örneğin gerilme seviyeleri için yapılacak sonlu elemanlarla analiz bazen paralel işlemciler ve süper bilgisayarlar gerektirir.

Tasarımı gözden geçirme ve değerlendirme modülü; kullanıcının parçanın imal edilebilirliği ve işleme detaylarının uygunluğunu denetlemesine izin verir. Örnek olarak bu modül, kullanıcının yüksek gerilmeleri görmesi için parça ile parçanın sonlu eleman gerilme sonuçlarını üst üste koymasına izin verebilir. Diğer örnekler kinematik canlandırma ve farklı sıcaklıklar için farklı renkler kullanarak akış alanlarını görüntülemeyi kapsar. Bu modül aynı zamanda bilgisayar grafiğini de hazır bulundurur.



Şekil 2.2. Tasarım işlemine bilgisayarın uygulanması (Nalbant 1997).

Çizim ve belgeleme (dokümantasyon) modülü, en eski ve en yeni teknolojilerin bazılarını kapsar. Teknik resimlerin bilgisayarla çizdirilmesi 20 yıldan daha fazla bir süreden beri yapılmaktadır ve bugün uygulama standardıdır. Belgeleme; talimat, el kitapları ve raporlar gibi belgeler için metin ve grafiklerin birleştirilmesi, masa üstü

yayıncılık şeklinde zaten vardır. Sonuçların çıktısı lazer yazıcılar veya kalemli çiziciler gibi yüksek kaliteli cihazlardan alınıp görülebilir.

Bir bilgisayar destekli tasarım sisteminin tercih edilmesi için birkaç temel sebep vardır. Bunları aşağıdaki gibi saymak mümkündür.

1. Tasarımcı verimliliğini artırmak: Bu, tasarımcıya ürünü ve ürünün alt montaj elemanlarını ve parçalarını gözünde canlandırması için yardım edilmesiyle başılır. Verimliliğin geliştirilmesi sadece tasarım maliyetini azaltmakla kalmaz aynı zamanda tasarımı tamamlama süresini de kısaltır.
2. Tasarım kalitesini geliştirmek: BDT sistemi, daha çok mühendislik analizlerine izin verir ve daha fazla sayıda tasarım alternatifleri araştırılabilir. Tasarım hataları da sistem tarafından sağlanan daha büyük doğruluk sayesinde azaltılır. Bu faktörler daha iyi tasarıma neden olur.
3. İletişimi geliştirmek: BDT sisteminin kullanımı; daha iyi teknik resimler, çizimlerde daha çok standardizasyon, tasarımın daha iyi belgelenmesi, daha az çizim hataları ve daha büyük okunaklılık sağlar.
4. İmalat için veri tabanı oluşturmak: Ürün tasarımı (ürünün geometrisi ve boyutları, ürün elemanları, elemanların malzeme özellikleri, malzeme fiyatları v.s.) için belge oluşturma işleminde ürünü imal etmek için gerekli veri tabanından daha fazlası oluşturulur (Nalbant 1997).

## **2.2. BDT/BDİ Konuları ve Araçları**

BDT/BDİ (Bilgisayar Destekli Tasarım/Bilgisayar Destekli İmalat), mühendislik uygulamalarında farklı şekillerde kullanılabilir. Bunlardan birincisi, çizim ve doküman üretilmesi için kullanılması, ikincisi gölgeli şekiller ve hareketli görüntülerin üretilmesi yoluyla görüntü elde etmek için kullanılması, üçüncüsü geometrik model üzerinde sonlu elemanlarla analiz gibi mühendislik analizlerinin yapılması için kullanılması, dördüncüsü işlem planlama ve Sayısal Denetim (SD) parça programlarını üretmek için kullanılmasıdır. Mühendislik ortamında BDT/BDİ'nin alanını çizmek, tanımını yapmak günümüzde ve gelecekte onunla ilgili



araçları tanımak için tipik bir ürün çevrimi çalışması gerekir. Böyle bir çevrimin akış şeması Şekil 2.3’de görülmektedir (Nalbant 1997).

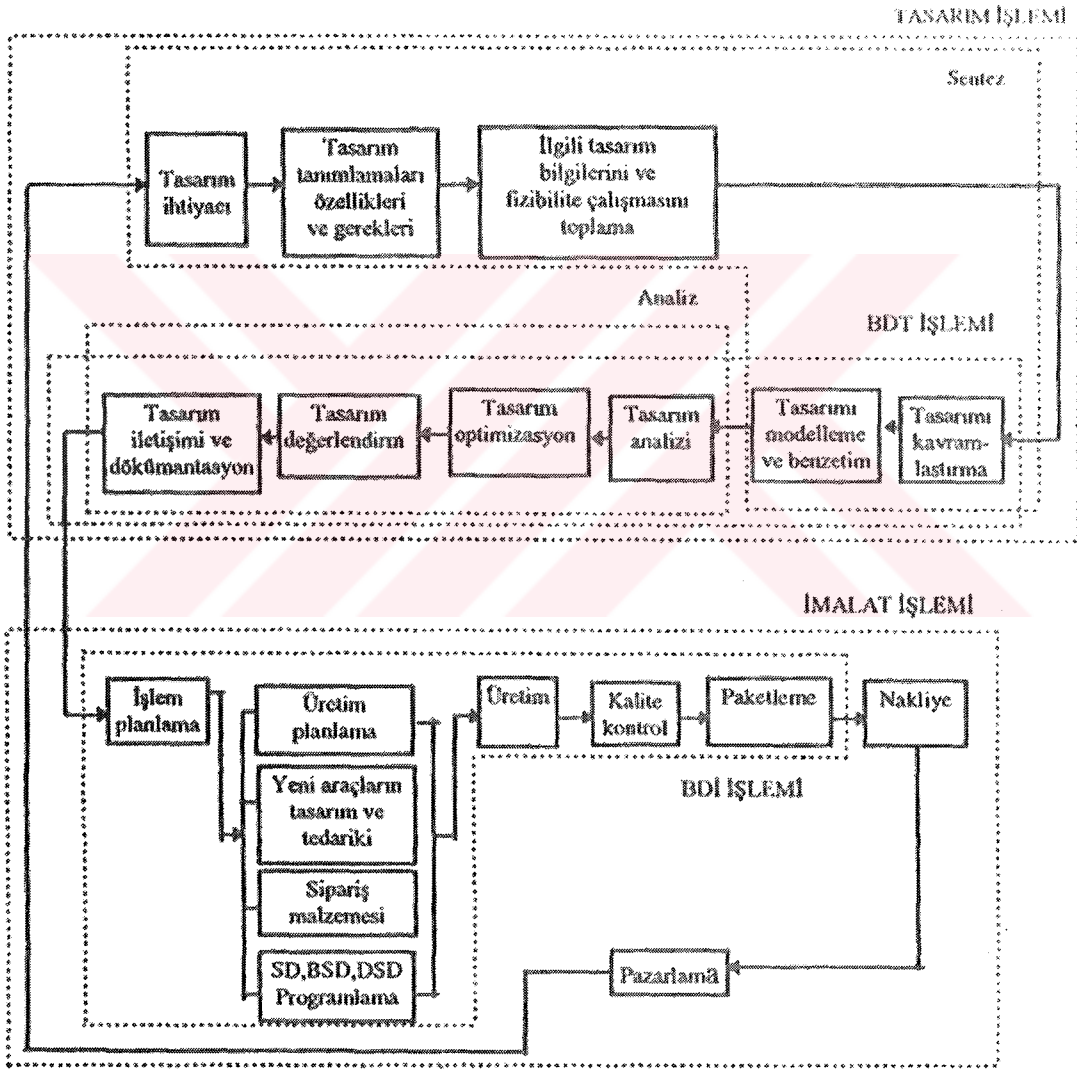
Ürünün ortaya çıkışı, müşteri ve pazar taleplerine dayalı olarak şekillenen bir ihtiyaçla başlar. Ürün, kendisiyle ilgili fikrin oluşmasından tamamlanmış ürüne kadar iki temel işlemde geçer. Bunlar tasarım işlemi ve imalat işlemidir. Sentez ve analiz, tasarım işlemi teşkil eden temel alt işlemlerdir. Sentez, tasarım için analiz kadar önemlidir. Ürünün felsefesi, yaptığı görev ve sahasında tek olması sentez sırasında belirlenir. Düşünülen ürünün fikir halinden somut bir gerçeğe çevrilmesi sırasında çoğunlukla mali taahhütler de yapılır. Sentez alt işlemleri sırasında üretilen bilginin çoğu, niteleyicidir ve sonuçta bu bilgileri bilgisayar sisteminde tutmak zordur. Uzman ve bilgi tabanlı sistemler bu anlamda büyük bir ilerleme göstermiştir.

Sentez işleminin nihai gayesi prospektif ürünün kavramsal tasarımıdır. Bu tasarım tipik şekilde herhangi bir çevre sınırlayıcısında olduğu gibi, değişik ürün parçaları arasındaki ilgileri gösteren bir kroki veya plan çiziminin şekillenmesidir. Aynı zamanda bu tasarım, çeşitli tasarım ekipleri arasında meydana gelen tartışmalar sırasında ve sunuş amacıyla da kullanılır.

Analiz alt işlemi kavramsal tasarımıyla başlar ve tasarımı modelleme ve benzetim (simulasyon) ile devam eder. Tasarım analizi, optimizasyon ve değerlendirmeyi izleyen faaliyetlerde alınan sonuç ve kararların niteliği, seçilen tasarım modelinin niteliğiyle doğrudan ilgili ve sınırlıdır. Seçilen modelin belirli bir tasarıma uygunluğunu sağlamak tasarımcının sorumluluğudur. Analiz alt işleminin önemli bir özelliği genellikle analitik çözümlerin mevcut olmadığı tasarım hallerinde değerlendirilen “what if-eğer ise” senaryosudur. Kısa süre içinde daha iyi tasarım kararları almak için çeşitli tasarım alternatiflerinin bulunduğu bilgisayar ortamı idealdir. Hem tasarım analizi hem de optimizasyon için algoritmalar gerçekleştirilebilir ve kullanılabilir. Tasarım işlemleri içinde tasarım optimizasyonunun önemini vurgulamak için buna Şekil 2.3’de ayrı bir aşama olarak yer verilmiştir. Tasarımın büyük elemanlarının analizi yapılır ve anma ölçüleri tespit edilir edilmez tasarımı değerlendirme aşaması başlar. Laboratuarda veya bilgisayarda tasarımı test etmek için prototipler inşa edilebilir. Ekseriyetle bilgisayar prototipleri



kullanılır. Çünkü maliyeti daha azdır ve üretimi daha hızlıdır. Bu prototipler ürünün doğru tasarım kuralları kullanılarak analizinden elde edilen fakat analiz edilmeyen diğer boyutlarının tespitinde tasarımcıya yardım da eder. Tasarımcı, toleransları belirleyebilir ve maliyet analizini yaparak faturayı çıkarabilir. Analiz alt işleminin son aşaması çizimlerin hazırlanması, raporlar ve sunuların bulunduğu tasarım iletişimi ve dokümantasyondur. Çizimler, imalat işlemine geçmek için iş emri açılırken kullanılabilir.



Şekil 2.3. Tipik ürün çevrimi (Nalbant 1997).

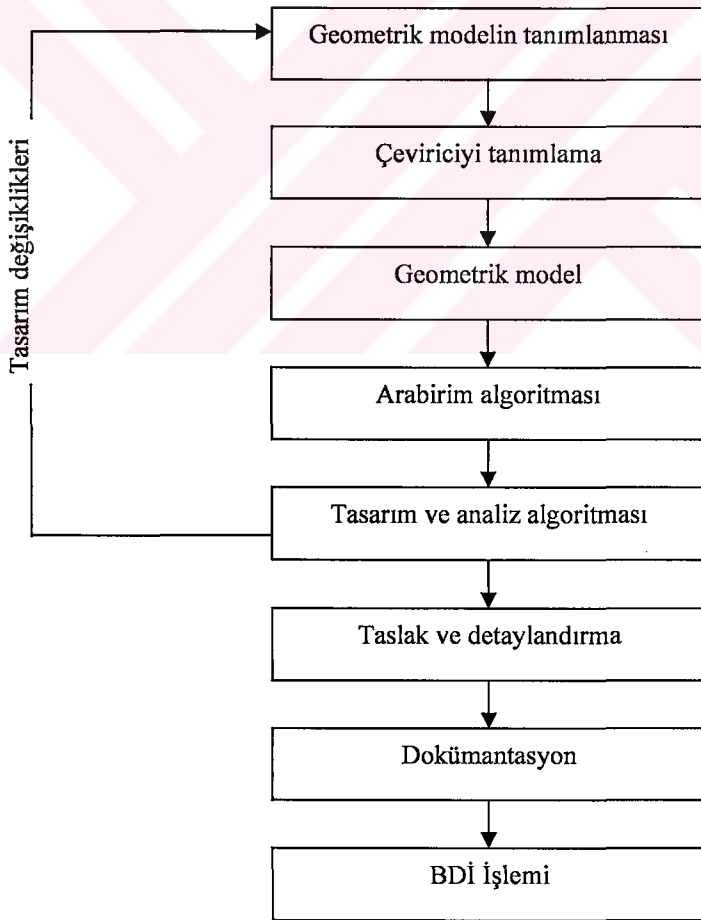
İmalat işlemlerinin temel aşamaları Şekil 2.3'de gösterilmiştir. İmalat, işlem planlamasıyla başlar, gerçek ürünle sona erer. İşlem planlama imalat işlemlerinin bel

kemiği olarak kabul edilir. Çünkü işlem planlama ürünü üretmek için en etkili sırayı tespit etmeye yönelik bir teşebbüstür. İşlem planlayıcı uygun şekilde planlama yapabilmek için imalatın çeşitli yönlerini bilmelidir. Planlayıcı tipik olarak iş resimleri ile çalışır ve imalat ihtiyaçlarını uygun şekilde tutmak gayesiyle son tasarımdaki gerekli değişiklikleri göstermek veya açıklamak için şirketin tasarım bölümüyle iletişim kurmak mecburiyetindedir. İşlem planlamanın neticesi, üretim planlama, takım tedariki, malzeme siparişi ve tezgah programlamadır. Bağlama ve delme kalıplarının tasarımı gibi özel imalat ihtiyaçları da planlanır. İmalat işlerine yönelik işlem planlama tasarım işlemlerinin sentez ile karşılaştırılmasıdır. Bu, tecrübe ve niteleyici kararları içerir. Bununla beraber BDİP (Bilgisayar Destekli İşlem Planlama) önemli derecede ilerlemiştir. BDİP için merkezi BDT/BDİ veri tabanına ilave olarak geometrik modeller şüpheye yer bırakmayacak şekilde belirli olmalıdır. Katı modeller böyle özelliklere sahiptir ve BDİP'nin gelişiminde kullanılır.

İşlem planlama aşaması tamamlandıktan sonra ürünün gerçek üretimi başlar. Üretilen parçalar muayene edilmeli ve genellikle belirli standart kalite kontrolden geçirilmelidir. Muayeneden geçen parçalar montaj edilir, ambalajlanır, etiketlenir ve müşterilere gönderilir. Pazardan geri kazanılan bilgiler, ürünün vasıflarını yükseltmede değerlendirilir. Geri kazanılan bu bilgiler genellikle tasarım işlemiyle ilişkilendirilir. Pazar bilgileriyle geri beslenen kapalı döngü ürün çevrimi Şekil 2.3'de gösterildiği şekilde sonuçlanır.

Şekil 2.3'deki tasarım ve imalat işlemleri içinde gösterilen aşamalar, tasarım ve imalat konularının tanımlanmasında temel yapı taşları olarak hizmet eder. BDT/BDİ sistemi araçlarının uygun şekilde muayene edilebilmesi için BDT ve BDİ işlemlerinin diğer işlemlerle ilgisi tanımlanmalıdır. BDT işlemi tasarım işleminin alt grubudur. Benzer şekilde BDİ işlemi imalat işleminin alt grubudur. Güncel sistem üzerinde BDT işleminin gerçekleştirilmesi Şekil 2.4'de sunulan doğal akışı takip eder. Tasarımcının kafasındaki kavramsal tasarım yapılıncaya ilgili yazılım aracılığıyla sağlanan kullanıcı arayüzü vasıtasıyla geometrik modelin tanımlanması başlar. BDT için geometrik modelin seçimi, mühendislik analizi için matematik modelin seçimine

benzer. Bu, doğrudan yürütülen analiz çeşidine bağlıdır. Örneğin sonlu elemanlarla analiz kinematik analizden farklı bir model gerektirebilir. Geçerli bir geometrik model tasarımcının uygun veri tabanı biçiminde girdiklerini çeviren tanım çevirici BDT/BDİ sistemiyle oluşturulur. Geometrik model üzerinde mühendislik analizi uygulamak için kullanılacak ara birim algoritmaları analizi yapmak amacıyla model veri tabanından gerekli verileri çıkarmak için sistem tarafından sağlanır. Sonlu elemanlarla analiz yapılması durumunda bu algoritmalar sistemin sonlu elemanlarla modelleme paketi tarafından şekillendirilir. Tasarımın test edilmesi ve değerlendirilmesi bitmeden önce geometrik modelin değişmesi gerekebilir. Son tasarım başarılı olduğunda modelin taslak ve detaylandırması başlar, bunu dokümantasyon ve son çizimin üretimi takip eder (Nalbant 1997).



**Şekil 2.4.** BDT/BDİ sistemi üzerinde tipik BDT işleminin gerçekleştirilmesi (Nalbant 1997).

Tablo 2.1, BDT araçlarını tasarım işleminin çeşitli aşamalarıyla ilişkilendirir. BDT araçlarının çekirdeği, geometrik modelleme ve grafik uygulamalardır. Renk, ızgara, geometrik değiştiriciler ve grup gibi yardımlar, geometrik modellemeyi yapılandırmayı kolaylaştırır. El ile çalıştırma modelin uzayda transformasyonunu kapsar. Böylece model uygun şekilde görünüşlendirilebilir. Gözünde canlandırma, gölgeli görüntüler yoluyla başarılı ve canlandırma işlemleri bazı durumlarda tasarımı kavramlaştırmaya, iletişime ve keşfetmeye yardım eder. Tasarımın modellenmesi ve benzetimi için araçlar iyice çeşitlenmiştir ve mevcut analiz paketleriyle yakından ilgilidir. Optimizasyon BDT araçları da mevcuttur. Bazı SEM (Sonlu Elemanlarla Modelleme) paketleri, şekil ve yapısal optimizasyonun bir kısmını sağlar. Hatta tasarımı değerlendirme için BDT araçlarını belirlemek bile zor olabilir. Bu araçlar baskı yoğunluğundan sakınma ve ölçülendirmede tedrici değişiklikler gibi mühendislik uygulamalarını sağlamak için yapılan analizden sonra modelin uygun şekilde boyutlandırılmasını da içerebilir. Toleransların ilavesi, tolerans analizinin yapılması, malzeme faturasının çıkarılması ve SD paketleri kullanılarak imalatın tasarım üzerine etkisinin araştırılması da tasarımcıya sağlanan araçlar olarak değerlendirilir.

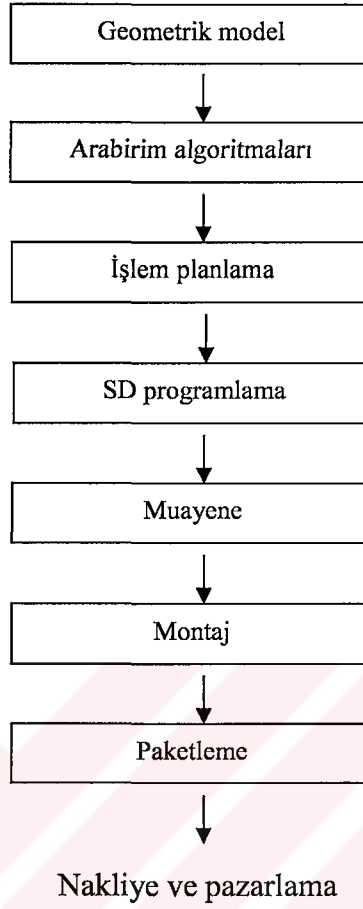
BDT/BDİ sistemleri üzerinde BDİ işleminin gerçekleştirilmesi Şekil 2.5’de görülmektedir. BDT işlemi sırasında geliştirilen geometrik model, BDİ etkilerinin esasını şekillendirir. Çeşitli BDİ etkinlikleri BDT’ın değişik bilgilerini gerektirebilir. Arabirim algoritmaları genellikle BDT veri tabanından böyle bilgileri çıkarmak için kullanılır. İşlem planlamanın yapılması durumunda imalatta kullanılan özellikler (delik, kanal vs.) imalatın etkili planlamasını yapmak için açıkça bilinmelidir. SD programları, takım ve bağlama sırası içinde yer alan işlem planlama sonucu ortaya çıkar. Parçalar bir kez üretilince BDT yazılımı bunları muayene etmek için kullanılabilir.

Muayene, gerçek parçanın görüntüsü ile onun model veritabanında depolanmış ana görüntüsünün üst üste konumlanmasıyla yapılabilir. BDİ yazılımı muayeneden geçtikten sonra son ürünü üretecek parçaları monte edecek robot sistemine parçayı öğretmek için kullanılabilir.

BDİP teknikleri, değişken, üretken ve karmaşık yaklaşımları içerir. Çeşitli parça programlama dillerinin çoğu BDİ yazılımı tarafından desteklenir. Bunlar; APT, COMPACT II, SPLIT vs.yi içerir. Muayene yazılımları, gerçek parçalar ile onların ana veri tabanının koordinatlarını karşılaştıran KÖT (Koordinat Ölçme Tezgahları)'nı kullanır. Robotik yazılımı, robot benzetimini, hat dışı (off line) programlamayı, görüntü (resim) işlemeyi ve görüntü uygulamalarını destekler (Nalbant 1997)

**Tablo 2.1.** Tasarım işlemini desteklemek için gerekli BDT araçları (Nalbant 1997)

Tasarım aşaması	Gerekli BDT araçları
Tasarımı kavramlaştırma	Geometrik modelleme teknikleri; grafik yardımları, el ile işletme, gözünde canlandırma
Tasarımı modelleme ve benzetim	Yukarıdakilerle aynı; canlandırma, montaj, özel modelleme paketleri
Tasarım analizi	Analiz paketleri, alışılmış programlar ve paketler
Tasarım optimizasyonu	Alışılmış uygulamalar, yapısal optimizasyon
Tasarım değerlendirme	Ölçülendirme, toleranslar, malzeme fiyatlandırma; SD
Tasarım iletişimi ve dokümantasyon	Taslak ve detaylandırma; gölgeli görüntüler



**Şekil 2.5.** BDT/BDİ sistemi üzerinde tipik BDİ işleminin gerçekleştirilmesi (Nalbant 1997)

### BÖLÜM 3. SONLU ELEMANLAR METODU

Bilim adamları ve mühendisler alışılmış analitik metotlarla çözümü çok zor hatta imkansız problemlerle sık sık karşılaşır. Örneğin bir dış kuvvet takımı etkisinde üç boyutlu bir elastik cisim düşünelim. Bu kuvvetlere cismin kesin tepkisini hesaplamak için deformasyonlar cinsinden yazılmış denklemlerin bir kapalı form çözümünü aramak zorundayız. Bununla birlikte genellikle kompleks geometrik şekilli uygulama problemlerinin böyle bir çözümünü elde etmek aşırı ölçüde zor ve çoğunlukla imkansızdır. Bu tip problemler mühendislik ve diğer bilim dallarında çok sık ortaya çıkmaktadır. Böyle bir problemle karşılaşan çözümleyici doğal olarak sayısal adı verilen çözüme başvuracaktır. Başka metotlarla çözülemeyen problemlerin çözümünde kullanılabilen çok sayıda sayısal yol vardır. Sonlu eleman metodu bunlardan biridir. Sonlu eleman metodu yeni bir çözüm yöntemi olup kendisini diğerlerine üstün kılan seçkin özelliklere sahiptir (Nath 1974).

Kuvvet uygulanan bir cisimdeki gerilmeleri belirlemede analitik metotlar; elastisite teorisi ve malzeme dayanım test metotlarını içerir. Elastisite teorisi, denge denklemi ve sınır şartlarını tatmin eden ve cisim boyunca sürekli yer değiştirmeler ile tutarlı bir gerilme dağılımını veren bir metottur. Bu yüzden 'elastisite teorisi çözümü' bazen 'tam çözüm' olarak da adlandırılır

Malzemelerin dayanımı metodu; mühendislik malzemelerinin dayanımlarının pratik ve teorik çalışmalarına dayanan gerilme analizi için analitik teknikler ve formüllerdir. Malzemelerin dayanımı metodunu kullanan tasarımcılar gerilme dağılımının, elastisite teorisinin gereksinimlerini tatmin etmediğini farzederler (Wilson 1997).

Sonlu elemanlar tekniği bir parçanın sonlu boyutlu elemanlara ayrılmasını gerektirir. Eş zamanlı denklemler takımı her bir elemandaki yer değiştirme ve kuvvetlerle

ilişkilidir. Analitik çözümü çok kompleks olan parça tasarımlarında birçok uygulamada elastisite teorisi ile gerilme dağılımını tahmin edemeyiz. Sonlu elemanlar yöntemi bu gibi problemlerin en iyi çözümünü sağlar.

Bilgisayarların genel varlığından çok önceleri sonlu elemanlar metodu gerilme analizinde kullanılıyor olmasına rağmen itinayla hazırlanmış SEA (Sonlu Elemanlar Analizi) bilgisayar programları şimdi karmaşık geometrik parçaların analizini yapabilmektedir. Gerilme ve yer değiştirmelerinin belirlenmesi için kullanılan SEM (Sonlu Elemanlar Metodu)'na sonlu sayıda eleman içeren deneme parçasını modellemekle başlanır. Bu elemanlar parça yüzeyinde üçgensel, dörtgensel ya da diğer tip elemanlar şeklinde görülebilir. Eleman sınırlarını kullanıcı tanımlayabildiği gibi SEA programı da onları otomatik olarak oluşturur. Genelde kullanıcı kritik bölgelerde daha ince ağ yapısı için modelin çeşitli bölgelerinde eleman yoğunluğunu belirler. Kullanıcı ondan sonra malzeme özelliklerini belirler. Parçadaki bilinen yükler ve atalet kuvvetleri, yüzey ve cisim kuvvetleri olarak gösterilir ve sınır şartları modelin sınırlarındaki sıfır dönme ve sıfır yer değiştirme olarak tanımlanır. Parça geometrisi ve yükler simetrik ise parçanın sadece yarısının modellenenebilir. Simetri şartları, yarım parçanın sınır şartları olarak belirtilir.

Bazı tasarımcıları tasarımın sadece güvenli olup olmadığı ilgilendirmiştir. Bu da onların sadece maksimum ve minimum gerilme ile ilgilendikleri anlamına gelmektedir. Komple bir sonlu eleman analizi çözümü çok daha fazla bilgi sağlamaktadır. Analiz sonucu görüntülenen gerilme dağılımı, yuvarlatılması muhtemel yarıçapları ya da yapılması gereken diğer tasarım iyileştirmelerini gösterir. Hatta bu analizler kritik bölgelerde çözümün gerçeğe yakın olması için daha ince ağ yapısı ile tekrar analiz yapılmasını gerektirebilirler. Eğer deformasyon haritası, beklenen değişim ile uyuşmuyorsa yüklerin ya da sınır şartların belirlenmesinde hata olduğuna işaret eder. Eğer tasarımcı simetri avantajından yararlanmak için parçanın çeyreğini modellemiş ise modelin deforme olmuş hali simetri şartı ile uyuşmalıdır. Örneğin; bir simetri düzleminde düzleme dik herhangi bir yer değiştirme, uygulanan sınır şartlarda bir hata olduğunu gösterir.



Sonlu eleman analiz yazılımı; ağ yapısı oluşturmaktan denklem çözümü ve sonuçların görüntülenmesine kadar mühendislik tasarımına yardımcı olmak için hazırlanmıştır. Ancak sonuçlar körü körüne kabul edilmemelidir. Problemi düzgün bir şekilde tanımlamak, çözüme rehberlik etmek ve sonuçları yorumlayıp anlamını çıkarmak hala mühendisin sorumluluğundadır.

İmal edilen bir ürün, güvenli bir şekilde çalışabilmesi için tasarlanmalıdır. Yapısal analiz; parçaların ve montajının limitlerin ötesine gerinmemesini sağlayan, tasarımın bir ana görevidir. Sonlu eleman yöntemi; ürünü bilgisayarda modelleyen bir yapısal analiz tekniğidir. Bilgisayar, yapıya sonlu sayıda küçük elemanlar olarak bakar. Yapı; gerilme bölgelerini, termal distorsiyonu, titreşim şiddetini, gürültü emisyonunu v.s. önceden bildirmek için bu elemanların ve bunların sınır şartları için malzeme özelliklerinin uygun değerleri ile matematiksel olarak analiz edilir.

Sonlu elemanlar metodu iş parçalarını analiz etmek için de kullanılır. Örneğin 'metal şekillendirmede dövme sonrası türbin kanatlarındaki muhtemel artık gerilmeler nedir?' sorusuna sonlu elemanlar metodu cevap verebilir. Bu tür bilgiler ürün kalitesini iyileştirmeye ve maliyeti düşürmeye yardımcı olabilir (Vajpayee 1995).

### **3.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin Tarihçesi**

Sonlu elemanlar analizi ilk defa 1943'de R.Courant tarafından, Ritz sayısal analiz metodu ve titreşen sistemlerin yaklaşık çözümlerini elde etmek amacıyla çeşitli hesapların minimizasyonundan faydalanarak geliştirilmiştir. 1956'da M.J.Turner, R.W.Clough, H.C.Martin ve L.J.Top tarafından bir gazetede 'Sayısal Analizin Geniş Tanımı' adı altında bir makale yayınlanmıştır. Yazının konusu 'karmaşık yapıların rijitliği ve şekil değişimi' idi.

70'li yılların başında sonlu elemanlar analizi, pahalı bilgisayarlara sadece havacılık, otomotiv, savunma ve nükleer endüstrinin sahip olabilmesiyle sınırlanmıştır. Bilgisayar fiyatlarındaki hızlı düşüş ve bilgisayar gücündeki olağanüstü artış sonlu elemanlar analizini inanılmaz bir şekilde geliştirmiştir. Günümüz bilgisayarları tüm parametreler için kesin sonuçları elde etmeye muktedirdir ([www.masch.com](http://www.masch.com) 1997).

1970'li yıllardan itibaren, uçak endüstrisinde kullanılan bilgisayar bazlı tasarım araçları inşaat ve makine mühendisleri tarafından kullanılmaya başlandı. Bu noktada, genel araç setleri ortaya çıktı. Bu araçların gelişmesi; uçak, makine ve inşaat mühendislerinin iş alanlarının değişik yönlerini birleştirdi ve bu da bilgisayar destekli mühendisliğin kendine has alanını oluşturdu. Bilgisayar destekli mühendislik araçları; modelleme, simülasyon, görüntüleme, optimizasyon, otomatik tasarım, dokümantasyon, üretim ve bilgi idaresini kapsar. Bilgisayar destekli mekanik simülasyonlar ilk önce sonlu eleman, sonlu farklar ve sınır elemanları metodları ile gelişti. Bilgisayar destekli mekaniğin kullanımı, katı mekaniği, akışkan mekaniği, termal analiz gibi karmaşık sistemlerin analizine imkan vermiştir. Bu simülasyon araçlarını, modellerin ve sonuçların değişik metodlar ile görsel olarak görüntülenmesi takip etti. Modelin hacmi ve karmaşıklığı arttıkça yüzey ve katı modellemeye dayanan modelleme yöntemleri gelişti. Böylece bu teknoloji, modelleme işlemini otomatikleştirmiş oldu. Bu otomatikleştirme de peşi sıra optimizasyon araçlarının gelişmesine olanak sağladı (Söğüt 2000).

### **3.2. Genel Amaçlı Sonlu Elemanlar Yazılımı**

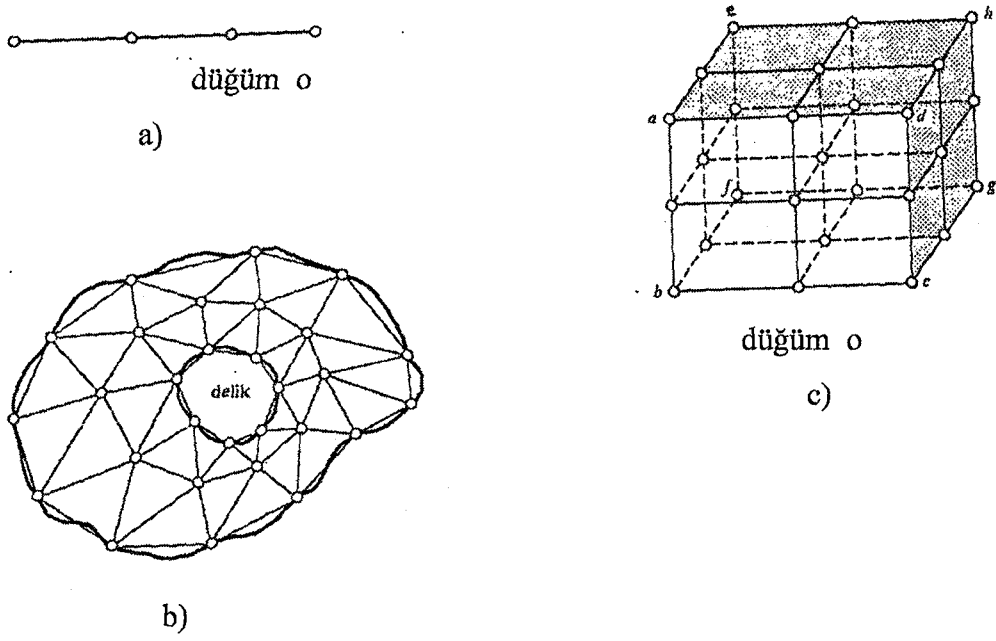
Yazılım piyasasında çok sayıda iyi hazırlanmış genel amaçlı sonlu elemanlar analiz programları mevcuttur (Tablo 1.1). Bu programlarda problemin sonlu elemanlarla modellenmesi, analizi ve sonuçların değerlendirilmesi 3 ayrı modülde gerçekleşmektedir. Takip edilen adımlar aynı olduğundan bir programı kullanan araştırmacı diğerlerine de kolaylıkla adapte olabilmektedir. Yaptığımız çalışmada, dünya çapında yaygın olarak kullanılan ANSYS Workbench 8.0 sürümü kullanılmıştır. ANSYS; statik yapısal analiz, dinamik yapısal analiz, ısı transferi analizi, akışkanlar mekaniği ve akustik analizi, magnetik analiz ve piezoelektrik analiz gruplarına giren çeşitli problemleri çözebilen genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır. Bu programla farklı disiplinlerin beraber ele alınmasını gerektiren problemlerin çözümü de imkan dahilindedir.

### 3.3. Genel Kavramlar

Sonlu elemanlar metodunda cismin sonlu boyutta çok sayıda elemana ayrıldığı kabul edilir. Metodun adı da buradan gelmektedir. Cisim uzayda  $n$  ( $= 1,2,3$ ) boyuta sahipse,  $n$  boyutlu sonlu elemanlar sistemine ayrılır.

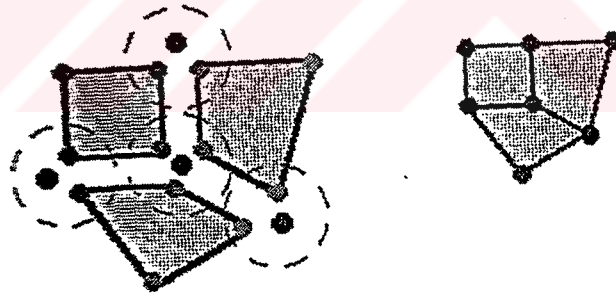
Bir boyutlu cisimler Şekil 3.1.a'daki gibi düğümlerle; iki boyutlu cisimler Şekil 3.1.b'deki gibi çizgilerle; üç boyutlu cisimler Şekil 3.1.c'deki gibi düzlemlerle sonlu elemanlara ayrılacaktır. Bir boyutlu cisimlerde sonlu elemanlar farklı uzunlukta olabilirler. Ancak iki veya üç boyutlularda elemanlar, eşit olmayan boyutlarda olabileceği gibi farklı şekillerde de olabilirler. Bununla birlikte, bütün durumlarda cismi temsil eden sonlu elemanlar Şekil 3.1a,b ve c'de görüldüğü gibi düğümlerle bağlanacaktır. Sonuçta cisim, sonlu elemanlar ve onları birbirine bağlayan düğümlerden oluşan bir sistemle yer değiştirmiş olacaktır. Sonlu elemanların düğümlerle bağlantı durumu Şekil 3.2'deki gösterimde en iyi şekilde anlaşılmaktadır.

Şekil 3.2'de elemanlar ayrı ayrı birbirine bağlanmamış biçimde gösterilmiştir. Düğümleri Şekil 3.2.'deki gibi komşu sonlu elemanları uçlarından birbirine bağlayan ve onları bir arada tutan somun-cıvata bağlantısı gibi düşünebiliriz. Öyle ki düğümler kaldırıldığında elemanlar birbirinden ayrılırlar. Yüzlerce sonlu eleman analiz sırasında şekildeki gibi yan yana gelerek model üzerinde ağ oluşturur. Düğümler kaldırıldığında elemanlar birbirinden ayrılacağından komşu sonlu elemanlar arasında fiziksel süreklilik yoktur (Nath 1974).



**Şekil 3.1.** Sonlu elemanların düğümlerle bağlanma durumu (Nath 1974)

- Üç doğrusal sonlu elemana ayrılmış bir boyutlu bir cisim.
- Üçgen elemanlar sistemi haline getirilmiş iki boyutlu delikli bir cisim.
- a,b,c,d,e,f,g,h şeklinde 8 özdeş dikdörtgen prizma elemana ayrılmış üç boyutlu bir cisim.



**Şekil 3.2.** Düğüm noktaları bağlantı şekli

Metodun çözümlenmesinde bundan sonraki adım, cismi temsil eden elemanların her birinin eleman direngenlik matrisini (element stiffness matrix) tanımlamaktır. Daha sonra eleman direngenlik matrisleri, parçalara ayrılmış cismin tamamına ait tümel direngenlik matrisini (overall stiffness matrix) oluşturmak üzere toplanır. Bu toplamada, cismin sonlu eleman modelindeki bütün düğümlerde kuvvetlerin dengesi ve yer değiştirmelerin sürekliliği sağlanır. Buradan şu matris denkleminine ulaşılır.

$$[K] \{ \delta \} = \{P\} \quad (3.1)$$

[K], cismin tümel direngenlik matrisini tanımlar. Tümel kuvvet vektörü {P}, bütün düğümlere uygulanan dış kuvvetleri; {δ} ise, bütün düğümlerin yer değiştirmelerini göstermektedir. [ ] işareti kare (veya dikdörtgen) matrisleri, { } işareti vektörü gösterecektir. Yukarıdaki denklem incelenirse, [K] nitelik bakımından, parçalara ayrılmış cisimde birim yer değiştirme oluşturacak kuvveti ifade eder. Buradan cismin sonlu eleman modelini bir yaya eşdeğer olarak düşünersek cismin direngenliği [K]'nın yay sabitine karşılık olacağı açıktır. Dolayısıyla sonlu eleman metodu, esas itibariyle, cismin “direngenlik” açısından analizinin yapıldığı bir metottur.

Cisme etkiyen belirli bir dış kuvvetler ve belirli bir sınır şartları takımı için, yukarıdaki denklemden yegane çözüm olarak düğüm yer değiştirmeleri {δ} bulunur. Yer değiştirmelerden de, gerilmeler ve zorlanmalar hesaplanabilir.

Özetlenirse verilen bir problemin sonlu eleman yöntemi ile çözmek için sırası ile aşağıdaki işlemlerin uygulanması gerekir:

- (1) Cismi bir sonlu elemanlar sistemi halinde parçalama (bölme).
- (2) Cismi temsil eden elemanların herbirinin “eleman direngenlik matrisi” ve diğer özelliklerinin çıkarılması.
- (3) Tümel direngenlik matrisi [K], ve tümel kuvvet vektörü {P} nin toplama işlemi.
- (4) {δ}'yı tayin etmek için, belirlenmiş sınır şartlarıyla genel denklemin çözümü.
- (5) Hesaplanan düğüm yer değiştirmeleri {δ}'dan elemanların zorlanmalarının ve gerilmelerinin hesaplanması.

