

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FARKLI ÇİĞNEME DURUMLARINDA
MANDİBULA KEMİĞİNİN GERİLME ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Ender KÜÇÜKCİCİBIYIK**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : KONSTRÜKSİYON

HAZİRAN 2005

**FARKLI ÇİĞNEME DURUMLARINDA
MANDİBULA KEMİĞİNİN GERİLME ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Ender KÜÇÜKCİBİYİK
(503031205)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 9 Mayıs 2005
Tezin Savunulduğu Tarih : 2 Haziran 2005**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. Tuncer TOPRAK
Diğer Jüri Üyeleri : Yar.Doç.Dr. Ata MUGAN (İ.T.Ü.)
Doç.Dr. Muzaffer ATEŞ (İ.Ü.)**

HAZİRAN 2005

ÖNSÖZ

Günümüzün gelişen dünyasında, biyomekanik araştırmalar, mekanik bilim dalının biyolojik araştırmalara uygulanmasında önemli bir rol oynamaktadır. Biyomekanik, biyolojik canlı organizmaların çalışma sistemleri ile mekanik bilim dalının mühendislik teorilerinin ortak çalışması olarak açıklanabilir. Biyomekanikte yapılan çeşitli araştırmalar, belli bir fiziksel rahatsızlığı olan hastaların tedavilerinin en uygun şekilde gerçekleştirilmesi amacıyla yapılmaktadır.

İnsan çene kemiğinde alt çene olarak kabul edilen ve “Mandibula” adı verilen kemikte, çeşitli çiğneme bölgeleri ve kuvvetlerinde meydana gelen gerilmelerin hesap edilmesi önemli bir adımdır. Günümüzde mandibula üzerine gelen, farklı çiğneme durumlarında oluşan gerilme değerlerinin hesap edilebilmesi için ilk öncelikle uygulanan çiğneme kuvvetinde mandibula yapısında bulunan kas kuvvetlerinin büyüklüklerinin ve yörüngelerinin bilinmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, mandibula yapısında bulunan kas kuvvetlerinin büyüklüklerinin ve yörüngelerinin bulunmasında, yapılmış olan çeşitli deneysel çalışmalar ve matematiksel modellerden türetilmiş olan formüller kullanılmıştır.

Bu çalışmada, elde edilen kas kuvvetlerinin kullanılarak mandibula üzerine gelen gerilme – birim uzama gibi değerlerin sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı bilgisayar programı ile analizi gerçekleştirilmektedir.

Bu çalışmayı gerçekleştirmemde bana yardımcı olan tez danışmanım Prof. Dr. Tuncer TOPRAK’a ve yardımlarını esirgemeyen Öğr. Gör. Dr. Ergün BOZDAĞ ve Arş. Gör. Emin SÜNBÜLOĞLU’na teşekkür ederim.

Haziran – 2005

Ender KÜÇÜKCİBİYİK

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
KISALTMALAR	vi
TABLO LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
SEMBOL LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
SUMMARY	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Biyomekanik	3
1.2. Çene Kemiğinin (Mandibula) Anatomisi	3
1.2.1. Temporomandibular eklemler	4
1.2.2. Kaslar	5
1.2.3. Mandibulanın serbest hareketleri	7
1.2.4. Mandibula kemiğinin çiğneme kuvveti değerleri	8
2. MODELLEME	10
2.1. Modelleme Metodu	10
2.1.1. Bilgisayarlı tomografi (CT) yöntemi	10
2.1.2. Mimics programı ile CT dosyalarının incelenmesi	11
2.2. Katı Modelleme	12
2.2.1. Mandibula	12
3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ	19
3.1. Giriş	19
3.1.1. Sonlu elemanlar yönteminin tarihsel gelişimi	19
3.1.2. Sonlu elemanlar yönteminin uygulama alanları	21
3.1.3. Sonlu elemanlar yönteminin avantajları ve sınırları	22
3.1.4. Sistemlere sonlu elemanlar yönteminin uygulanması	23
3.1.5. Sonlu elemanlarla ilgili özellikler	25
3.1.6. Sonlu elemanlar yöntemi eleman çeşitleri	26
3.1.7. Sistemle ilgili özellikler	28
3.1.8. Elemanların numaralandırılması	29
3.2. Sonlu Elemanların Matematiksel Modellenmesi	30
3.2.1. Üç boyutlu lineer elastisite	30
3.2.2. Yerdeğiştirme ilişkisi	31

3.2.3. Strain (birim uzama) bileşeni	32
3.2.4. Stress (gerilme) bileşeni	33
3.2.5. Stress (gerilme) strain (birim uzama) ilişkisi	34
3.2.6. Düzlem gerilme ve düzlem birim uzama	36
3.2.7. Düzlemsel gerilme halinde üçgensel elemanlar	37
3.2.8. Bir üçgensel elemanın direkt metoda göre incelenmesi	38
3.2.8.1. Yerdeğiştirmenin enterpolasyonu	38
3.2.8.2. Direkt Metoda göre yerdeğiştirme birim uzama arasındaki ilişki	40
3.2.8.3. Doğrudan yöntemle göre gerilme birim uzama arasındaki ilişki	41
3.2.8.4. Bir gerilme alanı için denge denklemleri	42
3.3. Ansys Sonlu Elemanlar Paket Programı	44
3.3.1. Ansys programının bölümleri	45
3.3.1.1. Preferences menüsü	47
3.3.1.2. Preprocessor menüsü	48
3.3.1.3. Solution menüsü	49
3.3.1.4. General postprocessor menüsü	50
4. MANDİBULA ÜZERİNDEKİ KAS KUVVETLERİNİN HESABI	52
4.1. Kas Kuvvetleri	52
4.2. Mandibulaya Önden Isırma Kuvveti Uygulanması	54
4.2.1. 100 Newton'luk önden ısırma kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin hesabı	54
4.3. Mandibulaya Sol Taraftan Çiğneme Kuvveti Uygulanması	59
4.3.1. Sol taraftaki birinci azı dişine 1080 Newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin hesabı	60
4.3.2. Sol taraftaki birinci azı dişine 100 Newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin hesabı	65
4.4. Mandibulaya Sağ Taraftan Çiğneme Kuvveti Uygulanması	70
4.4.1. Sağ taraftaki birinci azı dişine 100 Newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin hesabı	72
4.5. Mandibulaya Yatay Kuvvet Uygulanması	76
5. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE MANDİBULANIN ANALİZİ	82
5.1. Giriş	82
5.2. Mandibulanın Ansys İle Analize Hazırlanması	82
5.2.1. Mandibula'nın ansys'e aktarılması	82
5.2.2. Eleman tipi seçimi	83
5.2.2.1. Shell 93	84
5.2.2.2. Solid 92	86
5.2.3. Sınır değerlerin belirlenmesi	88
5.2.4. Malzeme özelliklerinin seçilmesi	88

5.2.5. Mandibula'nın küçük parçalara ayrılması (meshing)	90
5.2.6. Yükleme ve sınır şartları	92
5.3. Mandibulanın Analiz Değerleri	94
5.3.1. Önden ısırma durumunda mandibulanın analizi	94
5.3.2. Soldan çiğneme durumunda mandibulanın analizi	98
5.3.3. Sağdan çiğneme durumunda mandibulanın analizi	101
5.3.4. Yatay kuvvet uygulanması durumunda mandibulanın analizi	104
6. SONUÇ	108
KAYNAKLAR	111
ÖZGEÇMİŞ	113

KISALTMALAR

M	: Masseter Kası
M_R	: Sağ Taraftaki Masseter Kası
M_L	: Sol Taraftaki Masseter Kası
T	: Temporalis Kası
T_R	: Sağ Taraftaki Temporalis Kası
T_L	: Sol Taraftaki Temporalis Kası
PM	: Medial Pterygoid Kası
PM_R	: Sağ Taraftaki Medial Pterygoid Kası
PM_L	: Sol Taraftaki Medial Pterygoid Kası
CT	: Bilgisayarlı Tomografi
Q	: Uygulanan Çiğneme Kuvveti

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1. Mandibula kemiğine uygulanan çiğneme kuvvetleri	9
Tablo 4.1. Önden ısırma durumunda mandibula üzerindeki kas açıları	54
Tablo 4.2. 100 N'luk önden ısırma kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin değerleri	59
Tablo 4.3. Mandibulanın sol tarafından çiğneme kuvveti uygulandığı durumdaki kas açıları	59
Tablo 4.4. İki farklı yöntemle elde edilen kas kuvvetleri	65
Tablo 4.5. Sol taraftaki birinci azı dişine 100 Newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin değerleri	70
Tablo 4.6. Mandibulanın sağ tarafından çiğneme kuvveti uygulandığı durumdaki kas açıları	70
Tablo 4.7. Sağ taraftaki birinci azı dişine 100 Newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin değerleri	76
Tablo 5.1. Mandibula kemiği modelinin malzeme özellikleri	88
Tablo 5.2. Farklı eleman boyutlarının karşılaştırılması	91
Tablo 5.3. 100 N'luk önden ısırma kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin değerleri	92
Tablo 5.4. Sol taraftaki birinci azı dişine 100 Newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin değerleri	93
Tablo 5.5. Sağ taraftaki birinci azı dişine 100 Newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin değerleri	93
Tablo 5.6. 100 N'luk önden ısırma kuvveti uygulandığında eksenel doğrultuda kas kuvvetlerinin dönüşümü	95
Tablo 5.7. Önden ısırma durumunda mandibulanın deformasyon değerleri	97
Tablo 5.8. 100 N'luk önden ısırma durumunda mandibulada oluşan tepki kuvvetleri	98
Tablo 5.9. Sol taraftaki birinci azı dişine 100 Newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığında eksenel doğrultuda kas kuvvetlerinin dönüşümü	98
Tablo 5.10. Soldan ısırma durumunda mandibulanın deformasyon değerleri	100
Tablo 5.11. 100 N'luk soldan çiğneme durumunda mandibulada oluşan tepki kuvvetleri	100
Tablo 5.12. Sağ taraftaki birinci azı dişine 100 Newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığında eksenel doğrultuda kas kuvvetlerinin dönüşümü	101
Tablo 5.13. Sağdan ısırma durumunda mandibulanın deformasyon değerleri	104
Tablo 5.14. 100 N'luk sağdan çiğneme durumunda mandibulada oluşan tepki kuvvetleri	104
Tablo 5.15. Mandibulaya uygulanan farklı yatay kuvvetler durumunda meydana gelen maksimum gerilme değerleri	104
Tablo 5.16. 100 N'luk yatay kuvvet uygulanması durumunda mandibulanın deformasyon değerleri	107

Tablo 5.17.	100 N'luk yatay kuvvet uygulanması durumunda mandibulada oluşan tepki kuvvetleri	107
Tablo 6.1.	Mandibulaya önden 100 N ısırma kuvveti uygulanmasının sonuçları	108
Tablo 6.2.	Mandibulaya sol taraftaki birinci azı dişinden 100 N'luk çiğneme kuvveti uygulanmasının sonuçları	108
Tablo 6.3.	Mandibulaya sağ taraftaki birinci azı dişinden 100 N'luk çiğneme kuvveti uygulanmasının sonuçları	109
Tablo 6.4.	Mandibulaya ön taraftan 100 N'luk yatay kuvvet uygulanmasının sonuçları	109

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 : İnsan mandibula anatomisi	4
Şekil 1.2 : Temporomandibular eklemler	5
Şekil 1.3 : Mandibuladaki ligamentler	5
Şekil 1.4 : Masseter kasının mandibula üzerindeki konumu	6
Şekil 1.5 : Temporalis kasının mandibula üzerindeki konumu	6
Şekil 1.6 : Medial ve lateral pterygoid kaslarının mandibula üzerindeki konumu.....	7
Şekil 1.7 : Mandibulanın açılma hareketi	8
Şekil 2.1 : Mandibula'nın catia'daki ilk görüntüsü.....	12
Şekil 2.2 : Split seçeneği ile yüzeylerin bölünmesi.....	13
Şekil 2.3 : Kontrol parametrelerinin oluşturulması.....	14
Şekil 2.4 : Yüzeyi oluşturan kontrol noktalarının konumu	14
Şekil 2.5 : Fill komutu ile yeni yüzeylerin oluşturulması	15
Şekil 2.6 : Healing komutu ile seçilen iyileştirme ayarları	16
Şekil 2.7 : Healing komutu sonucunda meydana gelen yüzey bozukluğu	16
Şekil 2.8 : Mandibulayı oluşturan yüzeyler arasındaki teğetlik durumu	17
Şekil 2.9 : Mandibulayı oluşturan yüzeyler arasındaki boşluk durumu	18
Şekil 2.10 : Mandibula katı modeli	18
Şekil 3.1 : Çözüm bölgesinin üçgen elemanlara bölünmesi	24
Şekil 3.2 : Bir üçgen eleman ve düğüm noktaları	25
Şekil 3.3 : Kiriş kafes yapı sistemleri	26
Şekil 3.4 : İki boyutlu sürekli ortamın kiriş kafes sistemi gibi incelenmesi	26
Şekil 3.5 : Bir boyutlu bir sonlu eleman	27
Şekil 3.6 : Bir üçgen sonlu eleman	27
Şekil 3.7 : İki boyutlu (a) dikdörtgen, (b) iki üçgenli dikdörtgen, (c) dörtgen, (d) dört üçgenli dörtgen sonlu elemanlar	27
Şekil 3.8 : Doğal bölmeye örnekler	28
Şekil 3.9 : Sonlu elemanların ve düğüm noktalarının numaralandırılması	29
Şekil 3.10 : Uygun numaralandırma ile şerit (bant) genişliğinin azaltılması	30
Şekil 3.11 : Belli bir hacme sahip cisim	31
Şekil 3.12 : Yerdeğiştirme koordinatları	31
Şekil 3.13 : Belli bir hacimde deformasyona uğramış cisim	32
Şekil 3.14 : Katı bir cisimde oluşan gerilme değerleri	33
Şekil 3.15 : İnce levha tabakalarda düzlem gerilme halleri	36
Şekil 3.16 : Üçgensel elemanın düğüm noktaları ve koordinatları	37
Şekil 3.17 : Bir blok elemanın bir kenarına gelen denge denkleminin şekli	42
Şekil 3.18 : Düğüm noktalarındaki ve orta noktalardaki kuvvetler ve gerilmeler	43

Şekil 3.19	: ANSYS ana penceresi	45
Şekil 3.20	: ANSYS menu penceresinin alt menüleri	46
Şekil 3.21	: Preferences menüsü	47
Şekil 3.22	: Preprocessor menüsü	48
Şekil 3.23	: Mesh tool penceresi	48
Şekil 3.24	: Solution menüsü	50
Şekil 3.25	: General postprocessor menüsü	51
Şekil 4.1	: Mandibula üzerindeki kas kuvvetlerinin bölgeleri	52
Şekil 4.2	: Mandibulada bulunan kasların yerleri	53
Şekil 4.3	: Mandibulaya önden ısırma kuvveti uygulanması durumu	55
Şekil 4.4	: Sol taraftaki birinci azı dişinin konumu	59
Şekil 4.5	: Mandibulaya soldan çiğneme kuvveti uygulanması durumu	61
Şekil 4.6	: Sağ taraftaki birinci azı dişinin konumu	71
Şekil 4.7	: Mandibulaya sağdan çiğneme kuvveti uygulanması durumu	71
Şekil 4.8	: Mandibulaya yatay kuvvet uygulanması durumu	77
Şekil 5.1	: ANSYS programında mandibula	83
Şekil 5.2	: SHELL 93 elemanının geometrisi	84
Şekil 5.3	: SHELL 93 elemanında kabuk yüzeye kalınlık verilmesi	85
Şekil 5.4	: SOLID 92 elemanının geometrisi	87
Şekil 5.5	: SOLID 92 elemanın yüzey koordinat sistemi	87
Şekil 5.6	: Elastisite modülü ve poisson oranının ansys programı ile verilmesi	89
Şekil 5.7	: Malzeme yoğunluk değerinin ansys programı ile verilmesi	89
Şekil 5.8	: 27208 adet elemandan oluşan sonlu elemanlara ayrılmış mandibula	91
Şekil 5.9	: Mandibulanın mesnet noktaları	93
Şekil 5.10	: Eksen takımının dönüşümü	94
Şekil 5.11	: Önden ısırma durumunda mandibulanın gerilme dağılımı	95
Şekil 5.12	: Önden ısırma durumunda mandibulanın detaylı gerilme değerleri	96
Şekil 5.13	: Önden ısırma durumunda mandibulanın birim uzama dağılımı	97
Şekil 5.14	: Önden ısırma durumunda mandibulanın toplam deformasyon değeri dağılımı	97
Şekil 5.15	: Soldan çiğneme durumunda mandibulanın gerilme dağılımı	99
Şekil 5.16	: Soldan çiğneme durumunda mandibulanın birim uzama dağılımı	100
Şekil 5.17	: Soldan çiğneme durumunda mandibulanın toplam deformasyon değeri dağılımı	101
Şekil 5.18	: Sağdan çiğneme durumunda mandibulanın gerilme dağılımı	102
Şekil 5.19	: Sağdan çiğneme durumunda mandibulanın birim uzama dağılımı	103
Şekil 5.20	: Sağdan çiğneme durumunda mandibulanın toplam deformasyon değeri dağılımı	103
Şekil 5.21	: Mandibulaya 100 N'luk yatay kuvvet uygulanması durumunda gerilme dağılımı	105
Şekil 5.22	: Mandibulaya 100 N'luk yatay kuvvet uygulanması durumunda birim uzama dağılımı.....	106
Şekil 5.23	: Mandibulaya 100 N'luk yatay kuvvet uygulanması durumunda toplam deformasyon değeri dağılımı	106

Şekil 6.1	: Farklı yükleme durumlarında mandibula kemiğinde elde edilen maksimum gerilme değerleri	110
Şekil 6.2	: Farklı yükleme durumlarında mandibula kemiğinde elde edilen maksimum deformasyon değerleri	110

SEMBOL LİSTESİ

F	: Kuvvet
M	: Moment
X_A, X_B	: x eksenindeki tepki kuvvetleri
Y_A, Y_B	: y eksenindeki tepki kuvvetleri
Z_A, Z_B	: z eksenindeki tepki kuvvetleri
α	: x eksenindeki açı
β	: y eksenindeki açı
γ	: z eksenindeki açı
σ	: Normal gerilme
τ	: Kayma gerilmesi
ϵ	: Birim uzama
ν	: Poisson oranı
δ	: Uzama
E	: Elastisite modülü
G	: Kayma modülü
x, y, z	: Kartezyen koordinatlar

FARKLI ÇİĞNEME DURUMLARINDA MANDİBULA KEMİĞİNİN GERİLME ANALİZİ

ÖZET

Bu çalışmada mandibula kemiğine dört farklı yerden kuvvet uygulanması durumundaki gerilme ve deformasyon analiz değerleri incelenmiştir. Uygulanan kuvvetlerin üç tanesi çiğneme kuvveti iken bir tanesi mandibulaya yatay olarak uygulanan bir kuvvettir.

Farklı çiğneme kuvvetlerinde mandibula kemiği üzerindeki gerilme analizinin yapılabilmesi için, mandibula kemiği üzerine gelen farklı çiğneme kuvvetlerindeki kas kuvvetlerinin hesap edilmesi ilk olarak yapılması gereken önemli bir adımdır. Bu konu üzerine çok çeşitli deneysel çalışmalar yapılmış olmasına rağmen mandibula kemiği üzerinde bulunan kas kuvvetlerinin değerleri kesin olarak belirlenememiştir. Bunun nedenleri, yapılan deneylerde kullanılan mandibulanın insan vücudunda iken yapılması gerekliliği, insan mandibula kemiğinin cinsiyete ve yaşa göre farklılıklar göstermesi, insanın psikolojik durumlarına göre (sevinme veya üzülmeye hali) kasların aktivitelerinin farklılıklar göstermesi verilebilir. Tüm bu zorluklara rağmen bu çalışmada, daha önce yapılmış olan deneysel çalışmalar ve teorik matematiksel modeller incelenerek farklı çiğneme durumlarında mandibula kemiği üzerinde bulunan, masseter, temporalis ve medial pterygoid olarak adlandırılan kasların değerleri denge denklemleri kullanılarak hesap edilmiştir. Mandibula kemiği üzerinde önden çiğneme, sol yan taraftan çiğneme, sağ yan taraftan çiğneme durumlarındaki mandibula kemiğinde meydana gelen kuvvet ve gerilme değerlerinin analizlerinin yapılmasının yanında aynı zamanda mandibulaya yandan yatay yönde kuvvet uygulanması durumunda mandibulada meydana gelen kuvvet ve gerilme değerlerinin analizi yapılmıştır.

Yapmış olduğumuz analizlerde, orta yaşlarda bir insandan alınmış olan tomografik görüntüler kullanılmıştır. Bu görüntülerden yola çıkarak bilgisayar ortamında dışsız mandibula kemiğinin katı modeli CATIA programında oluşturulmuş ve analiz için gerekli veriler ANSYS programında mandibula kemiğine verilerek analiz işlemi gerçekleştirilmiştir. Mandibula kemiğinin malzeme özellikleri verilirken, kemiğin sert doku ve süngerimsi doku adı verilen iki farklı yapıdan oluştuğu göz önüne alınarak iki farklı malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Bu da, analiz sonuçlarının gerçeğe daha yakın olmasını sağlamıştır.

ANSYS bilgisayar programı ile analiz yapılırken, sınır şartları olarak mandibula kemiğini temporomandibular noktalardan x, y, z eksenlerinde eksenel doğrultuda hareket etmediği kabul edilmiştir. Temporomandibular noktalar, çene kemiğinin her iki ucundaki kafatası kemiğinin Zygomatic Arch adı verilen çukur kısma yerleşmiş olan kısımdır.

Denge denklemleri kullanılarak hesap edilen kas kuvvetleri ve çiğneme kuvvetleri kullanılarak analiz işlemine geçilmektedir. Bu aşamada, farklı çiğneme kuvvetlerinde elde edilen farklı kas kuvveti değerleri kullanılmaktadır. Mandibula kemiğinin yatay

bir kuvvetle yüklenmesi sırasında kas kuvveti değerleri sıfır olarak kabul edilmiştir. Bunun nedenleri arasında, yatay kuvvet uygulanması durumunda kas kuvvetlerinin durumları hakkında yapılmış bir araştırmaya ulaşılammış olmasıdır. Ayrıca, denge denklemleri ile yapılan hesaplar sonunda da yatay kuvvet uygulandığı durumda kas kuvvetlerinin değerleri sıfır olarak bulunmuştur.

Son olarak, yapılan gerilme analizleri sonucunda maksimum gerilme değerleri, birim uzama oranları, deformasyon değerleri, mesnetlerde bulunan tepki kuvvetleri incelenmiştir.

STRESS ANALYSIS OF MANDIBLE AT DIFFERENT BITING/CHEWING CONDITIONS

SUMMARY

In this project, stress strain analysis values of mandible are researched at four different force. Three of these forces are chewing-biting force, but the last one is lateral force applied mandible.

We must calculate the muscle forces at the different chewing function in mandible for analysing in stress and strain of mandible different chewing forces. Despite numerous of experimental research have been carried about muscle forces of mandible, values of muscle forces have been exactly defined. Because, there are three cause. Firstly, mandible experiments must be in vivo. Secondly, mandible changes according to male, female and age. Thirdly, according to psychological behaviour of human (for example; happy or unhappy) responses of muscles can change. In spite of all difficulties, in my study, values of muscles are called temporalis, masseter, medial temporalis and lateral temporalis, have been calculated via investigating theoretical mathematical models and researches in the past. Stress strain analyses are made at biting from front of mandible, chewing from right and left side of mandible. Nevertheless, same analyses were also made with applying lateral force of mandible.

In this analyses, computerized tomography data were used. This data were taken from a middle age male. Solid model of edentulous mandible was formed at CATIA with computerized tomography data. Mechanical and materials properties were given at ANSYS. Mandible has two bone structures. These structures are called Cortical Bone and Spongy Bone. Therefore, two different material properties are given in mandible with ANSYS. In this way, analysis results can be more accurate.

When the stress strain analysis is done, boundary conditions are that, movements at x, y, z axis of temporomandibular joints of mandible are restrained. Temporomandibular joint is the connection between the mandible condyle and zygomatic arch.

Muscle forces are calculated with equilibrium equations. At this degree, different muscle forces are found at different chewing biting forces. When the lateral force was applied, values of muscle forces were accepted to be zero. Because, there aren't any researches on muscle forces at the lateral force applying at mandible. And then, muscle forces were found zero when applying lateral force at mandible after equilibrium equations were calculated.

In summary, after analysed of mandible, maximum stress, strain, deformation and reaction forces at the mandible were investigated.

1. GİRİŞ

İnsan mandibula kemiği, yeme, içme gibi fonksiyonların yerine getirilmesini sağlamaktadır. Bu fonksiyonun yerine getirilmesi esnasında mandibulaya çeşitli kuvvetler gelmektedir. Bu kuvvetler farklı çiğneme durumlarında farklı değerlerdedir. Bu farklı çiğneme kuvvetlerine karşılık mandibula üzerinde bulunan ve mandibulayı destekleyen kaslar üzerine de farklı doğrultularda ve büyüklüklerde kuvvetler gelmektedir. Günümüzde yapılan araştırmalar doğrultusunda, mandibula kemiği üzerinde yapılan çalışmalardan elde edilen verilerin bu kas kuvvetlerinin kesin bir değere sahip olmadığını göstermektedir. Bunun nedenleri olarak, insanların sevinme ve üzülme durumlarında kaslarının aktivitelerinin farklılığı, deneysel çalışmalardaki zorluklar ve insan cinsiyeti ve yaşına göre mandibula kemiğinin farklı özellikler göstermesi örnek verilebilir. Bu konu üzerine yapılan araştırmalar ve sonuçları aşağıda açıklanmıştır.

1994 yılında yapılmış olan bir çalışmada, mandibula kemiğinin mesnet yerlerinde farklı çiğneme kuvvetleri ve farklı çiğneme yerleri durumunda meydana gelen birim uzama değerleri incelenmiştir. Bu çalışmada in vitro deneysel çalışma yöntemi kullanılmıştır. Bu çalışmada mesnet yerinde bulunan ve “Pterygoid Lateral” adı verilen kas ile “Masseter” adı verilen kaslar üzerine konulan strain gage’ler ile uzama değerleri tespit edilmiştir. Bu çalışmanın temelini mandibula üzerinde çiğneme pozisyonunun önemi ve mandibulada meydana gelen birim uzama değerlerinin tespit edilmesi oluşturmaktadır [1].

2001 yılında yapılmış olan bir çalışmada, mandibula üzerine gelen kas kuvvetleri arasında bir orantı olduğu belirtilmiş ve bu doğrultuda mandibula üzerine gelen kuvvetlerin matematiksel kuvvet ve moment denklemleri yazılarak belli bir çiğneme kuvveti esnasındaki mandibula üzerine gelen kuvvet ve moment dağılımı elde edilmiştir. Bu çalışmada yapılan kaslar arasındaki ilişki deneysel olarak elde edilen sonuçlar sonucunda bulunduğu belirtilmiştir [2].

Yine 2001 yılında başka araştırmacılar tarafından yapılmış olan bir araştırmada, “Temporalis” ve “Masseter” adı verilen kaslar üzerinde EMG adı verilen elektrik sinyallerinin kullanılması yöntemi ile kaslar üzerinde çeşitli elektriksel değerler elde edilmiştir. Bu şekilde mandibulaya uygulanan çiğneme kuvveti esnasında her iki kas arasında meydana gelen elektriksel değerler karşılaştırılarak aralarındaki farklılıklar gözlemlenmiştir. Aynı zamanda bu çalışmada mandibula üzerinde bulunan kasların, mandibula kemiğinin üzerindeki konumlarının belirlenmesi de gerçekleştirilmektedir [3].

2004 yılında Almanya’da yapılmış olan bir araştırma sonunda, mandibula kemiğinin sol tarafının birinci azı dişi bölgesinden uygulanan bir çiğneme kuvveti karşısında kas kuvvetlerinin yaklaşık değerleri tespit edilmiştir. Aynı zamanda bu çalışmada mandibula üzerinde bulunan kasların maksimum kuvvet değerleri tespit edilmiş olup, bu değerler referans niteliği taşımaktadır. Yapılan bu çalışma mandibula kemiğinin bilgisayar ortamında modellenmesi ile gerçekleştirilmiştir [4].

Yukarıdaki açıklanan çalışmaların yanında mandibula kemiği üzerindeki kuvvetlerin (kas kuvvetleri ve çiğneme kuvvetleri) büyüklükleri ve yörüngeleri arasındaki denge denklemlerin iki boyutlu olarak kabul edilerek yapılmış araştırmalar da bulunmaktadır. Bu çalışmalarda iki boyutlu olarak denge denklemlerinin kurulmasının yanında mandibula üzerinde bulunan kas kuvvetlerinin pozisyonları ve yörüngeleri açıklanmaktadır [5].

Bu araştırmalardan yola çıkarak yapmış olduğumuz çalışmada, farklı çiğneme durumlarında insan mandibula kemiği üzerine gelen kas kuvvetleri değerlerinin bulunması ve bulunan bu kas kuvvetleri ve uygulanan çiğneme kuvvetleri doğrultusunda mandibula üzerinde gerilme analizinin gerçekleştirilmesi amaç edinilmiştir. Bu şekilde mandibula üzerine gelen üç farklı bölgeden uygulanan çiğneme kuvvetleri kullanılmıştır. Bununla birlikte, mandibula kemiğine yatay kuvvet uygulanması durumunda mandibulada meydana gelen gerilme değerlerinin analiz edilmesi amaç edinilmiştir.

Yapmış olduğumuz bu çalışma, Biyomekanik bilim dalı için, özellikle mandibula kemiği üzerine uygulanabilen diş protez uygulamalarında önemli bir referans değeri taşıyacağı amacıyla gerçekleştirilmiştir.

1.1 Biyomekanik

Biyomekanik, Mekanik bilim dalının Biyoloji bilim dalına uygulamasıdır. Mekanik ise, atomların, moleküllerin, gazların, sıvıların, katı cisimlerin, yapıların ve her türlü cismin hareketini, kuvvetlerin etkisindeki davranışını inceleyen bilim dalıdır. Biyomekanik canlıların mekaniği ile ilgilenir. Nasıl ki, aerodinamik bilmeden bir uçağın hareketi anlaşılamaz ve detaylı olarak incelenemez, Biyomekanik bilmeden de biyoloji bilimi tam anlaşılamaz. Biyomekanik, bir organizmanın normal fonksiyonlarını, değişik şartlardaki davranışını ve yapay sistemlerle (protezler gibi) birlikteliğini ve davranışını da inceler. Tıp biliminde, teşhis, cerrahi uygulamalar ve protez uygulamalarında Biyomekanik biliminin önemi çok büyüktür [6].

Biyomekanik çalışmalarında, mühendislik yöntemleri de kullanılarak, canlıların nasıl hareket ettikleri, hareketlerinin nasıl kontrol edildiği ve hareket sırasında değişik bölümlerde oluşan kuvvet sisteminin etkisi, canlı ve cansız dokular üzerinde zorlanma durumları incelenmekte, tedavi yöntemleri test edilmekte ve geliştirilmektedir [6].

Biyomekanik bilim dalı üzerine yazılmış ilk kitaplar, Aristotale tarafından yazılmış olan “On The Parts of Animals, Hayvanların Yapısı Hakkında” (M.Ö. 384 – 322) ve yine yaklaşık aynı zamanlarda Çinli Bilim adamları tarafından yazılmış olan “İnternal Classics” adlı eserler örnek verilebilir [6].

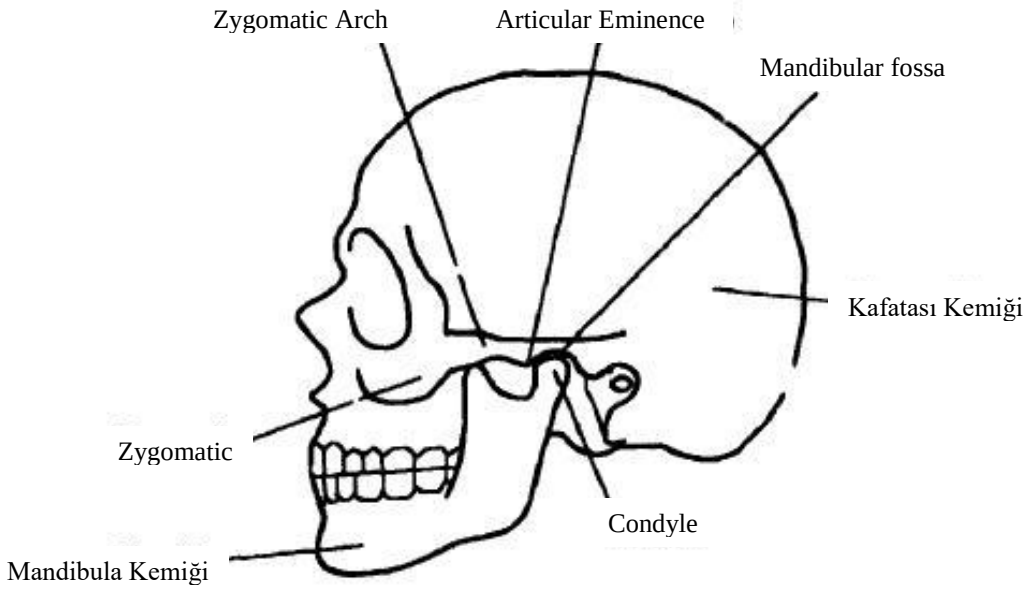
Biyomekanik araştırmalar spor ile uğraşan insanların performansını artırmakla birlikte, aynı zamanda sporcu sakatlıklarının azalmasını da sağlamaktadır. Günümüzde insanların çeşitli hastalıklarının tedavi edilmesinde biyomekanik bilim dalının ve biyomekanik araştırmalarının katkısı olmuştur [7].

Sonuçta Biyomekanik canlı organizmaların yapısını ve çalışmasını incelerken mekaniğin prensiplerini ve uygulamalarını kullanan bir bilim dalıdır.

1.2 Çene kemiğinin (Mandibula) Anatomisi

Mandibula bir taraftan kafatasına temporomandibular eklemler vasıtasıyla bağlantılı olan bir kemiktir (Şekil 1.1). Mandibula insanların konuşma, çiğneme, ısırma gibi fonksiyonları gerçekleştirmesini sağlayan kemik yapısıdır. Bu fonksiyonları yapısında bulunan destekleyici kaslar vasıtasıyla gerçekleştirmektedir. Bunun

yanında temporomandibular eklemler, mandibula kemiğinin biyomekanik davranışlarını belirlemektedir [8].

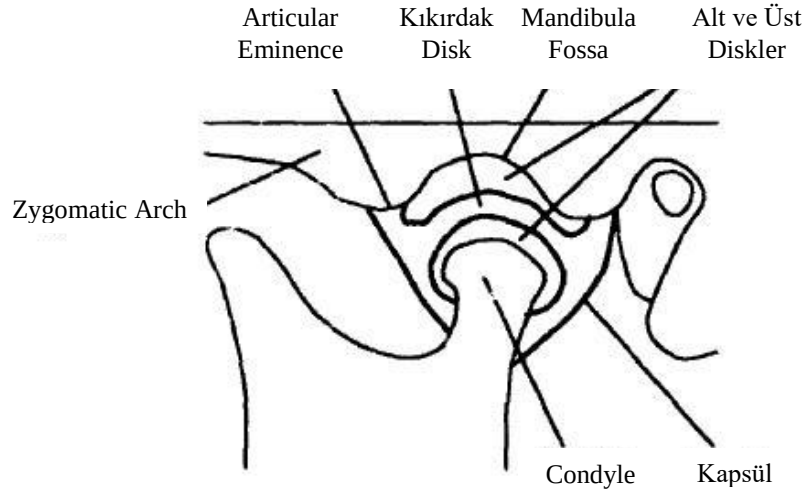


Şekil 1.1 : İnsan Mandibula Anatomisi

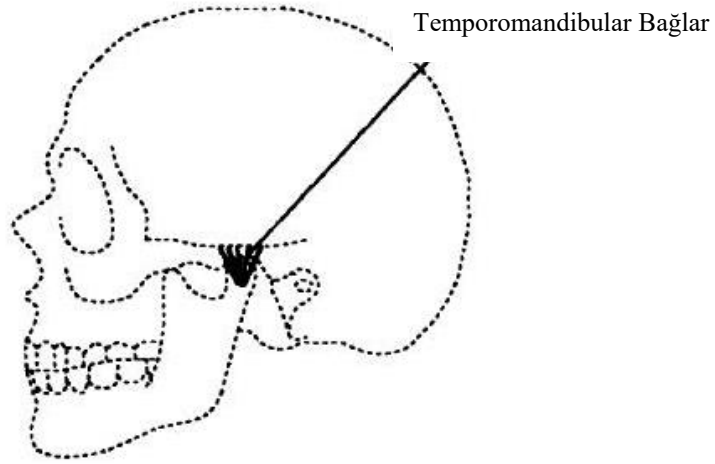
1.2.1 Temporomandibular eklemler

Temporomandibular eklemler Mandibulanın Condyle ve Zygomatic Arch arasındaki kısımdır. Temporomandibular nokta çene kemiğinin Condyle kısmının uç kısmındaki konkav bölgedir. Bu konkav bölgede kafatası kemiğinin Zygomatic Arch adı verilen çukur kısma yerleşmiş şekildedir (Şekil 1.2). Mandibulanın bu kısmı, x, y, z koordinatlarındaki dönme serbestliğine sahiptir. Mandibulanın hareketi, Zygomatic Arch ve Condyle arasında kalan küçük boşluğun, rulmanlı yataklarda olduğu gibi sıvı yağlayıcı olarak vazife görmesi vasıtasıyla gerçekleşmektedir. Bu boşlukta bulunan sıvı yağlayıcı hareket esnasında mandibula kemiğinin kuru sürtünme yaparak aşınmasını da engellemektedir [8,9].

Mandibulanın Temporomandibular noktasında bulunan ligamentler, kemiğin bu kısmını kalınlaştırarak güçlenmesini sağlamaktadır (Şekil 1.3). Bu ligamentler mandibulanın çok fazla hareket etmesini engellerken, aynı zamanda yanıl hareketlerine karşı direnç gösterir [8].



Şekil 1.2 : Temporomandibular Nokta



Şekil 1.3 : Mandibuladaki Ligamentler (Bağlar)

1.2.2 Kaslar

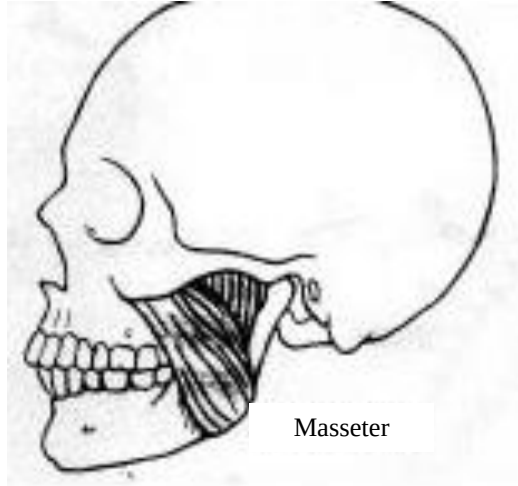
İnsan vücudundaki kasları, yumuşak kaslar, kalp ile ilgili (cardiac) kaslar ve iskelet (ana) kaslar olmak üzere üç ana gruba ayırabiliriz. Yumuşak kaslara aynı zamanda gönülsüz kaslar da denmektedir. Bu kaslar isteklerimizin kontrolü altında değildir. Kalple ilgili kaslar adından da anlaşıldığı gibi sadece kalp bölgesinde bulunan kaslardır. Bu kaslar kalbin çalışması ile görevli kaslardır. İskelet (ana) kaslar ise gönüllü kontrolümüz altında bulunan kaslardır [8].

Kaslar çeşitli mekanik davranış sergilemektedirler. Bunların arasında kısılma ve kuvvet taşıma olayları vardır. Kaslar bu hareketleri genellikle birlikte gerçekleştirmektedir. İskelet kasların hareketi, insan iskeletinin kaslarla temas halinde olan kısımlarının hareketi ile etkilenmektedir [8].

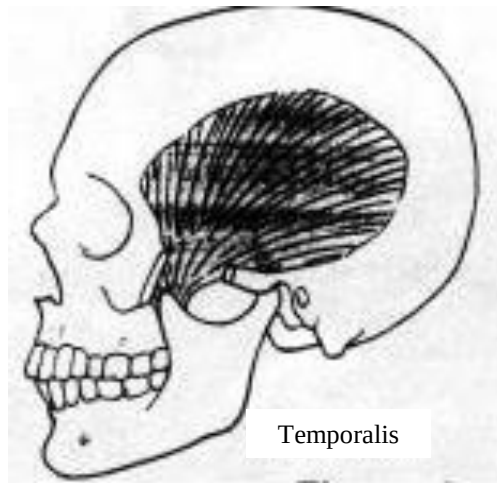
Kas yapıları iki durum altında çalışmaktadırlar. Bunlar izometrik yapı ve izotonik yapıdır. İzometrik yapıda kas uyarıldığında değişken kuvvet meydana gelirken kasın uzunluğu değişmemektedir. İzotonik yapıda ise, kas uyarıldığı zaman sabit kuvvet etkisi altında kasın uzunluğu değişmektedir [8].

Mandibulada bulunan kasları dört grupta toplayabiliriz. Bu kaslar mandibulanın hareketinin yanı sıra çiğneme, ısırma gibi fonksiyonların yerine getirilmesinde önemli bir rol oynamaktadır [10,11]. Bu kaslar :

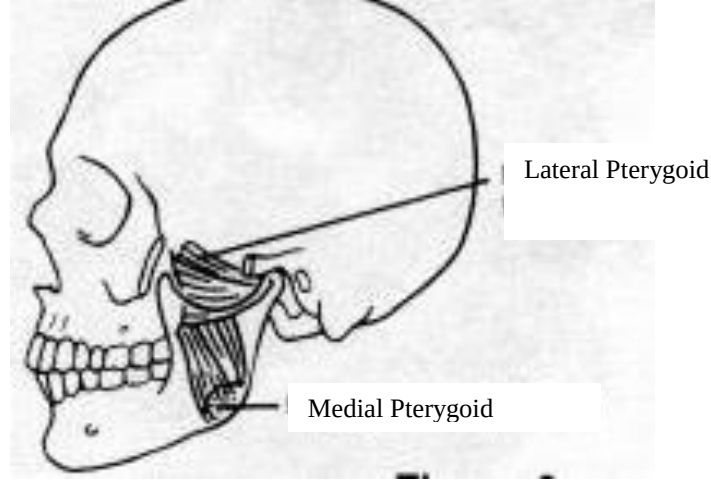
1. Masseter (Şekil 1.4)
2. Temporalis (Şekil1.5)
3. Medial Pterygoid (Şekil1.6)
4. Lateral Pterygoid (Şekil1.6)



Şekil 1.4 : Masseter Kasının Mandibula Üzerindeki Konumu



Şekil 1.5 : Temporalis Kasının Mandibula Üzerindeki Konumu



Şekil 1.6 : Medial ve Lateral Pterygoid Kaslarının Mandibula Üzerindeki Konumu

1.2.3 Mandibulanın serbest hareketleri

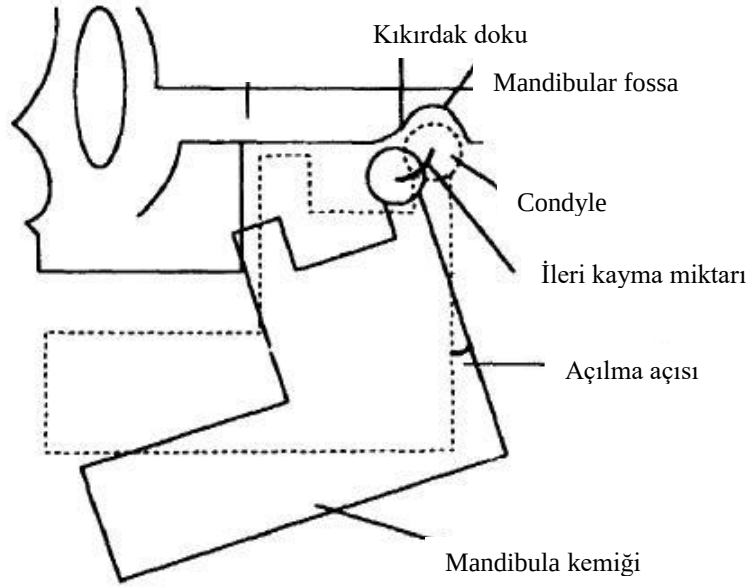
İnsan ağzının ve mandibula kemiğinin çok farklı fonksiyonları vardır. Bu fonksiyonların bazıları konuşma ve çiğnemedir. Çiğneme fonksiyonu, ağız, dil ve çene bölgesinde bulunan kasların ve sinir uçlarının etkisi altında gerçekleştirilmektedir. Bu aktivitede uygulanacak olan çiğneme kuvveti, çiğnenen yiyeceğin sertliğine bağlı olarak değişiklikler gösterebilmektedir. Mandibulanın bu hareketleri, temporomandibular eklemlerin anatomik yapısı ile oluşmaktadır. Diğer bir deyişle, bu hareketler sırasında mandibula kemiğinin pozisyonu temporomandibular eklemlerinin hareket fonksiyonlarına bağlıdır [8].