Uygulamada bilimsel ve mühendislik problemlerinde genellikle büyük [K] matrisleri doğar. Bu yüzden genel denklemin çözümü için bilgisayar kullanılması kaçınılmaz hale gelir. Yukarıdaki işlemleri otomatik hale getirmek için basit programlar yazılabilir. Gerçekten sonlu eleman metodu, otomatik hesaplama ile birleştirilmeye, çözümü çok zor hatta olanaksız karmaşık fiziksel problemleri hassas olarak çözmekte çok etkin ve zarif bir araç oluşturur (Nath 1974).

### 3.4. Ana Modüller

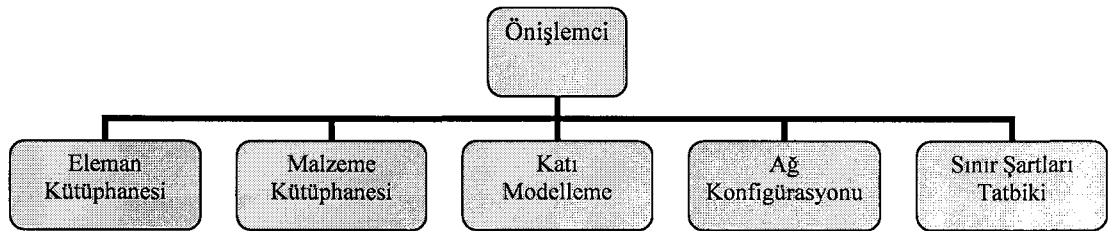
Sonlu eleman paket programları genelde üç ana modülden oluşmuştur. Bu modüller; önışlemci, çözümleyici ve son işlemci modülleridir. Yapılan bütün işlemler programın veri tabanına kaydedilmektedir. Bu şekilde bir modülde gerçekleştirilen işlemlere diğer bir modülde çalışırken de ulaşılabilir. Bununla birlikte bazı komutlar sadece ait olduğu modülde icra edilir.

Örneğin; model geometrisi, sonlu elemanlar modeli her modülde görüntülenebilir. Modeldeki gerilmeler ise sadece son işlemcide incelenebilir. Sınır şart komut etiketleri çözümleyici modülünde olmasına karşın, sınır şartları ön işlemci modülünde de modele tatbik edilebilir.

- 1) Önışlemci Modülü (Pre-processor)
- 2) Çözümleyici Modülü (Processor)
- 3) Son İşlemci Modülü (Post-processor)

#### 3.4.1. Önışlemci modülü

Problem geometrisinin, malzeme özelliklerinin, analize esas alınan eleman tipinin ve opsiyonel katsayıların, sonlu eleman ağı için konfigürasyonun (eleman ağındaki eleman sayısı, şekli ve yoğunluğu) tayin edildiği ve sonlu eleman ağının oluşturulduğu modüldür. Komut menüleri şeması Şekil 3.3' de verildiği gibidir.



Şekil 3.3. Komut menüleri şeması (Moaveni 1999)

### 3.4.1.1. Eleman tipleri ve seçimi

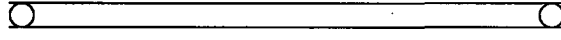
Problem çözümlerinde bütün ihtiyaçlara cevap verebilecek bir tek eleman tipi yoktur. Bir, iki ve üç boyutlu problemler için belirli elemanlar vardır. Yapısal elemanlar, ısı elemanlar, akışkan elemanları vb. mevcuttur. Eğer kullanıcının modellenen sistemden beklenen davranışı hakkında bir öngörüsü olursa sonlu eleman analizi daha iyi gelişir. Gerçek sistemden beklenen bu davranış hakkında öngörü, kullanıcının sistem hakkındaki ya da benzer sistemlerdeki tecrübesinden ve basitleştirilmiş modellerdeki hesaplamalardan gelmektedir. Eleman seçiminde kesin bir formül ya da kural yoktur. Beklenen davranışı gösterecek elemanın seçimi yapılırken düğüm sayısı ve serbestlik derecesi dikkate alınır. Düğüm sayısı ve serbestlik derecesine göre eleman tipleri genel olarak kiriş, katı, kabuk ve kalın kabuk (plak) olmak üzere ayrılır. Her bir eleman tipi de kendi içinde düğüm sayısı ve serbestlik derecesine göre farklılıklar gösterir. İhtiyaca göre bu elemanlardan seçim yapılır. Ya da şekil fonksiyonu tanımlanarak oluşturulan yeni bir eleman kullanılabilir.

Doğru eleman tipinin seçimi analizin doğruluğu açısından çok önemlidir. Gereğinden fazla düğüm ve serbestlik derecesine sahip eleman kullanıldığında işlem süresinin uzaması ve daha yüksek performanslı işlemciye duyulan ihtiyaç, maliyeti artıracak gibi lüzumundan az sayıda düğüm ve serbestlik dereceli eleman kullanımında ise analiz sonuçları gerçekten uzak değerler verecektir. Sonlu elemanlar teorisini iyi anlamak doğru eleman seçiminde yardımcı olur.

Elemanlar, geometrisine göre şu ana gruplara ayrılır.

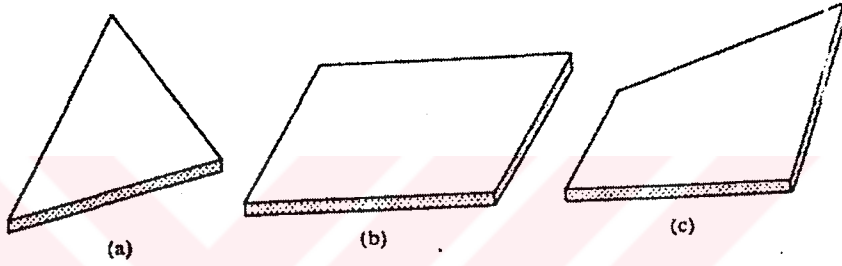
1. Bir boyutlu elemanlar (kiriş elemanlar): Geometrik olarak ikinci boyutu birinci boyutuna göre ihmal edilebilen geometrik yapıların analizinde ve problemin özelliğinden dolayı tek boyutlu inceleme yapmayı gerektiren durumlarda kullanılır (Şekil 3.4). Örnek olarak kafes sistemleri ve tek boyutlu ısı transferleri verilebilir. Literatürde aksenal yük taşıyan kirişler “truss”, eğilmeye zorlananlar ise “beam” olarak adlandırılır (Moaveni 1999). Ancak bunların 2 ve 3 boyutlu olanları da vardır.





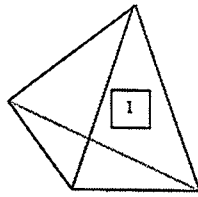
**Şekil 3.4.** Bir boyutlu elemanlar

2. İki boyutlu elemanlar (düzlem elemanlar): İki boyutlu elemanlar çözüm bölgesinin düzlem olduğu durumlarda kullanılır. Temel olarak iki eleman tipi vardır: üçgen ve dörtgen elemanlar (Şekil 3.5). Çözüm bölgesinin geometrik olarak gerçeğe daha yakın tanımlanmasında üçgen elemanlar daha kullanışlıdır. Dörtgen elemanlar daha özel durumlarda çözüm bölgesinin dörtgen elemanlara ayrılabilir yapıda olması durumunda kullanılır.

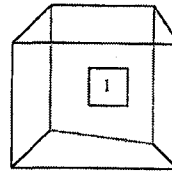


**Şekil 3.5.** İki boyutlu düzlem elemanlar a) Üçgen, b) Dikdörtgen, c) Dörtgen

3. Üç boyutlu elemanlar (uzay elemanlar): Bazı problemlerde çözüm bölgesinin üç boyutlu olarak ele alınması gerekebilir. Bu durumda kullanılacak eleman tipinin de üç boyutlu olması gerekmektedir. En basit üç boyutlu eleman dörtyüzlü elemandır. Ayrıca altı yüzlü ve eksenel simetrik dönel elemanlar da kullanılır (Şekil 3.6).



**a) Dörtyüzlü**



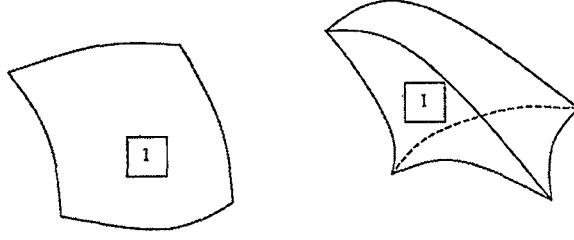
**b) Dikdörtgen prizma**

**Şekil 3.6.** Üç boyutlu eleman tipleri

4. İzoparametrik eleman tipleri: Çözüm bölgesinin eğri kenarlı olduğu durumlarda gerçeğe yakın olması maksadı ile izoparametrik elemanlar kullanılır (Şekil 3.7). Elemanı geometrik olarak tanımlayan fonksiyon ile alan değişkeninin çözüm bölgesi



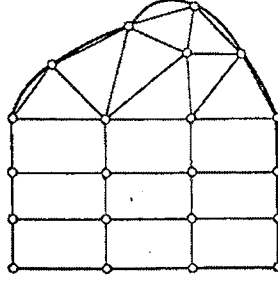
içerisindeki değişimini tanımlayan fonksiyonun aynı dereceden olmasından dolayı bu tür elemanlara izoparametrik elemanlar denir.



**Şekil 3.7.** İzoparametrik eleman tipleri

Sonlu elemanlar yönteminde birbirinden farklı büyüklükte elemanlar kullanılabileceği gibi düğüm noktaları arasındaki uzaklıklar da farklı olabilir. Ani sıcaklık farkları ve yüksek gerilmelerin beklendiği yerlerde, değişiklikleri gerçeğe daha yakın izleyebilmek için daha küçük ve fazla sayıda eleman kullanılır. Fakat yine de kesin kurallar yoktur. Analizi yapan kişi eleman tipini, eleman geometrisini, sonlu eleman sayısını, düğüm noktalarının yerleşimini ve problemi kaç boyutta göz önüne alacağını kendi bilgi ve tecrübesine dayanarak belirler. Örneğin bir eksene göre simetrik bir parçanın düzgün yayılı bir yük altında gerilmeleri araştırılıyorsa problemi üç boyutta analiz etmeye gerek yoktur (Demir 1999).








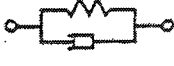










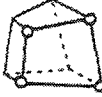
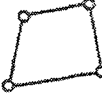
Şekil 3.5. ve 3.6. tipik bazı eleman biçimlerini göstermektedir. Verilen bir cismin nasıl bölüneceğinin (elemanlara ayırma) belirlenmesinde cismin geometrisi, özellikle iç ve dış sınırlarının biçimi (Şekil 3.1b'deki deliğin çevresi tipik bir iç sınırdır) geniş ölçüde yol gösterici olacaktır. İki boyutlu cisimlerde elemanın biçimi, cismin biçimine göre belirlenir. Eğri ve düzgün olmayan sınırlarda, üçgen ve dörtgen elemanlar, dikdörtgen elemanlardan daha elverişlidir. Üç boyutlu cisimlerde, dörtyüzlü (üçgen prizma), dikdörtgen prizmadan daha elverişlidir (Şekil 3.6). Cismin şekline bağlı olarak, uygulamada karışık bölme yapmak, belli bir eleman kullanmaktan daha uygun olabilir. Şekil 3.8 bir düzlem cismi temsil eden böyle bir kombinasyonu göstermektedir (Nath 1974).




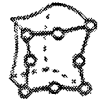



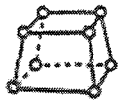











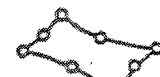

**Şekil 3.8.** Üçgen ve dikdörtgen elemanlara bölünmüş bir düzlemsel cisim (Nath 1974)

ANSYS eleman kütüphanesinde 1, 2 ve 3 boyutlu problemlerin modellenmesinde kullanılan yüzden fazla çeşit eleman vardır (Tablo 3.1). Bu elemanlar önceden programlanmıştır. Bununla birlikte bazı parametreler kullanıcı tarafından belirlenebilir. Örneğin 2 boyutlu 4 düğüm noktalı izoparametrik bir eleman olan PLANE 42'nin düzlem gerilme, kalınlık tayin edilerek düzlem gerilme, düzlem genleme (düzlem şekil değiştirme) seçenekleri vardır (Moaveni 1999).

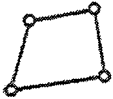


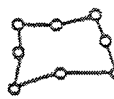



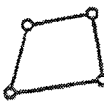
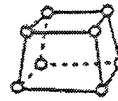
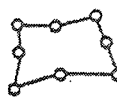






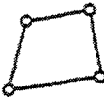
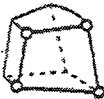


**Tablo 3.1. Ansys eleman tipleri (Moaveni 1999)**

Structural Point	Structural 2-D Line	Structural 2-D Beam		
<b>Structural Mass</b>  <b>MASS21</b> 1 node 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	<b>Spar</b>  <b>LINK1</b> 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY	<b>Elastic Beam</b>  <b>BEAM3</b> 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, ROTZ	<b>Plastic Beam</b>  <b>BEAM23</b> 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, ROTZ	<b>Offset Tapered Unsymmetric Beam</b>  <b>BEAM54</b> 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, ROTZ
<b>Structural 3-D Line</b>		<b>Structural 3-D Beam</b>		
<b>Spar</b>  <b>LINK8</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	<b>Tension-Only Spar</b>  <b>LINK10</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	<b>Linear Actuator</b>  <b>LINK11</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ	<b>Elastic Beam</b>  <b>BEAM4</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	<b>Thin Walled Plastic Beam</b>  <b>BEAM24</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
<b>Offset Tapered Unsymmetric Beam</b>  <b>BEAM44</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	<b>Structural Pipe</b>			
	<b>Elastic Straight Pipe</b>  <b>PIPE16</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	<b>Elastic Pipe Tee</b>  <b>PIPE17</b> 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	<b>Curved Pipe (Elbow)</b>  <b>PIPE18</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	<b>Plastic Straight Pipe</b>  <b>PIPE20</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
<b>Immersed Pipe</b>  <b>PIPE59</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	<b>Plastic Curved Pipe</b>  <b>PIPE60</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	<b>Structural 2-D Solid</b>		
		<b>Triangular Solid</b>  <b>PLANE2</b> 6 nodes 2-D space DOF: UX, UY	<b>Axisymmetric Harmonic Struct. Solid</b>  <b>PLANE25</b> 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ	<b>Structural Solid</b>  <b>PLANE42</b> 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY

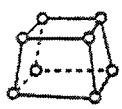


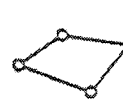

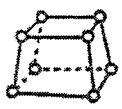
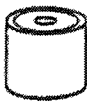

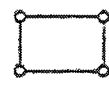
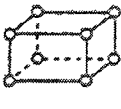
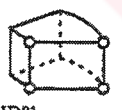
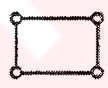

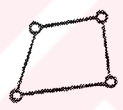

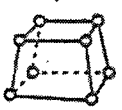

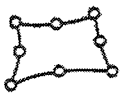
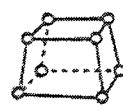
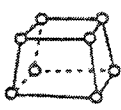
Tablo 3.1. (Devam) Ansys eleman tipleri (Moaveni 1999)

<p>Structural Solid</p>  <p>PLANE82 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>	<p>Axisymmetric Harmonic Struct. Solid</p>  <p>PLANE83 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Structural 3-D Solid</p>  <p>SOLID45 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Layered Solid</p>  <p>SOLID46 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Anisotropic Solid</p>  <p>SOLID64 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>
<p>Reinforced Solid</p>  <p>SOLID65 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Solid with Rotations</p>  <p>SOLID72 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Solid with Rotations</p>  <p>SOLID73 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Tetrahedral Solid</p>  <p>SOLID92 10 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Structural Solid</p>  <p>SOLID95 20 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>
<p>Structural 2-D Shell</p> <p>Plastic Axisymmetric Shell with Torsion</p>  <p>SHELL51 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTZ</p>	<p>Axisymmetric Harmonic Struct. Shell</p>  <p>SHELL61 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTZ</p>	<p>Structural 3-D Shell</p> <p>Shear/Twist Panel</p>  <p>SHELL28 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ or ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Membrane Shell</p>  <p>SHELL41 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Plastic Shell</p>  <p>SHELL43 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>
<p>Elastic Shell</p>  <p>SHELL63 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>16-Layer Structural Shell</p>  <p>SHELL91 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>Structural Shell</p>  <p>SHELL93 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p>100-Layer Structural Shell</p>  <p>SHELL99 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	

Tablo 3.1. (Devam) Ansys eleman tipleri (Moaveni 1999)

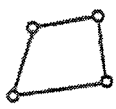
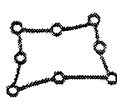


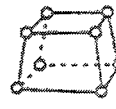
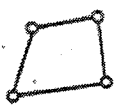
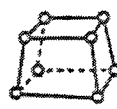







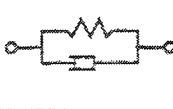

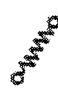
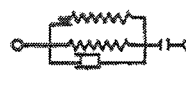
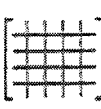
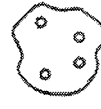
Hyperelastic Solid				
<p>Hyperelastic Mixed U-P Solid</p>  <p><b>HYPERS6</b> 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Hyperelastic Mixed U-P Solid</p>  <p><b>HYPERS8</b> 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Hyperelastic Mixed U-P Solid</p>  <p><b>HYPERS74</b> 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Hyperelastic Solid</p>  <p><b>HYPERS4</b> 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Hyperelastic Solid</p>  <p><b>HYPERS86</b> 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>
Visco Solid				
<p>Viscoelastic Solid</p>  <p><b>VISCO88</b> 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>	<p>Viscoelastic Solid</p>  <p><b>VISCO89</b> 20 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Large Strain Solid</p>  <p><b>VISCO106</b> 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Large Strain Solid</p>  <p><b>VISCO107</b> 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Large Strain Solid</p>  <p><b>VISCO108</b> 8 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>
Thermal Point		Thermal Line		
<p>Thermal Mass</p>  <p><b>MASS71</b> 1 node 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Radiation Link</p>  <p><b>LINK31</b> 2 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Conduction Bar</p>  <p><b>LINK32</b> 2 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>	<p>Conduction Bar</p>  <p><b>LINK33</b> 2 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Convection Link</p>  <p><b>LINK34</b> 2 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>
Thermal 2-D Solid		Thermal Solid		
<p>Triangular Thermal Solid</p>  <p><b>LANE35</b> 6 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>	<p>Thermal Solid</p>  <p><b>PLANE55</b> 4 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>	<p>Axisymmetric Harmonic Thermal Solid</p>  <p><b>PLANE75</b> 4 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>	<p>Thermal Solid</p>  <p><b>PLANE77</b> 8 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>	<p>Axisymmetric Harmonic Thermal Solid</p>  <p><b>PLANE78</b> 8 nodes 2-D space DOF: TEMP</p>

Tablo 3.1. (Devam) Ansys eleman tipleri (Moaveni 1999)







Thermal 3-D Solid		Thermal Shell		Fluid
<p>Thermal Solid</p>  <p>SOLID70 8 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Tetrahedral Thermal Solid</p>  <p>SOLID87 10 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Thermal Solid</p>  <p>SOLID90 20 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Thermal Shell</p>  <p>SHELL57 4 nodes 3-D space DOF: TEMP</p>	<p>Acoustic Fluid</p>  <p>FLUID29 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, PRES</p>
<p>Acoustic Fluid</p>  <p>FLUID30 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, PRES</p>	<p>Dynamic Fluid Coupling</p>  <p>FLUID38 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>Thermal-Fluid Pipe</p>  <p>FLUID66 2 nodes 3-D space DOF: PRES, TEMP</p>	<p>Contained Fluid</p>  <p>FLUID79 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>	<p>Contained Fluid</p>  <p>FLUID80 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>
<p>Axisymmetric Harmonic Contained Fluid</p>  <p>FLUID81 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p>FLOTRAN CFD Fluid-Thermal</p>  <p>FLUID141 4 nodes 2-D space DOF: VX, VY, VZ, PRES, TEMP, ENKE, ENDS</p>	<p>FLOTRAN CFD Fluid-Thermal</p>  <p>FLUID142 8 nodes 3-D space DOF: VX, VY, VZ, PRES, TEMP, ENKE, ENDS</p>	<p>Thermal-Electric Solid</p>  <p>PLANE67 4 nodes 2-D space DOF: TEMP, VOLT</p>	<p>Thermal-Electric Line</p>  <p>LINK68 2 nodes 3-D space DOF: TEMP, VOLT</p>
<p>Thermal-Electric Solid</p>  <p>SOLID89 8 nodes 3-D space DOF: TEMP, VOLT</p>	<p>Magnetic Electric Current Source</p>  <p>SOURC36 3 nodes 3-D space DOF: MAG</p>	<p>Magnetic Solid</p>  <p>PLANE53 8 nodes 2-D space DOF: VOLT, AZ</p>	<p>Magnetic-Scalar Solid</p>  <p>SOLID96 8 nodes 3-D space DOF: MAG</p>	<p>Magnetic Solid</p>  <p>SOLID97 8 nodes 3-D space DOF: VOLT, AX, AY, AZ</p>



**Tablo 3.1. (Devam) Ansys eleman tipleri (Moaveni 1999)**

<p><b>Magnetic Interface</b></p>  <p><b>INTER115</b> 4 nodes 3-D space DOF: AX, AY, AZ, MAG</p>	<p><b>Electrostatic Solid</b></p>  <p><b>PLANE121</b> 8 nodes 2-D space DOF: VOLT</p>	<p><b>Electrostatic Solid</b></p>  <p><b>SOLID122</b> 20 nodes 3-D space DOF: VOLT</p>	<p><b>Tetrahedral Electrostatic Solid</b></p>  <p><b>SOLID123</b> 10 nodes 3-D space DOF: VOLT</p>	<p><b>Coupled-field</b></p> <p><b>Coupled-field Solid</b></p>  <p><b>SOLID5</b> 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, TEMP, VOLT, MAG</p>
<p><b>Coupled-field Solid</b></p>  <p><b>PLANE13</b> 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, TEMP, VOLT, AZ</p>	<p><b>Coupled-field Solid</b></p>  <p><b>SOLID62</b> 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, AX, AY, AZ, VOLT</p>	<p><b>Tetrahedral Coupled-field Solid</b></p>  <p><b>SOLID98</b> 10 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, TEMP, VOLT, MAG</p>	<p><b>Contact</b></p> <p><b>Point-to-Point</b></p>  <p><b>CONTACT12</b> 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>	<p><b>Point-to-Ground</b></p>  <p><b>CONTACT26</b> 3 nodes 2-D space DOF: UX, UY</p>
<p><b>Point-to-Surface</b></p>  <p><b>CONTACT48</b> 3 nodes 2-D space DOF: UX, UY, TEMP</p>	<p><b>Point-to-Surface</b></p>  <p><b>CONTACT49</b> 5 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, TEMP</p>	<p><b>Point-to-Point</b></p>  <p><b>CONTACT52</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	<p><b>Combination</b></p> <p><b>Revolute Joint</b></p>  <p><b>COMBIN7</b> 5 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p><b>Spring-Damper</b></p>  <p><b>COMBIN14</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, PRES, TEMP</p>
<p><b>Control</b></p>  <p><b>COMBIN37</b> 4 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, PRES, TEMP</p>	<p><b>Nonlinear Spring</b></p>  <p><b>COMBIN39</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, PRES, TEMP</p>	<p><b>Combination</b></p>  <p><b>COMBIN40</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, PRES, TEMP</p>	<p><b>Matrix</b></p> <p><b>Stiffness, Mass or Damping Matrix</b></p>  <p><b>MATRIX27</b> 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p>	<p><b>Superelement</b></p>  <p><b>MATRIX50</b> 2-D or 3-D space DOF: Any</p>

**Tablo 3.1. (Devam) Ansys eleman tipleri (Moaveni 1999)**

Infinite				Surface
<p>Infinite Boundary</p>  <p>INFIN9 3 nodes 2-D space DOF: AZ, TEMP</p>	<p>Infinite Boundary</p>  <p>INFIN7 4 nodes 3-D space DOF: MAG, TEMP</p>	<p>Infinite boundary</p>  <p>INFIN10 4 nodes 2-D space DOF: AZ, VOLT, TEMP</p>	<p>Infinite boundary</p>  <p>INFIN11 8 nodes 3-D space DOF: MAG, AX, AY, AZ, VOLT, TEMP</p>	<p>Surface Element</p>  <p>SURF15 3 nodes 2-D space DOF: UX, UY, TEMP</p>
<p>Surface Effect</p>  <p>SURF22 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, TEMP</p>				

### 3.4.1.2. Eleman sabitlerinin belirlenmesi

Seçilen eleman ve analiz türüne göre bazı elemanların kesit alanı, kalınlık ve atalet momenti gibi geometrik özelliklerini tayin eden sabit değer (real constant) seçenekleri vardır. Bir eleman için eleman sabitinin büyüklüğü bellidir. Bir eleman tipinden diğerine farklılık gösterir. Ayrıca bütün eleman tipleri sabit gerektirmez.

### 3.4.1.3. Malzeme özelliklerinin belirlenmesi

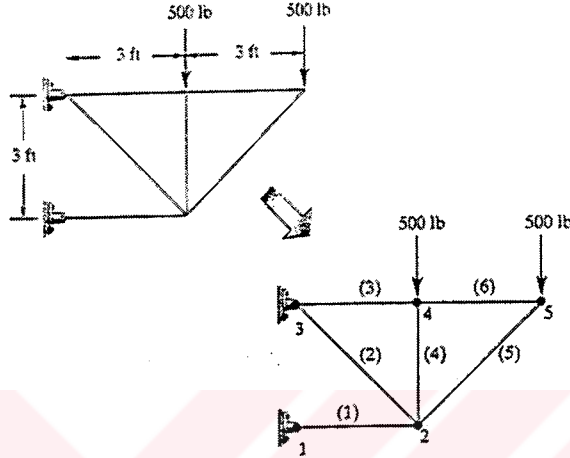
Malzemenin tipine bağlı olup malzemenin fiziksel özellikleridir. Örneğin katı yapısal problemler için elastisite modülü, Poisson oranı, kayma modülü ya da malzemenin yoğunluğunu tanımlamaya ihtiyaç duyulabilir. Isıl problemler için ise malzemenin ısı iletkenlik, öz ısı ya da yoğunluğunun tanımlanmasına ihtiyaç olabilir.

### 3.4.1.4. Model elde edilmesi

Sonlu eleman modelinin oluşturulmasında iki yaklaşım vardır:



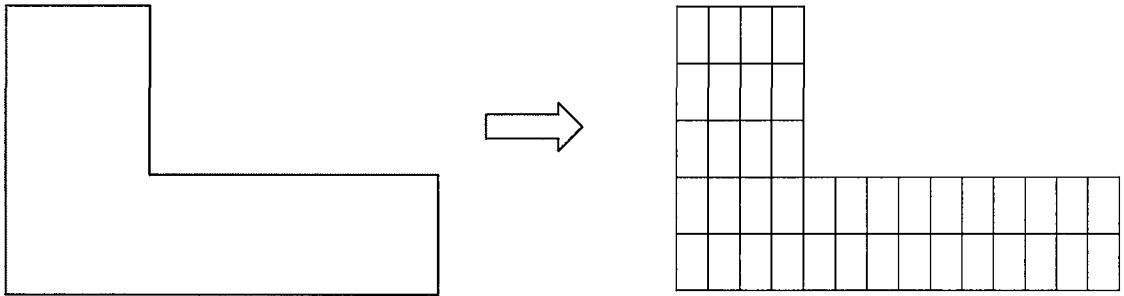
1. Doğrudan Sonlu Eleman Modelleme (Manuel): Köşe noktalarının yerleri belirlenebildiği ve elemanı tamamlayan köşe noktaları manuel olarak tanımlanabildiği için basit bir metottur. Bu yaklaşım genellikle kiriş ve borular gibi bir boyutlu elemanlarla modellenebilen ya da nesnenin dikdörtgen gibi basit geometrilerden oluştuğu basit problemlere uygulanır. Bu yaklaşım Şekil 3.9'da gösterilmektedir.



Şekil 3.9. Doğrudan sonlu eleman modellemesine bir örnek (Moaveni 1999)

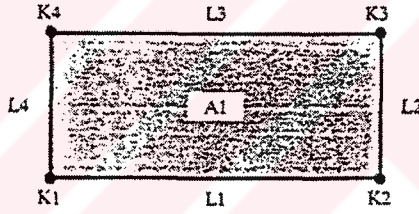
Şekil 3.9'da görülen örnekte önce 1...5 nolu köşe noktaları oluşturulur. Sonra elemanları oluşturmak için köşe noktaları birleştirilir.

2. Katı Modelleme Yaklaşımı: Modeli oluşturabilmek için; dikdörtgen, daire, poligon, silindir ve küre gibi basit geometrik şekiller kullanılır. Daha sonra ekleme (addition), çıkarma (subtract) ve arakesit (intersection) gibi cebirsel (boolean) işlemler tatbik edilerek bu basit şekiller bir bütün haline getirilir. Ardından istenen eleman boyut ve şekli belirlenir ve ANSYS otomatik olarak bütün köşe noktaları ve elemanları oluşturur. Bu yaklaşım Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Katı modelleme yaklaşımına bir örnek (Moaveni 1999)

Düğüm noktaları, çizgiler, alanlar ve hacimler gibi varlıklar oluşturulurken Ansys programı tarafından otomatik olarak numaralandırılırlar. Bir nesnenin köşeleri tanımlanırken köşe noktaları (keypoints) kullanılır. Bir nesnenin kenarlarının temsil edilmesinde çizgiler, iki boyutlu bir katının temsil edilmesinde alanlar kullanılır. Bunlar da üç boyutlu bir nesnenin tanımlanmasında kullanılırlar. Bir model oluşturmada basit geometrik şekiller kullanırken varlıkların hiyerarşisine özel bir önem vermeye ihtiyaç vardır. Hacimler alanlarla, alanlar çizgilerle, çizgiler köşe noktalarıyla sınırlandırılırlar. Bu yüzden katı modelleme hiyerarşisinde hacimler en yüksek, köşe noktaları ise en düşük seviyeli varlık olarak göz önünde bulundurulur. Basit bir geometrik şeklin silinmesi gerekirse bu görüşün hatırlanması özellikle önemlidir. Örneğin bir dikdörtgen tanımlanırken dördü köşe noktası, dördü çizgi ve biri de alan olmak üzere toplam dokuz adet varlığı Ansys otomatik olarak oluşturur. Köşe noktaları, çizgiler ve alanlar arasındaki ilişki Şekil 3.11’ de verilmiştir (Moaveni 1999).



**Şekil 3.11.** Düğüm noktaları, çizgiler ve alanlar arasındaki ilişki (Moaveni 1999)

Bir diğer örnek olan kare kesitli ankastre bir kirişin katı modeli, programın katı modelleme modülündeki küre, silindir, prizma gibi hazır geometrik şekiller (primitive shapes-basit şekiller) kullanılarak elde edilebilir. Bu durumda alt seviyeli katı modelleme elemanı olan köşe noktalar ve çizgiler kendiliğinden oluşur.

Karmaşık geometri problemler ise problemin tabiatı dikkate alınarak birden fazla alt bölgenin (alanın) topluluğu olarak modellenebilir. Dikkat edilecek husus, sınır şartlarının tatbik edileceği yerlerde ve problemin tabiatı gereği incelenen değişkenin değişiminin yüksek olması beklenen yerlerde uygun eleman dağılımına esas olacak katı modelleme yapmaktır. Çünkü sonlu elemanlar modeli, katı model üzerinde tayin edilen ağ konfigürasyonu parametrelerine (eleman sayısı, yoğunluğu ve geometrik şekli) bağlı olarak oluşmaktadır.

### 3.4.1.5. Genel ağ tanımı

Sonlu elemanlar metodunu kullanarak yapılan bir analiz işleminde ağ oluşturma işlemi sonlu elemanlar metodunun belkemiğini oluşturur. Termal, yapısal, mekanik, akışkan ve elektromanyetik gibi mühendisliğin temel alanlarında sayısal analiz işlemleri esnasında ağ oluşturma işlemi vazgeçilmez bir adımdır. Ağ oluşturma işlemi düğüm noktalarını ve elemanların koordinatlarını oluşturur. Aynı zamanda kullanıcı tarafından girilen minimum bilgiye karşılık optimum sürede otomatik olarak düğüm noktalarını ve elemanları sıralar, numaralanmasını sağlar.

Ön işlemcinin varlığından önce, sonlu elemanlar metodunda ağ oluşturma işlemi elle yapılırdı. Elle ağ oluşturma, daha çok basit geometriye sahip modellerin analizinde kullanılır, karmaşık yapıdaki modellerin analizinde oldukça yetersiz kalırdı.

Bilgisayar tabanlı sonlu elemanlar yönteminde ağ oluşturma metodlarının erken gelişimi; düğüm noktası koordinatları ve elle bir hazırlıktan gelen eleman düğüm noktalarının elde edilme çalışmaları ile başladı. BDT teknolojisi ve bilgisayar grafiklerinin geniş kullanım alanı ile ağ oluşturma işleminin otomatik hale getirilmesi sonucunda sonlu elemanlar yöntemi ile karmaşık problemlerin analizi oldukça basit hale getirildi (Demir 1999).

### 3.4.1.6. Ağ yapısının oluşturulması (meshing)

Ağ yapısını oluşturmaya başlamadan önce veritabanını kaydetmeyi alışkanlık haline getirmek gerekir. Böylelikle oluşturulan ağ yapısından memnun kalınmazsa veritabanından devam edilebilir, eleman boyutu değiştirilebilir ve model tekrar mesh yapılabilir. Alanlar için ağ yapısını oluşturmaya başlamak için verilmesi gereken komut sırası

main menü: Preprocessor → Meshing -- Mesh → Areas -- Free +  
şeklindedir.

Menü tıklandığında açılan diyalog kutusundan, ağ yapısını oluşturabilmek için alanlar tek tek seçilebildiği gibi bütün alanları seçmek için 'pick all' butonu da kullanılabilir. İstenen alanların seçimi üzerine mesh için 'Apply' ya da 'Ok' butonu tıklanır. Ağ oluşum işlemi, modelin karmaşıklığına ve bilgisayarın hızına bağlı olarak biraz zaman alabilir. Ağ oluşum işlemi boyunca ANSYS çıkış penceresine (output window) periyodik olarak ağ oluşum durumunu yazar. Bu yüzden ağ oluşum durum mesajlarını görebilmek için çıkış penceresini öne getirmek faydalı olur.

#### **3.4.1.7. Ağ kontrolünün belirlenmesi**

Ağ oluşturma işleminde eleman özellikleri ve eleman boyutu belirlenirse ANSYS otomatik olarak düğüm noktalarını ve elemanları oluşturabilir.

1. Eleman Özellikleri: Eleman tipini, eleman sabitlerini ve malzeme özelliklerini içerir.
2. Ağ Boyut Kontrolü: Elemanlar ne kadar küçükse ağ o kadar incedir, sıktır. Eleman boyutunu belirlemenin en basit yolu global eleman boyutunu tanımlamak ile olur. Örneğin; bir elemanın kenar uzunluğu 0,1 birim belirlenirse, ANSYS eleman kenar uzunluğu 0,1 birimden büyük olmayan elemanlar içeren bir ağ oluşturacaktır. Ağ boyutunu kontrol etmenin diğer bir yolu, bir sınır çizgi boyunca bölün eleman sayısını belirlemek ile olur. Ayrıca birbirine sınır eleman boyut oranı ( $L_1/L_2$ ) verilerek de ağ yapısının hassasiyeti belirlenebilir.

#### **3.4.2. Çözümleme modülü**

Sonlu eleman analizinin bir sonraki adımı, uygun sınır şartların ve doğru yüklerin tatbik edilmesini gerektirir. ANSYS'de modele sınır şartların ve yüklerin tatbik edilmesi için iki yol vardır. Koşullar katı modele tatbik edilebildiği gibi düğüm noktası ve elemanlara direkt olarak da uygulanabilir. Birinci yaklaşım daha iyi olabilir. Çünkü eğer ağ yapısı değiştirilmeye karar verilirse yeni sonlu eleman modeline sınır şartları ve yükleri tekrar tatbik etmeye ihtiyaç olmaz. Burada önemli olan özellik; eğer çözüm fazında köşe noktaları, çizgi ve alanlara koşullar tatbik

edilmeye karar verilirse, Ansys bu bilgileri düğüm noktalarına otomatik olarak transfer edecektir.

Çözümleme modülü, sınır koşulları ve yüklerin uygulanmasına izin verecek komutlara sahiptir. Bunlar;

Yapısal problemler için: Deplasmanlar, kuvvetler, yayılı yükler (basınçlar), ısıl genleşme için sıcaklıklar ve ağırlık.

Isıl problemler için: Sıcaklıklar, ısı transfer hızı, konveksiyon yüzeyleri, dahili ısı üretimi.

Akışkan problemleri için: Hız, basınç ve sıcaklık.

Elektrik problemleri için: Voltaj ve akım.

Manyetik problemler için: Potansiyeller, manyetik akım, akım yoğunluğudur (Moaveni 1999).

Bu modülde kısaca analiz tipi belirlenir, sınır şartlar set edilir, yükler uygulanır ve sonlu eleman çözümüne başlanır. Sınır şartlarının tatbik edilmesinden sonra model çözüme hazırdır. Tek bir komutla çözümleme yapılır. Seçilen eleman tipine ve opsiyonlarına göre çözüm işlemi gerçekleşir. Çözüm neticeleri son işlemcide değerlendirilmek üzere ilgili dosyalarda saklanır.

### **3.4.3. Son işlemci modülü**

Bu modül; analiz sonuçlarının listelenmesine ve görüntülenmesine imkan sağlayan komutlar içerir. Bu komutlar sayesinde;

- Deforme olmuş şekil ve dış hatlar görüntülenir.
- Analiz sonuç verileri listelenir.
- Sonuç verileri için hesaplanır.
- Hata tahminleri yapılır (Moaveni 1999).

Bu modülde gerilme ya da ısıf farklı bölgeler renklendirilerek görselleştirilmekte ve sonuçlar daha çarpıcı bir hale getirilmektedir. İstenirse cismin deforme olmuş hali ile deforme olmamış hali aynı anda gösterilebildiği gibi sadece dış hatlarıyla göstermek de mümkündür. Ayrıca farklı animasyon hızlarında deformasyon simüle edilebilir. Kısaca bu modülde analiz sonuçlarının kolayca yorumlanabilmesi için programın sunduğu görsel özelliklerden faydalanılarak sonuçlar irdelenir, raporlanır ve kaydedilir.

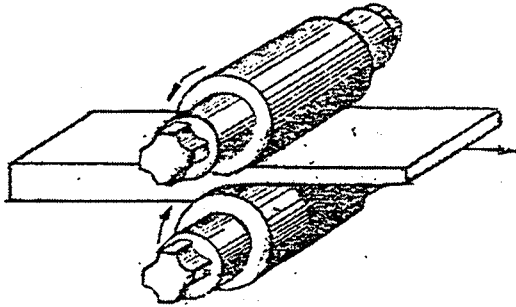


## BÖLÜM 4. HADDELEME

### 4.1. Haddelenme İşlemi

Malzemeleri, eksenleri etrafında dönen iki silindir (merdane) arasından geçirerek yapılan plastik şekil verme işlemine haddelenme denir. Haddelenme üretim hızı ve sürekliliği ile işlemin ve ürünün kontrolünün kolay oluşu nedeniyle en çok kullanılan plastik şekil verme yöntemidir. Plastik deformasyonun yapıldığı bütün malzemelerin %95 kadarı haddelenme ile şekillendirilir.