Temporomandibular eklemler, vücudumuzdaki ayak, kol, parmak gibi organlarımızda bulunan eklemler gibi olmasına rağmen tek farkı iki boşluklu yapıya sahip olmasıdır. Bu boşluklardan ilki, temporomandibular eklemin üst kısmında bulunur ve kayma (havada kayma) noktası olarak görev yapmaktadır. Diğer boşluk ise temporomandibular eklemin alt kısmında bulunur ve dayanak noktası olarak görev yapmaktadır. Üst noktadaki eklem diski, mandibula boşluğu üzerinde sıkı geçme olarak bağlanmadığından dolayı mandibula kemiği iki yüzey arasında serbest kayma hareketi yapabilmektedir (Şekil 1.7). Alt noktadaki eklem diski ve Condyle, ligamentler tarafından sıkı sıkıya birbirlerine bağlı olduğundan mandibula kemiği sadece dönme hareketi yapabilmektedir [8].

Temporomandibular eklemler mandibula kemiğinin her iki tarafında (sağında ve solunda) birer tane olmak üzere toplam iki adettir. Bu temporomandibular eklemler,

birbirlerini sınırlamaları ve birbirlerine bağılıklarına rağmen yine de fonksiyonlarını ayrı ayrı gerçekleştirmektedirler [8].

Temporomandibular eklemlerin anatomik yapısı eşsiz, tek olmamasına rağmen mandibula kemiğinin hareketlerini eşsiz olarak tanımlayabiliriz. İlk olarak mandibula kemiği (çene kemiği) açıldığında, sabit bir eksen etrafında dönme hareketinden ziyade, ileriye doğru ilerleme hareketi yapmaktadır (Şekil 1.7). Bu hareket iç kısımda bulunan “Pterygoid” kasının aktivasyonu ile gerçekleşmektedir [8].



Şekil 1.7 : Mandibulanın Açılma Hareketi

1.2.4 Mandibula kemiğinin çiğneme kuvveti değerleri

İnsan mandibula kemiği genellikle 100 N'dan 2400 N'a kadar çiğneme kuvveti uygulayabilmektedirler. Çiğneme kuvvetinin çene kemiğine etkisinin birkaç faktörü vardır. Bunlar; çiğneme kuvvetinin uygulandığı bölge, yiyeceğin türü, sertliği örnek verilebilir [12].

Mandibula kemiğine gelen kuvvetlerin tipik büyüklükleri Tablo 1.1'de gösterilmektedir. Bu değerler kabaca tahminler olarak göz önüne alınmalıdır. Ayrıca bu değerler yapılan deneysel teknikler ile tespit edilmişlerdir. Bu değerleri, deneyler sırasında kullanılan kuvvet ölçücülerin bir diştten daha büyük olması sebebiyle kesin büyüklükler olarak kabul etmeyebiliriz. Tablo 1.1'den de görüldüğü gibi yanıl kuvvet değerleri pek fazla görülmemektedir [12].

Tablo 1.1: Mandibula Kemiğine Uygulanan Çiğneme Kuvvetleri

<u>Uygulanan Kuvvetler</u>	<u>Ortalama Değerler</u>
Yetişkinlerde Ortalama Birkaç Dişe Gelen Çiğneme Kuvvetinin Dikey Bileşeni	200 – 2400 N
Yetişkinlerde Azı Dişi Bölgesinde Oluşan Çiğneme Kuvvetinin Dikey Bileşeni	390 – 880 N
Yetişkinlerde Ön Azı Dişi Bölgesinde Oluşan Çiğneme Kuvvetinin Dikey Bileşeni	453 N
Yetişkinlerde Kesici Diş Bölgesinde Oluşan Çiğneme Kuvvetinin Dikey Bileşeni	222 N
Yetişkinlerde İmplantlarla Destekli Yapay Dişlerde Oluşan Çiğneme Kuvvetinin Dikey Bileşeni	42 – 412 N (Ortalama 143 N)
Yetişkinlerde Doğal Dişlerin Karşısına Gelen Takma Dişlerle Oluşan Çiğneme Kuvvetinin Dikey Bileşeni	147 – 284 N
Yetişkinlerde Tamamı Takma Dişlerle Kaplı Çenede Oluşan Çiğneme Kuvvetinin Dikey Bileşeni	77 – 196 N
Yetişkinlerdeki Çiğneme Kuvvetlerindeki Yanal Bileşeni	20 N (Yaklaşık)
Dişlerin Yüzeyine Gelen Maksimum Temas Gerilmesi Değeri	20 MPa

2. MODELLEME

2.1 Modelleme Metodu

Bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yöntemi ile mandibula kemiğinin gerilme analizinin yapılabilmesi için, mandibulanın dijital ortamda resminin hazırlanması birinci adımdır.

Bunun için ilk olarak, mandibulanın Bilgisayarlı Tomografi (CT) adı verilen yöntemle röntgen görüntüleri elde edilir. Bu görüntüler mandibulanın farklı kesitlerde çekilmiş çok çeşitli görüntülerden oluşmuş olması gerekmektedir. Ne kadar fazla farklı kesitte tomografi görüntüsü çekilirse o kadar çok gerçek modele yakın katı model elde edilmektedir. Böylelikle elde edilen tomografiler MIMICS adı verilen programda 3 boyutlu nokta bulutu haline dönüştürülür. MIMICS programında “iges” dosya formatında kaydedilen model, CATIA adı verilen katı modelleme programında açılarak, Sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi yapılabilmesi için gerekli düzeltmeler yapılır. Özellikle CATIA programında modelin ANSYS programı ile açılabilmesini ve sağlıklı analiz yapılabilmesini sağlayacak düzeltmeler yapılarak “model” dosya formatında kaydedilir.

CATIA ile tüm mandibula kemiğinin modellenmesi tamamlandıktan sonra, modellenen mandibula kemiğinin dosyası sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz edilmesi için ANSYS programına aktarılır.

2.1.1 Bilgisayarlı tomografi (CT) yöntemi

CT tarama yöntemi, x ışınlarını kullanarak taranacak parça üzerinde farklı açılarda 2 boyutlu görüntülerini kayıt eder. Kayıt edilen bu görüntüler aynı yöntemle birleştirilerek 3 boyutlu data bilgileri elde edilir [13].

Bu yöntemin en önemli avantajlarından bir tanesi kemiklerin dış görünüşü olarak görüntüsünü açık olarak vermektedirler. Diğer bir avantajı ise elde edilen bilgilerin digital (bilgisayar ortamında) bir formatta kayıt edilebilmesidir [13].

Tezimizde kullandığımız çene kemiği (mandibula) 400 farklı kesitte (1 mm ara ile) tarama yapılarak digital görüntüsü elde edilmiştir. Bu şekilde çok fazla görüntü alınması ile mandibula üzerindeki girinti ve çıkıntılar daha iyi alınarak gerçeğe daha yakın görüntüler elde edilmiştir.

2.1.2 Mimics programı ile CT dosyalarının incelenmesi

MIMICS, biyomekanikte kullanılan birkaç bilgisayar programından biridir. CT tarama yöntemi ile elde edilen taranmış görüntüler tam olarak doğru olmadığından MIMICS gibi bir programa ihtiyaç duyulur. CT yöntemi istenildiği takdirde insan kemiğinin tüm açılardaki röntgen görüntüsünü verir.

MIMICS ile yapılan işlemleri aşağıdaki gibi özetleyebiliriz;

İlk olarak CT yöntemi ile elde edilen kesit görüntüleri MIMICS programında açılır. Bunun için MIMICS programı içindeki “Import Images” komutu kullanılır. “Import Images” komut penceresi açıldıktan sonra CT yöntemi ile elde edilen tüm dosyalar seçilir. Böylece tüm resimler (dataloader) MIMICS programı ana penceresinde görülür. İkinci olarak bir eşik değeri seçilir. Eşik değeri datalar içinde bulunan hatalı resimleri çıkarmak için önemlidir. MIMICS programının yardım dosyalarında, kullanılabilecek eşik değerleri verilmiştir. Bu bilgiler ışığı altında çene kemiği için seçilebilecek en uygun eşik değeri 1250 olarak kabul edilmiştir.

“Project Management” menu penceresi açıldıktan sonra, menu penceresinde bulunan “Masks” seçeneği seçilerek yeni bir maske yaratılır. “Calc Poly” butonu kullanılarak resimlerden eğri çizgiler elde edilir.

Bir sonraki adımda, “Project Management” menu penceresinde bulunan “Polylines” komutu kullanılarak yüzeyler yaratılır.

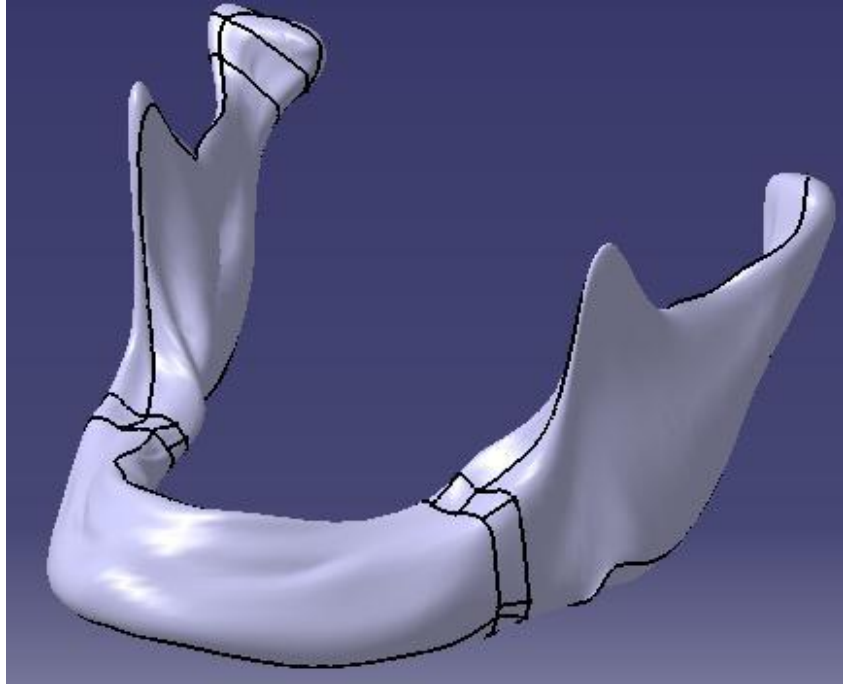
Doğru eğri çizgiler oluşturulduktan sonra yüzeyler oluşturulabilir. “Polylines” menüsünde bulunan “Fit Surface” butonuna basılarak 3 boyutlu yüzey modeli elde edilir. Bu yüzey model “Iges” dosyalama formatında kayıt edildikten sonra CAD programlarında kullanılabilir. Bunun için “Objects” menüsünde “Iges Export” komutu kullanılır.

2.2 Katı Modelleme

MIMICS programı ile hazırlanmış olan tüm çene kemiği modelindeki parçaların “Iges” formatındaki kayıtlı dosyaları CATIA programına aktarılır. Katı model tasarımının CATIA ile yapılmasının nedeni CATIA programının katı modellemedeki üstün yeteneğidir. Bunun yanında dosya alışverişinin hem MIMICS ile hem de ANSYS ile rahatlıkla yapılabilmesidir. MIMICS ile elde edilen katı modelin yüzeylerinin karmaşık olması nedeniyle direkt olarak ANSYS programı ile analiz işlemine geçilememektedir. Bu nedenle CATIA programı ile katı modelin yüzeylerinde düzeltmeler yapılarak analiz edilmeye uygun hale getirilebilmektedir. CATIA ile mandibula kemiği ANSYS programına aktarılarak analiz işlemine geçilmektedir.

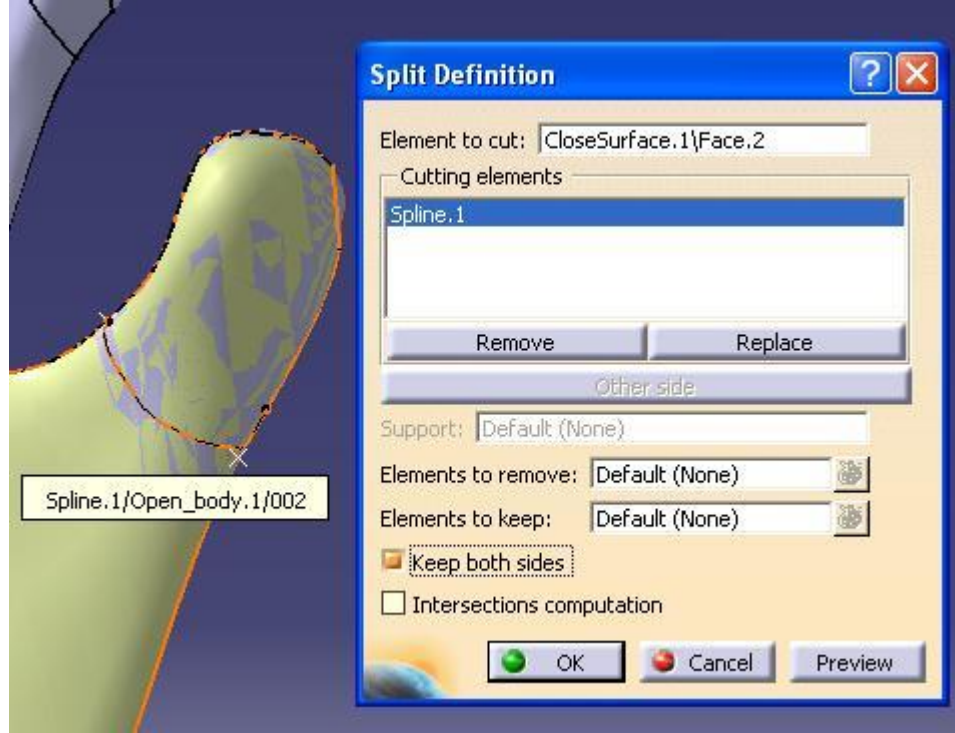
2.2.1 Mandibula

Mandibula, MIMICS programından CATIA programına aktarıldığında mandibulayı oluşturan yüzeyler arasında çok geniş yüzeyler meydana gelmektedir. Bu şekilde elde edilen yüzeylerin kontrol noktaları da çok fazla olmaktadır (Şekil 2.1). Bunun en büyük dezavantajı ANSYS bilgisayar programı tarafından yüzeylerin düzgün olarak algılanmasının çok zor olmasıdır.



Şekil 2.1 : Mandibula'nın CATIA'daki ilk görüntüsü

Bu nedenle CATIA ile tüm yüzeyler daha küçük yüzeylere bölünmektedir. Bu işlem için, ilk olarak CATIA programının “Generative Shape Design” bölümünde bulunan “Point” seçeneği ile yüzeyi oluşturan kenarlar üzerinden geçen iki nokta oluşturulur. İkinci adım olarak “Spline” seçeneği kullanılır. Bu komut vasıtasıyla yüzey üzerinden geçen bir eğri çizgi oluşturulur. Oluşturulan bu eğri çizgi “Split” seçeneği kullanılarak seçilen yüzey iki farklı yüzey haline getirilir (Şekil 2.2) [14].

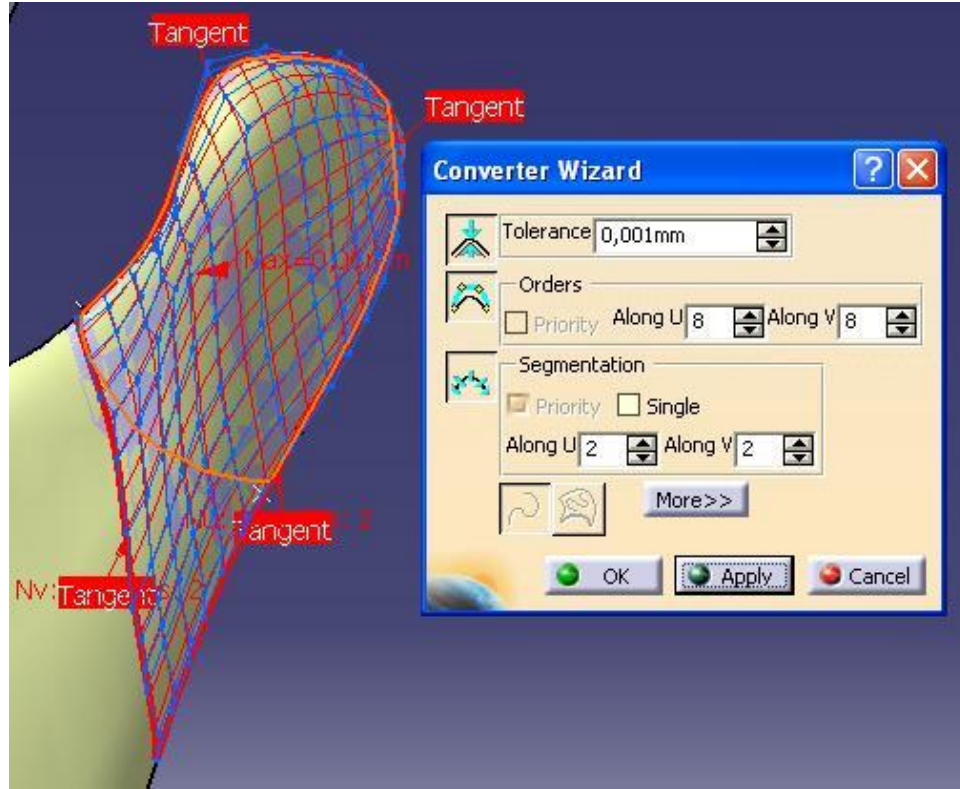


Şekil 2.2 : Split Seçeneği ile Yüzeylerin Bölünmesi

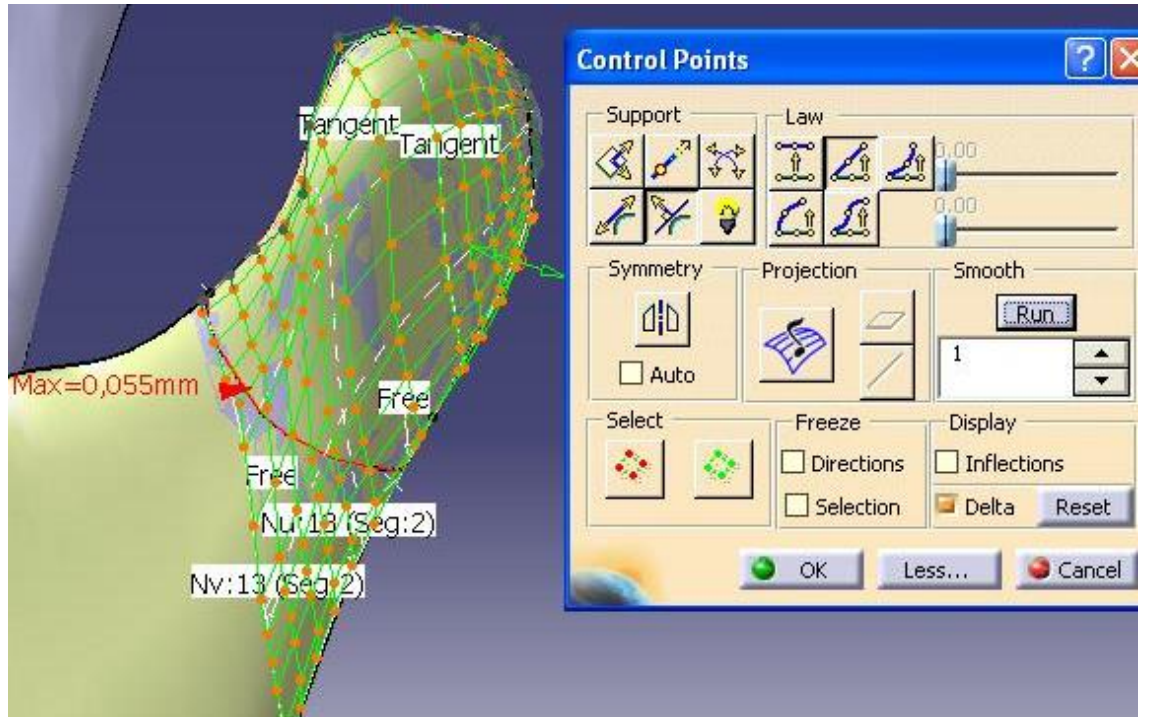
Oluşturulan yeni yüzeylerin kontrol parametrelerinin kontrol edilmesi ve yeni yüzeylerin birbirlerine teğet bir biçimde temas ederek oluşmasını sağlamak için CATIA programının “Free Style” bölümünde bulunan “Converter Wizard” seçeneği kullanılır. Bu komut seçildiğinde ilgili yüzeyin kontrol noktalarının hangi sıklıkla olacağı belirlenir. Burada çok az kontrol noktası seçilirse yeni oluşturulan yüzey orijinal yüzeyden o kadar farklı olacaktır. Bu nedenle en orijinal yüzeyden uzaklaşmamak için en uygun kontrol noktası değeri seçilir. Bu değerler her yüzey için farklı olabilmektedir (Şekil 2.3) [14].

Ayrıca “Control Points” seçeneği kullanılarak da yüzeyi oluşturan kontrol noktalarının konumu gözlemlenebilir. Bunun yanında, bu komut ile kontrol noktalarından oluşan yüzeyin diğer yüzeylerle arasında bir boşluk kalmaması için “Tangent” seçeneği seçilir. Bu seçenek yüzeyi oluşturan tüm kenarlar için

uygulanabilir (Şekil 2.4). Bu komut kullanıldığı halde bazen iki yüzey arasında boşluklar oluşabilir [14].



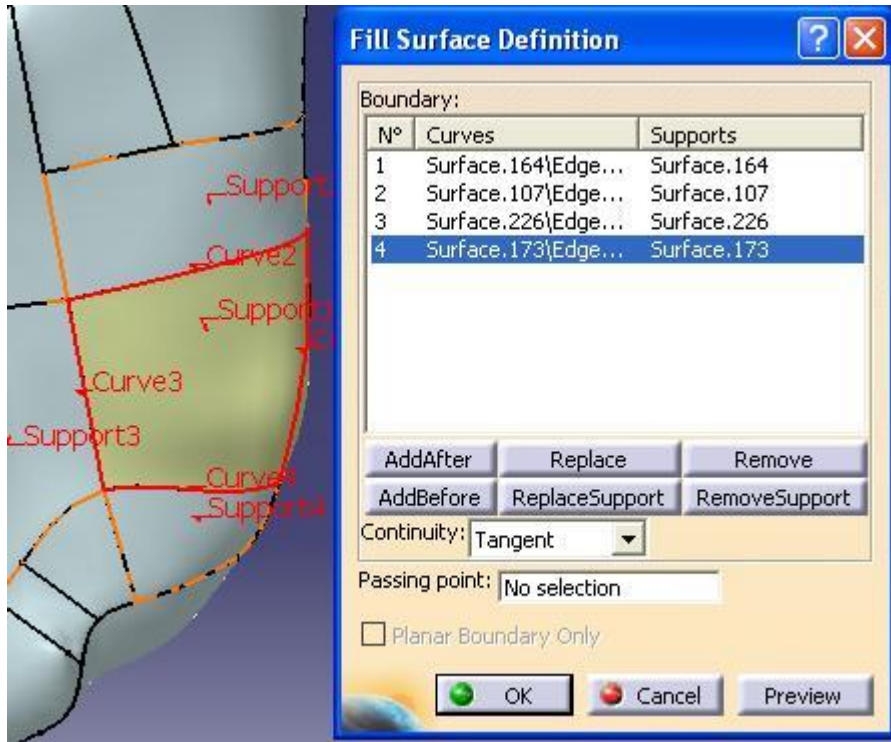
Şekil 2.3 : Kontrol Parametrelerinin Oluşturulması



Şekil 2.4 : Yüzeyi Oluşturan Kontrol Noktalarının Konumu

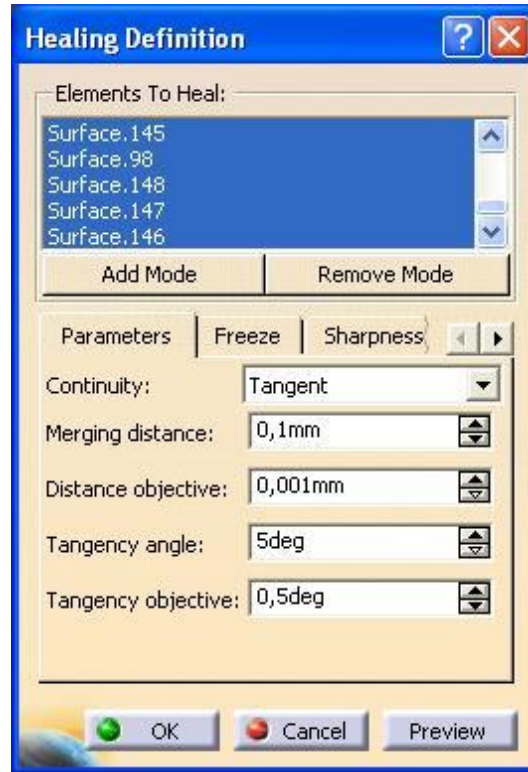
İki yüzey arasında boşluk oluştuğu zaman CATIA programı katı modeli bir bütün olarak algılamamaktadır. Bunun sonucunda da modelin ANSYS programına aktarımında hatalar çıkabilmektedir.

İki yüzey arasında boşluklar meydana geldiği zaman bu hatalar, yüzeylerden biri silinerek yerine “Generative Shape Design” bölümünde bulunan “Fill” komutu kullanılarak yenisinin yapılmasıyla giderilmektedir. Bu komutta silinen yüzeyi oluşturan yüzeyin kenarları seçilerek yeni yüzey oluşturulur. Aynı zamanda “Fill” komutu ile oluşturulan yeni yüzeyin kendisine değen yüzeylerle teğet olması da sağlanmaktadır (Şekil 2.5) [14].



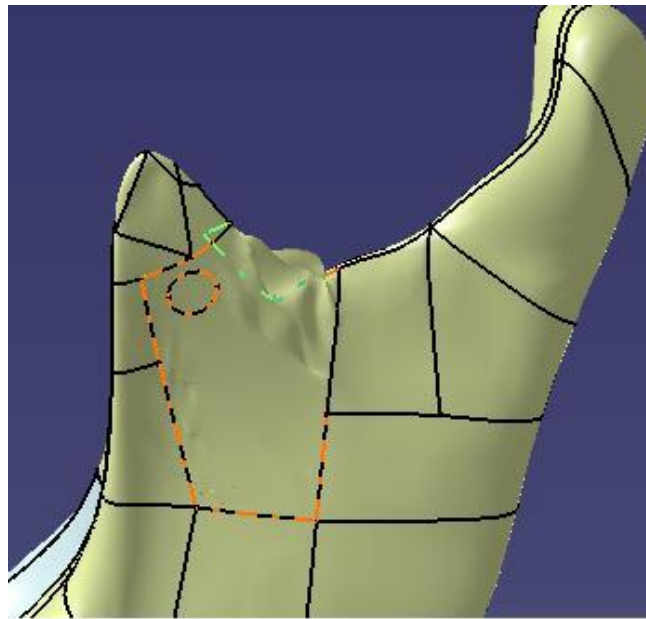
Şekil 2.5 : Fill Komutu ile Yeni Yüzeylerin Oluşturulması

Bölünmüş tüm yüzeylerdeki hatalar giderildikten sonra “Generative Shape Design” bölümünde bulunan “Healing” komutu kullanılarak tüm yüzeylerin birleştirilerek bir bütün olması sağlanmaktadır. Healing (iyileştirme) işleminde kontrol parametresi olarak iki yüzey arasındaki boşluk için 0.5 mm değeri, teğetlik için ise 5 derece değeri sınır değer olarak kabul edilebilmektedir (Şekil 2.6). Diğer bir deyişle, iki yüzey arasında verilen bu değerlerin altında kalan bir değerle karşılaşıldığında CATIA programı bu iki yüzeyin bir bütün olmasını sağlamaktadır. Fakat bu değerlerin üzerinde bir değer ile karşılaşıldığında program tarafından hata verilmekte ve hatalı olan yüzey tekrar gözden geçirilerek düzeltilmektedir (Şekil 2.7) [14].



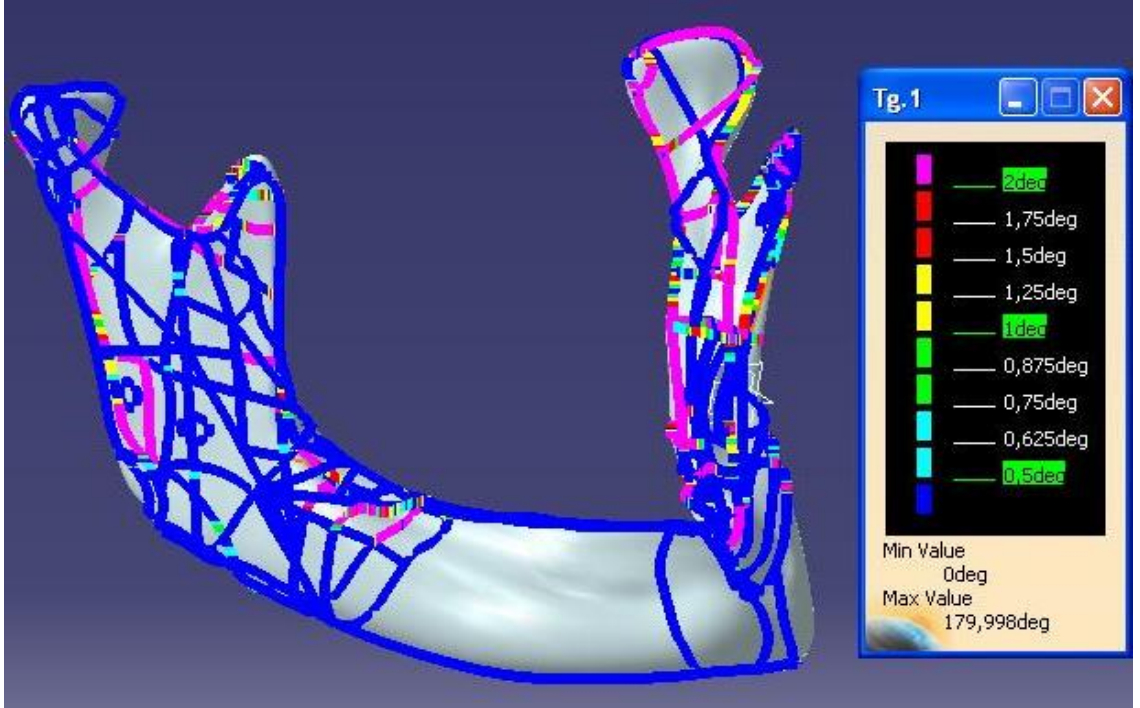
Şekil 2.6 : Healing Komutu ile Seçilen İyileştirme Ayarları

Yüzeylerden birinde Şekil 2.7’de görüldüğü gibi bir yüzey bozukluğu meydana gelirse bu yüzeyin, kendisine komşu yüzeylerle olan teğetlik ve yakınlık (aradaki boşluk) değerleri kontrol edilmelidir. Bu gibi bir hatayı düzeltmek için yüzeyin kontrol noktalarında değişiklik yapılabileceği gibi hatalı olan yüzey silinerek yerine yeni yüzeyin yapılabilmesi de mümkün olabilmektedir [14].



Şekil 2.7 : Healing Komutu Sonucunda Meydana Gelen Yüzey Bozukluğu

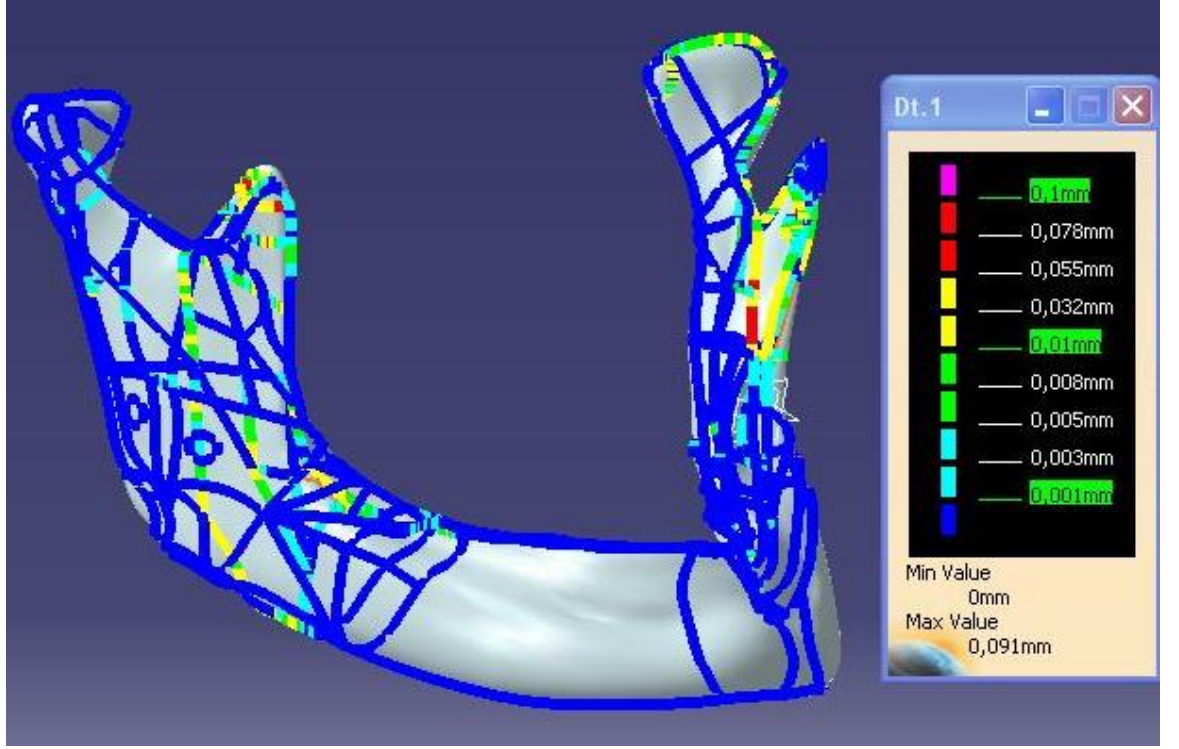
Yukarıda anlatılan işlemler, en uygun yüzeyin elde edilmesine kadar gözden geçirilerek tekrar tekrar uygulanmaktadır. Bu şekilde mandibulayı oluşturan tüm yüzeylerin bir bütün oluşturarak katı model olabilmelerini sağlamak amaçlanmıştır. Bu iyileştirme işlemlerini yaparken yüzeylerin kontrolü, “Free Style” bölümünde bulunan “Connect Checker” komutu ile yapılabilmektedir. Bu komut ile iki yüzey arasında teğetlik ve boşluk (mesafe) kontrolü Şekil 2.8 ve Şekil 2.9’da görüldüğü gibi yapılabilmektedir. Hatalı olan yüzeyler bu şekilde tespit edilebilmektedir [14].



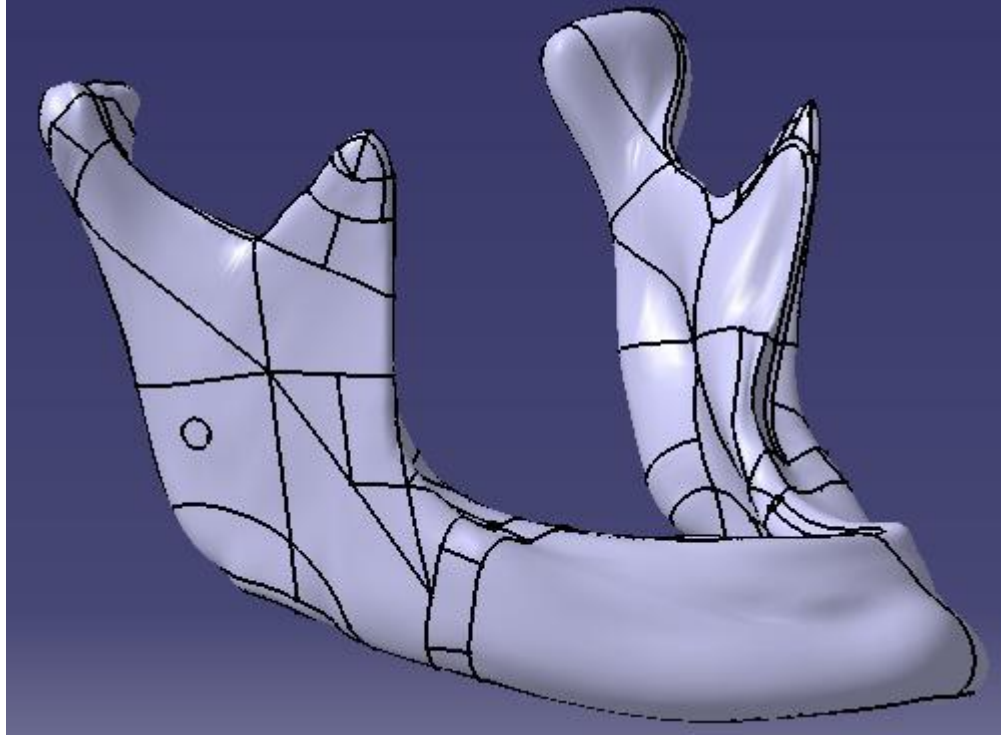
Şekil 2.8 : Mandibulayı Oluşturan Yüzeyler Arasındaki Teğetlik Durumu

Katı modeli oluşturmanın son adımı olarak, CATIA programının “Part Design” bölümünde bulunan “Close Surface” komutu kullanılır (Şekil 2.10). Bu komut kullanıldıktan sonra oluşan katı model CATIA programının “model” dosya formatı ile kaydedilir. Böylece kayıtlı olan dosya ANSYS dosyasına aktarılarak rahatlıkla açılabilir [14].

CATIA programı ile mandibulayı oluştururken dikkat edilen en önemli nokta, mandibulanın CT tomografi görüntülerinden çok fazla uzaklaşmamak olmuştur. Bu amaçla mandibula katı modeli gerçeğe en uygun olarak modellenmiş olmaktadır. Mandibula katı modelinin gerçeğe yakın olarak modellenmesi aynı zamanda analiz yapılırken de gerçeğe yakın sonuçlar vermesi sağlanmış olacaktır.



Şekil 2.9 : Mandibulayı Oluşturan Yüzeyler Arasındaki Boşluk Durumu



Şekil 2.10 : Mandibula Katı Modeli

3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

3.1 Giriş

Sonlu elemanlar yöntemi fizik ve mühendislikte karşılaşılan bir çok problemin çözümünde kullanılan en yaygın ve en etkin sayısal yöntemlerden birisidir [15].

Sonlu elemanlar metodu matematikçilerden ziyade daha çok mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Metot ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer deplasman alanı veya gerilme alanı; ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akısı; akışkan problemlerinde ise basınç dağılımları veya hız profilleridir. Hesaplanan büyüklük alanın almış olduğu en büyük değer veya en büyük gradyen pratikte özel bir öneme haizdir [15].

Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan sonlu sayıda birim elemana bölünür. Elemanlar "nod" adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler. Bu şekilde cebrik bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır [15].

3.1.1 Sonlu elemanlar yönteminin tarihsel gelişimi

“Sonlu Elemanlar Yöntemi” ismi yeni verilmiş olmasına rağmen, arkasındaki temel fikir yüzyıllar öncesine dayanmaktadır. Örneğin, eski matematikçiler, bir çemberin çevre uzunluğunun bulunması problemini etrafına poligon çizerek çözmüşlerdir. Poligonun köşe sayısı ne kadar arttırılırsa sonuca o kadar yaklaşılmaktadır. Burada poligonun kenarları sonlu elemanlar olarak kabul edilebilir. Bu işlemin karakteristikleri, günümüzdekiler de dahil tüm sonlu elemanlar metodu problemleri için geçerlidir [16].

Sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlandı. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik

analiz metotlarıdır. Argyis ve Kelsey (1960) virtuel iş prensibini kullanarak bir direkt yaklaşım metodu geliştirmiştir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telâffuz edilmiştir [17]. Clough yapmış olduğu çalışmada, perçin bağlantılı profil ve üçgensel iç gerilmeli tabaka şeklindeki sonlu elemanların bir uçağın analizinde kullanımını ele almıştır [16].

İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup (Grafton ve Strome (1963)), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir (Gallagher (1969)). Araştırmacılar 1960'lı yılların başlarında nonlinear problemlerle ilgilenmeye başladılar. Turner ve diğerleri (1960) geometrik olarak nonlinear problemler için bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar metoduyla stabilite analizi ise ilk Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanısıra dinamik problemlerde sonlu elemanlar metoduyla incelenmeye başlandı (Zienkiewicz ve diğerleri (1966) ve Koenig ve Davids (1969)). 1943 yılında Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir [20].

Metodun üç boyutlu problemlere uygulanması iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleşmiştir. (Örneğin, Argyis (1964)) [20].

Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar metoduyla çözümü 1960'li yıllarda başlamıştır. Örneğin Zienkiewicz ve Cheung (1965) sonlu elemanlar metodu ile Poisson denklemini çözmüştür. Aynı zamanda, Zienkiewicz ve Cheung (1965) "Sonlu Elemanlar Yöntemi" nin geniş bir uygulama alanı olduğunu göstermiş ve tüm alan problemlerine uygulanabilirliğini ortaya koymuşlardır [18-19]. Doctors (1970) ise metodu potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar metodu geliştirilerek ısı transferi, yeraltı sularının akışı, manyetik alan ve diğer bir çok alana uygulanmaktadır [20].

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı. 1990 yıllarının ortaları itibarıyla sonlu elemanlar metodu ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40.000 makale ve kitap yayınlanmıştır [20].

3.1.2 Sonlu elemanlar yönteminin uygulama alanları

Sonlu elemanlar yöntemi, özellikle son otuz yılda olgunlaşmıştır ve uygulama alanları bugün hala genişletilmektedir. Sonlu elemanlar yönteminin uygulama alanlarını genel olarak aşağıdaki gibi üç grupta toplamak mümkündür [17] :

a) Özdeğer Problemleri :

Özdeğer problemleri, denge problemlerinin bir uzantısıdır. Gerçekte denge ve özdeğer problemleri sınır değer problemleridir. Denge problemlerinde farklı olarak özdeğer problemlerinde bazı özel ve kritik değerler de tayin edilmelidir. Bu gruba giren problemler arasında yapıların stabilitesi ve öz titreşimleri, göl ve limanlarda dalgaların serbest titreşimleri, katı ve esnek kaplarda akışkanların çalkalanması gibi problemler sayılabilir [17].

b) Denge Problemleri :

Denge problemleri, “sabit (kararlı) hal problemleri” olarak da anılmaktadır. Bu tür problemlere örnek olarak makina ve inşaat yapılarının gerilme analizleri, katılarda ve sıvılarda kararlı sıcaklık dağılımları, sürekli akış problemleri, burulma gibi problemler gösterilebilir [17].

c) Yayılma Problemleri :

Yayılma problemleri, zamana bağlı olan problemlerdir; sistemin ardışık durumları başlangıç şartlarına bağlı olarak belirlenir. Bunlara “başlangıç değer problemleri” de denir. Bu gruba giren problemler arasında yapılarda gerilme dalgaları, yapıların darbelere karşı davranışı, viskoelastik problemler, zeminlerden suyun geçişi, katılarda ve sıvılarda ısı geçişi, kararlı olmayan akışlar sayılabilir [17].

Sonlu elemanlar yönteminin yapı, zemin, ısı, hidrodinamik gibi bir çok çeşitli mühendislik alanlarında uygulanabilmesi ve bilgisayarlar için sistematik genelleştirilmesi, yöntemin konstrüktörler ve araştırma mühendisleri tarafından geniş ölçüde benimsenmesine yol açmıştır. Sonlu elemanlar yönteminin ilk ve en geniş uygulama alanı “Gerilme Analizi”dir. Sonlu elemanlar yönteminin gerilme analizi problemlerine uygulanmasında üç yaklaşım vardır :

(a) Yer Değiştirme Yöntemi

(b) Kuvvet Yöntemi

(c) Karma Yöntem

Bunlardan birincisinde yer değişimleri ve deformasyonlar; ikincisinde kuvvetler ve gerilmeler; üçüncüsünde bazı yer değişimleri ve bazı kuvvetler bilinmeyenler veya serbest değişkenler olarak ele alınmaktadır [17].

3.1.3 Sonlu elemanlar yönteminin avantajları ve sınırları

Sonlu farklar yöntemi, ağırlıklı artıklar yöntemi gibi sayısal yöntemlerin çoğu, bilgisayar çağı başlamadan önce gelişmiştir ve sonradan bilgisayarlara uyarlanmıştır. Bunun aksine, sonlu elemanlar yöntemi bilgisayar çağının bir ürünüdür. Bu nedenle Sonlu elemanlar yöntemi'nin diğer sayısal yöntemlere göre yüksek hızlı bilgisayarlara daha uygun gelen özellikleri vardır. Bu özelliklerin başlıcaları aşağıda belirtilmiştir :

1. Bu yöntem ile karmaşık geometriye sahip şekiller kolayca incelenebilmektedir. Çözüm bölgesinin alt bölgelere ayrılması ve değişik sonlu elemanların birlikte kullanılabilmesi mümkündür. Bazı bölgelerde hassasiyeti özellikle arttırarak hesaplama yapılabilir. Bu yönleriyle sonlu elemanlar yöntemi, mühendislik problemlerinde diğer sayısal yöntemlerden daha esnek ve kullanışlıdır.
2. Sonlu elemanlar yöntemi, değişik ve karmaşık malzeme özellikleri olan sistemlere kolayca uygulanabilir. Noktadan noktaya değişen, anizotropik, nonlinear, histerezis, zamana bağlı, sıcaklığa bağlı malzeme özellikleri dikkate alınabilir.
3. Sonlu elemanlar yöntemi'nde sürekli, süreksiz veya değişken yükler kolaylıkla ele alınabilir.
4. Sistemin temel denklemleri kurulduktan sonra sınır şartları basitçe denklemlere dahil edilebilmektedir. Bu, sonlu elemanlar yöntemi'nin en önemli özelliklerinden biridir. Sınır şartları ile değişken fonksiyonlarını değiştirme gereği ortadan kalkmaktadır.
5. Sonlu elemanlar yöntemi, matematik altyapı bakımından genelleştirilebilir ve çok sayıda farklı türde problemin çözümünde kullanılabilir. Bunun için genel amaçlı ve özel amaçlı bilgisayar programları geliştirilmiştir [17].
6. Sonlu elemanlar, boyutları ve şekillerinin esnekliği nedeniyle, verilen bir cisimi temsil edebilir, hatta karmaşık şekilli bir cisimde daha güvenilir olabilir.

7. Sebep sonuç bağıntılarına ait problemler tümel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş "kuvvetler" ve "yerdeğiştirmeler" cinsinden formüle edilebilir. Sonlu eleman metodunun bu özelliği problemin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar hem de basitleştirir.
8. Sonlu eleman metodunun çok yönlülük ve esnekliği karmaşık yapılarda, sürekli ortam, alan ve diğer problemlerde sebep sonuç ilişkilerini hesaplamak için çok etkin bir şekilde kullanılabilir. Analitik ve deneysel metotlardan daha hassas sonuç verir. [20]

Sonlu elemanlar yönteminin yukarıda açıklanan avantajlarının yanında bazı sınırlamaları da vardır. Bunlar :

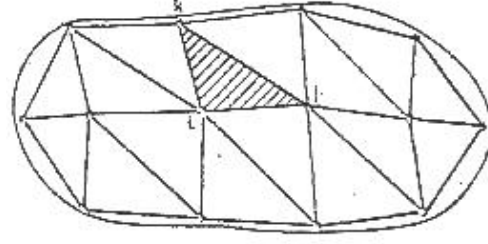
1. Ancak malzeme parametreleri ve katsayıları son derece doğru tanımlanmışsa ve sürekli ortamın sonlu elemanlara bölümü doğru biçimde yapılmışsa gerçeğe yakın sonuçlar alınabilmektedir. Buralarda yapılabilecek hatalar sonucun gerçekten çok büyük miktarlarda sapmasına sebep olmaktadır.
2. Diğer yaklaşık yöntemlerde de olduğu gibi sonlu elemanlar yöntemi'nden alınan sonuçlar dikkatlice değerlendirilmelidir. Formülasyonda kullanılan varsayımlar ve yaklaşıklıklar sonuçların değerlendirilmesinde dikkate alınmalıdır. Gerekğinde sonuçlar deneylerle kontrol edilmelidir.
3. Bugünkü haliyle yöntemin bazı karmaşık olaylara uygulanmasında, diğerlerine göre daha büyük zorluklarla karşılaşmakta ve her zaman istenen sonuçlar alınamayabilmektedir. Örneğin çatlama, kırılma davranışı, temas problemleri, yumuşayan non-lineer malzeme davranışı gibi.
4. Genellikle büyük bilgisayar hafızasına ve uzun hesaplama zamanına ihtiyaç duyulmaktadır. Ancak bilgisayarların her geçen gün güçlendiği göz önüne alınırsa bu problem zamanla ortadan kalkmaktadır [17].

3.1.4 Sistemlere sonlu elemanlar yönteminin uygulanması

Sonlu elemanlar yönteminin elastik ve sürekli ortamlara uygulanmasında aşağıdaki adımlar uygulanır :

- (a) Yapının Parçalara Ayrılması : Sonlu elemanlar yöntemi'nde ilk adım yapının veya çözüm bölgesinin alt bölümlere veya elemanlara ayrılmasıdır. Yapının kaç adet,

hangi türde ve hangi boyutlarda elemanlara ayrılacağına karar verilmelidir. Örneğin, Şekil 3.1’de çözüm bölgesi üçgen elemanlara ayrılmıştır.



Şekil 3.1 : Çözüm Bölgesinin Üçgen Elemanlara Ayrılması

(b) Uygun Bir Enterpolasyon veya Yer Değişimi Modelinin Seçimi : Karmaşık bir yapının herhangi belli bir yük altında yer değişimi çözümü tamamen doğru tahmin edilemeyeceği için eleman içinde uygun bir çözümün bilinmeyen çözüme yakın olduğu kabul edilmektedir. Kabul edilen çözüm hesap açısından basit olmalı, fakat belli uyumluluk ve sınır şartlarını sağlamalıdır. Genel olarak, çözüm veya interpolasyon modeli bir polinom olarak alınmaktadır.

(c) Eleman Katılık Matrislerinin ve Yük Vektörlerinin Elde Edilmesi : Kabul edilen yer değişimi modelinden, katılık matrisi $[K^{(e)}]$ ve yük vektörü $[P^{(e)}]$, denge koşulları veya uygun bir varyasyonel yöntem kullanılarak elde edilir.

(d) Eleman Denklemlerinin Birleştirilmesiyle Toplam Denge Denklemlerinin Elde Edilmesi : Yapı çok sayıda sonlu elemandan oluştuğu için, tek tek eleman katılık matrisleri ve yük vektörleri uygun bir biçimde birleştirilir ve toplam denge denklemleri

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

ile ifade edilir.

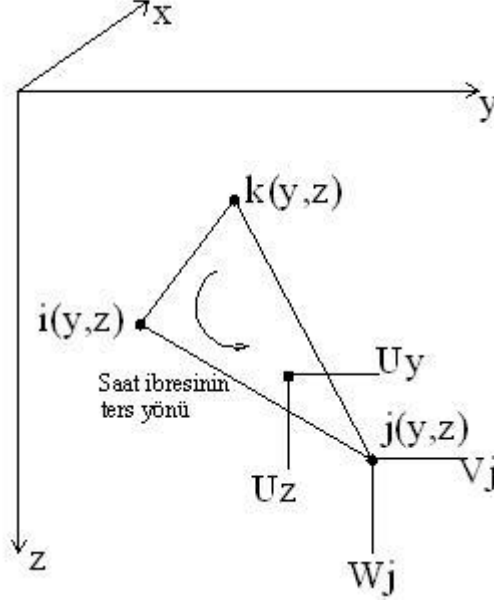
Burada, $[K]$ birleştirilmiş katılık matrisi, $\vec{\delta}$ nodal yer değişimleri vektörü, $\vec{P}$ ise tüm yapı için nodal kuvvetler vektörüdür. Örnek olarak bir üçgen elemanda nodların nasıl yer aldığı Şekil 3.2’de görülmektedir.

(e) Bilinmeyen Nodal Yer Değişimleri İçin Çözüm : Sınır değerleri hesaba katılarak toplam denge denklemleri değiştirilmelidir. Sınır durumlarının da hesaba katılmasıyla genel denklem,

$$[K] \times \vec{\delta} = \vec{P} \quad (3.2)$$

haline gelmektedir.

Lineer problemlerde, $\vec{0}$ vektörü kolayca çözülebilir. Ancak nonlinear denklemlerde, çözüme ancak her aşamada katılık matrisi $[K]$ ve/veya yük vektörü $\vec{P}$ 'nin değiştirilmesiyle giderilebilmektedir.



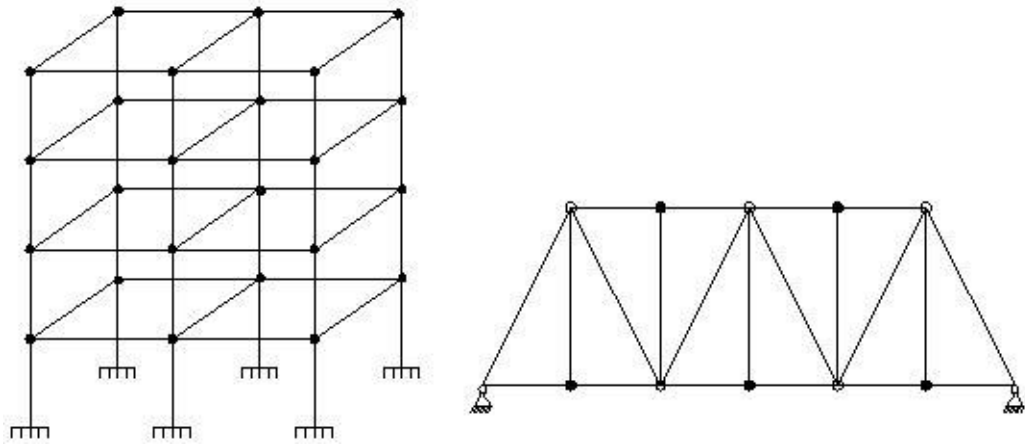
Şekil 3.2 : Bir Üçgen Eleman ve Düğüm Noktaları

(f) Sonuçların Bulunması : Bilinen nodal yer değişimlerinden, ilgili matrislerin çözülmesiyle gerilmeler ve şekil değiştirmeler elde edilir.

Yöntemin değişik disiplinlerde uygulanması ile yukarıdaki adımlarda ufak değişiklikler görülse de tüm sonlu elemanlar hesapları genel olarak bu sırayı takip etmektedir [17].

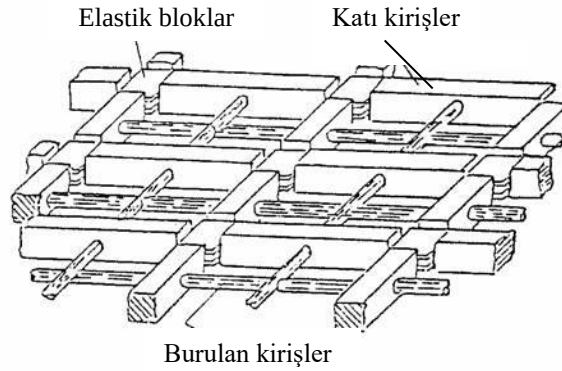
3.1.5 Sonlu elemanlarla ilgili özellikler

Sonlu elemanlar metodunun temelinde parçadan bütüne gitme prensibi bulunmaktadır. Bu prensip ilk önce Şekil 3.3'te görülen kiriş-kafes yapıları üzerinde uygulanmıştır. Daha sonra iki ve üç boyutlu sürekli ortamlar Şekil 3.4'te görüldüğü gibi, değişik boyutlarda kiriş elemanlarından meydana gelmiş olarak düşünülmüş ve bu yaklaşıma "Parçalı Eleman Yöntemi" (Discrete Element Method) adı verilmiştir [16].



Şekil 3.3 : Kiriş Kafes Yapı Sistemleri

Sonlu eleman kavramı, fiziksel bakımdan kiriş-kafes yaklaşımından farklıdır. Sonlu eleman, 2 veya 3 boyutlu bir parçası yada bir bölgesidir [16]. Fiziksel sistemin davranışı sonlu elemanların geometrileri ve malzeme özellikleri ile belirlenir. Bu sebeple öncelikle sonlu elemanın özellikleri bilinmelidir.



Şekil 3.4 : İki Boyutlu Sürekli Ortamın Kiriş Kafes Sistemi Gibi İncelenmesi

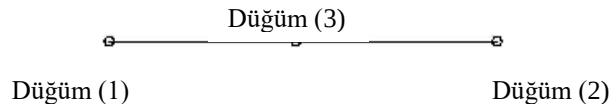
3.1.6 Sonlu elemanlar yöntemi eleman çeşitleri

Doğru sonuç elde edilmesi için ortamın iyi bir biçimde sonlu elemanlara bölünmesi gerekir. Bu da problemi çözen mühendise bağlıdır. Öncelikle, sürekli ortamın boyutuna, yapının veya cismin geometrisine uygun olarak sonlu elemanın şekli seçilmelidir. Sonlu eleman bir, iki yada üç boyutlu olabilir. Sonlu elemanın sınırları genellikle doğru olarak seçilmekle birlikte bazı problemlerde eğri sınırlı sonlu elemanlar da kullanılabilir, hatta kullanılması gerekebilir [21].

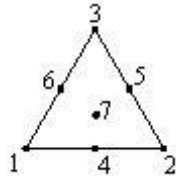
Sürekli ortamın geometrisi, malzeme özellikleri, yükleri ve yer değişimleri bir bağımsız uzay koordinatı cinsinden ifade edilebiliyorsa bir boyutlu sonlu elemanlar tercih edilir. Söz konusu koordinat elemanın ekseni boyunca ölçülür. Şekil 3.5'te bir

boyutlu bir sonlu eleman gösterilmiştir. Bu sonlu elemanı komşu sonlu elemanlara bağlayan (1 ve 2) noktalarına “dış düğüm noktaları”, (3) noktasına “iç nokta” denir [17].

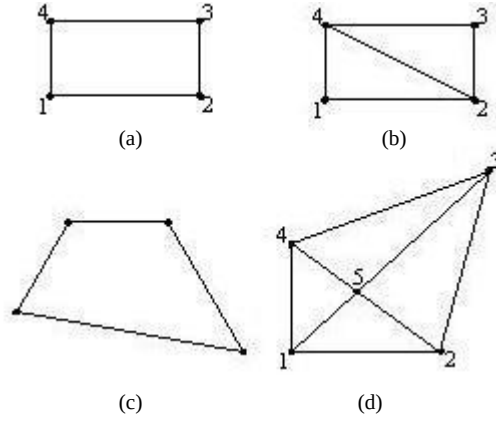
Katı mekaniğinde birçok problem, yaklaşık olarak, “iki boyutlu sonlu elemanlarla” çözülebilir. Bunların en basiti üçgen elemanıdır. Şekil 3.6’da gösterilen üçgen elemanda (1,2,3) noktaları, bu üçgen elemanı komşu sonlu elemanlara bağlayan, “dış düğüm noktaları”, (4,5,6) “kenar noktaları”, (7) “iç nokta” olarak bilinir. Şekil 3.7 diğer iki boyutlu sonlu elemanları; (a) dikdörtgen elemanı; (b) iki üçgenli dik dörtgen elemanı; (c) dörtgen elemanı; (d) dört üçgenli dörtgen elemanı göstermektedir. [17].



Şekil 3.5 : Bir Boyutlu Bir Sonlu Eleman



Şekil 3.6 : Bir Üçgen Sonlu Eleman



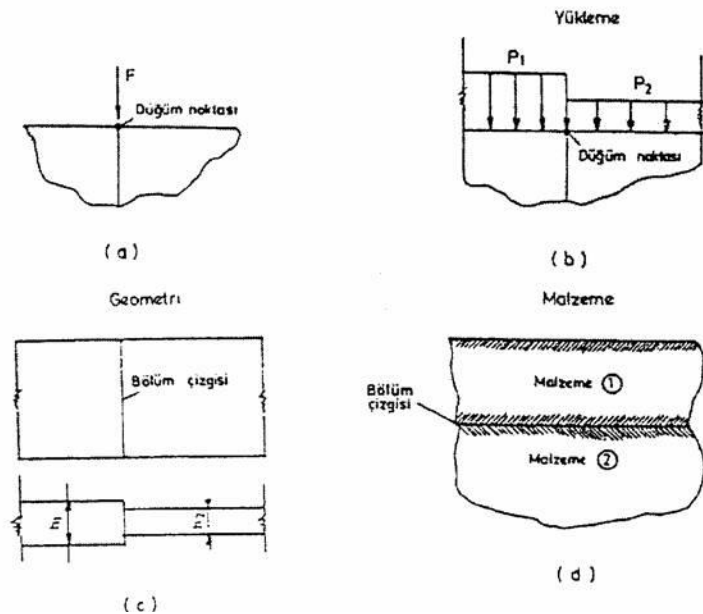
Şekil 3.7 : İki Boyutlu (a) Dikdörtgen, (b) İki Üçgenli Dikdörtgen, (c) Dörtgen, (d) Dört Üçgenli Dörtgen Sonlu Elemanlar

Eksenel simetrik cisimlerde kesidi üçgen veya dörtgen olabilen halka sonlu elemanlar kullanılır. Bunlarda silindirik koordinatlar (r,z,θ) geçerlidir. Halka sonlu elemanda özelliklerin ve değişkenlerin hiçbiri θ 'ya bağlı olmadığı için bu elemanlar iki boyutlu gibi incelenebilir [17].

3.1.7 Sistemle ilgili özellikler

Sistemin sonlu elemanlara bölünmesi, analizin doğruluğuna en fazla etki eden faktörlerden biridir. Bu konuda yerleşmiş bazı temel kurallar olmasına rağmen bu işlem büyük ölçüde mühendisin tecrübesi ve önsezilerine bağlıdır. Teorik olarak, sistem sonsuz sayıda ve sonsuz küçüklükte sonlu elemana bölündüğünde gerçek sonuca ulaşır. Gerçekte bu mümkün olmadığı için amaç minimum sayıda sonlu elemanla kabul edilebilir hata payına sahip bir sonuç elde etmektedir. Gereğinden fazla eleman kullanmak daha büyük bilgisayar gücü gerektirecek ve hesap zamanını uzatılacaktır [21].

Sistem, süreksizlik noktalarından; yani geometrinin, yüklemenin, malzeme özelliklerinin keskin değiştiği yerlerden bölünmelidir. Bu yöntem “doğal bölme” adı verilir. Şekil 3.8’de iki boyutlu problemlerde doğal bölmeye örnekler gösterilmiştir. Burada (a,b) yüklemenin, (c) geometrinin, (d) malzeme özelliklerinin değiştiği doğal sınırları göstermektedir [21].



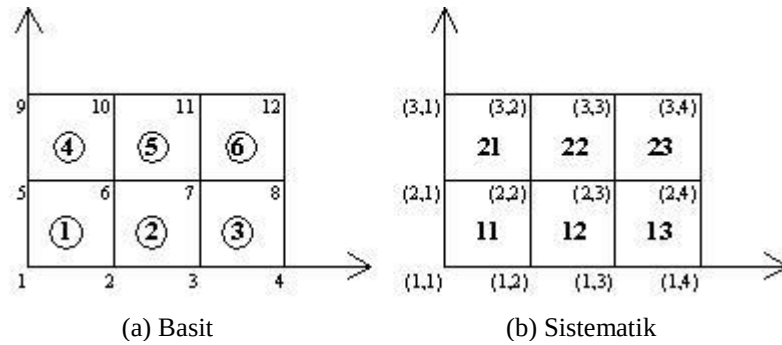
Şekil 3.8 : Doğal Bölmeye Örnekler

Çözüm bölgesi tamamıyla düzgün bir ağ ile bölünebilir veya gerilmelerin daha hızlı değişmesi beklenen bölgelerde daha küçük sonlu elemanlar kullanılabilir. Eğri sınırlar, kenarları doğru olan sonlu elemanlar ile yaklaşık gösterilebilir. Eğri kenarlı eş parametrelili sonlu elemanlar ile çözüm bölgelerini daha kesin tanımlamak mümkündür [21].

3.1.8 Elemanların numaralandırılması

Sonlu elemanlar metodu her zaman bilgisayarla uygulandığı için veriler bilgisayara girilebilecek formatta olmalıdır. Bu sebeple tüm elemanlar ve düğüm noktalarına numara verilmelidir. Bunun için iki yol vardır. Şekil 3.9.a’da basit numaralandırılma sistemi gösterilmiştir. Bu sistemde hem düğüm noktalarına, hem de sonlu elemanlara soldan sağa sırayla numara verilmiş ve numaralamaya aşağıdan yukarıya doğru sıralar ile devam edilmiştir. Çözüme geçebilmek için her sonlu elemana ait düğüm noktalarının numaraları belirlenmelidir [17].

Şekil 3.9.b’de ise sistematik numaralandırma sistemi gösterilmiştir. Bu sistemde her düğüm noktası ve her sonlu eleman iki sayı ile belirtilir. Birinci sayı sıraları, ikinci sayı sütunları gösterir [22].



Şekil 3.9 : Sonlu Elemanların ve Düğüm Noktalarının Numaralandırılması

Bilgisayar programında her sonlu elemanın numarası ve bu elemana ait düğüm noktalarının numaraları giriş bilgileri içerisinde ayrı ayrı verilir veya bir alt program çözüm bölgesini otomatik olarak böler ve sonlu elemanları, düğüm noktalarını numaralandırır.

Sistemin katılık matrisinin şerit (bant) genişliği, sonlu elemanların numaralandırılması ile yakından ilgilidir. Nitekim bant genişliği

$$B = (F + 1) \times S \quad (3.3)$$

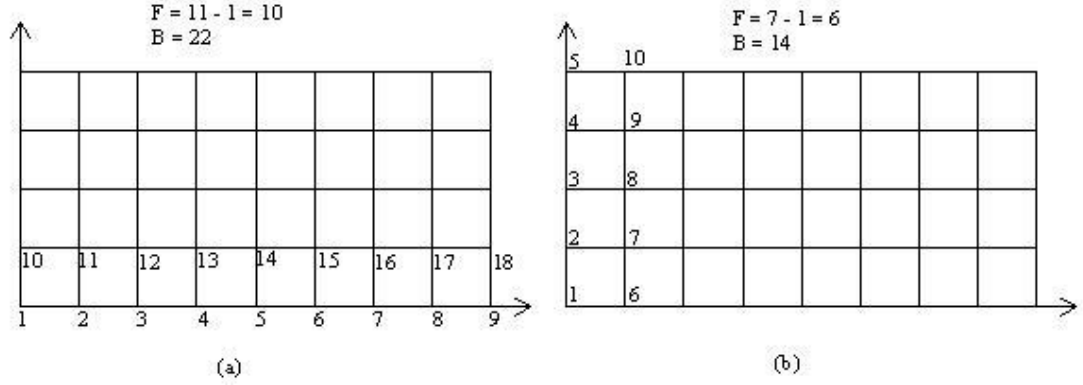
ile ifade edilir. Burada,

B: Şerit (Bant) genişliği

F: sistemdeki bütün elemanlar dikkate alınarak tespit edilmiş, herhangi bir elemandaki düğüm numaraları arasındaki en büyük fark

S: her düğüm noktasındaki serbestlik derecesidir.

Uygun numaralandırma ile bant genişliğinin nasıl azalacağı, Şekil 3.10’da görülmektedir. Aynı yapı sisteminde bant genişliği birinci halde 22, ikinci halde 14 olacaktır [22].



Şekil 3.10 : Uygun Numaralandırma İle Şerit (Bant) Genişliğinin Azaltılması

Dikkat edilmesi gereken durumlardan biri de sistem katılık matrisinde en büyük değerler köşegen veya köşegen civarında ise, denklem sisteminin çözümünün nispeten daha kolay olmasıdır. Bu durumun sağlanması bazı problemlerde en uygun numaralandırma sistemine ters düşebilir [22].

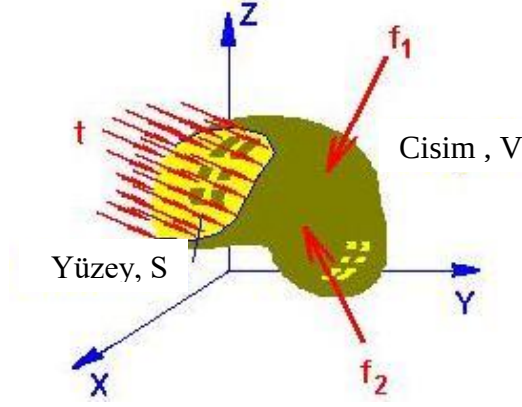
Bilgisayarda sistem katılık matrisinin bant şeklinde saklanması halinde yer ihtiyacı “ $N^2 / 2$ ” yerine sadece “ $N \times B$ ” olur. Ayrıca şerit katılık matrisi ile denklem sisteminin çözüm zamanı yaklaşık “ $N \times B^2 / 2$ ” ile orantılıdır. Halbuki tam dolu bir katılık matrisi ile çözüm zamanı yaklaşık “ $N^3 / 6$ ” ile orantılı olur [22].

Yüksek dereceli yer değişimi fonksiyonlarının kullanılmasının gerektiği durumlarda, çok sayıda kenar noktası kullanılmamalıdır. Bunun için köşe noktalarında yer değişimi türevleri ilave serbestlik derecesi olarak seçilmelidir [22].

3.2 Sonlu Elemanların Matematiksel Modellenmesi

3.2.1 Üç boyutlu lineer elastisite

Lineer elastisite, yerdeğiştirmenin yeteri kadar küçük olduğu varsayıldığında kuvvet ile yerdeğiştirme arasındaki bir ilişki olduğunu farzetmektedir. Bu yaklaşım, çoğu yapı malzemesi ile tasarlanacak yapılarda geçerlidir. Elastisite üzerindeki tartışmalar, üç boyutlu belli bir V hacmine sahip cisimlerle düşünüldüğünde başlamaktadır. Şekil 3.11’de gibi “f” belli bir noktaya uygulanan noktasal kuvveti, “t” yayılı kuvveti belli bir “S” kesit alanına gelen yayılmış kuvveti temsil etmektedir [23].



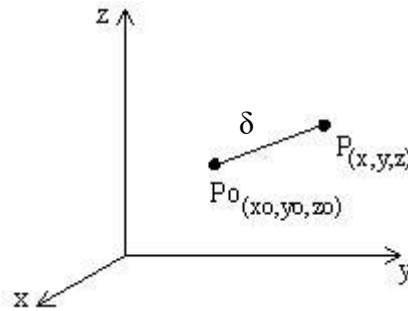
Şekil 3.11 : Belli Bir Hacme Sahip Cisim

Yüzey Gerilmeleri, katı cisme gelen kuvvetlerin sonucunda ortaya çıkmaktadır. Katı cismin yüzeyinde oluşan yüzey kuvvetleri ve katı cismin kendi hacminde oluşan kütle kuvvetleri olmak üzere iki tür kuvvet olmaktadır. Kütle kuvvetlerine örnek olarak, yerçekimi kuvveti verilebilirken, yüzey kuvvetlerine örnek olarak cisme dışarıdan uygulanan kuvvetler verilebilir [23].

Aşağıdaki konularda, bir katı cisme uygulanan belli bir kuvvet karşısında meydana gelen yerdeğiştirme, gerilme ve birim uzama değerleri arasındaki bağıntılar sonlu elemanlar yöntemine göre açıklanmaktadır.

3.2.2 Yerdeğiştirme ilişkisi

Uygulanan belli bir kuvvet altında katı cisimde bulunan bir “P₀” noktası yerdeğiştirmeye uğrayarak “P” noktasına hareket eder. Şekil 3.12’de görüldüğü gibi “P₀” (x₀,y₀,z₀) koordinatlarına sahipken, “P” noktası (x,y,z) koordinatlarına sahiptir [23].



Şekil 3.12 : Yerdeğiştirme Koordinatları

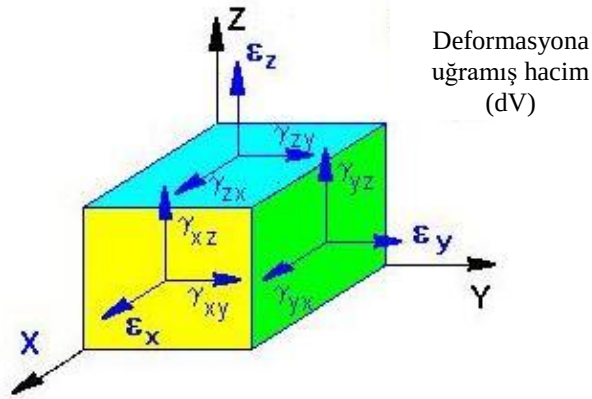
Katı cismin elastik özelliklere sahip olduğu ve uygulanan kuvvetin kaldırıldığında eski durumuna geri döndüğü kabul edilmektedir. Sonlu elemanlar yönteminde katı modelin her noktasındaki yerdeğiştirme vektörü $\underline{\delta}$, ve bu noktalardaki koordinatlar (x, y, z) olarak kabul edilmektedir [23].

$$\delta(x, y, z) = \begin{pmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

3.2.3 Strain (birim uzama) bileşeni

Katı bir cismin yerdeğişimleri arasındaki ilişki “Strain” olarak tanımlanmaktadır. Kartezyen koordinat sistemine göre “Strain” bileşenleri Şekil 3.13’de gösterilmektedir [23].

“V” hacmine sahip katı bir cisimde herhangi bir “P” noktasındaki “Strain” bileşeni, o noktadaki (u, v, w) yerdeğişmelerinin bir fonksiyonu olarak hesap edilebilmektedir. Lineer yaklaşıma göre birim uzamalar çok küçük değerler olup ikinci mertebeden etkiler ihmal edilebilmektedir. Normal ve kayma gerilmeler halinde meydana gelen strain (birim uzama) değerleri aşağıdaki formüllerle tanımlanmaktadır [15,23].



Şekil 3.13 : Belli Bir Hacimde Deformasyona Uğramış Cisim

Normal Birim Uzama

$$\epsilon_x = \frac{du}{dx} \quad \epsilon_y = \frac{dv}{dy} \quad \epsilon_z = \frac{dw}{dz} \quad (3.5.a)$$

Kesme (Kayma) Birim Uzama

$$\gamma_{xy} = \frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} \quad \gamma_{xz} = \frac{du}{dz} + \frac{dw}{dx} \quad \gamma_{yz} = \frac{dv}{dz} + \frac{dw}{dy} \quad (3.5.b)$$

Aynı formülü aşağıdaki şekilde de gösterebilmekteyiz.

$$\epsilon = \left(\frac{du}{dx}, \frac{dv}{dy}, \frac{dw}{dz}, \frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx}, \frac{du}{dz} + \frac{dw}{dx}, \frac{dv}{dz} + \frac{dw}{dy} \right) \quad (3.6)$$

Normal birim uzama değerleri $(\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z)$ “x, y, z” koordinatları doğrultusunda tanımlanmış bir noktada katı cismin tek doğrultudaki birim uzamasıdır. Kayma strain değerleri çeşitli düzlemlerde farklı açılarda meydana gelen şekil değiştirmelerdir.

Örnek olarak, “ γ_{xy} ” değeri x-z ve y-z düzlemleri arasında belli bir açıdaki birim uzamayı ifade etmektedir [23].

Matris formunda, “Strain (Birim Uzama)” ile “Yer Değiştirme” arasında aşağıdaki ilişki vardır.

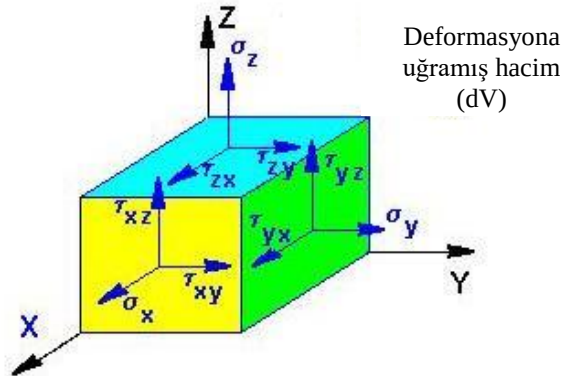
$$\varepsilon (x,y,z) = B \cdot \delta (x,y,z) \quad (3.7)$$

$$\varepsilon = (\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}) \quad (3.8)$$

$$B = \begin{pmatrix} \frac{d}{dx} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{d}{dy} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{d}{dz} \\ \frac{d}{dy} & \frac{d}{dx} & 0 \\ \frac{d}{dz} & 0 & \frac{d}{dx} \\ 0 & \frac{d}{dz} & \frac{d}{dy} \end{pmatrix} \quad (3.9)$$

3.2.4 Stress (gerilme) bileşeni

Belli bir “V” hacmine sahip katı bir cisimde “Stress” gerilme değerleri, “ $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ ” Normal gerilmeleri ile altı adet kayma gerilmesinden oluşmaktadır. Kartezyen koordinatlarına göre, oluşan gerilme değerleri Şekil 3.14’de gösterilmiştir [23].



Şekil 3.14 : Katı Bir Cisimde Oluşan Gerilme Değerleri

Denge denklemleri de göz önüne alındığında belli bir hacme sahip bir katı modelde oluşan aşağıda tanımlanan kayma gerilmeleri birbirlerine simetrik olduğundan dolayı eşit olarak kabul edilir [15,23].

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} \quad (3.10)$$

Altı adet gerilme değeri matris formatında aşağıdaki gibi gösterilebilmektedir :

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \end{pmatrix} \quad (3.11)$$

Bu gerilme değerleri, strain (birim uzama) değerlerinin yanında malzeme özelliklerine de bağlıdır.

3.2.5 Stress (gerilme) strain (birim uzama) ilişkisi

Gerilme-Birim Uzama arasındaki ilişki sonlu elemanlar yöntemine göre katı modelin mekanik özelliklerinin bilinmesi açısından önem teşkil etmektedir. Gerilme-Birim Uzama arasında (3.12) nolu eşitlikten de görüldüğü gibi lineer elastik malzemeler için “C” ile temsil edilen “Malzeme Elastisite Matrisi” tanımlanmıştır [12].

$$\sigma(x,y,z) = C \cdot \varepsilon(x,y,z) \quad (3.12)$$

Genel anizotropik malzemelerde “C” malzeme elastisite matrisi 36 tane terimden oluşmaktadır. Eğer homojen ve izotropik malzemeler için düşünüldüğünde bu matris daha basit bir terim halini almaktadır. Homojen terimi, belli bir hacime sahip katı modelin her yerinde aynı malzeme özelliklerini gösteren cisimler için kullanılmaktadır. İzotropik terimi ise belli bir hacime sahip katı modelin tüm doğrultulardaki aynı malzeme özelliklerine sahip olduğu cisimler için kullanılmaktadır [15,23].

Hooke kanunlarına göre aşağıdaki eşitlikleri tanımlayabilmekteyiz :

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu \cdot \frac{\sigma_y}{E} - \nu \cdot \frac{\sigma_z}{E} \quad \gamma_{xy} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{xy} \quad (3.13.a)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \nu \cdot \frac{\sigma_z}{E} - \nu \cdot \frac{\sigma_x}{E} \quad \gamma_{yz} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{yz} \quad (3.13.b)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \nu \cdot \frac{\sigma_x}{E} - \nu \cdot \frac{\sigma_y}{E} \quad \gamma_{zx} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{zx} \quad (3.13.c)$$

Bu formüllerde bulunan “E” Elastisite modülü, “ν” Poisson oranı, “G” ise Kayma modülüdür.

Kayma Modülü için (3.14) nolu eşitlik tanımlanmaktadır.

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \quad (3.14)$$

(3.13) nolu eşitlikleri Normal Strain (Birim Uzama) değerleri için tekrardan matris formunda yazacak olursak,

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \end{pmatrix} = \frac{1}{E} \cdot \begin{pmatrix} 1 & -\nu & -\nu \\ -\nu & 1 & -\nu \\ -\nu & -\nu & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \end{pmatrix} \quad (3.15)$$

(3.15) eşitliğinde görülen gerilme ve birim uzama değerleri matris formunda yer değiştirilirse (3.16) denklemi elde edilir.

$$\begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \end{pmatrix} = \frac{E}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} \cdot \begin{pmatrix} 1 - \nu & \nu & \nu \\ \nu & 1 - \nu & \nu \\ \nu & \nu & 1 - \nu \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \end{pmatrix} \quad (3.16)$$

(3.16) ve (3.13) denklemleri gözönüne alındığında ve buradaki değerlere kayma gerilmesi ve birim uzama değerleri de eklendiğinde 6x6 matris elde edilir ve (3.12) denkleminde göre homojen, izotropik, lineer, elastik “C” malzeme elastisite matrisi (3.17) denklemindeki gibi elde edilir [23].

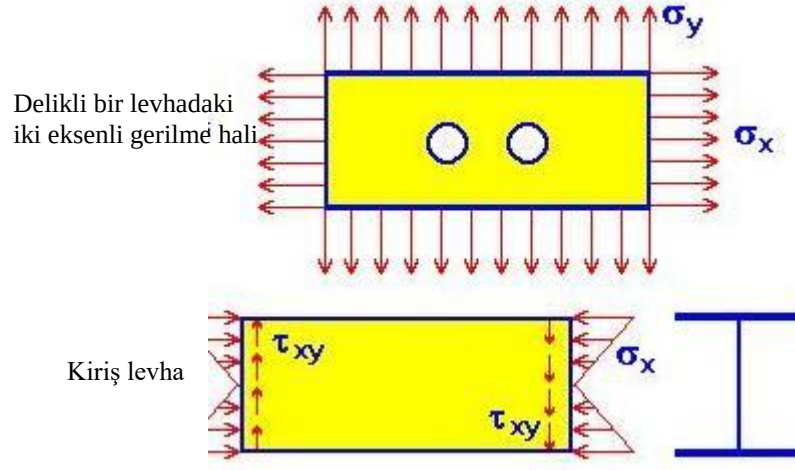
$$C = \frac{E}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} \cdot \begin{pmatrix} 1 - \nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1 - \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1 - \nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\nu}{2} \end{pmatrix} \quad (3.17)$$

(3.17) denkleminde de görüldüğü gibi “C” matrisi, simetrik ve elastisite modülü ile poisson oranının bir fonksiyonu olan bir yapıya sahiptir [15].

3.2.6 Düzlem gerilme ve düzlem birim uzama

Düzlem gerilme ve düzlem birim uzama problemleri üç boyutlu lineer elastisiteye özgü bir teoridir. Bu yaklaşımda uygulanan kuvvetler ve yerdeğiştirmeler belli bir düzlem üzerinde meydana gelmektedir [15].

Düzlem gerilme durumunda, gerilme değerlerinin gerilmeye maruz kalan parçanın kesit içerisinde (ince bir tabaka gibi) meydana geldiği düşünölmektedir. Bu tür gerilmeye örnek olarak Şekil 3.15 verilebilir [23].



Şekil 3.15 : İnce Levha Tabakalarda Düzlem Gerilme Halleri

Gerilme ve birim uzamanın sıfırdan farklı olan bileşenleri :

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} \quad \gamma = \begin{pmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} \quad (3.18)$$

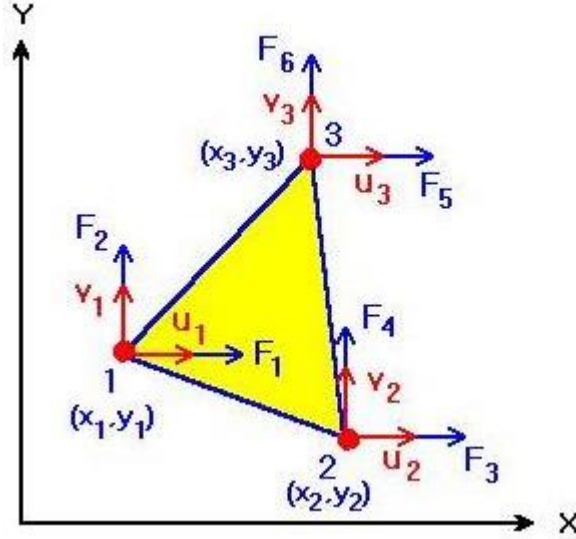
Düzlem birim uzama problemlerinde, düzlem dışında birim şekil değişimi olmadığı kabul edilir. Örneğin, uzun millerin maruz kaldığı gerilme durumu verilebilir [15].

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} \quad \gamma = \begin{pmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} \quad (3.19)$$

Düzleme normal olan σ_z gerilme değeri, düzlemde herhangi bir iş yapmadığından dolayı z yönündeki yerdeğiştirme değeri sıfır olmaktadır. Düzlem birim uzamaya örnek olarak uzunlamasına bir modelin enine alınan kesitinin modellenmesi verilebilir [15,16,23].

3.2.7 Düzlemsel gerilme halinde üçgensel elemanlar

İki boyutlu sonlu elemanlardaki düzlemsel gerilme halleri için uygulanabilecek en basit düzlemsel eleman olarak üçgensel elemanlar seçilmiştir. Üçgensel elemanların sonlu elemanlar ile çözümünde “Doğrudan Yöntem” olarak adlandırılan, aşağıdaki adımlarda açıklaması da yapılan yöntem tercih edilmektedir [23].



Şekil 3.16 : Üçgensel Elemanın Düğüm Noktaları ve Koordinatları

Şekil 3.16’da üçgensel elemanın düğüm noktaları ve iki boyutlu yerdeğiştirme halinde bu noktaların dikey ve yatay yerdeğiştirme koordinatları verilmiştir. Bu üçgensel elemanın toplam altı adet serbestlik derecesi vardır [23].

Bu üçgensel eleman için kuvvet yerdeğiştirme ilişkisini matris formatında aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$K_e \cdot \delta_e = F_e \quad (3.20)$$

(3.20) eşitliğinde tanımlanan formülde, “ K_e ” Eleman Katılık Matrisi, “ δ_e ” Yerdeğiştirme Vektörü, “ F_e ” ise Kuvvet Vektörü olarak tanımlanmaktadır.

$$\delta_e = (u_1 \ v_1 \ u_2 \ v_2 \ u_3 \ v_3)^T \quad (3.21.a)$$

$$F_e = (F_1 \ F_2 \ F_3 \ F_4 \ F_5 \ F_6)^T \quad (3.21.b)$$

Eleman Katılık Matrisi, “Doğrudan Yöntem” veya “Enerji Methodu” kullanılarak hesap edilmektedir. “Doğrudan Yöntem” ile hesap yapılması “Enerji Metodu”na göre daha basit olması nedeniyle daha yaygın olarak kullanılmaktadır [23].

3.2.8 Bir üçgensel elemanın direkt metoda göre incelenmesi

Bir üçgensel elemanda, Direkt Metod'a göre eleman katılık matrisi hesap edilirken üçgen elemanın düğüm noktalarındaki kuvvetlerin değerleri göz önüne alınmaktadır. Bu yöntemde katılık matrisi hesap edilirken aşağıdaki adımlar takip edilmektedir :

1. Düğüm noktalarındaki yerdeğiştirmelere göre üçgen elemanın birim uzama değeri hesap edilir.
2. Elde edilen Birim uzama değerlerinden yola çıkarak gerilme değerleri hesap edilir.
3. Hesap edilen gerilme değerleri kullanılarak üçgen elemanın düğüm noktalarındaki kuvvet değerleri hesap edilir.
4. Son olarak elde edilen düğüm noktalarındaki kuvvet ve yerdeğiştirme değerlerini (3.20) denkleminde kullanılarak eleman katılık matrisi elde edilir [15,16,23].

3.2.8.1 Yerdeğiştirmenin enterpolasyonu

Üçgensel elemanın denge koşulları göz önüne alındığında bu elemanın herhangi bir (x,y) koordinatlarına sahip noktadaki yerdeğiştirme vektörü (3.22) denkleminde tanımlanmaktadır.

$$\delta_e(x,y) = \begin{pmatrix} u_e(x,y) \\ v_e(x,y) \end{pmatrix} \quad (3.22)$$

Sonlu elemanlar yöntemi ile kesin yerdeğiştirmeleri belirli yaklaşımlarla çözmek için (3.23)'de görülen enterpolasyon denklemleri kullanılmaktadır.

$$u_e(x,y) = \sum_{i=1}^3 N(x_i,y_i) \cdot u_i \quad (3.23.a)$$

$$v_e(x,y) = \sum_{i=1}^3 N(x_i,y_i) \cdot v_i \quad (3.23.b)$$

N_1, N_2, N_3 değerleri, enterpolasyon fonksiyonları (şekil fonksiyonları) olarak tanımlanmaktadır. Gerekli yaklaşımlar yapıldığında, matris formunda aşağıdaki eşitlik kullanılabilir.

$$\delta_e(x,y) = N(x,y) \cdot \delta_e(x,y) \quad (3.24)$$

$$N(x,y) = \begin{pmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 \end{pmatrix} \quad (3.25)$$

$$\delta_e = (u_1 \ v_1 \ u_2 \ v_2 \ u_3 \ v_3)^T \quad (3.26)$$

Yerdeğiştirme denklemlerini (3.27)'de gösterilen lineer denklemlerle ifade edebiliriz.

$$u_e(x,y) = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot x + \alpha_3 \cdot y \quad (3.27.a)$$

$$v_e(x,y) = \alpha_4 + \alpha_5 \cdot x + \alpha_6 \cdot y \quad (3.27.b)$$

Elemanın her bir düğüm noktasında (3.27) denklemleri değerlendirilerek “ α ” sabit değerleri hesap edilmektedir. Elemanın üçgen eleman olduğu ve üç adet düğüm noktasından oluştuğu kabul edildiğine göre aşağıdaki kabuller yapılabilir.

$$u(x_1, y_1) = u_1 \quad v(x_1, y_1) = v_1 \quad (3.28.a)$$

$$u(x_2, y_2) = u_2 \quad v(x_2, y_2) = v_2 \quad (3.28.b)$$

$$u(x_3, y_3) = u_3 \quad v(x_3, y_3) = v_3 \quad (3.28.c)$$

Aynı zamanda,

$$u_1(x,y) = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot x_1 + \alpha_3 \cdot y_1 \quad (3.29.a)$$

$$u_2(x,y) = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot x_2 + \alpha_3 \cdot y_2 \quad (3.29.b)$$

$$u_3(x,y) = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot x_3 + \alpha_3 \cdot y_3 \quad (3.29.c)$$

eşitlikleri de yazılabilmektedir.