Şekil 4.1’de de görüleceği gibi merdaneler aynı hızla zıt yönde dönerler. Malzeme merdaneler arasından geçerken istenen şekli alır. Merdaneler arasındaki açıklık malzemelerin giriş kalınlığından daha az olduğundan haddelenen malzemenin çıkış kalınlığında bir azalma olur. Malzemenin merdaneler arasından her geçişine paso denir. Haddelenme bir dolaylı basma mekanik işlemi olup, genellikle uygulanan tek kuvvet merdanelerle sağlanan radyal basınçtır. Malzemenin deformasyonu, merdanelerin malzemeyi sıkıştırmasıyla sağlanan radyal basma gerilmeleri ve malzeme ile merdaneler arasında sürtünmeyle oluşan yüzey kayma gerilmeleri ile sağlanır. Sürtünme kuvvetleri aynı zamanda malzemenin merdaneler arasında ilerlemesini de sağlar. Bu işlemle haddelenen malzemenin kesiti küçülürken boyunda uzama ve genişliğinde de biraz artma meydana gelir.



Şekil 4.1. Haddelenme işlemi (Aran ve Demirkol 1994).

Buna yayılma adı verilir. Yayılmanın miktarı haddelenen malzemenin boyutlarına, uygulanan deformasyon oranına ve merdanelerin çapına bağlıdır.

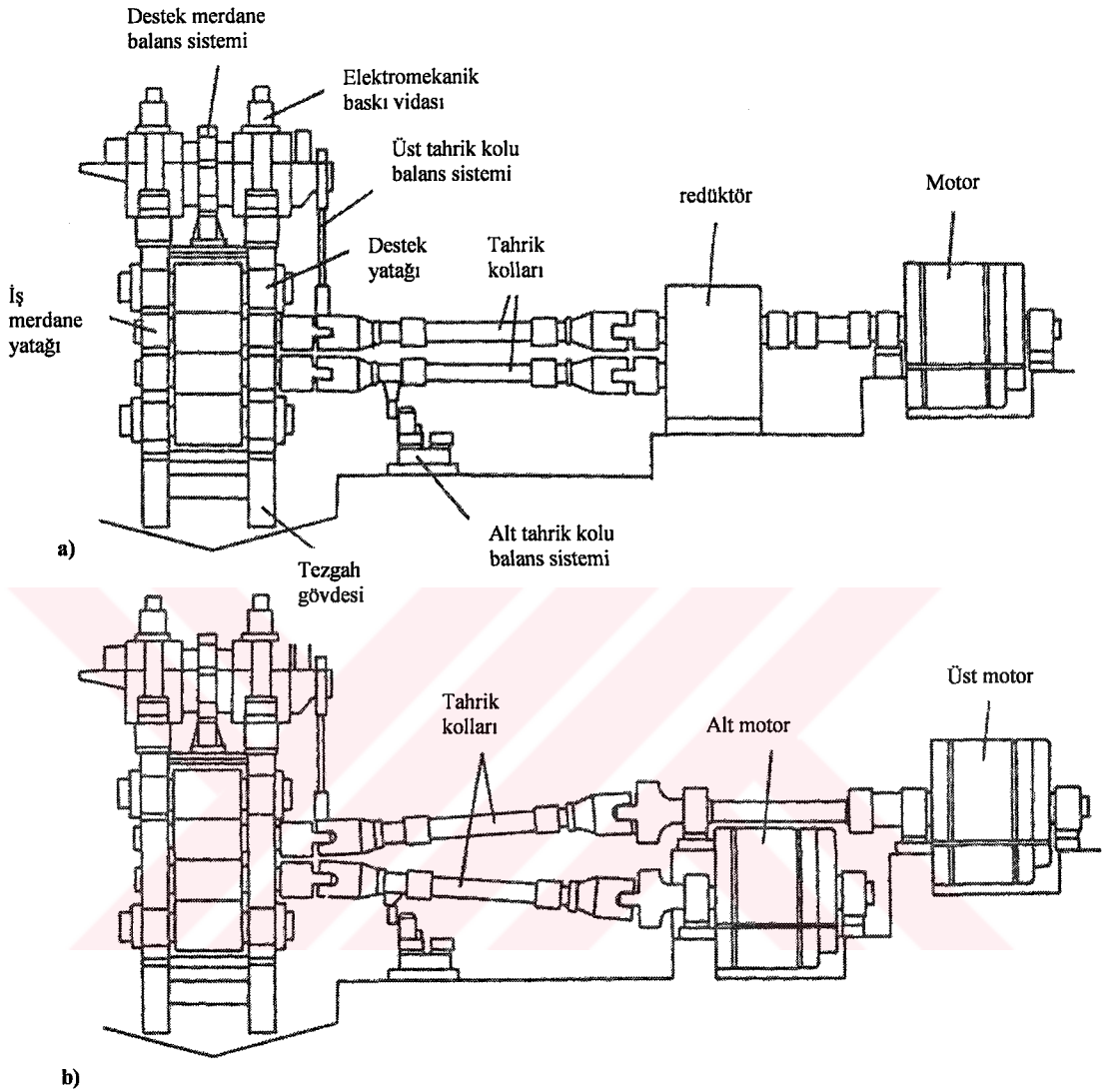
Haddeleme, işlem sıcaklığına göre, sıcak ve soğuk haddeleme olarak sınıflandırılır. İngot ve kütük dökümlerin haddelenmesinde olduğu gibi büyük oranlarda kesit daralması yapılıyorsa, haddeleme sıcak işlem olarak yapılır. Malzemenin yeniden kristalleşme sıcaklığının üzerindeki sıcaklıklarda yapılan sıcak haddeleme ile döküm yapısı bozulurken, daha küçük kesitli ürünler elde edilir. Çelik ingotlarda sıcak haddelemeyle slab, blum ve kütük gibi yarı ürünler ile levha, sac, çubuk, boru, ray ve profiller gibi çeşitli ürünler elde edilebilir. İngot döküm enerji tüketiminde çok büyük artışlara neden olduğundan son yıllarda çoğu tesislerde üretim safhasından kaldırılmıştır. Bunun yerine sürekli döküm tesislerinden doğrudan yarı mamul olarak ürün çıkmaktadır.

Soğuk haddeleme de önemli olup, sac, folyo, ince çubuk ve tel gibi küçük kesitli ürünlerin elde edilmesinde kullanılır. Soğuk haddeleme; düzgün bir yüzey, hatasız boyutlar ve yüksek mukavemet sağlamasına karşın işlem için gerekli haddeleme kuvvetlerinin artmasına yol açar (Özdabak 2004).

#### **4.2. Hadde Teçhizatı**

Bir hadde tezgahı genel olarak merdaneler, yataklar ve bunları içeren gövdeden oluşur. Bunların dışında merdanelere moment aktaran ve bunların hızını kontrol eden bir tahrik sistemi gereklidir (Şekil 4.2). Haddelemede çok yüksek kuvvetler söz konusu olduğundan rijit bir konstrüksiyon ve çok güçlü motorlar söz konusudur. Bir haddehanede birbirini izleyen işlemlerin yapılması için çok sayıda tezgah gerekli olup, modern bir haddehane çok büyük yatırımlar isteyen bir üretim tesisidir (Aran ve Demirkol 1994).





**Şekil 4.2.** Yatay hadde tezgahlarının şematik gösterimi a) Redüktörlü b) Bağımsız motorlu (Ginzburg 1989).

### 4.3. Merdane Düzenleri ve Hadde Merdaneleri

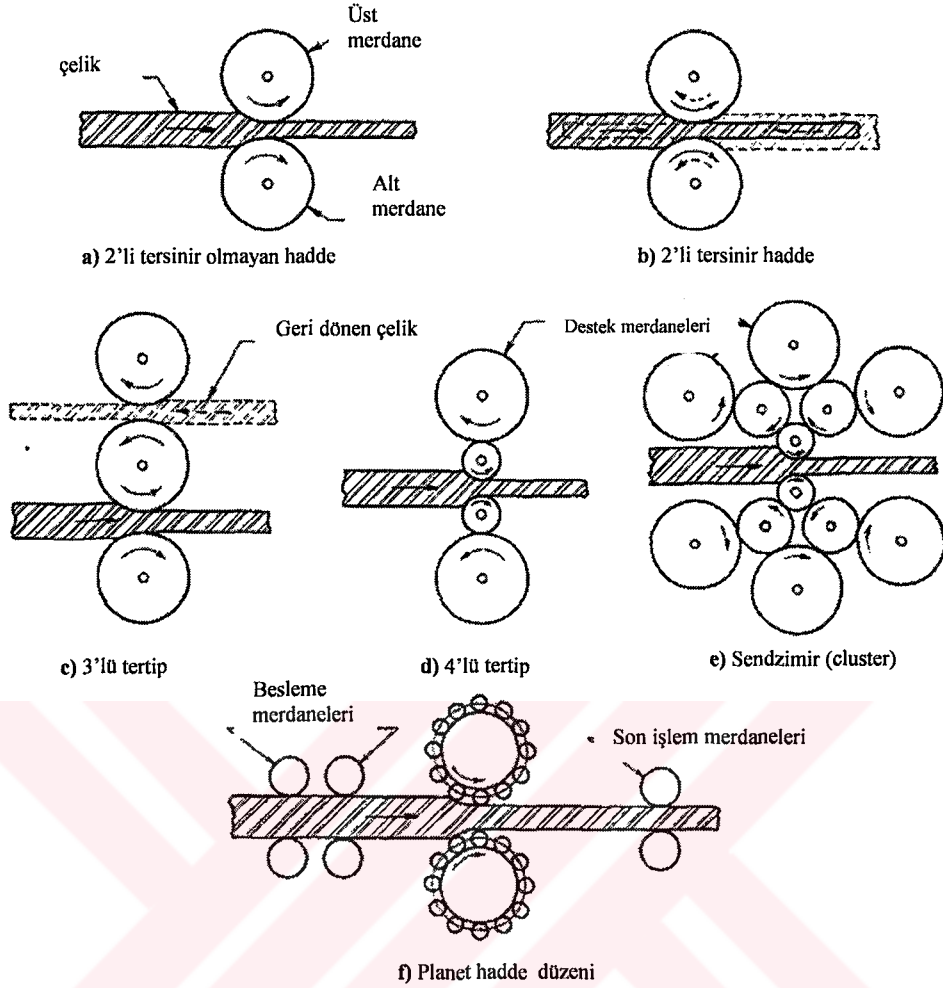
Hadde tezgahları genellikle merdanelerin sayısı ve düzenlenişine göre sınıflanır. En basit ve en sık rastlanan tip ikili (duo) hadde tezgahıdır (Şekil 4.3a). Aynı çapta iki merdaneden oluşan bu düzende, metal bir yönde geçtikten sonra haddelemeye devam edebilmek için malzemenin giriş tarafına aktarılması gereklidir. Bu zorluğu gidermek için her iki yönde de dönebilen tersinir ikili (steckel mill) hadde kullanılabilir (Şekil

4.3b). Ancak dönen merdanelerin durdurulup ters yönde tekrar hızlandırılması zaman ve enerji kayıplarına yol açar. Bu soruna çözüm olarak çift ikili veya üçlü trio merdane düzeni kullanılması düşünülebilir (Şekil 4.3c). Üçlü düzende alt ve üst merdaneler tahrik edilir orta merdane ise sürtünme ile döner.

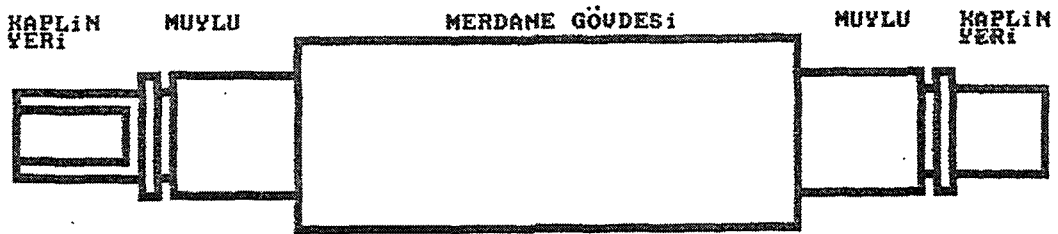
Haddeleme kuvvetinin hesaplanmasında da görüleceği gibi küçük merdanelerin kullanılması ile haddeleme için gerekli kuvvet azalır. Ancak küçük çaplı merdanelerin dayanımları ve rijitlikleri düşük olduğundan bunların eğilmelerini önlemek için destek merdanelerinin kullanılması zorunlu olur (dörtlü tertip - Şekil 4.3d). Dörtlü merdane düzeninde haddelemeyi gerçekleştiren küçük merdaneler iş merdaneleri, büyükler ise destek merdaneleri olarak anılır. Yüksek dayanımlı malzemelerden bant ve sacların soğuk haddelenmesinde birden fazla destek merdanesinin kullanılması gerekebilir (demet-sendzimir-cluster merdane düzeni - Şekil 4.3e) (Aran ve Demirkol 1994).

Özellikle yassı mamul üretimi yapan entegre demir çelik sanayinde, kullanılan ham maddelerin yanı sıra, yardımcı malzemeler içinde yer alan hadde merdanelerinin önemli bir yeri vardır. Tüm teknolojik alanlarda olduğu gibi, merdane üretim teknolojisi de her geçen gün gelişmekte ve daha üstün performanslı yeni merdane kaliteleri üretilmektedir. Bu gelişmeler üretilen yassı mamulün maliyetini ve kalitesini doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle, demir çelik sanayinde merdane ekonomisi ile çelik üretim ekonomisi arasında ayrılmaz bir bağ mevcuttur.

Haddeleme işleminin en önemli aracı hadde merdaneleridir. Metallerin haddelenmesinde ezme ve biçimi sağlayan merdanelerdir. Her bir merdane Şekil 4.4'de görüldüğü gibi üç ana kısımdan meydana gelir. Haddeleme işleminin üzerinde yapıldığı gövde, gövdeye destek olan haddeleme yüklerini taşıyan muylular ve tahrik motorlarının döndürme kuvvetini taşıyan bağlantı uçlarıdır (kaplin yeri). Yassı mamulleri haddelemek için kullanılan merdaneler düz ve silindriktir.



Şekil 4.3. Merdane düzenleri (Degarmo ve diğerleri 1988)



Şekil 4.4. Bir hadde merdanesinin bölümleri ve tahrik bağlantılarının şematik görünüşü (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).

#### 4.4. Sıcak Haddeme

Çeliklerin haddelenmesi hemen hemen her zaman sıcak işlemle başlar ve bazen bu işlemi gerekli olduğu hallerde bir soğuk işlem izler. Sürekli döküm tesislerinde dökülen slablarda büyük şekil değişimlerini soğuk vermek mümkün değildir. Külçeler, döküm sonrası gösterdikleri iri yapı ve kimyasal kompozisyon düzensizlikleri nedeni ile yeteri kadar sünek değildirler. Soğuk işlem uygulanması halinde çatlama gösterebilir. Bunun için bu tür malzemeler sünekliğin arttığı yüksek sıcaklıklarda şekillendirilmelidir.

Sıcak işlemde slab veya diğer ara ürünlere verilen deformasyon bir hayli yüksektir. Örnek olarak 250-300 mm kalınlığındaki ara üründen 10 mm kalınlığındaki levhanın sıcak haddeme ile üretimi gösterilebilir. Bu nedenle yüksek bir deformasyonun başarılı bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için malzemenin yeteri kadar sünek olması gerekmektedir. İşlem sıcaklığı seçilirken malzeme sünekliği göz önünde bulundurulması gereken önemli bir etkidir.

Diğer taraftan üretimi ekonomik kılama zorunluluğu, işlemin minimum enerji ile yapılmasını gerektirmektedir. Bu nedenle aksine zorlayıcı bir durum yoksa sıcak işlemde malzemenin mümkün olduğu kadar yumuşak olması gerekir. Burada söz konusu esas iki değişken vardır. Bunlar işlem sıcaklığı ve işlem hızıdır.

Son olarak belirlenmesi gerekli önemli bir husus sıcak işlemle malzemenin arzulanan özelliklere sahip kılınmasıdır. Sıcak işlem ana olarak döküm sırasında oluşan iri ve kimyasal yönden düzensiz yapıyı küçük taneli yapmaya ve belirli bir homojenlik kazandırmaya yöneliktir. Arzulanan kimyasal homojenlik ve küçük tane yapısı sıcak işlem şartlarına bağlı olarak değişiklik gösterebilir.

Kısaca sıcak işlemde göz önünde bulundurulması gereken ana faktörler şunlardır;

- Şekillendirme için gerekli enerjinin minimum düzeyde olması,
- İşlem görmüş malzeme oluşacak özelliklerin istenen düzeyde olmasıdır.

#### **4.5. Sıcak Haddedeleme Malzemenin Deformasyonunu Etkileyen Faktörler**

Sıcak haddelenenin minimum enerji girdisi ile gerçekleştirilme zorunluluğu, malzemenin yumuşak olmasını zorunlu kılmaktadır. Malzemenin akmaya karşı gösterdiği direnç sıcaklığa aşırı bir bağımlılık gösterir. Artan sıcaklıkla malzeme daha düşük gerilme düzeylerinde deforme olur. Diğer bir ifade ile akma dayanımı düşer. Akma dayanımı ( $\sigma_{Ak}$ ), sıcaklığa (T) ek olarak deformasyon hızından da ( $\dot{\epsilon}$ ) aşırı etkilenir. Belirli bir sıcaklıkta deformasyon hızı arttıkça malzemenin deformasyonu için gerekli gerilme düzeyi artar.

Bu arada belirtilmesi gereken önemli bir husus deformasyon hızı arttıkça malzeme sıcaklığında bir yükselme olabileceğidir. Şekillendirme için malzemeye verilen enerjinin büyük kısmı (%95) ısıya dönüşür (Özdabak 2004).

Sıcak işlemden malzemeye uygulanan deformasyon oranları bir hayli yüksektir. Bu işlemin başarı ile gerçekleştirilebilmesi için malzemenin yeteri kadar sünek olması gereklidir. Süneklik, işlem sıcaklığına ve hızına bağlı olduğu kadar işlemin türüne de bağlıdır. Örneğin aynı malzeme ekstrüzyonda haddelenmeye oranla daha sünektir.

Genel olarak malzeme sünekliği, artan işlem sıcaklığı ile artar. Buna basit bir örnek, soğuk işlemle sıcak işlem sırasında uygulanan deformasyon oranları arasındaki farktır. Sünek bir malzemeye soğuk işlemde en fazla %50-60 oranında deformasyon uygulanabilirken, sıcak işlemde bu oran %500-1000 gibi çok yüksek değerlere çıkabilmektedir (Özdabak 2004).

#### **4.6. Merdane Teknolojisi**

##### **4.6.1 Merdane metalurjisi**

Hadde merdaneleri çok ağır koşullarda çalıştığından, değişik uygulamalarda bunlardan beklenen özellikler çok farklıdır. Hadde merdanelerinde olması istenen temel özellikler şöyle sıralanabilir;

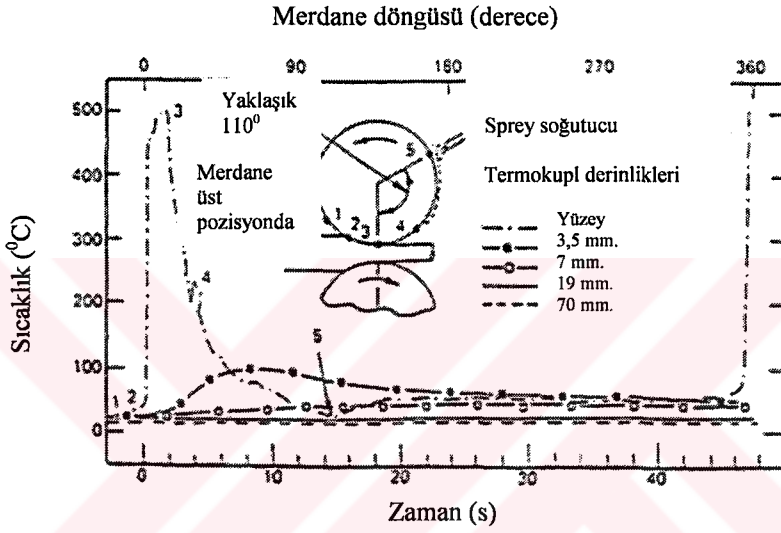
1. Yüksek aşınma direnci ve uzun ömür.
2. Gevrek kırılmaya karşı yüksek direnç (tokluk).
3. Isıl çatlamaya karşı yüksek direnç.
4. Parça kopmalarına karşı yüksek direnç.
5. En düşük ısıl genleşme.
6. Isıl şok nedeniyle kırılmaya karşı direnç (özellikle sıcak haddehane iş merdanelerinde).
7. Düzgün yüzey kalitesi.
8. Malzemeyi minimum kayma ile iyi kapabilirlik.
9. Yüzey matlaştırılabilme özelliği (soğuk haddehane iş merdanelerinde).

Mevcut metalürji ve malzeme bilgileriyle bu taleplerin herhangi birini karşılamak zor bir iş değildir. Ancak sorun bunların bir kaçına birlikte gereksinme doğduğunda başlamaktadır. Çünkü bir özelliğin sağlanması diğer özelliği olumsuz etkileyebilmektedir. Örneğin; yüksek aşınma direnci sağlandığında tokluk olumsuz yönde etkilenmektedir (Dervişoğlu ve diğerleri 1990). Bu da haddeleme sırasında merdanelerde oluşan gerilme yığılmalarını, merdane konstrüksiyonunda yapılacak değişikliklerle önleme çalışmalarını ön plana çıkarmaktadır.

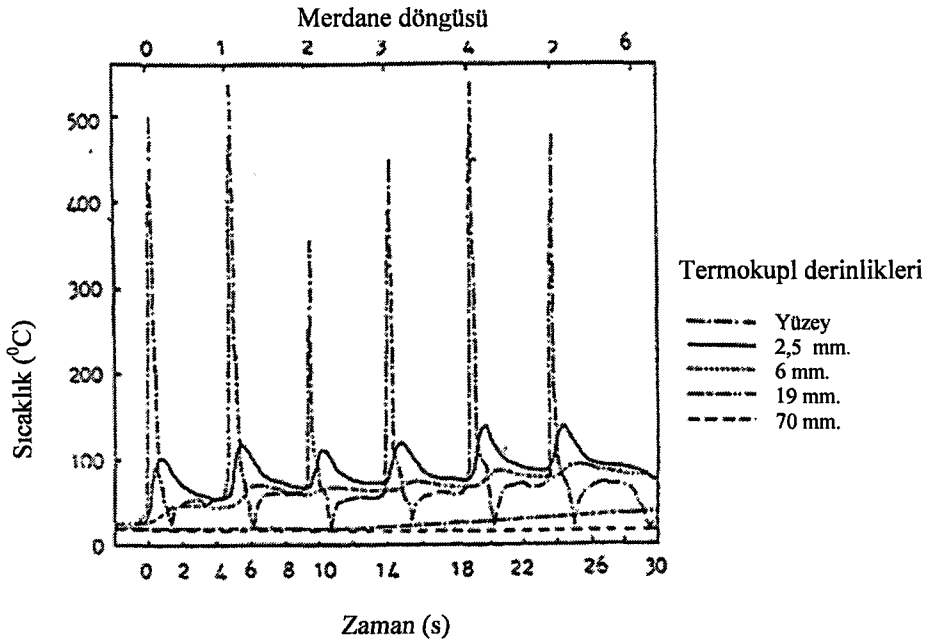
Hadde merdaneleri günümüzde çeliklerden ya da dökme demirlerden üretilirler. Her iki türün de iç yapılarının çeşitli alt türleri ve bölümleri vardır. Hadde merdanelerinde istenen özellikleri sağlamak için, istenen ve gerekli olan iç yapıyı oluşturmak zorunluluğu vardır. İç yapıda temel kütleyi oluşturan ana yapı (matrix) özellikleri merdane özelliklerinin temelini oluşturur.

Çelik merdanelerin ana yapı özellikleri ancak çelik içerisindeki karbonun yanı sıra diğer alaşım elementlerinin miktarlarını değiştirerek ve/veya farklı ısıl işlem pratikleri uygulayarak elde edilir. Dökme demir merdanelerde de ana yapı özellikleri çelik merdanelerde olduğu gibi ısıl işlemlerin yanı sıra, merdanenin üretim sırasında soğutma hızının kontrolü ve/veya alaşım elementlerinin ilaveleriyle elde edilebilir.

Özellikle sıcak haddelemede kullanılan iş merdaneleri sıcak iş takımları olarak çalışırlar. Bu nedenle merdaneler genellikle su ile soğutulurlar. Şekil 4.5'te görüleceği gibi merdane yüzeyinin malzeme ile temas eden bölgeleri merdanenin her dönüşünde çok kısa bir süre için 500-600 °C sıcaklığa kadar ulaşır ve tekrar soğutma suyunun etkisiyle rejim sıcaklığına gelir. Merdane kesitinde ise sıcaklık genellikle 50-80 °C arasındadır. Bu nedenle merdanelerin yüksek sıcaklıklardaki davranışları önem kazanır (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).



Şekil 4.5. Haddelme sırasında merdane sıcaklık değişimi (Innse Cilindri 2000)



Şekil 4.6. Ardışık döngülerde merdane sıcaklık değişimi (Innse Cilindri 2000)



Şekil 4.6'da; haddeleme hızı 12,8 devir/dk., slab sıcaklığı 1230 °C, slab giriş kalınlığı 3,56 inç (90,4 mm.), çıkış kalınlığı 2,75 inç (69,85 mm.) olan bir haddeleme işlemi sırasında merdanede oluşan sıcaklıkları göstermektedir. Merdanenin hemen yüzeyinde her döngüde 500 °C'ye varan sıcaklık farkları olmasına rağmen iç kısımlara indikçe bu fark azalmaktadır. Bu durum; hasar oluşum mekanizmasını tetikleyen çentiklere karşı daha hassas olan yüzeylerde termal şok ya da termal yorulma ihtimalinin iç kısımlara nazaran daha fazla olduğunu gösterir.

#### **4.6.2. Merdane üretimi**

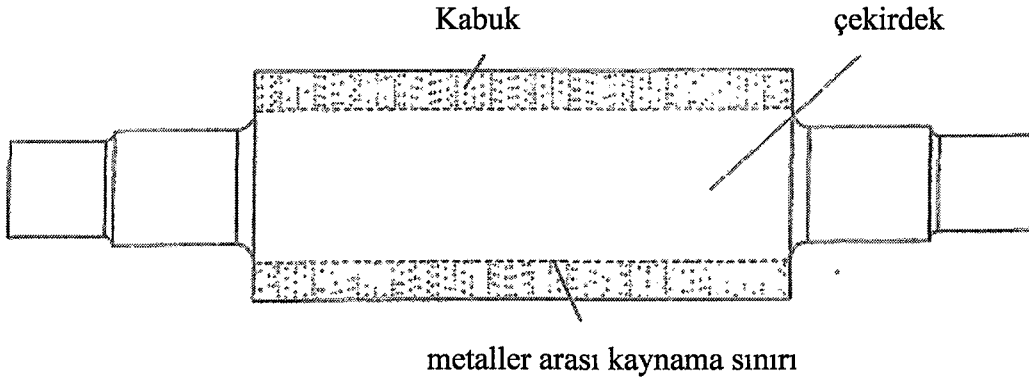
Merdanelerin malzemesi kullanım yerinin özelliklerine göre seçilir. Haddelemede mamule istenen biçimi vermek için merdaneler, gerekli olan eğilme, burulma ve çarpma gerilimlerini içeren mekanik gerilimleri karşılayabilmeli ve uzun kullanma döneminde düzgün bir aşınma göstermelidir. Bazı şartlar merdanelerin, bu özelliklerin yanı sıra ısı çatlamaya karşı yüksek dirençli olmasını da gerektirir.

Bu bakımdan merdane seçiminde her haddenin kendine özgü işletme koşulları geçerlidir. Bir haddeye uygun gelen bir merdane türü diğerine pek uygun gelmeyebilir. Kimyasal bileşim ve fiziksel özellikler açısından birbirlerinden farklılık gösteren merdane malzemelerinin üretim ve ısı işlem pratikleri de birbirlerinden farklılıklar gösterebilmektedir.

Dökme merdanelerin üretimlerinde ergitme işlemleri için genellikle elektrik ark ocakları ve indüksiyon ocakları kullanılmaktadır. Bu merdanelerin döküm işlemi ise tek döküm, çift döküm ve santrifüj döküm yöntemlerinden birine göre yapılmaktadır. Tek döküm yönteminde tüm merdane (gövde, göbek, muylu) tek bir bileşime ait malzemedan dökülmektedir. Fakat gelişen teknoloji ve merdanelerden istenen yüksek vasıflar nedeniyle bu döküm yöntemi büyük ölçüde önemini yitirmiştir (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).



İkinci döküm yöntemi, merdane üretiminde kabuk ve göbek için iki farklı bileşimde malzemenin kullanıldığı çift döküm yöntemidir. Bu döküm yöntemi ile çok daha fazla sertlik derinliğine sahip, aşınmaya karşı daha dayanıklı ve haddeleme yüklerine karşı daha dayanımlı merdaneler elde etmek mümkün olmuştur.



**Şekil 4.7.** Santrifüj çifte döküm (double poured) yöntemiyle üretilmiş bir merdane

Merdane üretiminde kullanılan üçüncü yöntem santrifüj döküm yöntemidir. Bu yöntemde önce merdanein kabuk malzemesi, daha sonra da göbek malzemesi dökülmektedir (Şekil 4.7). Dikey ve yatay olarak santrifüj döküm yapmak mümkündür. Bu döküm yönteminin hem uygulanabilirlik hem de merdane özellikleri açısından birçok avantajları vardır. Bu avantajlar şöyle sıralanabilir;

- 1.Göbek ve kabuk malzemeleri arasında mükemmel bir bağ vardır.
- 2.Yüksek hızda dönme ve kokil kalıptan dolayı daha fazla çil derinliği (4.1) sağlanabilir.

#### 4.1

**Çil Derinliği:** Merdaneler dökümden sonra ısıtılma tabii tutulurlar. Isıtılma işlem olmasına rağmen sertlik değerleri merdanein iç kısımlarına doğru düşüş gösterir (indefinite chill-belirsiz döküm). Sertliğin merdane ortalarına kadar korunması, yani çil derinliğinin fazla olması istenir.

3. Gözenek, gaz ve metalik olmayan inklüzyonlar içermez.
4. Santrifüj döküm yardımıyla, kullanım ve haddeme koşullarına bağlı olarak geniş bir kalite aralığında malzeme dökümünü yapmak mümkündür. Ayrıca, daha yüksek alaşımli malzemeler dökülebilir.
5. Çekme, eğme ve darbe mukavemetleri konvansiyonel yöntemlerle elde edilenlere göre daha yüksektir.

Çelik merdaneler elektrikli ark, vakumlu ark ve indüksiyon ocaklarında ergitilip doğrudan doğruya kalıba dökülerek üretilir ve çeşitli mekanik ve ısıl işlemlerden sonra kullanıma hazır hale gelirler. Gelişen teknoloji merdane üretimi alanında önemli değişiklikler yaparak en yüksek kalite ve performans veren merdanelerin üretilmesine olanak sağlamıştır.

Bugün, dövme çelik merdaneler dökme çelik merdanelere göre üstünlüklerini kabul ettirmişlerdir. Dövme çelik merdanelerin üretimi, uzun bir ömür ve yüksek performans sağlaması için uzun bir süreçten geçer.

Merdanelerin üretim biçimleri merdane fiyatlarını önemli ölçüde etkileyen bir unsurdur. Aynı amaca yönelik bir merdane tek, çift veya santrifüj döküm yöntemleriyle dökülebilmektedir. Ayrıca, merdaneler iç yapı temizliği açısından farklı işlemlerden geçirilmekte ve farklı ısıl işlemlere tabi tutulmaktadır (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).

#### **4.7. Yassı Çelik Üretiminde Kullanılan Hadde Merdanelerinde Görülen Kusurlar ve Hasarlar**

Yassı çelik mamul üretiminde kullanılan hadde merdanelerinde görülen kusur ve hasarların bilimsel bir yol izleyerek tetkiki, üretilen mamulün miktarı, kalitesi ve dolayısıyla maddi kayıpların en aza indirilmesi açısından çok önemlidir. Bu nedenle bir haddehanede meydana gelen her türlü merdane kusurunun üzerinde hassasiyetle durularak çözüm yolları aranmalı ve bu konuda iyi bir bilgi birikimi oluşturulmalıdır.

Merdanelerde meydana gelen başlıca kusurları genel olarak iki ana gruba ayırabiliriz;

1. Merdanenin üretimi sırasındaki hatalardan kaynaklanan hasarlar. Bu hasarlar genellikle merdanenin döküm ve ısıl işlemine bağlıdır. Bunlar;
  - a. Kimyasal kompozisyon ve metalurjik özelliklerin uygun olmamasından kaynaklanan hasarlar ve
  - b. Artık gerilimlerden kaynaklanan hasarlardır.
2. Merdanenin kullanılması sırasındaki hatalardan kaynaklanan hasarlar. Bu hasarlar işletme şartlarına bağlı olup çalışma sırasında merdaneye etki eden dış kuvvetlerden doğar. Bunlar;
  - a. Merdane yüzeyinin fazla ısınmasıyla meydana gelen ısıl gerilimlerden kaynaklanan hasarlar ve
  - b. Çalışma esnasındaki mekanik etkenlerden kaynaklanan hasarlardır.

Normalde meydana gelen herhangi bir hasar ya da kusur durumu, yukarıda belirtilen dört sebebin farklı şekillerdeki bileşimlerinden kaynaklanır. Bu nedenle gerek üretimden ve gerekse işletme şartlarından kaynaklanan bu hasarlar genellikle merdanenin kullanımı sırasında ortaya çıkar. Yukarıda genel olarak sınıflandırılan başlıca hasarlar hasar şekline ve sonuçlarına göre örnekleri ve izahları ile birlikte aşağıda anlatılmıştır (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).

#### **4.7.1. Aşınma ve yüzey bozulması**

Bu tür kusurlar haddemele programının uzunluğunu belirleyen bir unsurdur. Haddemele programlarının uzunluğu; haddelenen malzemenin kalınlığı, genişliği ve kalitesi göz önüne alınarak merdane yüzeyleri, üretimi etkilemeyecek şekilde tespit edilmelidir. Aksi takdirde haddelenen malzemenin yüzey kalitesi, profil düzgünlüğü ve kalınlık dağılımı gibi özellikleri bundan olumsuz etkilenecektir.

Aşınma ve yüzey bozulmasını etkileyen unsurları şu şekilde sıralayabiliriz;

1. Merdane malzemesinin özellikleri.
2. Haddemele yükü.

3. Merdane soğutma pratiği.
4. Haddelenen malzemenin özellikleri.
5. Haddeleme yağı kullanımı.

Aşınma, genellikle iş merdanelerinde önem kazanmaktadır. Destek merdaneleri ise daha çok deformasyon sertleşmesine ve yorulmaya maruz kalır. Diğer taraftan soğuk haddehane merdaneleri, kullanılan haddeleme yağının malzeme ile merdane arasındaki sürtünmeyi azaltmasından dolayı daha az aşınırken, sıcak haddehane merdaneleri hem ısı hem de mekanik yorulmadan etkilendiği için daha çok aşınır.

#### **4.7.2. Isıl çatlak ve yanma**

Merdanede birtakım ısı değişikliklerinin olması hem genişmeden, hem de iç yapıdaki muhtemel faz dönüşümlerinden dolayı merdane bünyesinde bazı hacim değişikliklerine neden olacaktır. Eğer merdane bu hacim değişikliğini karşılayabilecek derecede sünek ve mukavim değilse, oluşan gerilmelerin şiddetine göre bünyesinde çeşitli çatlaklar oluşacaktır (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).

Merdanelerin üretimi sırasında ve özellikle sıcak haddehane iş merdanelerinin kullanımları sırasında yüksek sıcaklıklara çıkılır. Bu yüzden hem merdanenin üretimi sırasında, hem de (özellikle sıcak haddehane iş merdanelerinin) kullanımları sırasında ısı çatlakların meydana gelmesi muhtemeldir. Merdanenin üretimi ya da ısı işlemi sırasında meydana gelen çatlaklar “yapım çatlağı”, kullanımı sırasında sıcaklıktan dolayı meydana gelen çatlaklar da “ısı çatlak” ya da “yanık çatlağı” şeklinde adlandırılır. Yapım çatlakları “kırılma” başlığı altında ele alınmıştır.

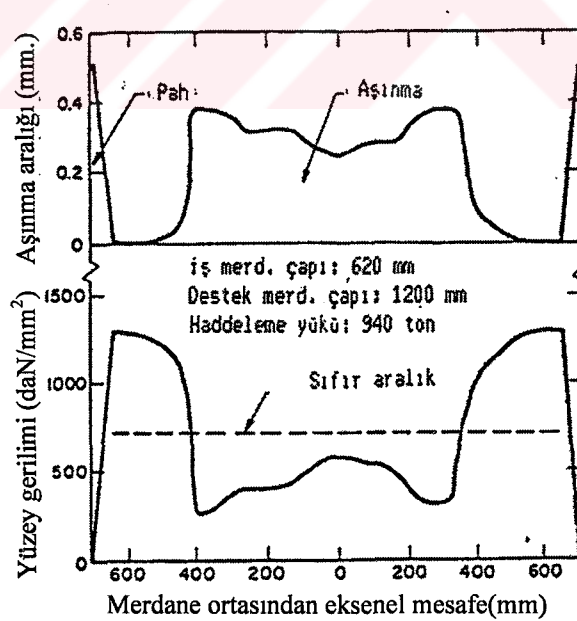
#### **4.7.3. Ezilme**

Bundan önceki kısımlarda daha çok sıcak haddehane iş merdanelerinde meydana gelen yüzey kusurlarından bahsedilmişti. Ezilme ise daha çok destek merdanelerinde ve soğuk haddehane iş merdanelerinde önem kazanır. Hatta soğuk haddehane iş merdanelerinde sac sarmalarından dolayı meydana gelen bazı ezilmeler merdaneden

parça kopmasına kadar gidebilir. Çünkü ezilen noktanın kenarları şişme yapacağından buralarda daha çok deformasyon sertleşmesi (pekleşme) nedeniyle yorulma olacaktır. Merdane yüzeyinde meydana gelen ezilmeleri iki türlü ele almak mümkündür;

1. Bölgesel ezilmeler.
2. Geniş alanlı ezilmeler.

Bölgesel ezilmeler ya iş merdanesi ile malzeme arasına, ya da iş merdanesi ile destek merdanesi arasına parça sıkışmasından meydana gelir. Sıkışan bu parça malzeme katı, malzeme sarması ya da yabancı maddeler (civata, rondela vs.) olabilir. Böyle bir durumda merdane servisten çıkarılmalı ve bu bölge giderilinceye kadar merdane taşlanmalıdır. Aksi takdirde hem üretilen mamulün yüzey kalitesi bozuk olur, hem de ezilme bölgesinde yoğun bir yorulma olacağından merdaneden parça kopması meydana gelebilir. Geniş alanlı ezilmeler genellikle merdanenin malzeme ile temas etmeyen ve aşınmayan kenar kısımlarının fazla yük altında kalmasıyla oluşur. Şekil 4.8’de bu durum şematik olarak gösterilmiştir.



**Şekil 4.8.** 56" (1422 mm.) çapında bir sıcak haddehane iş merdanesinde meydana gelen aşınma aralığı ve hesaplanan temas yüzeyi gerilimi (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).

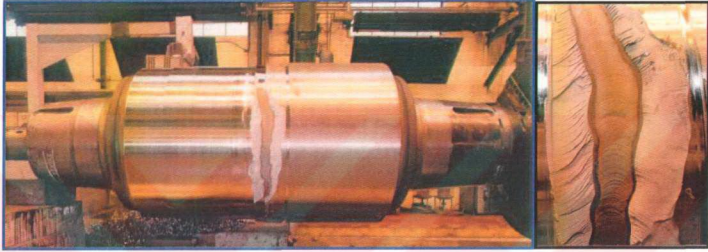
İş merdanelerinin malzeme ile temas yeri olan orta kısmından aşınmaları sonucu destek merdaneleriyle temas bölgeleri sadece yüksek iş merdanesi omuzlarıyla sınırlandırılmış olur. Bu da destek merdane omuzlarında gerilmenin artmasını doğurur. Çevrimlerin yüksek gerilmelerde yapılması yorulma ömrünü azaltacaktır. Bilindiği gibi yüzeydeki çatlaklar içerdeki çatlaklara nazaran daha yüksek gerilme yığılmaları oluşturduğundan yorulma mukavemetini düşürmede daha büyük rol oynarlar. Gerek noktasal gerekse homojen olmayan merdane aşınmalarından dolayı oluşan ezik bölgelerin etrafında oluşan kabarmalar yükü önce karşıladıklarından aşırı gerilme yığılmalarına maruz kalırlar ve çatlak oluşumunu başlatırlar. Şekil 4.8’de de görüleceği gibi homojen olmayan bir yük dağılımından dolayı merdanelerde meydana gelen ezilmeler (destek merdanesi daha yumuşak olduğundan çoğunlukla destek merdaneleri ezilir) genellikle sıcak haddehanelerde meydana gelir. Bunun da nedeni sıcak haddehanede iş merdanesi aşınmasının daha yüksek boyutlarda olmasıdır.