Denklem (3.29)'da gösterilen yerdeğiştirme denklemlerini matris formunda aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$\begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \end{pmatrix} \quad (3.30)$$

Bu matris eşitliğinin matris formunda tersi yazılarak “ α ” sabit değerleri hesap edilir.

$$\begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{pmatrix}^T \cdot \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} \quad (3.31)$$

Üçgen elemanın alan hesabını da (3.31) denkleminde yerine koyarsak aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \end{pmatrix} = \frac{1}{2\Delta} \begin{pmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix} \quad (3.32)$$

Denklem (3.32)'de ifade edilen sabitler aşağıdaki denklemlerde açıklanmaktadır.

Δ : Üçgen elemanın alanını ifade etmektedir.

$$a_1 = x_2 \cdot y_3 - x_3 \cdot y_2 \quad b_1 = y_2 - y_3 \quad c_1 = x_3 - x_2 \quad (3.33.a)$$

$$a_2 = x_3 \cdot y_1 - x_1 \cdot y_3 \quad b_2 = y_3 - y_1 \quad c_2 = x_1 - x_3 \quad (3.33.b)$$

$$a_3 = x_1 \cdot y_2 - x_2 \cdot y_1 \quad b_3 = y_1 - y_2 \quad c_3 = x_2 - x_1 \quad (3.33.c)$$

$$\Delta = \frac{1}{2} \cdot \begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{vmatrix} \quad (3.34)$$

Denklem (3.25) ve (3.34) göz önüne alınırsa, enterpolasyon fonksiyonları (şekil fonksiyonları) aşağıdaki gibi elde edilir.

$$N_1(x,y) = \frac{a_1 + b_1 \cdot x + c_1 \cdot y}{2 \cdot \Delta} \quad (3.35.a)$$

$$N_2(x,y) = \frac{a_2 + b_2 \cdot x + c_2 \cdot y}{2 \cdot \Delta} \quad (3.35.b)$$

$$N_3(x,y) = \frac{a_3 + b_3 \cdot x + c_3 \cdot y}{2 \cdot \Delta} \quad (3.35.c)$$

Denklem (3.35) de elde edilen enterpolasyon fonksiyonları (şekil fonksiyonları) görüldüğü gibi üçgen elemanın düğüm noktaları vasıtasıyla hesap edilebilmekte ve bu enterpolasyon fonksiyonları üçgen elemanların birim uzama değerlerinin hesap edilmesinde kullanılmaktadır [23].

3.2.8.2 Direkt metoda göre yerdeğiştirme birim uzama arasındaki ilişki

Düzlem Gerilme ve Düzlem Birim Uzama teorisinde elde edilen denklemler ve iki boyutlu lineer elastisite yaklaşımı göz önüne alındığında aşağıdaki eşitlikleri yazabiliriz.

$$\varepsilon(x,y) = \begin{pmatrix} \varepsilon_x & \varepsilon_y & \gamma_{xy} \end{pmatrix}^T \quad (3.36)$$

$$\varepsilon_x = \frac{du}{dx} \quad \varepsilon_y = \frac{dv}{dy} \quad \gamma_{xy} = \frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} \quad (3.37)$$

(3.23), (3.35) ve (3.37) denklemleri birlikte ele alındığında aşağıdaki birim uzama denklemleri elde edilir.

$$\varepsilon_x = \sum_{i=1}^3 \frac{dN(x_i, y_i)}{dx} \cdot u_i \quad \varepsilon_y = \sum_{i=1}^3 \frac{dN(x_i, y_i)}{dy} \cdot v_i \quad (3.38)$$

$$\gamma_{xy} = \sum_{i=1}^3 \left(\frac{dN(x_i, y_i)}{dy} \cdot u_i + \frac{dN(x_i, y_i)}{dx} \cdot v_i \right)$$

(3.36) ve (3.38) denklemleri kullanılarak matris formunda yerdeğiştirme birim uzama ilişkisini gösteren eşitlik elde edilir.

$$\varepsilon_e(x,y) = D \cdot \delta_e \quad (3.39)$$

Bu denklemde bulunan “D” değeri için (3.26) ve (3.36) denklemleri de kullanılarak (3.40)’daki değer elde edilir. Bu denklemlerde kullanılan “δ” yerdeğiştirmesinin birimi uzunluk, “ε” birim uzama değeri birimsiz olduğuna göre “D” değerinin birimi “1/uzunluk” olarak alınmaktadır [23].

$$D = \frac{1}{2\Delta} \cdot \begin{pmatrix} b_1 & 0 & b_2 & 0 & b_3 & 0 \\ 0 & c_1 & 0 & c_2 & 0 & c_3 \\ c_1 & b_1 & c_2 & b_2 & c_3 & b_3 \end{pmatrix} \quad (3.40)$$

3.2.8.3 Doğrudan yöntemle göre gerilme birim uzama arasındaki ilişki

Lineer, homojen, izotropik malzemeler için uygulanan gerilme birim-uzama eşitliklerinde, (3.13)’de belirtilen Hooke Kanunu’ndan faydalanılmaktadır [23].

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu \cdot \frac{\sigma_y}{E} \quad \varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \nu \cdot \frac{\sigma_x}{E} \quad \gamma_{xy} = 2 \cdot \frac{1+\nu}{E} \cdot \tau_{xy} \quad (3.41)$$

Doğrudan yöntemle göre gerilme-birim uzama değerleri arasındaki formülün x-y düzlemindeki (iki boyutlu) durumu (3.42) ve (3.43)’teki eşitlikteki gibidir [23].

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} = \frac{1}{E} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\nu & 0 \\ -\nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} \quad (3.42)$$

Bu eşitlikte matrislerin transpozesi (tersi) alındığında eşitlik aşağıdaki gibi olur [23].

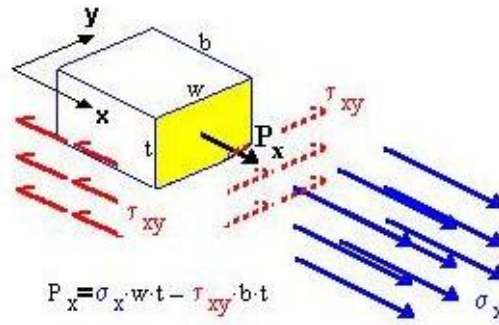
$$\begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \begin{pmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} \quad (3.43)$$

Bu eşitliklerden “C” malzeme elastisite matrisi aşağıdaki gibi elde edilir [23].

$$C = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \begin{pmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{pmatrix} \quad (3.44)$$

3.2.8.4 Bir gerilme alanı için denge kuvvetleri

Bu bölümde, elemanların her bir kenarına gelen gerilme değerlerinden yola çıkarak ve bu elemanların statik halde dengede olduğu prensibi doğrultusunda bütün düğüm noktalarına gelen denge kuvvetlerinin nasıl hesap edildiği üzerine ilgili eşitlikler anlatılmaktadır. Bir blok elemanın kenar ölçüleri “w, b, t” olarak kabul edildiğinde gerilme değeri ve gerilme değerine bağlı olarak hesaplanan denge kuvvetleri Şekil 3.17’de gösterilmektedir [23].



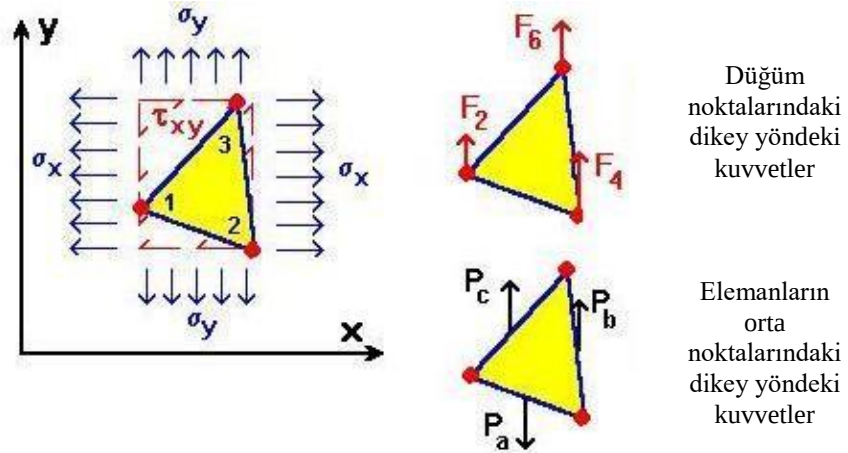
Şekil 3.17 : Bir Blok Elemanın Bir Kenarına Gelen Denge Denkleminin Şekli

Şekil 3.18’de ise üçgensel bir elemanın sabit gerilme değerlerinde meydana gelen denge kuvvetleri gösterilmektedir. Bu şekilde görülen düğüm noktalarının birbirine bağlanmasını sağlayan çizgilerin orta noktalarında oluşan ve üçgen elemanın yüzeyine dikey doğrultuda olan denge kuvvetlerinin hesabı aşağıdaki eşitlikler ile yapılabilmektedir [23].

$$P_a = \sigma_y \cdot (x_2 - x_1) \cdot t + \tau_{xy} \cdot (y_1 - y_2) \cdot t \quad (3.45.a)$$

$$P_b = \sigma_y \cdot (x_2 - x_3) \cdot t + \tau_{xy} \cdot (y_3 - y_2) \cdot t \quad (3.45.b)$$

$$P_c = \sigma_y \cdot (x_3 - x_1) \cdot t - \tau_{xy} \cdot (y_3 - y_1) \cdot t \quad (3.45.c)$$



Şekil 3.18 : Düğüm Noktalarındaki ve Orta Noktalardaki Kuvvetler ve Gerilmeler

Düğüm noktalarına gelen kuvvetler denge denklemleri göz önüne alınarak, (3.45) nolu eşitliklerde belirtilen orta noktalara gelen kuvvetlerin ikiye bölünmesiyle elde edilir [23].

$$F_2 = \frac{P_c}{2} - \frac{P_a}{2} \quad F_4 = \frac{P_b}{2} - \frac{P_a}{2} \quad F_6 = \frac{P_b}{2} - \frac{P_c}{2} \quad (3.46)$$

(3.45) ve (3.46) nolu eşitlikler birlikte düşünüldüğünde, dikey kuvvetler için Gerilme kuvvet ilişkisi aşağıdaki eşitlikteki gibi olur[23].

$$F_2 = \frac{t}{2} \cdot [\sigma_y \cdot (x_3 - x_2) + \tau_{xy} \cdot (y_2 - y_3)] \quad (3.47.a)$$

$$F_4 = \frac{t}{2} \cdot [\sigma_y \cdot (x_1 - x_3) + \tau_{xy} \cdot (y_3 - y_1)] \quad (3.47.b)$$

$$F_6 = \frac{t}{2} \cdot [\sigma_y \cdot (x_1 - x_2) + \tau_{xy} \cdot (y_2 - y_1)] \quad (3.47.c)$$

Üçgen elemanın düğüm noktalarında bulunan yatay kuvvetler için de yukarıdaki eşitlikler yazıldığında yatay kuvvetler için eşitlikler elde edilir. Bu eşitlikler ile dikey kuvvetler için elde edilen eşitlikler birleştirildiğinde matris formunda aşağıdaki eşitlikler elde edilir [23].

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \end{pmatrix} = -\frac{t}{2} \cdot \begin{pmatrix} y_3 - y_2 & 0 & x_2 - x_3 \\ 0 & x_2 - x_3 & y_3 - y_2 \\ y_1 - y_3 & 0 & x_3 - x_1 \\ 0 & x_3 - x_1 & y_1 - y_3 \\ y_2 - y_1 & 0 & x_1 - x_2 \\ 0 & x_1 - x_2 & y_2 - y_1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} \quad (3.48)$$

$$f_e = A \cdot \sigma_e(x, y) \quad (3.49)$$

$$A = -\frac{t}{2} \cdot \begin{pmatrix} y_3 - y_2 & 0 & x_2 - x_3 \\ 0 & x_2 - x_3 & y_3 - y_2 \\ y_1 - y_3 & 0 & x_3 - x_1 \\ 0 & x_3 - x_1 & y_1 - y_3 \\ y_2 - y_1 & 0 & x_1 - x_2 \\ 0 & x_1 - x_2 & y_2 - y_1 \end{pmatrix} \quad f_e = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \end{pmatrix} \quad (3.50)$$

(3.39), (3.43), (3.49) eşitlikleri dikkate alındığında “Malzeme Katılık Matrisi (K_e)” elde edilir [23].

$$\varepsilon_e(x, y) = D \cdot \delta_e \quad (3.39)$$

$$\sigma_e(x, y) = C \cdot \varepsilon_e(x, y) \quad (3.43)$$

$$f_e = A \cdot \sigma_e(x, y) \quad (3.49)$$

$$f_e = A \cdot C \cdot D \cdot \delta_e \quad (3.51)$$

Sonuçta Katılık Matrisi (3.52) eşitliğindeki gibi elde edilmektedir [23].

$$K_e = A \cdot C \cdot D \quad (3.52)$$

3.3 Ansys Sonlu Elemanlar Paket Programı

Sonlu elemanlar analizi büyük ölçüde karmaşık matematik işlemlere dayandığı için, elle hesaplayarak uygulamak mümkün olsa da, her zaman bilgisayar programları yardımıyla uygulanır. Zaten üçüncü bölümde de belirtildiği gibi, sonlu elemanlar yöntemi baştan itibaren bilgisayarlarla kullanılacağı düşünülmüş ve geliştirilmiştir [21].

Bu sebeple son yirmi yılda sonlu elemanlar yöntemi için yüzlerce bilgisayar programı yazılmıştır. Bu programlar başlangıçta sadece belli özel problemleri çözecek şekilde tasarılansa da, bilgisayar sistemlerinin gelişmesiyle birlikte yazılan programların da yetenekleri genişletilmiştir [21].

Son yıllarda ise, sistemin 3 boyutlu tasarımı ile birlikte gerekebilecek tüm sonlu eleman analizlerinin yapılmasına olanak sağlayan paket programlar ortaya çıkmıştır. Bunlar arasında ABAQUS ve ANSYS gibi programlar sayılabilir.

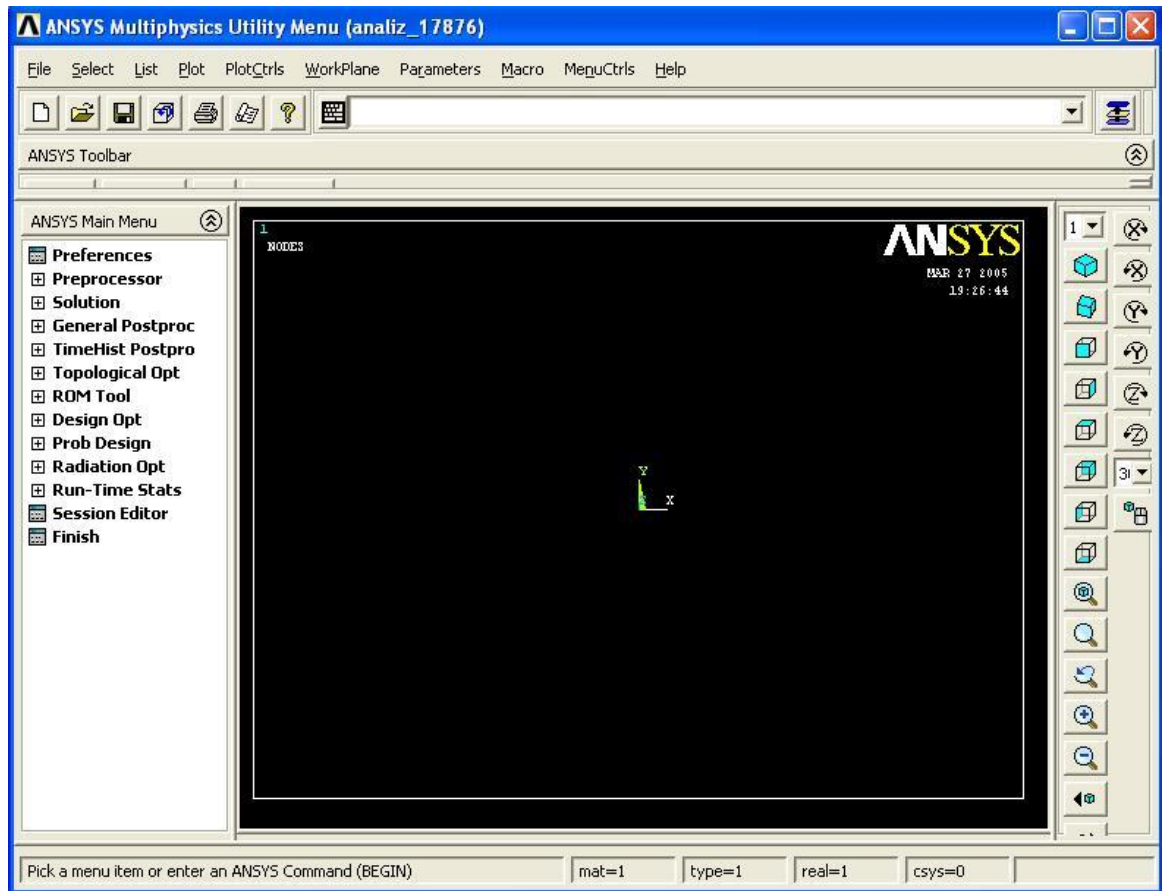
Bu tez için en uygun program olarak ANSYS seçilmiştir. Bunun sebebi ANSYS'in tasarım kısmının zayıf olmasına karşın sonlu eleman analizinde mühendisler tarafından en doğru sonuçları en kısa zamanda veren program paketi olarak kabul edilmesidir. Tasarım bölümündeki zayıflık diğer programlarla tasarlanan parçaların aktarılabilmesi sebebiyle önemli bir sorun teşkil etmemektedir [21].

Günümüzde de pek çok büyük firma mühendislik hizmetlerinde ANSYS'ten faydalanmaktadır. Bunlara örnek olarak General Motors, Pratt and Whitney, NASA, Boeing Corp., Mitroflow International, Advanced NMR Systems, 3M, Motorola, AB Volvo, Siemens, Caterpillar, IMAX Group, DuPont gibi uluslararası büyük firmalar gösterilebilir.

Aşağıda bu porgramın kısa bir tanıtımı yer almaktadır. Bu tanıtım sonrasında bu tezde kullanılan adımlar detaylı olarak açıklanmaktadır.

3.3.1 Ansys programının bölümleri

ANSYS başlatıldığında Şekil 3.19'de görülen ana pencere ekrana gelir.



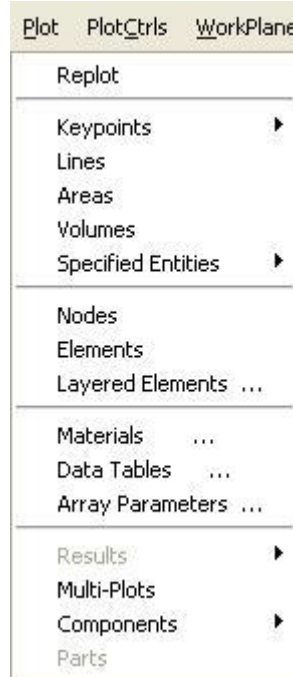
Şekil 3.19 : ANSYS Ana Penceresi

Bu pencere, kendi altında dört ayrı pencereden oluşmaktadır. En üstte solda kullanıcının yazılı komutlar verebileceği ve programın kullanıcıdan istediklerini bildirdiği “ANSYS Input” penceresi, üst sağda kullanıcının sık kullandığı komutlar için kısayollar yerleştirebileceği “ANSYS Toolbar” penceresi, sol tarafta programın menülerinin bulunduğu “ANSYS Main Menu” penceresi ve bunun sağında parçanın resminin ve analiz sonuçlarının gösterildiği “ANSYS Graphics” penceresi bulunmaktadır [24].

Programa komutlar “mouse” aracılığı ile verilse de, kullanıcı ANSYS’in tüm komutlarını “ANSYS Input” penceresinde yazılı olarak da verebilir. Mouse ile verilemeyen pek çok komut sadece “ANSYS Input” penceresinde verilebilmektedir. Ayrıca ANSYS kullanıcıdan bir giriş yapmasını istediğinde (bir boyut yada sayı gibi) bu pencere aracılığıyla mesaj vermektedir [24].

Bunlardan başka, ana pencerenin en üstünde, sık kullanılan komutları içeren bir yatay menü çubuğu da mevcuttur.

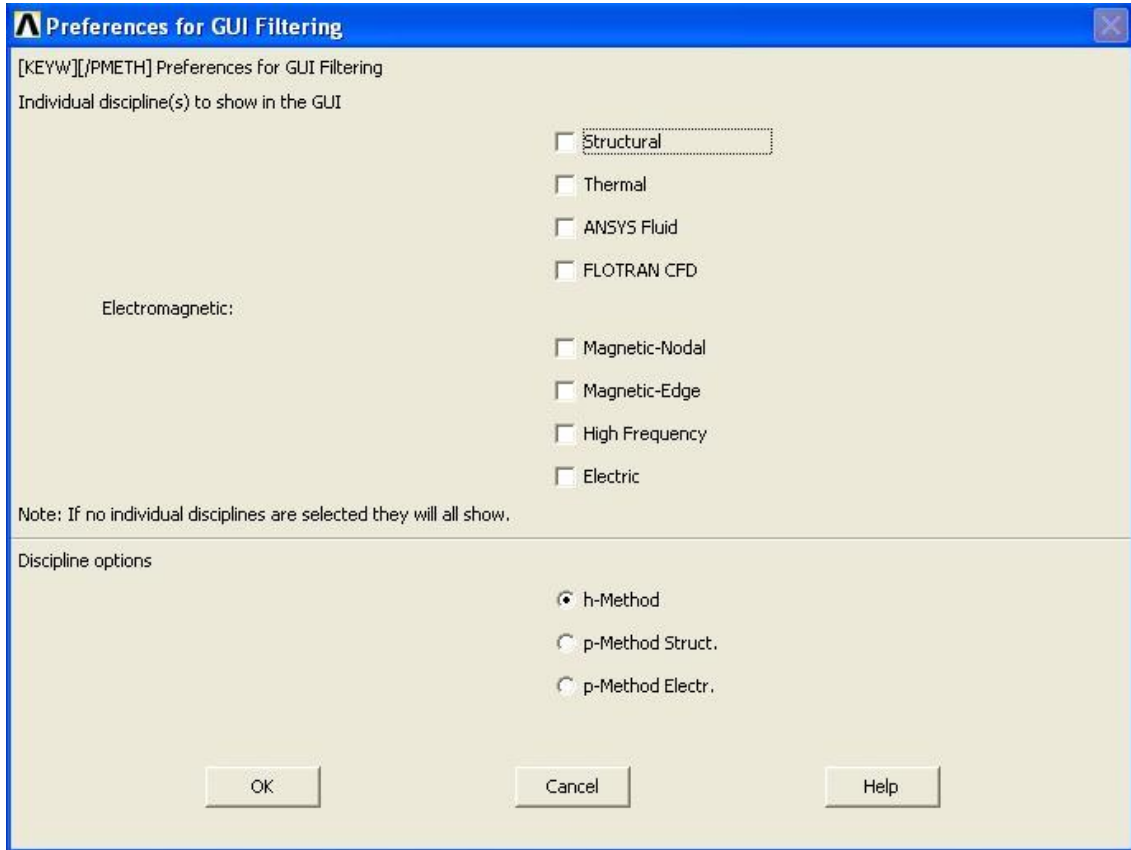
ANSYS Menu penceresinde ise ANSYS’in bölümleri alt alta sıralanmıştır. Burada yanında “...” bulunan öğelere basıldığında kullanıcıya seçenekler sunan yeni bir pencere açılmaktadır. Yanında “►” bulunan öğelere basıldığında ise menünün ilgili konusunun alt menüleri kullanılabilir hale gelmektedir (Şekil 3.20) [24].



Şekil 3.20 : ANSYS Menu Penceresinin alt menüleri

3.3.1.1 Preferences menüsü

Bu menü her projenin ilk başlangıcında ilk seçilmesi gereken menüdür. Açılan pencerede (Şekil 3.21) projenin hangi mühendislik disiplininde gerçekleştirileceği seçilmelidir. ANSYS programı burada yapılan seçime dayanarak projenin devamında kullanıcıya göstereceği seçenekleri ayarlamaktadır. Pencerenin alt kısmında ise sonlu eleman analizinde hangi metodun kullanılacağı seçilmelidir. Burada “h metodu” veya “p metodu” arasında seçim yapılabilir [24].



Şekil 3.21 : Preferences Menüsü

Klasik sonlu elemanlar analizinde sonuçların doğruluğu çoğunlukla eleman sayısına bağlıdır. Eleman sayısı arttıkça sonuçlar daha gerçeğe yakın çıkar. Gerilme değişimlerinin yüksek olduğu bölgelerde eleman sayısı artırılarak elde edilen sonucun hassasiyeti de artırılır. Bu çözüm yöntemi, “h metodu” olarak tanımlanmaktadır. Diğer bir deyişle, “h metodu”nda elemanlar küçük boyutlu alınmakta ve fonksiyonlar lineer olmaktadır. İkinci bir yöntem ise bu elemanların sayısını arttırmak yerine elemanların polinom derecesini arttırmaktır. Diğer bir deyişle elemanlar “p metodu”nda elemanlar büyük alınmakta fakat fonksiyonlar yüksek dereceli seçilmektedir. Polinom derecesi arttıkça elde edilen modelin

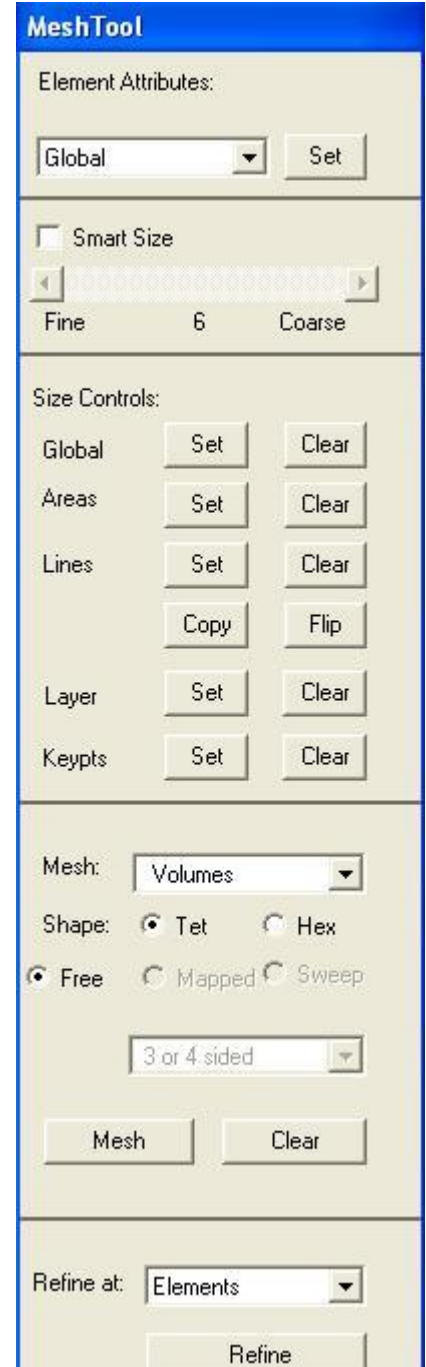
doğruluğuda artar. Sonuçlar kullanıcı tarafından tayin edilen tolerans içine girene kadar polinom derecesi artar. Bu yöntem de “p metodu” olarak tanımlanmaktadır [20]. Hangisinin projeye daha uygun olduğu kararı mühendise bağlıdır. Ancak çoğu zaman sonuçlarda çok büyük değişiklikler olmamaktadır.

Genellikle “h metodu” tercih edilir ve ANSYS de varsayılan olarak “h-metodu”nu seçmektedir [24].

3.3.1.2 Preprocessor menüsü



Şekil 3.22 : Preprocessor Menüsü



Şekil 3.23 : MeshTool Penceresi

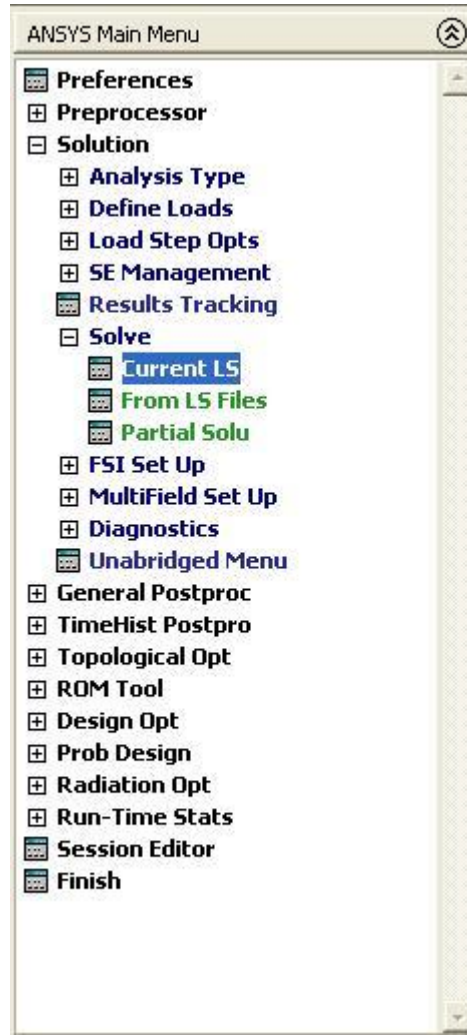
Şekil 3.22’te görülen “Preprocessor Menüsü”nde analiz için kritik önem taşıyan eleman tipi seçimi (Element Type), kullanılacak sabit değerlerin belirlenmesi (Real Constants), kullanılacak malzeme özelliklerinin belirlenmesi (Material Props), profil çubuklar için kesit tanımlaması (Sections), model üzerinde değişiklik yapma (Modelling), modeli sonlu elemanlara ayırma (Meshing), yükleme (Loading) gibi fonksiyonların gerçekleştirilmesi mümkündür. Bu özellikleri itibariyle analizin doğruluğu için en büyük öneme sahip olan menüdür [24].

Şekil 3.23’de görülen “Mesh Tool” bölümü ANSYS programının en önemli özelliklerinden birisidir. Bu pencere yardımıyla katının sonlu elemanlara bölünmesi işlemi kolayca gerçekleştirilebilmektedir. “Element Attributes” kısmında elemanlarında tipi, “Size Controls” kısmında eleman boyutları seçilmektedir. “Smart Size” seçeneği kullanılarak otomatik boyut seçimi kullanılabilir. “Refine” kısmında ise ağların (Sonlu elemanların) inceltilerek daha kaliteli hale getirilmesi mümkündür [24].

3.3.1.3 Solution menüsü

Şekil 3.24’de görülen “Solution Menüsü”, Preprocessor menüsündeki tüm ayarlar gerçekleştirildikten sonra açılmalıdır. Bu menüde sonucun elde edilmesi için gereken son işlemler yapılır. “Analysis Type” kısmında analiz tipi (Statik, Modal, Harmonik, Transient, Spektrum, Eigen Buckling vb.) seçilir. “Solution Control” menüsünde çözümde kullanılacak matematik modeller seçilebilir. “Preprocessor” menüsünde yükleme işlemi yapılmadıysa veya değiştirilmek isteniyorsa, “Solution” menüsündeki “Define Loads” alt menüsünden bu işlem gerçekleştirilebilmektedir. Aynı parçaya birden fazla değişik yükleme uygulanacaksa “Load Step Opts” kısmında bu ayarlar yapılabilir [24].

Tüm ayarlar yapıldıktan sonra “Solve Current LS” seçeneği seçilerek çözüm gerçekleştirilmektedir. Bu aşama, modelin karmaşıklığına, bilgisayarın hızına ve bellek kapasitesine göre birkaç dakikadan birkaç saate, hatta birkaç güne kadar sürebilir. Ayarlarda hata varsa, bu aşamada ekrana hata mesajları gelecektir [24].

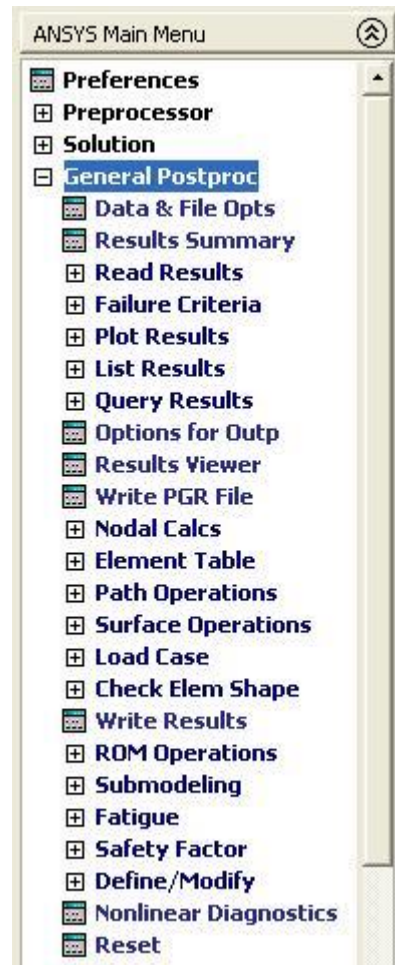


Şekil 3.24 : Solution Menüsü

3.3.1.4 General postprocessor menüsü

Çözüm aşamasının başarıyla tamamlanmasının ardından “General Postproc” menüsü açılarak PostProcessing (Son İşlem) aşamasına geçilir (Şekil 3.25). Çözüm aşamasında bilgisayarların tüm yaptığı elindeki matrisleri çözmektedir ve bunun sonucunda elde ettiği ham değerler ilk bakışta mühendis için anlam taşımamaktadır. “Postprocessing” aşamasında çözümde elde edilen değerler ekrana grafik olarak yansıtılmakta, karşılaştırmalar yapılmakta ve çıktı alınmaktadır [24].

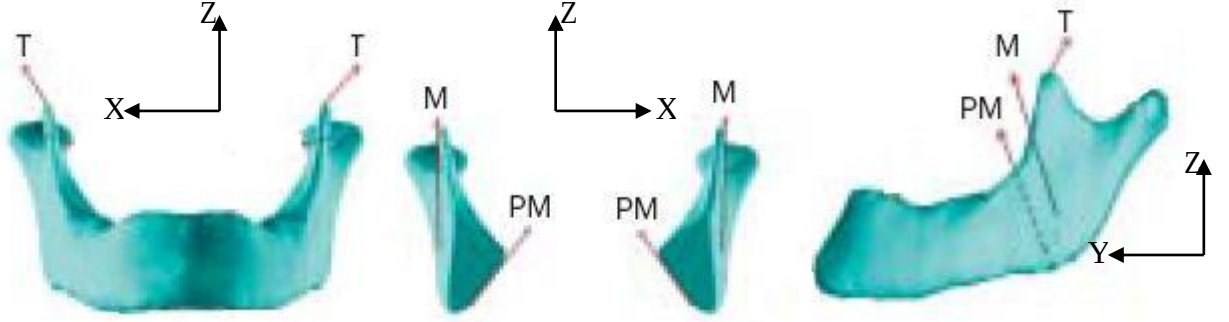
“General Postproc” menüsünde eğer birden fazla yükleme adımı seçildi ise “Read Results” bölümünde ilgili adım açılmalıdır. Daha sonra “Plot Results” ile sonuçlar grafik olarak ekrana yansıtılabilir. “List Results” ile de sonuçlar sayısal değerler olarak listelenebilir. “Query Results” ile de sonuçlar arasında arama yapmak mümkündür [24].



Şekil 3.25 : General Postprocessor Menüsü

4. MANDİBULA ÜZERİNDEKİ KAS KUVVETLERİNİN HESABI

4.1 Kas Kuvvetleri



Şekil 4.1 : Mandibula Üzerindeki Kas Kuvvetlerinin Bölgeleri [25]

Mandibula üzerinde bulunan kaslar, Şekil 4.1’de gösterildiği gibi etki etmektedir. Fakat bu kasların büyüklükleri ve doğrultuları çiğneme kuvvetinin büyüklüğüne ve uygulandığı bölgeye bağlı olarak değişiklikler gösterebilmektedir. Şekilde gösterilen harfler aşağıda tanımlanan kasları ifade etmektedir [25]:

T : Temporalis

M : Masseter

PM : Medial Pterygoid

Mandibula üzerinde koordinat noktası başlangıcı Şekil 4.2’de gösterildiği gibi mandibulanın orta noktası olarak kabul edilmiştir. Bütün ölçüler ve denge denklemleri bu koordinat noktası referans alınarak yapılmıştır. Bu doğrultuda mandibula üzerindeki kasların koordinat sistemindeki bölgeleri aşağıdaki ölçülerde olmaktadır.

Temporalis kasının koordinatları : $x_T : + 48,01 \text{ mm} / - 48,01 \text{ mm}$ (Sağ / Sol kas)
 $y_T : + 2,55 \text{ mm}$
 $z_T : + 50,34 \text{ mm}$

Masseter kasının koordinatları : $x_M : + 48,645 \text{ mm} / - 48,645 \text{ mm}$ (Sağ / Sol kas)
 $y_M : - 13,52 \text{ mm}$
 $z_M : + 11,36 \text{ mm}$

Medial Pterygoid kasının koordinatları : $x_{PM} : + 43,185 \text{ mm} / - 43,185 \text{ mm}$

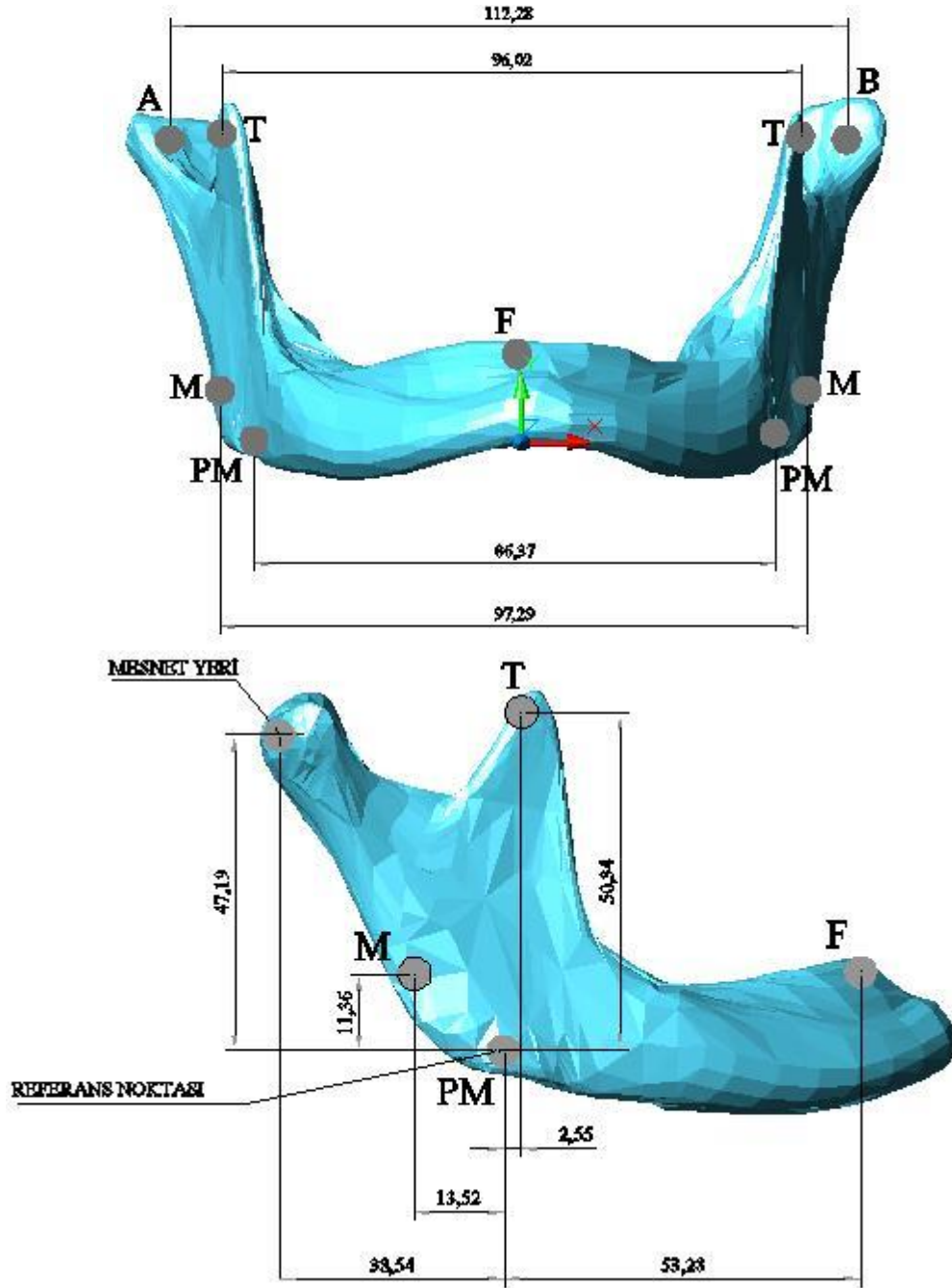
$y_{PM} : 0 \text{ mm}$

$z_{PM} : 0 \text{ mm}$

A ve B mesnet (eklem) noktalarının koordinatları : $x_1 : + 56,14 \text{ mm} / - 56,14 \text{ mm}$

$y_1 : - 38,54 \text{ mm}$

$z_1 : + 47,16 \text{ mm}$



Şekil 4.2 : Mandibulada Bulunan Kasların Yerleri

Mandibulada bulunan kas kuvvetlerinin bölgeleri yukarıda belirtilen koordinatlarda olduğu kabul edilmektedir. Uygulanan çiğneme kuvvetinin yerine ve büyüklüğüne

göre kas kuvvetlerin değiştiği göz önüne alındığında farklı çiğneme kuvvetlerinde denge denklemleri kullanılarak ilgili çiğneme kuvvetindeki kas kuvvetleri hesap edilebilmektedir. Bu durumda önden çiğneme, her iki yandan çiğneme ve yandan mandibula üzerine yatay kuvvet gelmesi durumunda elde edilen kas kuvvetleri aşağıda detaylı olarak hesaplanmaktadır. Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen kas kuvvetleri ve uygulanan çiğneme kuvvetlerine göre mandibula üzerindeki gerilme birim uzama analizleri yapılabilir.

4.2 Mandibulaya Önden ısıрма Kuvveti Uygulanması

Mandibulaya önden ısıрма kuvveti uygulandığında, mandibulada bulunan kasların (x, y, z) koordinat eksenlerine göre ortaya çıkan açılar Tablo 4.1’de gösterilmektedir. Burada mandibulanın yaklaşık 22 ° açıldığı kabul edilmektedir [25].