Bu şekilde meydana gelen ezilmeler ileride de değinileceği gibi bilhassa destek merdanelerinin kenarlarından yorulma sonucu parça kopmasına neden olur. Bu sebebe bağlı olarak meydana gelen parça kopmalarını önlemek için alınabilecek tedbirler şunlardır:

- Merdane omuzlarında oluşan yüksek gerilmeleri indirgeyecek ya da merdane mukavemetini artıracak çalışmaların yapılması. (merdane kenarlarını açılı taşlamak, pah kırmak ya da merdane konstrüksiyonunu değiştirmek gibi)
- Taşlama işleminde yorulmuş katmanın yeterli derecede alınması(Bkz. Şekil 4.10)
- Merdanelerin haddeleme periyotlarının mümkün olduğunca kısa tutulması.
- Merdane aşınmasını azaltmak için sertliği artırmak gibi gerekli çalışmalar yapılmalıdır. Ayrıca iş merdanesinin sertliği ile destek merdanesinin sertliği birbiriyle uyumlu olmalıdır.

#### 4.7.4. Parça kopması (spalling)

Ezilme kusurları kısmında da değinildiği gibi mekanik ya da ısıl yorulmadan dolayı merdanelerin yüzeyinden parça kopmaları meydana gelebilir. Bu tür hasarlar bir haddehanede en çok rastlanan merdane kusurlarındandır. Şekil 4.9’da parça kopmasına ait bir fotoğraf görölmektedir.



Şekil 4.9. Parça kopması ile hasar görmüş bir destek merdanesi (Akers 2000).

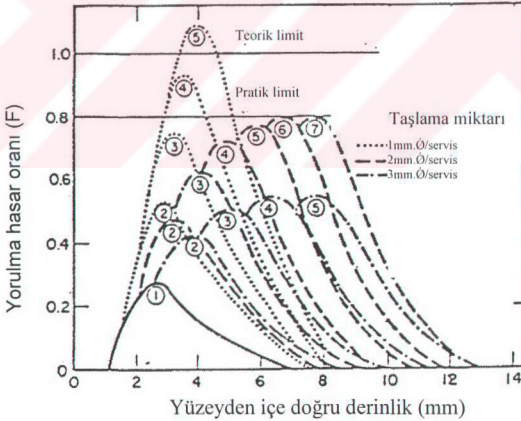
Örneğin, tandem hadde iş merdanelerinde meydana gelen parça kopmalarının önemli nedeni malzeme sarması sebebi ile yüzeyin ezilmesi ya da bir miktar malzemenin yüzeye kaynarak belirli bir yumruluk oluşturması ve daha sonrada bu bölgede yorulmadan dolayı çatlaklar oluşmasıdır. Ancak parça kopmasına neden olan çatlakların sebebi her zaman yorulma olmayabilir. Merdanelerin üretimi sırasında meydana gelen artık gerilimler ve sıcak haddehane iş merdanelerindeki yanık çatlakları da parça kopmasının birer potansiyel nedenidirler.

Parça kopmasını küçük, orta ve büyük olmak üzere üçe ayırarak incelemek yerinde olacaktır. Küçük parça kopmalarının genellikle bölgesel ezilmelerden ya da merdanedeki bölgesel özellik farklılıklarından dolayı meydana gelmesi muhtemel olup, çok küçük olanlar genellikle parça kopan kısmın oyulması ve bu bölgede yayılabilecek çatlak bırakılmaması şeklinde giderilebilir. Orta büyüklükteki parça kopmalarını ise tormalayarak gidermek gereklidir. Büyük parça kopmaları genellikle merdanelerin hurdaya ayrılmasına sebep olur.



Yukarıda da değinildiği gibi bu parça kopmalarının nedeni genellikle düzgün olmayan yük dağılımı sebebiyle merdanenin belli kısımlarının daha fazla yorulması ve taşlama işlemlerinde bu yorgun tabakanın yeterince giderilememesidir. Parça kopmasını önlemek için üretici, merdaneyi parça kopmasına karşı daha mukavim olarak üretmeli, kullanıcı da merdanenin özelliklerini bilerek merdaneyi en verimli şekilde kullanmalıdır. Yani yorulma mukavemeti yüksek, sertliği kullanıldığı yere uygun, aşınma oranı kontrollü, kenarları açılı taşlanmış ve taşlama işleminde yorgun tabaka yeterli derecede alınmış merdanelerle çalışmak parça kopmasını en aza indirecektir.

Şekil 4.10'da parça kopmasına meydan vermemek, aynı zamanda taşlama kayıplarını da en aza indirmek için yapılması gereken taşlama miktarı gösterilmektedir. Şekildeki eğriler, merdane yüzeyinde oluşan ve taşlama miktarına göre değişen yorulma miktarlarını göstermektedir. Yorulma miktarı ise, yorulma hasarı oranı (F), yani yorulmadan dolayı merdanenin parça koparması ihtimali olarak tarif edilmiştir.



**Şekil 4.10.** Taşlama miktarına göre yorulma hasarı oranının değişimi. (yuvarlak içindeki rakamlar taşlama sayısını göstermektedir) (Dervişoğlu ve diğerleri 1990)

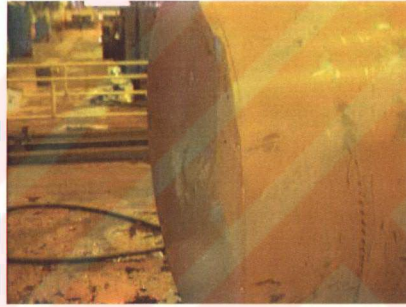
Geçmişte kullanılan merdanelerin taşlama miktarları ve performansları dikkate alınarak hesaplanan yorulma hasarı oranının 1'e eşit olması teorik olarak



merdaneden parça koparması demektir. Ancak, pratikte parça kopmasının limiti 0,8 olarak alınmalı, merdaneler bu limitten yukarıya çıkmayacak şekilde taşlanmalıdır (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).

#### 4.7.5. Kırılma

Parça kopmasının bir ileri safhası merdanenin kırılmasıdır. Parça kopmasına sebep olan nedenler, çok aşırı durumlarda merdanenin kırılmasına kadar neden olur (Şekil 4.11).

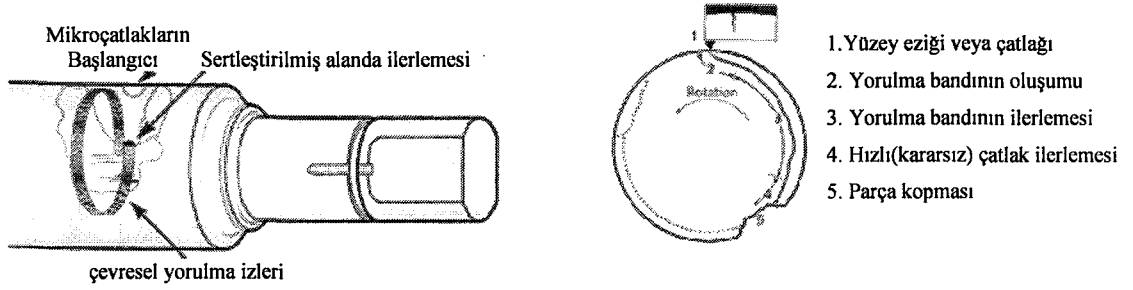


Şekil 4.11. Çalışma yüzeyinden kırılmış bir merdane

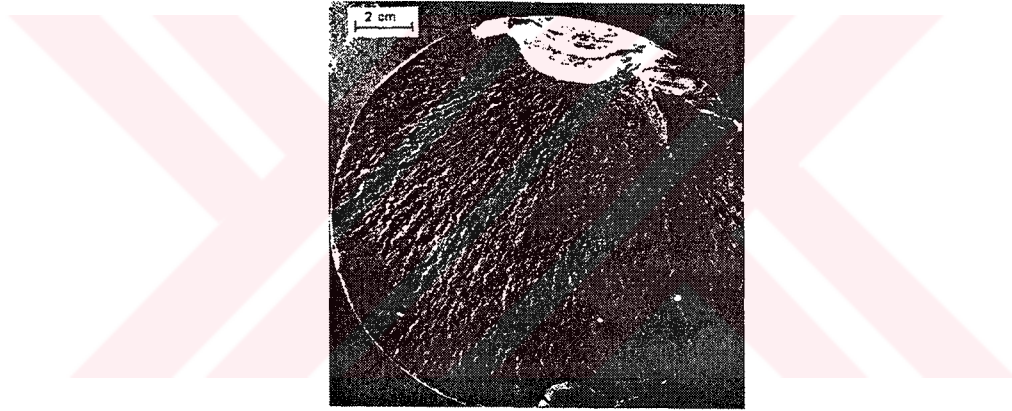
Merdanenin üretiminden kaynaklanan iç gerilimler merdane kırılmasında çok önemli bir sebeptir. Merdanenin üretimi ve ısıl işlemi sırasında özellikle ötektoid nokta sıcaklığından geçerken çok dikkatli olunmalıdır. Aksi halde soğumadan ve ötektoid geçişinden dolayı merdane bünyesinde meydana gelen hacim değişiklikleri merdane bünyesinde büyük gerilimlere ve hatta üretim çatlaklarına neden olabilir. Bu gerilimler ve çatlaklar merdane servise girip yüklendikten sonra büyüyerek merdane kırılmasına sebep olabilir. Hatta aşırı durumlarda merdane henüz servise bile girmeden parçalanabilmektedir. Yaşanan tecrübeler bu tür yapım çatlaklarının üretimden genellikle 10-50 gün sonra ortaya çıktığını göstermektedir.

Yorulmadan dolayı kırılan bir merdanede gelişen hasar mekanizması Şekil 4.12'de görülmektedir. Burada dikkati çeken husus, çatlağın merdane çapı boyunca bir spiral

çizerek içe doğru yayılmasıdır. Yüzeiden başlayan yorulma çatlakları genelde bu şekilde yayılarak merdanenin kırılmasına neden olur. Şekil 4.13.'de ise yorulma olarak kırılan bir milin kesiti görülmektedir.



Şekil 4.12. Merdanelerde yorulma hasar mekanizması (CAEF 2002)



Şekil 4.13. Yorularak kırılmış bir parçanın kırık yüzeyi (Callister 1985).

Merdane kırılmasının bir diğeri sebebi de serviste meydana gelen ani sıcaklık değışimleridir. Yüzeide meydana gelen yüksek sıcaklık değışimleri kabuk malzemesinin genişlemesine, dolayısı ile göbek malzemesinin bunu karşılayamaması durumunda da merdanenin kırılmasına sebep olur. Bu durumda kırık bölgede yorulmadakine benzer şekilde bir çatlak ilerleyişi gözlenmez (Bkz. Şekil 4.11).

#### 4.7.6. Taşlama kusurları

Taşlama kusurları arasında taşlama yanığı, kenarlara uygun ve yeterli pahın verilememesi, taşlama çentikleri ve yeterli miktarda taşlamama sayılabilir. Taşlama yanığı; merdanenin taşlanması sırasında taş ile merdanenin aşırı yükte

sürtünmesinden meydana gelir. Aşırı yüke maruz kalan bölgedeki ısınma nedeniyle bölge önce genişir ve plastik deformasyona bile neden olabilecek basma gerilmeleri oluşur. Daha sonra bu bölge martenzit fazının temperlenmesinden ve soğumadan dolayı aşırı büzölmeye uğrar. Bunun sonucunda da yüzeyde kılcal çatlaklar oluşur. Çalışma sırasında bu kılcal çatlakların büyümesi ise parça kopmasına sebep olabilir.

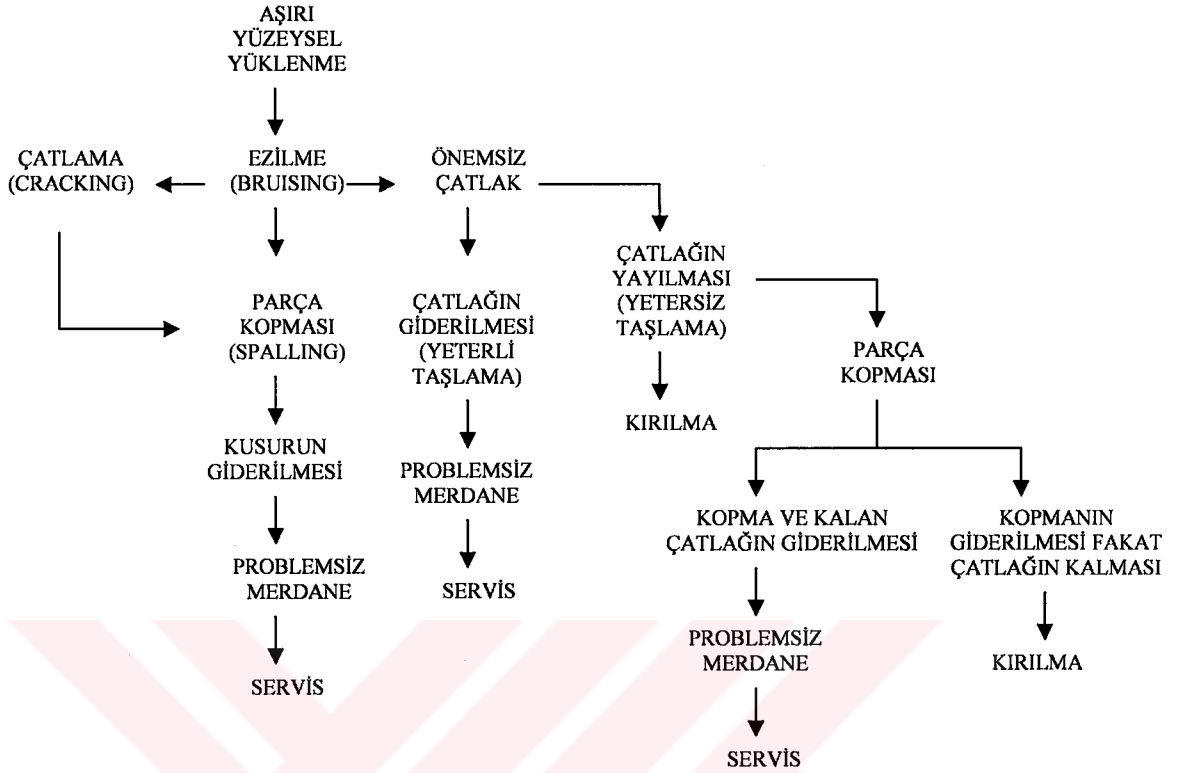
Merdane kenarlarının pahlı taşlanmasının nedeni, daha önce de değinildiği gibi özellikle merdane kenarlarında oluşan yoğun gerilimi dağıtarak merdanenin bu kısımlarının yorulmasını ve buralardan parça kopmasını önlemektir. Bu nedenle merdane kenarlarının pahlı taşlanması ve bu pahın geometrisi uygun olmalıdır.

Taşlama çentikleri; taşlama taşının uygun seçilmemesi halinde yüzeyde çiziklerin oluşması olayıdır. Bu çiziklerin her biri birer potansiyel çatlak başlangıcıdır. Merdane servise girdiği zaman çatlakların buradan başlayarak ilerlemesi daha kolaydır.

Yüzeyde ısı ve mekanik yorulmadan dolayı meydana gelebilecek herhangi bir çatlakın oluşmasını ve bunun ilerlemesini engellemek için merdaneler yeterince taşlanmalıdır (Bkz. Şekil 4.10). Ancak taşlamanın miktarı konusunda çok hassas bir optimum noktanın tespit edilmesi de zorunludur. Eğer taşlama miktarı gereğinden fazla olursa çaptaki düşüşten dolayı merdane kullanım ömrü kısılacak ve merdane performansı düşecektir.

#### **4.7.7. Merdane hasarlarının etüdü**

Bir merdanenin hasarlanmasından sonra hasar nedeninin tespiti ve gerekli önlemlerin alınması son derece önemlidir. Ancak, merdane kusurları ya da hasarları sadece bir nedene bağlı olmadığından irdelenmesi kolay değildir. Buna rağmen hasar bölgesinin tetkiki ile bir çok durumda tatminkar sonuçlar alınabilmekte, bu tür bir kusura neyin sebep olabileceği ortaya çıkarılabilmektedir. Hasarın incelenmesinde ilk yapılacak iş bir yorulma olayının olup olmadığını araştırmak ve merdanenin çalışma ortamında herhangi bir anormalliğin olup olmadığını tespit etmektir.



Şekil 4.14. Merdane hasarlanma mekanizmaları (Dervişoğlu ve diğerleri 1990)

Zaman zaman yapılacak çatlak ve sertlik testleri gibi tahribatsız muayeneler ile merdanenin durumunun izlenmesi çoğu hallerde ileride olabilecek büyük hasarları önleyecektir. Bu amaçla tahribatsız muayeneler yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, merdanenin yüzey kısmının mikro yapısını incelemek için replika (4.2) yöntemleri geliştirilmiştir.

#### 4.2

Replika: Kırılma yüzeylerinin incelenmesinde iki yöntem vardır. Birinci yöntemde kırılan yüzey direkt incelenmek üzere kesilir ve bu yüzey üzerinde incelemeler yapılır. İkincisi ise uygun malzemeler kullanılarak yüzeyin replikası alınır ve tüm inceleme ve gözlemler bu replika üzerinde yapılır. Bu yöntemde sıvı haldeki plastik, kırılan yüzeye dökülür ve katılaştıktan sonra yüzeyden ayrılır ve bu şekilde incelemeye tabi tutulur (Yayla 2003).

Merdanede aşırı yüklenmeden dolayı çatlak oluşması ve bu çatlağın ilerleyerek merdanenin hasarlanması ya da yüzeyi işlenerek tekrar kullanılması Şekil 4.14' de gösterildiği gibi gerçekleşmektedir. Bu diyagram aynı zamanda, merdane hasarlanması durumunda hadde atelyesinin yapacağı işlemleri de göstermektedir. Diyagramdan da görüldüğü gibi, gerekli işlemlerin yapılarak mevcut hasarların tespiti ve bu hasarların giderilmesi, hasarlardan kaynaklanan merdane kayıplarını en aza indirmek için gereklidir (Dervişoğlu ve diğerleri 1990).

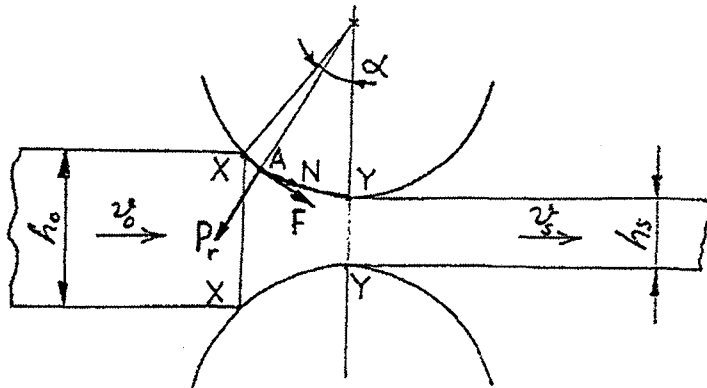
#### 4.8. Haddelemede Kuvvetler ve Geometrik Bağlımlar

Şekil 4.15'de merdanelerin geometrisi ile şekil değiştirme kuvvetleri arasındaki bağıntılar görülmektedir.  $h_0$  kalınlığında  $b$  genişliğinde bir yassı ürün XX giriş düzleminde  $v_0$  hızı ile merdaneler arasına girmekte ve YY düzleminde  $h_s$  kalınlığında çıkmaktadır. Birim zamanda geçen malzeme miktarı sabit olduğundan

$$b \cdot h_0 \cdot v_0 = b \cdot h_s \cdot v_s = b \cdot h \cdot v \quad (4.1)$$

bağıntısı yazılabilir. Dolayısıyla  $v_s$ ,  $v_0$ 'dan büyük olmalıdır. Yani sacın girişten itibaren hızı sürekli olarak artmalıdır.

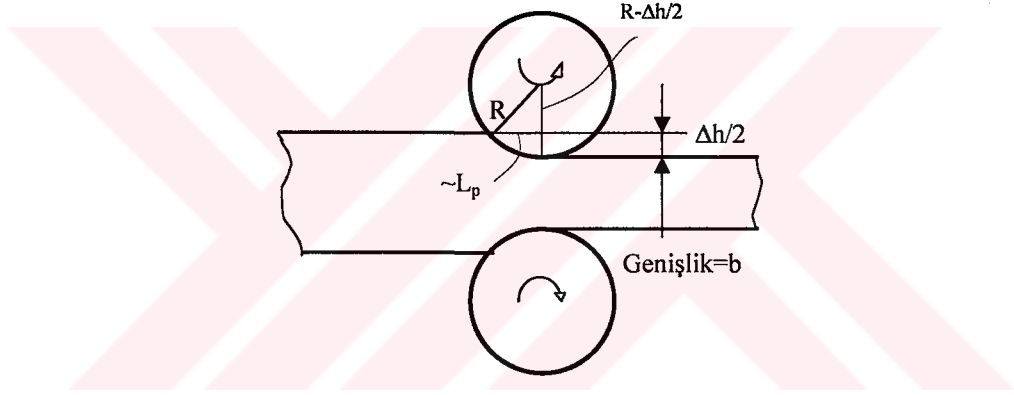
Öte yandan merdanelerin teğetsel hızı tüm temas yayı boyunca sabit kaldığından sadece bir noktada malzeme hızı ile aynı olacağı söylenebilir. Bu nokta tarafsız (nötr) nokta veya kayma olmayan nokta olarak adlandırılır (N).



Şekil 4.15. Haddelemede geometrik bağıntılar (Aran ve Demirkol 1994).

Temas yayı üzerindeki herhangi bir A noktasında malzemeye iki ayrı kuvvet etkir. Bunlar  $P_r$  radyal kuvvet ve  $F$  teğetsel sürtünme kuvvetidir. Giriş düzlemi ile tarafsız nokta arasında malzeme hızı merdanelen yavaşır, yani sürtünme kuvveti malzemeyi merdaneler arasına çeker. Çıkış tarafında ise sac hızlı olduğundan sürtünme kuvvetinin yönü terstir.

Buradaki  $P_r$  haddeleme kuvveti (rolling force-merdanelerin metale basma kuvveti veya malzemenin merdaneleri ayırma kuvveti) olarak adlandırılır. Özgül haddeleme basıncı  $p$ , haddeleme kuvvetinin temas alanına bölünmesi ile elde edilir.



**Şekil 4.16.** Haddeleme boyut parametreleri (Aran ve Demirkol 1994).

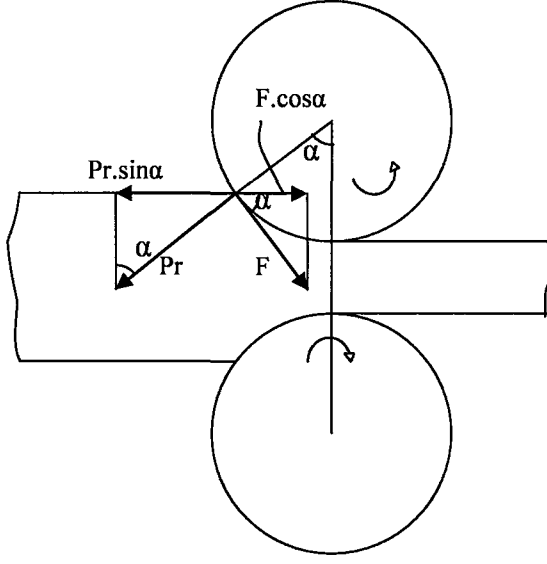
$$\text{Temas alanı} = b.L_p \quad (4.2)$$

$$L_p = \sqrt{R^2 - (R - \Delta h/2)^2} = \sqrt{(R^2 - R^2 + 2\Delta h.R/2 - \Delta h^2/4)} \quad (4.3)$$

$$L_p = \sqrt{(R.\Delta h)} \quad (4.4)$$

$$p = \frac{P_r}{(b.L_p)} = \frac{P_r}{b\sqrt{(R.\Delta h)}} \quad (4.5)$$

Giriş ve çıkış düzlemleri arasındaki  $\alpha$  açısı; temas açısı veya ısırma açısı olarak da adlandırılır (Şekil 4.17). Haddeleme kuvvetinin yatay bileşeni  $P_r . \sin\alpha$ , sürtünme kuvvetinin yatay bileşeni ise  $F.\cos\alpha$  'dır.



Şekil 4.17. Kapma koşulu (Aran ve Demirkol 1994).

Merdaneler arasına verilen bir parçanın içeri çekilebilmesi için

$$F \cdot \cos\alpha \geq P_r \cdot \sin\alpha \quad (4.6)$$

koşulu sağlanmalıdır. Sınır durumunda;

$$F \cdot \cos\alpha = P_r \cdot \sin\alpha \quad (4.7)$$

$$F / P_r = \sin\alpha / \cos\alpha = \tan\alpha \quad (4.8)$$

olması gerekecektir. Sürtünme kuvvetinin

$$F = P_r \cdot \mu \quad \text{olduğu hatırlanırsa} \quad (4.9)$$

parçanın sürtünme kuvvetleri ile içeri çekilebilmesi için  $\mu \geq \tan\alpha$  koşulu sağlanmalıdır. Bu bağıntı 'kapma koşulu' olarak da adlandırılır.

Özetle söylenecek olursa; sürtünme katsayısının ( $\mu$ ),  $\alpha$  açısının tanjantından büyük olması halinde parçanın merdaneler tarafından sürtünme kuvvetleri ile içeri çekilerek haddelenmesi mümkün olur. Aksi halde (malzeme kalınlığının sabit kalması



durumunda) kapma koşulunun sağlanması için ya  $\Delta h$  (paso) azaltılmalı ya da R (merdane yarıçapı) artırılmalıdır.

#### 4.9. Haddelme Kuvvetinin Basit Hesabı

Haddelme kuvvetini yaklaşık olarak hesaplayabilmek için, plastik şekil değişiminin tüm temas alanı boyunca sabit  $\sigma_{Ak}$  gerilmesinin etkimesiyle gerçekleştiğini kabul edelim. Bu durumda haddelme kuvveti

$$P_r = \sigma_{Ak} \cdot b \cdot L_p \quad (4.10)$$

$$P_r = \sigma_{Ak} \cdot b \cdot \sqrt{(R \cdot \Delta h)} \quad (4.11)$$

olarak yazılabilir. Görüldüğü gibi bu kuvvet, malzemenin akma gerilmesinin, şekil verme miktarının, şerit genişliğinin ve merdane çapının artmasıyla artmaktadır (Aran ve Demirkol 1994).

Merdane hasarlarını önlemek için ya haddelme kuvveti azaltılmalı ya da merdanelerin dayanımı artırılmalıdır. Haddelme ne kadar düşük kuvvetlerde yapılırsa merdanelere gelen yük o kadar az olacaktır. Haddelme kuvvetini azaltmak için yukarıdaki formülde görülen bileşenlerle oynanabilir.

Akma gerilmesi sıcaklık arttıkça azalır, deformasyon hızıyla (devir/dk.) artar. Akma kuvveti, dolayısıyla haddelme kuvveti düşsün diye müşteri isteğine bağlı olan malzeme değiştirilemeyeceğine göre haddelme mümkün mertebe yüksek sıcaklıkta ve düşük devirlerde yapılmalıdır. Sıcak haddelmede slab fırın çıkış sıcaklığı 1200-1250 °C civarında olup daha yüksek sıcaklıklara çıkarmanın akma gerilmesine çok fazla bir tesiri olmayacağı gibi istenmeyen durumlarla da karşılaşılabilir. Haddelmenin düşük devirlerde yapılması ise maliyeti olumsuz etkileyecektir.

Şerit genişliği müşteri isteğine bağlı olup haddelme kuvvetini düşürmek için azaltılamaz.



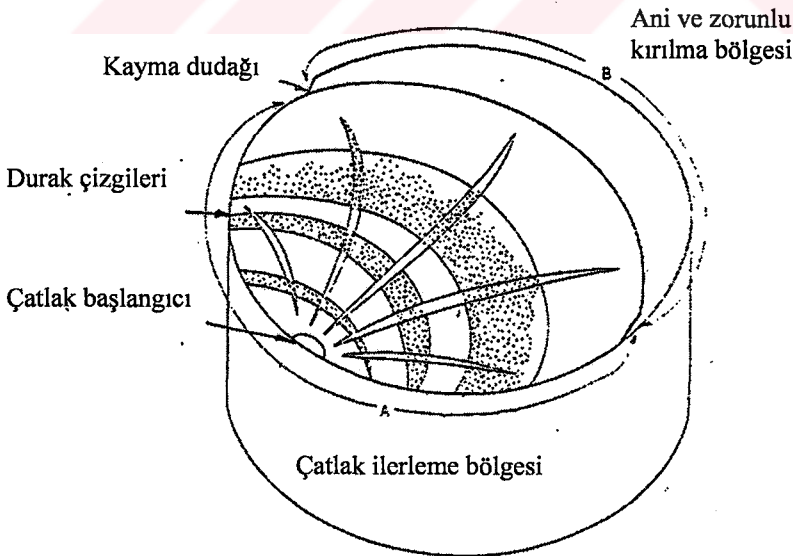
Daha önce de belirtildiği gibi merdane çapı küçültülerek temas yayı  $L_p$  ve dolayısıyla haddeleme kuvveti  $P_r$  küçültülebilir. Merdane çapının küçültülmesiyle doğabilecek eğilme sorunu da destek merdaneleri kullanılarak çözülebilir. Bu durumda üretim miktarını düşürmemek için hızı artırmak gerekir. Bu da malzemenin akma dayanımının yükselmesi sonucunu doğurur. Haddeleme kuvvetini azaltmak ve böylece her bir standde daha fazla paso vererek hızlı haddeleme yapmak amacıyla kurulan daha küçük çaplı iş merdaneli soğuk Tandem Haddelerde eğilme problemi, iş ve destek merdaneleri arasına konan ara merdanelerle elimine edilmeye çalışılmıştır. Haddeleme kuvvetinin düşürülmesi adına hadde standlerindeki merdane sayısının değiştirilmesi haddehanenin yeniden kurulması anlamına gelir ki bu da gerektirdiği yatırımlar gereği mümkün değildir. Ancak küçük yarıçap ve yüksek hızlarda, akma gerilmesinin arttığı da hesaba katılarak bulunan hadde yükü önceki orijinal duruma göre düşükse eğer çözüm fizibıldır. Redüksiyonun azaltılması ile hadde yükü azaltılabilir. Ancak bu, işlem hızını düşüreceğinden ekonomik bir çözüm olarak gözükmemektedir.

## BÖLÜM 5. METALLERDE YORULMA HASARI

### 5.1. Genel Tanımlar

Uygulamalarda statik zorlanma sonucu oluşan hasarlara ender olarak rastlanılır. Malzemenin değişen dinamik zorlanmalar altında belirli bir süre sonunda kırılmasına yorulma (fatigue) adı verilir. Günümüzde kullanılan makine parçalarının yaklaşık %90'ı yorulma neticesi kırılmaktadır (Demirkol 1991).

Özel durumlar dışında, çoğunlukla yorulmaya yol açan gerilme seviyesi malzemenin akma dayanımından düşüktür. Ayrıca hasar belirgin bazı işaretler göstermeden oluştuğu için tehlikeli durumlar yaratmaktadır. Yorulma sonucunda oluşan kırık yüzeyleri gevrek özellikler taşıyan parlak görünümde olup, büyük plastik şekil değişimi izlerine rastlanmaz ve çekme gerilmesine dik olarak uzanır.



Şekil 5.1. Yorulma sonucu hasara uğramış parça kırık yüzeyin şematik görünüşü (Demirkol 1991).

Yorulma hasarı kırık yüzeyin görünüşünden anlaşılabilir. Örnek olarak Şekil 5.1’de görüldüğü gibi yuvarlak kesitli bir parçanın kırık yüzeyi incelendiğinde değişik özelliklerdeki bölgelerin varlığı dikkati çeker. A bölgesi; yorulma çatlaklarının oluştuğu noktayı da içeren kararlı ilerleme bölgesi olarak tanımlanır. Bu bölgede ayrıca makroskopik ölçekte duraklama çizgileri ile çatlak ilerleme yönünü gösteren radyal çıkıntılar yer almaktadır. Duraklama çizgileri; yüklemenin durdurulması, gerilme seviyesinin değiştirilmesi, çalışma ortamındaki değişiklikler gibi nedenlerle oluşmakta ve çatlakın ilerleme yönündeki cephe izlerinden meydana gelmektedir. Duraklama çizgileri arasında mikroskobik ölçekte, yorulma zorlanmasının her bir çevriminde oluştuğu iddia edilen paralel yorulma çizgilerine rastlanılır. Çatlak A bölgesinde değişken dinamik zorlanmalar altında kararlı olarak ilerler ve son çatlak cephesine ulaştığı anda malzemenin kalan kesitinin zorlamayı taşıyamayacak kadar küçülmüş olmasından dolayı ani ve zorunlu olarak kırılır. Bu durum şekildeki B bölgesi ile gösterilmiş olup burada sünek kırılma belirtisi olan lifli kırık yüzeyler en belirgin özellik olarak dikkati çeker. Yorulma olayında etkili olan üç ana faktör vardır:

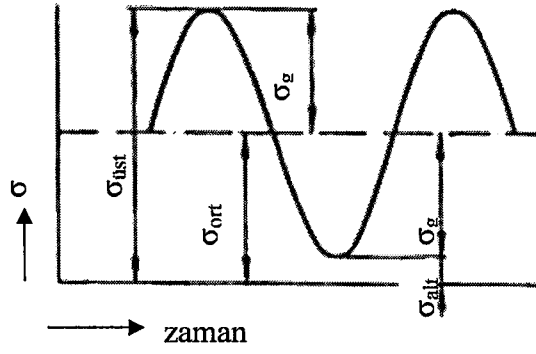
1. Yeterli seviyedeki anma gerilmesi,
2. Uygulanan çevrimsel gerilmenin yeterli genliğe sahip olması,
3. Yeterli sayıda çevrimin uygulanmış olması.

Bunların yanında parçadaki gerilme yığılması, korozyon, sıcaklık, ani ve aşırı yüklemeler, metalografik yapı, artık gerilmeler ve birleşik gerilme hali de yorulmayı etkileyen diğer faktörler olarak gösterilebilir. Yorulmaya neden olan gerilme iki bileşen olarak değerlendirilir. Bunlar parçanın zorlandığı en yüksek gerilme  $\sigma_{üst}$  ve en düşük gerilme  $\sigma_{alt}$  cinsinden;

$$\text{Ortalama Gerilme} \quad \sigma_{ort} = \frac{(\sigma_{alt} + \sigma_{üst})}{2} \quad (5.1)$$

$$\text{Değişken Gerilme Genliği} \quad \sigma_g = \frac{(\sigma_{üst} - \sigma_{alt})}{2} \quad (5.2)$$

şeklinde tanımlanmaktadır (Şekil 5.2).

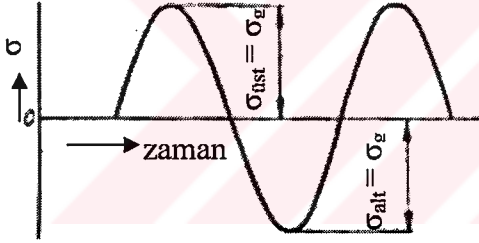


Şekil 5.2. Yorulma zorlanmasına tipik bir örnek (Güleç ve Aran 1983).

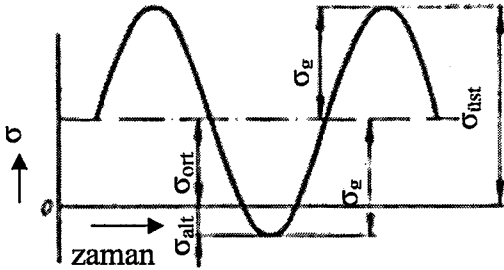
## 5.2. Yorulma Zorlanma Türleri

Yorulma zorlanmasında karşılaşılabilecek tipik gerilme çevrimleri Şekil 5.3'de verilmektedir:

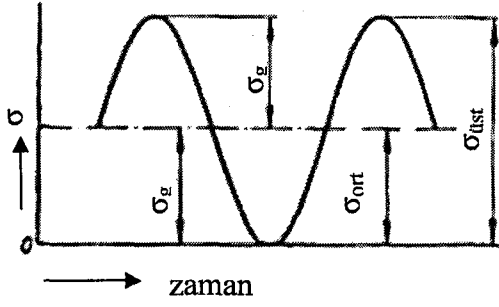
a) Değişken yorulma zorlanması ( $\sigma_{ort} = 0$ )



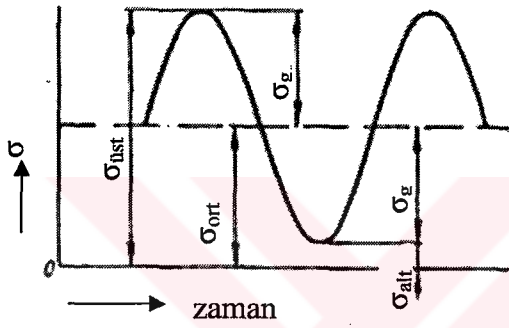
b) Değişken çekme bölgesinde yorulma zorlanması ( $\sigma_{ort} > 0$  ve  $\sigma_{alt} < 0$ )



c) Dalgalı yorulma zorlanması ( $\sigma_{ort} > 0$  ve  $\sigma_{alt} = 0$ )

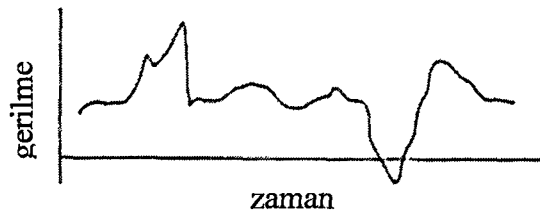


d) Dalgalı çekme bölgesinde yorulma zorlanması ( $\sigma_{ort} > 0$  ve  $\sigma_{alt} > 0$ )



Şekil 5.3. Yorulma zorlanma türleri (Güleç ve Aran 1983).

Aynı terminoloji basma bölgesi için ( $\sigma_{ort} < 0$  olacak şekilde) kullanılabilir. Bunlara ek olarak rastgele zorlanma şekli de vardır (Şekil 5.4) (Güleç ve Aran 1983).



Şekil 5.4. Rasgele zorlanma şekli (Demirkol 1991).

### 5.3. Gerilme – Yorulma Hasar Ömrü İlişkisi

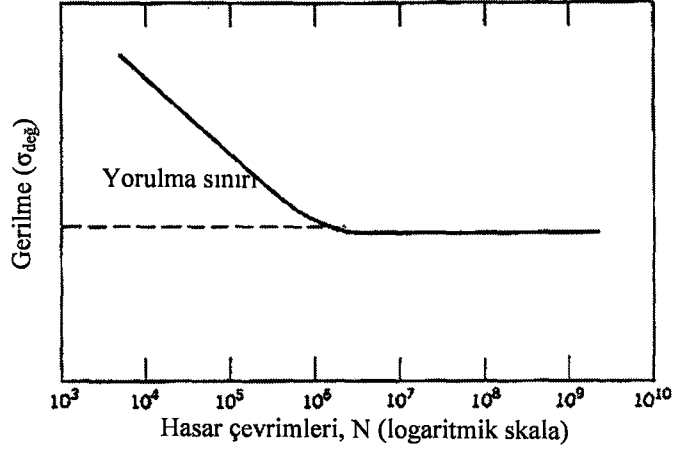
Bir malzemeye, ortalama gerilmesi sıfır olan bir çevrimsel zorlanma uygulandığında, yorulma hasarının değişken gerilme genliğine bağlı olarak hangi çevrimde oluşacağını bildiren grafik verilere Wöhler Diyagramları adı verilmektedir.

Wöhler eğrileri metal veya alaşımın kristal yapısına bağlı olarak farklı özellikler göstermektedir. Örneğin, hacim merkezli kübik (HMK) yapıdaki metaller (özellikle demir ve çelikler) belirli bir gerilme genliğinin altındaki zorlanmalarda yorulmaya uğramamaktadır. Bunu belirleyen eşik değere yorulma sınırı (fatigue limit) adı verilir ve o metalin yorulma dayanımını belirler (Şekil 5.5a).

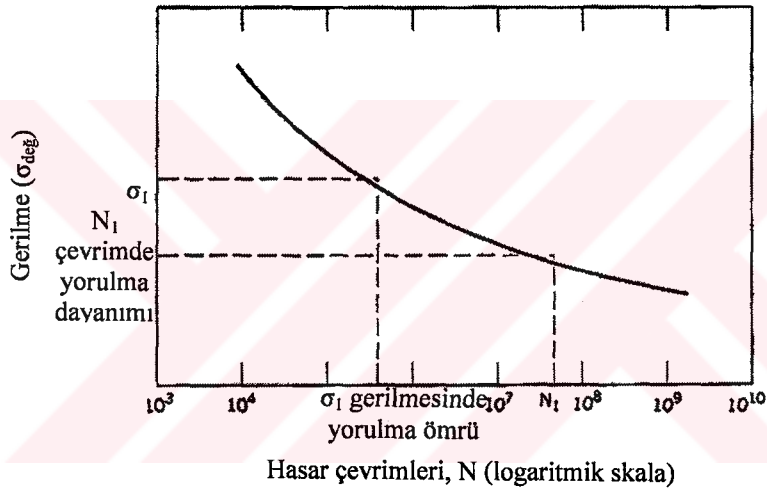
Demir dışı, yani yüzey merkezli kübik (YMK) ve sıkı düzen hekzagonal (SDH) yapıya sahip metal alaşımlarda bu özelliğe rastlanmaz. Diğer bir deyişle gerilme genliğinin azalmasıyla ömürde sürekli bir artış söz konusudur (Şekil 5.5b). Genellikle bu tür malzemeler için yorulma dayanımı olarak  $5 \times 10^7$  çevrimde yorulma hasarı oluşturacak gerilme genliği esas alınır.

Bu tür eğrilerde dikkat edilmesi gereken bir husus da yorulma hasarının  $10^4$  çevrimden önce oluşması durumudur. Bu yorulma türüne kısa ömürlü yorulma (K.Ö.Y) adı verilmekte olup olayı artık gerilme genliğinin seviyesi değil birim şekil değişiminin seviyesi kontrol etmektedir (Şekil 5.5c).

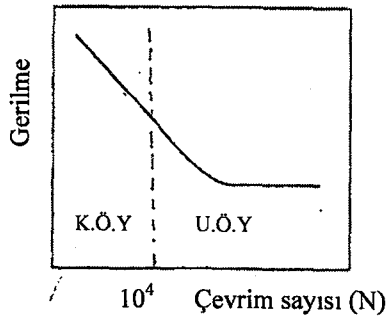
Dikkat edilmesi gereken diğer bir konu da gerek deney tekniklerindeki farklılıklar, gerekse malzemedeki homojensizlikler nedeniyle yorulma deneylerinden elde edilecek ömür değerlerinde büyük dağılımların beklenmesi gereğidir (Demirkol 1991).



a) HMK yapıda basit karbonlu çeliğe ait Wöhler diyagramı.



b) YMK ve/veya SDH yapıya sahip metal alaşımına ait Wöhler eğrisi.



c) Kısa ve uzun ömürlü yorulma

Şekil 5.5. Wöhler diyagramları (Demirkol 1991).

#### 5.4. Yorulmayı Etkileyen Faktörler

Bir makine elemanının yorulmaya karşı emniyetli olabilmesi için işletme sırasında doğabilecek anma gerilmelerinin malzemenin yorulma sınırı veya dayanımının altında seçilmesi yeterli olmayabilir. Diğer bir deyişle zorlanma şartları gerek malzemenin yorulma dayanımını indirgeyici, gerekse gerilme genliğini arttırıcı bazı faktörleri de içerebilir. Bu faktörler:

a) Yorulma dayanımını indirgeyici etkisi olanlar;

1. Ortalama gerilme
2. Boyut
3. Yüzey durumu
4. Kesit biçimi

b) Gerilme genliğini arttırıcı etkisi olanlar

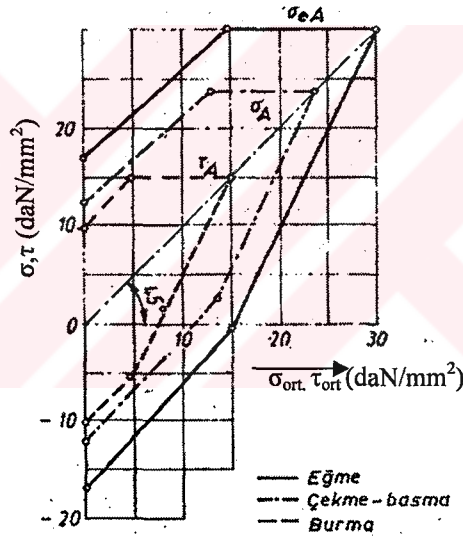
1. Darbeli yükler
  2. Çentik etkisi
- şeklinde sınıflandırılabilir.

##### 5.4.1. Ortalama gerilmenin etkisi

Yorulmaya değişen gerilme genliği yol açar. Literatürdeki malzemelere ait yorulma sınırını veya dayanımını veren verilerin büyük çoğunluğu değişken yorulma zorlaması ( $\sigma_{ort}=0$ ) için tayin edilmiş yorulma dayanımı değerlerini içermektedir. Ancak gerçekte yorulma zorlanmaları ideal durumdan farklılıklar göstermektedir. Özellikle işletme şartlarında malzemelere gerilme genliğinin yanı sıra ortalama gerilmenin de etkidiği görülmektedir. Çoğunlukla ortalama gerilmenin pozitif olduğu durumda basma yönündeki ortalama gerilmelerden daha tehlikeli durumlar ortaya çıkardığı bilinmektedir. Ortalama gerilmenin varlığı durumunda yorulma dayanımı olarak tanımlanan  $\sigma_G$  değerinin hangi değere indirgeneceğinin bilinmesi gerekmektedir. Bu iki değişik yaklaşımla gerçekleştirilebilir:

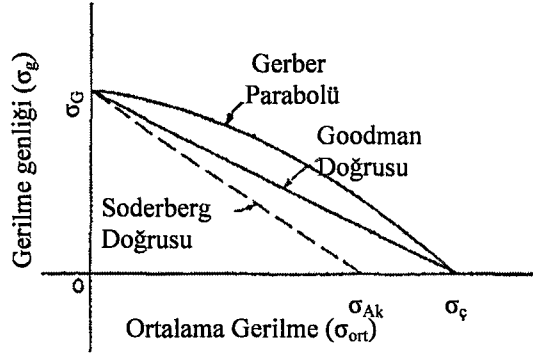


1) Yorulma deneyleri sonucunda elde edilen verilerin kullanılmasıyla gerçekleştirilen ve Smith diyagramları adı verilen grafiklerden bu bilgi doğrudan elde edilebilir. Bunun için malzemenin yapısına (sertleştirilmiş, tavlanmış v.s) ve zorlanma şekline uygun (çekme-basma, eğme veya burulma) Smith diyagramının elde edilmesi gerekmektedir. Uygulamalarda sık olarak kullanılan malzemeler için bu diyagramların bulunması oldukça kolaydır. Bu diyagramlardan uygun olanı seçildikten sonra yatay eksene ortalama gerilme yerleştirilir. Bu değerden dikey olarak yukarıya doğru çizilir. Bu doğrunun, Smith diyagramını yukarıdan sınırlayan çizgisi ile merkezden geçen  $45^{\circ}$  lik doğru arasında kalan bölümü indirgenmiş yorulma dayanımını veya sınırını belirlemektedir. Şekil 5.6'da normalize edilmiş St 37 yapı çeliğine ait Smith diyagramı verilmiştir.



**Şekil 5.6.** Normalize edilmiş St 37 yapı çeliğine ait örnek Smith diyagramı ( $\sigma_A$ : Akma sınırı,  $\tau_A$ : Burma akma sınırı,  $\sigma_{eA}$ : Eğme akma sınırı) (Güleç ve Aran 1983).

2) Bazı matematiksel ve grafik yöntemler kullanılarak, malzemenin akma dayanımı, çekme dayanımı gibi özelliklerinden yararlanmak suretiyle, ortalama gerilmeden kaynaklanan yorulma dayanımının indirgenmiş değerini bulmak mümkündür. Bu yöntemlerin en basiti Soderberg doğrusu adını almakta ve yorulma dayanımının ortalama gerilmeyle değişimini malzemenin akma dayanımıyla ilişkilendirmektedir.



Şekil 5.7. Soderberg diyagramı (Demirkol 1991).

Matematiksel olarak indirgenmiş yorulma dayanımını  $\sigma_{Gin}$ ,

$$\sigma_{Gin} = \sigma_G \cdot \left[ \frac{1 - \sigma_{ort}}{\sigma_{Ak}} \right] \quad (5.3)$$

şeklinde hesaplanabilir. Bu şekilde kullanılan diğer bir yöntem de

$$\sigma_{Gin} = \sigma_G \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\sigma_{ort}}{\sigma_{\varphi}} \right) \cdot \alpha \right] \quad (5.4)$$

şeklinde ifade edilen ve  $\alpha = 1$  için goodman doğrusu,  $\alpha = 2$  için gerber parabolü olarak adlandırılan yöntemdir (Şekil 5.7). Gerber parabolü daha çok sünek malzemeler için gerçeğe yakın değerler vermekle birlikte Goodman doğrusu daha konservatif bir yaklaşım içerdiği için ve yorulmanın doğasında varolan dağılım nedeniyle daha emniyetli olarak kabul edilmekte ve tasarımlarda daha yaygın olarak kullanılmaktadır.

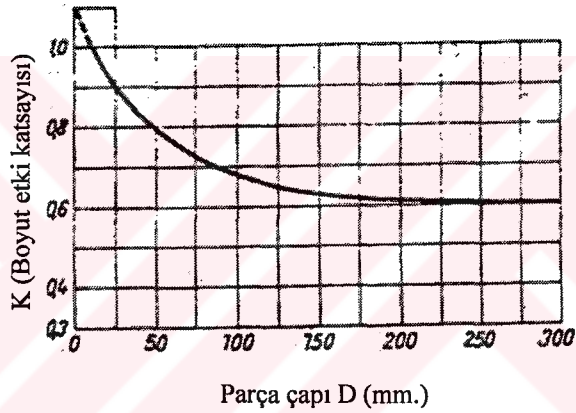
Ortalama gerilmenin etkisinin hesaplanması sırasında zorlanma şartlarından doğabilecek darbe etkisinin hesaba katılması gereklidir. Diğer bir deyişle ortalama gerilme, eğer bir darbeli zorlanma varsa ilerideki bölümlerde açıklanacak olan  $\emptyset$  darbe etki katsayısı ile çarpılarak diyagramlardaki yerine konulmalıdır.

### 5.4.2. Boyut etkisi

Yapılan çalışmalar makine parçalarının boyutlarının, malzemenin eğilme ve burulma yorulma dayanımlarını önemli oranda etkilediğini ortaya koymuştur. Parça büyüdükçe yorulma dayanımı azalmaktadır. Bu değişim 10 ile 200 mm çap (ya da kalınlık) aralığında söz konusudur. Boyut etki katsayısı birden küçük bir değer içermekte olup K ile belirtilmektedir. Bu etki ile indirgenmiş yorulma dayanımı

$$\sigma_{Gin} = K \cdot \sigma_G \quad (5.5)$$

değerine düşmektedir (Şekil 5.7).



Şekil 5.8. Parça boyutunun yorulma dayanımına etkisi (Güleç ve Aran 1983).

Bu etki büyük kesitli parçaların yüzeylerinin daha büyük olması ve yorulmanın yüzeyde başlaması nedeniyle hasar oluşumunun daha çabuklaşabilmesi ile büyük kesitli parçalarda eğilme ve burulma zorlanması nedeniyle oluşan gerilme gradyeninin, yüksek gerilme altında bulunan hacim oranının artmasına neden olması şeklinde açıklanmaktadır.

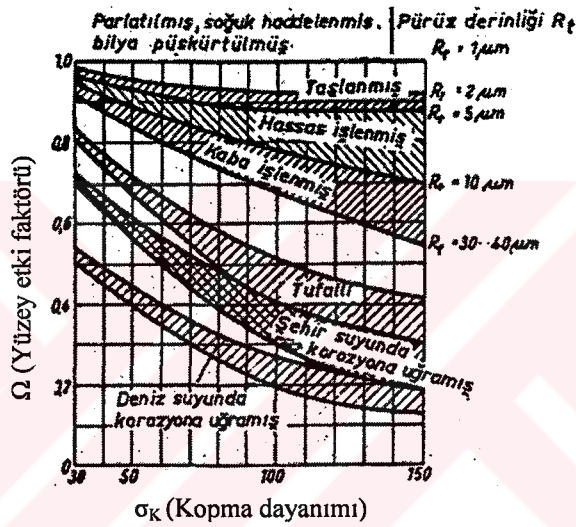
### 5.4.3. Yüzey durumunun etkisi

Gerek parçaların şekillendirilmesi, gerekse çalıştıkları ortam neticesinde oluşan yüzey durumu ve yüzey kalitesi de yorulma dayanımı üzerinde etkin rol oynamaktadır. Literatürde yorulma dayanımı veya sınırı değerlerini veren tüm

veriler, yüzeyi parlatılmış deney parçalarından elde edilmiş değerlerdir. Yüzey kalitesi azaldıkça veya pürüzlülük arttıkça yorulma dayanımının da azaldığı görülür. Bu azalma malzemenin çekme dayanımı arttıkça daha belirginleşmektedir. Yüzey etki faktörü  $\Omega$  ile gösterilmekte olup yorulma dayanımını

$$\sigma_{Gin} = \Omega \cdot \sigma_G \quad (5.6)$$

değerine indirgemektedir. Demir ve çelikler için yüzey etki katsayısını belirlemede kullanılan diyagram Şekil 5.9'da verilmiştir.



Şekil 5.9. Yüzey kalitesinin yorulma dayanımına tesiri (Güleç ve Aran 1983).

#### 5.4.4. Kesit biçiminin etkisi

Literatürde verilen yorulma dayanımları çoğunlukla dairesel kesitli parçalarda yapılan deneylerden elde edilen verileri kapsamaktadır. Bu konuda çok kısıtlı sayıda deney yapılmasına karşılık dörtgen kesitli parçaların yorulma dayanımlarının dairesel kesitlilere göre daha düşük olduğu sonucunda birleşilmektedir. Kesit biçim faktörü  $q$ , dairesel kesitli parçalar için 1, dörtgen kesitliler için ise 0,8 olarak kabul edilmektedir. Bu durumda indirgenmiş yorulma dayanımı;

$$\sigma_{Gin} = q \cdot \sigma_G \quad (5.7)$$

şeklinde hesaplanmaktadır.

#### 5.4.5. Darbe etkisi

Makine parçası darbeli yükler altında çalışıyorsa, gerilme genliğinde artış beklenmelidir. Bu durumda çevrimsel zorlanma sırasında oluşan gerilme genliği değeri darbe etki katsayısı  $\delta$  ile çarpılmalıdır. Diğer bir deyişle yükselmiş gerilme genliği değeri;

$$\sigma_{gyük} = \delta \cdot \sigma_g \quad (5.8)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Değişik işletme şartları için geçerli olan darbe etki katsayıları Tablo 5.1'de verilmiştir. Darbe etkisi ortalama gerilmeyi etkilemektedir.

#### 5.4.6. Çentik etkisi

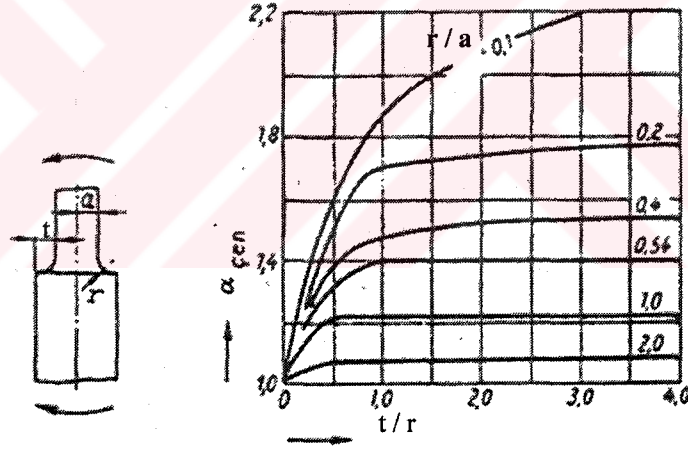
Parça kesitindeki ani kesit değişimlerine çentik adı verilmektedir. Çentikler malzemenin o bölgesinde etkin olan gerilmelerin artmasına neden olurlar. Yorulma zorlanmasında da bu etki aynı yöndedir. Diğer bir deyişle etkin olan gerilme genliğinde artışa neden olurlar.

Statik zorlanma durumları için çentiğin yol açtığı gerilme artışı çentik etki katsayısı  $\alpha_{çen}$  ile belirlenmekte olup bu değerler literatürde (Güleç ve Aran 1983) grafikler halinde verilmiş bulunmaktadır.

Örnek olarak Şekil 5.10'da verilen grafik, eğilme gerilmesi altında faturalı yuvarlak bir çubuk için çentik etki katsayısını çentik geometrisine bağlı olarak vermektedir. Burada R çubuğun yarıçapını, r çentik dibi yarıçapını, t çentiğin derinliğini, a ise ince tarafın yarıçapını göstermektedir.

**Tablo 5.1.** Darbe etki katsayıları (Demirkol 1991).

Darbe türü	Çalışma şartları	Darbe etki katsayısı
Hafif	Buhar ve su türbinleri, kompresörler, elektrik makineleri, taşlama tezgahları.,	1,0 – 1,1
Orta	Buhar makineleri, içten yanmalı motorlar, pistonlu kompresör ve pompalar, tornalar, planya ve hidrolik presler	1,2 – 1,5
Kuvvetli	Dövme presleri, abkant presler, makaslar, zımba makineleri, öğütücüler, çekme tezgahları	1,5 – 2,0
Çok kuvvetli	Şahmerdanlar, hadde tezgahları, taş kırıcıları	2,0 – 3,0



**Şekil 5.10.** Çentik faktörü (Güleç ve Aran 1983).

Yorulma zorlanmasında statik  $\alpha_{\text{çen}}$  değerleri geçerliğini yitirmekte ve  $\beta_{\text{çen}}$  ile gösterilen yorulma çentik katsayısına ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun elde edilmesi için iki yol izlenebilir:

1. Yorulma çentik katsayısı

$$\beta_{\text{çen}} = 1 + (\alpha_{\text{çen}} - 1) \cdot \eta_{\text{çen}} \quad (5.9)$$

formülü yardımıyla elde edilebilir. Ancak bu durumda  $\eta_{\text{çen}}$  ile ifade edilen ve bir malzeme özelliği olan çentik duyarlık katsayısının bilinmesi gerekmektedir. Tablo 5.2'de bazı malzemelere ait çentik duyarlık katsayı değerleri verilmiştir (Demirkol 1991).

**Tablo 5.2.** Bazı malzemelere ait çentik duyarlılık katsayıları (Demirkol 1991).

Malzeme	Çentik duyarlılık katsayısı ( $\eta_{\text{çen}}$ )
St 42 (SAE 1020) (normalize edilmiş)	0,40 – 0,70
St 50 (SAE 1040) (normalize edilmiş)	0,50 – 0,85
St 70 (SAE 1060) (normalize edilmiş)	0,55 – 0,85
Alaşımli yapı çelikleri (normalize edilmiş)	0,65 – 0,75
Alaşımli yapı çelikleri (ıslah edilmiş)	0,80 – 0,95
Yay çeliği, $\sigma_{\text{ç}}=1200\text{N/mm}^2$ (ıslah edilmiş)	0,95 – 1,00
Ostenitik çelikler	0,10 – 0,35
Hafif metaller (yoğruk yapıda)	0,40 – 0,80

Malzeme dayanımı arttıkça ve süneklik azaldıkça çentik duyarlığı artmaktadır. Ancak görüldüğü gibi değerlerin büyük dağılım göstermesi nedeniyle gerçek değerlerin tam olarak belirlenememesi tehlikesi vardır.

2. Bu zorluktan dolayı yorulma çentik katsayısının belirlenmesinde aşağıdaki formüller önerilmektedir.

a) Çekme – Basma türü zorlanmalar için

$$\beta_{\text{çen}} = \alpha_{\text{çen}} \left[ 1 - \frac{\frac{1540}{\sigma_{\text{ç}}}}{1 + \frac{\sigma_{\text{ç}}}{13700}} + r \right] \quad (5.10)$$

Burada r çentik dibi radyüsünü,  $\alpha_{\text{çen}}$  statik çentik etki katsayısını,  $\sigma_{\text{ç}}$  malzemenin çekme dayanımını temsil etmektedir.



b) Eğme türü zorlamalar için

$$\beta_{\text{çen}} = \alpha_{\text{çen}} \left[ 1 - \frac{\frac{1540}{\sigma_{\text{ç}}}}{\frac{1}{1 + \frac{\sigma_{\text{ç}}}{13700}} + \frac{1}{1 + \frac{r}{2,3.R}}} \right] \quad (5.11)$$

Burada ise R eğmeye çalışan parçanın yarıçapını veya yassı çubuğun yarı kalınlığını ifade etmektedir. Bu ampirik bağıntıların kullanılmasında çekme dayanımının  $\text{daN/cm}^2$ , boyutların ise cm olarak seçilmesine dikkat edilmelidir. Bu yöntemden uygulamalarda daha çok yararlanılmaktadır. Çünkü malzemenin çentik duyarlılığı çekme dayanımı değerini de içermekte olup gerçeğe daha yakın değerler vermektedir.

### 5.5. Yorulmada Emniyet Katsayısı

Çevrimsel zorlamalar altında çalışan makine parçalarında malzemenin yorulma dayanımı veya yorulma sınırı  $\sigma_G$  ve zorlanmanın gerilme genliği  $\sigma_g$  yardımıyla emniyet katsayısı  $\mu$ ;

$$\mu = \frac{\sigma_G}{\sigma_g} \quad (5.12)$$

olarak tanımlanır. Ancak boyut, yüzey şartları, darbe, çentik, ortalama gerilme ve kesit biçimi gibi etkiler göz önüne alındığında yorulma dayanımı  $\sigma_G$  yerine boyut, yüzey, biçim ve ortalama gerilme etkilerinden dolayı indirgenmiş yorulma dayanımı değeri  $\sigma_G'$ , gerilme genliği  $\sigma_g$  yerine ise darbe ve çentik etkileri nedeniyle yükseltgenmiş gerilme genliği değeri  $\sigma_g'$  esas alınarak yorulma emniyet katsayısı

$$\mu = \frac{\sigma_G'}{\sigma_g'} \quad (5.13)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Bu etkilerden dikkate alınmaması gerekenler varsa ilgili katsayısı 1 olarak kabul edilir. Bu durumda en genel durum için yorulma emniyet katsayısı

$$\mu = \frac{(\sigma_G \cdot K \cdot q \cdot \Omega)}{(\sigma_g \cdot \phi \cdot \beta_{\text{gen}})} \quad (5.14)$$

şeklinde yazılabilir. Ortalama gerilmenin etkimesi söz konusu ise  $\sigma_G$  yerine diyagramlardan elde edilmiş indirgenmiş yorulma dayanımı değerleri kullanılmalıdır.

Tasarımlarda yorulma emniyet katsayısının seçilmesinde genel olarak şu faktörler göz önünde bulundurulur:

1. Zorlamanın seviyesi, zamanla değişimi ve bunların tahmininde gerçeğe yakınlık,
2. Malzemenin iç yapısı, homojenliği, anizotropisi, artık gerilme durumu, v.b.,
3. Tasarımı yapılan parçanın imalat teknolojisine olan hakimiyet.

Bütün bu faktörler tam olarak belirlenebilmişse, ayrıca buna benzer parçalarda edinilmiş deneyimler varsa ve de bir hasar oluşmasıyla teknik ve ekonomik facia doğması tehlikesi yoksa yorulma emniyet katsayısı genellikle 1,5 – 2,0 arasında seçilir. Etkiyen faktörler kesin olarak saptanamıyorsa bu değer daha yüksek seçilmesi gerekir. Can emniyetinin söz konusu olduğu tasarımlarda ise emniyet katsayısı 2,0 – 5,0 arasında seçilmektedir (Demirkol 1991).

## 5.6. Çok Eksenli Gerilme Hali

Makine parçalarına yorulma zorlanması sırasında birden fazla gerilmenin etkimesi sonucunda bunların oluşturduğu efektif gerilmenin saptanmasında değişik yaklaşımlar kullanılmaktadır. Örneğin sünek malzemeler için Deformasyon Enerjisi (Mises) Kriteri kullanarak saptanan efektif gerilme değerinin daha iyi sonuç verdiği öne sürülmektedir. Dolayısıyla sünek ve tok malzemeler için efektif gerilme

$$\sigma = \left( \frac{1}{\sqrt{2}} \right) \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (5.15.)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Gevrek malzemeler için en büyük asal gerilmenin efektif gerilme olarak alınması daha uygun sonuçlar vermektedir. Bu malzemeler için efektif gerilme

$$\sigma = \sigma_1 \quad (5.16.)$$

şeklinde saptanmaktadır. Bu ifadelerdeki gerilmeler çok eksenli gerilme şartından doğan asal gerilmelerdir. Ayrıca normal ve kayma gerilmelerinin aynı anda etkimesi durumunda yorulma analizine esas olacak gerilmenin saptanması için kırılma varsayımlarından maksimum şekil değiştirme hipotezine göre eşdeğer gerilme;

$$\sigma_{es\ deger} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (5.17.)$$

bağıntısından yararlanılabilir (Demirkol 1991).

### **5.7. Yüzey Sertliğinin Yorulmaya Etkisi**

Yorulma çatlakları yüzeyde oluştuğu için yüzey şartlarının yorulma hasar ömrünün arttırılıp azaltılmasında büyük önemi vardır. Nitrürleme, sementasyon gibi yüzey sertleştirme yöntemlerinin uygulanması yorulma dayanımının arttırılmasını sağlamakta, dekarbürizasyon gibi yüzeyde yumuşamaya neden olan işlemler neticesinde ise yorulma dayanımı azalmaktadır. Ancak yüzey sertleştirme işlemleri sırasında bu işlemlerin yanlış uygulanmasından kaynaklanabilecek çatlamalara (su verme çatlakları v.s.) meydan verilmemesi gerekmektedir.

### **5.8. Yorulmaya Etki Eden Metalurjik Faktörler**

Metallerin yorulma özellikleri yapıları ile doğrudan ilişkili olmasına rağmen metalurjik yöntemlerle yorulma özelliklerinin iyileştirmesi çabaları çok kısıtlı gelişmeler sağlamıştır. Bu konudaki gelişmeler daha çok tasarımlarda çentik etkisi yapabilecek bölgelerdeki gerilme şiddetlerinin azaltılması, artık gerilmelerden yararlanılması ve yüzey sertleştirme yöntemlerinin uygulanmasıyla elde edilmiştir.

Yorulma dayanımının malzemenin çekme dayanımı ile doğrudan ilgili olduğu sonucunda birleşilmektedir. Demir esaslı metal ve alaşımlar için yorulma dayanımının çekme dayanımına oranı % 50 mertebelerinde iken, demir dışı metal ve alaşımlar için bu oran % 35 seviyelerinde kalmaktadır. Sadece akma dayanımındaki artışın yorulma özelliğini geliştirmediği üzerinde de birleşilmektedir (Demirkol 1991).

Metallerin alaşım sertleşmesi ve çökelme sertleşmesine uğratılması yorulma özelliklerinin de gelişmesine neden olmakta, ancak bu gelişme çekme dayanımlarındaki artışa paralel olarak gerçekleşmektedir.

Basit karbonlu çeliklerde kaba perlitten oluşan yapı sertlik ve dayanım özellikleri açısından önemli bir fark yaratmamakla beraber, yorulma dayanımını önemli oranda azaltmaktadır. Bu perlitteki kaba karbür lamellerinin yapıda çentik etkisi göstermesine bağlanmaktadır.

Yorulma dayanımının malzemenin çapraz kayma yeteneği ile doğrudan ilişkili olduğu gözlenmiştir. Kolay çapraz kayabilen yüksek dizi hatası enerjisine sahip metaller, dislokasyonlara engeller etrafında daha rahat hareket etme imkanı sağlamakta, bu ise kayma düzlemi oluşumunu, dolayısıyla çatlak oluşumunu hızlandırmaktadır. Bu tür kayma; dalgalı kayma adını alır. Düşük dizi hatası enerjisine sahip metallerde ise çapraz kayma olayı kısıtlandığından çatlak oluşumu da gecikmekte, bu da yorulma dayanımının artmasını sağlamaktadır. Bu malzemelerde görülen kayma türü düzlemsel kayma adını almaktadır.

Düşük gerilmelerin söz konusu olduğu yorulma zorlanmalarında tane büyüklüğü, çatlağın oluşum ve ilerleme safhalarında etkin olabilmektedir. Daha çok düzlemsel kayma gösteren düşük dizi hatası enerjisine sahip metallerde görülen bu etki, yorulma dayanımının tıpkı statik çekme dayanımında olduğu gibi tane büyüklüğünün kare kökü ile ters orantılı olduğu şeklinde açıklanmaktadır.

$$\sigma_G \approx \frac{1}{\sqrt{d}} \quad (5.18.)$$

Genel olarak ıslah edilmiş yapıya sahip çelikler dayanım, süneklik ve yorulma dayanımı açısından optimum sonuçlar vermektedir. Ancak 40 HRC sertliği civarında ostemperleme (Austempering) ile elde edilen beynitik yapı aynı sertlik ve statik dayanıma sahip olmasına rağmen temperlenmiş martenzit yapıya oranla daha üstün yorulma özellikleri vermektedir. Bu ise beynitteki karbür tabakasının çok ince ve sürekli olmaması neticesinde daha az çentik etkisi yapmasıyla açıklanmaktadır.

Yüksek dayanımlı metal ve alaşımların yorulma dayanımları yüzey şartlarına (pürüzlülük), artık gerilmelere ve özellikle yapıdaki empüritelere çok bağlıdır. Yüksek dayanımlı çelikler, özellikle yorulmaya çalışması beklenenler empüritelere mümkün olduğunca arındırılmış olarak üretilmektedir. Bu ise, vakumda ergitme, cüruf altı ergitme veya döküm sırasında argon veya azotla yıkamak gibi yöntemlerin uygulanmasıyla sağlanabilmektedir. Böylece elde edilen empürite miktarı mümkün olduğunca düşürülmüş bulunan çeliklere literatürde “temiz çelik” adı verilir. Rulman çelikleri bu tip çeliklere iyi bir örnektir.

Konvansiyonel yöntemlerle üretilen çeliklerde yapılan çalışmalar, metalin şekillendirme yönüne dik yöndeki yorulma dayanımının paralel yönündekinin yaklaşık %60–70’i olduğunu ortaya koymuştur. Bu da empüritelerin deformasyon yönünde uzaması ve enine yöndeki zorlanmalarda keskin çentik etkisi yaratmasıyla açıklanmaktadır.

Demir ve titanyum alaşımlarında görülen yorulma sınırı, yapıda var olan arayer atomlarına bağlanmaktadır. Mikro seviyede bile olsa deformasyon yaşanması oluşturabilen metal ve alaşımlar yorulma sınırı özelliği de göstermektedir.

Metal yapısının gerek fazlar, gerekse deforme olan bölgeler açısından homojensizlik göstermesi yorulma dayanımını azaltıcı yönde etki yapmaktadır. Özellikle karbürlerin tane sınırına çökelmiş olması ve artan karbür tanesi büyüklüğü yorulma dayanımını ters yönde etkileyen faktörlerdendir (Demirkol 1991).

## 5.9. Yorulmaya Sıcaklığın Etkisi

Sıcaklık azaldıkça yapıdaki ısı aktivasyonunun neden olduğu olaylar gerektiği gibi gerçekleşemezler. Dolayısıyla boşluk oluşumu ve arayer atomlarının hareketleri sınırlanmış olur. Bu ise malzemenin şekil değiştirme yeteneğini kısıtlar ve sonuçta malzemenin dayanımı artar. Yorulma dayanımı da bu değişime paralel olarak sıcaklık düşüşü ile artış gösterir. Ancak yüksek frekanslı zorlanmalarda darbe etkisi söz konusu olduğundan çatlak ilerlemesi safhasında daha düşük ömür beklenmelidir.

Yüksek sıcaklıklarda ise bu mekanizmanın tersi çalıştığı için, hatta ek olarak çapraz kayma ve tırmanma gibi mekanizmalar da işlerlik kazandığı için dayanım düşer ve buna paralel olarak yorulma dayanımı da azalır. Ergime sıcaklığının yarısından yüksek sıcaklıklarda sürünme mekanizmaları da kendini gösterir ve yorulma ile beraber etkin olur. Yüksek sıcaklıklardaki dinamik zorlanmalarda ortalama gerilme ve frekansın da çok büyük önemi vardır. Özellikle düşük frekansın neden olduğu uzun tutma süreleri ve yüksek ortalama çekme gerilmesi sürünme mekanizmalarını sürekli olarak çalıştırdığı için yorulma dayanımının önemli oranda düşmesine neden olur (Demirkol 1991).

## 5.10. Diğer Yorulma Türleri

### 5.10.1. Isıl yorulma

Isıl yorulmaya, sıcaklık değişimleri sonucunda oluşan gerilmeler yol açar. Sıcaklık değişimleri sırasında parçanın boyut değiştirmesi herhangi bir şekilde sınırlanırsa parçada iç gerilmeler doğar. Örnek olarak sabit mesnetler arasına yerleştirilmiş bulunan bir çubuk parçada ortam sıcaklığı  $\Delta T$  kadar değiştiğinde

$$\sigma = \alpha \cdot E \cdot \Delta T \quad (5.19.)$$

seviyesinde bir iç gerilme oluşacaktır. Sıcaklık azalmasında bu gerilme pozitif yani çekme yönünde, sıcaklık artışında ise negatif yani basma yönünde oluşacaktır. Burada  $\alpha$  malzemenin ısı uzama katsayısı, E ise elastiklik modülüdür.

Hasar, ısı gerilmenin tek bir uygulaması sırasında oluşursa bu ısı şok, çok sayıda tekrar sonrasında oluşursa ısı yorulma adını alır. Bu tür yorulma daha çok yüksek sıcaklık teçhizatlarının parçalarında görülmektedir. Bu tür yorulmaya en duyarlı davranan malzeme ostenitik paslanmaz çeliklerdir. Çünkü yüksek ısı uzama katsayılarının yanı sıra bu malzemeler düşük ısı iletimi özelliğine sahiptir.

### 5.11. Yorulmada Toplam Hasar Kavramı

Çoğu gerçek durumda olduğu gibi bir makine parçasının farklı zamanlarda, değişik süreler boyunca gene farklı gerilme genliklerinde çalıştığı düşünüldüğünde, hasarın ne zaman oluşabileceğinin belirlenmesi için Miner Kuralı adı verilen bir yöntemden yararlanılmaktadır. Bunun için parçanın Şekil 5.11'deki gibi bir zorlanmayla karşı karşıya olduğu düşünülürse Miner kuralı;

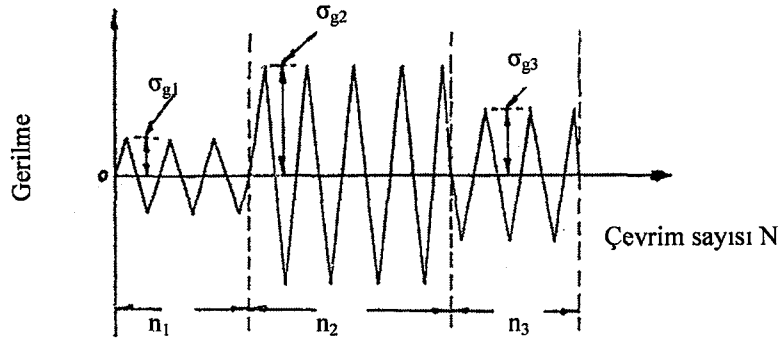
$$(n_1 / N_1) + (n_2 / N_2) + \dots + (n_k / N_k) = 1 \quad (5.20.)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada  $\sigma_{gi}$ ; dinamik zorlanmadaki gerilme genliği değerleri,  $N_i$ ; bu gerilme genliği değerleri uygulandığında elde edilecek yorulma hasar çevrim sayıları (yorulma ömrü),  $n_i$  ise  $\sigma_{gi}$  gerilme seviyesinde uygulanan çevrim sayılarıdır. Daha genel hali ile bu kural;

$$\sum_{i=1}^k (n_i / N_i) = 1 \quad (5.21.)$$

şeklinde ifade edilmekte olup, aslında belirli bir gerilme genliği uygulanan çevrim sayısının o gerilme için geçerli olan hasar ömrüne oranlarının toplamının yorulma hasarı oluşabilmesi için 1'e eşit olması gerektiğini vurgulamaktadır (Demirkol 1991).





**Şekil 5.11.** Farklı gerilme genliklerinde yorulma zorlanması (Demirkol 1991).

## BÖLÜM 6. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Yapılan literatür araştırmasında doğrudan konum olan hadde merdanelerinin çalışma esnasında homojen yük dağılımını sağlayacak tedbirlerle zorlanmalarının azaltılarak hasarlarının önlenmesi ve ömrünün uzatılmasına yönelik bir çalışmayla karşılaşılmadı. Mevcut çalışmalar incelendiğinde genellikle merdanelerde malzeme kalitesinin geliştirilmesi üzerine yoğunlaştığı görülmektedir. Her ne kadar merdanede oluşan gerilme, bombe ve şekil değişimleri konusunda yapılan çalışmalar bulunmakla birlikte bu çalışmalarda esas amaç ürün kalitesini iyileştirmek olmuştur.

Hadde merdaneleri konusunda yapılan çalışmalar aşağıda verilmiştir.

Colas ve diğerleri (1999) tarafından yapılan çalışmada; merdane yüzeylerini tahrip eden şartlar ve mekanizmaları açıklamaya yardımcı olmak için parça koparak hasarlanan merdanelerden alınan örneklerin mikro yapısal incelemeleri sunulmaktadır

İş merdanelerinden yüzeye yakın alınan numunelerin metalografik incelenmesi; gerek termal gerekse mekanik yorulma sonucu oluşan çatlakların varlığını gösterdiği ortaya konmuştur. Bu çatlakların, yüzeyde başlayarak birincil ötektik karbid ağını izleyerek merdane içine doğru ilerlediği gösterilmiştir.

İş merdanesinin haddelenen sıcak şeritle teması sonucu oluşan oksit tabakası, çatlaklar üzerinden merdane içine doğru ilerlediği ve yüzeyde oluşan oksit tabakası, merdane malzemesinin abrazyon aşınma direncini artırmasına karşın oksit tabakası sağlıklı malzemeyi sardığı için merdane yüzeyinden büyük parça kopmalarına neden olduğu kaydedilmiştir.

Mayrhofer (2004) çalışmasında Tosca ve Abaqus sonlu elemanlar yazılımlarıyla yapılan örneklemelemlerle, yapısal ve şekil optimizasyonunun performansa ve ömre etkilerini araştırmaya çalışmış. Kritik kesitlerde yarıçapın artırılması gibi alınabilecek konstrüktif tedbirlerle gerilme yığılmalarının azaltılarak daha uzun ömürlü, kararlı ve rekabetçi avantajların ürüne kazandırılabilceği vurgulanmış. Yapısal optimizasyon araçlarının tasarım geliştirme işleminin ilk safhalarında kullanımının işlem zincirine yeni potansiyeller katacağını belirtmiş. Böylece modern topoloji ve şekil optimizasyon yazılımlarının etkileşimli olarak kullanılmasıyla hasarların önceden bildirilmesi adına tasarım işleminin daha hızlı ve verimli olacağı ortaya konmuş.

Hanlon ve Rainforth (2003)'un yapmış olduğu çalışmada yüksek hız çeliklerinin, hadde iş merdanelerinde, yüksek kromlu beyaz dökme demirin yerine gittikçe artan bir şekilde kullanıldığını vurgulamışlar ve çeşitli laboratuvar testleri yaparak spreyc döküm HSS ile klasik döküm arasındaki farkı göstermeye çalışmışlardır.