Tablo 4.1: Önden ısıрма Durumunda Mandibula Üzerindeki Kas Açıları [25]

	X - Eksen	Y- Eksen	Z - Eksen
Masseter (M)	$\alpha_m = 87,53^\circ$	$\beta_m = 89,37^\circ$	$\gamma_m = 2,58^\circ$
Temporalis (T)	$\alpha_t = 71,03^\circ$	$\beta_t = 77,34^\circ$	$\gamma_t = 23,09^\circ$
Medial Pterygoid (PM)	$\alpha_{pm} = 54,04^\circ$	$\beta_{pm} = 80,50^\circ$	$\gamma_{pm} = 37,63^\circ$

4.2.1 100 Newton’luk önden ısıрма kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin hesabı

Yapılan literatür araştırmaları sonucunda, 2003 yılında yapılmış bir deney sonucunda kas kuvvetleri değerleri (100 N’luk önden ısıрма kuvveti için) tespit edilmiş ve bu kas kuvvetleri arasında belli bir ilişki kurulmuştur. Bu ilişki ve kas kuvvetleri aşağıdaki gibidir : [25].

$$M = 1,496.PM \quad (4.1)$$

$$T = 0,861.PM \quad (4.2)$$

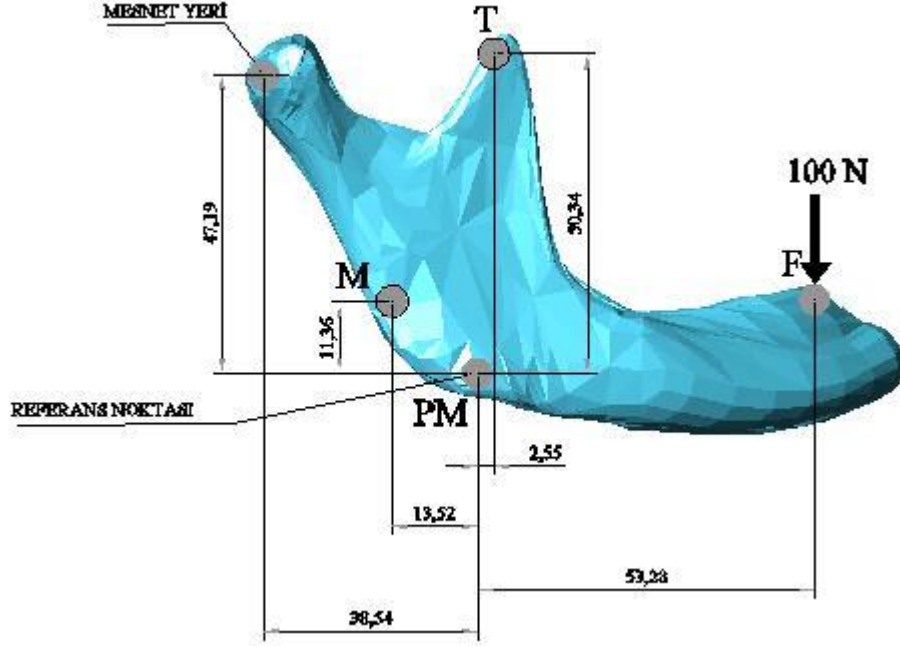
$$\text{Masseter Kas Kuvveti :} \quad M = 59,23 \text{ N}$$

$$\text{Temporalis Kas Kuvveti :} \quad T = 34,09 \text{ N}$$

$$\text{Medial Pterygoid Kas Kuvveti :} \quad PM = 39,60 \text{ N}$$

Kas açıları ve kaslar arasında kurulan (4.1) ve (4.2) eşitlikleri göz önüne alınarak ve denge denklemleri kullanılarak yapılacak hesaplar ile 100 Newton’luk ısıрма

kuvvetine karşılık gelen kas kuvvetlerini denge denklemleri yardımıyla hesap edebiliriz. Burada kurulan denge denklemlerinde mandibulanın A ve B mesnet (eklem) noktalarından B mesnetinin x eksenini doğrultusunda hareket serbestliği olduğu kabul edilmektedir. Geri kalan eksenlerde ise A ve B noktaları tutulmaktadır. Aynı zamanda bu noktalarda dönme serbestliği olduğu kabulü yapılmaktadır.



Şekil 4.3 : Mandibulaya Önden ısırma kuvveti uygulanması durumu

Isırma kuvvetinin uygulandığı noktanın uzunluğu : $x_d : 53,28 \text{ mm}$

Denge denklemleri aşağıdaki şekilde olmaktadır :

$$\Sigma F_x = 0 \quad (\text{x eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi}) \quad (4.3)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (\text{y eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi}) \quad (4.4)$$

$$\Sigma F_z = 0 \quad (\text{z eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi}) \quad (4.5)$$

$$\Sigma M_x = 0 \quad (\text{x eksenindeki momentlerin denge denklemi}) \quad (4.6)$$

$$\Sigma M_y = 0 \quad (\text{y eksenindeki momentlerin denge denklemi}) \quad (4.7)$$

$$\Sigma M_z = 0 \quad (\text{z eksenindeki momentlerin denge denklemi}) \quad (4.8)$$

▪ x eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$X_A + (T_R - T_L) \cdot \cos(\alpha_t) - (PM_R - PM_L) \cdot \cos(\alpha_{pm}) + (M_R - M_L) \cdot \cos(\alpha_m) = 0 \quad (4.9)$$

$$X_A + (T_R - T_L) \cdot \cos(71,03) - (PM_R - PM_L) \cdot \cos(54,04) + (M_R - M_L) \cdot \cos(87,53) = 0$$

Mandibulaya önden ısırma kuvveti uygulanması durumunda (eksene simetrik olması durumu) sağ ve sol taraftaki kasların değerlerinin eşit olduğu göz önüne alınırsa;

$$X_A = 0 \quad (4.10)$$

eşitliği elde edilir.

▪ y eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$Y_A + Y_B - (T_R + T_L).cos(\beta_t) + (PM_R + PM_L).cos(\beta_{pm}) + (M_R + M_L).cos(\beta_m) = 0 \quad (4.11)$$

Mandibulanın sağ ve sol taraftaki kas kuvvetlerinin eşit olduğu ve (4.1) ve (4.2) eşitlikleri (4.11) eşitliğine uygulandığında aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$\Rightarrow Y_A + Y_B - 1,722.PM.cos(77,34) + 2.PM.cos(80,50) + 2,992.PM.cos(89,37) = 0$$

$$\Rightarrow Y_A + Y_B - 0,3774.PM + 0,3301.PM + 0,0329.PM = 0$$

$$\Rightarrow Y_A + Y_B = 0,0144.PM \quad (4.12)$$

▪ z eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$Z_A + Z_B + (T_R + T_L).cos(\gamma_t) + (PM_R + PM_L).cos(\gamma_{pm}) + (M_R + M_L).cos(\gamma_m) - Q = 0 \quad (4.13)$$

Mandibulanın sağ ve sol taraftaki kas kuvvetlerinin eşit olduğu ve (4.1) ve (4.2) eşitlikleri (4.13) eşitliğine uygulandığında aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$\Rightarrow Z_A + Z_B + 1,722.PM.cos(23,09) + 2.PM.cos(37,63) + 2,992.PM.cos(2,58) - 100 = 0$$

$$\Rightarrow Z_A + Z_B + 1,5841.PM + 1,5839.PM + 2,9890.PM - 100 = 0$$

$$\Rightarrow Z_A + Z_B = 100 - 6,157.PM \quad (4.14)$$

▪ x eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\begin{aligned} & - (Z_A + Z_B).y_1 - (Y_A + Y_B).z_1 + (T_R + T_L).cos(\beta_t).z_T - (T_R + T_L).cos(\gamma_t).y_T - Q.x_d.cos(\theta) \\ & - (M_R + M_L).cos(\beta_m).z_M - (M_R + M_L).cos(\gamma_m).y_M = 0 \end{aligned} \quad (4.15)$$

Mandibulanın sağ ve sol taraftaki kas kuvvetlerinin eşit olduğu ve (4.1) ve (4.2) eşitlikleri (4.15) eşitliğine uygulandığında aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$\begin{aligned} \Rightarrow & - (Z_A + Z_B).38,54 - (Y_A + Y_B).47,19 + 1,722.PM.cos(77,34).50,34 + \\ & 1,722.PM.cos(23,09).2,55 - 100.53,28.cos(22) - 2,992.PM.cos(89,37).11,36 - \\ & 2,992.PM.cos(2,58).13,52 = 0 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow - (Z_A + Z_B).38,54 - (Y_A + Y_B).47,19 + 18,9984.PM + 4,0393.PM - 4940,0356 - 0,3737.PM - 40,4108.PM = 0$$

$$\Rightarrow (Z_A + Z_B).38,54 + (Y_A + Y_B).47,19 = -17,7468.PM - 4940,0356 \quad (4.16)$$

▪ y eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$X_A.Z_1 - (Z_A - Z_B).x_1 - (T_R - T_L).\cos(\gamma_t).x_T + (T_R - T_L).\cos(\alpha_t).z_T - (PM_R - PM_L).\cos(\gamma_{pm}).x_{PM} + (M_R - M_L).\cos(\alpha_m).z_M - (M_R - M_L).\cos(\gamma_m).x_M = 0 \quad (4.17)$$

Mandibulanın sağ ve sol taraftaki kas kuvvetlerinin eşit olduğu ve (4.1), (4.2) ve (4.10) eşitlikleri (4.17) eşitliğine uygulandığında aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$Z_A = Z_B \quad (4.18)$$

▪ z eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$X_A.y_1 + (Y_A - Y_B).x_1 + (T_R - T_L).\cos(\alpha_t).y_T - (T_R - T_L).\cos(\beta_t).x_T + (PM_R - PM_L).\cos(\beta_{pm}).x_{PM} + (M_R - M_L).\cos(\alpha_m).y_M + (M_R - M_L).\cos(\beta_m).x_M = 0 \quad (4.19)$$

Mandibulanın sağ ve sol taraftaki kas kuvvetlerinin eşit olduğu ve (4.1), (4.2) ve (4.10) eşitlikleri (4.19) eşitliğine uygulandığında aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$Y_A = Y_B \quad (4.20)$$

(4.12), (4.14), eşitlikleri (4.16) eşitliğinde kullanıldığında aşağıdaki eşitlikler yardımıyla PM (Medial Pterygoid) kas kuvveti elde edilir.

$$(Z_A + Z_B).38,54 + (Y_A + Y_B).47,19 = -17,7468.PM - 4940,0356 \quad (4.16)$$

$$Z_A + Z_B = 100 - 6,157.PM \quad (4.14)$$

$$Y_A + Y_B = 0,0144.PM \quad (4.12)$$

$$\Rightarrow [100 - 6,157.PM].38,54 + [0,0144.PM].47,19 = -17,7468.PM - 4940,0356$$

$$\Rightarrow 3854 - 237,2908.PM + 0,6795.PM = -17,7468.PM - 4940,0356$$

$$\Rightarrow 218,8645.PM = 8794,0356$$

$$\Rightarrow PM = 40,18 \text{ N} \quad (4.21)$$

(4.1) ve (4.2) eşitlikleri kullanılarak Masseter ve Temporalis kaslarının kuvvetleri elde edilir.

$$M = 1,496.40,18 \Rightarrow M = 60,10 \text{ N} \quad (4.22)$$

$$T = 0,861.40,18 \Rightarrow T = 34,60 \text{ N} \quad (4.23)$$

Aynı zamanda (4.12) ve (4.14) eşitlikleri kullanılarak mandibulanın A ve B noktalarındaki eklem kuvvetleri de hesap edilebilir.

$$Y_A + Y_B = 0,0144.PM \quad (4.12)$$

$$Y_A + Y_B = 0,0144.40,18$$

$$Y_A + Y_B = 0,580 \text{ N}$$

(4.20) eşitliğinden y eksenini doğrultusundaki A ve B eklemlerinin mesnet kuvvetlerinin eşit olduğu yaklaşımından;

$$Y_A = Y_B = 0,290 \text{ N} \quad (4.24)$$

olarak bulunur.

$$Z_A + Z_B = 100 - 6,157.PM \quad (4.14)$$

$$Z_A + Z_B = 100 - 6,157.40,18$$

$$Z_A + Z_B = -147,40 \text{ N}$$

(4.18) eşitliğinden z eksenini doğrultusundaki A ve B eklemlerinin mesnet kuvvetlerinin eşit olduğu yaklaşımından;

$$Z_A = Z_B = -73,70 \text{ N} \quad (4.25)$$

Sonuçta, kullanmış olduğumuz denge denklemleri sonucunda elde edilen kas kuvveti değerleri ile literatürde bulunmuş olan deneysel olarak tespit edilmiş kas kuvvetleri arasında yaklaşık % 1,46 oranında fark olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen hata oranının, kabul edilebilir bir seviyede olduğu gözlenmiştir.

Bulunan kas kuvvetlerinin açısal koordinatlara göre değerleri Tablo 4.2’de gösterilmiştir. Bu değerler kasların ilgili eksen doğrultularındaki açısal değerleri kullanılarak bulunmuştur. Bu değerler, mandibula üzerine 100 N’luk önden ısıрма kuvveti uygulandığı durumdaki değerler olup ileri ki adımlarda yapılan mandibulanın analizi için kullanılmaktadır. Tablo 4.2’de gösterilen değerler kasların pozisyonlarına göre pozitif (+) / negatif (-) işaretleri verilerek hazırlanmıştır.

Tablo 4.2: 100 N'luk Önden Isırma Kuvveti Uygulandığında Kas Kuvvetlerinin Değerleri

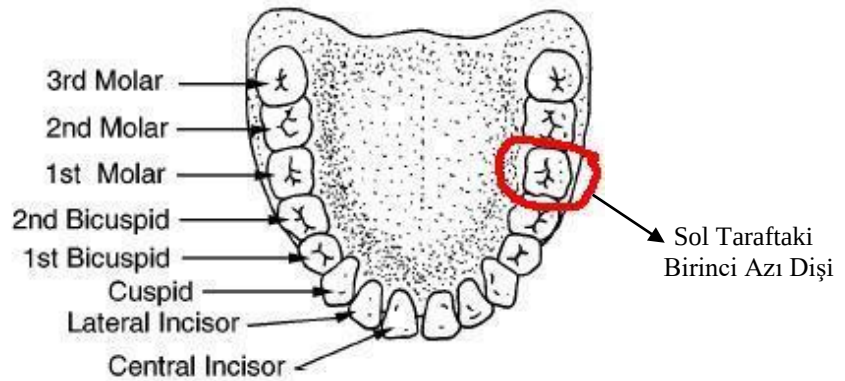
	Medial Pterygoid		Masseter		Temporalis	
	Sağ	Sol	Sağ	Sol	Sağ	Sol
x - eksen	- 23,25 N	23,25 N	2,55 N	- 2,55 N	11,08 N	- 11,08 N
y - eksen	6,54 N	6,54 N	0,65 N	0,65 N	- 7,47 N	- 7,47 N
z - eksen	31,36 N	31,36 N	59,17 N	59,17 N	31,36 N	31,36 N
Σ	39,60 N	39,60 N	59,23 N	59,23 N	34,09 N	34,09 N

4.3 Mandibulaya Sol Taraftan Çiğneme Kuvveti Uygulanması

Mandibulanın sol tarafının birinci azı dişi olarak adlandırılan bölgesinden çiğneme kuvveti uygulandığı durumda kaslarda meydana gelen açılar (x, y, z) koordinat eksenlerine göre dağılımı Tablo 4.3'deki gibi olmaktadır. Mandibulanın 22 ° açıldığı kabul edilmiştir [4].

Tablo 4.3: Mandibulanın Sol Tarafından Çiğneme Kuvveti Uygulandığı Durumdaki Kas Açılımları [4]

Sol Birinci Azı Dişinden Çiğneme Kuvveti Uygulandığı Durumda Kas Açılımları			
	X - Eksen	Y - Eksen	Z - Eksen
Sağ Masseter (M_R)	$\alpha_{mr} = 61,75^\circ$	$\beta_{mr} = 66,93^\circ$	$\gamma_{mr} = 37,92^\circ$
Sol Masseter (M_L)	$\alpha_{ml} = 67,97^\circ$	$\beta_{ml} = 70,52^\circ$	$\gamma_{ml} = 30,13^\circ$
Sağ Temporalis (T_R)	$\alpha_{tr} = 52,02^\circ$	$\beta_{tr} = 86,85^\circ$	$\gamma_{tr} = 38,18^\circ$
Sol Temporalis (T_L)	$\alpha_{tl} = 69,98^\circ$	$\beta_{tl} = 77,92^\circ$	$\gamma_{tl} = 23,69^\circ$
Sağ Medial Pterygoid (PM_R)	$\alpha_{pmr} = 40,50^\circ$	$\beta_{pmr} = 67,07^\circ$	$\gamma_{pmr} = 58,71^\circ$
Sol Medial Pterygoid (PM_L)	$\alpha_{pml} = 41,93^\circ$	$\beta_{pml} = 78,93^\circ$	$\gamma_{pml} = 50,21^\circ$



Şekil 4.4 : Sol Taraftaki Birinci Azı Dişinin Konumu

2004 yılında Almanya’da bir araştırma grubu tarafından yapılan bir araştırma sonucunda sol taraftan birinci azı dişinin olduğu bölgeden uygulanan çiğneme kuvveti sonucunda ortaya çıkan kas kuvvetleri açıları Tablo 4.3’de belirtilmişti. Bu araştırma bilgisayar programı tarafından yapılmış olup elde edilen değerlerde bilgisayar programının analizi ile elde edilmiştir. Aynı araştırmaya göre ortaya çıkan kas kuvvetleri arasında aşağıdaki eşitliklerde belirtilen değerler tespit edilmiştir [4].

$$T_R = 3,374.PM_R \quad (4.26)$$

$$M_R = 1,822.PM_R \quad (4.27)$$

$$T_L = 2,944.PM_L \quad (4.28)$$

$$M_L = 1,535.PM_L \quad (4.29)$$

$$PM_L = 1,159.PM_R \quad (4.30)$$

Yapılan bu araştırmada, 1080 Newton’luk sol tarafta bulunan birinci azı dişine uygulanan çiğneme kuvvetinin maksimum değer olarak kabul edileceği belirtilmiştir. Burada, denge denklemlerini kullanarak ve yukarıda tanımlanan kas kuvvetleri açıları ve kas kuvvetlerinin birbirleriyle olan bağıntılarını kullanarak kas kuvvetlerinin değerleri hesap edilecektir. Böylece Almanya’da yapılmış olan deneysel çalışma ile elde edilen kas kuvvetlerinin değerleri karşılaştırılarak, denge denklemlerinde ki yaklaşık sapmalar tespit edilecektir [4].

4.3.1 Sol taraftaki birinci azı dişine 1080 Newton’luk çiğneme kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin hesabı

2004 yılında Almanya’da yapılmış olan deneysel çalışma sonunda 1080 Newton’luk çiğneme kuvvetine karşılık gelen kas kuvvetleri aşağıdaki gibi bulunmuştur [4].

$$\text{Sağ taraftaki Temporalis Kas Kuvveti} : T_R = 363,83 \text{ N}$$

$$\text{Sol taraftaki Temporalis Kas Kuvveti} : T_L = 368 \text{ N}$$

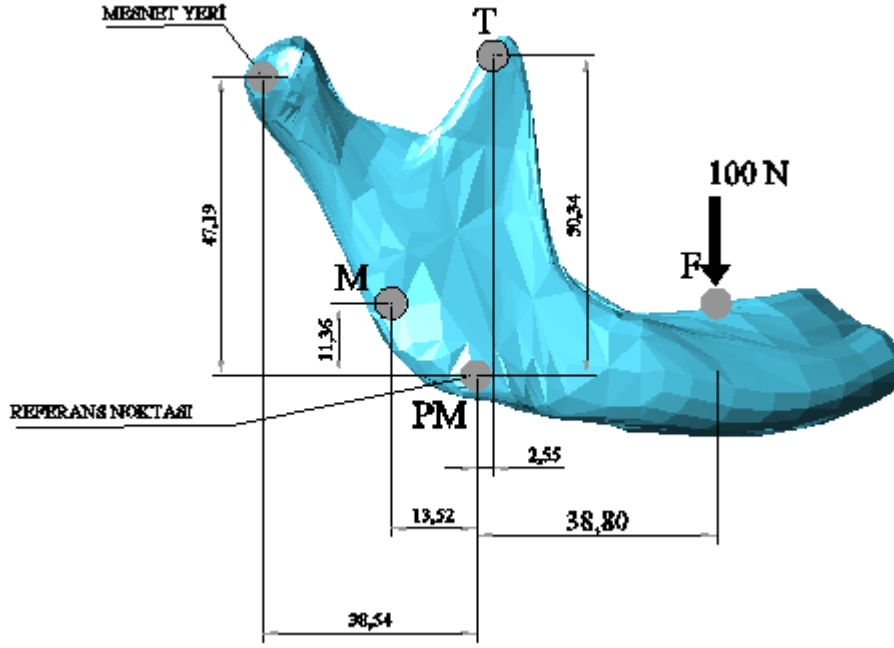
$$\text{Sağ taraftaki Masseter Kas Kuvveti} : M_R = 196,48 \text{ N}$$

$$\text{Sol taraftaki Masseter Kas Kuvveti} : M_L = 191,93 \text{ N}$$

$$\text{Sağ taraftaki Medial Pterygoid Kas Kuvveti} : PM_R = 107,82 \text{ N}$$

$$\text{Sol taraftaki Medial Pterygoid Kas Kuvveti} : PM_L = 125 \text{ N}$$

$$\text{Birinci Azı Dişinin Koordinatları} : x_d = - 21,2 \text{ mm} \quad y_d = 38,8 \text{ mm} \quad z_d = 0 \text{ mm}$$



Şekil 4.5 : Mandibulaya Soldan Çiğneme Kuvveti Uygulanması Durumu

- x eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_x = 0 \quad (4.31)$$

$$X_A + T_R \cdot \cos(\alpha_{tr}) - T_L \cdot \cos(\alpha_{tl}) - PM_R \cdot \cos(\alpha_{pmr}) + PM_L \cdot \cos(\alpha_{pml}) + M_R \cdot \cos(\alpha_{mr}) - M_L \cdot \cos(\alpha_{ml}) = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow X_A + 3,374 \cdot PM_R \cdot \cos(52,02) - 2,944 \cdot PM_L \cdot \cos(69,98) - PM_R \cdot \cos(40,50) + PM_L \cdot \cos(41,93) + 1,822 \cdot PM_R \cdot \cos(61,75) - 1,535 \cdot PM_L \cdot \cos(67,97) = 0$$

$$\Rightarrow X_A + 2,1783 \cdot PM_R - 0,8397 \cdot PM_L = 0$$

$$\Rightarrow X_A = -1,2051 \cdot PM_R \quad (4.32)$$

eşitliği elde edilir.

- y eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_y = 0 \quad (4.33)$$

$$Y_A + Y_B - T_R \cdot \cos(\beta_{tr}) - T_L \cdot \cos(\beta_{tl}) + PM_R \cdot \cos(\beta_{pmr}) + PM_L \cdot \cos(\beta_{pml}) + M_R \cdot \cos(\beta_{mr}) + M_L \cdot \cos(\beta_{ml}) = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow Y_A + Y_B - 3,374 \cdot PM_R \cdot \cos(86,85) - 2,944 \cdot PM_L \cdot \cos(77,92) + PM_R \cdot \cos(67,07) + PM_L \cdot \cos(78,93) + 1,822 \cdot PM_R \cdot \cos(66,93) + 1,535 \cdot PM_L \cdot \cos(70,52) = 0$$

$$\Rightarrow Y_A + Y_B + 0,9182.PM_R + 0,0878.PM_L = 0$$

$$\Rightarrow Y_A + Y_B = -1,0199.PM_R \quad (4.34)$$

eşitliği elde edilir.

▪ z eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_z = 0 \quad (4.35)$$

$$Z_A + Z_B + T_R.\cos(\gamma_{tr}) + T_L.\cos(\gamma_{tl}) + PM_R.\cos(\gamma_{pmr}) + PM_L.\cos(\gamma_{pml}) + M_R.\cos(\gamma_{mr}) + M_L.\cos(\gamma_{ml}) - Q = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow Z_A + Z_B + 3,374.PM_R.\cos(38,18) + 2,944.PM_L.\cos(23,69) + PM_R.\cos(58,71) + PM_L.\cos(50,21) + 1,822.PM_R.\cos(37,92) + 1,535.PM_L.\cos(30,13) - 1080 = 0$$

$$\Rightarrow Z_A + Z_B + 4,6089.PM_R + 4,6635.PM_L - 1080 = 0$$

$$\Rightarrow Z_A + Z_B = 1080 - 10,0139.PM_R \quad (4.36)$$

eşitliği elde edilir.

▪ x eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_x = 0 \quad (4.37)$$

$$- (Z_A + Z_B).y_1 - (Y_A + Y_B).z_1 + T_R.\cos(\beta_{tr}).z_T + T_L.\cos(\beta_{tl}).z_T + T_R.\cos(\gamma_{tr}).y_T + T_L.\cos(\gamma_{tl}).y_T - Q.y_d.\cos(\theta) - M_R.\cos(\beta_{mr}).z_M - M_L.\cos(\beta_{ml}).z_M - M_R.\cos(\gamma_{mr}).y_M - M_L.\cos(\gamma_{ml}).y_M = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow - (Z_A + Z_B).38,54 - (Y_A + Y_B).47,19 + 3,374.PM_R.\cos(86,85).50,34 + 2,944.PM_L.\cos(77,92).50,34 + 3,374.PM_R.\cos(38,18).2,55 + 2,944.PM_L.\cos(23,69).2,55 - 1080.38,8.\cos(22) - 1,822.PM_R.\cos(66,93).11,36 - 1,535.PM_L.\cos(70,52).11,36 - 1,822.PM_R.\cos(37,92).13,52 - 1,535.PM_L.\cos(30,13).13,52 = 0$$

$$\Rightarrow - (Z_A + Z_B).38,54 - (Y_A + Y_B).47,19 - 11,4469.PM_R + 14,1254.PM_L - 38852,7122 = 0$$

$$\Rightarrow (Z_A + Z_B).38,54 + (Y_A + Y_B).47,19 = 4,9244.PM_R - 38852,7122 \quad (4.38)$$

eşitliği elde edilir.

- y eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_y = 0 \quad (4.39)$$

$$X_A.Z_1 - (Z_A - Z_B).X_1 - T_R.\cos(\gamma_{tr}).X_T + T_L.\cos(\gamma_{tl}).X_T + T_R.\cos(\alpha_{tr}).Z_T - T_L.\cos(\alpha_{tl}).Z_T - PM_R.\cos(\gamma_{pmr}).X_{PM} + PM_L.\cos(\gamma_{pml}).X_{PM} + M_R.\cos(\alpha_{mr}).Z_M - M_L.\cos(\alpha_{ml}).Z_M - M_R.\cos(\gamma_{mr}).X_M + M_L.\cos(\gamma_{ml}).X_M - Q.X_d = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\begin{aligned} \Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 - 3,374.PM_R.\cos(38,18).48,01 + \\ 2,944.PM_L.\cos(23,69).48,01 + 3,374.PM_R.\cos(52,02).50,34 - \\ 2,944.PM_L.\cos(69,98).50,34 - PM_R.\cos(58,71).43,185 + \\ PM_L.\cos(50,21).43,185 + 1,822.PM_R.\cos(61,75).11,36 - \\ 1,535.PM_L.\cos(67,97).11,36 - 1,822.PM_R.\cos(37,92).48,645 + \\ 1,535.PM_L.\cos(30,13).48,645 - 1080.21,2 = 0 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 - 105,3617.PM_R + 164,3928.PM_L - 22896 = 0$$

$$\Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 = + 105,3617.PM_R - 190,5313.PM_R + 22896$$

$$\Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 = - 85,1696.PM_R + 22896 \quad (4.40)$$

eşitliği elde edilir.

- z eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_z = 0 \quad (4.41)$$

$$X_A.y_1 + (Y_A - Y_B).X_1 - T_R.\cos(\alpha_{tr}).y_T + T_L.\cos(\alpha_{tl}).y_T - T_R.\cos(\beta_{tr}).X_T + T_L.\cos(\beta_{tl}).X_T + PM_R.\cos(\beta_{pmr}).X_{PM} - PM_L.\cos(\beta_{pml}).X_{PM} + M_R.\cos(\alpha_{mr}).y_M - M_L.\cos(\alpha_{ml}).y_M + M_R.\cos(\beta_{mr}).X_M - M_L.\cos(\beta_{ml}).X_M = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\begin{aligned} \Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 + 3,374.PM_R.\cos(52,02).2,55 - \\ 2,944.PM_L.\cos(69,98).2,55 - 3,374.PM_R.\cos(86,85).48,01 + \\ 2,944.PM_L.\cos(77,92).48,01 + PM_R.\cos(67,07).43,185 - \\ PM_L.\cos(78,93).43,185 + 1,822.PM_R.\cos(61,75).13,52 - \\ 1,535.PM_L.\cos(67,97).13,52 + 1,822.PM_R.\cos(66,93).48,645 - 1,535.PM_L. \\ \cos(70,52).48,645 = 0 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 + 59,6087.PM_R - 13,9676.PM_L = 0$$

$$\Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 + 64,0166.PM_R - 16,1884.PM_R = 0$$

$$\Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 = - 47,8282.PM_R \quad (4.42)$$

eşitliği elde edilir.

(4.34), (4.36), eşitlikleri (4.38) eşitliğinde kullanıldığında aşağıdaki eşitlikler yardımıyla PM_R (Sağ Medial Pterygoid) kas kuvveti elde edilir.

$$(Z_A + Z_B).38,54 + (Y_A + Y_B).47,19 = 4,9244.PM_R - 38852,7122 \quad (4.38)$$

$$Z_A + Z_B = 1080 - 10,0139.PM_R \quad (4.36)$$

$$Y_A + Y_B = - 1,0199.PM_R \quad (4.34)$$

$$[1080 - 10,0139.PM_R].38,54 + [- 1,0199.PM_R].47,19 = 4,9244.PM_R - 38852,7122$$

$$41623,2 - 385,9357.PM_R - 48,1291.PM_R = 4,9244.PM_R - 38852,7122$$

$$438,9892.PM_R = 80475,9122$$

$$PM_R = 183,32 \text{ N} \quad (4.43)$$

Kaslar arasında kurulan aşağıdaki eşitlikler kullanılarak mandibulada bulunan diğer kasların kuvvetleri de elde edilir.

$$\text{Sağ Medial Pterygoid :} \quad PM_R = 183,32 \text{ N} \quad (4.44)$$

$$\text{Sol Medial Pterygoid :} \quad PM_L = 1,159.PM_R \Rightarrow PM_L = 212,35 \text{ N} \quad (4.45)$$

$$\text{Sağ Temporalis :} \quad T_R = 3,374.PM_R \Rightarrow T_R = 618,52 \text{ N} \quad (4.46)$$

$$\text{Sol Temporalis :} \quad T_L = 2,944.PM_L \Rightarrow T_L = 625,16 \text{ N} \quad (4.47)$$

$$\text{Sağ Masseter :} \quad M_R = 1,822.PM_R \Rightarrow M_R = 334,01 \text{ N} \quad (4.48)$$

$$\text{Sol Masseter :} \quad M_L = 1,535.PM_L \Rightarrow M_L = 325,96 \text{ N} \quad (4.49)$$

2004 yılında Almanya’da bir araştırma grubu tarafından yapılmış olan bilgisayar ortamındaki araştırma sonucu elde edilen kas kuvvetleri ile tezimizde yapmış olduğumuz denge denklemleri arasındaki kas kuvvetleri değerleri Tablo 4.4’de gösterilmiştir. Bu tablodan da anlaşıldığı gibi her iki şekilde elde edilen kas kuvvetleri arasında yaklaşık % 70 oranında hata bulunmaktadır. Bu hatanın tezimizde göz önüne aldığımız, denge denkemleri oluşturduğumuz mandibula ile bilgisayar ortamında modellenerek test edilen mandibula arasında ölçüsel olarak farklar olmasından kaynaklandığını söyleyebiliriz [4].

Tablo 4.4: İki Farklı Yöntemle Elde Edilen Kas Kuvvetleri

	Bilgisayar Ortamında Tespit Edilen Kas Kuvvetleri [4]	Denge Denklemleri Sonucunda Bulunan Kas Kuvvetleri
Sağ Medial Pterygoid	107,82 N	183,32 N
Sol Medial Pterygoid	125 N	212,35 N
Sağ Temporalis	363,83 N	618,52 N
Sol Temporalis	368 N	625,16 N
Sağ Masseter	196,48 N	334,01 N
Sol Masseter	191,93 N	325,96 N

4.3.2 Sol taraftaki birinci azı dişine 100 newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin hesabı

Mandibulanın sol taraftaki birinci azı dişi üzerinden 100 Newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığı durumda kas kuvvetlerinin hesap edilebilmesi için Tablo 4.3'te belirtilen kas açıları ile kaslar arasında tespit edilen ilişki kullanılacaktır.

$$T_R = 3,374.PM_R \quad (4.26)$$

$$M_R = 1,822.PM_R \quad (4.27)$$

$$T_L = 2,944.PM_L \quad (4.28)$$

$$M_L = 1,535.PM_L \quad (4.29)$$

$$PM_L = 1,159.PM_R \quad (4.30)$$

Birinci Azı Dişinin Koordinatları : $x_d = -21,2 \text{ mm}$ $y_d = 38,8 \text{ mm}$ $z_d = 0 \text{ mm}$

▪ x eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_x = 0 \quad (4.50)$$

$$X_A + T_R \cdot \cos(\alpha_{tr}) - T_L \cdot \cos(\alpha_{tl}) - PM_R \cdot \cos(\alpha_{pmr}) + PM_L \cdot \cos(\alpha_{pml}) + M_R \cdot \cos(\alpha_{mr}) - M_L \cdot \cos(\alpha_{ml}) = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow X_A + 3,374.PM_R \cdot \cos(52,02) - 2,944.PM_L \cdot \cos(69,98) - PM_R \cdot \cos(40,50) + PM_L \cdot \cos(41,93) + 1,822.PM_R \cdot \cos(61,75) - 1,535.PM_L \cdot \cos(67,97) = 0$$

$$\Rightarrow X_A + 2,1783.PM_R - 0,8397.PM_L = 0$$

$$\Rightarrow X_A = -1,2051.PM_R \quad (4.51)$$

eşitliği elde edilir.

▪ y eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_y = 0 \quad (4.52)$$

$$Y_A + Y_B - T_R.\cos(\beta_{tr}) - T_L.\cos(\beta_{tl}) + PM_R.\cos(\beta_{pmr}) + PM_L.\cos(\beta_{pml}) + M_R.\cos(\beta_{mr}) + M_L.\cos(\beta_{ml}) = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow Y_A + Y_B - 3,374.PM_R.\cos(86,85) - 2,944.PM_L.\cos(77,92) + PM_R.\cos(67,07) + PM_L.\cos(78,93) + 1,822.PM_R.\cos(66,93) + 1,535.PM_L.\cos(70,52) = 0$$

$$\Rightarrow Y_A + Y_B + 0,9182.PM_R + 0,0878.PM_L = 0$$

$$\Rightarrow Y_A + Y_B = -1,0199.PM_R \quad (4.53)$$

eşitliği elde edilir.

▪ z eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_z = 0 \quad (4.54)$$

$$Z_A + Z_B + T_R.\cos(\gamma_{tr}) + T_L.\cos(\gamma_{tl}) + PM_R.\cos(\gamma_{pmr}) + PM_L.\cos(\gamma_{pml}) + M_R.\cos(\gamma_{mr}) + M_L.\cos(\gamma_{ml}) - Q = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow Z_A + Z_B + 3,374.PM_R.\cos(38,18) + 2,944.PM_L.\cos(23,69) + PM_R.\cos(58,71) + PM_L.\cos(50,21) + 1,822.PM_R.\cos(37,92) + 1,535.PM_L.\cos(30,13) - 1080 = 0$$

$$\Rightarrow Z_A + Z_B + 4,6089.PM_R + 4,6635.PM_L - 100 = 0$$

$$\Rightarrow Z_A + Z_B = 100 - 10,0139.PM_R \quad (4.55)$$

eşitliği elde edilir.

▪ x eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_x = 0 \quad (4.56)$$

$$-(Z_A + Z_B).y_1 - (Y_A + Y_B).z_1 + T_R.\cos(\beta_{tr}).z_T + T_L.\cos(\beta_{tl}).z_T + T_R.\cos(\gamma_{tr}).y_T + T_L.\cos(\gamma_{tl}).y_T - Q.y_d.\cos(\theta) - M_R.\cos(\beta_{mr}).z_M - M_L.\cos(\beta_{ml}).z_M - M_R.\cos(\gamma_{mr}).y_M - M_L.\cos(\gamma_{ml}).y_M = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow - (Z_A + Z_B).38,54 - (Y_A + Y_B).47,19 + 3,374.PM_R.\cos(86,85).50,34 + 2,944.PM_L.\cos(77,92).50,34 + 3,374.PM_R.\cos(38,18).2,55 + 2,944.PM_L.\cos(23,69).2,55 - 100.38,8.\cos(22) - 1,822.PM_R.\cos(66,93).11,36 - 1,535.PM_L.\cos(70,52).11,36 - 1,822.PM_R.\cos(37,92).13,52 - 1,535.PM_L.\cos(30,13).13,52 = 0$$

$$\Rightarrow - (Z_A + Z_B).38,54 - (Y_A + Y_B).47,19 - 11,4469.PM_R + 14,1254.PM_L - 3597,4734 = 0$$

$$\Rightarrow (Z_A + Z_B).38,54 + (Y_A + Y_B).47,19 = 4,9244.PM_R - 3597,4734 \quad (4.57)$$

eşitliği elde edilir.

▪ y eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_y = 0 \quad (4.58)$$

$$X_A.Z_1 - (Z_A - Z_B).X_1 - T_R.\cos(\gamma_{tr}).X_T + T_L.\cos(\gamma_{tl}).X_T + T_R.\cos(\alpha_{tr}).Z_T - T_L.\cos(\alpha_{tl}).Z_T - PM_R.\cos(\gamma_{pmr}).X_{PM} + PM_L.\cos(\gamma_{pml}).X_{PM} + M_R.\cos(\alpha_{mr}).Z_M - M_L.\cos(\alpha_{ml}).Z_M - M_R.\cos(\gamma_{mr}).X_M + M_L.\cos(\gamma_{ml}).X_M - Q.X_d = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 - 3,374.PM_R.\cos(38,18).48,01 + 2,944.PM_L.\cos(23,69).48,01 + 3,374.PM_R.\cos(52,02).50,34 - 2,944.PM_L.\cos(69,98).50,34 - PM_R.\cos(58,71).43,185 + PM_L.\cos(50,21).43,185 + 1,822.PM_R.\cos(61,75).11,36 - 1,535.PM_L.\cos(67,97).11,36 - 1,822.PM_R.\cos(37,92).48,645 + 1,535.PM_L.\cos(30,13).48,645 - 100.21,2 = 0$$

$$\Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 - 105,3617.PM_R + 164,3928.PM_L - 2120 = 0$$

$$\Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 = + 105,3617.PM_R - 190,5313.PM_R + 2120$$

$$\Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 = - 85,1696.PM_R + 2120 \quad (4.59)$$

eşitliği elde edilir.

- z eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_z = 0 \quad (4.60)$$

$$X_A.y_1 + (Y_A - Y_B).x_1 - T_R.\cos(\alpha_{tr}).y_T + T_L.\cos(\alpha_{tl}).y_T - T_R.\cos(\beta_{tr}).x_T + T_L.\cos(\beta_{tl}).x_T + PM_R.\cos(\beta_{pmr}).x_{PM} - PM_L.\cos(\beta_{pml}).x_{PM} + M_R.\cos(\alpha_{mr}).y_M - M_L.\cos(\alpha_{ml}).y_M + M_R.\cos(\beta_{mr}).x_M - M_L.\cos(\beta_{ml}).x_M = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\begin{aligned} \Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 + 3,374.PM_R.\cos(52,02).2,55 - \\ 2,944.PM_L.\cos(69,98).2,55 - 3,374.PM_R.\cos(86,85).48,01 + \\ 2,944.PM_L.\cos(77,92).48,01 + PM_R.\cos(67,07).43,185 - \\ PM_L.\cos(78,93).43,185 + 1,822.PM_R.\cos(61,75).13,52 - \\ 1,535.PM_L.\cos(67,97).13,52 + 1,822.PM_R.\cos(66,93).48,645 - 1,535.PM_L. \\ \cos(70,52).48,645 = 0 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 + 59,6087.PM_R - 13,9676.PM_L = 0$$

$$\Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 + 64,0166.PM_R - 16,1884.PM_R = 0$$

$$\Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 = -47,8282.PM_R \quad (4.61)$$

eşitliği elde edilir.

(4.34), (4.36), eşitlikleri (4.38) eşitliğinde kullanıldığında aşağıdaki eşitlikler yardımıyla PM_R (Sağ Medial Pterygoid) kas kuvveti elde edilir.

$$(Z_A + Z_B).38,54 + (Y_A + Y_B).47,19 = 4,9244.PM_R - 3597,4734 \quad (4.57)$$

$$Z_A + Z_B = 100 - 10,0139.PM_R \quad (4.55)$$

$$Y_A + Y_B = -1,0199.PM_R \quad (4.53)$$

$$[100 - 10,0139.PM_R].38,54 + [-1,0199.PM_R].47,19 = 4,9244.PM_R - 3597,4734$$

$$3854 - 385,9357.PM_R - 48,1291.PM_R = 4,9244.PM_R - 3597,4734$$

$$438,9892.PM_R = 7451,4734$$

$$PM_R = 16,97 \quad (4.62)$$

Kaslar arasında kurulan (4.26), (4.27), (4.28), (4.29), (4.30) eşitliklerinde, hesap edilerek bulunan (4.62) eşitliği kullanılarak mandibulada bulunan diğer kasların kuvvetleri de elde edilir.

$$\text{Sağ Medial Pterygoid :} \quad PM_R = 16,97 \text{ N} \quad (4.63)$$

$$\text{Sol Medial Pterygoid :} \quad PM_L = 1,159.PM_R \Rightarrow PM_L = 19,67 \text{ N} \quad (4.64)$$

$$\text{Sağ Temporalis :} \quad T_R = 3,374.PM_R \Rightarrow T_R = 57,26 \text{ N} \quad (4.65)$$

$$\text{Sol Temporalis :} \quad T_L = 2,944.PM_L \Rightarrow T_L = 57,91 \text{ N} \quad (4.66)$$

$$\text{Sağ Masseter :} \quad M_R = 1,822.PM_R \Rightarrow M_R = 30,92 \text{ N} \quad (4.67)$$

$$\text{Sol Masseter :} \quad M_L = 1,535.PM_L \Rightarrow M_L = 30,19 \text{ N} \quad (4.68)$$

▪ Mandibulanın A ve B eklem noktalarında bulunan tepki kuvvetlerinin hesabı :

(4.62) eşitliği (4.51) eşitliğinde kullanılarak A noktasının x eksenindeki tepki kuvveti elde edilir.

$$X_A = -1,2051.PM_R \quad (4.51)$$

$$X_A = -1,2051.16,97$$

$$X_A = -20,45 \text{ N} \quad (4.69)$$

(4.62) ve (4.69) eşitliklerinin (4.55) ve (4.59) eşitliklerinde kullanılmasıyla mandibulanın A ve B eklem noktalarının z eksenindeki tepki kuvvetleri elde edilir.

$$Z_A + Z_B = 100 - 10,0139.PM_R \quad (4.55)$$

$$X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 = -85,1696.PM_R + 2120 \quad (4.59)$$

$$Z_B = -20,36 \text{ N} \quad (4.70)$$

$$Z_A = -49,57 \text{ N} \quad (4.71)$$

(4.62) ve (4.69) eşitliklerinin (4.53) ve (4.61) eşitliklerinde kullanılmasıyla mandibulanın A ve B eklem noktalarının y eksenindeki tepki kuvvetleri elde edilir.

$$Y_A + Y_B = -1,0199.PM_R \quad (4.53)$$

$$X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 = -47,8282.PM_R \quad (4.61)$$

$$Y_A = -20,405 \text{ N} \quad (4.72)$$

$$Y_B = +3,095 \text{ N} \quad (4.73)$$

Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen kas kuvvetlerinin (x, y, z) koordinat eksenlerindeki dağılımı Tablo 4.5’de gösterilmiştir.

Tablo 4.5: Sol Taraftaki Birinci Azı Dişine 100 Newton'luk Çiğneme Kuvveti Uygulandığında Kas Kuvvetlerinin Değerleri

100 Newton'luk Soldan Çiğneme Kuvveti Uygulandığı Durumda Kas Kuvvetleri						
	Medial Pterygoid		Masseter		Temporalis	
	Sağ	Sol	Sağ	Sol	Sağ	Sol
x - eksen	- 12,90 N	14,63 N	14,64 N	- 11,32 N	35,24 N	- 19,84 N
y - eksen	6,62 N	3,78 N	12,12 N	10,07 N	- 3,15 N	- 12,12 N
z - eksen	8,82 N	12,60 N	24,39 N	26,11 N	45,01 N	53,04 N
Σ	16,97 N	19,67 N	30,92 N	30,19 N	57,26 N	57,91 N

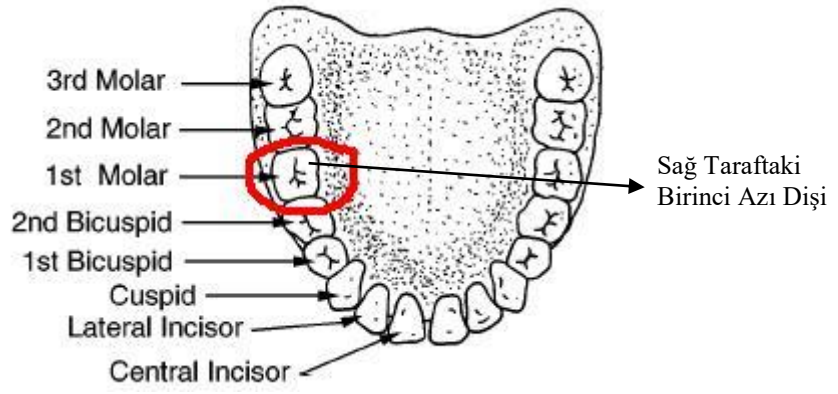
4.4 Mandibulaya Sağ Taraftan Çiğneme Kuvveti Uygulanması

Mandibulanın sağ tarafının birinci azı dişi olarak adlandırılan bölgesinden çiğneme kuvveti uygulandığı durumda kaslarda meydana gelen açılar (x, y, z) koordinat eksenlerine göre dağılımı Tablo 4.6'daki gibi olmaktadır. Mandibulanın çiğneme kuvveti uygulanması esnasında 22 ° açıldığı kabul edilmiştir [2].