Yaptıkları çalışmada şu sonuçlara ulaşmışlardır:

- Spreyc döküm HSS'de ötektik karbid yapının kaldırılması ve tane büyüklüğünün azaltılmasının mikroyapı iyileşmesinde kayda değer bir sonuç verdiğini,
- Spreyc döküm malzemenin 20 °C – 650 °C sıcaklık aralığında aynı bileşimde klasik döküm malzemeye nazaran aşınma oranının daha düşük olduğunu,
- Geleneksel döküm malzemede 40 µm. derinlere kadar yaygın karbid çatlakları oluşmasına rağmen spreyc şekillendirilmiş malzemede buna rastlanmadığını,
- 300°C ve üzerindeki sıcaklıklarda her iki malzemede de dahili oksidasyon oluştuğunu, oksit penetrasyon derinliğinin spreyc malzemede daha fazla olduğunu ve tane boyutunun daha küçük olduğunu, ancak dahili oksidasyon bölgesinin genişliğinin, aşınmış yüzeyi ve hemen altındaki çatlak karbidlerden dolayı zayıflamış

klasik döküm malzemede daha geniş olduğunu, klasik döküm malzemenin aşınma oranının yüksek olmasının buna bağlanabileceğini,

- Klasik döküm malzeme ile laboratuvar şartlarında yapılan aşınma testlerinin gerçek bir kaba hadde standinde servis sonu merdane yüzeyinde karşılaşılan durum ile benzer olduğunu ancak gerçek merdane malzeme yüzeyinde kayda değer plastik deformasyonla karşılaşılmadığını saptamışlardır.

Cavaliere ve diğerlerinin (2001) sıcak haddeleme prosesinin sonlu elemanlarla analizi konusunda yaptıkları çalışmada; sıcak haddelenmiş çelik bobinlerin nihai profil ve düzlemselliğinde esas rol oynayan, haddeleme sırasında merdanelerde oluşan deformasyonların dikkate alınması gerektiği vurgulanmış, çeşitli bombe değerlerinin ürün üzerine tesiri incelenmiş ayrıca sıcaklıktan kaynaklanan genleşmeler de göz önünde bulundurulmuştur. İş merdanesine verilen farklı – ve + bombe değerleri için haddelenen levha profiline tesiri incelenmiş ve standlerde oluşan hadde kuvvetleri gösterilmeye çalışılmıştır (Bkz. Şekil 7.37).

Kato ve diğerleri (1992) yeni merdane malzemeleri geliştirmek için sıcak hadde merdanelerinin yüzey hasarlanma mekanizmalarına ilişkin araştırmalar yapmışlardır. Bu amaçla simülasyon deneyleri ile merdane yüzey hasarlanmaları mikroskobik olarak incelenmiş ve ileride araştırılması gereken diğer problemler belirlenmiştir. Yaptıkları araştırmalara göre merdane yüzey hasarlanmasına yol açan faktörler şunlardır:

Merdane yüzeyi, sıcaklık, gerilme, malzeme ve atmosfer gibi çok şiddetli ve karmaşık sürtünme şartlarına maruz kaldığından geniş çaplı tribolojik olaylar meydana gelmektedir. Merdane yüzey hasarlanma mekanizmalarını araştırabilmek için hangi faktörün baskın olduğunu belirlemek gerekmektedir. İlk faktör; temas ve sürtünme ile meydana gelen ve 700 °C'yi aşan merdane yüzeyi sıcaklığıdır. Fakat temas süresi kısadır ( $10^{-2}$  ile  $10^{-3}$  sn. arası) ve geri kalan temassız devir süresince (2 ile  $10^{-1}$  sn. arası) merdane yüzeyi su ile etkili biçimde soğutulmaktadır (Bkz. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6). İkinci faktör, 100 MPa. ile 1 GPa. arasında değişen şeritten gelen

normal ve aksel gerilmelerdir. Üçüncü faktör; ikinci faktördeki gerilmelerin yaklaşık 2 katı olan ve iş ve destek merdaneleri arasında meydana gelen Hertzian gerilmeleridir. Diğer faktörler ise soğutma suyunun etki ettiği merdane, haddelenen malzeme kaliteleri ve atmosfer şartlarıdır. Bu şartlar haddelene şartlarına göre farklılıklar gösterebilir ve çok sayıdaki kombinasyonları kaçınılmaz olarak çok değişik etkiler meydana getirmektedir.

Kato ve diğerlerinin (1992) yüzey bozulması simülasyonu deneylerinde elde ettikleri sonuçlar kısaca şunlardır: Yüzey sıcaklığı, hadde basıncı, şerit hızı ve devir sayısı gibi birçok etkenler merdane yüzeyinin bozulmasına etki etmektedir. Fakat bir simülasyon için düşündüğümüzde tüm bu koşulların gerçeğe yakın olarak gerçekleştirilmesi mümkün olmamaktadır. Bu yüzden hasarlanmayı meydana getiren asıl koşullar seçilebilir. Böylece simülasyondan gözlenen sonuçlar gerçeğe yakın olacaktır.

Yüzey hasarlanmalarını simüle etmek için yapılan deneyler, yüzey yıpranmalarının iş merdanesi ve şerit arasında oluşan sürtünmeden meydana geldiği, yüzey kalitesindeki bozulmaların ise destek merdanesindeki temas yorulmasının yol açtığı varsayımları ile birlikte yapıldığı belirtilmiştir.

Kato ve diğerlerinin (1992) yaptıkları yüzey aşınması simülasyonu deneyinde su ile soğutulan bir deney diskine, ısıtılan bir başka disk ile sürtünme (haddelene – kayma sürtünmesi) uygulanmıştır. Deney sonucuna göre merdane yıpranmasında baskın neden sürtünme olayı olduğu ortaya konmuştur. Gerçek merdanedeki çentiklerin ve aşındırıcı partiküllerin boyutları deneydekilerle aynı olduğu kabul edilmiştir. Ancak yukarıdaki kabuller zorlama kabulleridir ve aşındırıcıların tipi ve boyutları bilinmemektedir. Bu yüzden bu model için yıpranma mekanizmasının tamamlandığının söylenemeyeceği kaydedilmiştir.

Kato ve diğerlerinin (1992) yüzey pürüzlenmesi simülasyon deney metodu; üzerinde önceden yüksek frekanslı ısıtma ve su soğutması ile çatlaklar oluşturulmuş deney diskinin haddelene temas yorulma testidir. Yapılan deney sonucuna göre; termal

çatlakların yüzeye dik olduğu, termal çatlaklardan kaynaklanan yorulma çatlaklarının ise bunlara paralel olduğu görülmektedir. Devir sayısı 1000 civarında iken yorulma çatlaklarının yapıdaki karbid içinde kaldığı, devir sayısı 5000'e çıktığında ise karbidin daha şiddetli kırıldığı ve paralel çatlakların uzadığının gözlemlendiği belirtilmiştir. Morfolojinin merdane yüzey pürüzlülüğü gibi olduğu kaydedilmiştir.

Kato ve diğerlerine göre gerçek işletme şartlarında termal ve mekanik çatlakların meydana geldiği devir sayıları farklılıklar göstermektedir. Bu yüzden yüzey bozulmasına olan katkılarını ayırt etmek zordur. Bununla birlikte bu deney şunu açıklığa kavuşturmuştur. Termal çatlaklar 500 devirden sonra ortaya çıkmakta ve mekanik yorulma, dik termal çatlakların varlığı ile çoğalmaktadır. Çünkü termal çatlak olmadığı durumlarda yorulma ömrü yüzbinlerce devir mertebelerindedir.

Kato ve diğerleri (1992) tarafından sıcak hadde merdanesi yüzey hasarlanma mekanizmaları, simülasyon deneyleri ve değişen yüzeyin mikroskobik ve dinamik gözlenmesi yöntemleriyle incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar şunlardır:

1. Her sürtünme sonucunda matris içinde büyüyen çizikli bölgenin varlığı merdane yıpranma mekanizmalarının belki de en önemlisi olduğunu göstermektedir. Fakat tip, boyut ve aşındırıcı miktarının tespit edilmesi gelecekte araştırılması gereken problemler olarak kalmıştır.
2. Merdane malzemesinde termal yorulma ile oluşan dikey çatlakların meydana getirdiği haddeleme yorulması muhtemelen merdane yüzey hasarlanmalarının ana mekanizmalarından birisidir. Çünkü haddeleme yorulması ömrünün merdane yüzeyinde termal yorulma çatlakları bulunduğu önemli ölçüde kısaldığı tespit edilmiştir.

## **BÖLÜM 7. UYGULAMA: HADDE MERDANELERİNİN MODELLENMESİ ve GERİLME ANALİZLERİ**

### **7.1. Yapılan Çalışmanın Tanıtımı ve Sınır Şartlar**

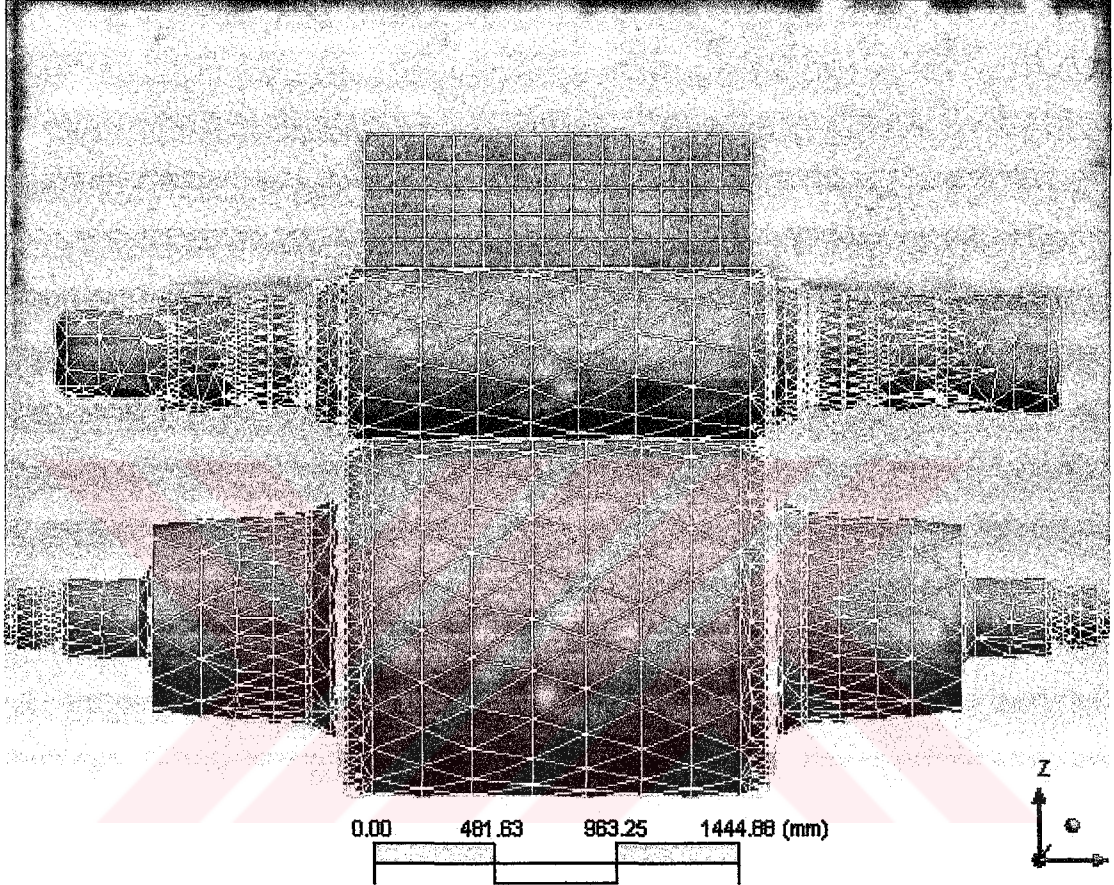
Yüksek tonajlarda malzeme haddeleyerek aşınma ve/veya ezilme sonucu yüzey profili bozulan ve bunun sonucunda yerel gerilme yığılmalarına maruz kalarak hasarlanan hadde merdanelerinin bu problemine çözüm getirebilmek amacıyla Erdemir 2.Sıcak Haddehane 1.standinde çalışan merdanelerin mümkün mertebe gerçek işletme şartlarına yakınlık sağlanarak Ansys Workbench 8.0 sonlu elemanlar programıyla bir seri analizi yapılarak, malzemenin haddelenerek elastik ve plastik deformasyona uğraması esnasında oluşan hadde kuvvetinin merdanelere düşen payının merdaneler üzerindeki gerilme ve deplasman (Şekil 7.5) gibi etkileri hesaplanmaya çalışılmıştır. Bunun için önce katı modeller Solid Edge V15 tasarım programında çizildikten sonra Ansys Workbench'e transferi yapılarak tasarım özelliği zayıf olan Ansys'de fazla zaman kaybı önlenmiş oldu. Workbench, temas bölgelerini herhangi bir müdahaleye gerek bırakmadan görerek işlemi biraz daha kolaylaştırmıştır. Ansys Environment'da merdanelerin kelepçe yerleri gibi mesh edilemeyen keskin köşeleri Workbench'de kolayca mesh edilerek 166.222 düğüm ve 109.622 elemana ayrılmıştır (Şekil 7.1). Large deflection off olarak nonlineer bir statik analiz yapılmıştır.

Haddeleme sırasında doğan kuvvetin merdanelere daha gerçekçi temas yüzeyi üzerinden geçmesi için slabı temsil eden bir ara malzeme kullanılmış ve haddehane bilgisayar odasından (pulpit) öğrenilen gerçek hadde yükü bu malzeme üzerinden uygulanmıştır (Şekil 7.2, Şekil 7.3) (Tablo 7.1).

Sürenin kısıtlı olmasından dolayı analizler statik olarak yapılmış olup, bulunan normal ve kayma gerilmelerinin bileşkesi maksimum şekil değiştirme enerjisi



hipotezine göre verilen 5.17 nolu formül ile hesaplanmıştır. Analizlerde bulunan temas basıncı (contact pressure) normal gerilme ( $\sigma$ ), temas sürtünme gerilmesi (contact frictional stress) ise kayma gerilmesi ( $\tau$ ) olarak alınmıştır. Bulunan eşdeğer gerilme ( $\sigma_{eq}$ ), gerilme genliği ( $\sigma_g$ ) yerine kullanılmıştır.



**Şekil 7.1.** Merdane düzeninin mesh edilmiş hali ( 166.222 düğüm noktası, 109.622 eleman) (çapı küçük olan iş merdanesi, büyük olanı destek merdanesi)

İş merdanesi muyluları dört sıra konik masuralı rulmanlarla yataklanmış olup bu destek, workbench'de sadece radyal yönde destekli 'cylindrical support' (radial support fixed, axial ve tangential support free) ile sağlanmıştır. Cylindrical support; Ansys Workbench'in, silindirik yüzeylerin desteklenebilmesi (yataklanabilmesi) için radyal, aksenal ve teğetsel yönlerde hareket serbestiyeti tanıyan ya da sınırlandırılabilen 3 serbestlik dereceli bir destek türüdür. Aksenal yükler kelepçe dayanma yüzeylerine 'frictionless support' ile iletilmiştir. Frictionless support ise;



Ansys Workbench'in, düzlemsel yüzeylerin yüzeye dik her iki yönde de desteklenerek yük taşıyabilmesine olanak sağlayan bir destek tipidir.

Haddelenen malzemenin genişliği her zaman aynı olmadığından gerçeğe daha yakın sonuçlara ulaşmak amacıyla maksimum ve minimum olmak üzere iki farklı genişlikte malzeme ile analiz yapılmıştır (Tablo 7.1). Geniş malzemedeki hadde yükü daha fazladır. Ayrıca sınır şartlar verilirken ağırlık kuvvetleri Şekil 7.2 ve Şekil 7.3'de görüleceği gibi 'Standard Earth Gravity' olarak belirtilmiştir.

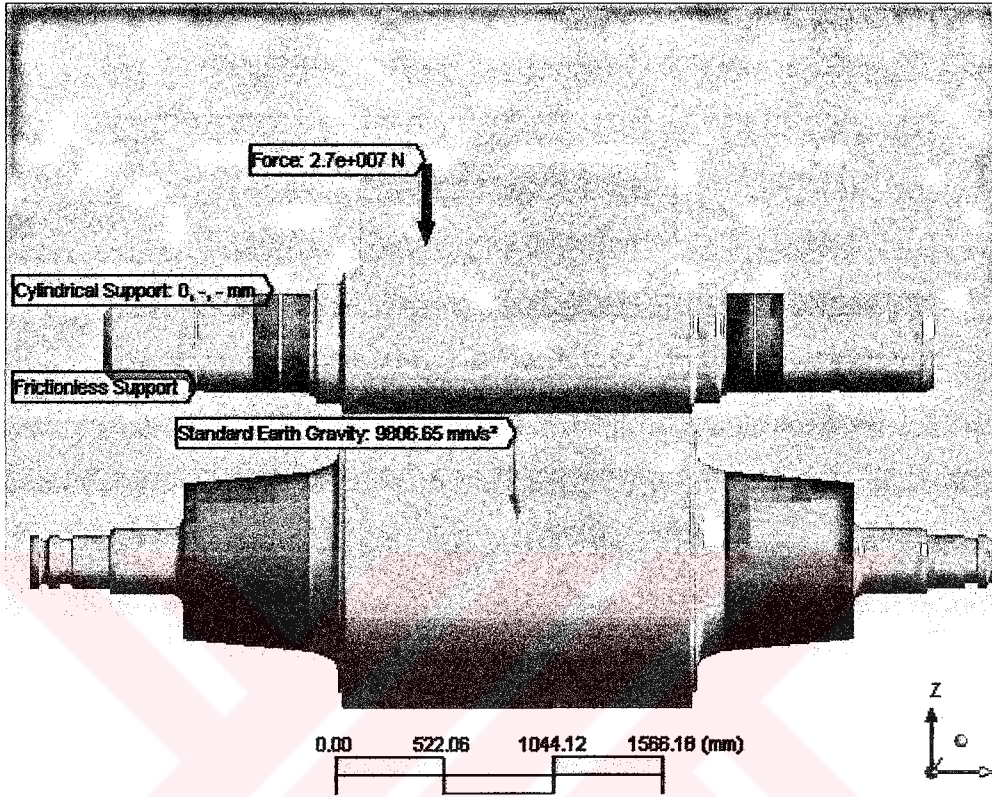
**Tablo 7.1.** Haddelene bilgileri

Malzeme genişliği	Haddelene yükü
En geniş (1525 mm.)	2700 ton (27.000.000 N)
En dar (700 mm.)	2000 ton (20.000.000 N)

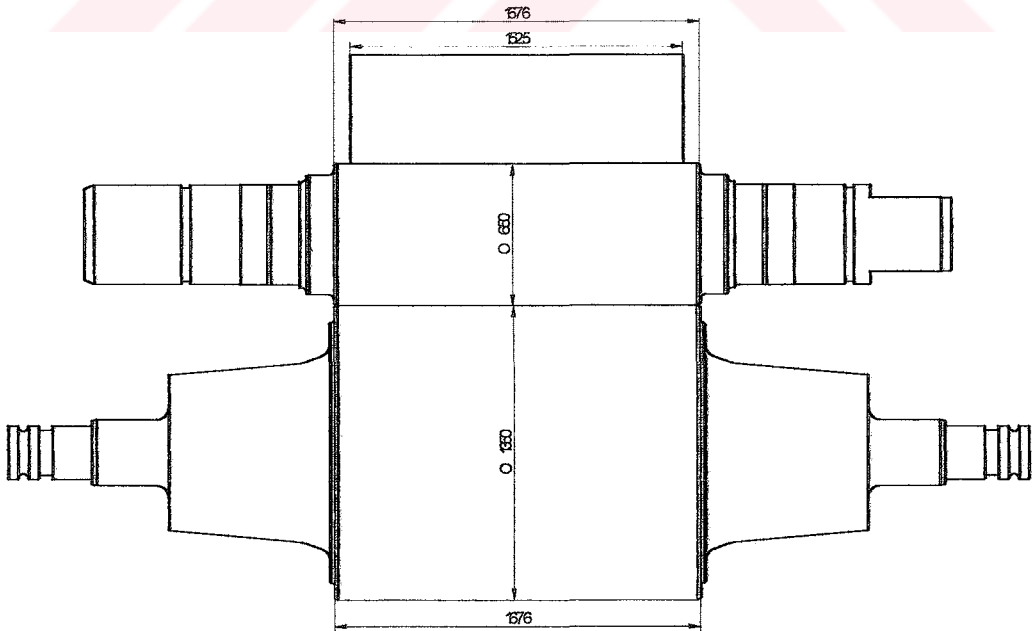
İş merdaneleri 2000-3000 ton, destek merdaneleri ise 200.000-250.000 ton malzeme haddeledikçe bozulan yüzey kalitesini iyileştirmek, yorgun tabakayı almak ve varsa gerekli bombeleri vermek amacıyla hadde tezgahından alınarak taşlanır (Bkz.Tablo 7.6). Buradan da anlaşılıyor ki iş ve destek merdanelerinin aşınmış ve aşınmamış hallerde çalışmaları muhtemeldir. Bu gerçek durumu yakalayabilmek için her iki merdanelerin aşınmış, aşınmamış ve biri aşınmış diğeri aşınmamış halleri için analiz yapılmıştır. Tüm analizler için haddeleme yükü hariç aynı sınır şartlar kullanılmıştır. Hadde yükü Tablo 7.1'de verildiği gibidir.

Şekil 7.2'de geniş malzeme ile yapılan tüm analizler için, Şekil 7.3'de dar malzeme ile yapılan tüm analizler için sınır şartlar ve temel ölçüler verilmektedir. Şekil 7.4'de ise iş ve destek merdanelerinin uygulanmakta olan mevcut pah ve bombe değerleri gösterilmektedir. Destek merdanelerinin iş merdanelerine temas eden çalışma yüzeyi düz ve kenarlardan 100x0,5 mm. (100 mm. genişliğinde, 0,5 mm. derinliğinde) pahlıdır (Şekil 7.4a). İş merdaneleri ise -0,004" (-0,1 mm.) bombeli taşlanır. Kenarlarda ise 12,7x30° pahlıdır (Şekil 7.4b). Yapılan bu çalışmada sürekli aynı merdane profilleri kullanılmayıp, ilgili başlıklar altında da belirtilen çeşitli pah ve bombe değerleriyle analiz denemeleri yapılmıştır. Araştırma destek merdaneleri

üzerine olduğundan sadece bu merdaneler üzerindeki gerilme siddetleri gösterilmiştir.

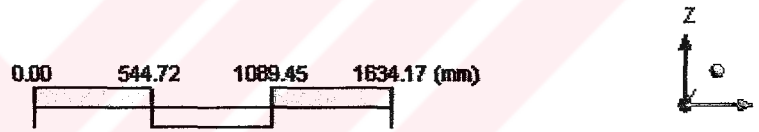
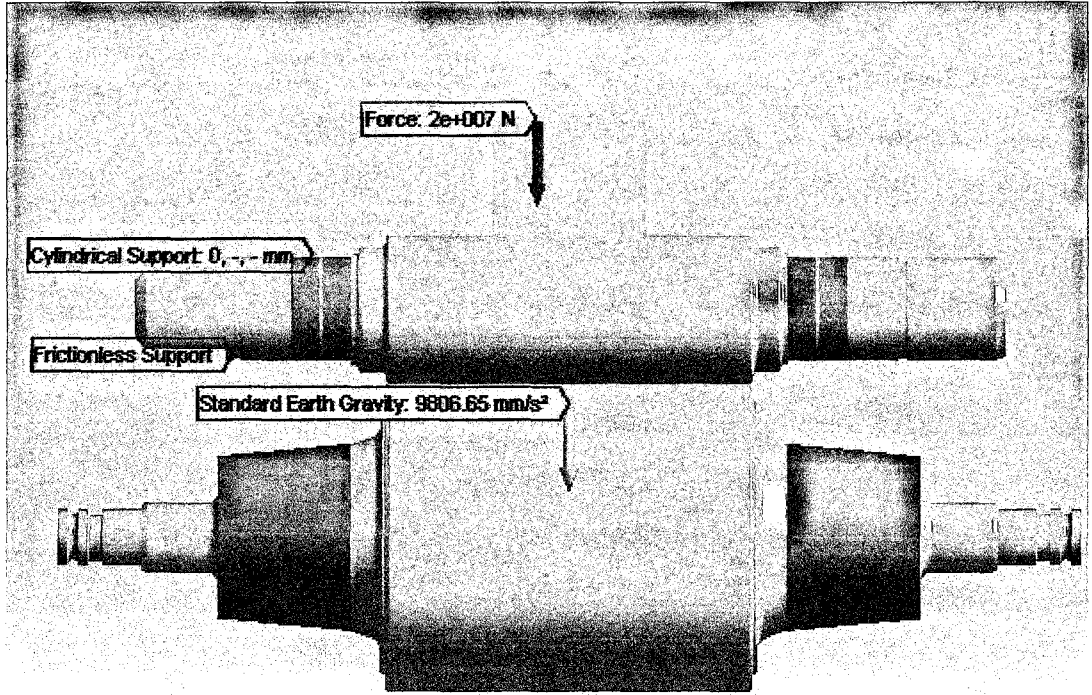


a) Geniş malzeme için sınır şartlar

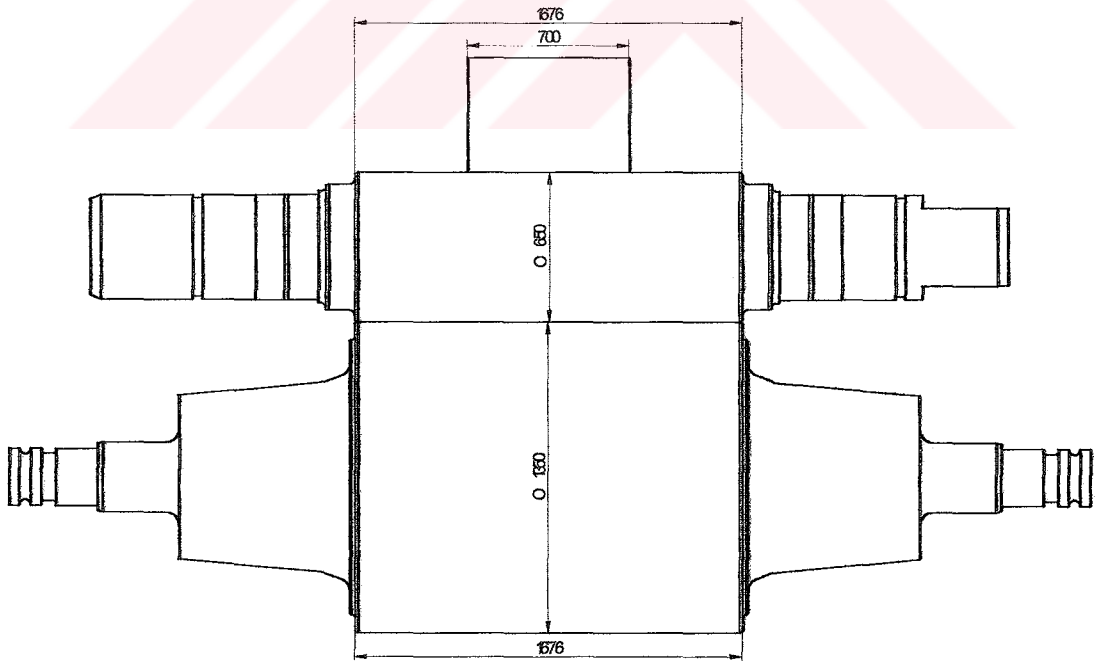


b) Geniş malzeme için temel boyutlar

Sekil 7.2. Geniş malzeme

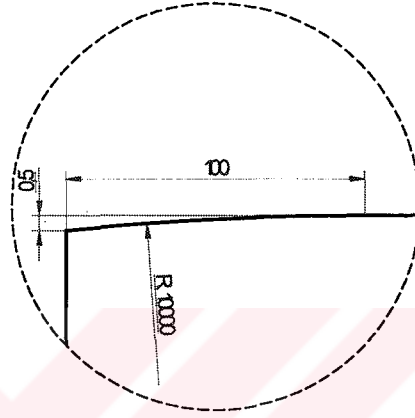
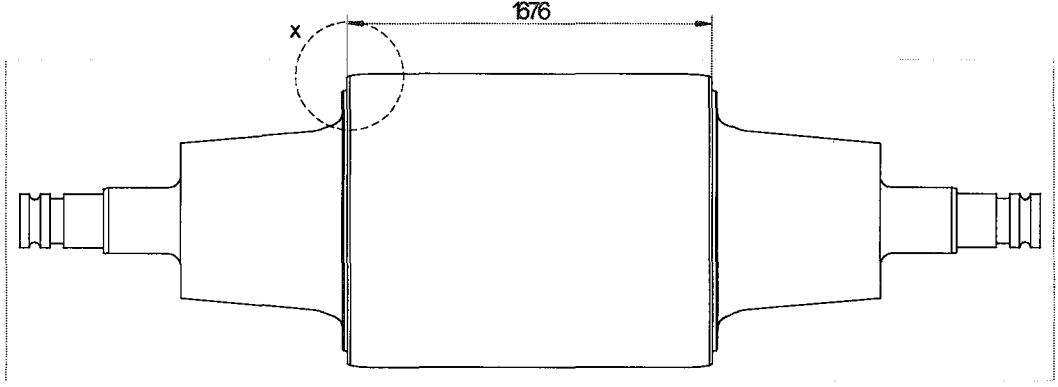


a) Dar malzeme için sınır şartlar



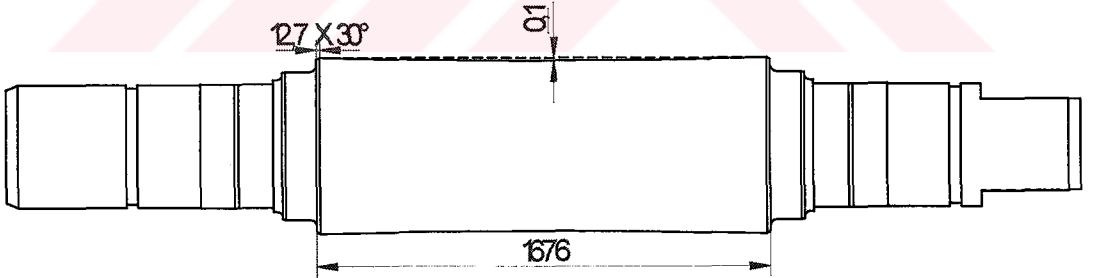
b) Dar malzeme için temel boyutlar

Sekil 7.3. Dar malzeme



x- detayı

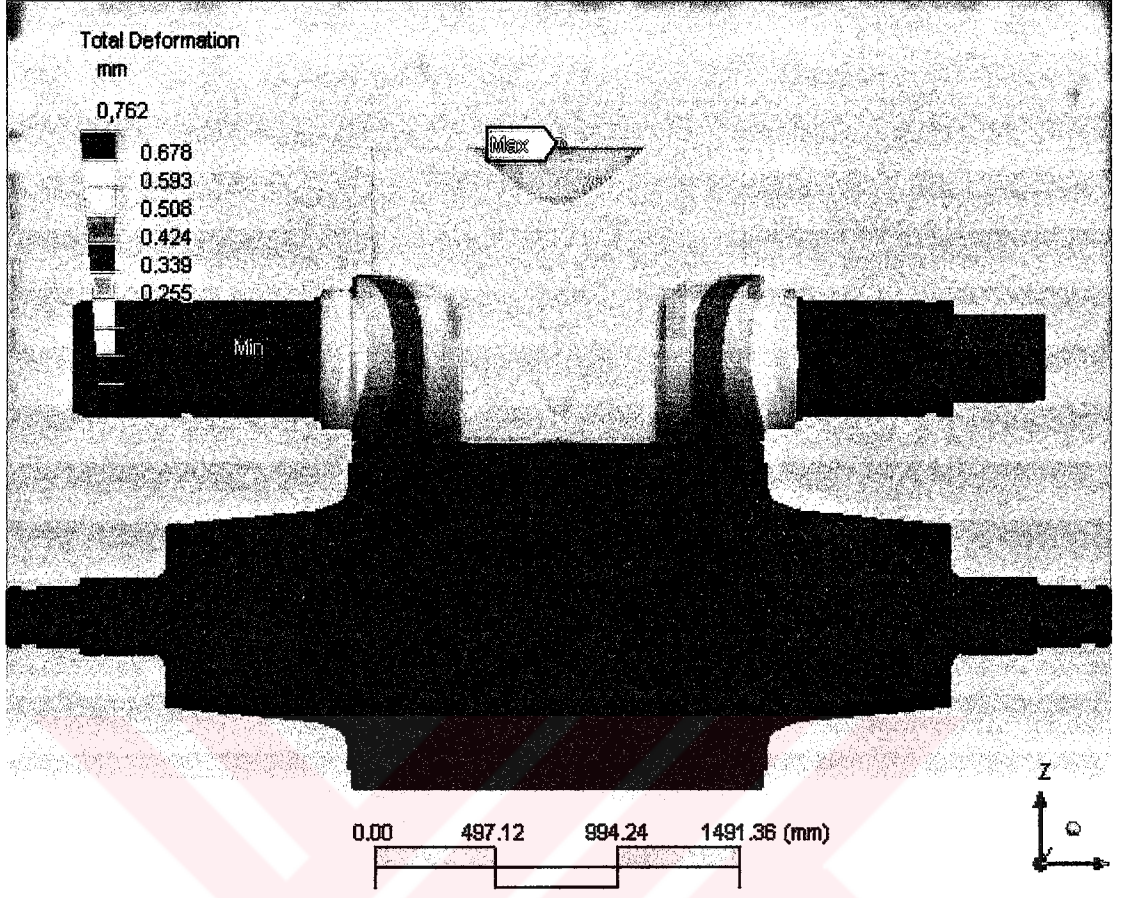
a) Destek merdanesi



b) İş merdanesi

**Şekil 7.4.** Merdanelerin mevcut pah ve bombe durumu

Şekil 7.5; haddelme esnasında merdanelerde oluşan deformasyonu göstermektedir. Görüldüğü gibi merdanelerdeki maksimum deformasyon 0,59 mm. ile iş merdanesi gövdesinin orta kısımlarındadır. Destek merdanesinde ise kayda değer bir deformasyon olmadığı gözlenmektedir.



**Şekil 7.5.** Haddeme esnasında merdanelerde oluşan deformasyonu gösteren bir örnek

## 7.2. Merdane Malzemelerinin Mekanik Özellikleri ve Kimyasal Bileşimleri

Analizleri yapılmak üzere seçilen sıcak hadde iş merdanesi yüksek kromlu demir olup çifte santrifüj döküm yöntemiyle kabuk ve çekirdek olmak üzere iki parça halinde dökülmektedir (Bkz. Şekil 4.7). Destek merdanesi yüksek kromlu çelik olup döküm yöntemiyle üretilmektedir. Merdane imalatçı firmalarından biri olan Akers'den alınan merdanelerin mekanik özellikleri ve kimyasal bileşimleri Tablo 7.2 ve Tablo 7.3'de görülmektedir. Çalışmada destek merdanesi incelendiğinden ihtiyaç duyulmayan iş merdanesi ve ara malzeme özelliklerine tablolarda yer verilmemiştir.



**Tablo 7.2.** Merdane çap bilgileri ve mekanik özellikleri (Akers 2000)

Merdane cinsi	Max. Çap (mm)	Hurda çapı (mm)	Çekme mukavemeti $\sigma_c$ (N/mm <sup>2</sup> ) (min.)		Yorulma mukavemeti $\sigma_G$ (N/mm <sup>2</sup> )	Isıl Genleşme Katsayısı $\alpha$ (1/ <sup>o</sup> C)	Elastisite Modülü E (N/mm <sup>2</sup> )	Sertlik (HV)
			Çekirdek	Kabuk				
İş merdanesi	711	648	400	650				550-660
Destek merdanesi	1363	1232	1000		450 – 650 (10 <sup>6</sup> döngü)	11x10 <sup>-6</sup>	230.000	460-550

**Tablo 7.3.** Merdanelerin kimyasal kompozisyonu (Akers 2000)

Merdane cinsi	Kimyasal bileşim (%)					
	C	Mn	Si	Cr (min)	Ni	Mo
İş merdanesi (kabuk)	2,0 – 3,0	0,5 – 1,5	0,4 – 1,0	16 - 22	0,5 (min)	0,5 (min)
Destek merdanesi	0,3 – 1,0	0,3 – 1,2	0,2 – 1,0	4,0	1,0 (max)	1,0 – 2,0

**Tablo 7.4.** Analizlerde kullanılan malzeme sabitleri ve mekanik özellikleri (Merdane sipariş formları)

Merdane Cinsi	Young Modülü E (MPa)	Çekme Mukavemeti $\sigma_c$ (MPa)	Basma Mukavemeti $\sigma_b$ (MPa)	Yorulma Mukavemeti $\sigma_G$ (MPa)
İş merdanesi	200.000	500	2500	
Destek merdanesi	200.000	1000	3000	500
Ara malzeme (slab)	250.000	300	1500	

### 7.3. Analizle İlgili Yapılan Kabuller

1.standde hurda çapına yaklaşmış 650 mm. çapında iş merdanesiyle, henüz ilk servislerinde olan 1350 mm. çapında destek merdanesi çalışmaktadır. İş merdanesi

esasen çifte döküm yöntemi ile iç ve dış farklı malzemede üretilmiş olmasına rağmen hurda çapına gelerek kabuk malzeme hemen hemen yok olduğundan ve araştırma konumuz destek merdaneleri olduğundan tek malzeme olarak kabul edilmiştir (Tablo 7.2). Bu yüzden mekanik özellikleri de ağırlıklı olarak çekirdek malzemeye göre verilmiştir (Tablo 7.4).

Problem statik incelendiğinden, dinamik dahi olsa dönüş hızları kayda değer bir merkezci kuvvetin doğmasına sebep olamayacak kadar düşük olduğundan sınır şartlarda 'rotational velocity' (çevresel hız) verilmemiştir (Tablo 7.6).

Sıcak haddede haddelenen sıcak malzeme iş merdanesine, iş merdanesi de destek merdanesine temas etmektedir. Ortam sıcaklığının 30°C civarında olduğu kabul edilirse destek merdanesinde oluşabilecek termal gerilme 5.19. nolu formül ile hesaplanabilir ( $\alpha$  ve E Tablo 7.2'den alınmıştır).

$$\sigma = \alpha.E.\Delta T = 11.10^{-6} \times 230.000 \times (70-30) = 101,2 \text{ N/mm}^2 \quad (7.1.)$$

Hesaplanan bu oluşması muhtemel ısı gerilme, sanki destek merdanesinin sıcaklığı her döngüde 70°C'ye çıkıp 30°C'ye iniyormuş gibi düşünüldüğünde hesaplanmıştır (Bkz.Şekil 4.5 ve Şekil 4.6). Oysa 70°C yüzey sıcaklığındaki iş merdanesine temas eden destek merdanesinin bu sıcaklığa kadar çıkamayacağı açıktır. Dolayısıyla oluşacak gerilme bu değerden küçük olur.

Ayrıca hesaplanan bu gerilme; ısı farkı sonucunda oluşan ısı genleşmenin, kesinlikle sınırlandırıldığı durum için geçerlidir. Oysa merdane yatak boşlukları, mikron mertebesindeki bu genleşmenin bir kısmını karşılayarak oluşacak gerilmenin şiddetini düşürecektir. Bu nedenlerle destek merdanesinde oluşması muhtemel ısı gerilmelerin emniyet katsayısı ile karşılanabileceği düşünülmüştür. Destek merdanelerinde iş merdanelerine nazaran daha düşük termal gerilmeler oluşur. 40-50°C sıcaklık farklarıyla termal şok olmayacağı kesindir. Ancak bu kesinlikle termal yorulma olmayacak anlamına gelmez.

Sürenin kısıtlı olmasından dolayı analizler statik olarak yapılmış olup, bulunan normal ve kayma gerilmelerinin bileşkesi maksimum şekil değiştirme enerjisi

hipotezine göre verilen 5.17 nolu formül ile hesaplanmıştır. Analizlerde bulunan temas basıncı (contact pressure) normal gerilme ( $\sigma$ ), temas sürtünme gerilmesi (contact frictional stress) ise kayma gerilmesi ( $\tau$ ) olarak alınmıştır. Bulunan eşdeğer gerilme ( $\sigma_{eş}$ ), gerilme genliği ( $\sigma_g$ ) yerine kullanılmıştır.