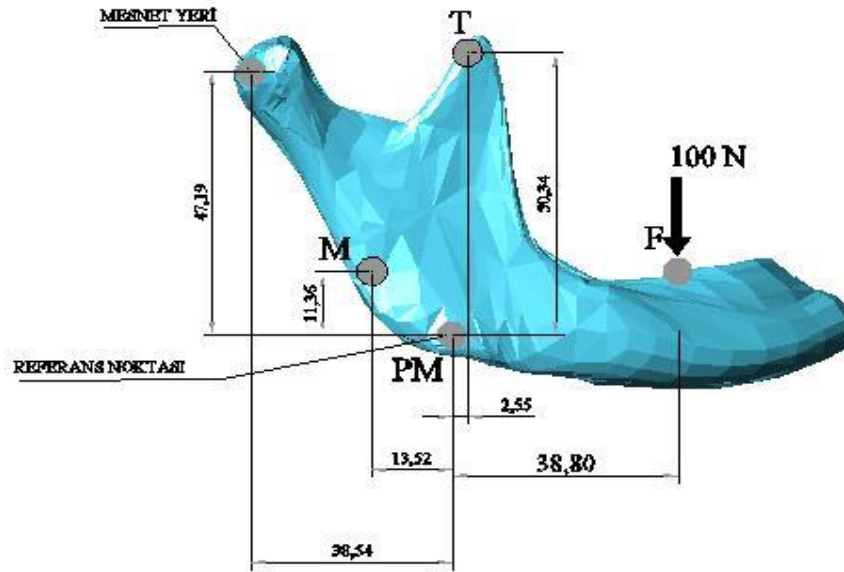
Tablo 4.6: Mandibulanın Sağ Tarafından Çiğneme Kuvveti Uygulandığı Durumdaki Kas Açılımları [2]

Sağ Birinci Azı Dişinden Çiğneme Kuvveti Uygulandığı Durumda Kas Açılımları			
	X - Eksen	Y - Eksen	Z - Eksen
Masseter (M)	$\alpha_m = 73^\circ$	$\beta_m = 64^\circ$	$\gamma_m = 32^\circ$
Temporalis (T)	$\alpha_t = 64^\circ$	$\beta_t = 80^\circ$	$\gamma_t = 28^\circ$
Medial Pterygoid (PM)	$\alpha_{pm} = 69^\circ$	$\beta_{pm} = 61^\circ$	$\gamma_{pm} = 37^\circ$

2001 yılında Yugoslavya'da bir araştırma grubu tarafından yapılan bir araştırma sonucunda sağ taraftan birinci azı dişinin olduğu bölgeden uygulanan çiğneme kuvveti sonucunda ortaya çıkan kas kuvvetleri açıları Tablo 4.6'da belirtilmişti [2]. Bununla beraber, 2004 yılında başka bir araştırma grubu tarafından yapılan araştırmaya göre daha önceki bölümde de belirtildiği gibi (4.26), (4.27), (4.28), (4.39), (4.30) eşitlikleri tespit edilmişti. Bu eşitlikler sol taraftan birinci azı dişine uygulanan çiğneme kuvveti durumunda tespit edilen değerlerdir. Burada ise sağ taraftaki birinci azı dişinden çiğneme kuvveti uygulandığı durum incelenmektedir. Bu durumdaki kas kuvvetleri arasındaki ilişki ise sağ ve sol kaslarının orantı değerleri ters çevrilerek elde edilmiştir [4].



Şekil 4.6 : Sağ Taraftaki Birinci Azı Dişinin Konumu



Şekil 4.7 : Mandibulaya Sağdan Çiğneme Kuvveti Uygulanması Durumu

$$T_L = 3,374. PM_L \quad (4.74)$$

$$M_L = 1,822. PM_L \quad (4.75)$$

$$T_R = 2,944. PM_R \quad (4.76)$$

$$M_R = 1,535. PM_R \quad (4.77)$$

$$PM_R = 1,159. PM_L \quad (4.78)$$

Bu çalışmada sağ tarafta bulunan birinci azı dişinin koordinatları şu şekildedir;

$$x_d = 21,2 \text{ mm} \quad y_d = 38,8 \text{ mm} \quad z_d = 0 \text{ mm}$$

4.4.1 Sağ taraftaki birinci azı dişine 100 Newton'luk çiğneme kuvveti uygulandığında kas kuvvetlerinin hesabı

Bölüm 4'ün başında açıklanan mandibula bulunan kasların konumların belirten değerler bu çalışmada da kullanılmaktadır. Farklı olarak çiğneme kuvvetinin uygulandığı koordinatlar ve kasların açıları değişmektedir. Mandibulaya sağdan çiğneme kuvveti uygulandığı durumdaki kas açıları Tablo 4.6'da ve kuvvetin uygulama yeri bir önceki bölümde açıklanmıştı.

- x eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_x = 0 \quad (4.79)$$

$$X_A + T_R \cdot \cos(\alpha_t) - T_L \cdot \cos(\alpha_t) - PM_R \cdot \cos(\alpha_{pm}) + PM_L \cdot \cos(\alpha_{pm}) + M_R \cdot \cos(\alpha_m) - M_L \cdot \cos(\alpha_m) = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow X_A + 2,944 \cdot PM_R \cdot \cos(64) - 3,374 \cdot PM_L \cdot \cos(64) - PM_R \cdot \cos(69) + PM_L \cdot \cos(69) + 1,535 \cdot PM_R \cdot \cos(73) - 1,822 \cdot PM_L \cdot \cos(73) = 0$$

$$\Rightarrow X_A + 1,3810 \cdot PM_R - 1,6534 \cdot PM_L = 0$$

$$\Rightarrow X_A = -0,05282 \cdot PM_L \quad (4.80)$$

eşitliği elde edilir.

- y eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_y = 0 \quad (4.81)$$

$$Y_A + Y_B - T_R \cdot \cos(\beta_t) - T_L \cdot \cos(\beta_t) + PM_R \cdot \cos(\beta_{pm}) + PM_L \cdot \cos(\beta_{pm}) + M_R \cdot \cos(\beta_m) + M_L \cdot \cos(\beta_m) = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow Y_A + Y_B - 2,944 \cdot PM_R \cdot \cos(80) - 3,374 \cdot PM_L \cdot \cos(80) + PM_R \cdot \cos(61) + PM_L \cdot \cos(61) + 1,535 \cdot PM_R \cdot \cos(64) + 1,822 \cdot PM_L \cdot \cos(64) = 0$$

$$\Rightarrow Y_A + Y_B + 0,6465 \cdot PM_R + 0,6976 \cdot PM_L = 0$$

$$\Rightarrow Y_A + Y_B = -1,4469 \cdot PM_L \quad (4.82)$$

eşitliği elde edilir.

- z eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_z = 0 \quad (4.83)$$

$$Z_A + Z_B + T_R \cdot \cos(\gamma_t) + T_L \cdot \cos(\gamma_t) + PM_R \cdot \cos(\gamma_{pm}) + PM_L \cdot \cos(\gamma_{pm}) + M_R \cdot \cos(\gamma_m) + M_L \cdot \cos(\gamma_m) - Q = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow Z_A + Z_B + 2,944 \cdot PM_R \cdot \cos(28) + 3,374 \cdot PM_L \cdot \cos(28) + PM_R \cdot \cos(37) + PM_L \cdot \cos(37) + 1,535 \cdot PM_R \cdot \cos(32) + 1,822 \cdot PM_L \cdot \cos(32) - 100 = 0$$

$$\Rightarrow Z_A + Z_B + 4,6998 \cdot PM_R + 5,3228 \cdot PM_L - 100 = 0$$

$$\Rightarrow Z_A + Z_B = 100 - 10,7699 \cdot PM_L \quad (4.84)$$

eşitliği elde edilir.

- x eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_x = 0 \quad (4.85)$$

$$- (Z_A + Z_B) \cdot y_1 - (Y_A + Y_B) \cdot z_1 + T_R \cdot \cos(\beta_t) \cdot z_T + T_L \cdot \cos(\beta_t) \cdot z_T + T_R \cdot \cos(\gamma_t) \cdot y_T + T_L \cdot \cos(\gamma_t) \cdot y_T - Q \cdot y_d \cdot \cos(\theta) - M_R \cdot \cos(\beta_m) \cdot z_M - M_L \cdot \cos(\beta_m) \cdot z_M - M_R \cdot \cos(\gamma_m) \cdot y_M - M_L \cdot \cos(\gamma_m) \cdot y_M = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow - (Z_A + Z_B) \cdot 38,54 - (Y_A + Y_B) \cdot 47,19 + 2,944 \cdot PM_R \cdot \cos(80) \cdot 50,34 + 3,374 \cdot PM_L \cdot \cos(80) \cdot 50,34 + 2,944 \cdot PM_R \cdot \cos(28) \cdot 2,55 + 3,374 \cdot PM_L \cdot \cos(28) \cdot 2,55 - 100 \cdot 38,8 \cdot \cos(22) - 1,535 \cdot PM_R \cdot \cos(64) \cdot 11,36 - 1,822 \cdot PM_L \cdot \cos(64) \cdot 11,36 - 1,535 \cdot PM_R \cdot \cos(32) \cdot 13,52 - 1,822 \cdot PM_L \cdot \cos(32) \cdot 13,52 = 0$$

$$\Rightarrow - (Z_A + Z_B) \cdot 38,54 - (Y_A + Y_B) \cdot 47,19 + 7,1194 \cdot PM_R + 7,1266 \cdot PM_L - 3597,4734 = 0$$

$$\Rightarrow (Z_A + Z_B) \cdot 38,54 + (Y_A + Y_B) \cdot 47,19 = 15,3780 \cdot PM_L - 3597,4734 \quad (4.86)$$

eşitliği elde edilir.

- y eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_y = 0 \quad (4.87)$$

$$X_A \cdot z_1 - (Z_A - Z_B) \cdot x_1 - T_R \cdot \cos(\gamma_t) \cdot x_T + T_L \cdot \cos(\gamma_t) \cdot x_T + T_R \cdot \cos(\alpha_t) \cdot z_T - T_L \cdot \cos(\alpha_t) \cdot z_T - PM_R \cdot \cos(\gamma_{pm}) \cdot x_{pm} + PM_L \cdot \cos(\gamma_{pm}) \cdot x_{pm} + M_R \cdot \cos(\alpha_m) \cdot z_M - M_L \cdot \cos(\alpha_m) \cdot z_M - M_R \cdot \cos(\gamma_m) \cdot x_M + M_L \cdot \cos(\gamma_m) \cdot x_M - Q \cdot x_d = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\begin{aligned}
 \Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 - 2,944.PM_R.\cos(28).48,01 + \\
 3,374.PM_L.\cos(28).48,01 + 2,944.PM_R.\cos(64).50,34 - \\
 3,374.PM_L.\cos(64).50,34 - PM_R.\cos(37).43,185 + PM_L.\cos(37).43,185 + \\
 1,535.PM_R.\cos(73).11,36 - 1,822.PM_L.\cos(73).11,36 - \\
 1,535.PM_R.\cos(32).48,645 + 1,822.PM_L.\cos(32).48,645 - 100.21,2 = 0 \\
 \Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 - 152,5447.PM_R + 172,1699.PM_L - 2120 = 0 \\
 \Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 = + 176,7993.PM_L - 172,1699.PM_L + 2120 \\
 \Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 = + 4,6294.PM_L + 2120 \quad (4.88)
 \end{aligned}$$

eşitliği elde edilir.

▪ z eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_z = 0 \quad (4.89)$$

$$\begin{aligned}
 X_A.y_1 + (Y_A - Y_B).x_1 - T_R.\cos(\alpha_t).y_T + T_L.\cos(\alpha_t).y_T - T_R.\cos(\beta_t).x_T + T_L.\cos(\beta_t).x_T + \\
 PM_R.\cos(\beta_{pm}).x_{pm} - PM_L.\cos(\beta_{pm}).x_{pm} + M_R.\cos(\alpha_m).y_M - M_L.\cos(\alpha_m).y_M + \\
 M_R.\cos(\beta_m).x_M - M_L.\cos(\beta_m).x_M = 0
 \end{aligned}$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\begin{aligned}
 \Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 + 2,944.PM_R.\cos(64).2,55 - \\
 3,374.PM_L.\cos(64).2,55 - 2,944.PM_R.\cos(80).48,01 + 3,374.PM_L.\cos(80).48,01 \\
 + PM_R.\cos(61).43,185 - PM_L.\cos(61).43,185 + 1,535.PM_R.\cos(73).13,52 - \\
 1,822.PM_L.\cos(73).13,52 + 1,535.PM_R.\cos(64).48,645 - 1,822.PM_L. \\
 \cos(64).48,645 = 0 \\
 \Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 - 42,6351.PM_L + 38,4846.PM_R = 0 \\
 \Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 - 42,6351.PM_L + 44,6037.PM_L = 0 \\
 \Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 = - 1,9686.PM_L \quad (4.90)
 \end{aligned}$$

eşitliği elde edilir.

(4.82), (4.84), eşitlikleri (4.86) eşitliğinde kullanıldığında aşağıdaki eşitlikler yardımıyla PM_L (Sol Medial Pterygoid) kas kuvveti elde edilir.

$$Y_A + Y_B = - 1,4469.PM_L \quad (4.91)$$

$$Z_A + Z_B = 100 - 10,7699.PM_L \quad (4.92)$$

$$(Z_A + Z_B).38,54 + (Y_A + Y_B).47,19 = 15,3780.PM_L - 3597,4734 \quad (4.93)$$

$$[100 - 10,7699.PM_L].38,54 + [-1,4469.PM_L].47,19 = 15,3780.PM_L - 3597,4734$$

$$3854 - 415,0720.PM_L - 68,2792.PM_L = 15,3780.PM_L - 3597,4734$$

$$498,7292.PM_L = 7451,4734$$

$$PM_L = 14,94 \text{ N} \quad (4.94)$$

Kaslar arasında kurulan aşağıdaki eşitlikler kullanılarak mandibulada bulunan diğer kasların kuvvetleri de elde edilir.

$$\text{Sol Medial Pterygoid :} \quad PM_L = 14,94 \text{ N} \quad (4.95)$$

$$\text{Sağ Medial Pterygoid :} \quad PM_R = 1,159.PM_L \Rightarrow PM_R = 17,32 \text{ N} \quad (4.96)$$

$$\text{Sol Temporalis :} \quad T_L = 3,374.PM_L \Rightarrow T_L = 50,41 \text{ N} \quad (4.97)$$

$$\text{Sağ Temporalis :} \quad T_R = 2,944.PM_R \Rightarrow T_R = 51,00 \text{ N} \quad (4.98)$$

$$\text{Sol Masseter :} \quad M_L = 1,822.PM_L \Rightarrow M_L = 27,22 \text{ N} \quad (4.99)$$

$$\text{Sağ Masseter :} \quad M_R = 1,535.PM_R \Rightarrow M_R = 26,59 \text{ N} \quad (4.100)$$

▪ Mandibulanın A ve B eklem noktalarında bulunan tepki kuvvetlerinin hesabı :

(4.94) eşitliği (4.80) eşitliğinde kullanılarak A noktasının x eksenindeki tepki kuvveti elde edilir.

$$X_A = -0,05282.PM_L \quad (4.80)$$

$$X_A = -0,05282.14,94$$

$$X_A = -0,79 \text{ N} \quad (4.101)$$

(4.94) ve (4.101) eşitliklerinin (4.84) ve (4.88) eşitliklerinde kullanılmasıyla mandibulanın A ve B eklem noktalarının z eksenindeki tepki kuvvetleri elde edilir.

$$X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 = +4,6294.PM_L + 2120 \quad (4.88)$$

$$Z_A + Z_B = 100 - 10,7699.PM_L \quad (4.84)$$

$$Z_B = -10,62 \text{ N} \quad (4.102)$$

$$Z_A = -50,28 \text{ N} \quad (4.103)$$

(4.94) ve (4.101) eşitliklerinin (4.82) ve (4.90) eşitliklerinde kullanılmasıyla mandibulanın A ve B eklem noktalarının y eksenindeki tepki kuvvetleri elde edilir.

$$X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 = -1,9686.PM_L \quad (4.90)$$

$$Y_A + Y_B = -1,4469.PM_L \quad (4.82)$$

$$Y_A = -10,80 \text{ N} \quad (4.104)$$

$$Y_B = -10,82 \text{ N} \quad (4.105)$$

Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen kas kuvvetlerinin (x, y, z) koordinat eksenlerindeki değerleri, kasların açıl değerleri kullanılarak Tablo 4.7'deki gibi elde edilmiştir.

Tablo 4.7: Sağ Taraftaki Birinci Azı Dişine 100 Newton'luk Çiğneme Kuvveti Uygulandığında Kas Kuvvetlerinin Değerleri

100 Newton'luk Sağdan Çiğneme Kuvveti Uygulandığı Durumda Kas Kuvvetleri						
	Medial Pterygoid		Masseter		Temporalis	
	Sağ	Sol	Sağ	Sol	Sağ	Sol
x - eksen	-6,21 N	5,35 N	7,78 N	-8,00 N	22,36 N	-22,10 N
y - eksen	8,40 N	7,24 N	11,66 N	11,96 N	-8,85 N	-8,76 N
z - eksen	13,82 N	11,93 N	22,56 N	23,10 N	45,03 N	44,51 N
Σ	17,32 N	14,94 N	26,59 N	27,22 N	51,00 N	50,42 N

4.5 Mandibulaya Yatay Kuvvet Uygulanması

Yapılan araştırmalar sonucunda mandibulaya yatay bir kuvvet uygulanması durumunda kasların pozisyonları ve değerleri ile ilgili bir referans kaynak bulunamadı. Bundan dolayı, sağ taraftan yatay bir kuvvet uygulanması durumunda, sağ taraftan çiğneme ve önden çiğneme durumlarındaki kas açıları (Tablo 4.1 ve Tablo 4.6) ve kaslar arasındaki orantı değerleri kullanılarak sonuçlar arasında karşılaştırma yapma işlemine gidilmiştir. Bu değerlere göre, mandibulaya gelen kuvvetlerin denge denklemleri aşağıdaki gibi yazılır [2,4,25].

$$T_L = 3,374.PM_L \quad (4.74)$$

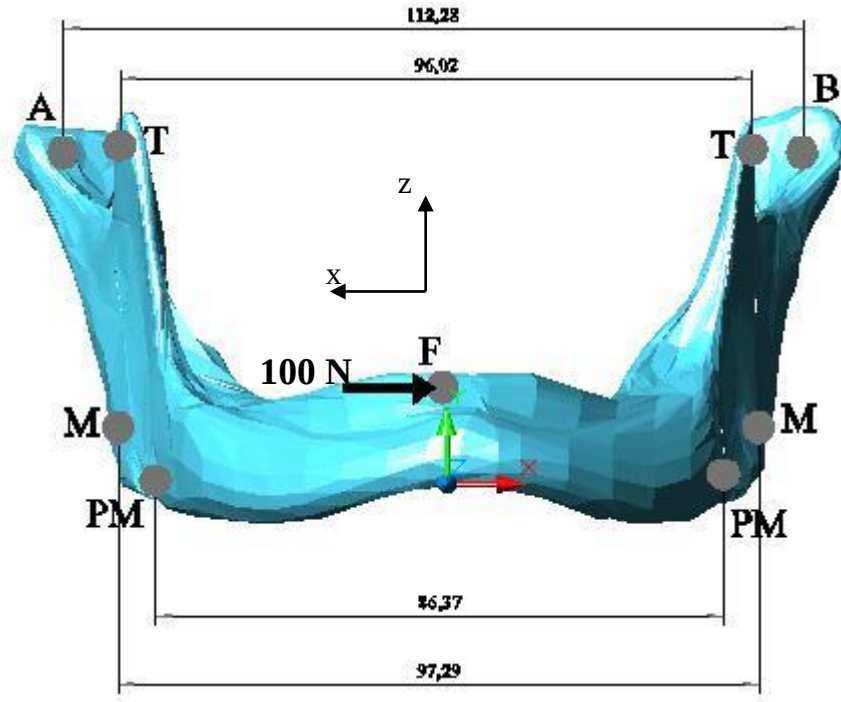
$$M_L = 1,822.PM_L \quad (4.75)$$

$$T_R = 2,944.PM_R \quad (4.76)$$

$$M_R = 1,535.PM_R \quad (4.77)$$

$$PM_R = 1,159.PM_L \quad (4.78)$$

Kuvvetin uygulanma yeri : $x_d = 0 \text{ mm}$ $y_d = 53,28 \text{ mm}$ $z_d = 0 \text{ mm}$



Şekil 4.8 : Mandibulaya Yatay Kuvvet Uygulanması Durumu

- x eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_x = 0 \quad (4.106)$$

$$X_A + T_R \cdot \cos(\alpha_t) - T_L \cdot \cos(\alpha_t) - PM_R \cdot \cos(\alpha_{pm}) + PM_L \cdot \cos(\alpha_{pm}) + M_R \cdot \cos(\alpha_m) - M_L \cdot \cos(\alpha_m) - Q = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow X_A + 2,944 \cdot PM_R \cdot \cos(64) - 3,374 \cdot PM_L \cdot \cos(64) - PM_R \cdot \cos(69) + PM_L \cdot \cos(69) + 1,535 \cdot PM_R \cdot \cos(73) - 1,822 \cdot PM_L \cdot \cos(73) - 100 = 0$$

$$\Rightarrow X_A + 1,3810 \cdot PM_R - 1,6534 \cdot PM_L - 100 = 0$$

$$\Rightarrow X_A = -0,05282 \cdot PM_L + 100 \quad (4.107)$$

eşitliği elde edilir.

- y eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_y = 0 \quad (4.108)$$

$$Y_A + Y_B - T_R \cdot \cos(\beta_t) - T_L \cdot \cos(\beta_t) + PM_R \cdot \cos(\beta_{pm}) + PM_L \cdot \cos(\beta_{pm}) + M_R \cdot \cos(\beta_m) + M_L \cdot \cos(\beta_m) = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow Y_A + Y_B - 2,944.PM_R.\cos(80) - 3,374.PM_L.\cos(80) + PM_R.\cos(61) + PM_L.\cos(61) + 1,535.PM_R.\cos(64) + 1,822.PM_L.\cos(64) = 0$$

$$\Rightarrow Y_A + Y_B + 0,6465.PM_R + 0,6976.PM_L = 0$$

$$\Rightarrow Y_A + Y_B = -1,4469.PM_L \quad (4.109)$$

eşitliği elde edilir.

▪ z eksenindeki kuvvetlerin denge denklemi :

$$\Sigma F_z = 0 \quad (4.110)$$

$$Z_A + Z_B + T_R.\cos(\gamma_t) + T_L.\cos(\gamma_t) + PM_R.\cos(\gamma_{pm}) + PM_L.\cos(\gamma_{pm}) + M_R.\cos(\gamma_m) + M_L.\cos(\gamma_m) = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow Z_A + Z_B + 2,944.PM_R.\cos(28) + 3,374.PM_L.\cos(28) + PM_R.\cos(37) + PM_L.\cos(37) + 1,535.PM_R.\cos(32) + 1,822.PM_L.\cos(32) - 100 = 0$$

$$\Rightarrow Z_A + Z_B + 4,6998.PM_R + 5,3228.PM_L = 0$$

$$\Rightarrow Z_A + Z_B = -10,7699.PM_L \quad (4.111)$$

eşitliği elde edilir.

▪ x eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_x = 0 \quad (4.112)$$

$$-(Z_A + Z_B).y_1 - (Y_A + Y_B).z_1 + T_R.\cos(\beta_t).z_T + T_L.\cos(\beta_t).z_T + T_R.\cos(\gamma_t).y_T + T_L.\cos(\gamma_t).y_T - M_R.\cos(\beta_m).z_M - M_L.\cos(\beta_m).z_M - M_R.\cos(\gamma_m).y_M - M_L.\cos(\gamma_m).y_M = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\begin{aligned} \Rightarrow & -(Z_A + Z_B).38,54 - (Y_A + Y_B).47,19 + 2,944.PM_R.\cos(80).50,34 + \\ & 3,374.PM_L.\cos(80).50,34 + 2,944.PM_R.\cos(28).2,55 + 3,374.PM_L.\cos(28).2,55 \\ & - 1,535.PM_R.\cos(64).11,36 - 1,822.PM_L.\cos(64).11,36 - \\ & 1,535.PM_R.\cos(32).13,52 - 1,822.PM_L.\cos(32).13,52 = 0 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow -(Z_A + Z_B).38,54 - (Y_A + Y_B).47,19 + 7,1194.PM_R + 7,1266.PM_L = 0$$

$$\Rightarrow (Z_A + Z_B).38,54 + (Y_A + Y_B).47,19 = 15,3780.PM_L \quad (4.113)$$

eşitliği elde edilir.

- y eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_y = 0 \quad (4.114)$$

$$X_A.z_1 - (Z_A - Z_B).x_1 - T_R.\cos(\gamma_t).x_T + T_L.\cos(\gamma_t).x_T + T_R.\cos(\alpha_t).z_T - T_L.\cos(\alpha_t).z_T - PM_R.\cos(\gamma_{pm}).x_{PM} + PM_L.\cos(\gamma_{pm}).x_{PM} + M_R.\cos(\alpha_m).z_M - M_L.\cos(\alpha_m).z_M - M_R.\cos(\gamma_m).x_M + M_L.\cos(\gamma_m).x_M = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 - 2,944.PM_R.\cos(28).48,01 + 3,374.PM_L.\cos(28).48,01 + 2,944.PM_R.\cos(64).50,34 - 3,374.PM_L.\cos(64).50,34 - PM_R.\cos(37).43,185 + PM_L.\cos(37).43,185 + 1,535.PM_R.\cos(73).11,36 - 1,822.PM_L.\cos(73).11,36 - 1,535.PM_R.\cos(32).48,645 + 1,822.PM_L.\cos(32).48,645 = 0$$

$$\Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 - 152,5447.PM_R + 172,1699.PM_L = 0$$

$$\Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 = + 176,7993.PM_L - 172,1699.PM_L$$

$$\Rightarrow X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 = + 4,6294.PM_L \quad (4.115)$$

eşitliği elde edilir.

- z eksenindeki momentlerin denge denklemi :

$$\Sigma M_z = 0 \quad (4.116)$$

$$X_A.y_1 + (Y_A - Y_B).x_1 - T_R.\cos(\alpha_t).y_T + T_L.\cos(\alpha_t).y_T - T_R.\cos(\beta_t).x_T + T_L.\cos(\beta_t).x_T + PM_R.\cos(\beta_{pm}).x_{PM} - PM_L.\cos(\beta_{pm}).x_{PM} + M_R.\cos(\alpha_m).y_M - M_L.\cos(\alpha_m).y_M + M_R.\cos(\beta_m).x_M - M_L.\cos(\beta_m).x_M - Q.y_d = 0$$

Yukarıdaki eşitlikte (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitlikleri kullanılırsa;

$$\Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 + 2,944.PM_R.\cos(64).2,55 - 3,374.PM_L.\cos(64).2,55 - 2,944.PM_R.\cos(80).48,01 + 3,374.PM_L.\cos(80).48,01 + PM_R.\cos(61).43,185 - PM_L.\cos(61).43,185 + 1,535.PM_R.\cos(73).13,52 - 1,822.PM_L.\cos(73).13,52 + 1,535.PM_R.\cos(64).48,645 - 1,822.PM_L.\cos(64).48,645 - 100.53,28 = 0$$

$$\Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 - 42,6351.PM_L + 38,4846.PM_R - 5328 = 0$$

$$\Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 - 42,6351.PM_L + 44,6037.PM_L - 5328 = 0$$

$$\Rightarrow X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 = - 1,9686.PM_L + 5328 \quad (4.117)$$

(4.107), (4.109), (4.111), (4.113), (4.115) ve (4.117) eşitlikleri gözönüne alındığında PM_L (Sol Medial Pterygoid) kas kuvveti elde edilir.

$$PM_L = 0 \text{ N} \quad (4.118)$$

Kaslar arasında kurulan (4.74), (4.75), (4.76), (4.77), (4.78) eşitliklerinde (4.118) eşitliği kullanıldığında mandibulada bulunan tüm kasların kuvvetlerinin sıfır “0” olarak elde edildiği gözlenmiştir.

- Mandibulanın A ve B eklem noktalarında bulunan tepki kuvvetlerinin hesabı :

(4.118) eşitliği (4.107) eşitliğinde kullanılarak A noktasının x – eksenindeki tepki kuvveti elde edilir.

$$X_A = -0,05282.PM_L + 100 \quad (4.107)$$

$$X_A = -0,05282.0 + 100$$

$$X_A = +100 \text{ N} \quad (4.119)$$

(4.118) ve (4.119) eşitliklerinin (4.111) ve (4.115) eşitliklerinde kullanılmasıyla mandibulanın A ve B mesnet noktalarının z eksenindeki tepki kuvvetleri elde edilir.

$$X_A.47,19 - (Z_A - Z_B).56,14 = +4,6294.PM_L \quad (4.115)$$

$$Z_A + Z_B = -10,7699.PM_L \quad (4.111)$$

$$Z_B = -42,028 \text{ N} \quad (4.120)$$

$$Z_A = 42,028 \text{ N} \quad (4.121)$$

(4.118) ve (4.119) eşitliklerinin (4.109) ve (4.117) eşitliklerinde kullanılmasıyla mandibulanın A ve B mesnet noktalarının y eksenindeki tepki kuvvetleri elde edilir.

$$X_A.38,54 + (Y_A - Y_B).56,14 = -1,9686.PM_L + 5328 \quad (4.117)$$

$$Y_A + Y_B = -1,4469.PM_L \quad (4.109)$$

$$Y_A = 13,128 \text{ N} \quad (4.122)$$

$$Y_B = -13,128 \text{ N} \quad (4.123)$$

Yapılan hesaplamalar sonucunda 100 Newton’luk yatay kuvvet uygulanması durumunda kas kuvveti değerleri denge denklemleri sonucunda sıfır “0” olarak ortaya çıktı. Burada yapmış olduğumuz kaslar arasında bulunan sağ taraftan çiğneme durumundaki orantıların kullanılmış olmasının etkisi de olabilmektedir. Daha önce

de belirttiğimiz gibi burada kullanılan kas açıları ve kas kuvveti değerleri arasındaki orantı değerleri, 2001 yılında Yugoslavya’da bir çalışma grubu tarafından yapılmış olan ve 2004 yılında Loughborough Üniversitesi’den (Almanya) bir çalışma grubu tarafından yapılan olan farklı araştırmalar sonucu bulunmuş olan değerlerdir [2,4].

Aynı şekilde, önden ısırma kuvveti uygulanması durumunda ortaya çıkan kas açıları (Tablo 4.1) ve kas kuvvetleri arasındaki orantı değerleri tespit edilmişti [25]. Bu değerler kullanılarak denge denklemleri tekrardan oluşturulduğunda kas kuvvetlerinin değerlerinin yine sıfır “0” olarak tespit edildiği görüldü.

Yapılan literatür araştırmalarında, mandibulaya yatay kuvvet uygulanması durumunda kasların açısal ve kuvvetsel değerlerini araştıran bir makale bulunamamış olduğundan dolayı yapacağımız bilgisayar ortamındaki gerilme analizinde yatay kuvvet uygulanırken kas kuvvetleri değerleri sıfır “0” olarak kabul edilecektir. Bununla, beraber mandibulaya çeşitli yatay kuvvetler verilerek uygulanan kuvvetlere göre mandibulada oluşan gerilme dağılımındaki değişiklikler incelenecektir.

5. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE MANDİBULANIN ANALİZİ

5.1 Giriş

CATIA programı ile modellenmiş olan çene kemiği (mandibula), CATIA programında “model” formatı ile kaydedilir. Kaydedilen dosya ANSYS programında bulunan “import” seçeneği ile açılır.

CATIA ile kaydedilen mandibula alanlardan oluşmuş ve bir hacim olarak davranmaktadır. Aynı şekilde ANSYS programına aktarılarak açıldığında da aynı davranışını devam ettirmektedir. Burada tanımlanan hacim terimi, mandibula kemiği modelinin katı olarak ANSYS programı tarafından tanımlanabildiğini belirtmektedir.

ANSYS programında, mandibula kemiğinin malzeme özellikleri ve sınır şartları verilir. Burada önemle belirtilmesi gereken bir husus, mandibula kemiğinin dış yüzeyinin sert (Cortical Bone) dokuya buna ziyade iç yüzeyinin daha yumuşak süngerimsi (Spongenous Bone) bir yapıya sahip olması göz önüne alınarak, mandibula kemiği katı modelinin dış yüzeyinin 1 mm kalınlığındaki kısım ayrı bir malzeme özelliği ile tanımlanarak çözüme gidilmektedir.

Böylece iki farklı malzeme özelliği ve iki farklı mesh parametresi tanımlanır. Tanımlanan bu parametrelerle birlikte yükleme şartları ve sınır şartları uygulanarak çözüme gidilir.

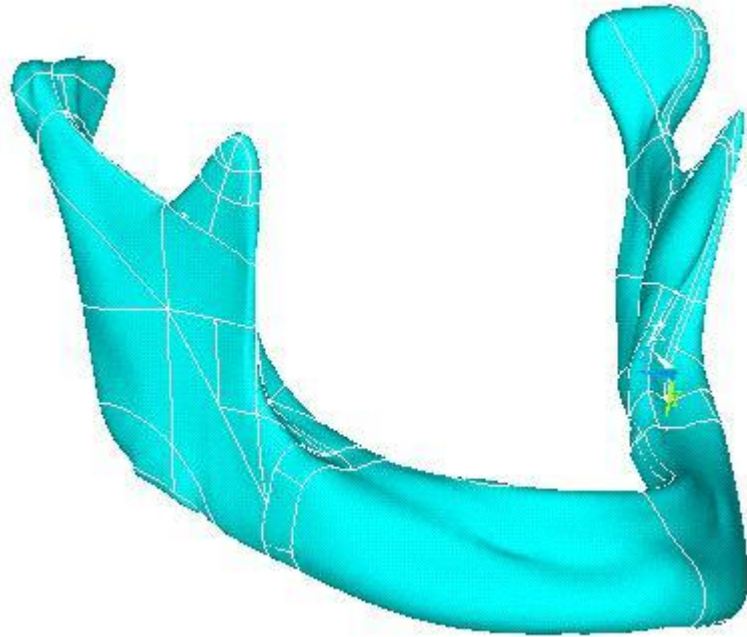
5.2 Mandibula’nın Ansys İle Analize Hazırlanması

5.2.1 Mandibula’nın ansys’e aktarılması

ANSYS, CATIA programından ya “part” dosyası olarak ya da “model” dosyası olarak parçaları alabilmektedir. Bu şekilde dosya alma işlemi diğer yöntemlere göre (“iges” dosya formatı vb.) daha az problem teşkil etmektedir. Çünkü farklı dosyalama yöntemleri kullanıldığı zaman, özellikle katı model çok karmaşık bir geometriden oluştuysa ANSYS bu dosyayı açmakta zorluk çekebilmektedir. Mandibula kemiği katı model itibarıyla karmaşık bir geometriye sahip olması

nedeniyle CATIA programında “model” dosyası olarak kaydedilip ANSYS programına aktarılması sağlanmaktadır.

Dosya aktarma işlemi sırasında karşılaşılan önemli problemlerden bir tanesi de ANSYS programına aktarılan mandibula katı modelinin bazı alanlarının (yüzeylerinin) görülememesidir. Bu şekilde bir hata meydana geldiğinde CATIA programına geri dönülerek ANSYS programı tarafından açılmayan yüzey tekrar modellenerek düzeltilmektedir. Bu projede, ANSYS ve CATIA programlarında karşılıklı olarak çalışarak mandibula kemiği katı modeli kusursuz olarak ANSYS programında açılması sağlanmıştır.



Şekil 5.1 : ANSYS Programında Mandibula

5.2.2 Eleman tipi seçimi

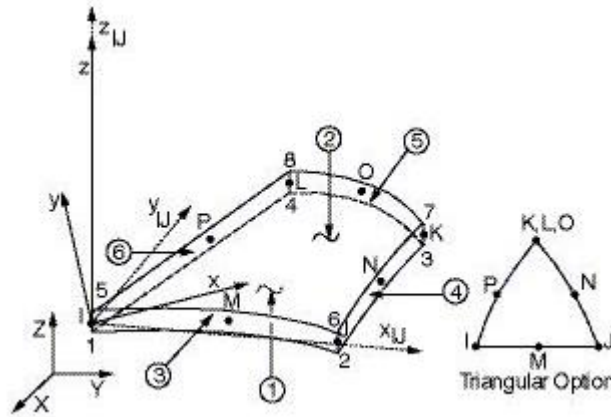
ANSYS programında bulunan “Element Type” seçeneği içinde bulunan “Add/Edit/Delete” komutu seçilerek mandibula için kullanılacak eleman tipleri seçilir.

Daha önce belirtildiği gibi, mandibula kemiği iki farklı malzeme özelliği gösteren kısımdan oluşur. Bunlar, mandibula kemiğinin dış yüzeyini oluşturan “Sert Doku” (Cortical Bone) ve iç yüzeyini oluşturan “Süngerimsi Doku” (Spongy Bone)’dan meydana gelmektedir. Sert dokuyu oluşturan “Cortical Bone”, mandibulanın dış yüzeyinde yaklaşık 1 mm kalınlığında olarak kabul edilmektedir.

Sert doku için eleman tipi olarak Shell 93 eleman tipi seçilirken, Süngerimsi doku için Solid 92 eleman tipi tercih edilmiştir. Bu eleman tiplerinin seçilmelerinin sebeplerini aşağıda bu elemanların özellikleri de anlatılarak açıklanmaktadır.

5.2.2.1 Shell 93

Shell 93 eleman tipi, eğri kabuk yüzeylerin modellenmesinde kullanılabilmektedir. Diğer bir deyişle; Shell 93 belli bir alana sahip olan kabuk yüzeylerin küçük parçalara ayrılmasında kullanılan bir eleman tipidir. Shell 93 elemanının her birinde toplam sekiz adet nokta (düğüm noktası) bulunmaktadır. Bu düğüm noktalarının her biri altı serbestlik derecesine sahiptir. Bu serbestlik derecelerinin üç tanesi x, y, z eksenlerindeki yerdeğiştirmeleri ifade ederken, diğer üç tanesi x, y, z eksenlerinin kendi eksenleri etrafındaki açısal değışiklikleri ifade etmektedir. Deformasyon şekilleri her iki yörüngede de dörtgen şeklindedir. Bunların yanında Shell 93 elemanı; plastisite, gerilme, birim uzama ve birim şekil değıştirme özelliklerine sahip olmaktadır [12].

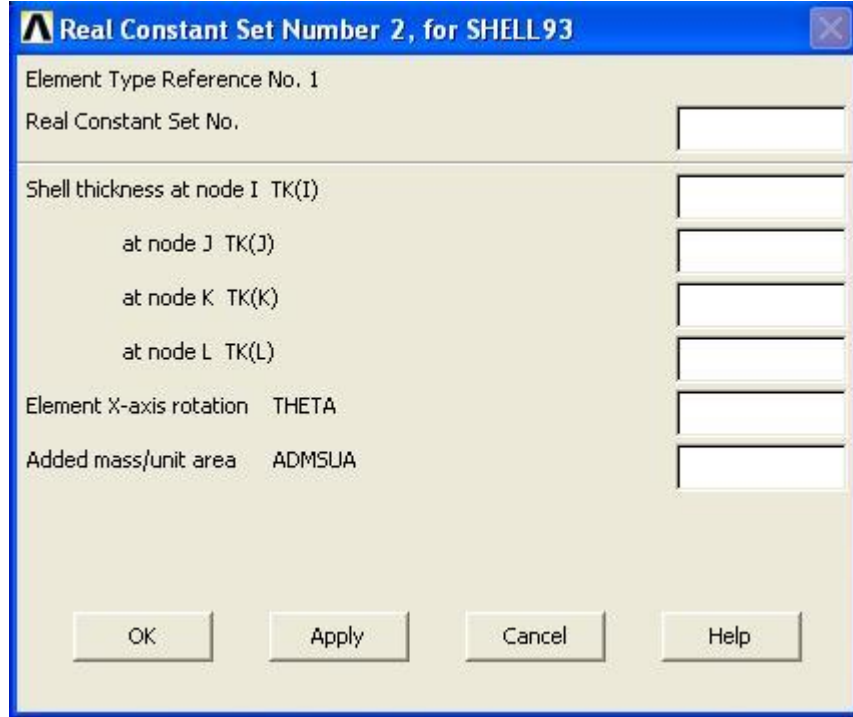


Şekil 5.2 : Shell 93 Elemanının Geometrisi

Şekil 5.2’de görüldüğü gibi Shell 93 elemanı 8 adet düğüm noktasından (I, J, K, L, M, N, O, P), 4 adet ince kalınlıktan (3, 4, 5, 6, kenar yüzeyleri) oluşmakta ve orthotropik malzeme özellikleri taşımaktadır. Üçgen kabuk elemanı için ise Şekil 5.2’de görüldüğü gibi K, L, O düğüm noktaları aynı düğüm üzerinde tanımlanarak toplam sekiz adet düğüm noktasıyla meydana gelmektedir [12].

Shell 93 elemanın kalınlığı kabuk yüzeyinin pürüzlülüğü de göz önüne alındığında kabuk yüzeyinin her bir köşesinde farklı kalınlık değerleri tanımlanabilmektedir. Bu şekilde kabuk yüzeyin orta düğüm noktasındaki kalınlık değeri tüm kabuk yüzeyin

ortalama kalınlık değerini ifade etmektedir. ANSYS programı kullanıcıya Shell 93 elemanın her bir köşesindeki kalınlık değerini farklı olarak girme imkanını sağlamaktadır. Bunun için Şekil 5.3’de görülen pencerede “TK(I), TK(J), TK(K) ve TK(L)” değerlerine istenilen kalınlık değeri girilebilir. Eğer elemandaki kalınlık her yerde aynı ise sadece “TK(I)” değeri girilerek tüm kenarlardaki kalınlıkların aynı değeri alması sağlanabilmektedir. Mandibula kemiği içinde kalınlık değeri olarak daha önce de belirtildiği gibi 1 mm olarak kabul edilmektedir [12].



Şekil 5.3 : Shell 93 Elemanında Kabuk Yüzeye Kalınlık Verilmesi

Shell 93 elemanın kabuk yüzeyinin herhangi bir yerinde kalınlık değeri, eğrilik yarıçapının iki katından daha büyük ise ANSYS programı çözüme geçerken hata mesajı vererek, elemanların analize imkanı olmadığını bildirecektir. Eğer kabuk yüzeyin herhangi bir yerindeki kalınlık değeri, eğrilik yarıçapının iki katından küçük fakat beşte birinden büyük ise ANSYS programı çözüme geçerken uyarı mesajı vererek, elemanların hatalı olduğu uyarısını yapacaktır. Fakat bu uyarıya rağmen ANSYS programı çözüme gidebilmektedir [12].

Shell 93 elemanında yüklemeler iki şekilde yapılabilmektedir. Bunlardan bir tanesi düğüm noktalarına yapılan yükleme, diğeri ise elemanların kendisine yapılan yüklemelerdir. Düğüm noktalarına yapılan yüklemeler direkt olarak elemanlara bağlı olmamaktadır. Bu şekilde düğüm noktalarına yapılan yüklemeler düğüm noktalarının serbestlik dereceleri ile ilgilidir. Elemanların kendisine yapılan yüklemeler ise yüzey

yükleridir. Elemanların kendisine yapılan yüklemeler, yükün uygulandığı elemanla ilgilidir [12].

Shell 93 Eleman tipinin özelliklerini aşağıdaki şekilde özetleyebiliriz;

- Shell 93 eleman tipinde sıfır alana sahip elemanlar oluşturulmamaktadır. Bu olay elemanların düzenli olarak numaralandırılmadığı zamanlarda sık sık meydana gelmektedir.
- Sıfır kalınlığa sahip elemana ve elemanın herhangi bir yerinde kalınlığın sıfır olmasına izin verilmez.
- Shell 93 elemanları kayma değişimlerini de göz önüne almaktadırlar.
- Shell 93 elemanın normal düzlemdeki gerilme dağılımı, elemanın kalınlığına bağlı olarak lineer olarak değişmektedir.
- Shell 93 elemanlar, sapmış eğri yüzeyleri durumunda termal yükler altında hatalı sonuçlar verebilmektedirler.

5.2.2.2 Solid 92

Solid 92 eleman tipi katı modellerin diğer bir deyişle belli bir hacme sahip modellerin küçük boyutlara ayrılmasında kullanılan bir eleman tipidir. Solid 92 eleman tipi dörtgen yer değiştirme davranışlarına sahip bir yapıdadır. Aynı zamanda Solid 92 eleman ile düzensiz parçalara ayrılmış (mesh) modellere uygunluk gösterebilmektedir [12].

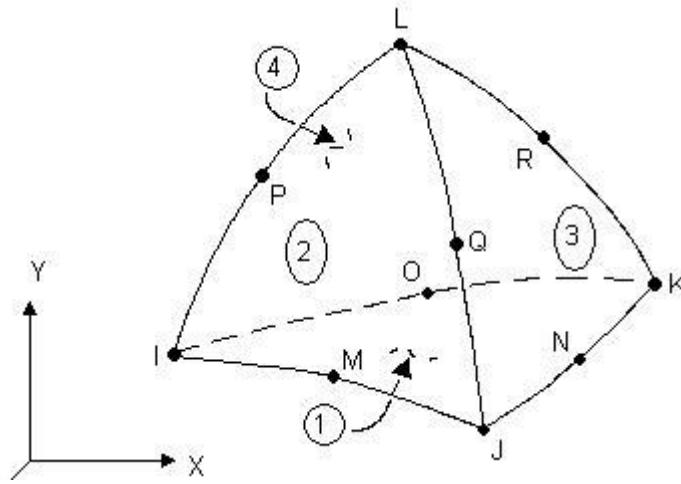
Solid 92 elemanlar 10 adet düğüm noktasından oluşmaktadır. Her bir düğüm noktasının üç tane serbestlik derecesi vardır. Bu serbestlik dereceleri x, y, z eksenlerindeki yerdeğiştirmelerdir. Solid 92 elemanı da aynı Shell 93 elemanı gibi plastisite, gerilme, birim uzama ve birim şekil değiştirme özelliklerine sahiptir [12].

Solid 92 elemanın geometrisi, düğüm noktalarının yerleri ve koordinat sistemi Şekil 5.4'te görülmektedir. Düğüm noktalarının yanında Solid 92 elemanının eleman özellikleri dikdörtgen malzeme özellikleri taşımaktadır. Dikdörtgen malzeme kullanımı, eleman koordinat kullanımı ile uyumludur [12].

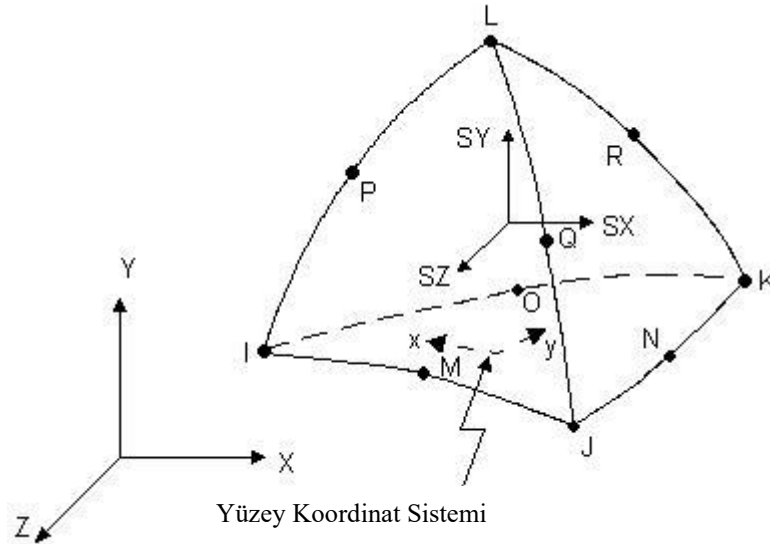
Solid 92 elemanında yüklemeler aynı Shell 93 elemanında olduğu gibidir. Hem düğüm noktalarına uygulanabilen düğüm noktaları yükleri, hemde yüzeylere

uygulanabilen yüzey yükleri mevcuttur. Bu yüklemelerin özellikleri de yukarıda Shell 93 elemanın yüklemelerinin taşıdığı özellikleri taşımaktadır [12].

Solid 92 eleman tipinde gerilme doğrultuları eleman koordinat sistemine paraleldir. Yüzey gerilmelerinin oluştuğu yerler, gerilmenin oluştuğu yüzeyin yüzey koordinat sistemindedir. Solid 92 elemanın Şekil 5.5'te gösterilen koordinat sistemi, elemanın I-J-K yüzeyinin kordinat sistemini belirtmektedir [12].



Şekil 5.4 : Solid 92 Elemanının Geometrisi



Şekil 5.5 : Solid 92 Elemanın Yüzey Koordinat Sistemi

Solid 92 Eleman tipinin özelliklerini aşağıdaki şekilde özetleyebiliriz;

- Solid 92 elemanlar sıfır hacime sahip değildir. Elemanlar Şekil 5.4'te görüldüğü gibi numaralandırılırlar. Aynı zamanda, elemanlar I-J-K düzleminin altında L düğüm noktasına sahip olabilmektedir.

- Solid 92 elemanın ortasında bulunan düğüm noktasının çıkarılması ile bir kenar parabolik olarak değişmekten daha ziyade bir lineer olarak değişir.

5.2.3 Sınır değerlerin belirlenmesi

ANSYS ile mandibulanın modellenmesi aşamasında önemli bir adımdır. Çünkü kemikler yukarıda da belirtildiği gibi iki farklı malzeme özelliği taşımaktadır. Bu malzeme özelliklerinin farklı farklı tanımlanabilmesi için bir sınır şartı belirlenmelidir. Belirlenecek olan sınır şartı, mandibula kemiğini oluşturan sert doku diye tabir edilen kısmın 1 mm kalınlığında kabul edilmesidir. Bu işlemin yapılması ANSYS programında “Real Constant” seçeneği içinde bulunan “Add/Edit/Delete” komutu kullanılır.

5.2.4 Malzeme özelliklerinin seçilmesi

Doğru bir sonlu elemanlar analizi yapılabilmesi için çene kemiğinin malzeme özelliklerinin çok iyi tespit edilmesi gerekmektedir. Mandibulanın anatomisi açıklandığında iki farklı kemik dokusundan meydana geldiği açıklanmıştı. Bunlar, dış kısımda bulunan “Sert Doku” (Cortical Bone) olarak adlandırılan doku ile iç kısımda bulunan “Süngerimsi Doku” (Spongy Bone) olarak adlandırılan dokudur. Bunlardan “Sert Doku” sert, parlak ve pürüzsüz bir yapıya sahip iken, “Süngerimsi Doku” yumuşak ve gözenekli bir yapıya sahiptir.

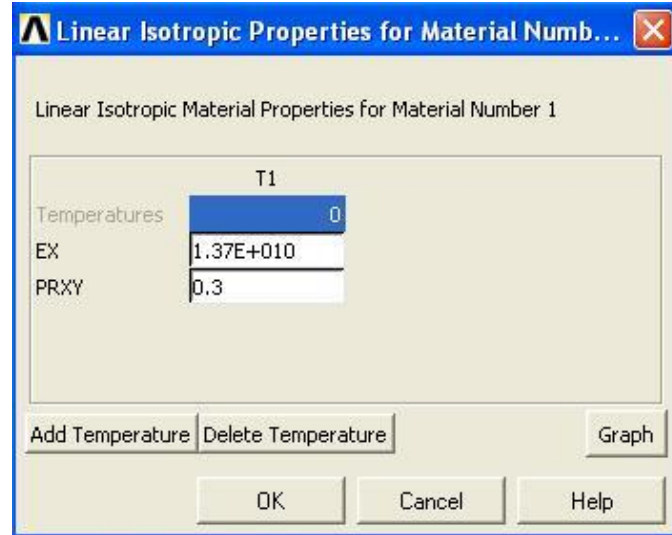
Mandibula iki farklı yapıya sahip dokulardan oluştuğundan dolayı iki farklı malzeme özelliğine sahiptir. Bu yapıların malzeme özellikleri, çeşitli literatürler ve geçmişte yapılan araştırmalar incelendiğinde Tablo 5.1’de açıklanmış değerler elde edilmiştir. ANSYS programı ile çene kemiğinin analizinin yapılabilmesi için malzemenin elastisite modülü, poisson oranı ve yoğunluğunun bilinmesi yeterli olmaktadır.

Tablo 5.1: Mandibula Kemiği Modelinin Malzeme Özellikleri

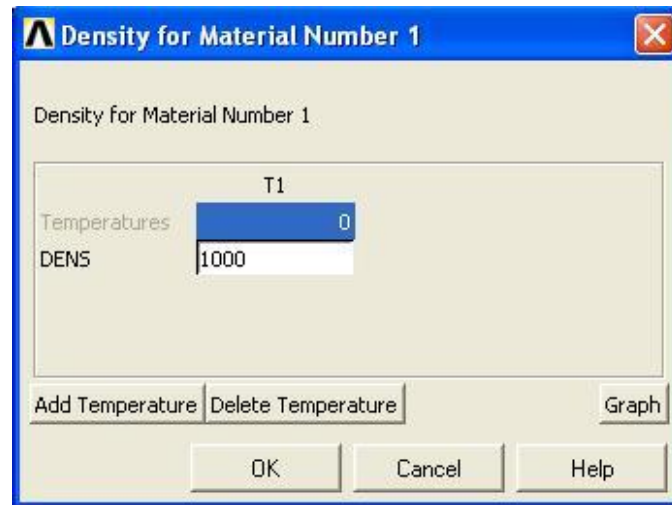
MALZEME ÖZELLİKLERİ		
	SERT DOKU (CORTICAL BONE)	SÜNGERİMSİ DOKU (SPONGIOUS BONE)
ELASTİSİTE MODÜLÜ	1.37E+10 N/m ²	1.37E+9 N/m ²
POISSON ORANI	0.3	0.3
YOĞUNLUK	1000 kg/m ³	100 kg/m ³

Malzeme özellikleri ANSYS programı içinde “Materials Props” seçeneğinin altında bulunan “Materials Models” komutu ile gerçekleştirilir. Bu komut seçildiğinde ekrana gelen “Define Material Model Behavior” penceresinde yardımıyla Tablo 5.1’de görülen malzeme özelliklerini temsil eden değerler girilmektedir. Bu değerlerden elastisite modülü ve poisson oranı Şekil 5.6’da görülen komut penceresinde, malzeme yoğunluğu ise Şekil 5.7’de görülen komut penceresinde girilmektedir.

Mandibulada iki tane malzeme özelliklerine sahip yapı olduğundan dolayı iki malzeme özelliği de tanımlanırken Sert doku (Cortical Bone) için 1 numaralı malzeme modeli verilirken, Süngerimsi doku (Spongy Bone) için 2 numaralı malzeme modeli verilmektedir.



Şekil 5.6 : Elastisite Modülü ve Poisson Oranının ANSYS Programı ile Verilmesi



Şekil 5.7 : Malzeme Yoğunluk Değerinin ANSYS Programı ile Verilmesi

5.2.5 Mandibulanın küçük parçalara ayrılması (meshing)

Mandibula katı modelinin ANSYS programı ile analizinin yapılabilmesi için katı modelin küçük küçük parçalara ayrılması gerekmektedir. Böylece ANSYS programı, oluşturulan küçük alanlar sayesinde hesaplamaları daha kolay yapmaktadır. Böyle bir işlem yapılmamış olduğunda sonlu elemanlar yöntemi analizinin yapılması mümkün olmamaktadır. Sonlu Elemanlar Yönteminin adından da anlaşılabilmesine göre bu işleme sonlu elemanlara ayırma da denilebilmektedir.

Sonlu elemanlara ayırma yönteminde üç önemli adım vardır. Bunlar ;

- Bölünecek olan küçük parçaların niteliğinin belirlenmesi : Bu işlem, küçük parçaların üçgen eleman, dörtgen eleman, prizmatik üçgen eleman, dörtgensel eleman adı verilen eleman türlerinden hangisinin seçileceğinin belirlenmesidir.
- Eleman boyutlarının belirlenmesi : Seçilen elemanın büyüklüğünün, katı modelin şeklinin karmaşıklığına göre belirlendiği işlemdir. Katı modelin yüzeyi ne kadar karmaşık ise seçilen elemanın boyutu da o kadar küçük olmak zorunda kalıyor. Aksi halde ANSYS programı analiz aşamasında elemanlarda teğetlik/eğrilik yarıçapı hatası vererek analiz yapılmasını engellemektedir. Bunun yanında ne kadar küçük eleman seçilirse de o kadar fazla eleman oluşacağı için ANSYS programı çözümü yapabilmek için günlerce uğraşabilmektedir. Bu nedenlerden dolayı, katı modelin yüzeyinin düzgünlüğüne göre en uygun elemanın seçilmesi çok önemli bir adımdır.
- Sonlu elemanlara ayırma işlemi : Yukarıdaki iki adımda anlatılan parametreler girildikten sonra, katı model sonlu elemanlara ayrılabilir. Bu adımda çıkabilecek hatalar karşısında ya eleman tipi ya da eleman tipinin boyutsal özellikleri değiştirilerek sonlu elemanlara ayırma işlemi gerçekleştirilmektedir.

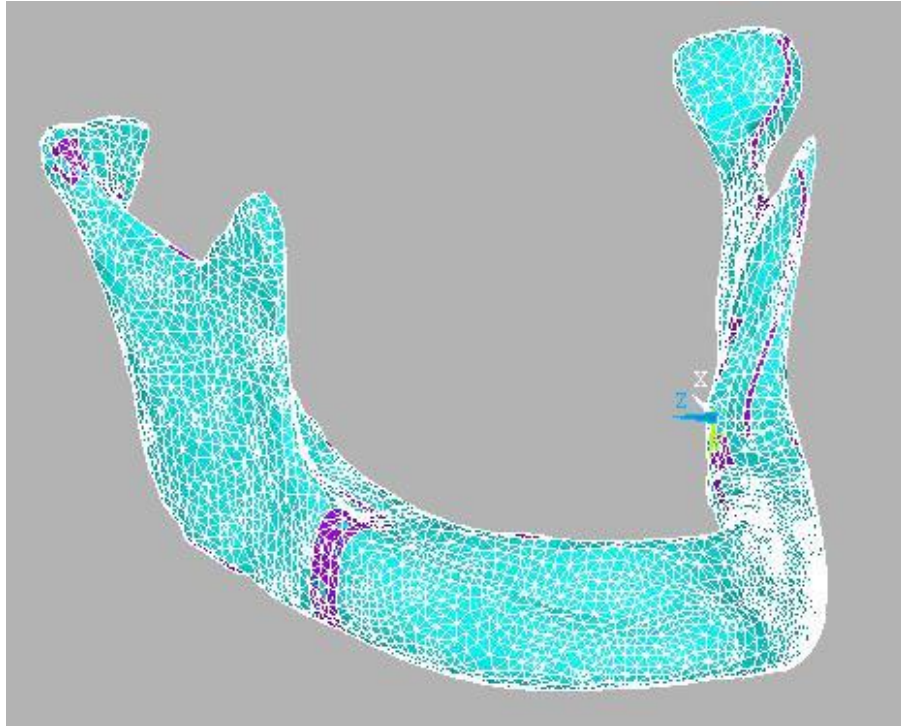
Sonlu elemanlara ayırma işlemi ile oluşturulan ağ yapılarında bulunan düğüm noktalarının ve elemanların koordinatları tanımlanır. Bu tanımlanan koordinatlar yardımıyla da analiz daha çabuk ve kolay yapılabilir [9].

Mandibula için en uygun mesh boyutunun elde edilebilmesi için, mandibula farklı boyutlarda elemanlar ile mesh edilip analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada mandibula için 1,8 mm, 2,4 mm, 3,0 mm ve 3,6 mm eleman boyutu seçilerek mesh

işlemleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar Tablo 5.2’de gösterilmiştir. Bu tablodan da anlaşılacağı gibi analiz sonuçları yaklaşık olarak birbirlerine yakın çıkmaktadır. Fakat eleman boyutu ne kadar küçük tutulursa sonuç elde edilmesi bilgisayar için o kadar uzun süre almaktadır. Aynı zamanda, mandibula yüzeyinde eğrilik ve teğetlik problemi çıkmaktadır. Bunun yanında çok büyük eleman boyutu seçildiği durumda da eleman yüzeylerinde eğrilik ve teğetlik hataları nedeniyle orjinal yüzeyden uzaklaşmaktadır. Bu nedenler göz önüne alınarak en uygun eleman boyutu olarak 2,4 mm seçilmiştir. Tüm analiz işlemlerinde bu eleman boyutuna göre mesh işlemi yapılmıştır. Bu işlem sonucunda mandibula, 4776 adet Shell 93 eleman, 22432 adet Solid 92 elemandan olmak üzere toplam 27208 adet elemandan oluşurken 35334 adet düğüm noktasından oluşmaktadır.

Tablo 5.2: Farklı Eleman Boyutlarının Karşılaştırılması

	Eleman Sayısı	Gerilme Analizi Sonucu
1,8 mm Eleman Boyutu	65.015 Adet	24,0 N / mm ²
2,4 mm Eleman Boyutu	27.208 Adet	23,8 N / mm ²
3,0 mm Eleman Boyutu	17.047 Adet	Yüzey Hataları Çıkıyor.
3,6 mm Eleman Boyutu	10.463 Adet	Yüzey Hataları Çıkıyor.



Şekil 5.8 : 27208 Adet Elemandan Oluşan Sonlu Elemanlara Ayrılmış Mandibula

5.2.6 Yükleme ve sınır şartları

Küçük elemanlara ayırma (Meshleme) işleminin yapılmasından sonra analiz işlemlerinin yapılması için gerekli olan yükleme ve sınır şartlarının belirlenmesi gerekmektedir. Mandibulaya uygulayacağımız kuvvetleri iki grup altında toplayabiliriz. Bunlardan birincisi insanın ısırma ve çiğneme fonksiyonlarını gerçekleştirirken uyguladıkları kuvvetler, ikincisi ise bu kuvvetler sonucunda mandibula kemiğinde oluşan kas kuvvetleridir.

Mandibulada bulunan kas kuvvetleri bir önceki bölümde de belirtildiği gibi farklı çiğneme durumlarına göre farklı değerler alabilmekteler. Bu kuvvetlerin insan üzerinde deneysel olarak tespit edilebilmesi henüz mümkün olmadığından dolayı, yapılmış olan teorik çalışmalar ve bilgisayar ortamında yapılan deneysel veriler kullanılarak kas kuvvetleri hesap edilmektedir.

Mandibulada sınır şartı olarak, temporomandibular eklemler olarak adlandırılan mandibulanın her iki uç kısmının, ligamentler tarafından tutulması kabul edilmektedir. Bu noktaların x, y, z eksenlerinde hareket serbestliği bulunmazken, bu eksenlerde dönme serbestliğine sahiptir.

Bu çalışmada, mandibulanın önden ısırma kuvveti, sol yandan çiğneme kuvveti, sağ yandan çiğneme kuvveti ve mandibulaya yanal kuvvet uygulanması durumunda ortaya çıkacak kas kuvvetleri değerleri bir önceki bölümde denge denklemleri vasıtasıyla bulunmuştu. Bulunan bu değerler aşağıdaki resimlerde ve tablolarda verilmiş olup bu değerler ve sınır şartları doğrultusunda analiz işlemlerine geçilmiştir.

Tablo 5.3: 100 N'luk Önden ısırma Kuvveti Uygulandığında Kas Kuvvetlerinin Değerleri

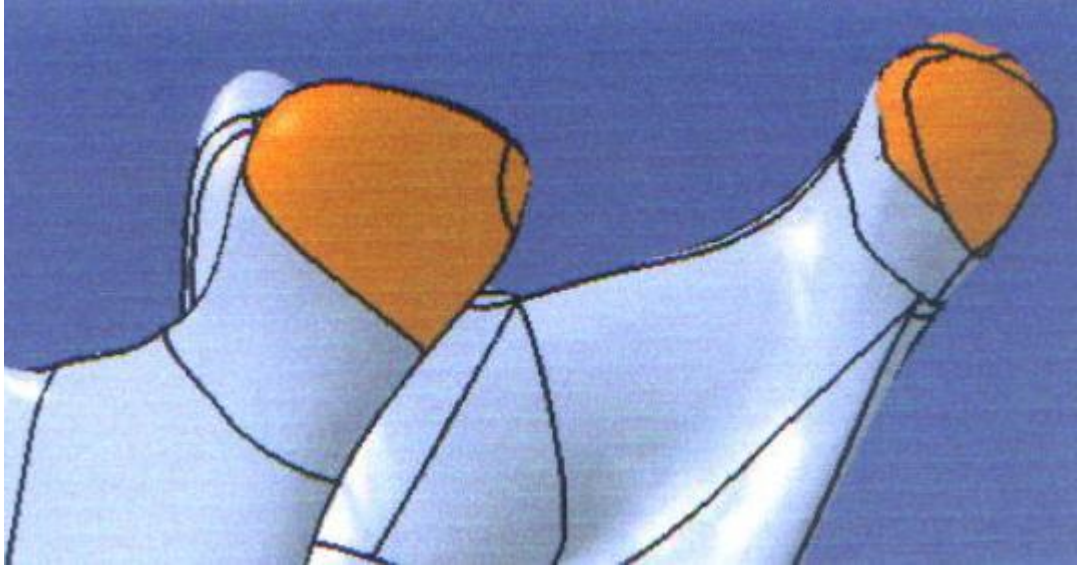
	Medial Pterygoid		Masseter		Temporalis	
	Sağ	Sol	Sağ	Sol	Sağ	Sol
x - eksen	- 23,25 N	23,25 N	2,55 N	- 2,55 N	11,08 N	- 11,08 N
y - eksen	6,54 N	6,54 N	0,65 N	0,65 N	- 7,47 N	- 7,47 N
z - eksen	31,36 N	31,36 N	59,17 N	59,17 N	31,36 N	31,36 N
Σ	39,60 N	39,60 N	59,23 N	59,23 N	34,09 N	34,09 N

Tablo 5.4: Sol Taraftaki Birinci Azı Dişine 100 Newton’luk Çiğneme Kuvveti Uygulandığında Kas Kuvvetlerinin Değerleri

	Medial Pterygoid		Masseter		Temporalis	
	Sağ	Sol	Sağ	Sol	Sağ	Sol
x - eksen	– 12,90 N	14,63 N	14,64 N	– 11,32 N	35,24 N	– 19,84 N
y - eksen	6,62 N	3,78 N	12,12 N	10,07 N	– 3,15 N	– 12,12 N
z - eksen	8,82 N	12,60 N	24,39 N	26,11 N	45,01 N	53,04 N
Σ	16,97 N	19,67 N	30,92 N	30,19 N	57,26 N	57,91 N

Tablo 5.5: Sağ Taraftaki Birinci Azı Dişine 100 Newton’luk Çiğneme Kuvveti Uygulandığında Kas Kuvvetlerinin Değerleri

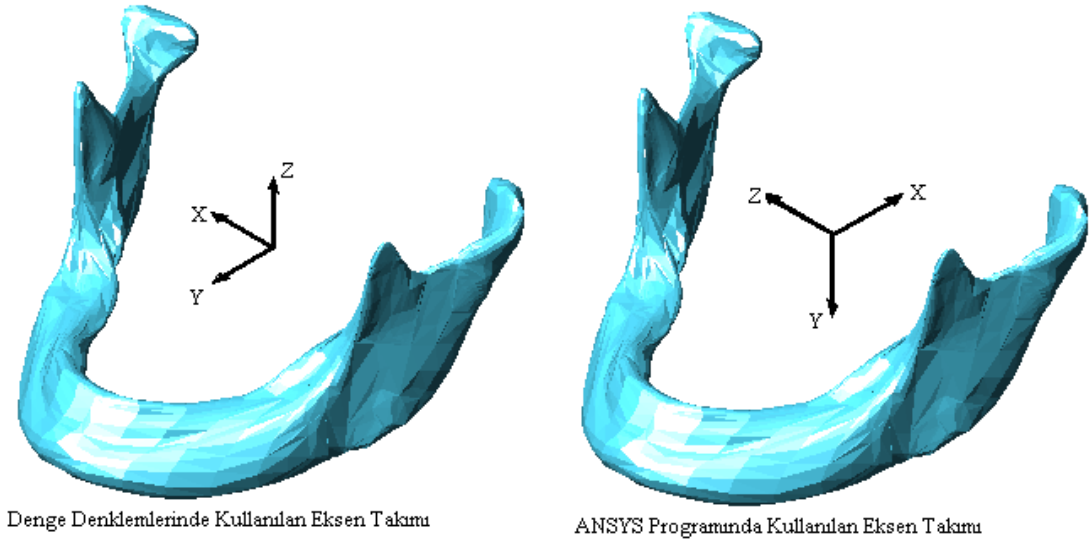
	Medial Pterygoid		Masseter		Temporalis	
	Sağ	Sol	Sağ	Sol	Sağ	Sol
x - eksen	– 6,21 N	5,35 N	7,78 N	– 8,00 N	22,36 N	– 22,10 N
y - eksen	8,40 N	7,24 N	11,66 N	11,96 N	– 8,85 N	– 8,76 N
z - eksen	13,82 N	11,93 N	22,56 N	23,10 N	45,03 N	44,51 N
Σ	17,32 N	14,94 N	26,59 N	27,22 N	51,00 N	50,42 N



Şekil 5.9 : Mandibulanın Mesnet Noktaları

5.3 Mandibulanın Analiz Değerleri

Ansyz analiz programına aktarılan mandibula kemiğinin eksen takımı ile kas kuvvetlerinin hesap edilmesinde kullanılan denge denklemlerinde referans alınan eksen takımı birbirlerini tutmamaktadır. Analiz sonuçlarında ortaya çıkan değerlerin değerlendirilmesi sırasında bu farkın göz önünde tutulması gerekmektedir. Bu nedenle, meydana gelen eksen takımındaki değişiklikler aşağıdaki gibi olmaktadır.



Şekil 5.10 : Eksen Takımının Dönüşümü

Şekil 5.10'dan da görüldüğü gibi denge denklemleri kullanılarak elde edilen kas kuvvetlerinin eksenel doğrultularındaki kuvvet değerlerinde aşağıdaki dönüşüm yapılarak ANSYS programı ile analiz işlemine geçilmektedir. Kas kuvvetlerinde yapılacak olan eksen değişiklikleri şu şekildedir;

X Eksen	=>	Z Eksen
Y Eksen	=>	- X Eksen
Z Eksen	=>	- Y Eksen

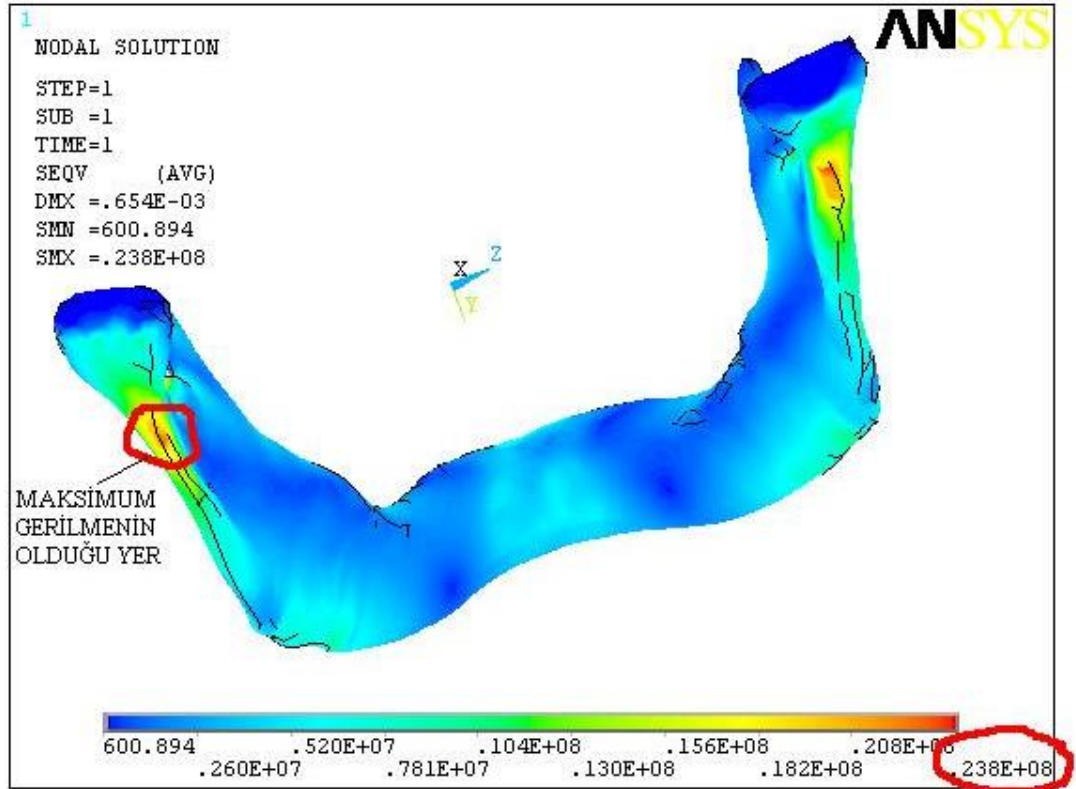
5.3.1 Önden ısırma durumunda mandibulanın analizi

Mandibulanın önden 100 Newton'luk ısırma kuvveti uygulanması durumunda kullanılan kas kuvvetlerinin ANSYS programında kullanılan eksen takımına göre değerleri Tablo 5.6'daki gibi olmaktadır.

Tablo 5.6: 100 N'luk Önden Isırma Kuvveti Uygulandığında Eksenel Doğrultuda Kas Kuvvetlerinin Dönüşümü

	Medial Pterygoid		Masseter		Temporalis	
	Sağ	Sol	Sağ	Sol	Sağ	Sol
x - eksen	- 6,54 N	- 6,54 N	- 0,65 N	- 0,65 N	7,47 N	7,47 N
y - eksen	- 31,36 N	- 31,36 N	- 59,17 N	- 59,17 N	- 31,36 N	- 31,36 N
z - eksen	- 23,25 N	23,25 N	2,55 N	- 2,55 N	11,08 N	-11,08 N
Σ	39,60 N	39,60 N	59,23 N	59,23 N	34,09 N	34,09 N

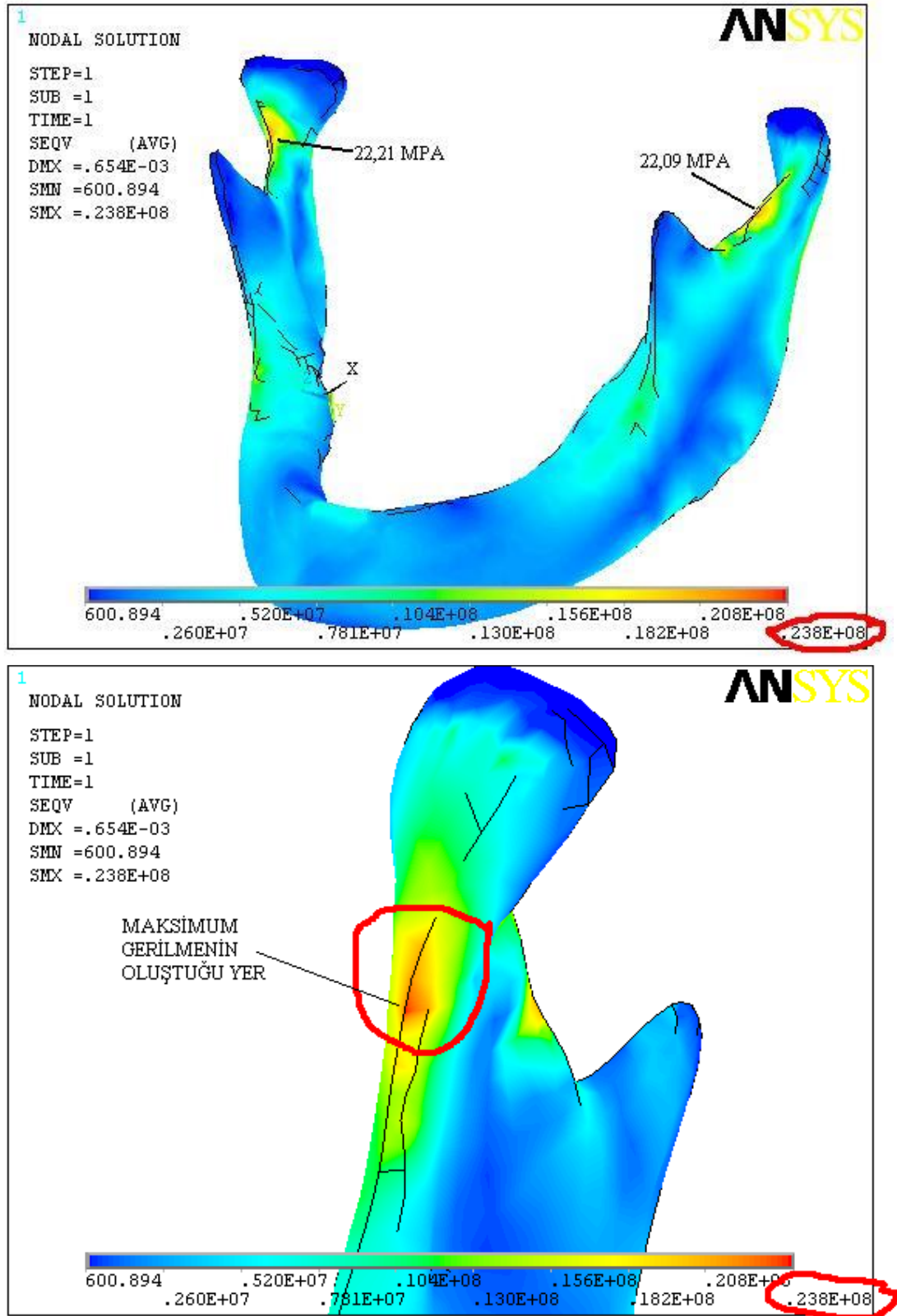
Şekil 5.11 ve Şekil 5.12’de görülen gerilme analizi sonuçlarına göre, mandibula temporomandibular noktalar adı verilen mesnet yerlerinin alt tarafında kalan yerlerden maksimum 23,79 N/mm² (MPa) gerilme değerine ulaşmaktadır. Bu yerlerden mandibulanın arka tarafında kalan kısım basma gerilmesine maruz kalırken, ön tarafta bulunan kısımlar ise çekme gerilmesine maruz kalmaktadır.



Şekil 5.11 : Önden Isırma Durumunda Mandibulanın Gerilme Dağılımı

Mandibulanın birim uzama oranı grafiği Şekil 5.13’den de görüldüğü gibi 0.001741 değerini almaktadır. Bunun yanında mandibulanın x, y, ve z eksenlerindeki deformasyon değerleri Tablo 5.7’de, toplam deformasyon değerini gösteren grafik

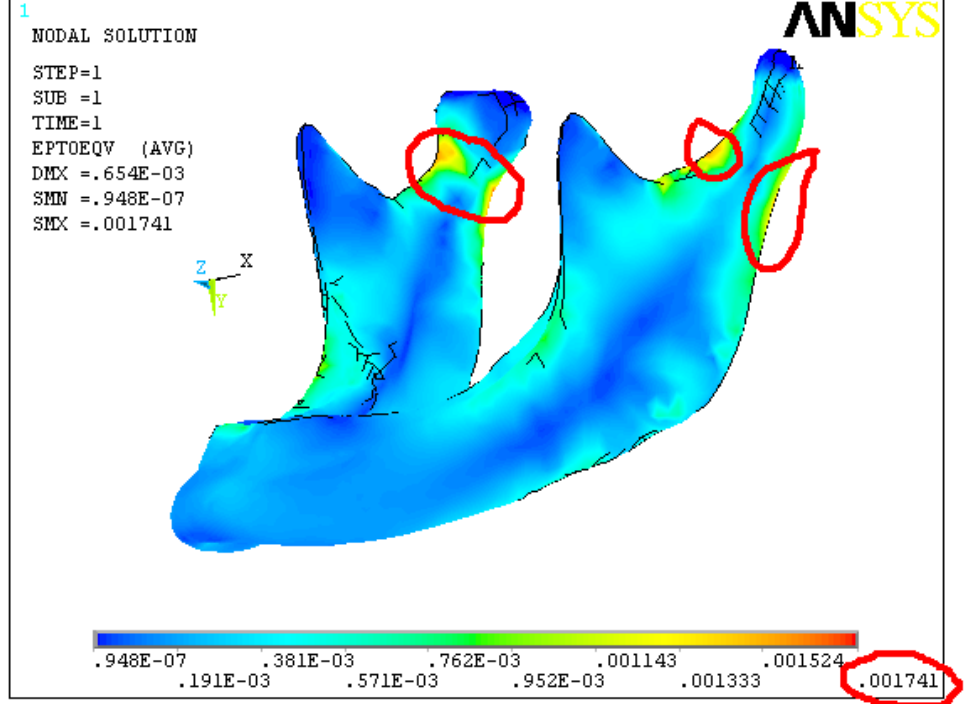
ise Şekil 5.14’de gösterildiği gibidir. Bu değerler incelendiğinde insanın anatomik olarak çene kemiğini hareket ettirebileceği değerler arasında olduğu görülmektedir.



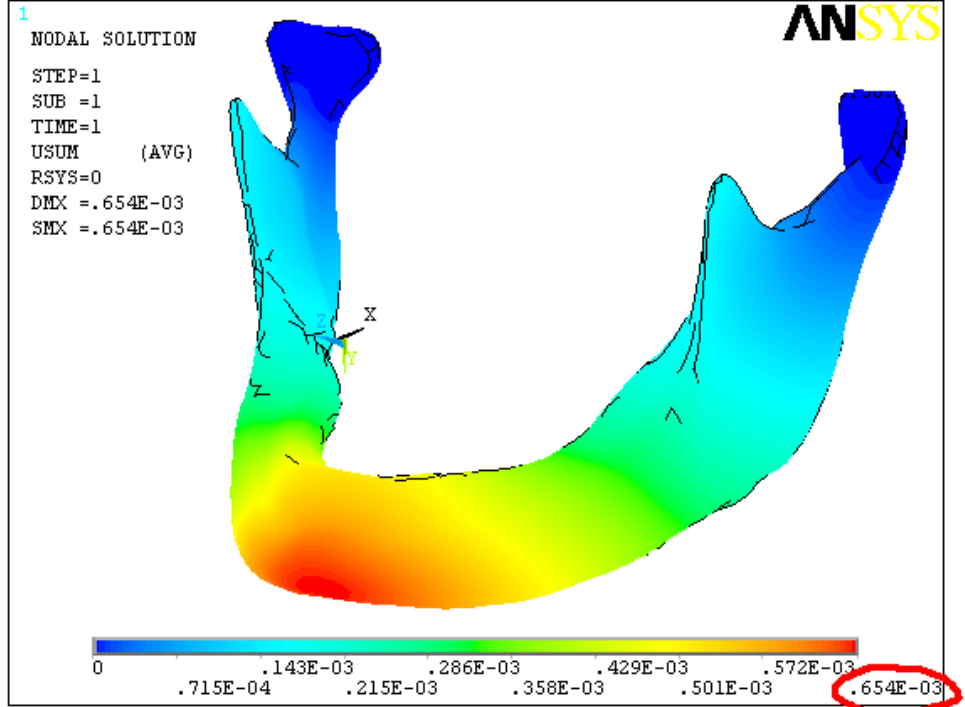
Şekil 5.12 : Önden Isırma Durumunda Mandibulanın Detaylı Gerilme Değerleri

Tablo 5.7: Önden Isırma Durumunda Mandibulanın Deformasyon Değerleri

Maksimum Deformasyon Değerleri	x eksenindeki Deformasyon	y eksenindeki Deformasyon	z eksenindeki Deformasyon	Toplam Deformasyon
	0,2696 mm	0,6205 mm	– 0,04509 mm	0,6538 mm



Şekil 5.13 : Önden Isırma Durumunda Mandibulanın Birim Uzama Dağılımı



Şekil 5.14 : Önden Isırma Durumunda Mandibulanın Toplam Deformasyon Değeri Dağılımı

Mandibula kemiğinin mesnet noktalarındaki tepki kuvvetlerinin matematiksel hesaplarla elde edilen değerleri, ANSYS Sonlu Eleman analiz programı ile elde edilen değerlerle karşılaştırıldığında yaklaşık olarak aynı değerler olduğu gözlenmiştir (Tablo 5.8).

Tablo 5.8: 100 N’luk Önden Isırma Durumunda Mandibulada Oluşan Tepki Kuvvetleri

	Matematiksel Elde Edilen Değerler (Sayfa 58-59)	ANSYS Programında Elde Edilen Değerler
x - eksenindeki Tepki Kuvveti	– 0,58 N	– 0,56 N
y - eksenindeki Tepki Kuvveti	147,4 N	143,8 N
z - eksenindeki Tepki Kuvveti	0 N	– 8,141x10 ⁻¹¹ N

5.3.2 Soldan çiğneme durumunda mandibulanın analizi

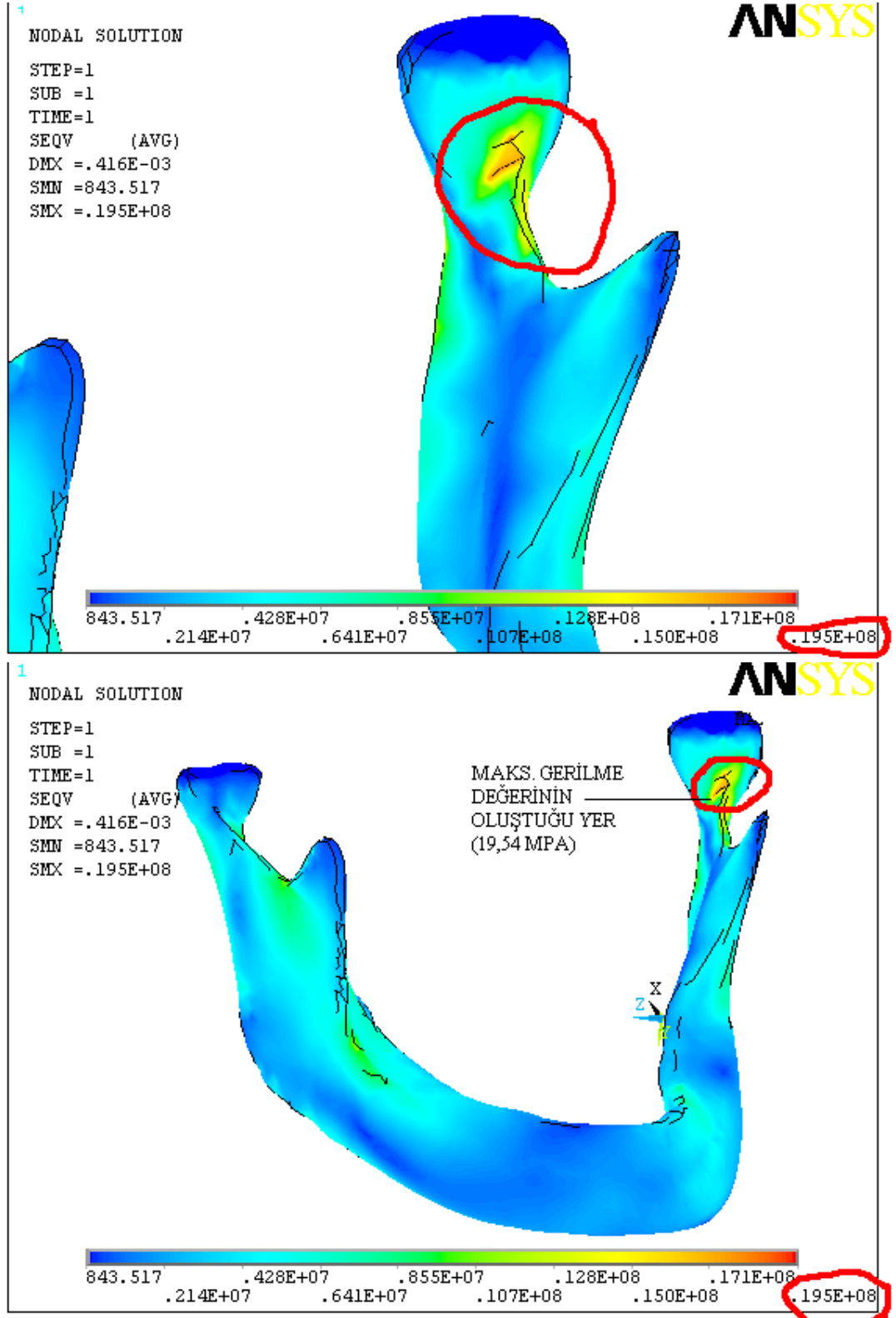
Mandibulanın sol tarafındaki birinci azı dişinden 100 Newton’luk çiğneme kuvveti uygulanması durumunda kullanılan kas kuvvetlerinin ANSYS programında kullanılan eksen takımına göre değerleri Tablo 5.9’deki gibi olmaktadır.