#### **7.4. Analiz İşleminde Kullanılan Malzeme Sabitlerinin Belirlenmesi**

##### **7.4.1. Çentik etki katsayısı ( $\beta_{çen}$ ) hesabı ve yapılan kabuller**

Hadde merdanelerinde çalışma sırasında ortalama gerilme sıfır olduğundan yorulma dayanımını indirgeyici etkisi yoktur. Bu durumda  $\emptyset$  darbe etki katsayısının da ortalama gerilmeyi yükseltmeye bir tesiri olmayacaktır.

En küçük hadde merdanesinin dahi çapı 200 mm.'den büyük olduğu için boyut etki faktörü  $K=0,6$  alınabilir (Bkz.Şekil 5.8).

Hadde merdaneleri belli bir tonajda malzeme çektikçe taşlanarak servise verilmektedir. O halde yüzey etki faktörü  $\Omega=0,9$  alınabilir (Bkz.Şekil 5.9).

Yassı mamul hadde merdaneleri dairesel kesitli olduğundan kesit biçim faktörü  $q=1$  alınır (Bkz. Shf.79).

Hadde merdanelerinde  $\emptyset$  darbe etki katsayısı 2 alınabilir. Yani merdanelerde yorulma hasarına sebebiyet veren ve her bir döngüde merdane yüzeyinde – ve + değer alan maksimum gerilmeler  $\emptyset$  ile çarpılarak darbe tesiri hesaba katılmalıdır (Bkz. Tablo 5.1).

Bölüm 5'de detaylı olarak bahsedilen yorulmaya çentik etkisinin hesabı, merdanelerin haddeleme sırasında zorlanma türü eğilme olduğundan formül 5.11 ile bulunur.



$$\beta_{\text{çen}} = \alpha_{\text{çen}} \left[ 1 - \frac{\frac{1540}{\sigma_{\text{ç}}}}{\frac{1}{1 + \frac{\sigma_{\text{ç}}}{13700}} + \frac{1}{1 + \frac{r}{2,3.R}}}} \right]$$

Hesaplama statik çentik katsayısı ( $\alpha_{\text{çen}}$ ) Şekil 5.10'dan emniyetli olması açısından 2,2 alınmıştır. Destek merdanesinin çekme dayanımı  $10.000 \text{ daN/cm}^2$ 'dir (Tablo 7.2). Modellemelerde merdane yarıçapı 67,5 cm. alınmış, çentik dibi yarıçapı  $r$  ise 1mm. kabul edilmiştir. Bu değerler formül 5.11'de yerine konduğunda çentik katsayısı  $\beta_{\text{çen}}$  0,9 bulunmuştur.

#### 7.4.2. Emniyet Katsayısı Hesabı

İşletme şartlarında farklı genişlikte malzeme ve aşınma hallerinde çalışıldığından Tablo 7.5'de görüldüğü gibi zaman zaman düşük zaman zaman yüksek gerilme değerlerinde haddelene yapılmaktadır. Yorulma hasar durumu; gerçeğe daha yakın bir sonuç elde etmek için 5.20 nolu formüle göre incelenmesi gerekirken, merdane imalatçı firmasından talep edilmesine rağmen konu merdane malzemesine ait Wöhler eğrisi elde edilemediğinden dolayı 5.17 nolu formül ile bulunacak eşdeğer gerilme üzerinden hesaplar yürütülmüştür. Analizler sonucu bulunan temas basınç ( $\sigma$ ) ve temas sürtünme gerilme ( $\tau$ ) değerleri ile bu gerilmelerin 5.17 nolu formülde yerine konmasıyla bulunan eşdeğer gerilme değerleri Tablo 7.5'de verilmiştir. Bu eşdeğer gerilmelerin aritmetik ortalaması alınarak gerçeği daha iyi yansıtacak bir ortalama eşdeğer gerilme değeri ile yorulma kontrolü yapılacaktır. Yapılan kabullerde de belirtildiği gibi 5.17 nolu formüle göre bulunan eşdeğer gerilme, gerilme genliği ( $\sigma_g$ ) olarak alınmıştır. Yorulma dayanımı ( $\sigma_G$ ) ise Tablo 7.4'den alınmıştır. Buradan ortalama eşdeğer gerilme;

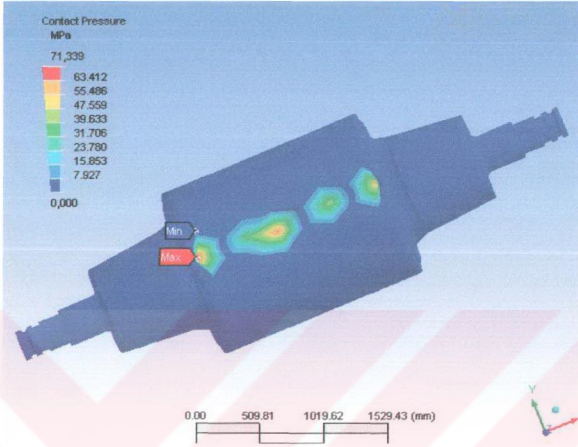
$$(\sigma_{\text{eşdeğer}})_{\text{ort}} = (158+378+293+224+167+353+314+218)/8 = 263\text{MPa.} \quad (7.3.)$$

olarak bulunur. Buna göre yorulma emniyet katsayısı formül 5.14'e göre

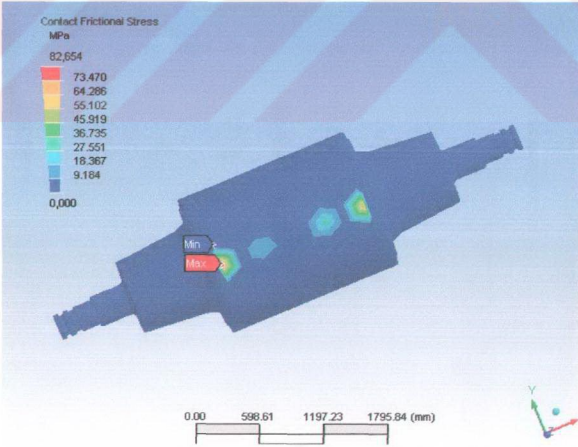
$$\mu = \frac{(\sigma_G \cdot K \cdot q \cdot \Omega)}{(\sigma_g \cdot \phi \cdot \beta_{\text{çen}})} = \frac{(500 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot 0,9)}{(263 \cdot 2 \cdot 0,90)} = 0,57 \quad \text{bulunur.}$$

## 7.5. Yapılan Analizler

### 7.5.1. Dar malzeme ile yapılan analizler

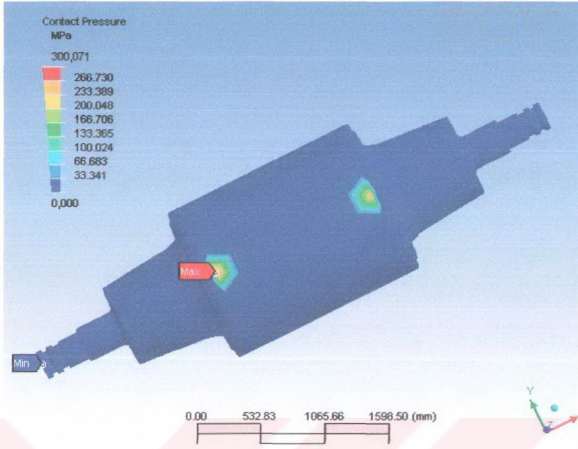


a) temas basıncı (normal gerilme)

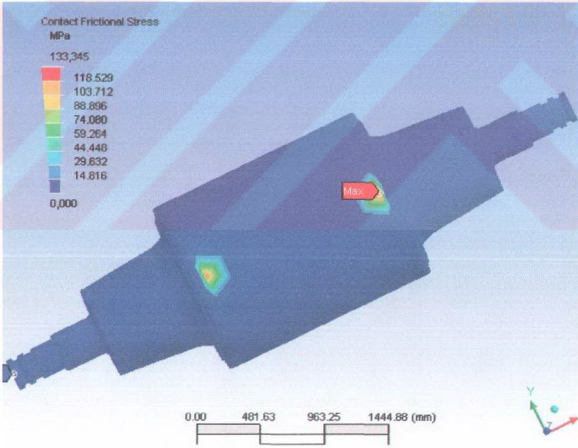


b) temas kayma gerilmesi

Şekil 7.6. İş ve destek merdaneleri aşınmamış

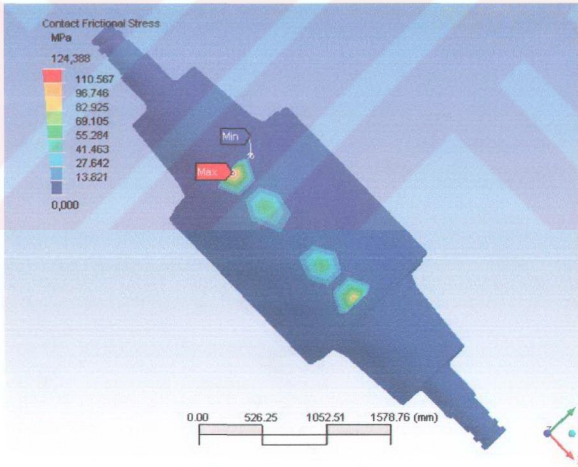
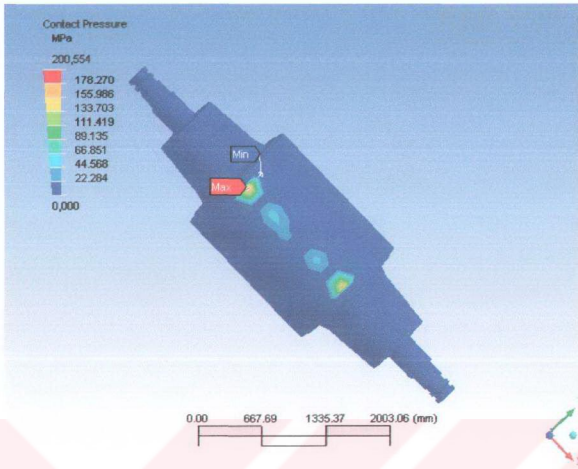


a) temas basıncı

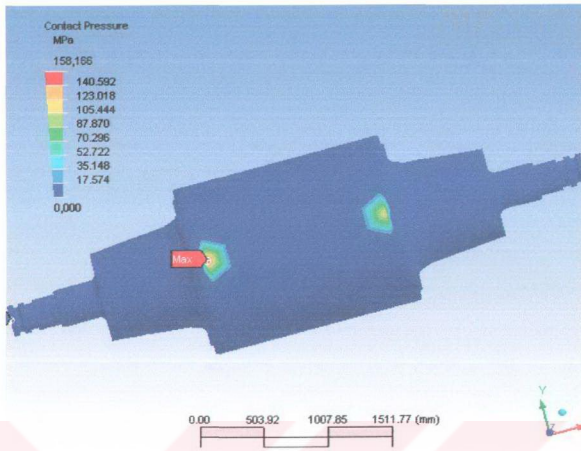


b) temas kayma gerilmesi

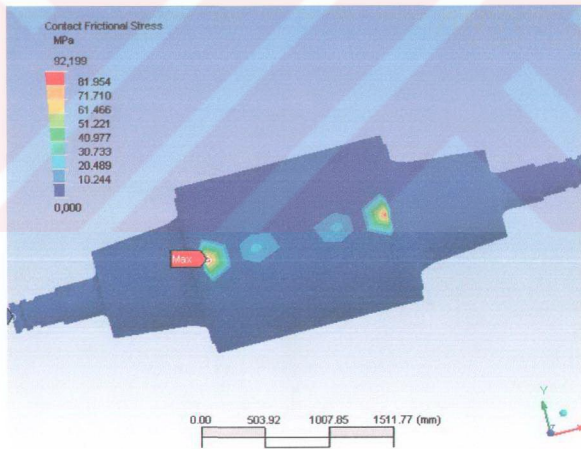
Şekil 7.7. İş ve destek merdaneleri aşınmış



Şekil 7.8. İş merdanesi aşınmış, destek merdanesi aşınmamış



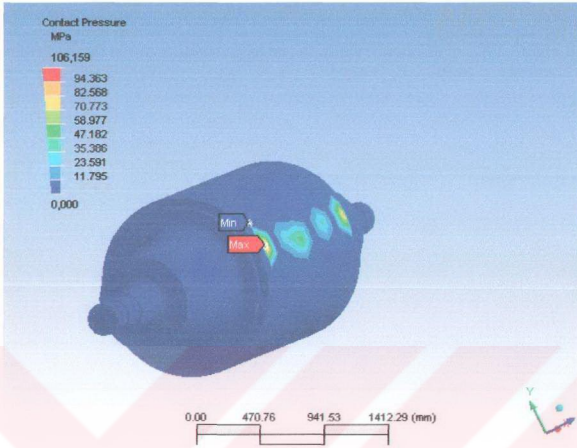
a) temas basıncı



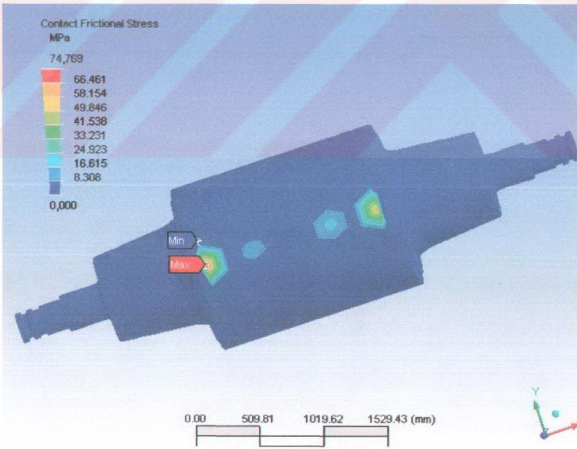
b) temas kayma gerilmesi

Şekil 7.9. İş merdanesi aşınmamış, destek merdanesi aşınmış

### 7.5.2. Geniş malzeme ile yapılan analizler



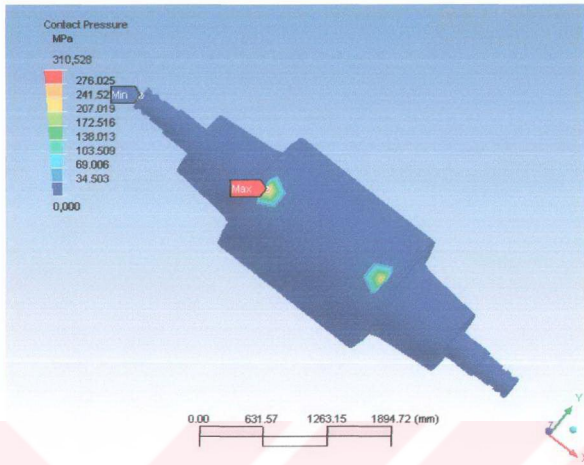
a) Temas basıncı



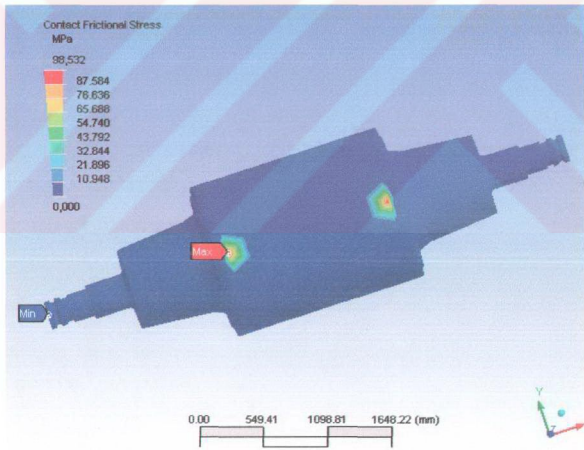
b) Temas kayma gerilmesi

Şekil 7.10. İş ve destek merdaneleri aşınmamış





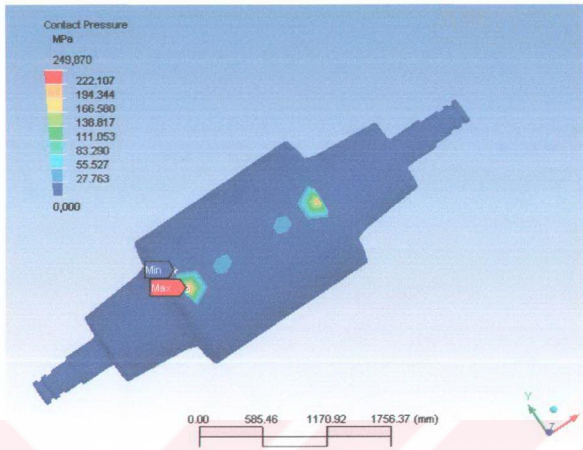
a) Temas basıncı



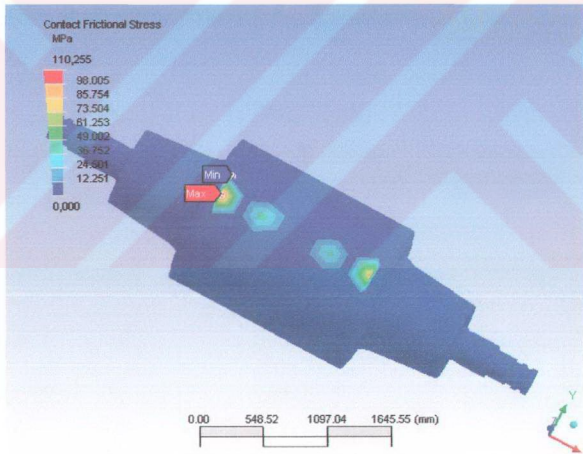
b) Temas kayma gerilmesi

Şekil 7.11. İş ve destek merdaneleri aşınmış



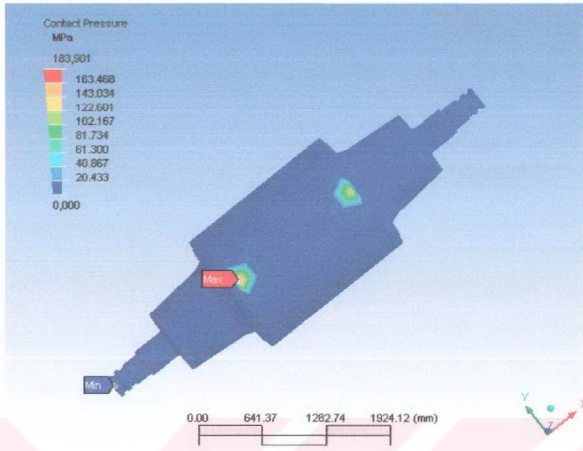


a) Temas basıncı

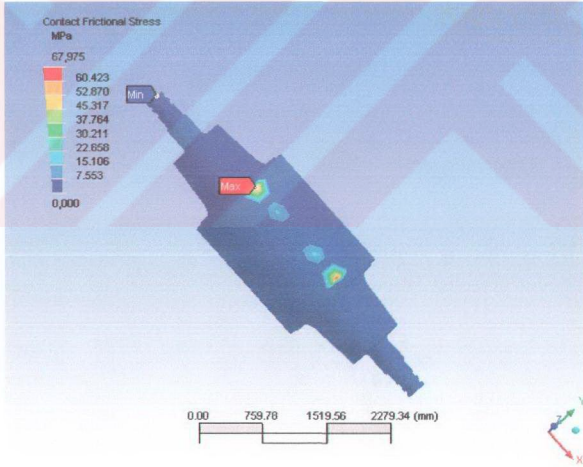


b) Temas kayma gerilmesi

Şekil 7.12. İş merdanesi aşınmış, destek merdanesi aşınmamış



a) Temas basıncı



b) Temas kayma gerilmesi

Şekil 7.13. İş merdanesi aşınmamış, destek merdanesi aşınmış

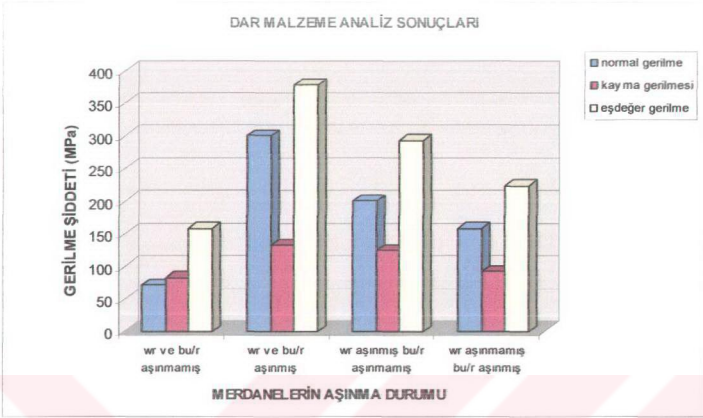
İş ve destek merdanesinin aşınmış, aşınmamış, biri aşınmış diğeri aşınmamış halleri için ve en geniş ve en dar malzeme (Bkz.Tablo 7.1) ile yapılan analiz sonuçları Tablo 7.5'de özetlenmiştir. Analiz sonuçlarını yansıtan şekillerde maksimum ve minimum gerilmelerin şiddeti ve konumu belirtilmiştir. Hesaplamalar her bir şekilde gösterilen maksimum gerilme değerleri kullanılarak en kötü senaryo için yapılmıştır.

Analizlerde aşınmış olarak belirtilen her iki cins merdanede de karşılaşılan en yüksek aşınma değeri yaklaşık yarıçaptan 0,5 mm., yani çaptan 1 mm. kadardır. Şekil 7.4b'de yarıçaptan 0,1 mm. eksiltme yapılmış negatif bombe görülmektedir. Yarıçaptan 0,5 mm. aşınmış bir merdane için yüzey profili de bunun gibidir.

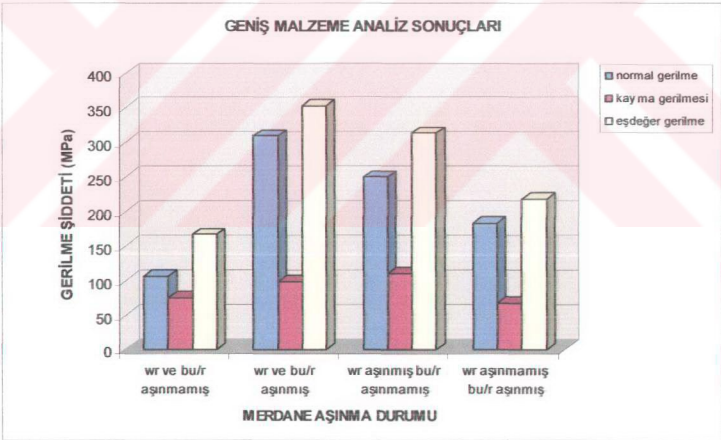
**Tablo 7.5.** Aşınma durumuna göre merdanelerde oluşan gerilmeler

		Wr ve bu/r aşınmamış	Wr ve bu/r aşınmış	Wr aşınmış bu/r aşınmamış	Wr aşınmamış bu/r aşınmış
DAR MALZEME (Genişlik 700mm.) (Hade yükü $2 \cdot 10^7$ N)	Temas basıncı $\sigma$ (MPa)	71	300	200	158
	Temas kayma gerilmesi $\tau$ (MPa)	82	133	124	92
Esdeğer Gerilme ( $\sigma_{\text{esdeğer}}$ )		<b>158</b>	<b>378</b>	<b>293</b>	<b>224</b>
GENİŞ MALZEME (Genişlik 1525mm.) (Hade yükü $2,7 \cdot 10^7$ N)	Temas basıncı $\sigma$ (MPa)	106	310	250	184
	Temas kayma gerilmesi $\tau$ (MPa)	75	98	110	68
Esdeğer Gerilme ( $\sigma_{\text{esdeğer}}$ )		<b>167</b>	<b>353</b>	<b>314</b>	<b>218</b>

Wr : iş merdanesi Bu/r : destek merdanesi



a) Dar malzeme analiz sonuçları



b) Geniş malzeme analiz sonuçları

Şekil 7.14. Analiz sonuçlarının grafiksel gösterimi





Şekil 7.15 ve Şekil 7.16'daki örnekleme; farklı çap ve elastiklik modülüne sahip iş ve destek merdanesi üzerine yapılmıştır. Merdaneler arasında doğrusal temas basıncı ( $p_1$ ) vardır. Çünkü birbirlerine eksenleri boyunca baskı uygularlar. Bu şartlarda merdane kesitinde temas çizgisi boyunca bir gerilmeler sistemi gelişir. Bu gerilmeler temas halindeki her iki merdane için de aynıdır.

Temas halindeki merdanelerin arasındaki düzlemsel yerel bir alanda, temastan kaynaklanan basma gerilmesinin yarı eliptik şekilde oluşumuna neden olan Hertz gerilmeleri yerleşmiştir. Temas alanının genişliği  $2b$  ve temas basıncının maksimum değeri  $p_{\max}$  şu şekilde formülize edilir.

$$2b = \sqrt{\frac{P_1(d_1 \cdot d_2)(E_1 + E_2)}{(d_1 + d_2)(E_1 \cdot E_2)}} \quad (\text{mm}) \quad (7.1.)$$

$$P_{\max} = \frac{(4 \cdot P_1)}{(\pi \cdot 2b)} = 1,27 \frac{P_1}{2b} = 0,83 \sqrt{\frac{P_1(d_1 + d_2)(E_1 \cdot E_2)}{(d_1 \cdot d_2)(E_1 + E_2)}} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (7.2.)$$

Sonuç olarak gerilmeler bir çeşit yük gibi merdane içine ilerlerler. Özellikle  $\tau$  kayma gerilmesi oldukça önemlidir. İki merdanelerin merkezlerini birleştiren çizgiye  $45^0$ 'de yerleşirler. Bu gerilmeler; merdanelerin O temas noktasında sıfır değerinden A noktasına kadar artarak maksimum değerini alırlar ve ondan sonra tekrar merdane içine doğru azalır. Ayrıca  $z$  ve  $y$  eksenlerine paralel ve merdane çalışma gövdesinin her noktasında mevcut değişken gerilmeler de vardır.

Yukarıda anlatılanlar daha çok teoriktir. Çünkü çalışma gövdesi boyunca homojen bir şekilde dağıldığı kabul edilen  $p_1$  lineer basınç değerini esas almaktadır. Bu yüzden aşınmamış ve çok hassas işlenmiş yüzeyler için geçerlidir. Aslında iş ve destek merdanesi arasındaki temas çizgisi boyunca basıncın homojen olmayan dağılımı, merdanelerin termal ve aşınma durumuna bağlıdır (Innse Cilindri 2000). Sistemde çalışan merdaneler aşınmış ve/veya bombeli olduklarından lineer bir  $p_1$  basınç dağılımı oluşmayacağından bu formüllerin kullanımı bizi gerçek sonuçlara götürmeyebilir. Bu durumda basınç değeri normal gerilme değerine eşit alınarak, normal ve kayma gerilmelerinin aynı anda etkimesi durumunda maksimum şekil

değiştirme enerjisi hipotezine göre eşdeğer gerilme 5.17 nolu bağıntı ile hesaplanır (Tablo 7.5).

## 7.6. Analiz Sonuçlarının İrdelenmesi

İndirgenmiş yorulma dayanımı  $\sigma_G'$  ile yükseltgenmiş gerilme genliği değeri  $\sigma_g'$  nün 5.13. nolu formülde yerine konmasıyla bulunan 5.14. formülünde merdaneler için ilgili başlıklar altında belirlenen değerler yerine yazılarak  $\mu$  emniyet katsayısı 0,57 bulunmuştu. Bu; oluşan gerilmelerin malzeme dayanımını aşarak bir seferde hasar vereceği anlamına gelmez. Bulunan gerilme değerinde malzemeye ait Wöhler eğrisine göre yorulma ile hasarlanacağı çevrim sayısının %57'si kadar çalıştırılması gerekir şeklinde yorumlanabilir. Ya da mevcut çalışma süresinde hasara uğramaması için bulunan gerilme değerini %57'sine düşürmenin çaresinin aranması gerekir. İkinci çözüm konumuza daha yakın olduğundan merdane profilleriyle oynanarak bunun çözümü aranmıştır. Bu çalışmalar 7.7. nolu başlık altında verilmiştir.

Bu hesap yapılırken  $\sigma_G$  yorulma dayanımı, merdane imalatçı firmasının sipariş formunda belirttiği değer  $500 \text{ N/mm}^2$  alınmıştır (Tablo 7.4).  $\sigma_g$  gerilme genliği ise sonlu elemanlar analizi ile ortalama  $263 \text{ N/mm}^2$  bulunmuştur (7.3).

Şu aşamada bulunması gereken şey; yorulma analizi yapılan destek merdanesinin yorulma döngü kronometresinin, başında çalışıp sonunda durduğu bir servis boyunca kaç tur yaptığıdır. Erdemir II. Sıcak Haddehane 7 standden ibarettir. Malzeme ilk standden girip haddelendikçe incelik. İnceldikçe uzar ve paso azaldığından hadde kuvveti azalır. Yani ilk standler ağır baskı ile kısa malzeme çekerken son standler daha düşük hadde kuvvetiyle çok daha uzun malzeme haddelerler (Tablo 7.6.). Destek merdaneleri yaklaşık 10.000 km. malzeme haddeledikten sonra taşlanmış olanı ile değiştirilir. Yani son stand iş merdanesi 10.000 km. çizgisel yol yapmış gibi düşünülebilir. Ancak ondan daha yavaş dönen ilk stand iş merdanesi bu kadar yapmaz. Son standde haddeleme hızı dakikada yaklaşık 1100 m., ilk standde ise 100 m/dk.'dır (Bkz.Tablo 7.6). O halde ilk stand iş merdanesi  $10.000/(1100/100)=909$  km. çizgisel yol yapmaktadır.



$909\text{km} = 909.000.000\text{mm} = k.2\pi.R_{\text{bur}} = k.2\pi.675\text{mm}$  denklemi ile k döngü sayısı  $k=214.328$  devir bulunur.

Yapılan hesaplarda merdanelerin her servis sonrası taşlanarak yorgun tabakanın tamamen alınmış olduğu varsayılmaktadır. 1. stand iş merdaneleri 1 serviste yaklaşık 909 km malzeme çekmektedir. İş ve destek merdanesi arasında izafi hareket olmadığı ve haddelenen malzeme uzunluğu, merdanelerin sanki çevresel olarak aldıkları yol gibi düşünüldüğünde aynı uzunluk destek merdanesi için de geçerlidir.

Merdane malzemesi için sürekli mukavemet açısından  $10^6$  tur güvenlidir (Tablo 7.2).  $\mu=0,57$  olan emniyet katsayısı hesaba katıldığında merdane,  $10^6 \times 0,57 = 570.000$  döngü için dahi güvenlidir. Bulunan k döngü sayısı ile arasındaki fark, hesaba katılmayan termal gerilmeler, merdane imalat kusurları, yatak kusurları, taşlama kusurları, işletme hataları ve hesaba katılmayan, tahmin edilemeyen diğer faktörleri karşılar diye yorumlanabilir.

Yapılan bu yorulma analizi 1. stand içindir. Son stand olan 7. standde durum farklı olacaktır. Çünkü devir sayısı 1. standin yaklaşık 10 katı olmasına karşın hadde kuvveti onda biri değildir (Bkz. Tablo 7.6). Merdane malzemesi mekanik özelliklerinin de aynı olduğu düşünüldüğünde son standlerin yorulmaya karşı hassasiyetinin daha fazla olduğu sonucu çıkmaktadır.

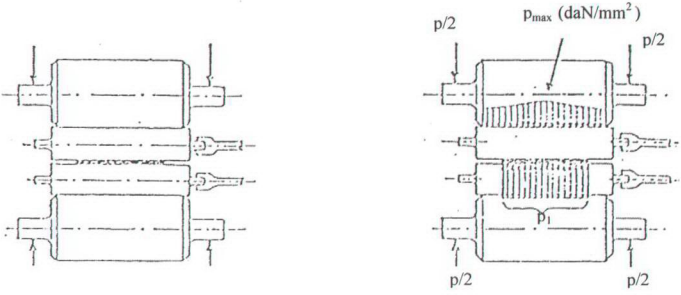
7.5. nolu başlık altında analiz sonuçlarını gösteren şekillerde dikkati çeken bir husus; her ne kadar maksimum temas basıncı aşınmış ve aşınmamış her iki halde de merdane kenarında oluşsa da, merdaneler aşınmamış haldeyken yükün taşınmasına orta kısımların da iştirak ettiği gözlenmektedir. Merdane omuzlarının orta kısımlara nazaran kırılmaya karşı hassasiyetinin daha fazla olduğu düşünüldüğünde bu durum, merdanelerin ne kadar fazla aşınmamış halde çalıştırılırsa, yani ne kadar sık taşlanırsa hasara uğrama olasılığının o kadar az olacağı bilgisini teyit etmektedir. Ancak bu da beraberinde merdane sarfiyatının artışı getireceğinden maliyeti olumsuz etkileyecektir.

**Tablo 7.6.** Haddeleme ve merdane özelliklerinin standlere göre dağılımı

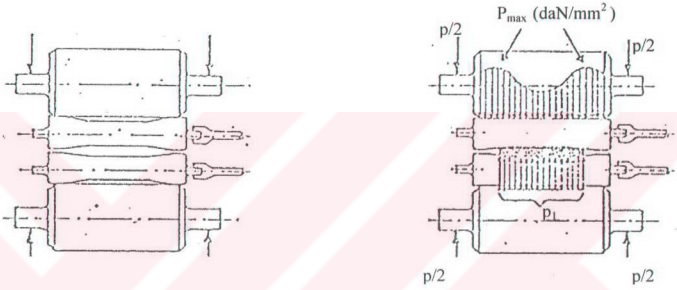
		F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7
Haddeleme hızı (m/dk)	Min.	50	60	70	80	90	100	110
	Max.	100	200	300	450	650	850	1100
Haddeleme kuvveti (ton)	Ort.	2000	2000	1850	1700	1550	1400	800
	Max.	2700	2700	2500	2300	2150	2000	1500
Haddeleme sıcaklığı (°C)	Min.	950	940	925	910	890	865	840
	Max.	1030	1020	1005	990	970	945	920
Merdane çapları (mm.)	Wr	711				703		
	Bu/r	1363						
Servis tonajı (ton)	Wr	Min.	1000					
		Max.	5000					
Giriş kalınlığı (mm)	Min.	32	...	...	...	...	...	1,5
	Max.	45	...	...	...	...	...	16

Tablo 7.5'e bakıldığında, geniş malzemeye geçildiği zaman hadde yükü artması sebebiyle doğal olarak temas basıncı artmaktadır. Temas sürtünme gerilmesinde (contact frictional stress) ise azalma olduğu görülmektedir. Ancak bu gerilmeler 5.17. nolu eşdeğer gerilme formülünde yerine konduğunda dar ve geniş malzeme için birbirine yakın değerlerin çıktığı görülmektedir.

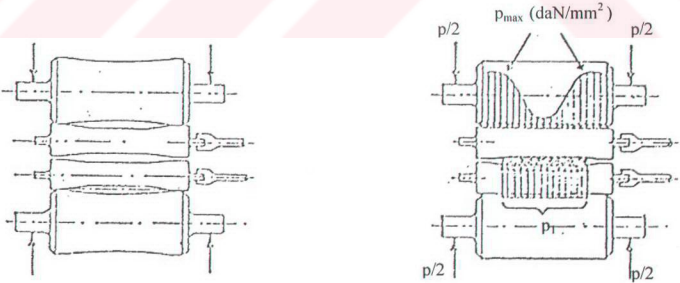
Şekil 7.17c'de (Innse Cilindri 2000) görüldüğü gibi aşınmış iş merdanesi ile aşınmış destek merdanesi çalışırken destek merdanesi omuzlarında oluşan gerilme artışı, aşınmış iş merdanesi ile yeni destek merdanesinin (Bkz. Şekil 7.17b) çalışmasında omuzlarda oluşan gerilme artışından daha fazladır. Yapılan analiz sonuçlarını gösteren Şekil 7.14 a ve b'ye bakıldığında da bu duruma paralel sonuçların elde edildiği görülmektedir.



a) Yeni iş ve destek merdanesi



b) Aşınmış iş merdanesi, yeni destek merdanesi



c) Aşınmış iş ve destek merdanesi

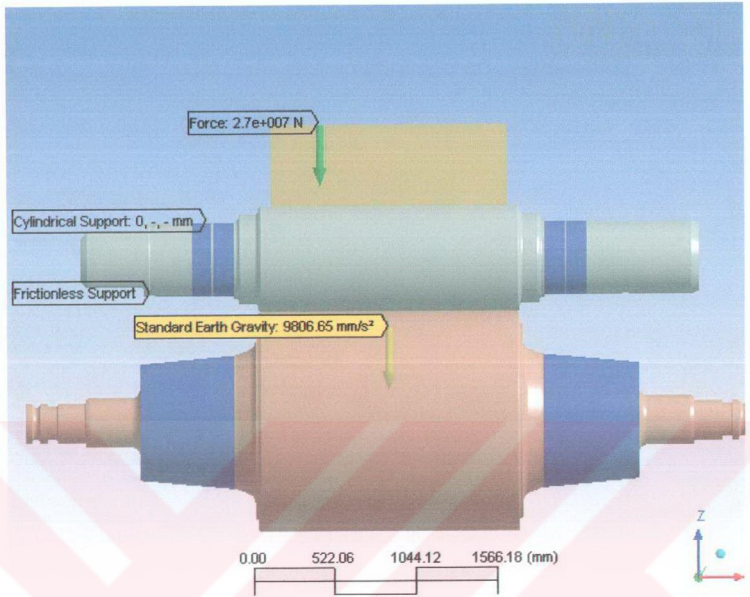
Şekil 7.17. Farklı çalışma koşullarında temas basıncı dağılımları (Innse Cilindri 2000)

## 7.7. Merdane Ömrünü Artırıcı Tedbirler

Önceki bölümlerde merdanenin yorulma açısından hasara uğrayıp uğramayacağı araştırılmış ve mevcut sınır koşulları ve çevre şartlarında yorulmayacağı sonucuna varılmıştı. Ancak uygulamalara bakıldığında yorulularak hasara uğrayan destek merdanelerinin olduğu görülmektedir. Bu da hadde merdanelerine operasyon sırasında gelen yükleri azaltma çalışmalarının yersiz olmadığını göstermektedir.

Analizlerde her ne kadar gerçek işletme koşulları sağlanmaya çalışılmış olsa da %100 gerçek şartların sağlanamamış olması normaldir. Böyle bir analizin dinamik yapılmış olması, sonucun gerçeğe daha yakın olmasını sağlar. Ancak bu çalışmaya sadece birkaçı yansıyan ve takriben her biri 1'er saat süren yüzlerce analizin dinamik yapılması halinde sürenin olağanüstü uzayacağı ve lisans üstü eğitim süresine sığmayacağı açıktır. Bu nedenle analizler statik olarak yapılmıştır.

Haddeleme sırasında merdaneler üzerine gelen yük ne kadar homojen ve az ise malzeme dayanımını aşarak veya yorulma ile hasara uğrama ihtimali o kadar az olacaktır. Haddeleme kuvveti merdane yatakları üzerinden iletiğinden dolayı maksimum hadde yükünün malzemenin kenarlarında oluştuğu bilinmektedir. Bu duruma bir de homojen olmayan aşınmalardan dolayı oluşan yüksek gerilmeler eklendiğinde merdane çalışma bölgesi omuzları hasara karşı daha hassas bir hal almaktadır. Bu yüzden alınacak konstrüktif tedbirler bu şartı da yerine getirmelidir. Yani maksimum gerilmeler merdane ortasında oluşmalıdır. Bu amaçla yapılacak çalışmalar merdane ömrünü olumlu etkileyecektir. Bunun için iş ve destek merdanelerine çeşitli değerlerde bombe ve pah verilerek sonuç alınmaya çalışılmıştır. Yapılan denemeler; 2700 ton baskı uygulanarak 1525 mm. genişliğindeki en geniş malzeme haddelenirken ve merdanelerin aşınmamış hali ile yapılmıştır. Sınır şartlar Şekil 7.18'deki ve 7.1 nolu başlık altında verildiği gibidir.

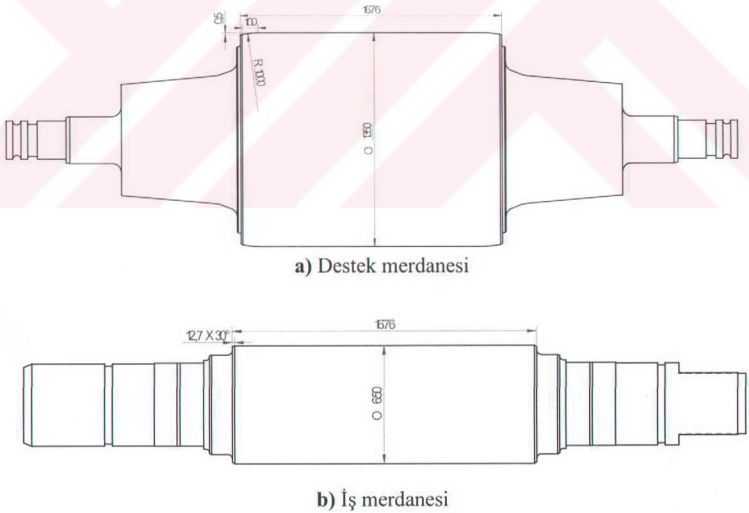


Şekil 7.18. Denemeler için sınır şartlar

### 7.7.1. Yapılan denemeler

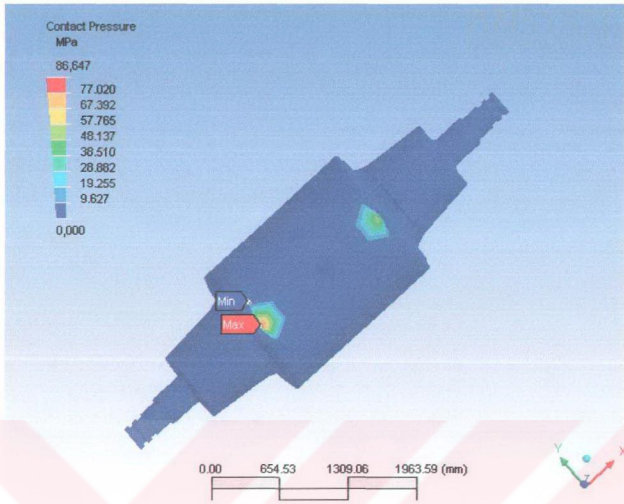
Malzemeyi yorulmaya götüreceğ eşdeğer gerilme şiddeti 5.17 nolu formüle göre hesaplanmalıdır. Bu formülde  $\sigma$ ; temas basıncını,  $\tau$  ise; temas sürtünme gerilmesini göstermektedir. Yapılan denemeler aşınmamış merdane-geniş malzeme hali içindir. Bu yüzden analiz ile bulunan bu değerlerin formülde yerine konması ile bulunan eşdeğer gerilme şiddeti, Tablo 7.5'de verilen ve aşınmamış merdane-geniş malzeme için bulunan eşdeğer gerilme şiddeti olan 167 MPa. ile karşılaştırılarak denemelerin olumlu sonuç verip vermediğine bakılmalıdır.

1. Deneme (İş ve destek merdanesi düz): Bu denemede Şekil 7.4b'de görülen ve uygulamada verilmekte olan  $-0,004''$  ( $-0,1\text{mm}$ ) bombe verilmemiş düz iş merdanesi ile düz destek merdanesinin haddeleme sırasında karşılaştığı gerilmeler bulunmaya çalışılmıştır. Merdanelerin resimleri Şekil 7.19'da, temas basınçları Şekil 7.20'de, temas sürtünme gerilmeleri ise Şekil 7.21'de görülmektedir.

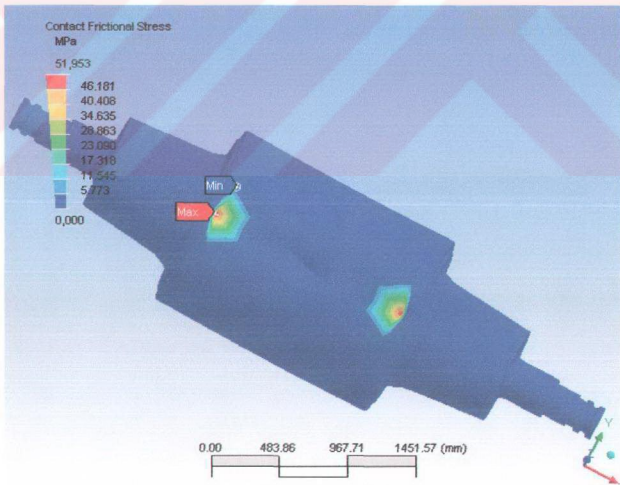


Şekil 7.19. 1. deneme için iş ve destek merdaneleri profil durumu





Şekil 7.20. 1. deneme için temas basınç değerleri



Şekil 7.21. 1. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri

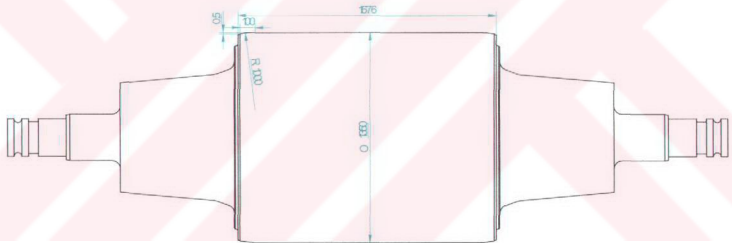


Analizde bulunan maksimum normal gerilme (Şekil 7.20) ile maksimum kayma gerilmesi (Şekil 7.21) değeri 5.17 nolu formülde yerine konduğunda;

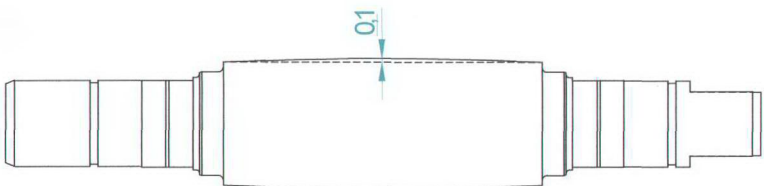
$$\sigma_{esdeger} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} = \sqrt{(86^2 + 3.52^2)} = 124,5 \text{MPa.} \quad (7.4)$$

bulunur. Mevcut uygulanmakta olan durumu canlandıran (Bkz. Şekil 7.10) analiz sonuçlarını gösteren Tablo 7.5'de görüleceği gibi eşdeğer gerilme değeri 167 MPa., 7.4. denklemi ile bulunan 124,5 MPa. değerinden büyüktür. Yani iş merdanesine negatif bombenin verilmemesi ile eşdeğer gerilme şiddetinin düşürülmesi başarılımış ancak maksimum gerilmelerin merdane omuzlarında oluşması engellenememiştir.

2. Deneme (İş merdanesi +0,1 mm. bombeli, destek merdanesi düz): Bu denemede iş merdanesine +0,1mm bombe verilmiş olup destek merdanesi ise mevcut haliyle bombesizdir (Şekil 7.22).

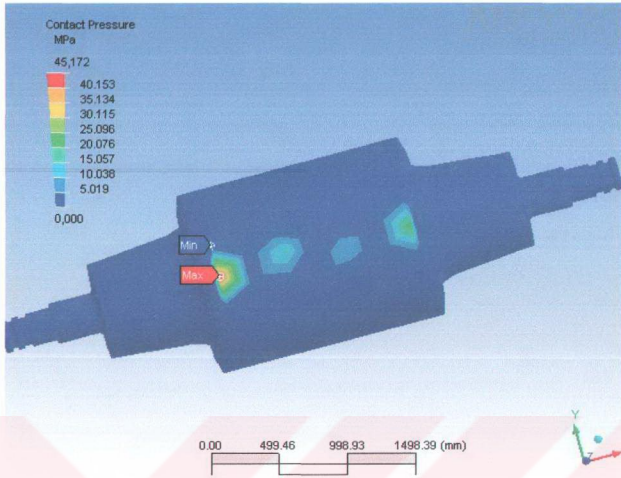


a) Destek merdanesi

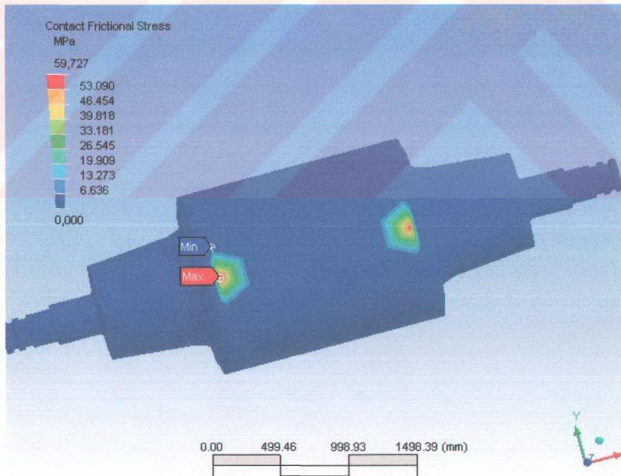


b) İş merdanesi

Şekil 7.22. 2. deneme için iş ve destek merdaneleri profil durumu



Şekil 7.23. 2. deneme için temas basınç değerleri

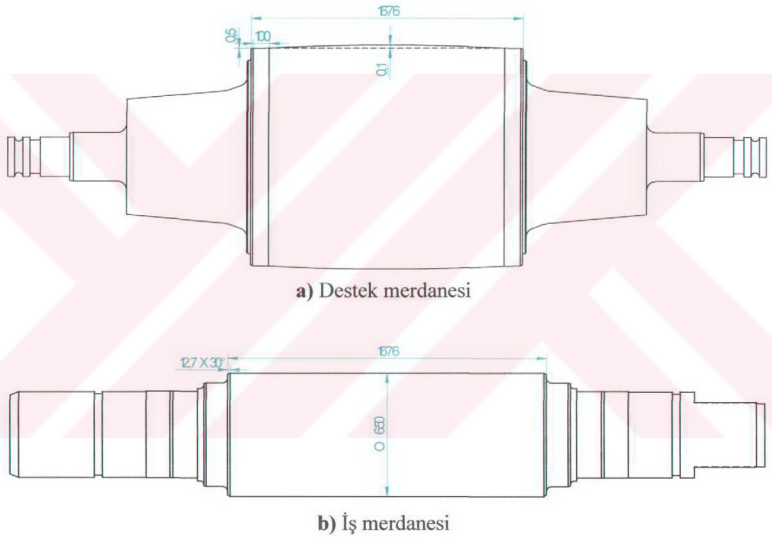


Şekil 7.24. 2. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri

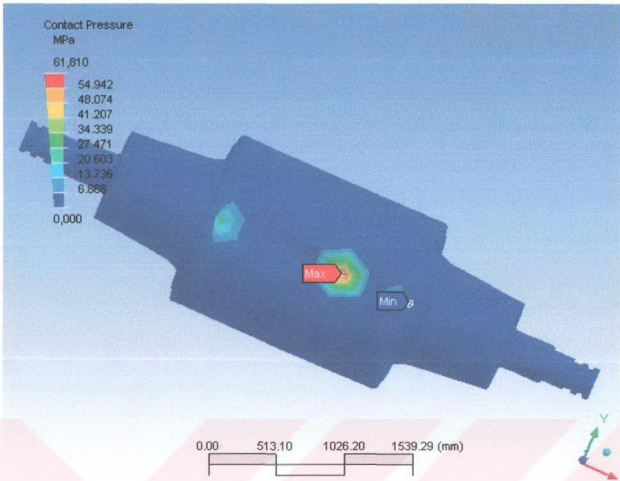
$$\sigma_{es} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} = \sqrt{(45^2 + 3.60^2)} = 113\text{MPa.} \quad (7.5)$$

İş merdanesine +0,1mm bombe verilmesiyle destek merdanesindeki maksimum temas basıncı 167 MPa.'dan 113 MPa.'a düşmüş ancak maksimum gerilmeler hala merdane kenarındadır (Şekil 7.23, Şekil 7.24).

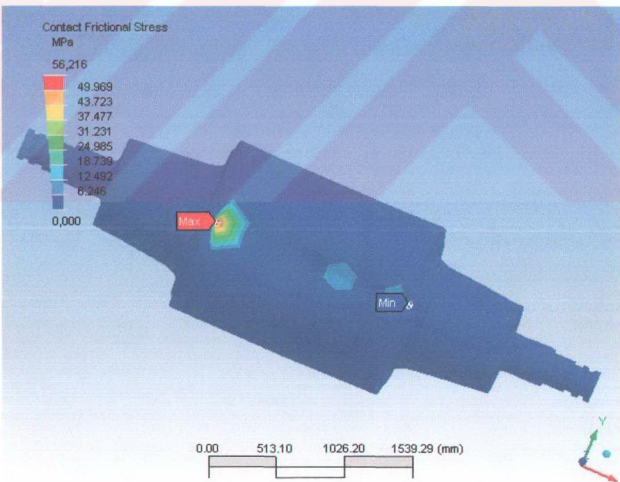
3. Deneme (Destek merdanesi +0,1 mm. bombeli, iş merdanesi düz): Bu denemede destek merdanesinin pah durumuna dokunulmadan +0,1 mm. bombe verilmiş olup iş merdanesi düz yani bombesiz alınmıştır (Şekil 7.25).



Şekil 7.25. 3. deneme için iş ve destek merdaneleri profil durumu



Şekil 7.26. 3. deneme için temas basınç değerleri

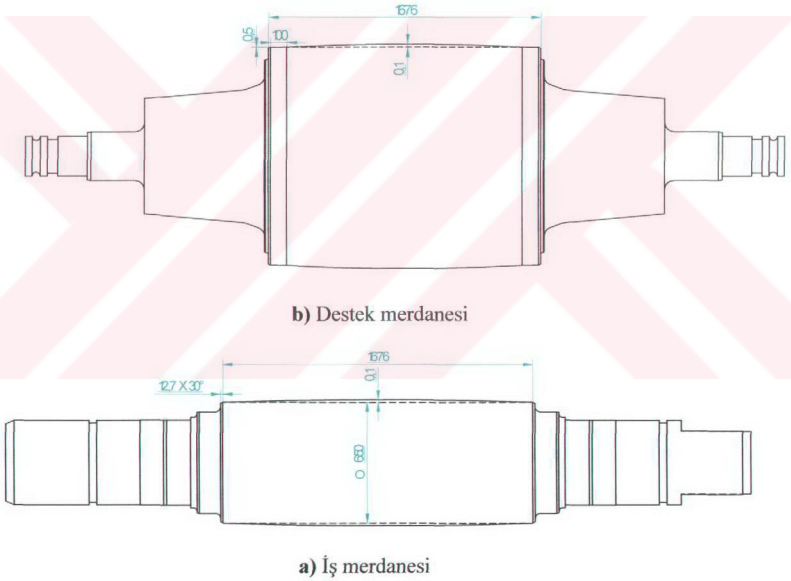


Şekil 7.27. 3. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri

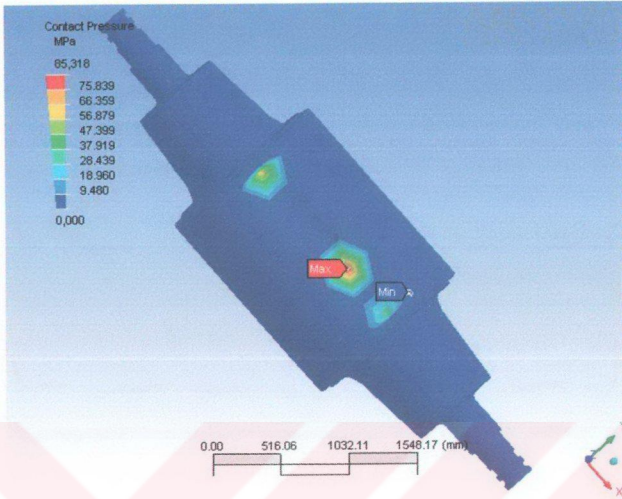
$$\sigma_{eş} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} = \sqrt{(62^2 + 3.56^2)} = 115 \text{MPa.} \quad (7.6)$$

Destek merdanesine pozitif bombe verilerek oluşan eşdeğer gerilme şiddeti, mevcut şartlardaki gerilme değeri olan 167 MPa.'dan düşüktür. Maksimum temas sürtünme gerilmesi merdane omzunda oluşmuş (Şekil 7.27), ancak Şekil 7.26'da görüleceği gibi maksimum temas basıncı ortaya yakın bir yerde oluşmuştur.

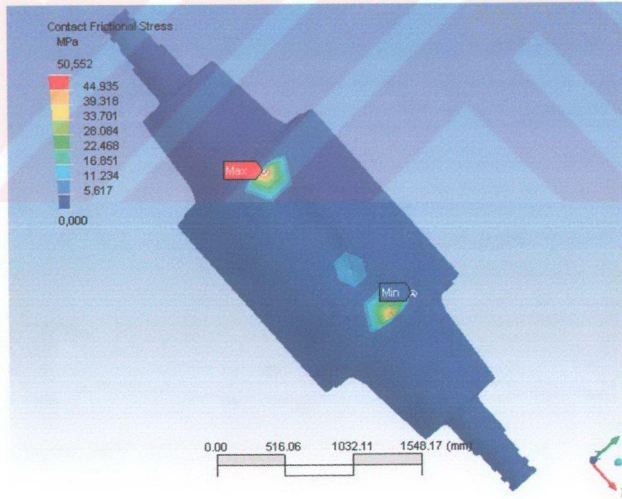
4. Deneme (İş ve destek merdanesi +0,1 mm. bombeli): Bu denemede her iki merdaneye de mevcut pah ve bombe durumu korunarak + bombe verilmiştir (Şekil 7.28).



**Şekil 7.28.** 4.deneme için iş ve destek merdaneleri profil durumu



**Şekil 7.29.** 4. deneme için temas basınç değerleri



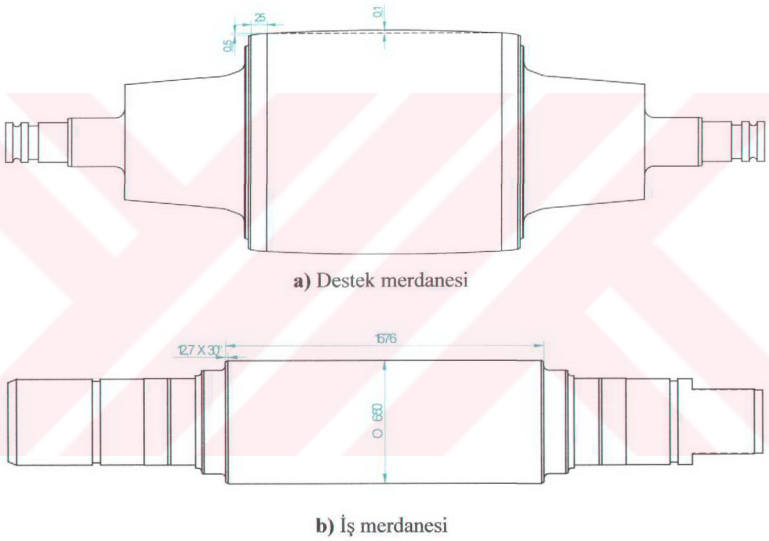
**Şekil 7.30.** 4. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri



$$\sigma_{es} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} = \sqrt{(85^2 + 3.50^2)} = 121 \text{MPa}. \quad (7.7)$$

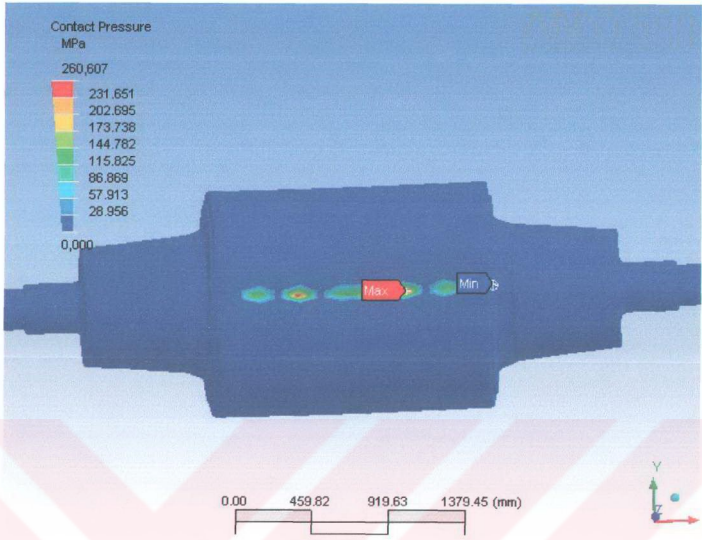
Her iki merdaneye de +0,1mm bombe verilmesi halinde, eşdeğer gerilmede bir düşüş olmuş ve normal gerilme de merdane omzundan ortaya kaymıştır (Şekil 7.29).

5. Deneme: İş merdanesi düz, destek merdanesi bombe ve pah biçimi Şekil 7.31a'daki gibidir. Uygulanmakta olan halinden sadece kenar pah mesafesi farklıdır. 25x0,5mm pahlı ve +0,1mm. bombelidir.

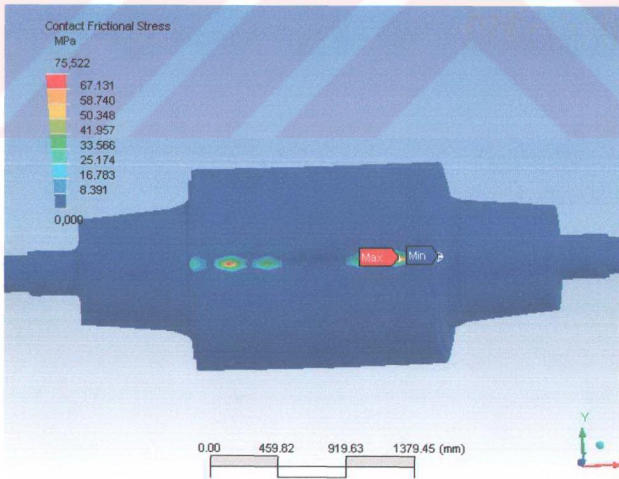


Şekil 7.31. 5. deneme için iş ve destek merdaneleri pah ve profil durumu





Şekil 7.32. 5. deneme için temas basınç değerleri

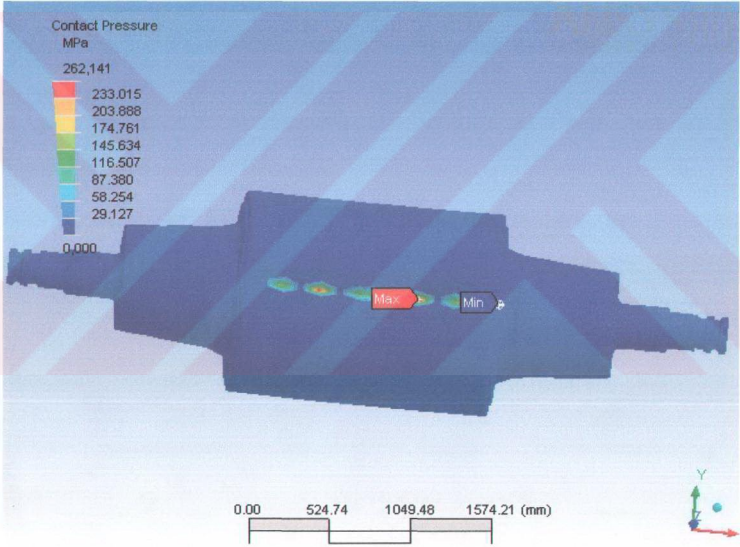


Şekil 7.33. 5. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri

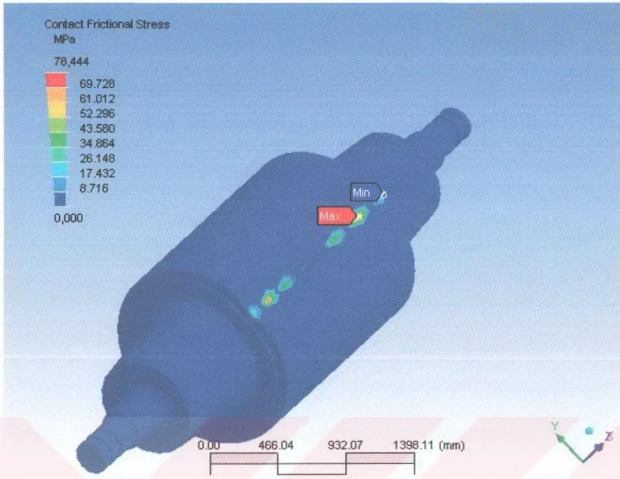
$$\sigma_{es} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} = \sqrt{(260^2 + 3.75^2)} = 290\text{MPa.} \quad (7.8)$$

5. deneme için 7.8 denklemi ile bulunan eşdeğer gerilme şiddetinde artış olduğu görülmektedir. Aynı zamanda Şekil 7.32 ve Şekil 7.33'e bakıldığında maksimum gerilmelerin merdane ortalarına doğru kaymış olduğu görülmektedir.

6. Deneme: Bu denemede merdane pah ve profillerinin 5. denemeye göre bir tek farkı vardır. O da destek merdanesindeki +0,1 mm. bombenin +0,076 mm. (+0,003") olmasıdır. Bu bombe ve pah biçimi merdane imalatçı firması KANTOC'un önerisidir (Kantoc Rolls 1994).



Şekil 7.34. 6. deneme için temas basınç değerleri



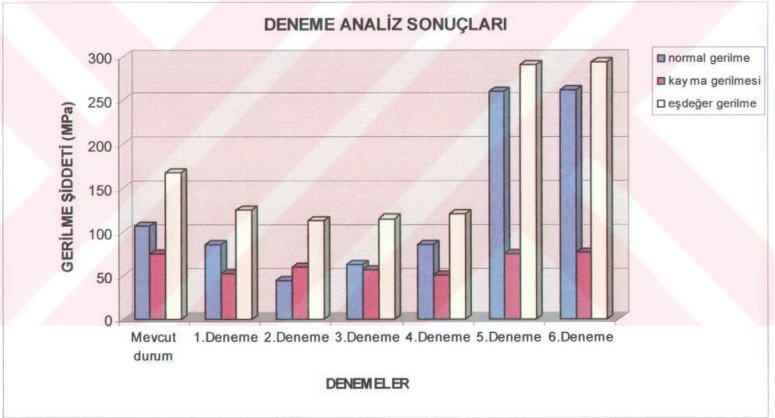
**Şekil 7.35.** 6. deneme için temas sürtünme gerilme değerleri

$$\sigma_{es} = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)} = \sqrt{(262^2 + 3.78^2)} = 295\text{MPa.} \quad (7.9)$$

5. ve 6. analiz sonuçlarında görüldüğü gibi; destek merdanesinin kenar pah uzunluğunun 100mm.'den 25mm.'ye indirilmesiyle farklı bombe değerlerinde dahi maksimum gerilmelerin konumunun merdane kenarından ortalara kaymış olduğu gözlenmektedir. Ancak şiddetlerinde aşırı bir yükselme olmuştur. Bulunan bu gerilmelerin maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezine göre bileşkesi denklem 7.8 ve 7.9 ile 290 MPa. ve 295 MPa. bulunmuştur. Bu değerler gerçek işletme şartlarında oluşan eşdeğer gerilme değeri olan 167 MPa.'dan çok daha yüksektir. Bu yüzden bu denemeler olumlu olmamıştır.

**Tablo 7.7.** Deneme analiz sonuçları

	Mevcut durum	1.Analiz	2.Analiz	3.Analiz	4.Analiz	5.Analiz	6.Analiz
Temas basıncı $\sigma$ (MPa.)	106	86	45	62	85	260	262
Temas sürtünme gerilmesi $\tau$ (MPa.)	75	52	60	56	50	75	78
Eşdeğer gerilme $\sigma_{eş}$ (MPa.)	167	124,5	113	115	121	290	295



**Şekil 7.36.** Deneme analiz sonuçları

## 7.8. Çıkarımlar - Öneriler

Öncelikle şunu belirtmek gerekir ki; merdanelerin hasar görüp hurda olmalarına sebep olan bir tek etken yoktur. Mevcut işletme şartlarında; aşınmış merdane-aşınmamış merdane, - veya + bombeli merdane-düz merdane, dar malzeme-geniş malzeme, yüksek hadde yükü-düşük hadde yükü, yüksek hız-düşük hız, kaliteli merdane-kalitesiz merdane, kaliteli malzeme-kalitesiz malzeme, yüksek ısı fark, gereğinden fazla gergi kuvveti, insan faktörü gibi onlarca değişkenin çeşitli şartlarda birbirleriyle kombinasyonu ve süperpozisyonu söz konusudur. Çoğu zaman bu etkenlerin birçoğunun aynı anda etkili olması ile hasar oluşmaktadır. Oluşan bir hasarın oluş sebebinin tespit edilmesinde tüm bu ihtimaller göz önünde bulundurulmalıdır. Neticede bir merdanenin kırılması, nedeni her ne olursa olsun gerilmelerdeki istenmeyen artış sonucu gerçekleşmektedir.

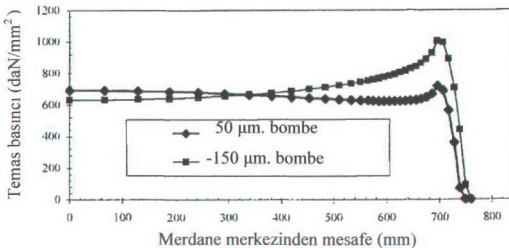
Yapılan deneme analiz sonuçları göstermektedir ki; iş merdanesindeki negatif bombenin alınması, destek merdanesine ve/veya iş merdanesine pozitif bombe verilmesi merdaneler arasındaki gerilmeleri azaltmaktadır. Ancak en büyük düşüşü sağlayan durum 2 nolu denemede görüldüğü gibi sadece iş merdanesine verilecek pozitif 0,1mm. bombe halidir (Bkz. Şekil 7.22b, Şekil 7.23, Şekil 7.24 ve Şekil 7.36). İş merdanelerine pozitif bombe verilerek bu merdanelerle temas halinde çalışan destek merdanelerinde oluşacak maksimum gerilme değeri düşürülebilir ve yorulma ya da gerilme yığılmalarının tetiklediği diğer hasar mekanizmaları sonucu oluşabilecek hasarların önüne geçilebilir ya da geciktirilebilir. Ancak olayın bir de ısı boyutu vardır. Yapılan denemelerde bu durum, analiz tipini dinamik yapacağından ve de esas araştırma konumuz olan destek merdanelerine sirayeti daha az olacağından dolayı ihmal edilmiştir. Yaklaşık 1200 °C sıcaklığında haddelenen malzeme ile temas eden iş merdanesinin özellikle malzemenin temas ettiği orta kısımlarında ısı genleşme ile çap artışı oluşmakta ve bu durum sanki merdaneye pozitif bombe kazandırmaktadır. Merdaneye taşlama ile verilen negatif bombe bu şekilde sıfırlanmaktadır. Bu durum göstermektedir ki; sıcak hadde iş merdanelerine taşlama ile verilen pozitif bombe ısı genleşmeden kaynaklanan bombe ile süperpoze olarak istenenden fazla bombenin oluşmasına sebep olabilir. Bu da eş çalışan iş ve



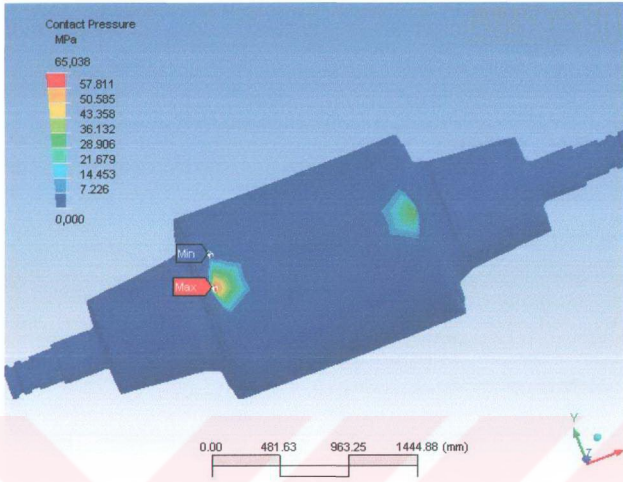
destek merdanesi arasındaki temas alanını daraltarak istenmeyen gerilme artışlarına ya da malzeme kalitesinin bozulmasına neden olabilir.

Destek merdanelerindeki 100x0,5 mm. pah miktarı (Şekil 7.4a) azaltıldığında her ne kadar maksimum gerilmelerin konumu, merdane hasarlanmalarında daha büyük risk oluşturan merdane omuzlarında oluşmasa da şiddeti artmakta olduğundan bu pah değeriyle oynamak hasarların önüne geçmek adına faydalı olmayacaktır. 100 mm. pah uzunluğunun artırılması halinde ise geniş malzeme haddelenirken malzemenin kenarları pahlı bölgelere kadar geleceğinden haddelene problemleri doğurabilir.

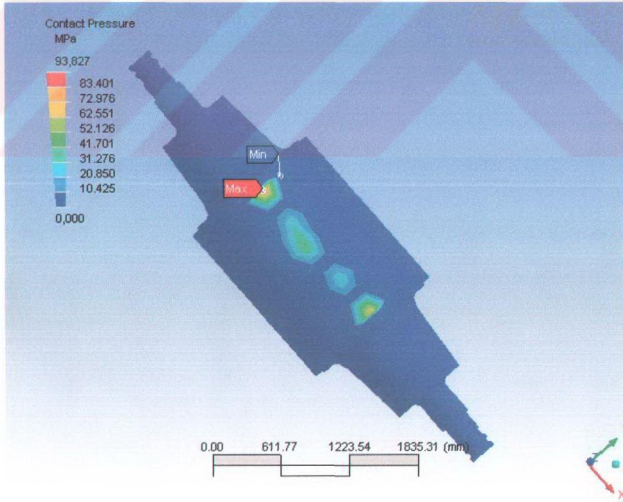
Cavaliere ve diğerlerinin (2001) iş merdanesine +50  $\mu\text{m}$ . ve -150  $\mu\text{m}$ . bombe vererek iş ve destek merdaneleri arasında oluşan temas kuvvetleri Şekil 7.37'de görülmektedir. +50  $\mu\text{m}$ . bombe ile bulunan maksimum gerilme değeri merdane kenarında ve yaklaşık 700  $\text{daN/mm}^2$  şiddetindedir. -150  $\mu\text{m}$ . bombeli merdane ile bulunan maksimum gerilme de merdane çalışma bölgesi kenarında ve yaklaşık 1000  $\text{daN/mm}^2$  şiddetindedir. Yapmış olduğum çalışmada da aynı bombe değerleriyle oluşacak temas kuvvetleri hesaplanarak benzerliğin olup olmadığını göstermeye çalıştım. Yapılan analizler sonucu +50  $\mu\text{m}$ . bombeli iş merdanesinde bulunan maksimum temas basıncı 650  $\text{daN/mm}^2$  şiddetinde ve merdane kenarındadır (Şekil 7.38). -150  $\mu\text{m}$ . bombe ile bulunan maksimum temas basıncı ise yaklaşık 940  $\text{daN/mm}^2$  şiddetinde ve yine merdane kenarındadır (Şekil 7.39). Makale verileri ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında gerek gerilmenin şiddeti gerekse konumu açısından yakınlık olduğu görülmektedir.



Şekil 7.37. Destek ve iş merdanesi arasındaki temas kuvveti (Cavaliere ve diğerleri 2001)



Şekil 7.38. +50 µm. bombeli iş merdanesi ile yapılan analiz sonucu destek merdanesinde oluşan gerilme



Şekil 7.39. -150 µm. bombeli iş merdanesi ile yapılan analiz sonucu destek merdanesinde oluşan gerilme



## KAYNAKLAR

1. AKERS Eğitim Slaytları, 2000
2. Ansys Tutorials 8.0
3. ANSYS Modeling And Meshing Guide Release 5.4, 1994.
4. ARAN A., DEMİRKOL M., 1994. Plastik Şekil Verme Teknolojisi, İ.T.Ü. Makine Fakültesi, İstanbul
5. CAEF, The European Foundry Association, Roll Failures Manual, Hot Mill Cast Work Rolls, 1<sup>st</sup> Edition, 2002
6. CALLISTER W.D., 1985. Materials Science and Engineering, Utah
7. CAVALIERE M.A., GOLDSCHMIT M.B., DVORKIN E.N., 2001. Finite Element Analysis of Steel Rolling Processes, Computers and Structures 79(2001) 2075-2089
8. COLAS, R., RAMIREZ, J., SANDOVAL I., MORALES, J, C., M., LEDUC, L., A., 1999. Damage In Hot Rolling Work Rolls, Wear 230(1999) 56-60
9. DEGARMO E.P., BLACK J.T., KOHSER R.A., 1988. Materials and Processes in Manufacturing, New York
10. DEMİR H., 1999. Sonlu Elemanlar Metodunda Ağ Oluşturma Teknikleri, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü yüksek lisans tezi, İstanbul
11. DEMİRKOL M., 1991. Mekanik Metalurji Ders Notları, İ.T.Ü. Makine Fakültesi
12. DERVİŞOĞLU A.K., GİYİCİ A., GÜLER H., COŞKUNER O., KARTAL H., ÇİÇEK K., ERKMEN F., 1990. Erdemir'de Kullanılan Hadde Merdaneleri ve Değerlendirme Yöntemine Ait Rapor, Erdemir
13. GINZBURG V.B., 1989. Steel Rolling Technology, Pittsburgh
14. GÜLEÇ Ş., ARAN A., 1983. Çelik ve Dökme Demirlerin Yorulma Dayanımı, Tübitak
15. HANLON D.N., RAINFORTH W.M., 2003. The rolling sliding wear response of conventionally processed and spray formed high speed steel at ambient and elevated temperature, Wear 255(2003) 956-966
16. INNSE CILINDRI (Merdane imalatçı firma), 2000. Rolls For Flat Products

17. KANTOC ROLLS (Merdane imalatçı firma), 1994
18. KATO O., YAMAMOTO H., ATAKA M., NAKAJIMA K., 1992. Mechanisms of Surface Deterioration of Roll for Hot Strip Rolling, ISIJ International, Vol. 32, No. 11, pp. 1216-1220, Nippon Steel Co., Chibe-ken, Japonya
19. KOCABIÇAK Ü., ÇALIŞKAN M., 2002. Makine Tasarımında Sonlu Elemanlar Yöntemi, Sakarya
20. MAYRHOFER, K., 2004. Shape and Form Optimization, CCR (Continuous Casting and Hot Rolling Conference) 04, Linz
21. Merdane sipariş formları, Muhtelif merdane imalatçı firmalarına ait
22. MOAVENI S., 1999. Finite Element Analysis - Theory and Application with ANSYS, Prentice Hall, Mankato
23. NALBANT M., 1997. Bilgisayarla Bütünleşik Tasarım ve İmalat, İstanbul
24. NATH B., 1974. Fundamentals of Finite Elements for Engineers, Çeviri: GÜNAY D., 1990. Adapazarı
25. ÖZDABAK A., 2004. Demir Çelik ve Enerji, Erdemir, Ereğli
26. SÖĞÜT B., 2000. Bir Hidrolik Platformda Bilgisayar Destekli Mühendislik Uygulamaları, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü yüksek lisans tezi, İstanbul
27. VAJPAYEE K.S., 1995. Principles of Computer Integrated Manufacturing, Prentice Hall, Inc.
28. [www.masch.com](http://www.masch.com) (1997)
29. WILSON C.E., 1997. Computer Integrated Machine Design, Prentice Hall, Inc. Ohio
30. YAYLA P., 2003. Kırılma Mekaniği Yüksek Lisans Ders Notları, KOU Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli

## ÖZGEÇMİŞ

1974 Kdz.Ereğli doğumludur. İlk, orta ve lise öğrenimini Ereğli'de tamamladı. 1998'de İ.T.Ü. Makine Fakültesi'nden mezun olarak makine mühendisi unvanını almaya hak kazandı. Askerlikten sonra 2,5 yıl kadar Kocaeli Üniversitesi Asım Kocabıyık Meslek Yüksekokulu'nda öğretim görevlisi olarak çalıştı. 2003 yılından bu yana Erdemir Hadde Atelyeleri'nde mühendis unvanıyla çalışmaktadır. Evli ve bir çocuk sahibidir.