Tablo 5.9: Sol Taraftaki Birinci Azı Dişine 100 Newton’luk Çiğneme Kuvveti Uygulandığında Eksenel Doğrultuda Kas Kuvvetlerinin Dönüşümü

	Medial Pterygoid		Masseter		Temporalis	
	Sağ	Sol	Sağ	Sol	Sağ	Sol
x - eksen	– 6,62 N	– 3,78 N	– 12,12 N	– 10,07 N	3,15 N	12,12 N
y - eksen	– 8,82 N	–12,60 N	– 24,39 N	– 26,11 N	– 45,01 N	– 53,04 N
z - eksen	– 12,90 N	14,63 N	14,64 N	– 11,32 N	35,24 N	– 19,84 N
Σ	16,97 N	19,67 N	30,92 N	30,19 N	57,26 N	57,91 N

Mandibulanın sol tarafındaki birinci azı dişinden 100 Newton’luk çiğneme kuvveti uygulanması durumunda elde edilen gerilme değeri ve deformasyon değerleri aşağıdaki şekillerdeki gibi olmaktadır.

Şekil 5.15’de görülen gerilme analizi sonuçlarına göre, mandibula sol taraftaki temporomandibular eklem alt tarafında kalan yerlerden maksimum 19,54 N/mm² (MPa) gerilme değerine ulaşmaktadır. Mandibulanın bu yerinde çekme gerilmesi meydana gelmekte olduğu görülmektedir.

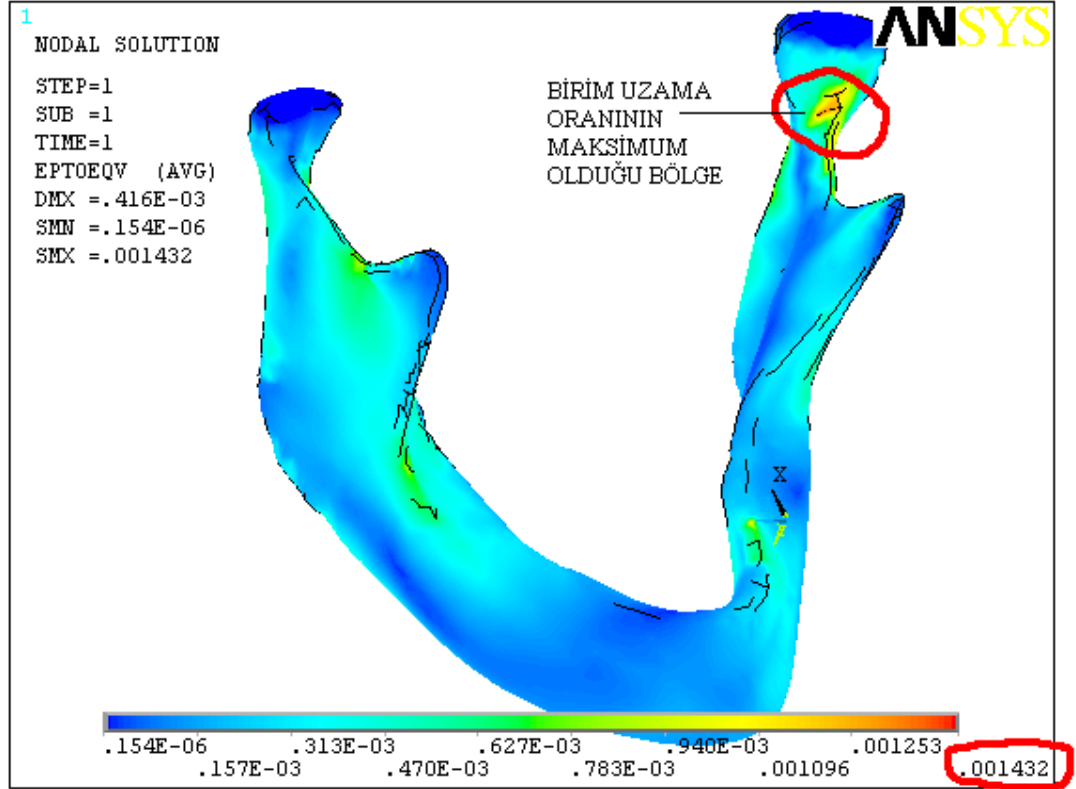


Şekil 5.15 : Soldan Çiğneme Durumunda Mandibulanın Gerilme Dağılımı

Mandibulanın birim uzama oranı grafiği Şekil 5.16'dan da görüldüğü gibi 0,001432 değerini almaktadır. Bunun yanında mandibulanın x, y, ve z eksenlerindeki deformasyon değerleri Tablo 5.10'da, toplam deformasyon değerini gösteren grafik ise Şekil 5.17'de gösterildiği gibidir.

Tablo 5.10: Soldan Isırma Durumunda Mandibulanın Deformasyon Değerleri

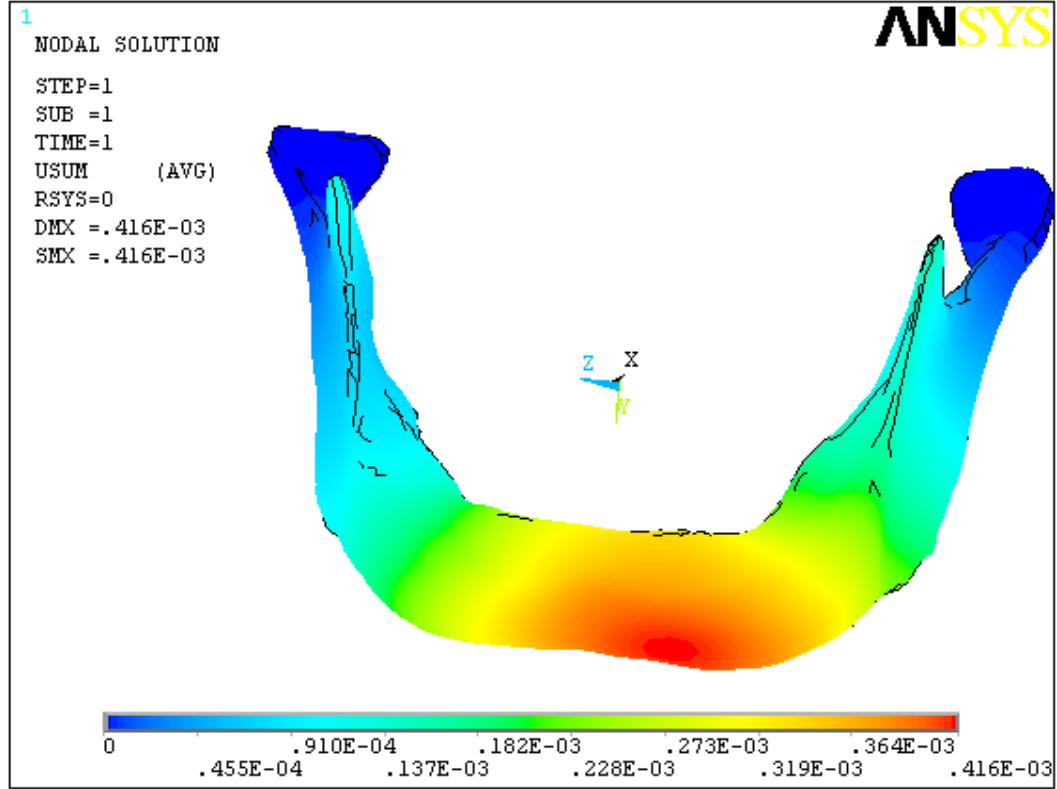
Maksimum Deformasyon Değerleri	x eksenindeki Deformasyon	y eksenindeki Deformasyon	z eksenindeki Deformasyon	Toplam Deformasyon
	0,2043 mm	0,385 mm	0,08034 mm	0,4162 mm

**Şekil 5.16 :** Soldan Çiğneme Durumunda Mandibulanın Birim Uzama Dağılımı

Mandibula kemiğinin mesnet noktalarındaki tepki kuvvetlerinin matematiksel hesaplarla elde edilen değerleri, ANSYS sonlu eleman analiz programı ile elde edilen değerlerle karşılaştırıldığında yaklaşık olarak aynı değerler olduğu gözlenmiştir (Tablo 5.11).

Tablo 5.11: 100 N’luk Soldan Çiğneme Durumunda Mandibulada Oluşan Tepki Kuvvetleri

	Matematiksel Elde Edilen Değerler (Sayfa 69)	ANSYS Programında Elde Edilen Değerler
x - eksenindeki Tepki Kuvveti	17,31 N	17,32 N
y - eksenindeki Tepki Kuvveti	69,93 N	69,97 N
z - eksenindeki Tepki Kuvveti	– 20,45 N	– 21,45 N



Şekil 5.17 : Soldan Çiğneme Durumunda Mandibulanın Toplam Deformasyon Değeri Dağılımı

5.3.3 Sağdan çiğneme durumunda mandibulanın analizi

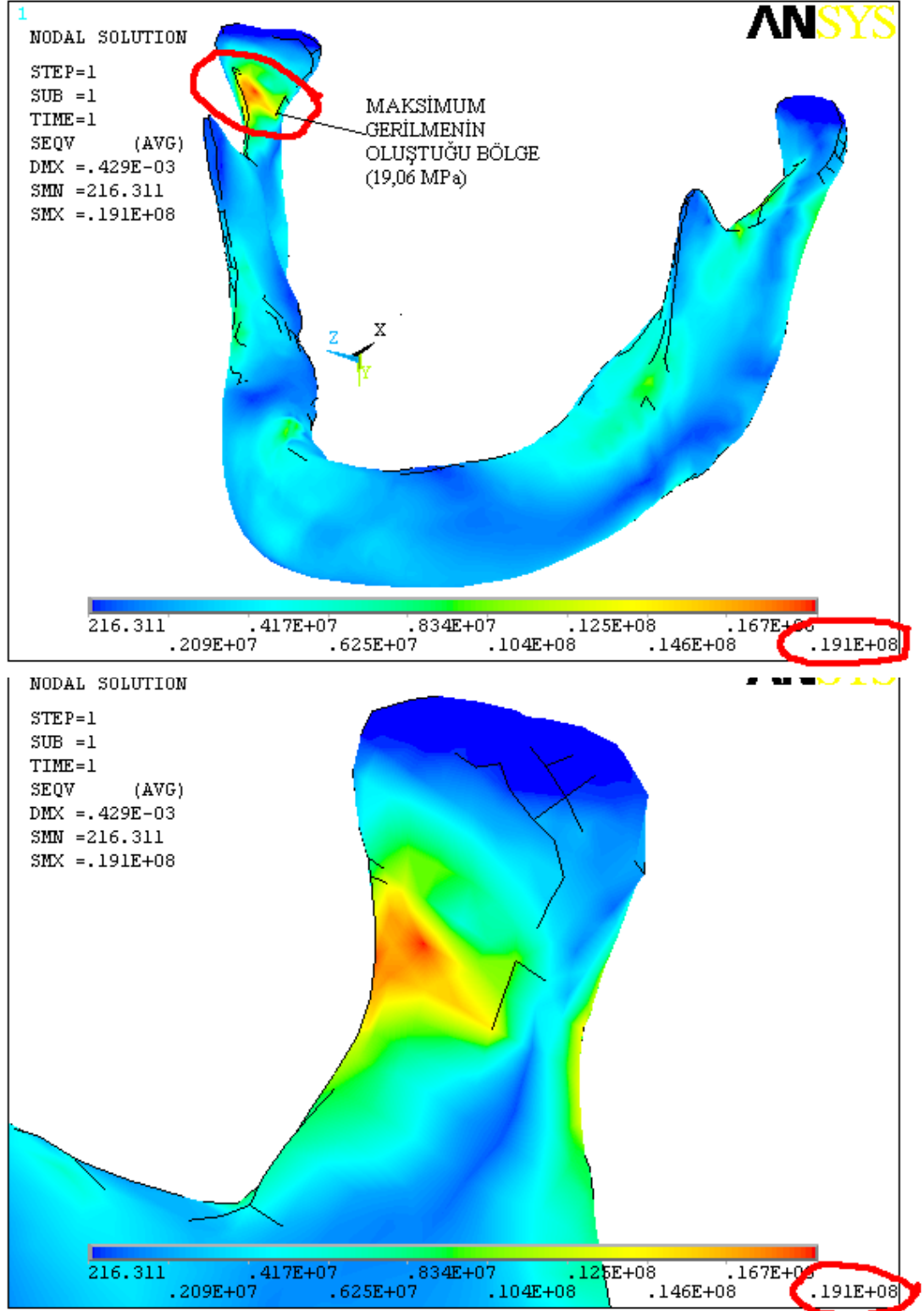
Mandibulanın sol tarafındaki birinci azı dişinden 100 Newton’luk çiğneme kuvveti uygulanması durumunda kullanılan kas kuvvetlerinin ANSYS programında kullanılan eksen takımına göre değerleri Tablo 5.12’deki gibi olmaktadır.

Tablo 5.12: Sağ Taraftaki Birinci Azı Dişine 100 Newton’luk Çiğneme Kuvveti Uygulandığında Eksenel Doğrultuda Kas Kuvvetlerinin Dönüşümü

	Medial Pterygoid		Masseter		Temporalis	
	Sağ	Sol	Sağ	Sol	Sağ	Sol
x - eksen	– 8,40 N	– 7,24 N	–11,66 N	– 11,96 N	8,85 N	8,76 N
y - eksen	– 13,82 N	–11,93 N	– 22,56 N	– 23,10 N	– 45,03 N	– 44,51 N
z - eksen	– 6,21 N	5,35 N	7,78 N	– 8,00 N	22,36 N	– 22,10 N
Σ	17,32 N	14,94 N	26,59 N	27,22 N	51,00 N	50,42 N

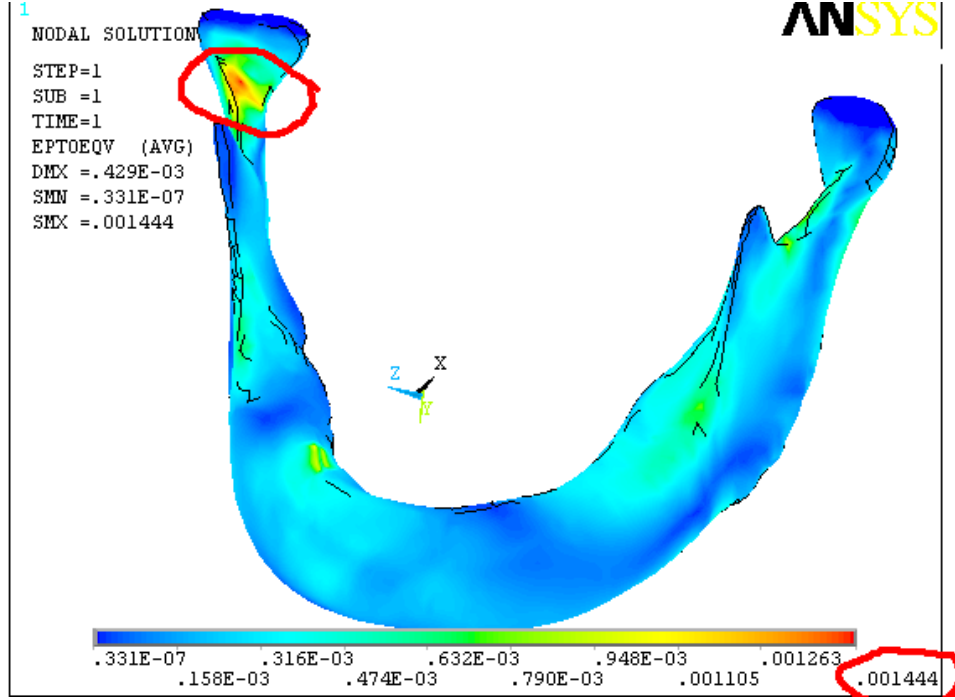
Mandibulanın sağ tarafındaki birinci azı dişinden 100 Newton’luk çiğneme kuvveti uygulanması durumunda elde edilen gerilme değeri ve deformasyon değerleri aşağıdaki şekillerdeki gibi olmaktadır.

Şekil 5.18’de görülen gerilme analizi sonuçlarına göre, mandibula sağ taraftaki temporomandibular eklemin alt tarafında kalan yerlerden maksimum 19,06 N/mm² (MPa) gerilme değerine ulaşmaktadır. Mandibulanın bu yerinde çekme gerilmesi meydana gelmekte olduğu görülmektedir.

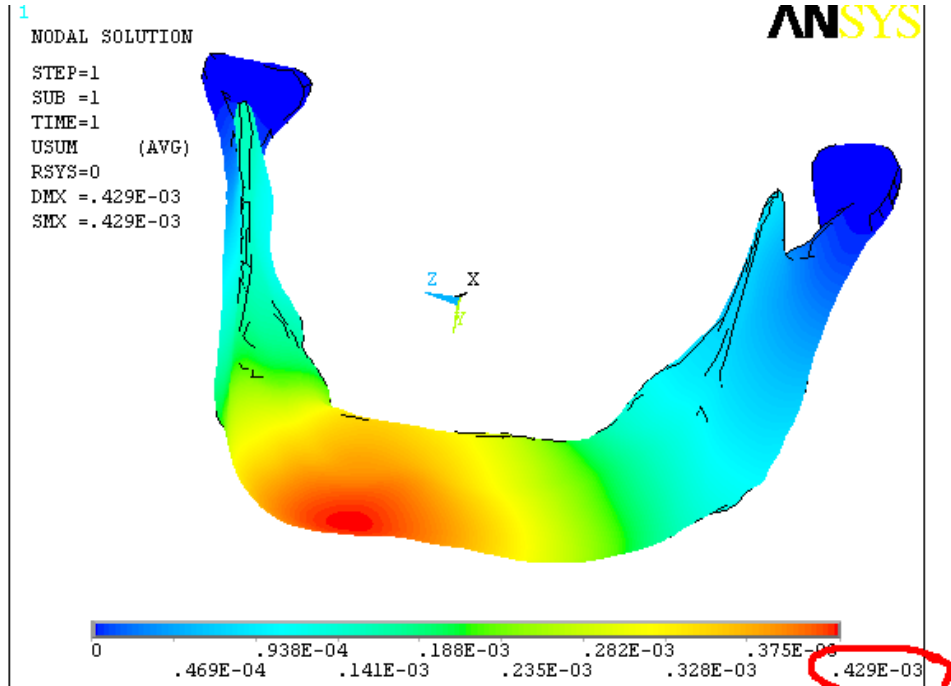


Şekil 5.18 : Sağdan Çiğneme Durumunda Mandibulanın Gerilme Dağılımı

Mandibulanın birim uzama oranı grafiği Şekil 5.19'dan da görüldüğü gibi 0,001444 değerini almaktadır. Bunun yanında mandibulanın x, y, ve z eksenlerindeki deformasyon değerleri Tablo 5.13'de, toplam deformasyon değerini gösteren grafik ise Şekil 5.20'de gösterildiği gibidir. Bu değerler incelendiğinde insanın anatomik olarak çene kemiğini hareket ettirebileceği değerler arasında olduğu görülmektedir.



Şekil 5.19 : Sağdan Çiğneme Durumunda Mandibulanın Birim Uzama Dağılımı



Şekil 5.20 : Soldan Çiğneme Durumunda Mandibulanın Toplam Deformasyon Değeri Dağılımı

Tablo 5.13: Sağdan Isırma Durumunda Mandibulanın Deformasyon Değerleri

Maksimum Deformasyon Değerleri	x eksenindeki Deformasyon	y eksenindeki Deformasyon	z eksenindeki Deformasyon	Toplam Deformasyon
	0,2048 mm	0,3985 mm	– 0,0823 mm	0,429 mm

Mandibula kemiğinin mesnet noktalarındaki tepki kuvvetlerinin matematiksel hesaplarla elde edilen değerleri, ANSYS Sonlu Eleman analiz programı ile elde edilen değerlerle karşılaştırıldığında yaklaşık olarak aynı değerler olduğu gözlenmiştir (Tablo 5.14).

Tablo 5.14: 100 N’luk Sağdan Çiğneme Durumunda Mandibulada Oluşan Tepki Kuvvetleri

	Matematiksel Elde Edilen Değerler (Sayfa 75)	ANSYS Programında Elde Edilen Değerler
x – eksenindeki Tepki Kuvveti	21,62 N	21,65 N
y – eksenindeki Tepki Kuvveti	60,9 N	60,95 N
z – eksenindeki Tepki Kuvveti	– 0,79 N	– 0,82 N

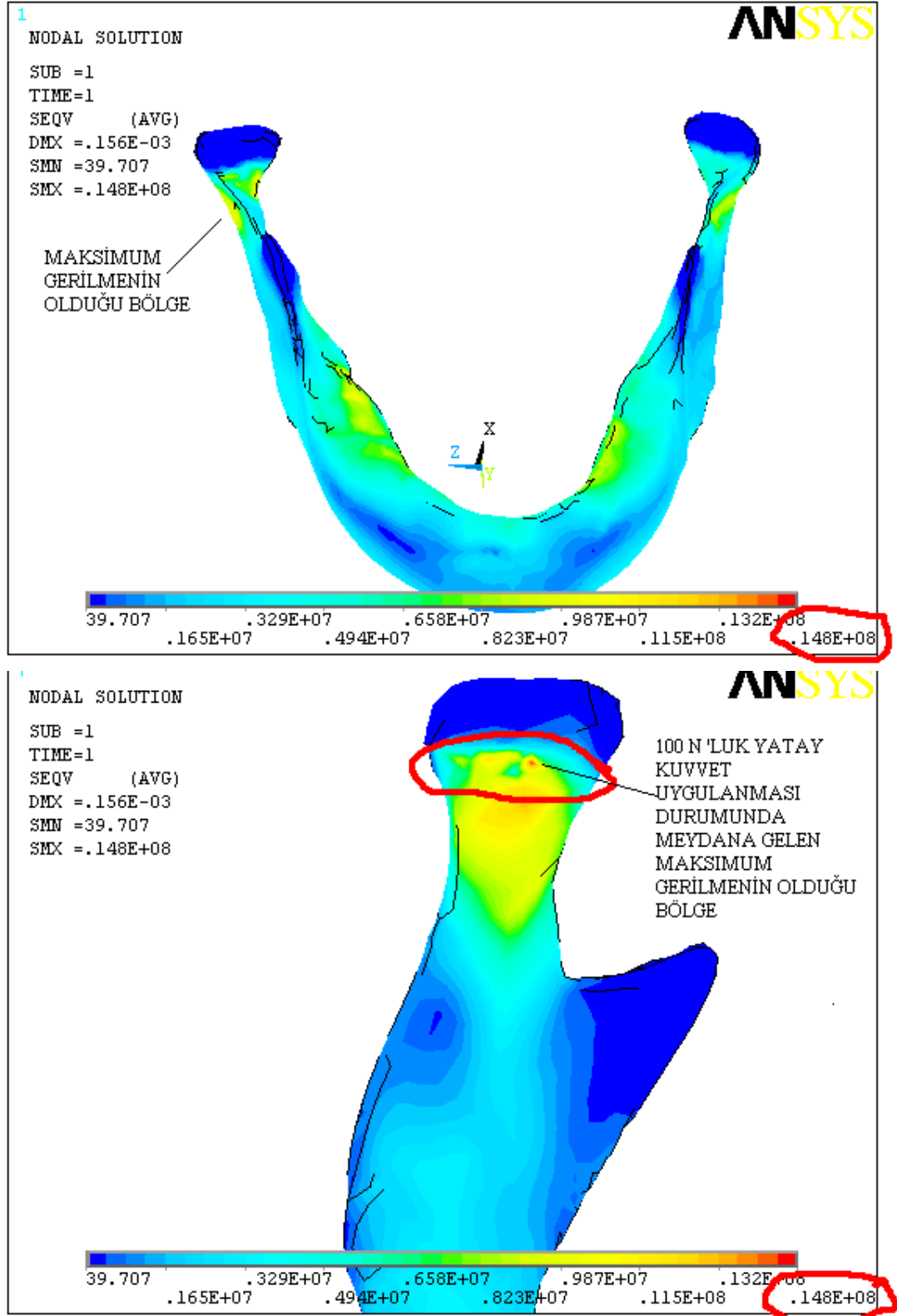
5.3.4 Yatay kuvvet uygulanması durumunda mandibulanın analizi

Mandibula kemiğinin ön tarafından yatay kuvvetler uygulanması durumunda meydana gelen Von Mises Gerilme değerleri Tablo 5.15’de görülmektedir. Görülen bu değerler mandibula kemiğinin sağ tarafta bulunan temporomandibular eklemin (mesnet noktası) alt kısmında bulunan ince kesitte meydana gelmiştir. Maksimum gerilme değerinin sağ tarafta olmasının bir diğer nedeni olarak ta kuvvetin sağdan sola doğru uygulanmasından kaynaklandığı söylenebilir.

Tablo 5.15: Mandibulaya Uygulanan Farklı Yatay Kuvvetler Durumunda Meydana Gelen Maksimum Gerilme Değerleri

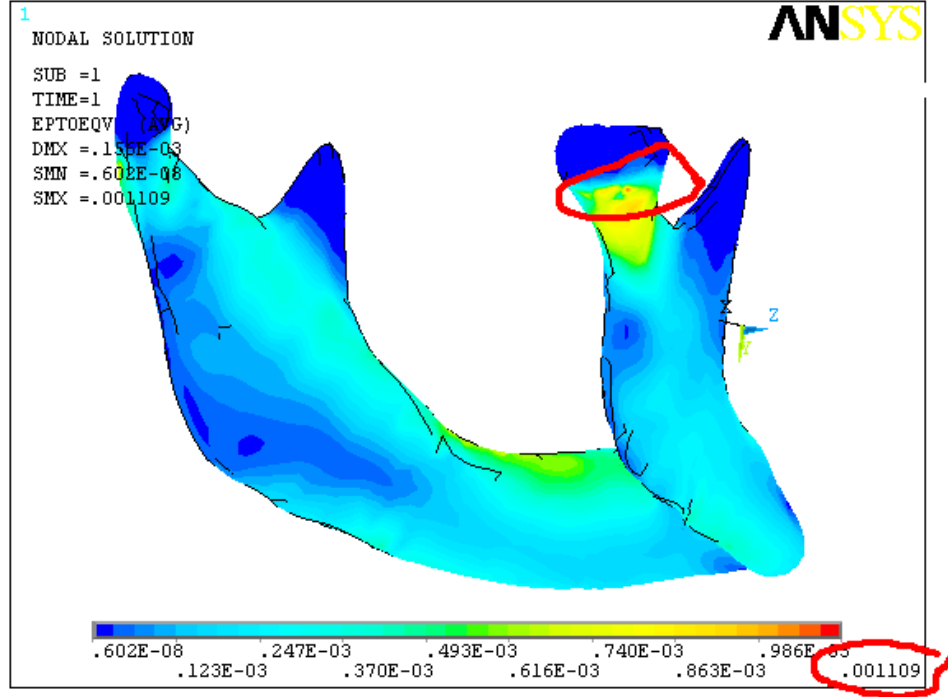
Mandibulaya Ön Tarafından Uygulanan (Sağdan Sola Doğru) Yatay Kuvvet	50 N	100 N	150 N	200 N	250 N	300 N
ANSYS Programı ile Elde Edilen Maksimum Gerilme Değeri	7,43 MPa (N/mm ²)	14,81 MPa (N/mm ²)	22,28 MPa (N/mm ²)	29,72 MPa (N/mm ²)	37,15 MPa (N/mm ²)	44,57 MPa (N/mm ²)

Şekil 5.21’de, sağdan sola doğru mandibula kemiğinin ön tarafından 100 Newton’luk kuvvet uygulanması sonucu elde edilen analiz değerleri gösterilmektedir.

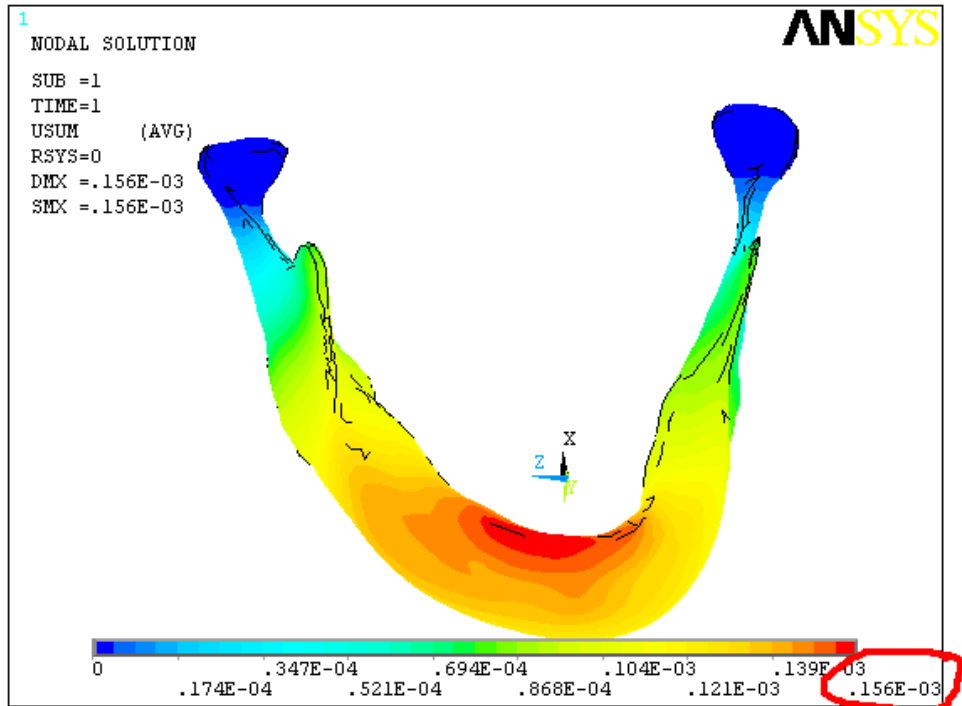


Şekil 5.21 : Mandibulaya 100 N’luk Yatay Kuvvet Uygulanması Durumunda Gerilme Dağılımı

Mandibulanın birim uzama oranı değeri Şekil 5.22'den de görüldüğü gibi 0,001109 değerini almaktadır. Bunun yanında mandibulanın x, y, ve z eksenlerindeki deformasyon değerleri Tablo 5.16'da, toplam deformasyon değerini gösteren grafik ise Şekil 5.23'de gösterildiği gibidir. Bu değerler incelendiğinde insanın anatomik olarak çene kemiğini hareket ettirebileceği değerler arasında olduğu görülmektedir.



Şekil 5.22 : Mandibulaya 100 N'luk Yatay Kuvvet Uygulanması Durumunda Birim Uzama Dağılımı



Şekil 5.23 : Mandibulaya 100 N'luk Yatay Kuvvet Uygulanması Durumunda Toplam Deformasyon Değeri Dağılımı

Tablo 5.16: 100 N’luk Yatay Kuvvet Uygulanması Durumunda Mandibulanın Deformasyon Değerleri

Maksimum Deformasyon Değerleri	x eksenindeki Deformasyon	y eksenindeki Deformasyon	z eksenindeki Deformasyon	Toplam Deformasyon
	– 0,05154 mm	– 0,08431 mm	– 0.1534 mm	0,1562 mm

Mandibula kemiğinin mesnet noktalarındaki tepki kuvvetlerinin matematiksel hesaplarla elde edilen değerleri, ANSYS sonlu eleman analiz programı ile elde edilen değerlerle karşılaştırıldığında yaklaşık olarak aynı değerler olduğu gözlenmiştir (Tablo 5.17).

Tablo 5.17: 100 N’luk Yatay Kuvvet Uygulanması Durumunda Mandibulada Oluşan Tepki Kuvvetleri

	Matematiksel Elde Edilen Değerler (Sayfa 80)	ANSYS Programında Elde Edilen Değerler
x - eksenindeki Tepki Kuvveti	0 N	$2,223 \times 10^{-11}$ N
y - eksenindeki Tepki Kuvveti	0 N	$1,949 \times 10^{-10}$ N
z - eksenindeki Tepki Kuvveti	100 N	100 N

6. SONUÇ

Bu çalışmada mandibula kemiğine dört farklı noktadan kuvvet uygulanması durumundaki gerilme ve deformasyon analiz değerleri incelenmiştir. Uygulanan kuvvetlerin üç tanesi çiğneme kuvveti iken bir tanesi mandibulaya yatay olarak uygulanan bir kuvvettir. Bu kuvvetler sonucunda mandibula kemiğinde elde edilen sonuçları aşağıdaki tablolarda özetleyebiliriz.

Tablo 6.1: Mandibulaya Önden 100 N Isırma Kuvveti Uygulanmasının Sonuçları

ANALİZ SONUÇLARI	
Maksimum Gerilme Değeri (Von Mises Kriterine Göre)	23,79 N /mm ²
Maksimum Birim Uzama Oranı (Von Mises Kriterine Göre)	0,001741
x eksenindeki Deformasyon	0,2696 mm
y eksenindeki Deformasyon	0,6205 mm
z eksenindeki Deformasyon	– 0,04509 mm
Toplam Deformasyon	0,6531 mm
x eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	– 0,56 N
y eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	143,8 N
z eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	– 8,141x10 ⁻¹¹ N

Tablo 6.2: Mandibulaya Sol Taraftaki Birinci Azı Dişinden 100 N’luk Çiğneme Kuvveti Uygulanmasının Sonuçları

ANALİZ SONUÇLARI	
Maksimum Gerilme Değeri (Von Mises Kriterine Göre)	19,54 N /mm ²
Maksimum Birim Uzama Oranı (Von Mises Kriterine Göre)	0,001433
x eksenindeki Deformasyon	0,2043 mm
y eksenindeki Deformasyon	0,385 mm
z eksenindeki Deformasyon	0,08034 mm
Toplam Deformasyon	0,4162 mm
x eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	17,32 N
y eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	69,97 N
z eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	– 21,45 N

Tablo 6.3: Mandibulaya Sağ Taraftaki Birinci Azı Dişinden 100 N’luk Çiğneme Kuvveti Uygulanmasının Sonuçları

ANALİZ SONUÇLARI	
Maksimum Gerilme Değeri (Von Mises Kriterine Göre)	19,06 N /mm ²
Maksimum Birim Uzama Oranı (Von Mises Kriterine Göre)	0,001444
x eksenindeki Deformasyon	0,2048 mm
y eksenindeki Deformasyon	0,3985 mm
z eksenindeki Deformasyon	– 0,0823 mm
Toplam Deformasyon	0,429 mm
x eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	21,65 N
y eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	60,95 N
z eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	– 0,82 N

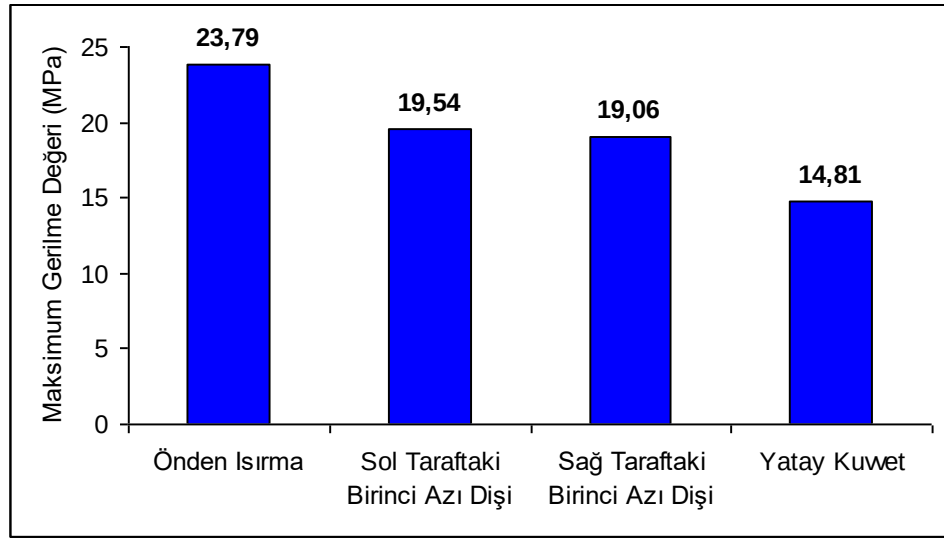
Tablo 6.4: Mandibulaya Ön Taraftan 100 N’luk Yatay Kuvvet Uygulanmasının Sonuçları

ANALİZ SONUÇLARI	
Maksimum Gerilme Değeri (Von Mises Kriterine Göre)	14,81 N /mm ²
Maksimum Birim Uzama Oranı (Von Mises Kriterine Göre)	0,001109
x eksenindeki Deformasyon	– 0,05154 mm
y eksenindeki Deformasyon	– 0,08431 mm
z eksenindeki Deformasyon	– 0,1534 mm
Toplam Deformasyon	0,1562 mm
x eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	2,223x10 ⁻¹¹ N
y eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	1,949x10 ⁻¹⁰ N
z eksenindeki Reaksiyon Kuvveti	100 N

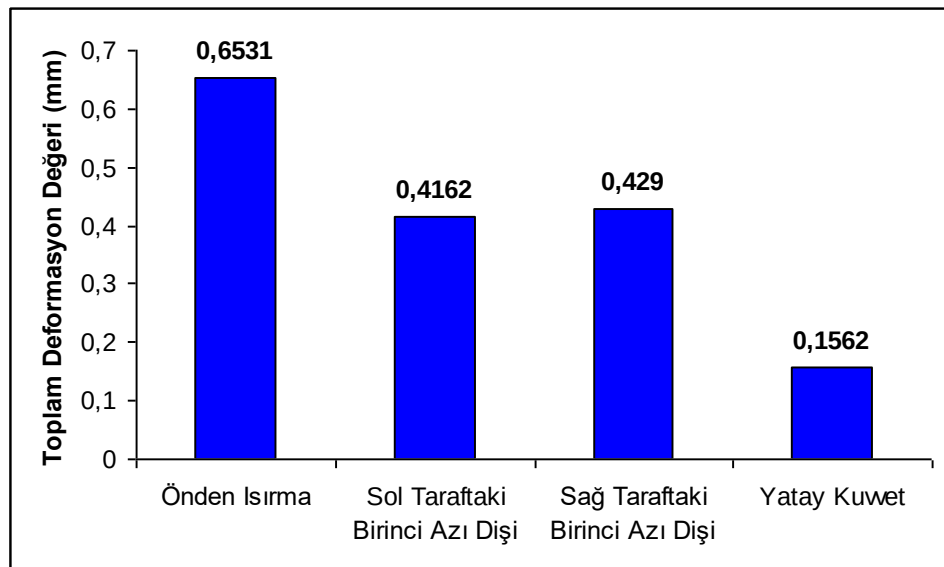
Tablodaki değerlerden de görüldüğü gibi mandibula kemiğine farklı yerlerden 100 N’luk kuvvetler uygulanması durumunda meydana gelen gerilme analizi değerlerinin en büyüğü önden ısırma pozisyonunda meydana geldiği görülmüştür. Bununla birlikte, deformasyon ve birim uzama oranı değerleri de önden ısırma pozisyonunda en fazla çıkmıştır. Buradaki maksimum gerilme değerleri genellikle mandibula kemiğinin temporomandibular eklemler olarak adlandırılan ve ligamentlerle kafatasına bağlanan mesnet noktalarına yakın yerlerde meydana gelmiştir. Bunun nedenleri olarak mandibula kemiğinin en zayıf kesitinin genelde bu bölgeler olması olarak açıklanabilir.

Mandibula kemiğine 100 N'luk yatay kuvvet uygulanması durumunda ortaya çıkan maksimum gerilme değeri 100 N'luk önden ısırma kuvveti uygulanması durumunda çıkan maksimum gerilme değerinden daha azdır. Bu durumda, kemiğinin 100 N'luk yatay yönden gelen bir darbeye karşı koyabileceği söylenebilir. Aynı zamanda, insan kemiğinin kişiden kişiye ve insan yaşına göre farklı özellikler göstereceği de göz önüne alınmalıdır.

Sonuçta, bu projede farklı yükleme durumlarındaki mandibula kemiğinin analizi yapılmış olup, elde edilen analiz değerlerinin karşılaştırılmaları aşağıdaki şekillerde yapılmaktadır.



Şekil 6.1 : Farklı Yükleme Durumlarında Mandibula Kemiğinde Elde Edilen Maksimum Gerilme Değerleri



Şekil 6.2 : Farklı Yükleme Durumlarında Mandibula Kemiğinde Elde Edilen Maksimum Deformasyon Değerleri

KAYNAKLAR

- [1] **Throckmorton G.S., Dechow P.S.**, 1994. In-Vitro Strain Measurements in The Condylar Process of The Human Mandible, *Archs Oral Biology*, **39**, 853-867.
- [2] **Igic A., Pavlovic R., Steas A., Igic S.**, 2001. Biomechanical Analysis of Forces and Moments Generated in The Mandible, *Medicine and Biology*, **8**, 39-45.
- [3] **May B., Saha S., Saltzman M.**, 2001. A Three-Dimensional Mathematical Model of Temporomandibular Joint Loading, *Clinical Biomechanics*, **16**, 489-495.
- [4] **Sellers W.I., Crompton R.H.**, 2004. Using Sensitivity Analysis To Validate The Predictions of Biomechanical Model of Bite Forces, *Annals of Anatomy*, **186**, 89-95.
- [5] **Itoh, K., Hayashi, T., Miyakawa, M.**, 1996. Controllability of Temporomandibular Joint Loading by Coordinative Activities of Masticatory Muscles – A Two Dimensional Static Model Analysis, *18th Annual International Conference of The IEEE Engineering in Medicine and Biology Society*, Amsterdam, 27-30 Ekim, s. 623-624.
- [6] **Tuncer, T., Bozdağ, E., Sünbülöğlu, E.**, 2004. *II.Ulusal Biyomekanik Kongresi*, İTÜ, İstanbul, 26-27 Kasım, s. 9-11.
- [7] **Hall, J.S.**, 1999. Basic Biomechanics, McGraw-Hill, New York.
- [8] **Wang, Y.**, 1995, 3D Computer Modelling of Human Mandible Motion, *PhD Thesis*, The University Of Western Ontario London, Faculty of Graduate Studies, Ontario.
- [9] **<http://dentistry.uic.edu/tissueengineering/papers>**
- [10] **McNeill, C.**, 1997. Science and Practice of Occlusion, Quintessence Pub. Co., Chicago.
- [11] **<http://www.nismat.org/ptcor/tmj>**
- [12] **Washington, P., Lang, R.B., Rubenstein, J.E.**, 2003. Osseointegration in Dentistry, Quintessence Pub. Co., Chicago.
- [13] **http://www.esrf.fr/exp_facilities/ID22/tom_whatism.html**
- [14] **Dassault Systems**, 2002. CATIA Training Manuals, Versions 5 Release 10
- [15] **Moaveni, S.**, 1999. Finite Element Analysis Theory and Application with ANSYS, Prentice Hall, New Jersey.
- [16] **Rao, S. S.**, 1988. The Finite Element Method in Engineering Second Edition, Pergamon Press, Oxford.

- [17] **Kurtay, T.**, 1980. Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul.
- [18] **Zienkiewicz, O. C., Morgan, K.**, 1983. Finite Element and Approximation, Wiley.
- [19] **Cheung, Y. K., Leung, A. Y. T.**, 1991. Finite Element Methods in Dynamics, Science.
- [20] **http://analiz.infotron.com.tr/makaleler/BIONET_27-30April2002.pdf**
- [21] **Fevacı, M.C.**, 1999. Sonlu Elemanlar Metodu ile Modellemede Temel Prensipler, *Mühendis ve Makina*, **470**.
- [22] **Kocabaş, H.**, 2003. CAD/CAM Lecture Notes, İstanbul.
- [23] **David A. Pintur**, 1993. Finite Element Beginnings, Mathsoft, Inc.
- [24] **ANSYS, Inc.**, 2004. ANSYS Version 8.0 Help Guide.
- [25] **Cruz M., Wassall T., Toledo E.M., Da Silva Barra L.P., De Castro Lemonge A.C.**, 2003. Three-Dimensional Finite Element Stress Analysis of A Cuneiform-Geometry Implant, *The International Journal of Oral & Maxillofacial Implants*, **18**, 675-684.

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında İstanbul'da doğdu. 1987-1992 yılları arasında Koca Mustafa Paşa İlkokulu'nda ilkokul eğitimini tamamladı. 1992 yılında girdiği Davutpaşa Lisesi'nde ortaokul eğitimini 1995 yılında, yine aynı okulda lise eğitimini 1998 yılında tamamladı. 1998 yılında Kocaeli Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başladı. Burada, ilk yıl ilgilizce hazırlık eğitimi alarak 2003 yılında mezun oldu. Aynı yıl, halen devam eden İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nün Konstrüksiyon Anabilim dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı.