

**CİVATALI BAĞLANTILARDA BİRLEŞTİRİLEN
ELEMENLARIN DİRENGENLİĞİNİN SONLU ELEMENLAR
YÖNTEMİ VE YAPAY SİNİR AĞLARI SİSTEMİ İLE
BELİRLENMESİ VE CİVATA TASARIMI**

133491

Murat Tolga ÖZKAN

**DOKTORA TEZİ
(MAKİNA EĞİTİMİ)**

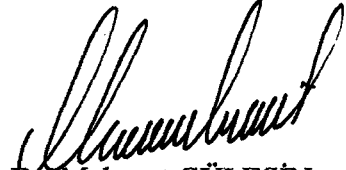
**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Ağustos 2003
ANKARA**

133491

Murat Tolga ÖZKAN tarafından hazırlanan CİVATALI BAĞLANTILARDA BİRLEŞTİRİLEN ELEMANLARIN DİRENGENLİĞİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ VE YAPAY SİNİR AĞLARI SİSTEMİ İLE BELİRLENMESİ VE CİVATA TASARIMI adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.


Prof. Dr. Kürşad DÜNDAR
Tez Yöneticisi


Prof. Dr. Mahmut GÜLESİN
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: : Prof. Dr. Durmuş GÜNAY

Üye : Prof. Dr. Kürşad DÜNDAR

Üye : Prof. Dr. Ulvi ŞEKER

Üye : Doç. Dr. Ahmet ÖZDEMİR

Üye : Doç. Dr. Süleyman TAŞGETİREN

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	iv
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR	xi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
3. CİVATALI BAĞLANTILARIN MEKANİĞİ	22
3.1. Cıvatalı Bağlantılarda Sıkma Momenti ve Ön Gerilme Kuvveti	22
3.2. Kesme Kuvveti ile Zorlanan Bağlantı Elemanları	25
3.3. Eksenel Dış Yüklü Cıvata Bağlantıları	26
3.4. Cıvata Direngenliğinin (Yay Sabitinin) Bulunması	29
3.5. Eleman Direngenliğinin Hesaplanması Yaklaşımları	32
3.6. Cıvata Direngenliğinin Belirlenmesi	
3.7. Cıvata Mukavemeti	38
3.8. Ön Gerilme Momenti	40
4. YAPAY SİNİR AĞLARI (YSA) SİSTEMİ	43
4.1. Yapay Sinir Ağlarının Tanımı	43
4.2. Yapay Sinir Ağlarının Yapısı	44
4.3. Yapay Sinir Ağı Modelleri	45

4.3.1. İleri beslemeli ağlar	45
4.3.2. Geri beslemeli ağlar	45
4.4. Yapay Sinir Ağının İşleyişi.....	45
4.5. Yapay Sinir Ağı Kullanılma Nedenleri	47
4.6. EasyNeural Network Programı	48
5. ELEMAN DİRENGENLİĞİNİN BELİRLENMESİ	50
5.1. ANSYS ile Eleman Direngenliğinin Belirlenmesi ve Eleman Direngenliği Parametreleri.....	50
5.2. Eleman Modeli ve Sınır Şartları.....	52
5.3. Birbirinden Farklı Malzemelerden Oluşan Bağlantıların Modellenmesi	85
5.4. Aynı Malzemeler İçin Varsayımlar	93
5.5. Farklı Malzeme İçin Varsayımlar	94
6. ELEMAN DİRENGENLİĞİNİN YAPAY SİNİR AĞLARI (YSA) SİSTEMİ İLE BELİRLENMESİ.....	96
6.1. Eleman Direngenliğinin Yapay Sinir Ağları Sistemine Uygulanması	96
6.2. Yapay Sinir Ağları Sistemine Veri Girilmesi ve Değerlendirilmesi	98
6.3. Örnek Civata İçin ANSYS ve Yapay Sinir Ağları Sonuçlarının Karşılaştırılması	102
7. HAZIRLANAN PROGRAM	109
7.1. Programın Ana Hatları.....	109
7.2. Tanıtım.....	114
7.3. Tasarım	115
7.4. ANSYS	119
7.5. EasyNN.....	120
7.6. Programın Çalıştırılması	120

7.7. Çentik Etkisi.....	121
8. SONUÇ VE TARTIŞMA.....	122
KAYNAKLAR.....	125
ÖZGEÇMİŞ	135



**CİVATALI BAĞLANTILARDA BİRLEŞTİRİLEN ELEMANLARIN
DİRENGENLİĞİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ VE YAPAY
SİNİR AĞLARI SİSTEMİ İLE BELİRLENMESİ VE CİVATA**

TASARIMI

(Doktora Tezi)

Murat Tolga ÖZKAN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Ağustos 2003

ÖZET

Civatalı bağlantılardaki eleman direngenliğini (member stiffness) belirlemek için Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılarak, ANSYS paket programında 3 boyutlu olarak; civata çapı, delik çapı, baş altı çapı, eleman kalınlıkları tasarım parametrelerine bağlı olarak civatalı bağlantılar modellenmiştir. Bu modelde 3 mm lik vida delik çapından 30 mm lik vida delik çapına kadar değişik eleman kalınlıklarında ve değişik elastikiyet modülü ve Poisson oranlarında eleman direngenliği belirlenmiştir. İstenilen her çeşit ölçü ve malzeme değişikliğinde eleman direngenliğini belirlemek için sonlu elemanlarla elde edilen veriler basınç dağılım açısını da verebilecek şekilde yapay sinir ağı sistemlerine uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar literatür ile karşılaştırılmıştır. Visual Basic programında, yapay sinir ağıları sistemi kullanarak, değişken eksenel dış yük ve kesme yükü taşıyan civatalı bağlantılar için bir tasarım programı hazırlanmıştır. Program değişik çentik faktörlerini de yapay sinir ağıları sisteminden alarak civatalı bağlantı tasarımını gerçekleştirmektedir.

Bilim Kodu : 708
**Anahtar Kelimeler : Eleman Direngenliği, Sonlu Elemanlar Yöntemi,
Civatalı Bağlantı, Yapay Sinir Ağı Sistemi**
Sayfa Adedi : 132
**Tez Yöneticisi :Prof. Dr. Kürşad DÜNDAR
Prof. Dr. Mahmut GÜLESİN**

**DETERMINATION OF MEMBER STIFFNESS OF ELEMENTS JOINTED
BY BOLTS USING FINITE ELEMENT METHODS AND NEURAL
NETWORK SYSTEM AND BOLT DESIGN
(Ph.D Thesis)**

Murat Tolga ÖZKAN

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
July 2003**

ABSTRACT

Bolted joints have been modelled in 3D, using Finite Element Method (FEM) in ANSYS program according to design parameters namely bolt diameter, screw hole diameter, bolt head diameter and element thickness in order to determine member stiffness in bolted joints. In these models, member stiffness was determined for various materials, thicknesses, modulus of elasticity, Poisson ratios and hole diameters ranging from 3 mm to 30 mm. The data obtained from FEM were applied to Neural Network System so that it gives the conical frustrum angle to determine member stiffness for various dimensions and materials. The results obtained were compared to the literature. A design program for bolted joints, carrying axial loading and shear loading status was prepared in Visual Basic program. The program provides bolted joint designs receiving stress concentration factor from Neural Network System.

Bilim Kodu : 708
Anahtar Kelimeler : Member Stiffness, Finite Element Method, Bolted Joint, Neural Network System
Sayfa Adedi : 132
Tez Yöneticisi : Prof. Kürşad DÜNDAR
Prof. Mahmut GÜLESİN

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Prof. Dr. Kürşad DÜNDAR'a ve Prof. Dr. Mahmut GÜLESİN'e yine tecrübelerinden faydalandığım Hocam Prof. Dr. Durmuş GÜNAY' a , teşekkürü bir borç bilirim.



ÇİZGELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Eleman direngenliğinin belirlenmesi sürecinde yapılan çalışmalar	7
Çizelge 2.2. Basınç yayılım açısının belirlenmesi sürecindeki çalışmalar	9
Çizelge 3.1. Bağlantı durumuna göre sürtünme katsayıları (30).....	24
Çizelge 3.2. Wileman ın analizlerinde kullandığı malzeme ve eşitlik parametreleri özellikleri (38).....	37
Çizelge 3.3. Malzeme Özellikleri	41
Çizelge 5.1. Geliştirilen model için boyutsuz eleman direngenliği değerlerinin literatürle karşılaştırılması	72
Çizelge 5.2. Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılmış model için dikkate alınan değişkenler	74
Çizelge 5.3. Eleman tipi ve elemanlara bölme yöntemi optimizasyonu.....	77
Çizelge 5.4. Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan modelden elde edilen boyutsuz eleman direngenliği değerleri	84
Çizelge 5.5. M10 için teta değişimini göstermek amacıyla hazırlanan model parametreleri	88
Çizelge 5.6. d/L ye bağlı eleman direngenliği.....	93
Çizelge 6.1. Tek çıktılı yapay sinir ağı modeli.....	96
Çizelge 6.2. Çift çıktılı yapay sinir ağı modeli.....	96
Çizelge 6.3. M11 için Plaka kalınlığına bağlı θ değişimin YSA'dan elde edilmesi	102
Çizelge 6.4. M11 için Civata başı altı çapına bağlı θ değişimin YSA'dan elde edilmesi.....	103
Çizelge 6.5. M11 için Elastikiyet Modülüne bağlı θ değişimin YSA'dan elde edilmesi.....	104
Çizelge 6.6. M11 için Poisson oranına bağlı k_e ve θ değişimin YSA'dan elde edilmesi	106

Çizelge 6.7. Farklı malzeme özelliğindeki farklı kalınlıktaki elemanların θ değerlerinin YSA'dan elde edilmesi	108
---	-----



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Bir civatalı bağlantıda meydana gelen kuvvet ve momentler	22
Şekil 3.2. Kesme kuvveti ile zorlanan civatalı bağlantı sistemi.....	25
Şekil 3.3. Kesme kuvvet ve eksenel dış yük (P) ile zorlanan bağlantı sistemi	26
Şekil 3.4. Eksenel dış yüklü civata bağlantısında gerilme dağılımı.....	27
Şekil 3.5. Eksenel dış yüklü civatalı bağlantı örneği (Pergel Vinç).....	27
Şekil 3.6. Eksenel dış yüklü civatalı bağlantı (basıncılı kap kapağı).....	28
Şekil 3.7. P Yüğü fazla gelmiş, F_{ON} yetersiz kalmış eksenel dış yüklü bir civatalı bağlantı.....	28
Şekil 3.8. P Yüğü fazla gelmiş, F_{ON} yetersiz kalmış eksenel dış yüklü bir civatalı bağlantı.....	29
Şekil 3.9. Civatalı bağlantıda yük – uzama diyagramı.....	31
Şekil 3.10. Civatalı bağlantının yay olarak gösterilmesi (66).....	32
Şekil 3.11. Dimaragonas'ın gerilme dağılımı kabulü	33
Şekil 3.12. Shigley'in gerilim dağılımı kabulü	33
Şekil 3.13. Shigley'in basınç konisi.....	34
Şekil 3.14. Basınç Dağılım Konisi.....	34
Şekil 3.15. Gerilme-Gerinim grafiği	40
Şekil 4.1. Yapay sinir ağı modeli	43
Şekil 4.2. EasyNN programının oluşturduğu YSA	48
Şekil 4.3. EasyNN programının öğrenme aşaması.....	49
Şekil 5.1. Civatalı bağlantı elemanındaki genel parametreler.....	51
Şekil 5.2. Model sınır şartları	53
Şekil 5.3. Elemanın alan olarak modellenmesi	53

Şekil 5.4. Oluşturulan sonlu elemanlar modeli	54
Şekil 5.5. Elemanın hacim modelinin elde edilmesi	55
Şekil 5.6. Elemanın 3 boyutlu hale getirilmesi	56
Şekil 5.7. Elemanı oluşturan alanların etiketlenmesi (ön perspektif)	56
Şekil 5.8. Elemanı oluşturan alanların etiketlenmesi (arka perspektif)	57
Şekil 5.9. A ölçüsünün değişiminin eleman direngenliğine etkisi	59
Şekil 5.10. B ölçüsünün değişiminin eleman direngenliğine etkisi	60
Şekil 5.11. Basınç (p) değişiminin eleman direngenliğine etkisi.....	61
Şekil 5.12. Plaka kalınlığına (L) bağlı eleman direngenliği.....	61
Şekil 5.13. Civata baş altı çapına bağlı eleman direngenliği	62
Şekil 5.14. Vida delik çapına bağlı eleman direngenliği	63
Şekil 5.15. Poisson oranına bağlı eleman direngenliği	63
Şekil 5.16. Elastikiyet modülüne bağlı eleman direngenliği.....	64
Şekil 5.17. Geliştirilen model için z eksenindeki gerilme dağılımı	65
Şekil 5.18. Geliştirilen model için z eksenindeki yer değiştirme dağılımı	65
Şekil 5.19. Geliştirilen model için z eksenindeki gerinim dağılımı.....	66
Şekil 5.20. Geliştirilen model için z eksenindeki gerilme dağılımı	67
Şekil 5.21. Geliştirilen model için z eksenindeki yer değiştirme dağılımı	68
Şekil 5.22. Geliştirilen model için z eksenindeki gerinim dağılımı.....	68
Şekil 5.23. Geliştirilen model için z eksenindeki gerilme dağılımı	69
Şekil 5.24. Geliştirilen model için z eksenindeki yer değiştirme dağılımı	70
Şekil 5.25. Geliştirilen model için z eksenindeki gerinim dağılımı.....	70
Şekil 5.26. Geliştirilen model için boyutsuz eleman direngenliği	71

Şekil 5.27. Çelik ve Alüminyum malzemelerine karşılık boyutsuz eleman direngenliği (k_e/Ed)	73
Şekil 5.28. 6 yüzlü elemana bölünmüş ve elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılmış model	75
Şekil 5.29. Dörtgen ve dairesel plakaların üçgen ve dörtgen elemanlara bölünmesi	76
Şekil 5.30. Birleştirilen eleman tipi ve elemanlara bölünme biçimine göre yer değiştirmeler.....	78
Şekil 5.31. 6 yüzlü elemana bölünmüş ve elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılmış modeli oluşturan hacimler	78
Şekil 5.32. 6 yüzlü elemana bölünmüş model için uygulanan sınır şartları yönündeki gerilme dağılımı	80
Şekil 5.34. Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan z yönündeki yer değiştirme dağılımı	81
Şekil 5.35. Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan modelin z yönündeki gerinim dağılımı	81
Şekil 5.36. z yönünde oluşan gerilme değişimi.....	82
Şekil 5.37. z yönünde oluşan yer değiştirmeler	83
Şekil 5.38. z yönünde oluşan gerinimler.....	83
Şekil 5.39. Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan modelin k/Ed değişim grafiği	85
Şekil 5.40. Farklı Malzemelerden oluşmuş birleştirmelerin modellenmesi.....	86
Şekil 5.41. Birleştirilecek farklı malzemeli bağlantıların basınç yayılım açısının değişimi.....	87
Şekil 5.42. Eleman kalınlığı (L) değişimine bağlı basınç yayılım açısı teta değişimi	88
Şekil 5.43. Eleman kalınlığı (L) değişimine bağlı basınç yayılım açısı teta değişimi	89
Şekil 5.44. Eleman kalınlığı (L) değişimine bağlı basınç yayılım açısı teta değişimi	90

Şekil 5.45. Eleman kalınlığı (L) değişimine bağlı basınç yayılım açısı teta değişimi	90
Şekil 5.46. Plaka kalınlığına ve civata başı çapına bağlı teta ("Eş. 5.5") değişimi	91
Şekil 5.47. Plaka kalınlığına ve civata başı çapına bağlı teta ("Eş. 5.6")	91
Şekil 5.48. Plaka kalınlığı ve civata başı altı çapına bağlı eleman direngenliği değişimi.....	92
Şekil 5.49. Boyutsuz eleman direngenliği.....	92
Şekil 5.50. Çelikten döküm malzemeye gidildikçe basınç yayılım açısının değişimi.....	95
Şekil 6.1. YSA da verilen girdi ve çıktıların gösterilmesi	100
Şekil 6.2. YSA da verilerin öğrenilmesi aşaması.....	101
Şekil 6.3. L 'ye bağlı θ değişimi	103
Şekil 6.4. d_p 'ye bağlı θ değişimi	104
Şekil 6.5. E 'ye bağlı k_e değişimi	105
Şekil 6.6. E 'ye bağlı θ değişimi	105
Şekil 6.7. ν 'ye bağlı k_e değişimi.....	106
Şekil 6.8. ν 'ye bağlı θ değişimi.....	107
Şekil 6.9. Farklı malzemelerin birleştirilmesinde basınç yayılım açısı teta değişimi	108
Şekil 7.1. Program ana menu ekranı	111
Şekil 7.2. Resim ve ANSYS çıktıların gösteren ekran	111
Şekil 7.3. Civata tasarımı menü ekranı	112
Şekil 7.4. ANSYS programında elde edilen bir analizin animasyonu	113
Şekil 7.5. Programın şematik gösterilmesi.....	114

Şekil 7.6. Yıldız başlı civata	115
Şekil 7.7. İki plakalı civatalı bağlantı.....	116
Şekil 7.8. Programda oluşturulan basınç konisi	117
Şekil 7.9. Civata tasarımı program akış şeması	118
Şekil 7.10. İki elemanlı kör delik civata bağlantısı.....	119



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simge	Açıklama
A	Alan (mm^2)
A_e	Bağlanan elemanlarda gerilmenin yayıldığı alan (mm^2)
A_c	Civatada gerilmenin yayıldığı alan (mm^2)
A_p	Sıkılan parçaların elastik deformasyona katılan kesit alanı (mm^2)
A	Bağlanan elemanın x boyutu ölçüsü (mm)
B	Bağlanan elemanın y boyutu ölçüsü (mm)
d_d	Vida delik çapı (mm)
d_p	Civata baş altı çapı veya rondela çapı (mm)
d_0	Temas yüzeylerinin (somun ve civata ile bağlanacak parçaların) ortalama çapı (mm)
d_{c1}	Civatanın vida açılmamış boydaki çapı (mm)
d_c	Civatanın vida açılmış boydaki çapı (mm)
d_1	Diş dibi çapı (mm)
d_2	Ortalama çap (mm)
d_g	Gerilme çapı (mm)
D_0	Silindirin dış çapı (mm)
E	Elastikiyet modülü (N/mm^2)
E_c	Civata malzemesi elastikiyet modülü (N/mm^2)
E_e	Bağlanan elemanların elastikiyet modülü (N/mm^2)
$F_{\sigma N}$	Ön gerilme kuvveti (N)
F_e	Elemanları sıkan kuvvet (N)
h	Vida adımı
L_c	Civata boyu (mm)
L_e	Birleştirilecek elemanların kalınlığı (mm)
L_{c1}	Civatanın vida açılmamış boyu (mm)

L_{c2}	Civatanın vida açılmış boyu (mm)
L	Birleştirilen elemanların kalınlıkları (mm)
l_p	Sıkılan parçaların kalınlığı (mm)
L_c	Civatanın bağlantı içinde kalan boyu (mm)
K	Vidanın geometrik boyutları ile sürtünme katsayılarını içeren katsayı
k_c	Civata yay sabiti (N/mm)
k_e	Eleman yay sabiti (N/mm)
k_0	Malzeme katsayısı
$k_ç$	Çentik faktörü
k_b	Büyüklik faktörü
k_y	Yüzey faktörü
M_{0N}	Civata vidası ile somun vidası arasındaki esas sıkma momenti (N/mm)
M_1	Somun dişlerindeki moment (N/mm)
M_2	Civata başı altı veya rondela altındaki sürtünme momenti (N/mm)
M_{0N}	Esas sıkma momenti (N/mm)
M'_{0N}	Ön sıkma momenti (N/mm)
P	Eksenel dış yük (N)
p	Yüzeye uygulanan basınç (N/mm ²)
S	Civatalı bir bağlantının, bağlantı durumuna göre yükleme emniyeti
β	Vida eğim açısı (°)
ρ	Sürtünme açısı (°)
μ_0	Temas yüzeyindeki sürtünme katsayısı
α	Vida diş profil açısı
θ	Basınç yayılım açısı (°)
σ_{mak}	Maksimum gerilme (N/mm ²)
σ_{min}	Minimum gerilme (N/mm ²)
σ_0	Ortalama gerilme (N/mm ²)
σ_{AK}	Malzemenin akma mukavemeti (N/mm ²)
σ_D	Tam değişken zorlanmada syandart deney çubuğunun sürekli mukavemet sınırı (N/mm ²)
δ	Yer değiştirme miktarı (mm)

ν	Poisson oranı
δ_c	Civata da meydana gelen uzama miktarı (mm)
δ_e	Birleştirilen elemanlarda oluşan kısalma miktarı (mm)
w_n	Her bir düğümdeki yer değiştirme (mm)
r_n	Her bir düğümün delik eksenine olan dik uzaklığı(mm)
δ_{ort}	Ortalama yer değiştirme miktarı (mm)

Simgeler	Açıklamalar
YSA	Yapay Sinir Ağları Sistemi
FEM	Sonlu Elemanlar Metodu
SE	Sonlu Elemanlar
VB	Visual Basic

1. GİRİŞ

Makina elemanları içinde; küçük boyutlarına karşılık, fazla yük taşıyan bağlantı elemanları geniş yer tutar. Genel olarak bağlantı elemanları, tasarlanan ürünün boyutlandırılmasını önemli ölçüde etkiler. Örneğin bir Boeing 747 uçağında 2,5 milyon adet bağlantı elemanı bulunmaktadır (1). Bu miktar uçağın temel hedefi olan yük taşıma kapasitesini oldukça etkilemektedir. Sökülebilir ya da değiştirilebilir özelliklerinin olması nedeniyle civatalı bağlantılar, bağlantı elemanları içinde en önemli yeri tutarlar. Bu nedenle civatalı bağlantılar için; günümüze kadar çok sayıda detaylı deneysel ve teorik çalışmalar yapılmış ve bilgisayara uyarlanmıştır. Bilgisayarla yapılan tasarımlarda; çizim ve teorik hesaplamalar dışında sonlu elemanlara uygulanmış çok sayıda çalışma yapılmış ve hala da yapılmaktadır (2-17).

Civatalı bağlantıda, civatada çekme yani uzama meydana gelirken, bağlanacak elemanlarda ise kısılma yani basma meydana gelir. Genel olarak civatadaki uzama, birleştirilen elemanlardaki kısılmaya ($\delta_c = \delta_e$) eşit olması sebebiyle plakalarda oluşan yer değiştirme miktarına bağlı olarak civata ve bağlanacak elemanların direngenlikleri bulunabilir.

Mevcut bilgisayarlarla ve algoritmalarla çözülemeyen ya da iyi sonuçlar alınamayan, fakat insan beyninin kolayca yapabildiği karmaşık problemlere çözümler üretmek için son yıllarda yapılan araştırmalar sonucu, yeni bir bilgi işleme yöntemi olarak Yapay Sinir Ağları (YSA) doğmuştur (18-23).

YSA, biyolojik sinir sisteminin bazı fonksiyonlarını modelleyen ve onun bazı yeteneklerini yakalamak isteyen basit işlem elemanlarının yoğun bir paralel dizisidir. Başka bir tanımla; YSA, birbirlerine yoğun bir şekilde paralel olarak bağlanmış basit (genelde adaptif) işlem elemanlarından oluşmuş nesnelerin hiyerarşik olarak düzenlenmiş ağlarıdır.

Yapay sinir ağlarına olan ilgi son yıllarda büyük bir artış göstermiştir. Mühendislik, felsefe, psikoloji gibi alanlarda çalışanlar yapay sinir ağlarını kendi uzmanlık

alanlarına taşıyarak, bu alanda kullanacakları uygulamaları ve yöntemleri arar hale gelmişlerdir. Bu ilgi teorik ve uygulama alanlarındaki başarılarla daha da pekişmiştir. İnsan zekasına has gibi görünen bazı alanların sayısal olarak ifade edilebileceği ve böylece makinelerin insan zekasına şaşırtıcı derecede benzer yollarla öğrenme ve hatırlama işlerini yapabileceği görülmüştür.

Civatalı bağlantıların tasarımında en önemli konu bağlantının direngenliğinin doğru olarak belirlenmesidir. Ön gerilmeli bağlantılarda; statik veya dinamik yüklemelere maruz kalan bağlantıların sağlamlıklarını artırmak hem civata direngenliğine hem de bağlanan elemanların direngenliğine bağlı olmaktadır.

Civatalı bağlantılarla ilgili olarak; 1914' lerden itibaren ilk başta Rötcher (24) olmak üzere, Fritsche (25), Birger (26), Bosch (26), Motosh (27), İto (28), Shigley (29,30), Lehnhoff (31-37), Wileman (38,39), Akkurt (40), Filiz vd (41) günümüze kadar bir çok çalışma yapmışlar ve yeni teorik modeller ortaya koymuşlardır.

Bir civatalı bağlantıda, birleştirme elemanı olan civatanın direngenliği teorik eşitlikler yardımıyla kolayca belirlenebilmektedir. Çünkü civatalar standart hale getirilerek dış dibi çapı, dış üstü çapı, vida ortalama çapı gibi değerler bilinmektedir. Kısaca civatanın kesit alanı bilinmektedir. Birleştirilen elemanlarda ise böyle bir standart yoktur ve gerilmenin yayıldığı alan tam olarak bilinmemektedir. Gerilmenin yayıldığı alanın belirlenmesi için değişik kabullerden faydalanılarak yaklaşık bir alan hesap edilmektedir. Birleştirilen elemanlardaki direngenliğin belirlenmesi için, birleştirilen elemanlardaki gerilmenin yayıldığı alanın belirlenmesi gerekmektedir.

Bu çalışmanın amacı; civatalı bağlantılarda yapılmış olan mekanik analizlerini detaylandırmak ve günümüz bilgisayar teknolojisi ile en uygun civata tasarımı yapmaktır. Çalışmada; civatalı bağlantı elemanlarının direngenliği (k_e) incelenmiş diğer mekanik özellikler için literatürdeki detaylar kullanılmıştır. Bağlantısı yapılan elemanlarda gerilme dağılımı ve eleman direngenliği gerilmenin yayıldığı alana göre belirlenmiştir. Bazı kaynaklarda; gerilmenin yayıldığı alanın, delik çapının 3 katı bir

alandaki etkili olduğu kabul edilmiştir (1). Bu hesaplamalarda civata boyu, eleman direngenliğini etkilememektedir. Bazı kaynaklarda da; örneğin Röttscher, gerilmenin 45° yayıldığı kuralından yararlanılarak dışı 45° olan konilerin meydana getirdiği hacime eşit sabit dışı çapta boru alanı kullanmıştır (24). Bu hesaplarda civata boyu, eleman direngenliğini etkilememektedir. Uygulamalarda motor kapağı gibi bir çok yerde titreşimli eksenel yük taşıyan civataların boylarının uzun alınmasının civatayı sağlamlaştırdığı bilinmektedir. Bu nedenle gerilmenin, elemanlarda 45° lik bir açıyla yayıldığı kabul edilerek diferansiyel hesap yapmışlardır (30). Sonradan yapılan deneysel çalışmalar bu açının değişkenlere bağlı olarak 20° - 45° arasında değiştiğini göstermiştir. Netice olarak bağlantı elemanlarında gerilme dağılımı; değişik araştırmacılar tarafından değişik değerlerde bulunduğundan ancak 3 boyutlu bir gerilme analizi ile doğru bir yaklaşımın elde edilebileceği anlaşılmıştır.

Civata bağlantılarında elemanların direngenliğini bulmak için yöntem olarak Sonlu Elemanlar Yöntemi tercih edilmiş ve bunun için değişik çap ve plakalar için ANSYS 5.61 programı kullanılarak analizler yapılmıştır. Yapılan bu analizler neticesinde birleştirilen elemanların direngenliği (k_e) ve gerilme dağılımı üzerinde durulmuş ve her eleman için elemanların direngenliği ve gerilme dağılımı açısı değişik çap ve plaka ebatlarına göre elde edilmiştir. Yapılan analizler neticesinde elde edilen değerler Yapay Zeka mantığı ile irdelenmiştir. Yapay Sinir Ağları Sistemi (Neural Network) bilgi tabanına girilerek, bilgi tabanı içerisinde bulunan veriler ışığında ve bilgi tabanı sınırları içinde bulunan herhangi bir değeri çok düşük hatalarla elde edilmeye çalışılmıştır. Yapay sinir ağlarını oluşturmak ve yorumlatmak için EasyNN programı kullanılmıştır. Bu program vasıtasıyla bilgi tabanının bilgisayar tarafından öğrenilmesi sağlanmıştır.

Gerçek bir tasarım problemini çözmek maksadıyla, hem ANSYS paket programına hem de EasyNN programına ayrı ayrı girip çıkmayı engellemek ve programlar arası bir iletişim sağlamak için Visual Basic 6.0 programlama dilinde bir program hazırlanmıştır. Böylece programlar arası bir bağ kurularak gerekli bilgilerin kolaylıkla alınması ve tasarım probleminde kullanılması sağlanmıştır. Visual Basic

programının içinde bir civata standart bilgi tabanı oluşturularak bu bilgi tabanının kolayca kullanımı sağlanmıştır.

Bu çalışmada; özellikle bağlanan elemanlardaki basınç yayılım açısının değişken olan değerleri belirlenmeye çalışılmış, özellikle farklı malzemeler ve farklı kalınlıklarda birleştirilen elemanların, eleman direngenliği ve basınç yayılım açıları belirlenmiştir. Eleman direngenliği ve basınç yayılım açısı, sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizlerin sonuçları yapay sinir ağları sisteminde yorumlanarak belirlenmiştir. Yapılan çalışma ile literatür arasındaki ilişki değerlendirilmiştir. Literatürde, basınç yayılım açısının tek bir değer (30° gibi) alınması yerine bağlantıyı oluşturan parametreler dikkate alınarak her bir bağlantı için ayrı bir basınç yayılım açısı değeri belirlenmiştir. Bağlantı parametreleri geniş bir aralıkta tutularak bu aralık içinde her türlü civatalı bağlantı için eleman direngenliğini yeni sonlu elemanlar analizlerine gerek kalmadan belirlenmesi sağlanmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Civatalı bağlantıları tasarlarırken, bağlantıdaki gerilmeyi belirlemek için eleman direngenliğini bilmek gerekmektedir. Eleman direngenliği (k_e) ve yer değiştirme (u), ön gerilmeyi (P) belirlemek yorulmayı azaltmak açısından çok önemlidir. Ön gerilmeyi belirlemek için ise; eleman direngenliği (k_e) ve yer değiştirme (u) miktarlarının belirlenmesi gerekmektedir.

Eleman direngenliği; civataya uygulanan kuvvetin oranını ve kuvvet sonucunda aynı yönde ortaya çıkan yer değiştirmeyi belirler.

Başlangıç yükleme kuvveti, bağlanacak elemanlarda ön gerilmeye sebep olur. Eğer buna ilaveten bir de aksel dış yük uygulanırsa gerilme artar.

Civata direngenliği (k_c) civata geometrisinden kolaylıkla hesap edilebilir. Bağlanan elemanların direngenliğinin (k_e) hesabı ise oldukça güçtür. Bağlanan elemanların direngenliklerinin tam olarak hesap edilebilmesi için yükleme durumundaki bağlantıdaki gerilme ve gerinimlerin belirlenmesi gerekir. Şimdiye kadar bu hesaplamalar analitik yöntemlerle tam olarak hesaplanamamıştır.

1900'lü yıllarda eleman direngenliği ile ilgili bir çok bilim adamı teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Sneddon, Greenwood, Nelson, Lardner, Fernlund, Gould ve Mikic sonlu elemanlar yöntemini kullanarak elemanlardaki basınç dağılımını incelemişlerdir (42-47), Osman ve arkadaşları, basınç dağılımının dış çapı 1,5 civata çapında bir dairesel alana yayıldığını kabul etmeyi önermişlerdir (48). Edward vd. ve Bickford; civata çapına bağlı olarak oluşan koni alanına eşit silindirik alanını alarak eleman direngenliğini tespit etme teorisini savunmuşlardır (49-50). Shigley - Mitchell ve Shigley - Mischke daha kolay bir metod olan 30 – 45 ° lik koni açısını kullanmayı önermişlerdir (29,30). Ito ve arkadaşları, basınç dağılımını belirlemek için ultrasonik teknikler kullanmış ve Röttscher'in geliştirdiği basınç koni metodundaki yaklaşım gibi, eleman direngenliğini belirlemek için; basınç konisi

açısını 30° olarak ifade etmiştir (28). Rötcher, basınç koni açısının malzemeye bağlı olarak değiştiğini belirtmiştir (24). Little ve Osgood basınç yayılım açısının 45° 'den küçük bir değer olduğunu ve yaklaşık 30° alınabileceğini belirtmiştir (51,52).

Diğer bağlantı biçimlerinin aksine, civatalı bağlantıların parçaları birbirine birleştirmesi için bir enerji depolanmasına ihtiyaç vardır. Bu açıdan bakıldığında civatalı bağlantılar bir yay sistemi gibi düşünülebilir. Civatayı küçük yay, bağlanan elemanları büyük yay gibi kabul etmek mümkündür.

Birleştirme sıkma kuvvetine bağlıdır. Çok büyük sıkma kuvvetleri birleştirilen elemanlarda çatlaklara yol açabilir ve bağlantı elemanlarına zarar verebilir. Çok küçük birleştirme kuvveti ise; titreşimli yerlerde kendi kendine çözülmeye sebep olur.

Civata gibi elastik bir elemana kuvvet uygulandığında, kuvvet sebebiyle yay sabitine bağlı olarak bir yer değiştirme meydana gelir.

Basınç koni açısı değişik araştırmacılar tarafından değişik değerlerde ifade edilmiştir: Rotscher, basınç koni açısını 45° 'lik açı yapan koni alanına eş değer silindir alanı olarak kabul etmiştir (24). Dimaragonas ise basıncın dağıldığı alanı, civata çapının 3 katı bir alana yayıldığını belirtmiştir (1).

Boenick, ilk olarak fotoelastik metot kullanarak bağlantılardaki basınç dağılımını ölçmüş ve eleman direngenliğini belirlemek için hem deneysel hem de teorik birçok yaklaşımlar kullanmıştır (53).

Stuck, kendinden önceki yapılan çalışmaları şöyle özetlemiştir: Bosch vd; Rötcher'in basınç konisi teorisini desteklemişler ve bu koninin alanını integral ile hesap etmişlerdir (26). Birger; yarı sonlu plakayı halkalar biçiminde düzgün yük dağılımı altında Boussinesq problemi olarak modellemiş ve bu açıyı $21,8$ derece

bulmuştur. Sonra bu alanı integral ile hesap ederek bir eşitlik elde etmiştir (Çizelge 2.1).

Vitkup; Boussinesq problemi olarak düşünmüş ve farklı bir yaklaşımla bir eşitlik elde etmiştir. Danilow; organik cam malzemelerle deneyler yapmış ve yaptığı deneyi yine bir eşitlik halinde ifade etmiştir. Weiss ve Wallner yapmış oldukları deneyler neticesinde elde ettikleri sonuçları eşitlik halinde sunmuşlardır. Stuck; Sneddons çözümü uygulayarak sonsuz büyüklükteki bir plakaya, düzgün yayılı yük uygulayarak eleman ritijliğini eşitlik haline dönüştürmüşlerdir (Çizelge 2.1).

Eleman direngenliğinin belirlenmesi sürecindeki yapılan çalışmalar Çizelge 2.1’de özetlenmiştir.

Çizelge 2.1. Eleman direngenliğinin belirlenmesi sürecinde yapılan çalışmalar

Çalışmayı Yapan	Eşitlik	Çalışma Tarzı
Rötscher (1914)	$k_e R = \frac{\pi E}{4 L} \left[\left(d_p + \frac{L}{2} \right)^2 - d_a^2 \right]$	Teorik
Ten, Bosch, Bach, Findeisen (1968)	$k_e T = \frac{\pi E d_a}{2 \cdot \ln \left[\frac{(d_p + L - d)(d_p + d)}{(d_p + L + d)(s - d)} \right]}$	Teorik
Birger (1968)	$k_e B = \frac{\pi E}{2} \cdot \frac{0.4 d_a}{\ln \left[\frac{(d_p + d_a)(d_p + 0.4 L - d_a)}{(d_p - d_a)(d_p + 0.4 L + d_a)} \right]}$	Teorik
Vitkup (1968)	$k_e V = \frac{\pi E (d_p^2 - d_a^2)}{8(1-\nu^2)L} \left\{ \frac{d_p}{L} + 1 - \left[\left(\frac{d_p}{L} \right)^2 + 1 \right]^{-1/2} \frac{1}{2(1-\nu)} \left[1 - \frac{1}{\left[\left(\frac{d_p}{L} \right)^2 + 1 \right]^{1/2}} \right] \right\}$	Teorik
Danilow (1968)	$k_e D = \frac{E \cdot d_a^2}{L \cdot (0.5 - 0.1 \cdot \frac{L}{d_a} + 0.007 \cdot \frac{L^2}{d_a^2})}$	Deneysel

Çizelge 2.1. Eleman direngenliğinin belirlenmesi sürecinde yapılan çalışmalar (devamı)

Fritche (1962)	$k_e F = \frac{\pi}{4} d_a E . 1.82 . \left[\frac{L}{d_a} . (E . 10^{-3})^2 \right]^{-0.16}$	Deneysel
Weiss&Wallner (1968)	$k_e W = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{E}{L} \left[\left(d_p + \frac{L}{10} \right)^2 - d_a^2 \right]$	Deneysel
Stuck (1968)	$k_e S = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \frac{\pi L}{16} \cdot \frac{1 - \left(\frac{\eta}{\xi} \right)^2}{\int_0^\infty J_1(u\xi) \cdot \frac{\sinh^2 u}{2u + \sinh 2u} J_0(u - \eta_m) du}$	Teorik
Shigley&Mitchell (1983)	$k_e = \frac{\pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{L + 0.5.d}{L + 2.5.d} \right)}$	Teorik
Shigley&Mischke (1989)	$k_e = \frac{\pi E d . \tan \theta}{2 . \ln \left\{ \frac{(L . \tan \theta + d_p - d)(d_p + d)}{(L . \tan \theta + d_p + d)(d_p - d)} \right\}}$	Teorik
Ito (1979)	$k_e = \frac{0.577 . \pi E . d}{2 . \ln \left(5 \frac{0.577 L + 0.5.d}{0.577 L + 2.5.d} \right)}$	Deneysel
Wileman (1991)	$k_e = E . d A e^{B(d/L)}$	Teorik
Lehnhoff (1996)	$k_e = \frac{F_e}{\delta} = \frac{\pi E d . \tan \theta}{\ln \left[\frac{(2t . \tan \theta + d_p - d)(d_p + d)}{(2t . \tan \theta + d_p + d)(d_p - d)} \right]}$	Teorik
Osgood (1975)	$k_e = \frac{F_e}{\delta} = \frac{\pi E d . \tan \theta}{\ln \left[\frac{(2t . \tan \theta + d_p - d)(d_p + d)}{(2t . \tan \theta + d_p + d)(d_p - d)} \right]}$	Deneysel
Osman (1976)	$k_e = 1.25 A_c E_e / L$	Teorik
Akkurt (1982)	$k_e = \frac{\pi}{4L} (D_o^2 - d_a^2) E_e$	Teorik
Filiz&Yıldırım (1996)	$k_e = 1.66(\pi/4) d_p E_e (L_1/L_2)^{0.045(L_1/L_2)} (L/d_p)^{-0.008L}$	Teorik

Fritcshe; eleman direngenliğini, yapmış olduğu deneyler neticesinde bir eşitlik ile ifade etmiştir (25).

Çizelge 2.2. Basınç yayılım açısının belirlenmesi sürecindeki çalışmalar

Çalışmayı Yapan	Basınç Yayılım Açısı (θ)
Rotscher	45°
Shigley	45°
Shigley, Mischke	30°
Little	45°
Birger	21,8°
Lehnhoff	30°
Reddy	32,8°
Osgood	$25^\circ \leq \theta \leq 33^\circ$

Çizelge 2.2’de basınç yayılım açısının belirlenmesi sürecindeki çalışmalar görülmektedir.

Grosse ve Mitchell, çalışmalarında; eleman katılığına; civata başı altı çapının etkisini tek civatalı bağlantılar için incelemişler, civatalı bağlantılar için; detaylı non-lineer sonlu elemanlar analizleri yapmışlardır. Bu çalışma ile, yüklemenin eleman direngenliğini etkileyen en önemli faktör olduğu ortaya çıkmıştır. Lineer teorinin aksine uygulanan yükün büyüklüğü non-lineer çözümlerde eleman direngenliğini çok büyük değerlerde değiştirdiği gözlemlenmiştir. Lineer teoride yetersiz bir bağlantı direngenliği hesap edildiği ortaya çıkmıştır (54).

Grosse ve Mitchell yaptıkları çalışmada, civatalı bağlantıların mekanik sistemlerde önemli bir rol oynadığını vurgulamış ve tasarımdaki esas problemin, uygulanan kuvvet ve gerilmelerin hesaplanmasının zorluğu olduğuna dikkat çekmişlerdir. Civatalı bağlantılardaki geometrik karmaşıklıklar ve non-linerite; ön yüklemdeki deformasyonlar ve ara yüzeylerdeki sürtünmeler elastisite eşitliklerini çözülemez hale getirmektedir. Bu yüzden araştırmacılar lineer direngenlik modellerini

kullanmak ve onları analiz etmek zorunda kalmışlardır. Modelin temelinde bir boyutlu yay yaklaşımı vardır. Orta dereceli yüklemelerdeki eleman direngenliği, (C) , 1 ile 0 arasında bir değerdir. L ; bağlanılacak elemanların kalınlığı ve d ise civata çapıdır. Civata direngenliği (k_c) , $(E \cdot A) / L$ eşitliği ile hesap edilmektedir. Bağlanılacak eleman direngenliği ise; basma yapılan bölgede deneysel sonuçlar ışığında incelenmiştir. Genellikle P_c basıncı azaltılarak, civata tarafından taşınan dış yük ile tasarım optimum hale getirilmiştir. Bunun neticesinde $k_e > k_c$ haline dönüştürülmüştür. Bağlanan elemanlardaki eleman direngenliği diyagramı; problemin lineer forma dönüştürülmesini açıklamaktadır. Bağlanan elemanlardaki katılık temas ara yüzeyi ile bağlanan elemanların bir fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır. Temas yüzeyleri arasındaki bölgenin direngenliği, ön gerilme kuvvetine ve dış kuvvetlere bağlıdır. Sonuç olarak hem ön gerilme hem de dış yüklemeler bağlantı tarafından taşınmaktadır. Fakat dış yüklemeler ara yüzeye uygulanmadığından dolayı bu bir eksiklik olarak düşünülmektedir. C tasarımı doğrudan kullanılmadığından dolayı bu parametre yapay bir parametre olarak değerlendirilmektedir. Bu eksikliklerden dolayı lineer civata modeli sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmektedir. Bunun için ilk çalışmalarda ön gerilmeler neticesinde ortaya çıkan deformasyonlar araştırılmış ve daha sonrada uygun yükleme durumlarında, ön gerilme neticesinde ortaya çıkan deformasyonların belirlenmesiyle civata bağlantılarının direngenlikleri belirlenmiştir (55) (Çizelge 2.1).

Shigley ve Mitchell yapmış oldukları çalışmada; civatalı bağlantılarda, eleman direngenliğini; hem statik yüklemeyi hem de yorulmayı göz önüne alarak ve bağlantının çözülmesi engelleyerek, emniyetli tasarım yapmışlardır. Çalışmalarında, bir çok değişik civatalı bağlantıyı göz önüne alarak eleman direngenliğini basit bir biçimde hesap etmişlerdir. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan analizlerde, değişik malzeme ve değişik geometriler dikkate alınarak eleman direngenliği “boyutsuz” bir formda elde edilmiştir. Bu sonuçlar diğer teknikler kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Civatalı bağlantı tasarlanırken hangi yükün civata tarafından taşındığını bilmek çok önemlidir. Bağlantı elemanlarını birleştirirken ön gerilme yükü bağlanan elemanları sıkılmaktadır. Dış yük uygulanırsa civatanın uzaması oranında plakalar kısılacaktır. Dış yükün geri

kalan kısmı ise, civata tarafından taşınan gerilme yükünün artması ile sonuçlanacaktır. Dış yükün büyüklüğü yay sabiti (katılık sabiti), civata ve bağlanan elemanlar arasında paylaşılacaktır. Bu sabitler hem civata hem de bağlanan elemanlar arasında bağlantı merkezine uygulanan yüklemelerin neticesinde yük doğrultusunda deplasmanlara yol açacaktır. Civata bir silindir biçiminde düşünüldüğünde civata katılığını hesap etmek, bağlanan elemanların katılığını hesap etmeye nazaran daha kolaydır. Bağlanan elemanların direngenliğini hesaplamak kompleks bir iştir. Bağlantı emniyetinin ve doğruluğunun çok önemli olmasından dolayı, eleman direngenliği üzerinde durulmuştur. Fakat eleman direngenliğini hesaplamak için kullanılan tekniklerin çoğu varsayımlara dayanmaktadır. Bu varsayımlardan en çok kullanılanlardan birisi; elemanlara uygulanan gerilmenin; civata deliği boyunca çevrelenen alana düzgün yayılı olarak etki ettiği ve diğer kalan alanlarda ise sıfır değerinde olduğu varsayımdır. Gerilmenin, bu alanın dışına geçmediği problemin çözümü için sınır şartıdır. Bu alanın bir koniye benzediği ve koninin tepe açısının 45 derece olduğu fikrini desteklemişlerdir. Shigley ve Mitchell (1983), civata başı çapını standart değer olarak $d_p = 1,5.d$ olarak tanımlamışlardır (30) (Çizelge 2.1).

Daha sonra Shigley ve Mischke; θ koni açısına dikkat çekerek çeşitli integrasyonlar alarak eleman katılığını ifade etmişlerdir (29) (Çizelge 2.1).

Ito, vd. malzeme özelliğine bağlı θ açısını tam olarak ifade edebilmek için ultrasonik ölçümler yaparak ara yüzeydeki basınç dağılımını $d_p = 1,5.d$ için $\theta = 30^\circ$ olduğunu ortaya çıkarmışlardır (28) . Neticede; Shigley ve Mischke nin bulmuş olduğu eşitliği başka bir formda ifade etmişlerdir .

Motosh, bağlanacak elemanlarda eksenel ve radyal yönlerdeki müsaade edilen gerilme değerlerini en gerçekçi yöntemle incelemiştir. Motosh'a göre ; delik çapına dik yöndeki eksenel gerilmenin maksimum olduğu ve koni veya küre biçimindeki doğrultuda giderek sıfıra gelmektedir. Bağlanacak elemanlardaki çok yönlü gerilmeleri tanımlamış ve 4. dereceden polinom ile r , z ve θ ile tanımlamıştır ve

Tedious nümerik çözüm yöntemiyle integralini almıştır. Bu metod çok yaygın kullanılmamaktadır. Çünkü çok fazla kullanım alanı olmayan bağlantılar için uygun bir yöntemdir (27).

Maruyama, vd. eksenel simetrik sonlu eleman modeli kullanılarak spesifik geometrilerdeki bağlantıları analiz etmişler, civata ve somundaki deformasyonları incelemişlerdir. Sonlu elemanlar ile deneysel sonuçların birbirine uygunluğunu belirtmişlerdir (56).

Wileman, vd. yapmış oldukları çalışmada; ANSYS kullanarak, problemi eksenel simetrik olarak modellemişlerdir. Alüminyum, bakır, çelik ve döküm malzemelerle çeşitli analizler yapmışlardır. Basınç değişiminde eleman direngenliğinin değişmediğini belirtmişlerdir. Yalnız d/L oranına bağlı analizler yaparak, civata başı çapını $d_p=1,5.d$ olarak almışlardır. Yapılan çalışmanın sonucunda elde edilen değerlerin Röttscher'in sonuçları ile örtüşmediği ortaya çıkmıştır. Eleman katılığını (k_e/Ed) boyutsuz olarak ifade etmiştir. Ayrıca Poisson oranını malzemeye göre değiştirerek malzemelerdeki boyutsuz katılığın etkisini incelemiştir. Sonuçta eleman katılığını belirlemek için bir eşitlik ortaya koymuşlardır (38) (Çizelge 2.1).

Wileman, vd. yaptıkları diğer bir çalışmada, civatalı bağlantılardaki eleman direngenliğinin tasarıma doğrudan etkisi olduğunu vurgulamıştır. Bunun için statik yüklemeler ve yorulma yüklemelerinde eleman katılıkları araştırmışlardır. Değişik civatalı bağlantılar için eleman direngenliğini araştırmışlardır. Değişik malzeme tipleri ve değişik geometriler dikkate alınarak sonlu elemanlar yöntemi ile analizler yapmışlardır. Eleman katılığını bir eşitlik ile göstermişlerdir. Ayrıca eleman direngenliği boyutsuz bir formda ifade etmişlerdir. Elde edilen sonuçlar teorik eşitlikler ile mukayese edilmiştir (39).

Lehnhoff ve Buryand; lineer sonlu elemanlar yöntemi ile dişlere gelen gerilmeleri metrik profilli vidalar için incelemiştir. İki plakalı civatalı bağlantıların M8, 12, 16, 20 ve 24 mm civataları ve dayanımı 10.9 malzemeler için sonlu elemanlar analiz

yaparak dişlere gelen gerilmeleri incelemiştir. En fazla yükün ilk vida dişine geldiği gözlenmiştir. Gerilmeler Von Mises gerilmeleri olarak incelenmiştir (31).

Lehnhoff, vd. civatalı bağlantılarda, eleman katılığı ve gerilme dağılımını değişik çap ve kalınlıklarda, farklı malzemeler için araştırmışlardır. Deplasmanları ve gerilme dağılımlarını belirlemek için analizler yapılmıştır. Problemin modellenmesinde aksenal simetrik eleman kullanmışlardır ve 2 boyutlu analizler yapmışlardır. Lehnhoff yapmış olduğu çalışmada L/d oranını 3,5 – 4 arasında ve civata başı çapını $1,5.d$ alarak sonlu elemanlar yöntemi ile analiz etmiştir. Neticede koni açısını 30° olarak bulmuştur. Yaygın olarak kullanılan teorideki sonuçlar ile sonlu elemanlarla elde edilen sonuçlar mukayese edilmiştir. Teorideki sonuçlar ile sonlu elemanlar sonuçları arasında % 16- 30 arasında fark olduğunu gözlemlenmiştir (32).

Lehnhoff ve Wistehuff yapmış oldukları diğer bir çalışmada, birleştirilen elemanlardaki radyal gerilme dağılımlarını ve dış yüklemelerin büyüklüklerinin gerilme dağılımlarını nasıl etkilediğini araştırmışlardır. M8 civata için %39, M24 için %27 oranında gerilmenin azaldığını gözlemlemiştir. Alüminyum ve çelik alaşımlar için yapmış oldukları çalışmalarda % 2-10 oranında azaldığını gözlemlemiştir. Aksenal simetrik sonlu eleman modeli kullanılarak civatalı bağlantılardaki elemanların birleştiği yüzeydeki gerilme dağılımlarını, radyal ve dış yüklemelerin büyüklüklerinin gerilme dağılımlarını nasıl etkiledikleri araştırmışlardır. Dış yükün uygulama noktası kadar büyüklüğünde gerilme dağılımının etkilendiğini gözlemlemişlerdir. 8 mm lik civata için % 39, 24 mm lik civata için % 27 oranında gerilmelerin azaldığını gözlemlemişlerdir. Alüminyum alaşımları, çelik ve bu malzemelerin değişik varyasyonları kullanılması neticesinde ise gerilmenin % 2 - 10 arasında azaldığı gözlemlenmiştir. Minimum ve maksimum dış yükleme durumunda ise % 5 - 12 arasında gerilemede azalma olduğu gözlemlenmiştir (33) .

Lehnhoff vd yaptıkları çalışmada; Rötscher'in basınç koni açısı teorisindeki civata boşluğunu parametre olarak almış ve yeniden belirlemiştir. Sonlu elemanlar yöntemi

ve teorik hesaplama metodu değerleri birbirleri ile mukayese edilmiştir. M12 - 16 mm ve 40 mm boyundaki civatalarda; basınc koni açısının 20 - 25 derece olduğu gözlemlemişlerdir. M12 ve 160 mm boyundaki bir civata da ise bu aının 27 - 28 derece arasında değiştiği ve eleman direngenliğinin civata boyu ile değiştiği gözlemlemiştir. Basıncın yayılma alanının; eleman kalınlığı ve civata boyuna bağlı olarak değiştiği gözlemlemiştir (34).

Lehnhoff vd tarafından yapılan diğer bir çalışmada, civatalı bağlantılardaki gerilme dağılımını, eleman katılığını ve civatayla bağlanan elemanların katılığını değişik civata çapı ölçülerinde, değişik malzeme için hesaplanmıştır. Deplasmanlar ve gerilme dağılımları sonlu elemanlar yöntemiyle analiz edilmiştir. Eksenel simetrik eleman kullanılarak yapılan analizlerde civatalı bağlatıların 2 boyutlu analizleri yapılmıştır. Eleman katılık oranı; sonlu elemanlarla elde edilen değerler ile klasik hesaplama yöntemleriyle mukayese edilmiştir. Elde edilen sonuçlar ile klasik hesaplama yöntemleri arasında % 16- 30 oranında fark gözlenmiştir (35).

Lehnhoff ve Wistehuff yaptıkları çalışmada, civatalı bağlantılar için, civata ve bağlanan elemanların direngenlikleri, farklı malzeme çifti, eleman kalınlığı, dış yükün büyüklüğü ve konumu için araştırmışlardır. M20 - 8 mm çaplarındaki civatalı bağlantılar için eleman direngenliği % 10 - 42 arasında azaldığı ve dış yükün arttığı gözlemlemiştir. Eksenel yükün radyal olarak uygulanması ve artırılması durumunda, eleman direngenliğinin azaldığı gözlemlemiştir. Malzeme olarak elik ile alüminyum alındığında; eleman katılığının % 2.5 - 3 oranında değiştiği belirlenmiştir. Alüminyum zerine elik bağlantılarda eleman katılığının, yalnız elik ve yalnız alüminyum elemanlar bağlandığında ortaya çıkan eleman direngenliği arasında olduğu gözlemlemiştir. Civata direngenliğinin ise; 8 mm haricindeki diğer bütün çaplarda, farklı malzemeler ve dış yükün değişmesi durumunda % 2 den az değiştiği gözlemlemiştir. elik ve alüminyum arasında ise % 3 - 13 oranında eleman direngenliklerinin değiştiği gözlemlemiştir (36).

Lehnhoff ve Bunyard yaptıkları çalışmada, eksenel simetrik sonlu elemanlar modeli kullanılarak yaptıkları çalışmada, civata ve eleman direngenliğine vida dişlerinin

etkisini araştırmışlardır. Çelik malzeme için eleman direngenliğinin; 24, 20, 16,12 ve 8 mm çapındaki bağlantılarda eksenel yükün azaltılması sonucunda 37.1, 37.7, 38.2, 41 ve 49.4 oranında azaldığı gözlemlenmiştir. Eksenel yükün sıfır olduğu durumda, civata kuvvetinin dayanım gerilmesine eşit olduğu gözlemlenmiştir. M24 ve 20 mm için döküm malzemelerde eleman direngenliğinin % 26.9 – 32.3 oranında azaldığı gözlemlenmiştir. Aynı biçimde, Alüminyum-Döküm elamanlarda eleman direngenliğinin % 25.5 - 30 oranında azaldığı belirlenmiştir. Çelik malzeme yerine alüminyum malzeme kullanıldığında ve hiç eksenel yük uygulanmadığı durumda; eleman direngenliğinin yaklaşık % 65 oranında azaldığı, çelik yerine döküm kullanıldığında % 53, Alüminyum-Döküm birleştirmelerinde ise % 60 oranında azaldığı belirlenmiştir. Civata direngenliği, M 20 - 24 mm arasındaki bağlantılarda, çelik yerine alüminyum kullanıldığında ise % 4 azaldığı, çelik yerine döküm malzeme kullanıldığında % 7 ve Alüminyum yerine döküm malzeme kullanıldığında % 8 oranında azaldığı görülmüştür (37).

Wald vd. yaptıkları çalışmada; dik uygulanan yüklemeler sonucunda kanallara takılarak bağlama yapılan civatalı bağlantılardaki eleman direngenliğini araştırmışlardır. 3 farklı kanal tipinde testler yapılmıştır. Farklı civata toleransları bu çalışmada dikkate alınmıştır. Normal delik ile kanal arasındaki eleman direngenliği mukayese edilmiştir. Kanallara takılarak bağlantı yapılan civatalarda ve bağlanacak elemanlarda; normal delikli civatalı bağlantılara nazaran katılığın azaldığı ve deformasyonun arttığı görülmüştür (57).

Kim vd çalışmalarında, saplama türü civatalı bağlantılarda eleman direngenliği ve temas yüzeyindeki gerilme dağılımlarını incelemişlerdir. Sonlu elemanlar tekniği ve genel optimizasyon yöntemleri kullanılarak saplamalı civata bağlantılarının özellikleri araştırılmıştır. Eleman direngenlikleri sonlu elemanlar tekniği ile hesap edilmiş ve yaygın kullanılan tasarım eşitlikleri ile mukayese edilmiştir. Kullanılan teorik eşitliklerin tam manasıyla doğru olmadığı gözlenmiştir. Eleman direngenliğini tam doğrulukta belirlemek için temas alanının belirlenmesine büyük ihtiyaç olduğu saptanmıştır (58).

Schiffer ve Hellings yaptıkları çalışmada, gerilme dağılımının ortada toplanması için 1 boyutlu, ortadan birleştirme yaklaşımını kullanmışlardır. Kullandıkları bağlantı modeli; elastik davranış gösteren ön gerilmeli civatalı bağlantılardır. Belirli sayıdaki serbestlik derecesine sahip kompleks parçaları birleştirmek için ön gerilmeli vidalar kullanılmış ve sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Her vidanın bağlantı durumu için gerekli şartlar araştırılmıştır. Bağlantılar arasındaki yüzey teması için bağlantı yerinde yeteri miktarda ön gerilme olması gerekir. Böylece vidanın kendi kendine çözülmesi engellenir. 3 boyutlu analizin temeli; 1 boyutlu temas eleman düşünülerek vidalı bağlantıların temas durumunun sağlanmasıdır. Model; ön gerilmeli bağlanmış bir elemanın elastik tavrı, civata ve plakalar arasındaki temas durumu düşünülerek elde edilmiştir. Bütün parçaların sonlu elemanlar analizi, baskı kuvvetinin rijit bir bağlantıda elemanlara dağılıp dağılmadığı belirlenmiştir. 3 boyutlu sonlu elemanlar analizinde flanş 20 elemana bölünmüştür. Bağlantının son durumu 2 flanş dikkate alınarak değerlendirilmiştir. Ön gerilmeli vida ve ön gerilmeli vidalı bağlantı durumu göz önüne alınmıştır. Ön gerilmeli bağlantıdaki kuvvet, normal gerilme ve teğet gerilme temas yüzeyi boyunca gözlenmiştir. Sonuçların mukayesesinde hem yük (temas durumundaki) hem de normal gerilmenin artışı mukayese edilmiştir. Burada normal gerilme dağılımındaki artış oranına dikkat çekilmiştir. İki flanşın taşıyacağı kuvvet düşünülmemiştir. Normal gerilme dağılımının aksine teğet gerilme farklılık göstermiştir. Normal kuvvetin dağılımı ilk hesaplamalardan elde edilmiştir. Temas durumunda F kuvveti önemli bir faktör olarak gözlenmiştir. F kuvveti değeri arttığı zaman sürtünme kuvvetinin maksimum değere ulaştığı gözlenmiştir. Normal gerilme dağılımı vida bağlantısına göre iki durumda belirlenmiştir. Temas durumu ve son model durumu yüzey basıncı olarak etki etmektedir. Normal gerilme ile mukayese edildiğinde basınca göre düşük bir değer aldığı gözlenmiştir. Modelde yük yavaş yavaş tatbik edilmiş kuvvetin şiddeti giderek artırılmıştır. Bu modelde daha sonra vida tipi değiştirilerek aynı deney uygulanmıştır. Böylece eğilme olan elemanlar belirlenmiştir (59).

Chen ve Shin, yaptıkları çalışmalarında, kayma deformasyonuna uğramış civatalı birleştirmelerin 3 boyutlu sonlu eleman analizini yapmışlardır. Her bir dışteki yük dağılımının, helisel ve sürtünme etkileri analiz edilmiştir. Yomamoto metodu

kullanılarak yapılan analitik analiz, ilk dişteki gerilmelere göre diğer dişlerde daha küçük bir yük oranına sahiptir. 3 boyutlu model ile eksenel simetrik model arasında, her bir dişe gelen yük dağılımı incelenmiştir. Bu yüzden sürtünme katsayısının büyümesine rağmen vida ön açısındaki azalma sebebiyle yük dağılımı çok az değişmiştir. Eksenel simetrik sonlu elemanlar modelindeki ilk dişteki yük oranının hatası 3 boyutlu analizlere oranla %12 farklı olarak gözlenmiştir (60).

Alon, vd. yaptıkları çalışmada, civata ve somun birleştirmelerinde somunların ve civataların hem sayılarının hem ebadlarının ve aynı zamanda somun ve civataların özelliklerinin belirlenmesi gerekliliğine dikkat çekmişlerdir. Civata ve somun birleştirmelerinde civata-somun ikilisinin birbirine tam olarak hem ebad, hem sayı ve hem de özellik olarak uyması gerekir. Mesela somun civatadan büyük ya da civata somundan büyük ve yahut somun ve civata birbirine eş durumda olma durumları söz konusudur. Bu durumların hangisinin en kötü olduğu araştırılmıştır (61).

Sase vd yaptıkları çalışmada, vidalı bağlantılarda kendi kendine çözülme durumunu araştırmışlardır. Bağlantının sökülmesinde iki faktör rol oynar: İlki civata ve somun dişlerindeki hatalar, diğeri gövdeye uygulanan torkun şiddetinin kaybolmasıdır. İlk durumu ortadan kaldırmak için (SLP) “The Stop - Lock Bolts” geliştirilmiştir. Bu elemanların en göze çarpan özelliği tasarımının basitliğidir. Bununla birlikte en büyük kusuru ise titreşimle kendi kendini çözmesidir. SLB ‘nin özelliği: Sürtünme açısı, vida adım açısından küçüktür. Böylece sıkma momenti civataya aktarılır. Bu çalışmada; vidayı çözmeye çalışan durumlar göz önüne alınarak sebepleri elimine edilmiştir. SLB prototipinin çapı 8 mm olarak ele alınmıştır. Çünkü bu çap oldukça fazla kullanılmaktadır. Adımı ise 0,75 mm alınmıştır (62)

Bahaari ve Sherbourne yaptıkları çalışmada, 8-civatalı bağlantının yapısal özelliklerini, dayanımını ve direngenliğini araştırmışlardır. Köşe ve kolon birleştirmelerindeki önemli durumlar araştırılmıştır. Bu çalışmada sonlu elemanlar modeli ile 4-civatalı bir bağlantı sistemleri analiz edilmiştir. 3 boyutlu analiz ANSYS 4.4 versiyonu ile yapılmıştır. Rijit bağlantılar yada bağlayıcı elemanlar bağlantıda önemli rol oynarlar. Birleştirme elemanlarında, birleştirilecek elemanların büyüklüğü

veya ağırlığı azaltmanın faydası önemli değildir. Bugün teknolojik ilerlemeler, birçok engeli ortadan kaldırmış ve daha kompleks bağlantılar yapılmasına imkan vermiştir. Hem tek sıralı hem de çift sıra birleştirilmiş civataları ve et kalınlığı test edilmiştir. Buna karşılık %10-15 arasında daha fazla sıkma kuvvetine gereksinim duyulmuştur. Kolonla flanş arasında 3 boyutlu yüke maruz kalan bağlantı 3 boyutlu referans yüzeyinde kuvvet bileşenlerine ayrılmıştır. 4 civatalı bir bağlantıdaki eğilme durumu incelenmiş ve özellikle sertleştirilmemiş kolon ve flanşın durumuna dikkat edilmiştir. Benzer bir yaklaşım 8 - civatalı bağlantı modeli için analiz edilmiş, modeldeki gerilme bölgeleri tanımlanmıştır. Kolon, flanş boyunca simetrik olduğundan simetrilerden biri analiz edilmiştir. Simetri boyunca nodlardaki kuvvet dağılımı incelenmiştir. Civata başı ve somun analiz edilmemiştir. Plastik şekil değiştirme noktasına kadar civatalı bağlantıların lineer olup olmadığı üzerinde durulmuştur (63).

Zhao tarafından yapılan çalışmada; elasto-plastik deformasyon altında civata ve somunlardaki gerilmeler araştırılmıştır. Temelinde basit asimetrik model olan vida böğür çapında civata-somun eşleşmesi elasto-plastik ilişki göz önüne alınmıştır. Hesaplanan sonuçlardan vida dış tepesinde önemli gerilmeler olduğu gözlenmiştir. Civata - somun bağlantıları güvenlik ve güvenilirlikte önemli rol oynarlar. Fakat bağlantılardaki yük dağılımı eşit değildir ve çoğu zaman vida dişleri plastik deformasyona uğrarlar. Bağlantılarda yorgunluk gerilmeleri daha ziyade diş tepelerinde oluşur. Birleştirme elemanları daha kompleks hale getirildiğinde civata-somun bağlantıları daha da önem kazanır. Elasto-plastik gerilme dağılımlarını civata-somun bağlantılarında analiz etmek çok kolaydır. Böylece geometrik yapıyı geliştirmek mümkün olacaktır. Sanal temas yükleri, yayılı temas yükleri yerine kullanılabilmekte ve böylece birleşmiş cisimler arasındaki temas olgusu gösterilebilmektedir. Bu yüklerin esas gerilmeleri oluşturması ve yer değiştirme sınırlarını değiştirmeden kaldığı sürece temas sistemi belirli sınır şartlarıyla birlikte bağımsız cisimlere eşit olarak bölünebilmektedir. İç kesintilerle karışık temas problemleri daha basit sınır değer problemlerine dönüştürülecektir. Muhtemel temas bölgesinin bölgesel analizi, genel sonlu eleman hesaplamalarından tamamen ayrılabilir. O zaman temas bölgesinin şekil ve boyutunu içeren tüm temas

parametreleri tutma ve kayma durumu, temas gerilme dağılımı daha kolay bir şekilde incelenmiştir. Civata - somun birleştirmeleri daha küçük elasto-plastik deformasyon halindedir. Doğrusal olmayan elasto-plastik yapı özelliği, yükleme zamanına ve deformasyon sürecinde civata ve somun dişleri arasındaki temas bölgesine bağlıdır. Bu yüzden, referans çerçevesindeki temas olgusunu kullanmak daha uygundur. Vidalı birleştirme içeren önceki gerilme analizleri temel alınarak lineer elastik deformasyonla sınırlandırılmıştır. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak vida diş diplerindeki gerilmeler incelenmiş ve gerilme konsantrasyon faktörlerinin dağılımı tespit edilmiştir. Vida diş dipleri ve vida yan yüzeylerindeki gerilim dağılımını incelemek amacıyla foto-elastik gerilme tekniği uygulanmıştır. Dişler boyunca eşit olmayan yük dağılımının bağlama elemanlarının gerilme analizleri üzerinde, özellikle çok yüksek gerilme içeren bölgelerde doğrudan ilişkisi vardır (64).

Wheeler, vd. iki sıralı ve dikdörtgen biçiminde içi boş plakaların civatalarla birleştirilmesinde oluşan esas momentin büyüklüğünü ve uygunluğunun belirlenmesi için bir model tasarlamışlardır. Bağlantı elemanlarının bir sırası flanşın üstünde, diğeri ise flanşın altında simetrik olarak yerleştirilmiştir. Kenar plakalardaki eğilme çizgilerinin belirlenmesi ve kenar plakaların esnekliği nedeniyle oluşan bileşke etkiler araştırılmıştır. Bu model, ortak test programlarından deneysel verilerin kullanımı için tasarlanmıştır. Modelde tanımlanan kenar plakaların birleştirilmesiyle oluşan civatalardaki momentin tipini ve moment kapasitesini belirlemek için göreceli bir basit metot oluşturmuşlardır. Pratik bağlantı tasarımlarında ne çeşit modellerin uygulanabilirliğini göstermek için örnekler vermişlerdir (65).

Reddy, düzlem yüzey biçiminde 14 civata ile bağlanan bir flanştaki eleman direngenliğini ve gerilim dağılımını araştırmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar teorik sonuçlar ile mukayese edilmiştir. Koni açısı 32.8° olarak hesaplamıştır (66).

Filiz vd. civatalı bağlantılarda elemanların rijiditelerini bulunması üzerine ayrıntılı bir araştırma yapmışlardır. Elemanların rijiditelerinin bulunması için sonlu elemanlar yöntemi kullanmışlar, civata çapı ve bağlantı kalınlığı kriterlerini göz önüne alarak,

bağlantı elemanlarının rijiditesi üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Elemanların rijiditelerinin hesaplanması için pratik bir eşitlik önermişlerdir (41) (Çizelge 2.1).

Lin yapmış olduğu çalışmada, uygun bir civatalı bağlantı tasarımı için eleman direngenliğinin belirlenmesi gerektiğini vurgulamış ve bu amaçla eleman direngenliğini belirlemek için 3 boyutlu sonlu elemanlar yöntemiyle değişik geometriler için eleman direngenliğini belirlemiştir. Elde ettiği sonuçlar ile halen kullanılmakta olan teorik yöntemleri mukayese etmiştir. Ayrıca Poisson oranındaki değişimin eleman direngenliğini etkilediği sonucuna varmıştır (67).

Bu çalışmada, literatürdeki eleman direngenliği ile ilgili çalışmalar baz alınarak eleman direngenliğini etkileyebilecek tüm parametrelere bağlı olarak yeni bir çalışma yapılmıştır. Literatürde basınç yayılım açısı değeri 45° alınmış, daha sonraları bu değer 30° olarak kabul edilmiştir. Halbuki bu açı değerinin sabit bir değer olmadığı ortaya konulmuştur. Bağlantıyı oluşturan parametrelere göre değişebileceği belirlenmiştir. Eleman direngenliğinin belirlenmesi için öncelikle tüm parametreler: civata çapı, delik çapı, civata başı altı çapı, eleman kalınlıkları, basınç, birleştirilen elemanların geometrik boyutları ve malzemenin mekanik özellikler dikkate alınarak bu parametrelerin hangilerinin eleman direngenliğine etkileri olduğu araştırılmıştır. Bu amaçla çok geniş bir yelpazede çalışmalar yapılmıştır. 3 mm ile 30 mm'lik delik çapı aralığında yeterli miktarda analizler yapılmıştır. Üç ayrı sonlu elemanlar modeli kullanılarak tüm parametreler irdelenmiştir. Delik çapı, civata baş altı çapı, birleştirilecek elemanların kalınlıkları, elastikiyet modülü ve Poisson oranının eleman direngenliğini etkilediği belirlenmiştir. Literatürde civata başı altı çapını yaklaşık bir değer olarak civata çapının 1,5 katı alınmıştır. Bu çalışmada ise civata baş altı çapının değişken olabileceği düşünülerek 1,25 – 2,5 aralığında alınmıştır. Literatürde delik çapının civata çapı olarak alınmış olduğuna dikkat edilmiş, yapılan bu çalışmada ise delik çapının, vida çapından farklı olduğu değerlerde (talaşlı imalatla elde edilen delikler için 1,14. d , dökümden elde edilmiş delikler için 1,25. d (40)) dikkate alınarak modellemeler ve analizler yapılmıştır. Yine birleştirilecek elemanların kalınlıkları da çapa bağlı olarak geniş bir aralıkta alınarak çalışmalar

ortaya konulmuştur. Yapılan analizler neticesinde elde edilen veriler irdelenmiş ve yapay sinir ağı sistemine uygulanması sağlanmıştır. Eleman direngenliğini etkileyen değişken parametreler geniş bir aralıkta alınmıştır. Bu araştırmanın geniş tutulmasının amacı, yapay sinir ağı sistemi, öğrenmeyi interpolasyon yaparak gerçekleştirdiği için alt ve üst sınırların mümkün olduğunca büyük bir aralıkta olması öğrenmeyi ve sorgulamayı kolaylaştırmaktadır. Sonuç olarak eleman direngenliğinin belirlenmesinde, basınç yayılım açısı için belli bir değer önerilmemiştir. Cıvatalı bağlantılarda eleman direngenliği, birleştirme için gerekli parametrelere göre değiştiği belirlendiğinden değişik bağlantı tipleri için değişik açı değerleri belirlenmiştir. Birleştirilecek bağlantı tipine göre yapay sinir ağı sistemi bağlantı parametrelerine göre uygun bir basınç yayılım açısı değeri önerilmiştir. Yapılan bu çalışma bir program ile güçlendirilmiş ve tasarım görsel olarak simule edilmiştir.

M_{ON} : Civata vidası ile somun vidası arasındaki esas sıkma momenti (Anahtar momenti)

M_1 : Somun dişlerindeki moment

M_2 : Civata başı altı veya rondela altındaki sürtünme momenti

Sıkma işlemi tam gerçekleştikten sonra anahtar geri çekilir tam bu esnada M_1 ve M_2 dengededir (30)

$$M_1 \cong M_2 = \frac{M_{ON}}{2} \quad [3.2]$$

Kuvvet ve sürtünme bağıntıları ile esas sıkma momenti ;

$$M_{ON} = F_{ON} \left[\frac{d_2}{2} \tan(\beta + \rho') + \mu_0 \frac{d_0}{2} \right] \quad [3.3]$$

burada;

$$\tan \beta = \frac{h}{\pi d_2} \quad [3.4]$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos(\alpha / 2)} \quad [3.5]$$

$$d_0 = \frac{d_d + d_p}{2} \quad [3.6]$$

dir. Yukarıdaki eşitliklerde kullanılan semboller ise;

F_{ON} : Ön gerilme kuvveti (N)

M_{ON} : Esas sıkma momenti (Nmm)

d_d : Vida delik çapı (mm)

d_p : Civata başı altı çapı veya rondela çapı (mm)

d_0 : Temas yüzeylerinin (somun ve civata ile bağlanacak parçaların) ortalama çapı (mm)

μ : Vida dişlerindeki sürtünme katsayısı (kare profilli vidalar için μ üçgen ve ü trapez profilli vidalar için μ' olarak gösterilmektedir)

μ_0 : Temas yüzeyindeki sürtünme katsayısı

β : Vida eğim açısı (derece)

ρ : Sürtünme açısı (derece)

α : Vida dış profil açısı (derece)

olarak kullanılmıştır.

Bağlantı vidalarında α , metrik vidalar için 60° ve Whitworth vidalar için 55° olarak hesaba katılır. Standart vidaların sürtünme katsayıları; μ ve μ_0 0,12 ile 0,2 arasında değişir. Yağlanma olduğu takdirde bu katsayı 0,12 ye yaklaşmaktadır

M_{ON} eşitliği kısaca ;

$$M_{ON} = K F_{ON} d \quad [3.7]$$

K : Vidanın geometrik boyutları ile sürtünme katsayılarını içeren katsayı

olarak hesap edilir. K katsayısı Çizelge 3.1'den, vidanın geometrik boyutları ile sürtünme katsayılarını içeren ve deneyle bulunan bir değer olarak alınabilir.

Çizelge 3.1. Bağlantı durumuna göre sürtünme katsayıları (30)

Civata Durumu	K
Plakasız bağlantılar	0,30
Çinko plakalar	0,20
Yağlanmış bağlantılar	0,18
Kadmiyum plakalar	0,16
Eğilmeli bağlantılarda	0,12
Somunlu Eğilmeli bağlantılarda	0,09
Genel	0,2

$$M_{\dot{O}N} = 0,2 F_{\dot{O}N} d \quad [3.8]$$

Bağlantı elemanlarında kesme kuvveti olması durumunda civatalarda meydana gelen $F_{\dot{O}N}$ kuvvetinin yeteri kadar sürtünme meydana getirmesi ve bu kesme kuvvetini karşılaması beklenir.

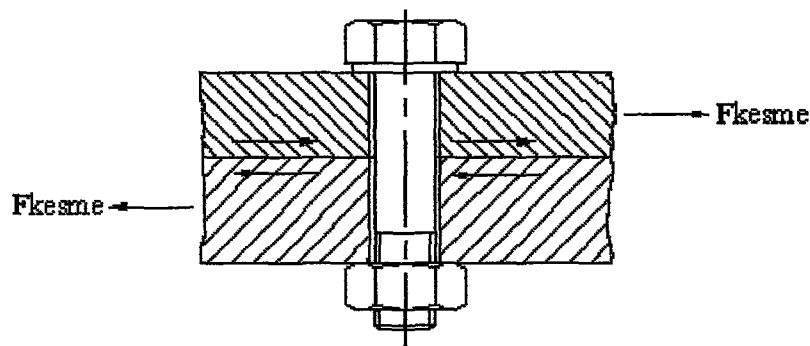
$$F_{kesme} = F_{sürtünme} = \mu N \quad [3.9]$$

Burada dik kuvvet (N) toplamı civata sayısı n ile bir civatadaki ön gerilme kuvvetinin çarpımıdır (40).

$$N = n F_{\dot{O}N} \quad [3.10]$$

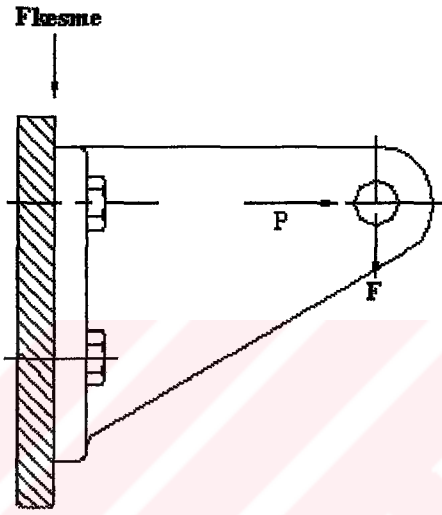
3.2. Kesme Kuvveti ile Zorlanan Bağlantı Elemanları

Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’de değişik kesme kuvvetlerine maruz kalan civatalı bağlantılar görülmektedir. Şekil 3.2 normal iki plakanın bağlanması ve eksenel kesme yükünün uygulandığı durumu ifade etmektedir. Bu durumda plakalar arasındaki sürtünme katsayısının kesme kuvvetini karşıladığı kabul edilir. Bu tez çalışmasında, tasarım yaparken kesme kuvvetinin hem plakalar arası sürtünmeler ile taşınabildiği hem de taşınamadığı durumlar üzerinde durulmuştur.



Şekil 3.2. Kesme kuvveti ile zorlanan civatalı bağlantı sistemi

Şekil 3.3’de ise kesme kuvveti ile eksenel çekme kuvvetinin olduğu durum gösterilmiştir. Bu durumda en büyük problem dönme merkezinin belirlenmesi durumudur. Hangi civatanın daha fazla bir zorlanmayla etkilendiği tasarım için önemlidir. Yüzeyler arası sürtünmenin, kesme yükünü karşılayabileceği veya karşılayamacağı durumlar da çalışmada göz önüne alınmıştır.

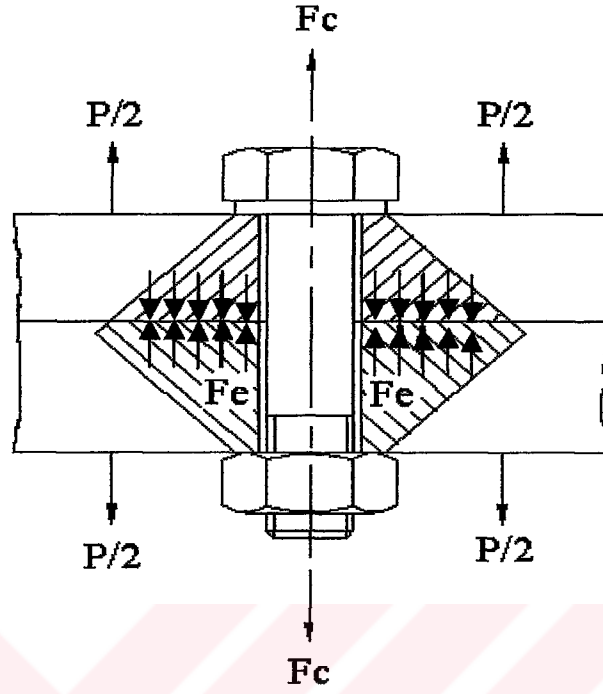


Şekil 3.3. Kesme kuvvet ve eksenel dış yük (P) ile zorlanan bağlantı sistemi

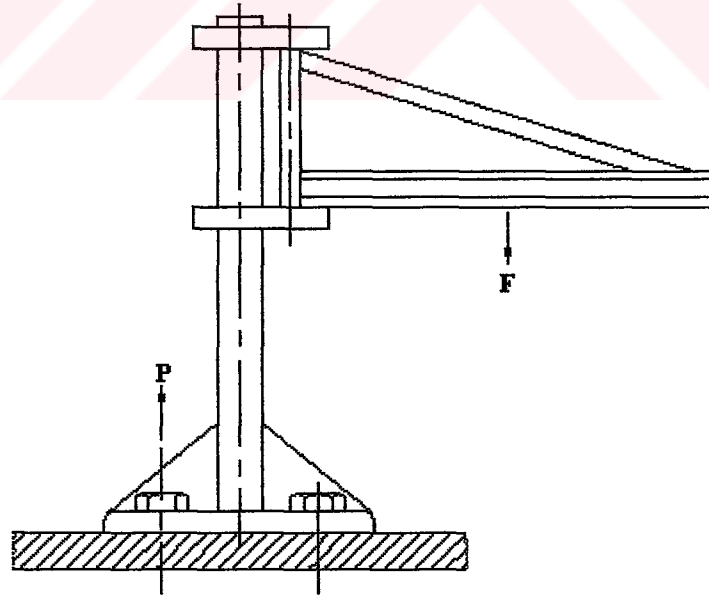
3.3. Eksenel Dış Yüklü Civata Bağlantıları

Birçok makina parçalarındaki bağlantılarda kullanılan civatalar Şekil 3.4’deki gibi eksenel dış yükler ile zorlanırlar. Bilhassa motor kapağı gibi titreşimli ortamda zorlanan basınçlı kapların kapaklarındaki civata tasarımı önemlidir. Bu gibi yerlerde kullanılan civatalar mutlaka torkmetrede okunan belirli bir M_{ON} değerinde sıkılmalıdır. Sonradan gelen dış yük civatayı koparabilir.

Şekil 3.5’de eksenel dış yüke maruz kalmış bir civatalı bağlantı görülmektedir. Bu tür bağlantılar elektrik direkleri, spot lambalarının direkleri veya pergel vinç gibi durumlarda söz konusudur. Burada F kuvveti ile zorlanmanın neticesinde bağlantı bölgesinde bir moment oluşacaktır. Oluşan bu moment değerinin hesaplanmasında hangi civataya en büyük gerilme uygulandığının belirlenmesi bağlantının sağlamlığı açısından önemlidir.



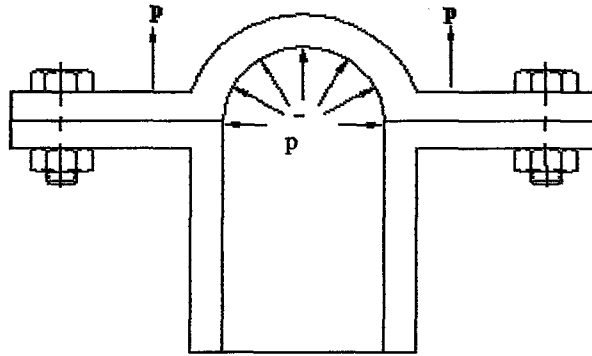
Şekil 3.4. Eksenel dış yüklü civata bağlantısında gerilme dağılımı



Şekil 3.5. Eksenel dış yüklü civatalı bağlantı örneği (Pergel Vinç)

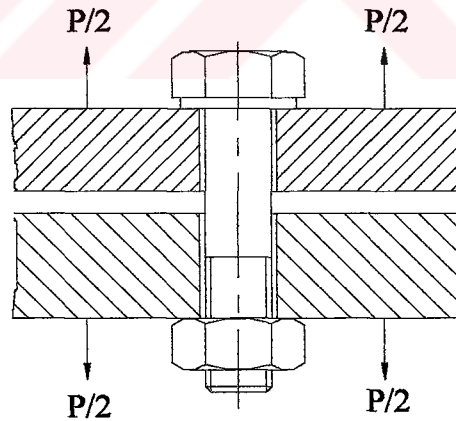
Şekil 3.6'da eksenel dış yüklü bir civatalı bağlantı görülmektedir. Özellikle motor kapaklarında olduğu gibi bir basınçla zorlanma neticesinde civatalar açılma eğilimi

gösterecektir. Bağlantının açılmaması için torkmetre ile katalog değerinde civataları sıkmak gerekir.



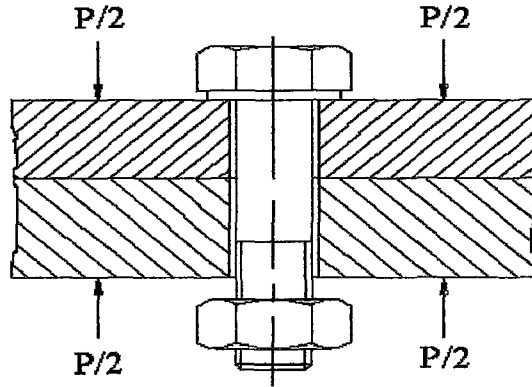
Şekil 3.6. Eksenel dış yüklü civatalı bağlantı (basıncılı kap kapağı)

Şekil 3.7 ve 3.8’de civatalı bir bağlantıda muhtemel olabilecek tasarım hataları görülmektedir. Şekil 3.7’de eksenel dış yükün civata sıkma kuvvetinden büyük olduğu şartı abartılı olarak şematize dılmıştır. Bağlanan elemanlar açılmaya çalışacak ve elemanlar arası tam temaslı bağlantı oluşmayacaktır.



Şekil 3.7. P Yüğü fazla gelmiş, F_{ON} yetersiz kalmış eksenel dış yüklü bir civatalı bağlantı

Şekil 3.8’de ise yine eksenel yük civata sıkma kuvvetinden büyük gelmiş, bağlanacak elemanlar birbirlerine daha da sıkı bir biçimde bağlanmışlardır. Fakat civata sıkma kuvveti yetersiz kaldığından sağlam bir bağlantı gerçekleşmemiştir.



Şekil 3.8. P Yüğü fazla gelmiş, $F_{ÖN}$ yetersiz kalmış eksenel dış yüklü bir civatalı bağlantı

3.4. Civata Direngenliğinin (Yay Sabitinin) Bulunması

Uzama bağıntısında; başlangıçta $F_{ÖN}$ olan eksenel yük P , sonradan F_c ye değişen civata çekme kuvveti (+) ve F_e ye değişen eleman basma kuvveti (-); aşağıdaki eşitliklerden hesaplanabilir:

$$F_c = F_{ÖN} + P \frac{k_c}{k_c + k_e} = F_{ÖN} + P C \quad [3.11]$$

$$F_e = F_{ÖN} + P \frac{k_e}{k_c + k_e} = F_{ÖN} + P(1 - C) \quad [3.12]$$

Bu eşitliklerde;

$F_{ÖN}$: Ön gerilme kuvveti (N)

P : Eksenel dış yük (N)

F_c : Civataya gelen kuvvet (N)

F_e : Elemanları sıkan kuvvet (N)

k_c : Civata yay sabiti (N/mm)

k_e : Eleman yay sabiti (N/mm)

C: Bağlantının direngenliği (N/mm)

dir.

$$k_c = \frac{E_c A_c}{L_c} \quad [3.13]$$

$$k_e = \frac{E_e A_e}{L_e} \quad [3.14]$$

burada;

E_c : Civata malzemesi elastikiyet modülü (N/mm²)

E_e : Bağlanan elemanların elastikiyet modülü (N/mm²)

A_e : Bağlanan elemanlarda gerilmenin yayıldığı alan,

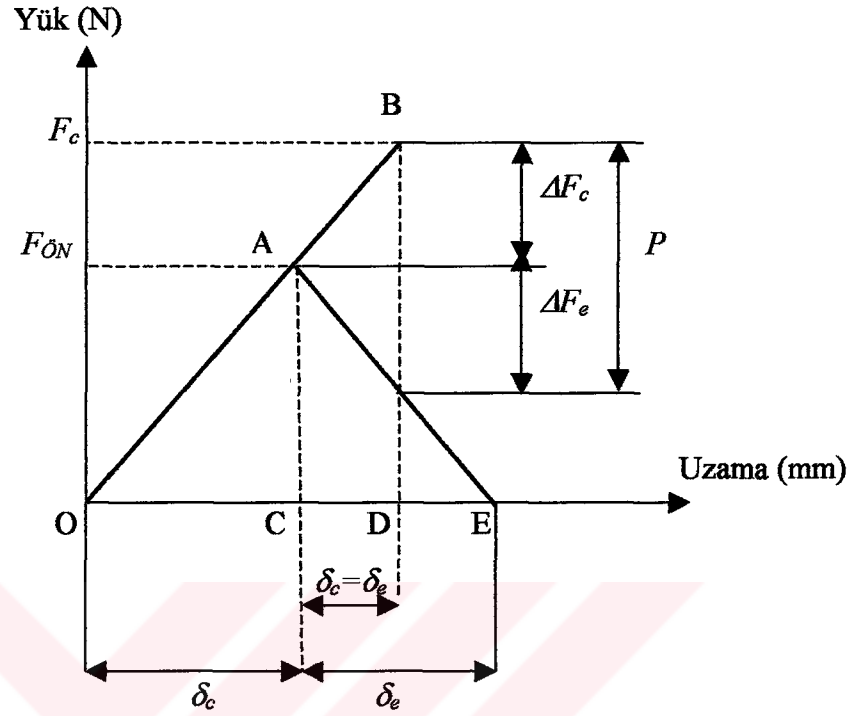
A_c : Civatada gerilmenin yayıldığı alan (mm²)

L_e : Bağlanan elemanların kalınlığı (mm)

L_c : Civatanın bağlantı içinde kalan boyu (mm)

Ön gerilme teorisi sıkılarak takılan bir civata sistemini etkileyen kuvvetinin etkisini incelemektedir. Sıkma esnasında sistemde bir F_{ON} kuvveti meydana gelir. Sıkılan parçalar kısalır, bunun sonucu civatalar uzar. Sıkılan parçaların kısılması δ_e , civatanın uzaması δ_c ile ifade edilirse Hooke kanununa göre; δ_c ile F_{ON} ve δ_e ile F_{ON} arasındaki bağıntı bir diyagram halinde gösterilebilir. Şekil değiştirme – Kuvvet bağıntısına karakteristik olarak ifade edilir. Karakteristik eğim açısına ise sistem rijitliği veya yaylanma sayısı (40).

Şekil 3.9'da ön gerilmeli bir civatalı bağlantının yük – uzama diyagramı görülmektedir. Civataya F_{ON} ön yükü uygulandığında civatanın OC kadar uzarken, sıkılan parçaların CE kadar kısalacağını göstermektedir. P dış yükü uygulandığında civata ve sıkılan parçalar CD kadar uzarlar. Bu durumdaki civatadaki kuvvet F_c ve sıkılan parçalardaki kuvvet F_e olur. Civata direngenliği k_b ve sıkılan elemanların direngenliği k_e olarak ifade edilir. İşletme kuvveti veya dış yük uygulandığında civatadaki kuvvet ΔF_c kadar artmakta ve sıkılan parçalardaki kuvvet ise ΔF_e kadar azalmaktadır. ΔF_c sıfır olursa, statik yükleme durumu ortaya çıkar.



Şekil 3.9 Civatalı bağlantıda yük – uzama diyagramı

Yay sabiti veya direngenlik sabiti, civata ve birleştirilecek elemanlarda uygulanan kuvvet neticesinde oluşan yer değiştirme miktarına bağlıdır.

Bağlantının tüm boyu denilince; hem civata hem de birleştirilen elemanların birbiri ile birleştiği andaki boy akla gelmektedir. Bağlantı iki bölümden oluşmaktadır. Bunlardan ilki sıkı eleman (civata), diğeri birleştirilen (plaka, flanş vb) elemanlardır. Elemanlardaki toplam direngenlik ise;

$$\frac{1}{k_{et}} = \frac{1}{k_{e1}} + \frac{1}{k_{e2}} \quad [3.15]$$

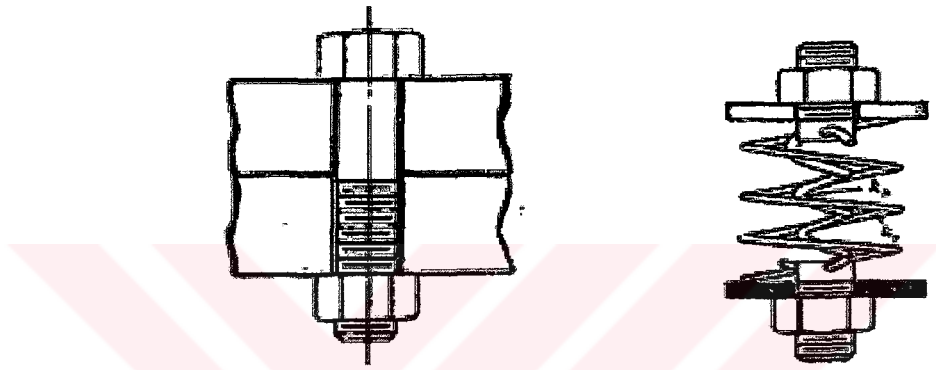
veya

$$k_{et} = \frac{k_{e1} \cdot k_{e2}}{k_{e1} + k_{e2}} \quad [3.16]$$

olarak ifade edilir. Eğer birleştirilecek elemanlar 2 den fazla ise;

$$\frac{1}{k_{et}} = \frac{1}{k_{e1}} + \frac{1}{k_{e2}} + \frac{1}{k_{e3}} + \dots + \frac{1}{k_{en}} \quad [3.17]$$

olarak hesap edilir.



Şekil 3.10. Civatalı bağlantının yay olarak gösterilmesi (66)

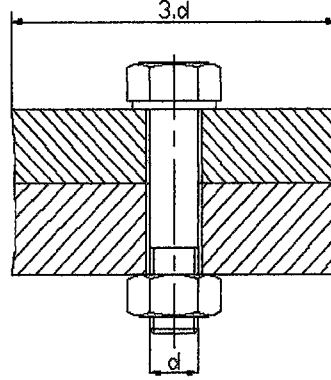
Şekil 3.10'da civatalı bir bağlantı yay olarak şematize edilmiştir. Civata çekme yayı, sıkılan parçalar ise basma yayı olarak düşünülmektedir. Ön gerilme kuvvetinin neticesinde civatada uzama, sıkılan elemanlarda ise bir kısalma meydana gelir.

3.5. Eleman Direngenliğinin Hesaplanması Yaklaşımları

Dimaragonas, gerilmenin civata çapının 3 katı bir alana yayıldığını kabul etmiştir

(1). Bu varsayımda k_e , birleştirilecek elemanların boyuna bağlı değildir.

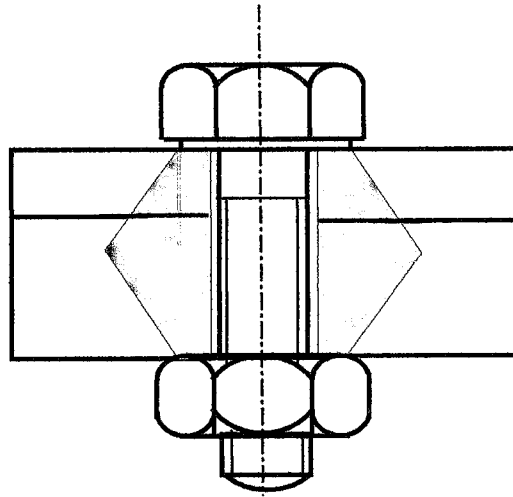
Şekil 3.11'da Dimaragonas'ın gerilmenin yayıldığı alan gösterilmiştir.



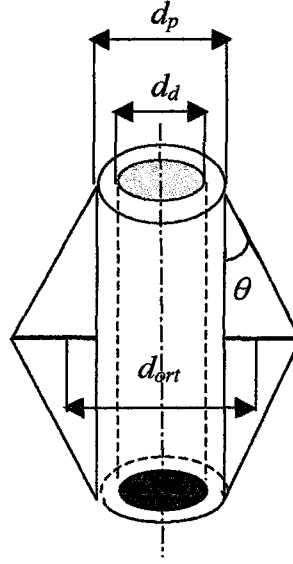
Şekil 3.11. Dimaragonas'ın gerilme dağılımı kabulü

Rötscher, basınç koni yarı açısını 45° olarak tanımlamış ve oluşturduğu koni ile eleman direngenliğini hesap etmiştir. Ito, Rötscher'in basınç konisi hipotezini desteklemiştir (28). Shigley ilk önceleri bu koni açısını 45° kabul etmesine rağmen sonradan bu açı değerini yaklaşık 30° almıştır (29) .

Eleman direngenliği birleştirilecek elemanların kalınlığına bağlı olmaktadır. Yapılan çalışmada, birleştirilecek elemanların kalınlıkları parametre olarak dikkate alınmış ve birleştirilecek elemanların kalınlıklarının eleman direngenliğini etkilediği ispat edilmiştir.



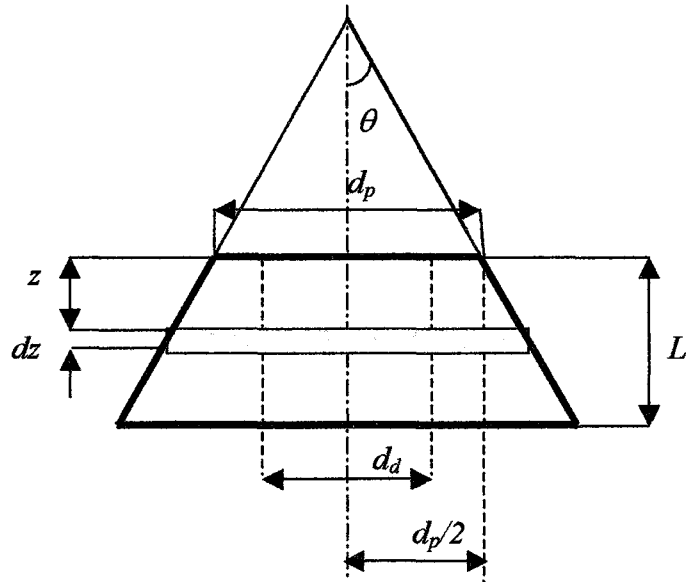
Şekil 3.12. Shigley'in gerilim dağılımı kabulü



Şekil 3.13. Shigley'in basınç konisi

Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'de Shigley'in basınç yayılım teorisi görülmektedir. Shigley yarı koni açısını, ilk olarak 45° almış daha sonra bu açıyı 30° olarak ifade etmiştir. Gerilmenin yayıldığı alanı bir koni olarak düşünmüştür (29,30).

Şekil 3.14'de Lehnhoff gerilmenin dağıldığı alanı koni olarak alıp, bu koninin integralini alarak hesap etmiştir (31).



Şekil 3.14. Basınç Dağılım Konisi

Yarı koni açısı θ , 45° olarak kullanılmaktadır. Little bu değerin abartılı bir değer olduğunu belirtmiştir (51). Osgood bu açı değerinin $25^\circ \leq \theta \leq 33^\circ$ arasında bir değer olduğunu belirtmiştir (52). Shigley bu değeri yaklaşık 30° olarak kabul etmiştir (29).

Eleman direngenliğini belirlemek için gerilmenin yayıldığı alanı diferansiyeli alınarak belirlenebilir (32). Aşağıdaki eşitliklerde gerilmenin yayıldığı alanın belirlenmesinde kullanılan eşitlikler gösterilmektedir.

dz kalınlığında bir elemanda, birim yer değiştirme miktarı;

$$d\delta = \frac{p \cdot dz}{E \cdot A} \quad [3.18]$$

denklemini ile hesap edilir.

d_p civata başı altı veya rondela çapının etkilediği alan ise;

$$A = \pi \left(r_p^2 - r^2 \right) = \pi \left[\left(z \cdot \tan \theta + \frac{d_p}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] = \pi \left(z \cdot \tan \theta + \frac{d_p + d}{2} \right) \left(z \cdot \tan \theta + \frac{d_p - d}{2} \right) \quad [3.19]$$

denklemini ile bulunur. Eleman kalınlığındaki toplam yer değiştirme miktarını hesap etmek için, bu alanın tüm kalınlıktaki yer değiştirme miktarını bulmak için ise;

$$\delta = \frac{p}{\pi \cdot E} \int_0^L \frac{dz}{\left(z \cdot \tan \theta + \frac{d_p + d}{2} \right) \left(z \cdot \tan \theta + \frac{d_p - d}{2} \right)} \quad [3.20]$$

0'dan L plaka kalınlığına kadar tüm birim yerdeğiştirme ($d\delta$) değerlerinin diferansiyeli alınarak bulunur. Denklemi düzenlersek;

$$\delta = \frac{p}{\pi \cdot E \cdot d \cdot \tan \theta} \ln \frac{(2L \cdot \tan \theta + d_p - d)(d_p + d)}{(2L \cdot \tan \theta + d_p + d)(d_p - d)} \quad [6.21]$$

formunda yazabiliriz.

$$k_e = \frac{p}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \theta}{\ln \frac{(2L \tan \theta + d_p - d)(d_p + d)}{(2L \tan \theta + d_p + d)(d_p - d)}} \quad [3.22]$$

$\theta = 30^\circ$ alındığında, eleman direngenliğini;

$$k_e = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{\ln \frac{(1,15 \cdot L + d_p - d)(d_p + d)}{(1,15 \cdot L + d_p + d)(d_p - d)}} \quad [3.23]$$

olarak ifade edebiliriz.

Akkurt, gerilmenin yayıldığı alanı eş değer ortalama çap olarak hesap edildiğini ifade etmiştir (40).

$$A_p = \pi/4 (D_0^2 - d_d^2) \quad [3.24]$$

$$D_0 = 1,5 \cdot d + k_0 (l_p/2) \quad [3.25]$$

Bu eşitliklerde;

A_p : Sıkılan parçaların elastik deformasyona katılan kesit alanı (mm^2)

D_0 : Silindirin dış çapı (mm)

l_p : Sıkılan parçaların kalınlığı (mm)

k_0 : Malzeme katsayısı

(çelik için = 0,2, dökme demir = 0,25, alüminyum alaşımları = 0,3)

d_d : Delik çapı (İşlenmiş delik için 1,14.d, dökümden elde edilmiş delik için 1,25.d önerilmektedir.) olarak ifade edilmektedir (2).

Wileman, eleman direngenliğini aşağıdaki gibi ifade etmiştir (38).

$$k_e = E \cdot d \cdot A e^{B(d/L)} \quad [3.26]$$

Eşitlik 3.26'daki değişkenler Çizelge 3.2'den alınmaktadır. Bu değerler sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizler neticesinde elde edilmiş değerlerdir.

Çizelge 3.2. Wileman ın analizlerinde kullandığı malzeme ve eşitlik parametreleri özellikleri (38)

Malzeme	Poisson oranı (v)	Elastisite Modülü (E) GPa	A	B
Çelik	0,291	206,8	0,78715	0,62873
Alüminyum	0,334	71	0,79670	0,63816
Bakır	0,326	118,6	0,79568	0,63553
Dökme demir	0,211	100	0,77871	0,61616

3.6. Civata Direngenliğinin Belirlenmesi

Civata direngenliğin elde edilmesinde ;

$$\frac{1}{k_c} = \frac{4}{\pi.E} \left[\frac{L_{c1} + 0,4.d_{c1}}{d_{c1}^2} + \frac{L_{c2} + 0,4.d_{c2}}{d_{c2}^2} \right] \quad [3.27]$$

$$d_{c2} = d_{c1} - 1,25.h \quad [3.28]$$

eşitliklerinden faydalanılır (13).

Bu eşitliklerde;

L_{c1} : Civatanın vida açılmamış boyu (mm)

L_{c2} : Civatanın vida açılmış boyu (mm)

d_{c1} : Civatanın vida açılmamış boydaki çapı (mm)

d_{c2} : Civatanın vida açılmış boydaki çapı (mm)

h : Vida adımı

olarak dikkate alınır (29) .

3.7. Civata Mukavemeti

Zorlanma bakımından civatalar, vida dişleri yüzey basıncına ve kesmeye maruz kalırlar. Civatalar işletme kuvveti ile çekmeye maruz kalırlar.

Civata dayanım hesaplamalarında dikkate alınan çekme gerilmesi;

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d_g^2}{4}} \quad [3.29]$$

olarak yazılırsa; burada vida gerilme çapı

$$d_g = \frac{d_2 + d_1}{2} \quad [3.30]$$

olarak dikkate alınır.

Bu eşitliklerde;

d_1 : Diş dibi çapı

d_2 : Ortalama çap

d_g : Gerilme çapı

Burulma gerilmesi:

$$M_{ON} = 0.2F_{ON}d \quad [3.31]$$

$$\tau = \frac{16(M_{ON} / 2)}{\pi d_g^3} \quad [3.32]$$

olarak hesap edilmektedir.

M_{ON} 'ün meydana getirdiği burulma gerilmesi statiktir. Statik yükleme durumunda bileşke gerilme;

$$\sigma_b = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad [3.33]$$

ile hesap edilir.

Dış yük (P) sebebi ile oluşan dinamik yükleme durumundaki bileşke gerilme F_{cmak} ve F_{cmin} eşitlikleri vasıtasıyla hesaplanır.

Dış yükleme sebebiyle oluşan değişken yükleme durumlarında minimum ve maksimum gerilme;

$$\sigma_{mak} = \frac{F_{cmak}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \quad [3.34]$$

$$\sigma_{min} = \frac{F_{cmin}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \quad [3.35]$$

denklemleri ile hesap edilir. Tam değişken yükleme durumunda ortalama gerilme ve gerilme genliği miktarları da

$$\sigma_o = \frac{\sigma_{mak} + \sigma_{min}}{2} \quad [3.36]$$

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{mak} - \sigma_{min}}{2} \quad [3.37]$$

$$\sigma_D = 0,5 \sigma_K \quad [3.38]$$

denklemleri ile belirlenir.

Tam değişken yükleme Sooderberg eşitliğinden (1);

$$\sigma_b = \sqrt{\left(\sigma_o + \sigma_g \frac{\sigma_{AK} \cdot k_g}{\sigma_D \cdot k_y \cdot k_b} \right)^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{s} \quad [3.39]$$

Bu eşitliklerde;

σ_{mak} : Maksimum gerilme (N/mm²)

σ_{min} : Minimum gerilme (N/mm²)

σ_o : Ortalama gerilme (N/mm²)

σ_D : Tam değişken zorlanmada standart deney çubuğunun sürekli mukavemet sınırı (N/mm^2)

k_φ : Çentik faktörü

k_b : Büyüklük faktörü

k_y : Yüzey faktörü

olarak hesap edilmektedir.

3.8. Ön Gerilme Momenti

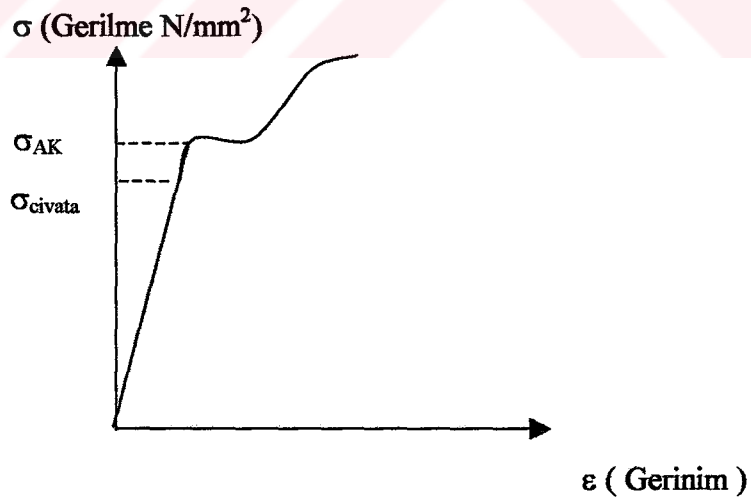
Civatalar, birleştirme esnasında tamamen sıkılmalıdır. Shigley'e göre ön gerilme momenti (29);

$$M'_{ON} = S K F_{ON} d \quad [3.42]$$

olarak önerilmektedir.

M'_{ON} : Ön sıkma momenti

S : Civatalı bir bağlantının, bağlantı durumuna göre yükleme emniyeti



Şekil 3.15. Gerilme-Gerinim grafiği

Şekil 3.15'deki Gerilme – Gerinim grafiğinde, civatayı sıkmak için gerekli kuvvetin belirlenmesi görünmektedir. Civatalar sıkılırken civata malzemesinin akma

sınırından daha az bir değerde sıkılması gerekmektedir. Malzeme akma sınırına kadar bir kuvvet uygulandığında cisim elastik sınırlar içinde şeklini korur. Cıvatalı bağlantılarda, akma sınırının 0,75 – 0,9 aralığı kadar altında bir yükleme emniyeti kabul edilir (29).

Kalıcı olmayan bağlantılarda;

$$S = 0,75 \sigma_{AK} \quad [3.40]$$

Kalıcı bağlantılarda;

$$S = 0,9 \cdot \sigma_{AK} \quad [3.41]$$

Bu eşitliklerde;

S: Yükleme emniyeti

σ_{AK} : Malzeme akma mukavemeti (N/mm^2)

olarak tanımlanmaktadır.

Bu çalışmada eleman direngenliğini belirlemek için ANSYS paket programında 3 farklı durum için 3 ayrı model oluşturulmuştur. Bu durumlar; aynı malzeme çiftinden oluşan elemanların birleştirilmesi durumu, farklı malzeme çiftinden oluşan elemanların birleştirilmesi durumu ve optimum elemanlara ayrılmış tek tür malzemeler için hazırlanan modellerdir. Bu çalışmada kullanılan malzemelerle ilgili bazı özellikler Çizelge 3.2’de verilmiştir. Yapılan analizlerde malzeme mekanik özellikleri olarak bu değerler alınmıştır (40).

Çizelge 3.3. Malzeme Özellikleri

Malzeme Adı	Elastikiyet modülü (E) (N/mm^2)	Poisson oranı (v)
Çelik	210000	0,291
Alüminyum	72420	0,334
Dökme Demir	100000	0,210
Magnezyum	45700	0,350

Yapılan analizlerde basıncın uygulandığı yöndeki yer değiştirmeler dikkate alınarak;

$$p = F.A \quad [3.42]$$

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{\frac{p}{A}}{\frac{F.L}{E.A}} = \frac{p}{A} \cdot \frac{E.A}{\frac{p}{A}.L} = \frac{E.A}{L} \quad [3.43]$$

“Eş.3.42” ve “Eş.3.43” vasıtasıyla eleman direngenliği belirlenmiştir.

Bu eşitliklerde kullanılan değişkenler;

p : Yüzeye uygulanan basınç (N/mm²)

A : Alan (mm²)

δ : Yer değiştirme miktarı (mm)

L : Birleştirilen elemanların kalınlıkları (mm)

E : Elastikiyet modülü (N/mm²)

k : Eleman direngenliği (N/mm)

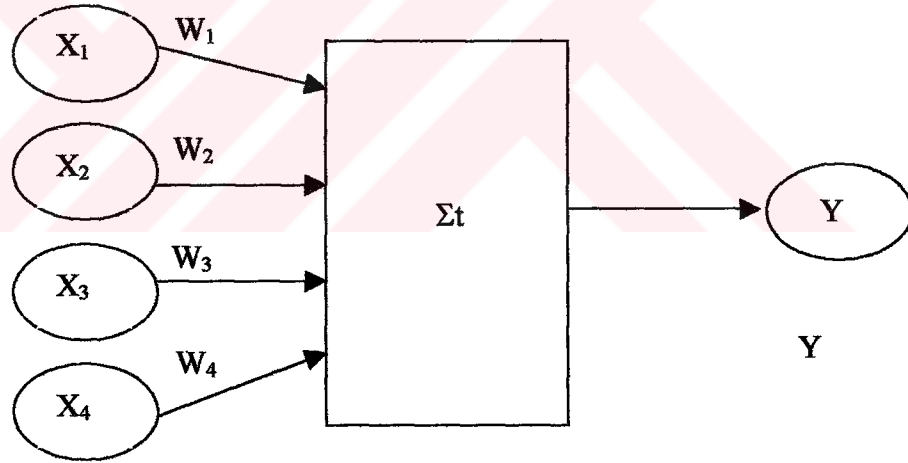
olarak tanımlanmıştır.

Civata çapları en küçük değer M2, en büyük değer olarak da M30 seçilmiştir. Plakalardaki delik ölçüleri $1,14.d$ ile $1,25.d$ arasında önerilmiştir (40). Yapılan analizlerde delik ölçüleri $1,1.d$ ile $1,2.d$ arasında alınmıştır. Plakaların kalınlıkları civata çapına bağımlı olarak değişik ölçülerde alınmıştır

4. YAPAY SİNİR AĞLARI (YSA) SİSTEMİ

4.1. Yapay Sinir Ağlarının Tanımı

Yapay sinir ağı paralel dağılmış bir bilgi işleme sistemidir. Yapay sinir ağlarının temeli, zeka gerektiren işlemlerden oluşan bilgi işlemeyi gerçekleştirmesidir. Bu sistem, tek yönlü işaret kanalları ile birbirine bağlanan işlem elemanlarından oluşur. Çıkış işareti bir tane olup isteğe göre artırılabilir. Yapay sinir ağlarının temel düşüncesiyle, insan beyninin fonksiyonları arasında benzerlik vardır. Bu yüzden yapay sinir ağına insan beyninin modeli denilebilir. Yapay sinir ağları çevre şartlarına göre davranışlarını şekillileyebilir. Girdiler ve istenen çıktıların sisteme verilmesi ile kendisini farklı cevaplar verebilecek biçimde uyarlayabilir. Yapay sinir ağları sisteminin son derece karmaşık bir iç yapısı vardır (68).



Şekil 4.1. Yapay sinir ağı modeli

Şekil 4.1’de bir başlangıç elemanı olarak nöron modeli verilmektedir. $X_1, X_2, \dots, X_n$ değişkenleri başlangıç elemanın n tane veri girişini temsil etmektedir. $W_1, W_2, \dots, W_n$ değişkenleri ise girişlere bağlı ağırlıklardır. W_1 pozitif olduğunda; X_1 girişinin etkisini arttırma, negatif olduğunda girişin etkisini azaltma görevi yapar.

Başlangıç elemanı bu girişlerle onlara bağlı ağırlıkların çarpımlarını toplar. Bu toplam değerini verilen başlangıç değeri ile karşılaştırır. Eğer toplam başlangıç

değerinden büyükse doğrusal olmayan (F) fonksiyonunu kullanarak bir çıkış hesaplar. Y çıkış işareti bu toplam ile başlangıç değeri arasındaki farkın doğrusal olmayan (F) fonksiyonudur. Bu çıkış aşağıdaki eşitlikler ifade edilir:

$$Y = F\left(\sum W_i X_i - t\right) \quad [4.1]$$

Bu eşitlikte;

X_i : Giriş işareti

W_i : X_i e bağlı ağırlık

t : Başlangıç değeri

F : Doğrusal olmayan fonksiyon

Y = Çıkış işareti

olarak dikkate alınmaktadır.

Doğrusal olmayan F fonksiyonu modellemesinin seçiminde genellikle; sigmoid, basamak ve rampa fonksiyonları kullanılmaktadır (70).

4.2. Yapay Sinir Ağlarının Yapısı

Yapay sinir ağlarındaki her bir düğüm hücre denilen n dereceden doğrusal olmayan bir devredir. Düğümler işlem elemanı olarak tanımlanır. Düğümler arasında bağlantılar vardır. Her işlem elemanı istenildiği kadar giriş bağlantısı ve tek bir çıkış bağlantısı alabilir. Fakat bu tek çıkış bir çok hücreyi besleyebilir. İşlem elemanının çıkışı istenen matematiksel tipte olabilir. Giriş işaretleri yapay sinir ağına bilgi taşır. Sonuç ise çıkış işaretinden alınabilir (68).

Yapay sinir ağı birtakım kümelere ayrılabilir. Bir alt kümedeki elemanların transfer fonksiyonları aynıdır. Bu küçük gruplara katman adı verilir. Yapay sinir ağı katmanların birbirlerine hiyerarşik bir şekilde bağlanmasından oluşmuştur. Dışarıdan alınan bilgi giriş katmanı ile taşınır. Transfer fonksiyonları yoktur. Yapay sinir ağı transfer fonksiyonu, öğrenme kuralı ile giriş – çıkış arasındaki bağıntıya göre

ayarlanır. Özetle, yapay sinir ağı sistemindedn beklenen, gerçek dünyadaki nesneler ile biyolojik sinir ağının yaptığı işlevi,benzer bir yolla yerine getirmesidir.

4.3. Yapay Sinir Ağı Modelleri

Biyolojik sinir sisteminin prensiplerinden ve mühendislikte bilinen teorilerdedn yararlanarak çok sayıda ağ modeli geliştirilmiştir. Genel olarak YSA, iki sınıfa ayrılır. İleri Beslemeli Ağlar yada Cebrik Ağlar ve Geri Beslemeli Ağlar yada Dinamik Ağlar. İleri Beslemeli Ağlar, desen tanımı (pattern recognition) problemlerinde, geri beslemeli ağlar ise; optimizasyon problemlerinin çözümünde başarılı olarak kullanılmıştır (71).

4.3.1. İleri beslemeli ağlar

İleri beslemeli ağlar, işaretin ağ girişinden çıkışına doğru tek yönlü olarak iletildiği ağlardır. Bir katmandaki hücreler, ancak bir önceki katmanın çıkışlarını giriş olarak alabilir.

4.3.2. Geri beslemeli ağlar

Geri beslemeli ağlarda bir katmandaki hücreler sadece bir önceki katmanın çıkışlarını değil aynı zamanda o katmanın veya daha sonraki katmanlarında çıkışlarını giriş olarak alabilir. Bu yüzden çıkış, sadece o andaki girişleri değil başlangıç durumuna ve daha önceki girişlere de bağlıdır. Geri beslemeli ağ modellerinde kullanılan hücrelerin çoğunda, ağırlıklı toplayıcı ile çıkış fonksiyonu arasında tek girişli – tek çıkışlı doğrusal bir sistem mevcuttur.

4.4. Yapay Sinir Ağının İşleyişi

Nöron sistemler; problemi, aldıkları verilerin (işaretlerin) yapısına uygulayarak çözerler. Bunu yaparken (X,Y) giriş ve çıkış verilerinin eğitme veri kümesini ve kontrol veri kümesini kullanması gerekir. Farklı katmanlardaki elemanları birbirine

bağlayan yollara ait W_{jk}^i ağırlıklara rastgele atanarak problemin çözümüne başlanır. Daha sonra eğitime veri kümesinden x girişi yapay sinir ağına gönderilir. Yapay sinir ağı $f(X)$ çıkış değerini hesaplar. Bu değer gerçek Y değeri ile karşılaştırılır. δ hata ölçümü, bu iki çıkış değerini karşılaştırarak aşağıdaki gibi;

$$\delta = Y - f(X) \quad [4.2]$$

hesaplanır. Hata ölçümü yapay sinir ağının son katmanı ile ilgilidir. Daha sonra bu hatayı gizli katmanlardaki elemanlara dağıtmak için geriye yayılma (back-propagation) yöntemi kullanılır.

Gizli katmanlardaki elemanlardaki hata ölçümü ise aşağıda açıklandığı gibi; δ_j , j inci elemanla ilgili hata olsun. W_{nj} , n inci elemandan j inci elemana bağlanan yol boyunca olan ağırlık olsun. I dan n birimine bir giriş olsun. N elemanı için hata

$$F(I) = \frac{1}{(1 + e^{-I})} \text{ sigmoid fonksiyonu için ;}$$

$$F'(I) = F(I)(1 - F(I)) \quad [4.3]$$

olmak üzere

$$\delta_n = F'(I)W_{nj}\delta_j \quad [4.4]$$

eşitliğiyle hata miktarı hesaplanır. Bundan sonra yapılacak iş son çıkışa daha yakın bir sonuç elde edebilmek için farklı elemanları birbirine bağlayan W_{nj}^i ağırlıkları değiştirilir. Bunu yaparken de hata ölçümlerinden yararlanılır. Birleşik ağırlıklar;

$$W_i(\text{yeni}) = W_i(\text{eski}) + \alpha \delta x_i \quad [4.5]$$

eşitliği ile hesap edilebilir.

Burada;

α : öğrenme sabiti

δ : hata ölçümü

X_i : giriş işareti

Düzeltilmiş ağırlıklar alınarak X_i giriş değeri yapay sinir ağından tekrar geçirilir. Varsa hata tekrar hesaplanır. Bu yöntem son çıkışın hata değeri kullanıcının istediği değeri alıncaya kadar tekrarlanır. Bundan sonra yapay sinir ağı bir sonraki giriş – çıkış değerini kullanır. Bu yöntem öğrenme veri kümesindeki tüm veriler için sürdürülür. Bu yöntem yapay sinir ağının, giriş – çıkış veri kümeleri arasında doğrusal olmayan bağıntıyı temsil etmesine yardımcı olur. Son olarak da kontrol veri kümesi yapay sinir ağının doğrusal olmayan bağıntıyı ne kadar gerçekleştirdiğini görmek için kullanılır (70).

4.5. Yapay Sinir Ağı Kullanılma Nedenleri

Yapay sinir ağı verilerden hareketle, bilinmeyen ilişkileri kolayca ortaya koyabilmektedir. Bu özellik ise uygulama açısından son derece önemlidir. Ayrıca veri toplama için bir ön sorgulama ya da açıklama gerekmemektedir.

Bir örnekten hareketle diğer örneklerdeki benzerlikleri doğru olarak anlayabilirler. Günlük hayattaki verilerle sürekli olarak gürültü ve bozucu etkiler mevcut olduğundan genelleştirebilmesi diğer bir önemli özelliğidir.

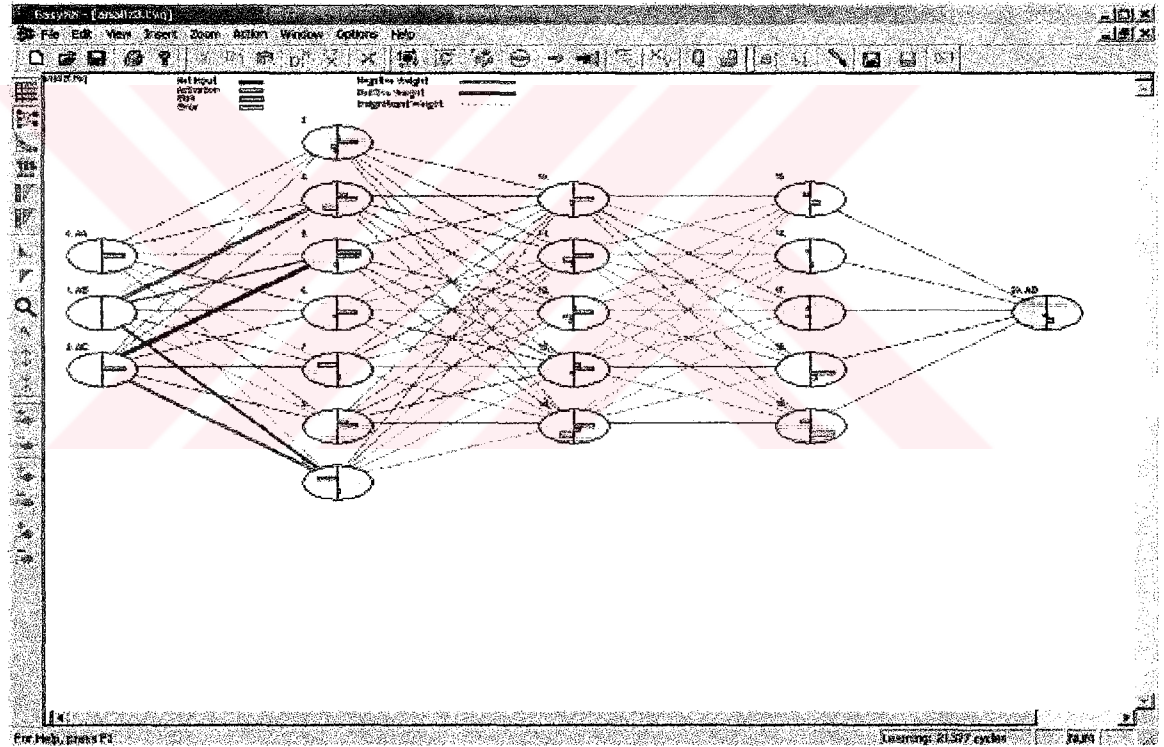
Yapay sinir ağları son derece paralellığe sahiptir. Aynı anda birbirinden bağımsız işlemleri çok hızlı yürütebilmektedir.

Yapay sinir ağları doğrusal değildir. Bu özellikleri dolayısıyla problemleri doğrusal tekniklerden daha doğru çözerler (68).

4.6. EasyNeural Network Programı

Programın oluşturduğu nöronlar ve ağlar Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Şekil 4.3’de ise öğrenme aşamaları görülmektedir.

Şekil 4.2’de girdiler ve çıktılar sürecinde öğrenme aşaması ve programın kurduğu ağlar ve katmanlar görülmektedir. Kullanıcının elde etmek istediği hata oranına bağlı olarak katmanlar ve ara katmanların belirlenmesi gerekmektedir. Öğrenme aşamasında bu değerlerin belirlenmesi şarttır (72).

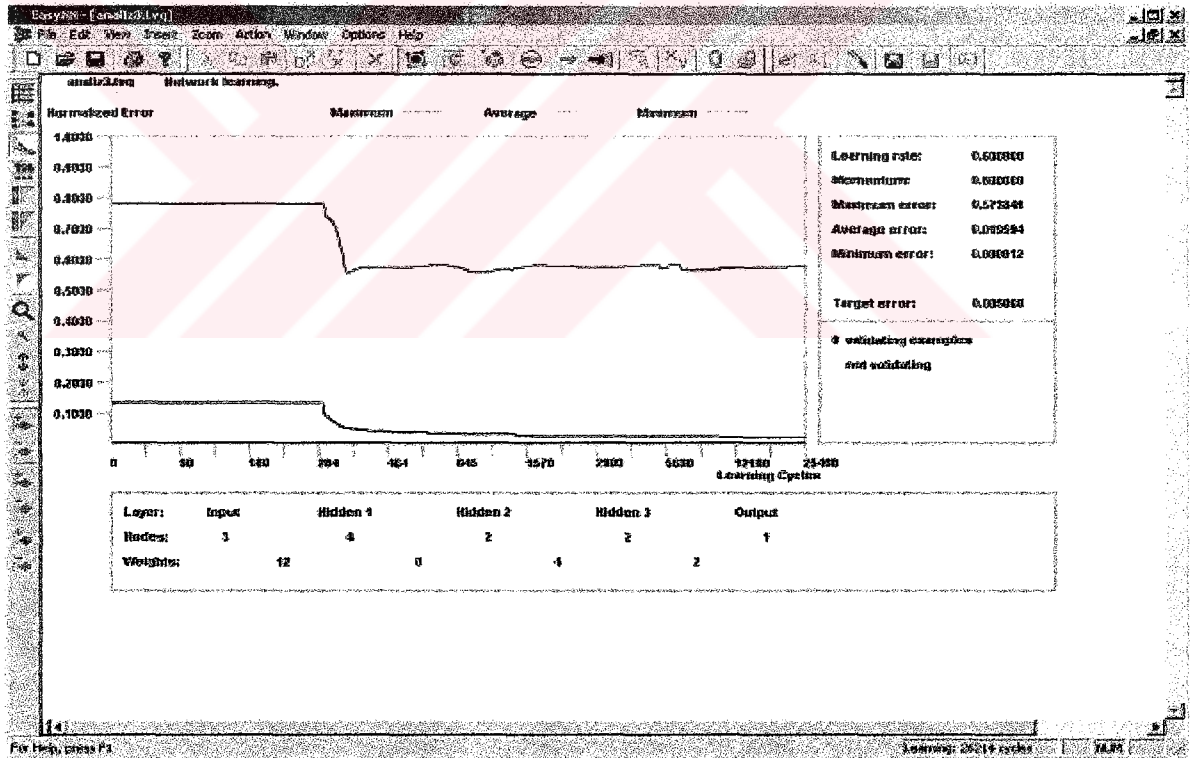


Şekil 4.2 EasyNN programının oluşturduğu YSA

Ayrıca EasyNN programında öğrenme oranları ve gizli ara katmanlar artırılıp azaltılabilmektedir. Metin dosyalarını kolayca okuyabildiği için kullanımı kolaydır. Hata oranı istenilen miktara ayarlanabilmekte fakat bunun yanı sıra öğrenme zamanı artmaktadır. Veri alımı kolay değildir. Çünkü sonuçları almak için program tarafından oluşturulan satır ve sütünlara girdi ve çıktı satırları olduğunu belirtmek

gerekir. Ancak bu yolla sonuçlar alınabilir. Menüsü kolay olduğundan programla ilgili her şey kolaylıkla menüler vasıtasıyla yapılabilir. Veri dışarıdan bir metin dosyasından okutulabilmektedir. Ancak programa girilirken hangi değişkenlerin girdi hangilerinin çıktı olduğunun belirlenmesi gerekmektedir. Girdiler I ile çıktılar O ile ve sorgu edilen değerler ise Q ile ve öğrenilen satırlar T ile isimlendirilir.

Şekil 4.3'de girdiler ve çıktılar sürecindeki iterasyonlar ve hataların en aza indirilme aşamaları görülmektedir. Hedef hata oranına gelinceye kadar, program kendi içinde iterasyona devam etmektedir. Bu esnada en büyük ve en küçük elde ettiği değerleri gösterebilmektedir. Hataları en aza indirdiği grafiğin altında ise nöronların kaç katmandan oluştuğunu ve bunun yanı sıra kullanılan ara katmanları göstermektedir.



Şekil 4.3 EasyNN programının öğrenme aşaması

5. ELEMAN DİRENGENLİĞİNİN BELİRLENMESİ

5.1. ANSYS ile Eleman Direngenliğinin Belirlenmesi ve Eleman Direngenliği Parametreleri

Bu çalışmada; genel olarak bilgisayar teknolojileri kullanılarak civatalı bağlantıların tasarımı hedef alınmıştır. Bu konu ile ilgili olarak; eksenel dış yüklü civata tasarımında $\delta_c = \delta_e$ uzama bağıntılarından civata ve elemanların direngenlikleri hesap edilmiştir.

Hesap yöntemi olarak ANSYS sonlu elemanlar paket programında elemanların modellenmesi gerçekleştirilmiş ve bu modeller ile birleştirilecek elemanların direngenlikleri geometrik değişkenlere bağlı olarak belirlenmiştir. Bu amaçla, 5 ayrı geometrik parametre modeli ve 3 ayrı sonlu elemanlar modeli kullanılmıştır.

Eleman direngenliğini belirlemek için “Eş. 4.13 ve 4.14” dikkate alınmıştır. Burada; E_c (civata malzemesi elastikiyet modülü), E_e (birleştirilecek elemanların elastikiyet modülü), L_c (civata boyu), L_e (birleştirilecek elemanların kalınlığı) belli olmasına rağmen gerilmenin yayıldığı alan (A_e) belli değildir. Çalışmanın 1. adımında çözülmesi gereken problem olarak bu alanın belirlenmesi dikkate alınmıştır. Alan belirlendiği takdirde;

$$k_e = \frac{F}{\delta} \quad [5.1]$$

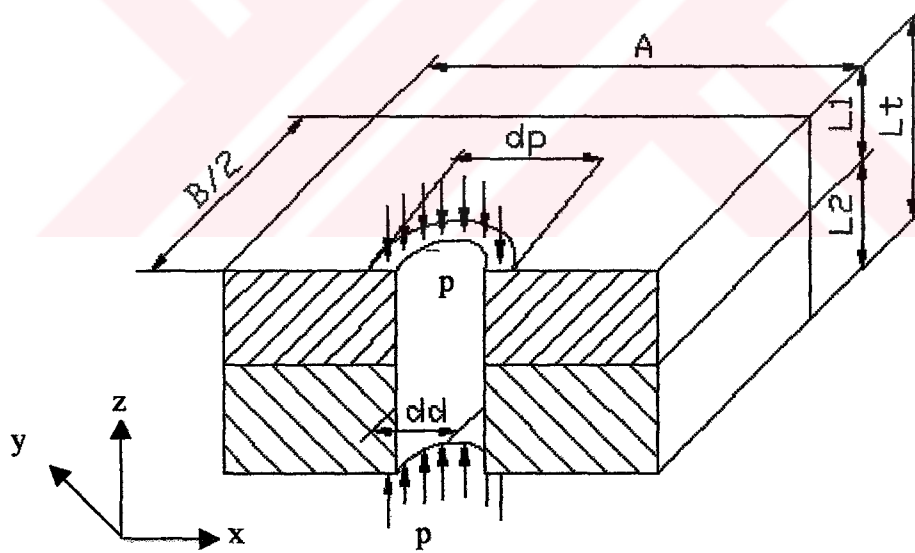
eşitliği vasıtası ile birleştirilecek elemanların direngenlikleri belirlenebilmektedir.

A_e değeri 1 boyutlu sonlu elemanlar analizleri ile tam bulunamamaktadır. Chen ve Shin 1 B lu analizlerin gerçek sonucu vermediğini ve 3 boyutlu analizlerle aralarında % 12 fark olduğunu belirtmişlerdir (60). Yani elemanlardaki gerilmenin dağılımının ne kadar bir alana yayıldığı yaklaşık olup gerilme dağılımı da düzgün değildir. Bu nedenle bu değer en doğru şekilde bulunması 3 boyutlu bir analizle (ANSYS) direkt kuvvet-uzama bağıntısı “Eş. 5.1” ile elde edilebilmektedir. Eleman direngenliği (k_e) nin belirlenmesi için; uygulanan kuvvetin (F) ve kuvvetin

uygulandığı yöndeki yer değiştirmenin bilinmesi gerekmektedir. Civata malzemesinin mukavemetine bağlı olarak kuvvetin değeri bilinmektedir. Yer değiştirme (δ) ise; ancak 3 boyutlu analizler ile ANSYS ortamında belirlenebilmektedir. Yer değiştirmeleri belirlemek için ANSYS programında değişik geometrilerde bulunabilen bağlantı türleri için 3 ayrı model ile hazırlanmıştır. Bu amaçla ilgili tüm parametreler dikkate alınmış ve bu parametreler eleman direngenliğinin fonksiyonu olarak;

$$k_e = f(d_p, d_d, L_t, E, \nu, p, A, B) \quad [5.2]$$

tanımlanmıştır. Şekil 5.1’de kullanılan parametrelerin geometrik anlamları gösterilmektedir.



Şekil 5.1. Civatalı bağlantı elemanındaki genel parametreler

“Eş.6.2” ‘deki parametreler ;

k_e : Eleman direngenliği (yay sabiti, katılığı, rijitliği) (N/mm)

d_p : Civata baş altı veya rondela çapı (mm)

d_d : Vida delik çapı (mm)

L_t : Birleştirilecek elemanların toplam kalınlığı (mm)

E : Malzeme elastikiyet modülü (N/mm^2)

ν : Malzeme Poisson oranı

p : Uygulanan basınç (N/mm^2)

A : Birleştirilecek elemanın x yönündeki boyutu (mm)

B : Birleştirilecek elemanın y yönündeki boyutu (mm)

olarak dikkate alınmıştır.

Şekil 5.1’de gösterilen civata başı altına uygulanan basınç, civata kuvveti ile orantılıdır “Eş. 5.3”. Burada d_p , civata başı altına konulan rondela çapı da olabilir. Civata başı altı çapı (d_p) parametresi, çalışma kapsamında değişken değerler olarak dikkate alınmıştır.

$$F = pA = p \cdot \frac{\pi}{4} (d_p^2 - d_d^2) \quad [5.3]$$

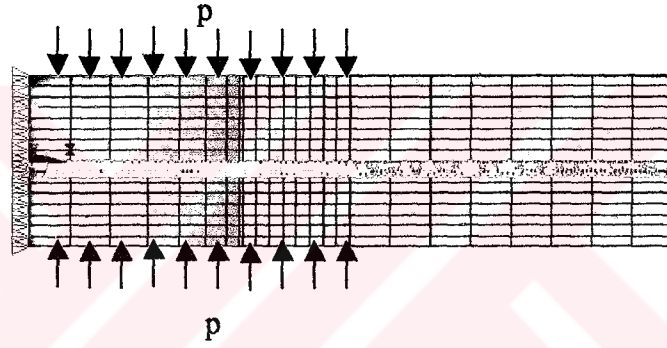
Bu çalışmada; hazırlanan 3 boyutlu modelde uygulanan kuvvet neticesinde meydana gelen yer değiştirmeler hesaplanarak eleman direngenliği belirlenmiştir. Bu çalışmaya en yakın çalışmalar; Lehnhoff, Shigley, Mischke, Wileman, Akkurt ve Filiz tarafından yapılmıştır. Yapılan çalışmaya en yakın çalışma Wileman tarafından yapılmıştır. Wileman civata başı altı çapını ($1,5.d$) almıştır. Halbuki gerçek uygulamalarda civata başı altı çapının civata başı çapı ile orantılı olarak değiştiği bilinmektedir. Standartlarda d_p (Civata başı altı çapı veya rondela çapı) ($1,4-1,7$) arasında değiştiği gözlemlenmiştir (73-91). Ayrıca civata altına rondela konulduğunda; rondelanın çapı oranında bu çapın değeri artmaktadır.

5.2. Eleman Modeli ve Sınır Şartları

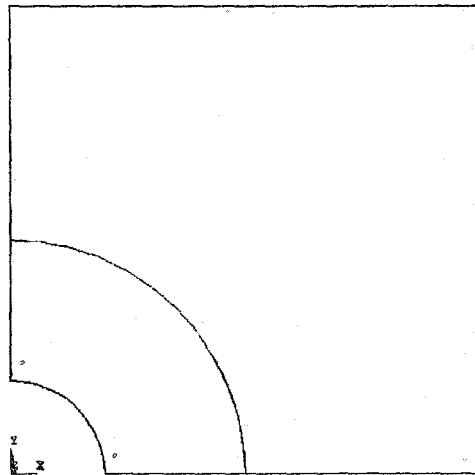
“Eş. 5.2”de verilen parametreler göz önüne alınarak; değişik geometrik özellik için ortak bir model oluşturulmuştur. Elemanın modellenmesi için ANSYS programında Solid 82 ve Solid 73 nolu elemanlar kullanılmıştır. Bu elemanların özellikleri; Solid 82 alan olarak analiz yapılabilen bir modeldir, Solid 73 ise hacim olarak analiz yapılabilen bir modeldir. Öncelikle model için alanlar oluşturulmuş daha sonra bu

alanlar hacme dönüştürülerek 6 yüzlü eleman biçiminde modelleme gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.4). Üçgen elemana nazaran 6 yüzlü eleman daha net sonuçlar verdiği için bu özellikteki eleman modelleri kullanılmıştır (92-93).

Şekil 5.2.'de geliştirilen model ve geometrik parametreler görülmektedir. Basıncın (p), civata başı altına düzgün yayıldığı kabul edilerek bu model geliştirilmiştir. Aynı tür malzemeler için geliştirilen modelde, malzeme farklılığı olmadığından dolayı iki elemanın birleştiği ara yüzeyde yer değiştirmenin birbirine eşit olduğu göz önüne alınarak sınır şartı uygulanmıştır.



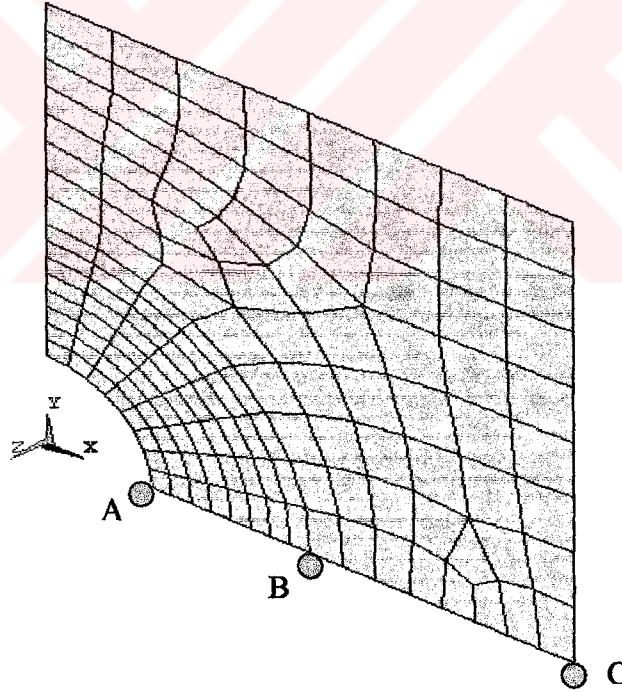
Şekil 5.2. Model sınır şartları



Şekil 5.3. Elemanın alan olarak modellenmesi

Şekil 5.3’de oluşturulan modelin ANSYS paket programında alan olarak elde edilmesi gösterilmektedir.

Şekil 5.4’de alan olarak oluşturulan modelin elemanlara bölünmesi aşaması gösterilmektedir. Alan dörtgen elemana bölünmüştür. Oluşturulan alan 2 ayrı alanın birleşmesinden oluşmuştur. Bunun amacı ise; eğrisel olan yüzeyin düzgün biçimde bölünmesi amaçlanmıştır. Eğrisel yüzeylerin elemanlara bölünmesi sonucu önemli oranda etkilemektedir. Düğümler arası geçişlerin homojen olması sonucun doğruluğunu etkilemektedir. Diğer alan ise yine dörtgen elemanlara bölünmüştür. Problemin çözümünde gerilmenin yayıldığı alanın belirlenmesi hedef alındığından, yer değiştirmelerin kritik bölge olan civata başı altının (d_p) daha düzgün elemanlara bölünmesi uygun görülmüştür.

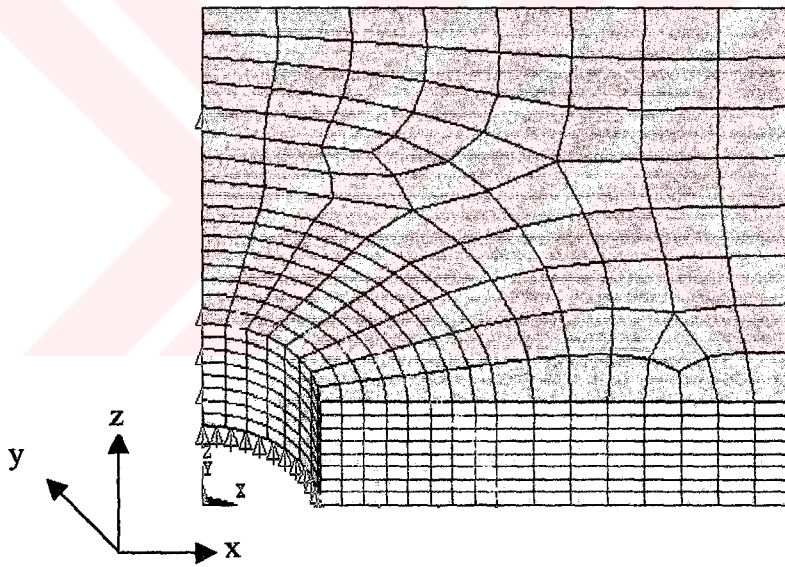


Şekil 5.4. Oluşturulan sonlu elemanlar modeli

Model 2 ayrı parçadan oluşmuştur. Bu alanlardan ilki; delikten civata başı altı kadar olan bölge (AB) ve diğeri ise; civata baş altı çapından plakanın diğ köşesine kadar olan bölgedir (BC). Oluşturulan modelde, iç delik ile civata başı altı çapı arasındaki mesafe 8 parçaya bölünmüştür. Bunun sebebi $0,125.d$ aralıklarla çap cinsinden her

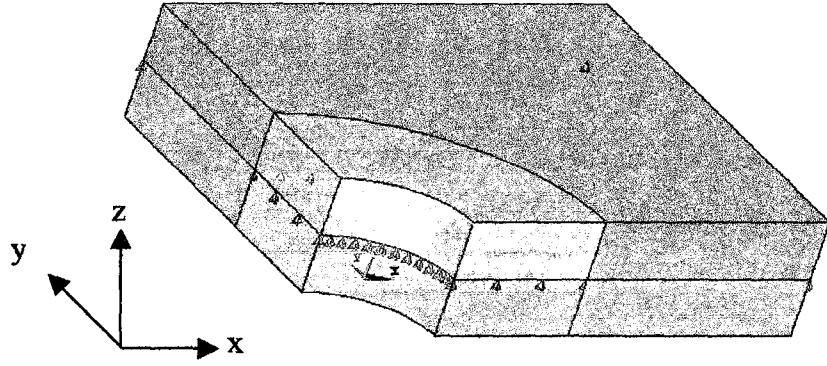
noktadaki gerilim, gerinim ve yer değiştirmelerin çapa bağlı bir değerde gözlenebilmesidir. Ayrıca parçaya kalınlık verilirken de 8 katmandan oluştuğu varsayımı dikkate alınmıştır. Bunun sebebi ise yine her ölüyü civata çapının bir fonksiyonu olarak kabul edildiğinden, gerilme, gerinim ve yer değiştirmeleri çapa bağlı bir fonksiyon olarak elde edebilme amacı güdülmüştür.

şekil 5.5’de alan olarak oluşturulan modelin 3 boyutlu hacimsel hale dönüştürülmesini göstermektedir. Her iki elemanın ara yüzeyi koordinat sisteminde sıfır noktası olarak alınmış, üstteki parçaya yukarı doğru, alttaki parçaya da aşağıya doğru kalınlık verilmiştir. z eksenı boyunca her iki eleman birbirine kalınlıkları eşit olduğu takdirde simetrik konumdadır.



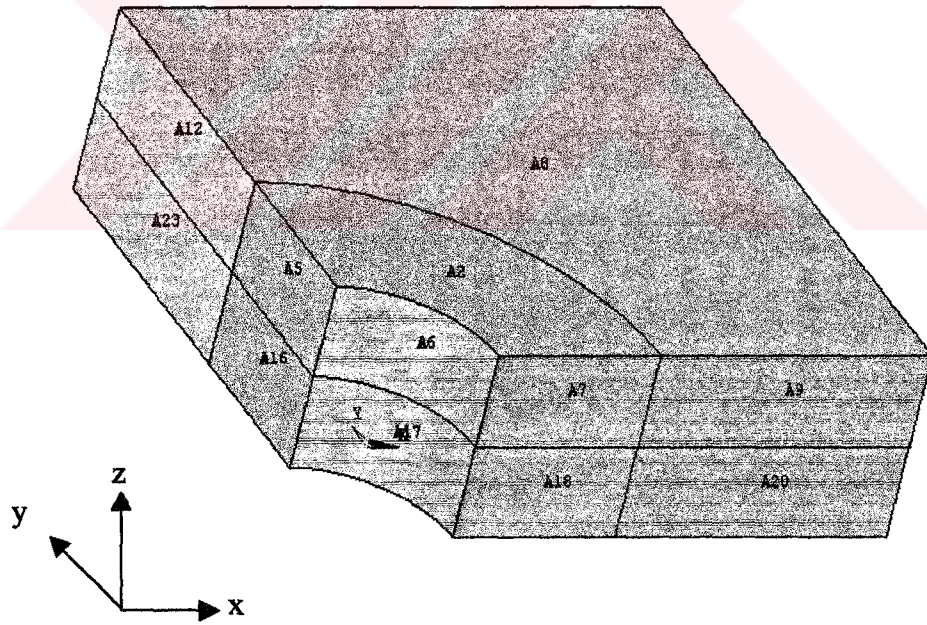
şekil 5.5. Elemanın hacim modelinin elde edilmesi

şekil 5.6, elemanın hacim olarak elde edilerek, kendisini oluşturan alanların ve sınır şartlarının gösterilmesini ifade etmektedir. Aynı malzeme çiftinin birleştirildiği durumda elemanların birbirlerine temas ettiği ara yüzeyde sınır şartı olarak yer değiştirme sıfır olarak kabul edilmiştir.

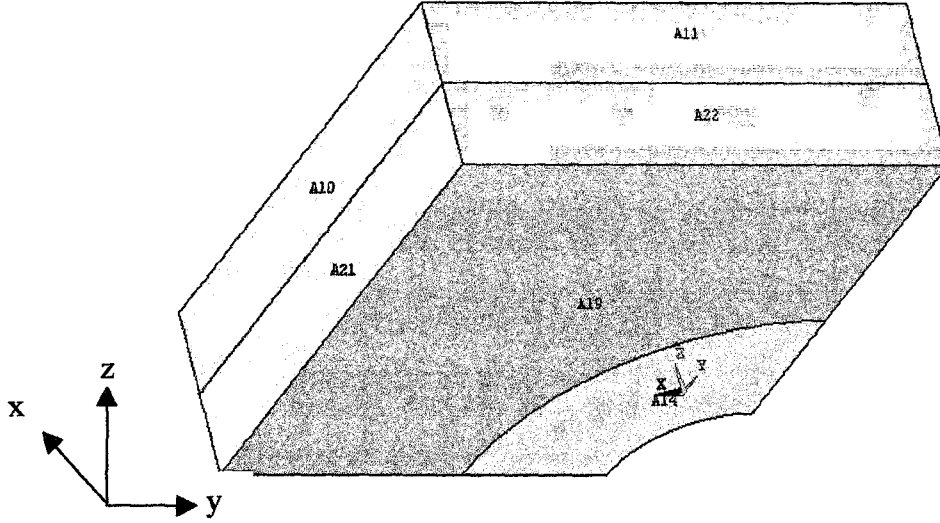


Şekil 5.6. Elemanın 3 boyutlu hale getirilmesi

Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’de hacimsel olarak görünen modelin kendisini oluşturan alanlar gösterilmiştir.



Şekil 5.7. Elemanı oluşturan alanların etiketlenmesi (ön perspektif)



Şekil 5.8. Elemanı oluşturan alanların etiketlenmesi (arka perspektif)

Sınır değerleri aynı malzemelerin birleştirildiği durumda (örneğin; çelik+ çelik); her iki plakanın birleştiği ara yüzeye z yönünde yer değiştirme değeri sıfır verilmiştir. A7, A9, A18 ve A20 nolu alanlarda y yönünde yer değiştirme değeri sıfır verilmiş ve A5, A12, A16 ve A23 nolu alanlara da x yönünde yer değiştirme sıfır değeri verilmiştir. A7, A9, A18, A20, A5, A12, A16, A23 alanlarına (Şekil 5.7) x ve y yönde yer değiştirme verilmesinin sebebi ise; parçanın $\frac{1}{4}$ 'ünün analizi yapıldığından bu alanlar ayna simetri haline getirilmiştir. A2 ve A14 nolu alanlara ise civatanın dayanabileceği basınç değeri yüklenmiştir. A6, A7, A8, A10, A11, A19, A21, A22 nolu alanlara (Şekil 5.8) basınç değeri sıfır olarak sınır değeri verilmiştir.

Her düğüm noktasındaki yer değiştirmeler farklılık göstermektedir. Bu amaçla delik çapından civata başı altı çapına kadar olan alanda oluşan yer değiştirmeler bir ortalama hesabı ile hesaplanmış ortalama yer değiştirme değeri bulunmuştur.

Yer değiştirme miktarının her bir düğümde farklı bir değer almasından dolayı bu değişimlerin ortalaması;

$$\delta z_{ort} = \frac{\sum_{i=1}^n uz_n r_n}{\sum_{i=1}^n r_n} \quad [5.4]$$

eşitliği ile hesap edilmiştir. ANSYS paket programından her düğüm için elde edilen yer değiştirme değerleri alınarak “Eş. 5.4” vasıtası ile bir ortalama yer değiştirme değeri elde edilmiştir.

Burada;

uz_n : Her bir düğümdeki yer değiştirme (mm)

r_n : Her bir düğümün delik eksenine olan dik uzaklığı(mm)

δz_{ort} : Ortalama yer değiştirme miktarı (mm)

olarak tanımlanmıştır.

“Eş. 5.2”deki parametreler, ayrı ayrı incelenmiş ve parametrelerin bağımlı değişken olup olmadıklarına karar verilmiştir.

“Eş. 5.2”de verilen eleman parametrelerine bağlı olarak geliştirilen modelde, değişken olarak d , d_p , d_d , L , A , B , p değerlerinin değişiminde plakalarda oluşan gerilme, gerinim ve yer değiştirme değişimleri incelenmiştir. Eleman direngenliğini bu parametrelerin etkileyip etkilemediğine dikkat edilmiştir.

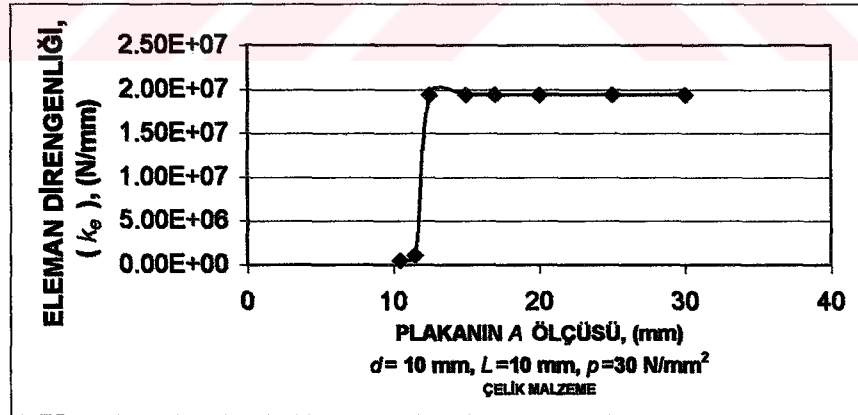
Bunun için, civata çapına bağlı olarak, delik çapı $d_d = (1,1 - 1,2).d$, civata başı altı çapı $d_p = (1,2 - 2,4).d$, levha kalınlığı $L = (1 - 2).d$ Plakanın A boyutundaki ölçüsü $A = (3-5).d$ ve plakanın B boyutundaki ölçüsü $B = (3-5).d$ olarak alınarak analizler yapılmıştır.

Aynı zamanda civatanın plakalara uyguladıkları basınç değeri de değişken olarak alınarak basıncın, gerilme, gerinim ve yer değiştirmelere etkisi araştırılmıştır. Bunun için civata malzemesinin dayanabileceği en büyük gerilme değerini aşmayan 4 değer (p_1 , p_2 , p_3 , p_4) alınarak, bu değerler plakalara sıkma kuvveti yüzeye basınç olarak

uygulanmıştır. Bu değişkenlerin farklı değerlerine karşılık gelen gerilme, gerinim ve yer değiştirmelerdeki değişimler yorumlanmıştır.

Birleştirilen elemanların A , B ve p değişkenlerinin gerilme, gerinim ve yer değiştirmeleri değiştirmedeği sonucuna varılmıştır (Şekil 5.9, 5.10, 5.11). Basınç değişiminin ise gerilme, gerinim ve yer değiştirmeleri orantılı olarak etkilediği sonucuna varılmıştır. Bundan sonra yapılan analizlerde basınç değeri sabit tutularak diğer analizler yapılmıştır.

Geliştirilen bu modelle yapılan analizler için elde edilen değerler Shigley, Wileman, Akkurt, Mischke'nin bulmuş olduğu değerler ile mukayese edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre yapılan modelin doğruluğu ispat edilmiştir. Yalnız buradaki temel problemin yer değiştirme miktarının belirlenmesi olduğu ortaya çıkmıştır. Geometrik parametrelere bağlı geliştirilen modeller ile yapılan analizlerde gerilme, gerinim ve yer değiştirmelerin normal, fakat modeldeki katman sayısı artırıldığında yer değiştirmelerin değiştiği gözlenmiştir. Bu sebeple yeni modeller üzerinde çalışılmıştır.

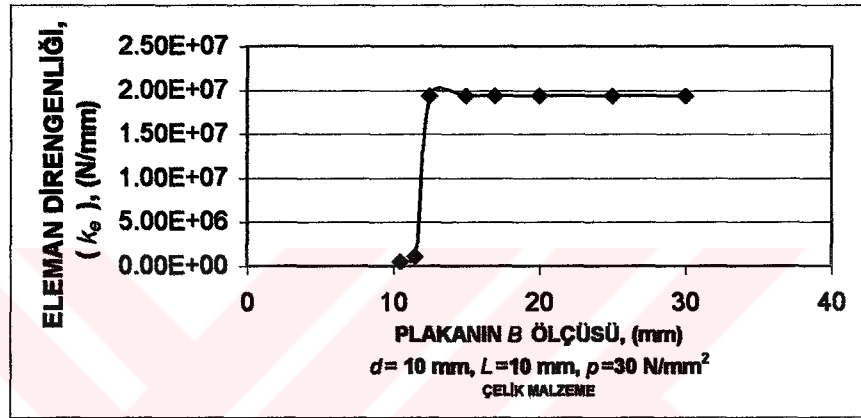


Şekil 5.9. A ölçüsünün değişiminin eleman direngenliğine etkisi

Şekil 5.9'da A ölçüsünün değişiminin eleman direngenliğine etkisi görülmektedir. Şekilden de görüleceği üzere A ölçüsünün belirli bir değerden sonra artması ile eleman direngenliği değişmemiştir. A ölçüsünün, gerilmenin yayıldığı alandan büyük

olduğu değerlerinde A ölçüsünün değerinin eleman direngenliğine etkisinin sabit kaldığı analizlerde doğrulanmıştır

Şekil 5.10'da B ölçüsünün değişiminin eleman direngenliğine etkisi görülmektedir. Yine B ölçüsünün eleman direngenliğini etkilemediği gözlemlenmiştir. Gerilmenin yayıldığı alan değerinden büyük olan B ölçülerinin eleman direngenliğine etkisi olmadığı görülmüştür.



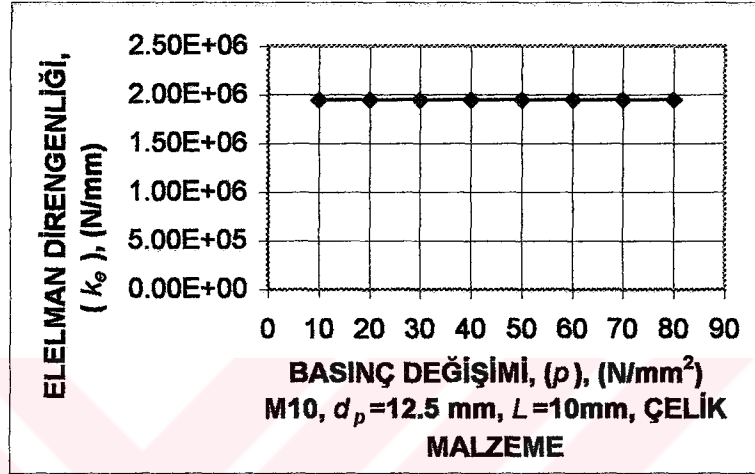
Şekil 5.10. B ölçüsünün değişiminin eleman direngenliğine etkisi

Şekil 5.11'de civata başının yüzeye uyguladığı basınç değerinin değişiminin eleman katılığına etkisi görülmektedir. Burada da basınç değerinin değişmesi eleman direngenliğini (k_e) etkilememiştir. Uygulanan basınç yüzeye düzgün olarak yayılmıştır. Basınç değeri 4 ayrı şiddette (p_1, p_2, p_3, p_4) uygulanarak basınç değişiminin eleman direngenliğine etkisi irdelenmiştir. Basınç yayılım açısı ve eleman direngenlinin belirlenmesinde kullanılan aşağıdaki teorik eşitliklerden görüleceği üzere (29,30);

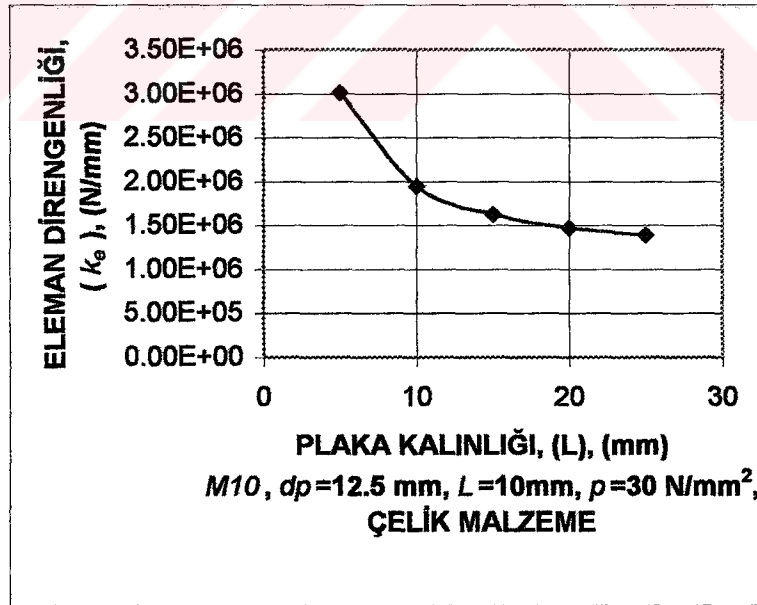
$$\theta = \arctan\left(\frac{2}{L\left(\sqrt{\left(\frac{4 \cdot L \cdot k}{\pi \cdot E} + d\right)} - d_p\right)}\right) \quad [5.5]$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{k}{\pi \cdot E \cdot d} \ln\left(\frac{(L + d_p - d)(d_p - d)}{(L + d_p + d)(d_p + d)}\right)\right) \quad [5.6]$$

basınç değişkeni ile ilgili bir parametre bulunmamaktadır. “Eş. 5.1.” de ifade edilen eşitlikte uygulanan kuvvet oranında yer değiştirmesinde kuvvetin büyüklüğü oranında değişeceği belirtilmiştir.

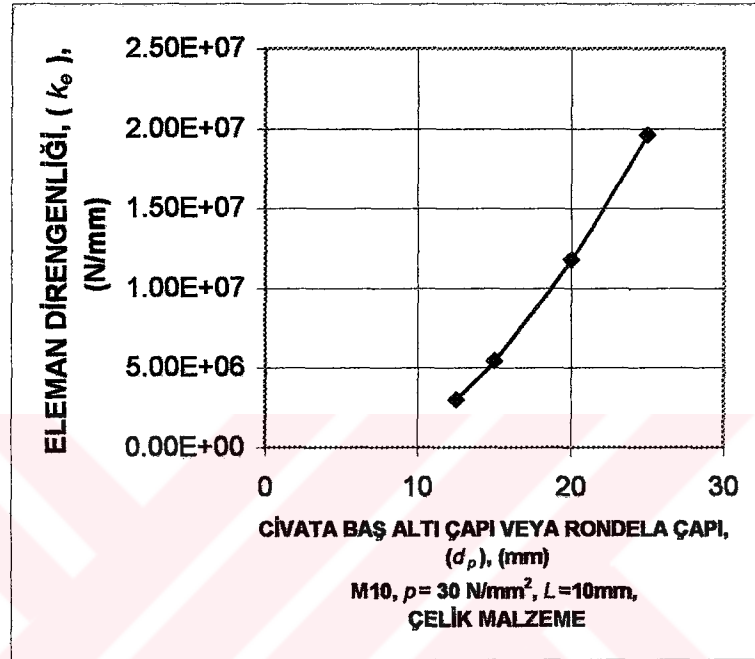


Şekil 5.11. Basınç (p) değişiminin eleman direngenliğine etkisi



Şekil 5.12. Plaka kalınlığına (L) bağlı eleman direngenliği

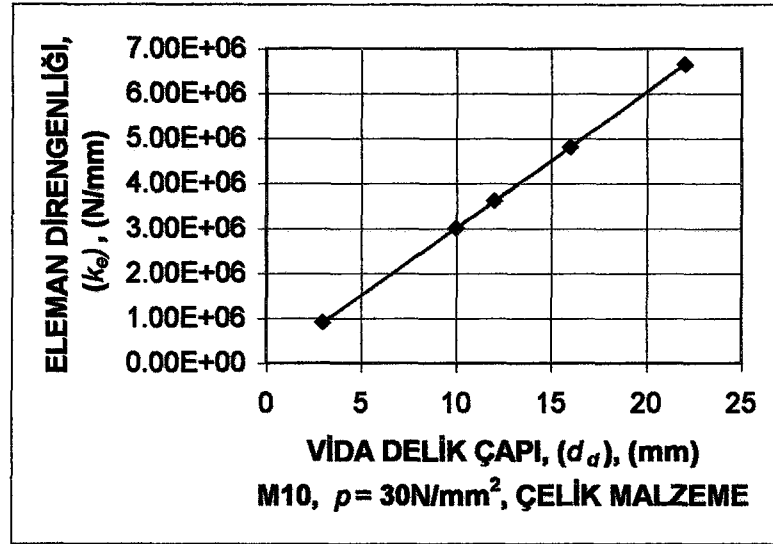
Şekil 5.12’de birleştirilecek elemanların kalınlığının artmasıyla eleman direngenliğinin azaldığı görülmektedir. Eleman kalınlıkları, değişken bir parametredir. Eleman kalınlığı azaldıkça, eleman direngenliği artmaktadır.



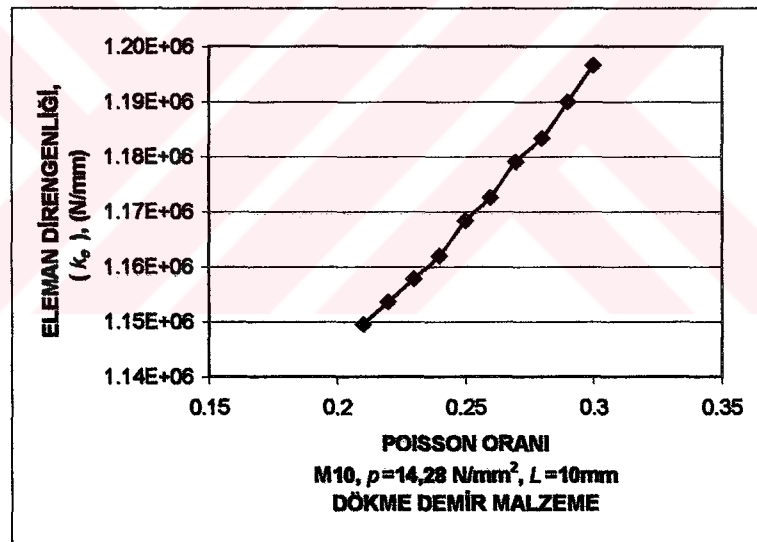
Şekil 5.13. Civata baş altı çapına bağlı eleman direngenliği

Şekil 5.13’de eleman direngenliği ile bağlanılacak civata başı altındaki çap değerinin ilişkisi görülmektedir. Şekle göre civata başı altı çapı arttıkça eleman direngenliği artmıştır. Civata başı altı çapı ile eleman direngenliği arasında artan bir orantı vardır. Civata başı altı çapı gerilmenin yayıldığı alanı ve eleman direngenliğini etkilemekte olduğu için bağımlı bir değişkendir.

Şekil 5.14’de vida delik çapı ile eleman direngenliği arasındaki ilişki görülmektedir. Civata başı altı çapı gibi delik çapı da eleman direngenliği ile orantılıdır. Delik çapı arttıkça eleman direngenliği artmaktadır. Delik çapı bağımlı bir değişkendir.



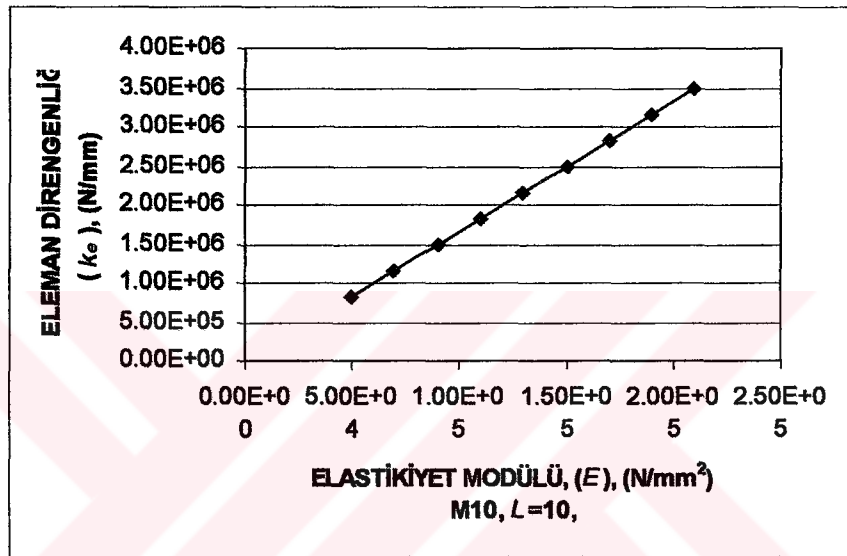
Şekil 5.14. Vida delik çapına bağlı eleman direngenliği



Şekil 5.15. Poisson oranına bağlı eleman direngenliği

Şekil 5.15’de eleman direngenliği ile Poisson oranı arasındaki ilişki görülmektedir. Poisson oranı malzemedeki gerilmenin yanıl yayılımını ifade etmektedir. Poisson oranı arttıkça yarı basınç yayılım açısı değeri artmaktadır. Poisson oranı arttıkça eleman direngenliği artmaktadır.

Şekil 5.16'da elastikiyet modülünün eleman direngenliğine etkisi görülmektedir. Elastikiyet modülü arttıkça eleman direngenliği artmaktadır. Elastikiyet modülü ile eleman direngenliği arasında bir orantı vardır. Elastikiyet modülü arttıkça eleman direngenliği artmakta, elastikiyet modülü azaldıkça eleman direngenliği azalmaktadır. Elastikiyet modülü bağımlı bir değişkendir.

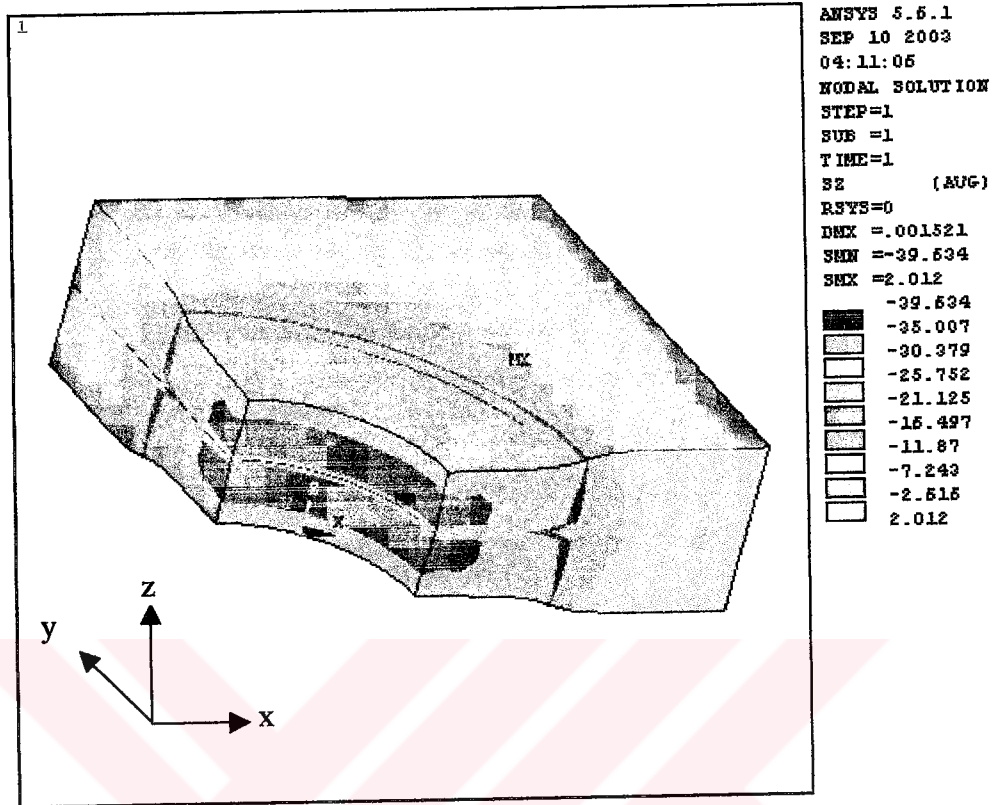


Şekil 5.16. Elastikiyet modülüne bağlı eleman direngenliği

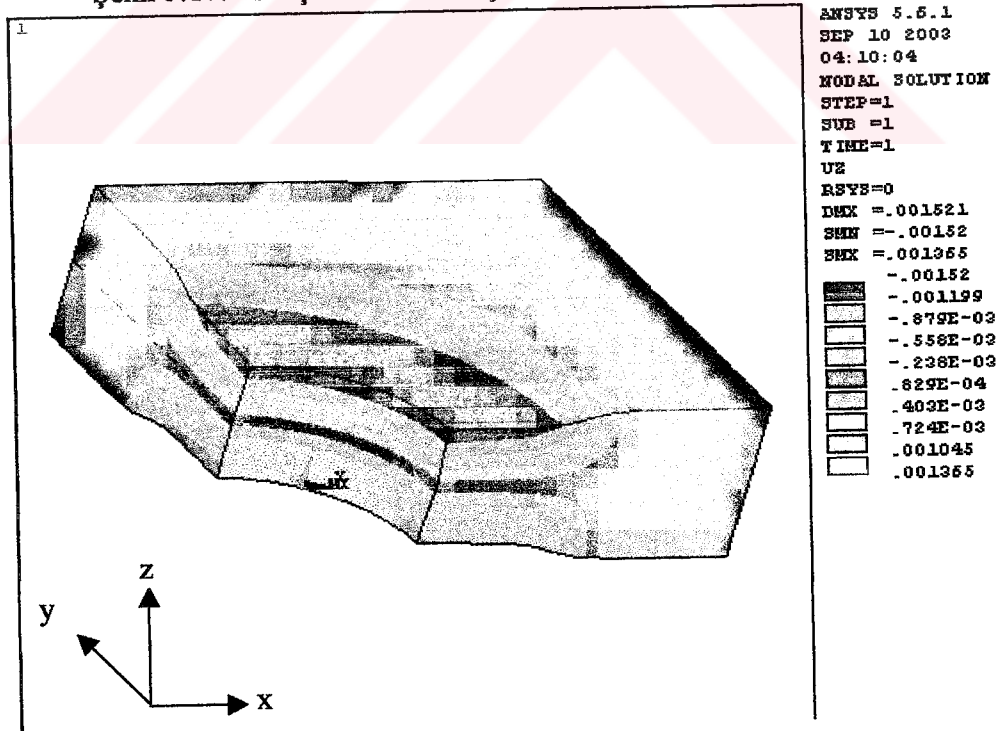
Basınç değişimine bağlı z yönündeki gerilme (SZ), gerinim (EPTOZ) ve yer değiştirmeler (UZ) Şekil 5.17 - 5.25'de gösterilmiştir. Basınç değeri, birim alana $p = 34,14 \text{ N/mm}^2$ değerinde uygulanmıştır.

Şekil 5.17'de 34.14 N/mm^2 'lik basınca karşılık gelen z eksenindeki gerilme değişimi gösterilmiştir. Uygulanan basınç değerine karşılık, gerilme değeri uygulanan basınç değerinden biraz büyük bir değer olarak izlenmiştir. Bu değer büyümelerinin sebebi ise düğümler arası kuvvet aktarımında artık gerilmelerin oluşmasıdır.

Şekil 5.18'de 34.14 N/mm^2 'lik basınca karşılık z ekseninde oluşan yer değiştirmeler gösterilmiştir. Civata başı altı çapında olan alanda yer değiştirmelerin yığıldığı görülmektedir. İki plakanın birleştiği ara yüzeye doğru gidildikçe yer değiştirmelerin azaldığı görülmektedir.

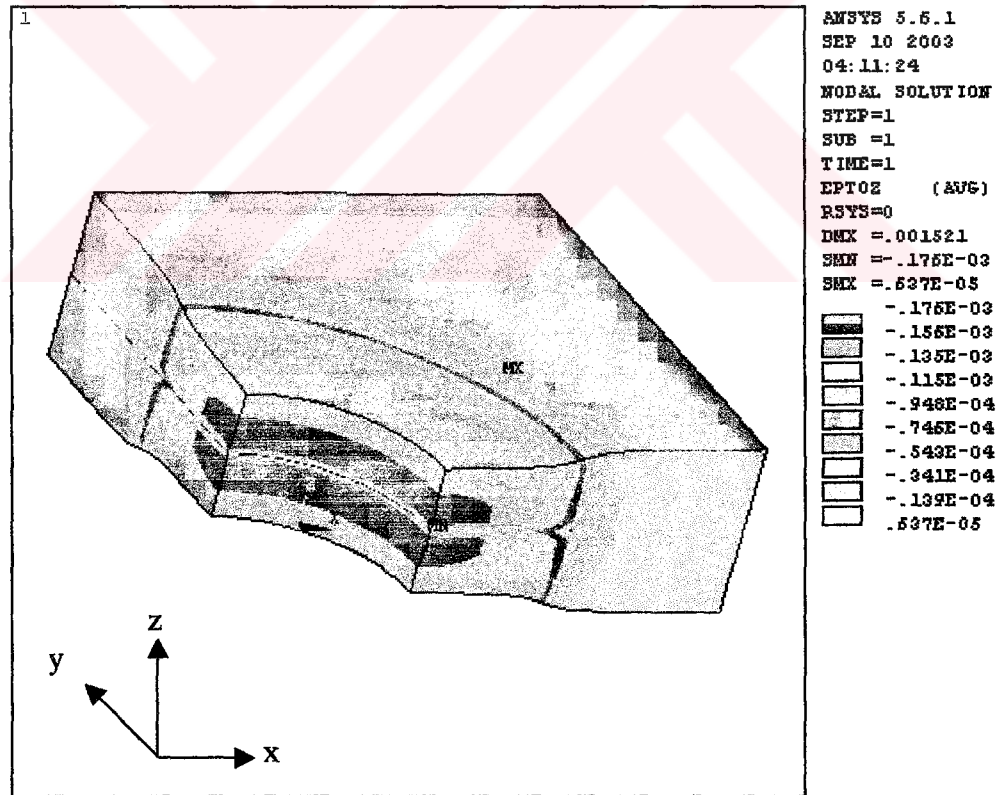


Şekil 5.17. Geliştirilen model için z eksenindeki gerilme dağılımı



Şekil 5.18. Geliştirilen model için z eksenindeki yer değiştirme dağılımı

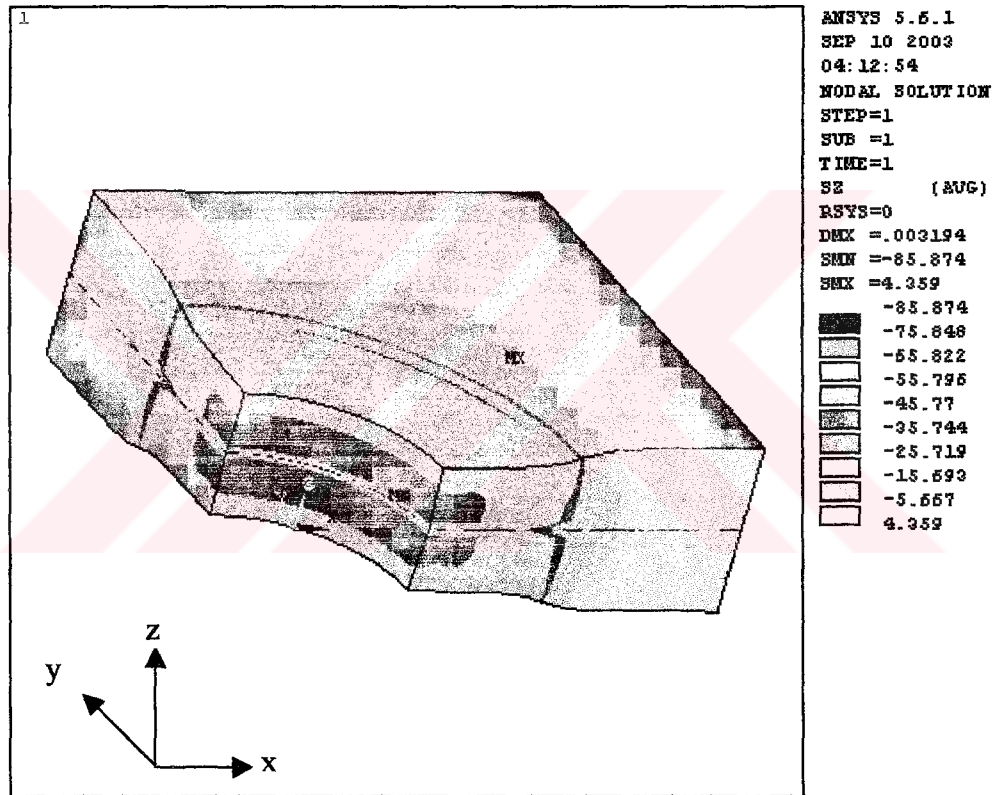
Şekil 5.19'da 34.14 N/mm^2 'lik basınca karşılık z ekseninde oluşan gerinimler gösterilmektedir. Gerinimlerin basıncın uygulandığı alanlardan itibaren, iki plakanın birleştiği ara yüzeye doğru her iki yüzeyden (alt ve üst) başlayarak plaka üzerinde yayıldığı belirlenmiştir. Her iki plakanın birleştiği ara yüzeyde ise x ve y yönlerinde en fazla yayıldığı görülmüştür. Yani plakanın üst ve alt yüzeylerine uygulanan basınç neticesinde her iki elemanın birleştiği ara yüzeye doğru gerinimin yanıl olarak yayıldığı belirlenmiştir. Örneğin plakanın üst yüzeyinde gerinimin en fazla yayıldığı noktadan itibaren her iki plakanın birleştiği ara yüzeye gidildikçe gerinimin değerin düştüğü fakat bunun yanı sıra x ve y eksenleri doğrultusunda daha uzak mesafelere kadar etkisini hissettirmiştir. Yani plakanın üst yüzeyinden, her iki plakanın birleştiği ara yüzeye gelinceye kadar gerinimin yayılması artmış, şiddeti azalmıştır.



Şekil 5.19. Geliştirilen model için z eksenindeki gerinim dağılımı

Şekil 5.20, 5.21 ve 5.22'de basıncın $p = 73.98 \text{ N/mm}^2$ uygulandığındaki gerilme, yer değiştirme ve gerinimlerin değişimi görülmektedir.

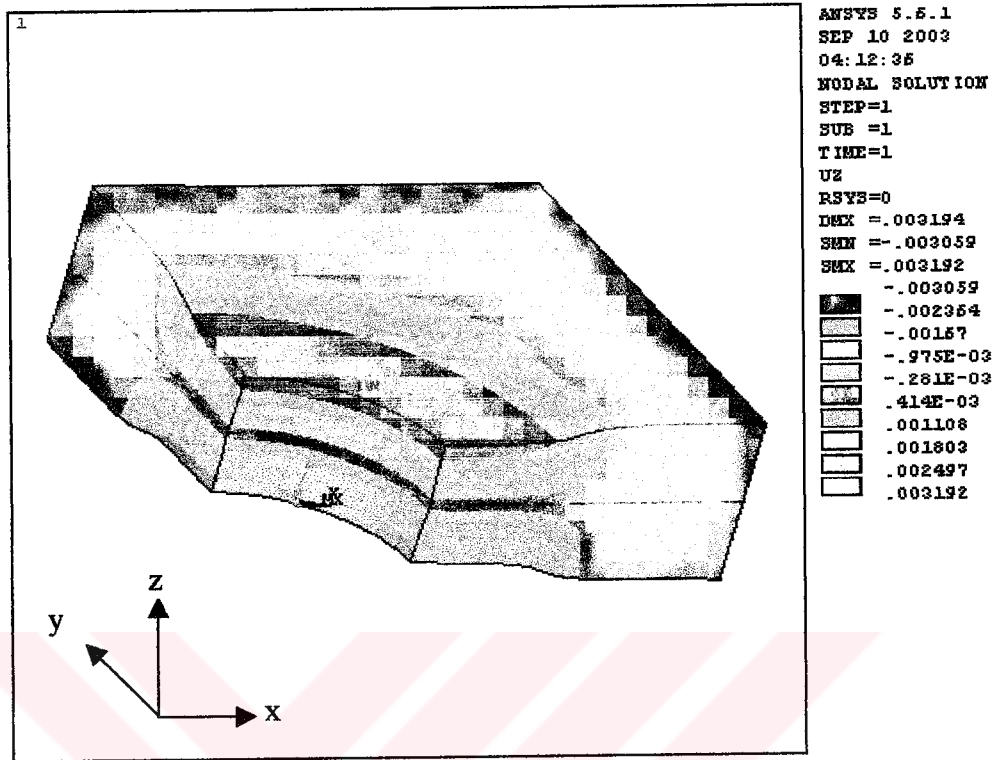
Şekil 5.20’de z ekseninde oluşan gerilme değişimi gösterilmektedir. Şekil 5.17 ve 5.20 mukayese edildiğinde basınç değişimine karşılık gerilme değişimlerinin orantılı biçimde arttığı görülmektedir.



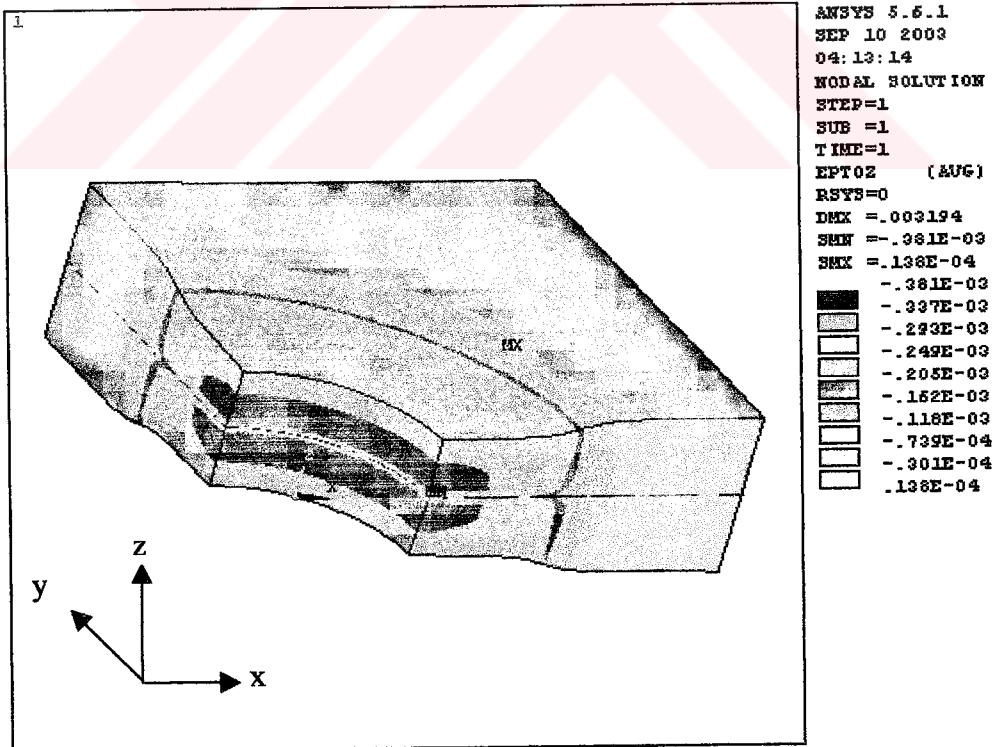
Şekil 5.20. Geliştirilen model için z eksenindeki gerilme dağılımı

Şekil 5.21’de z ekseninde oluşan yer değiştirmeler gösterilmiştir. Şekil 5.18 ve 5.21 karşılaştırıldığında, uygulanan basınç değişimine karşılık yer değiştirmelerinde orantılı biçimde arttığı görülmektedir

Şekil 5.22’de z ekseninde oluşan gerinimlerin değişimi görülmektedir. Şekil 5.19 ve 5.22 mukayese edildiğinde uygulanan basınç oranında gerinimlerin arttığı ve iki plakanın birleştiği ara yüzeyde gerinimlerin yığıldığı görülmektedir



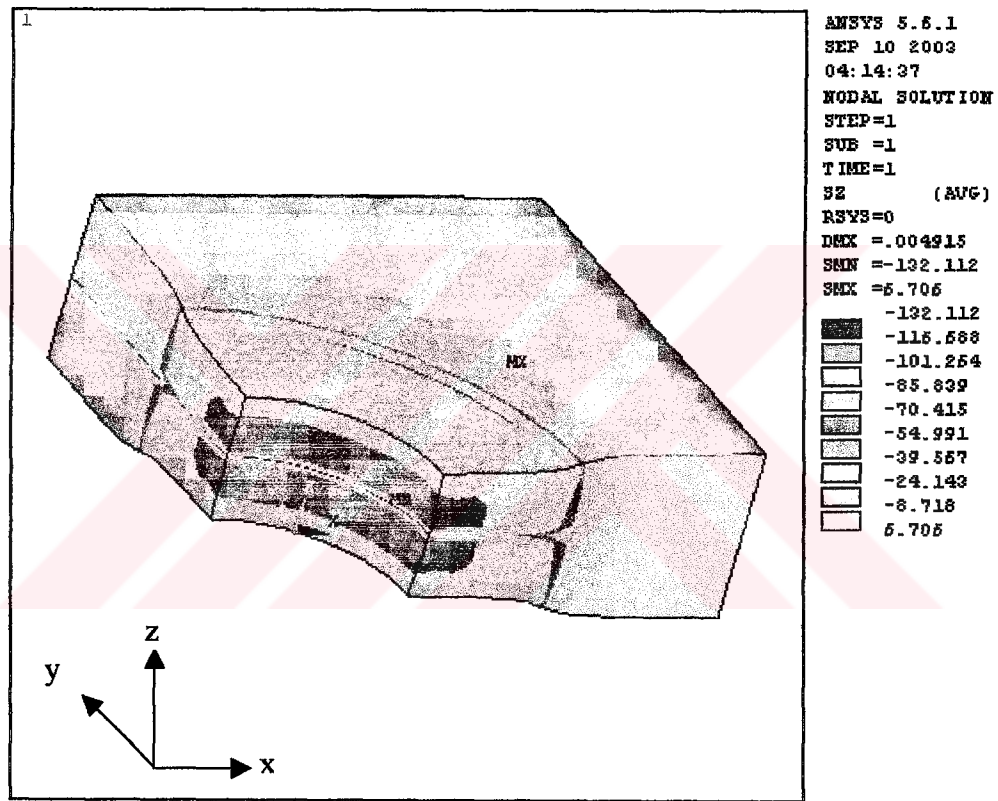
Şekil 5.21. Geliştirilen model için z eksenindeki yer değiştirme dağılımı



Şekil 5.22. Geliştirilen model için z eksenindeki gerinim dağılımı

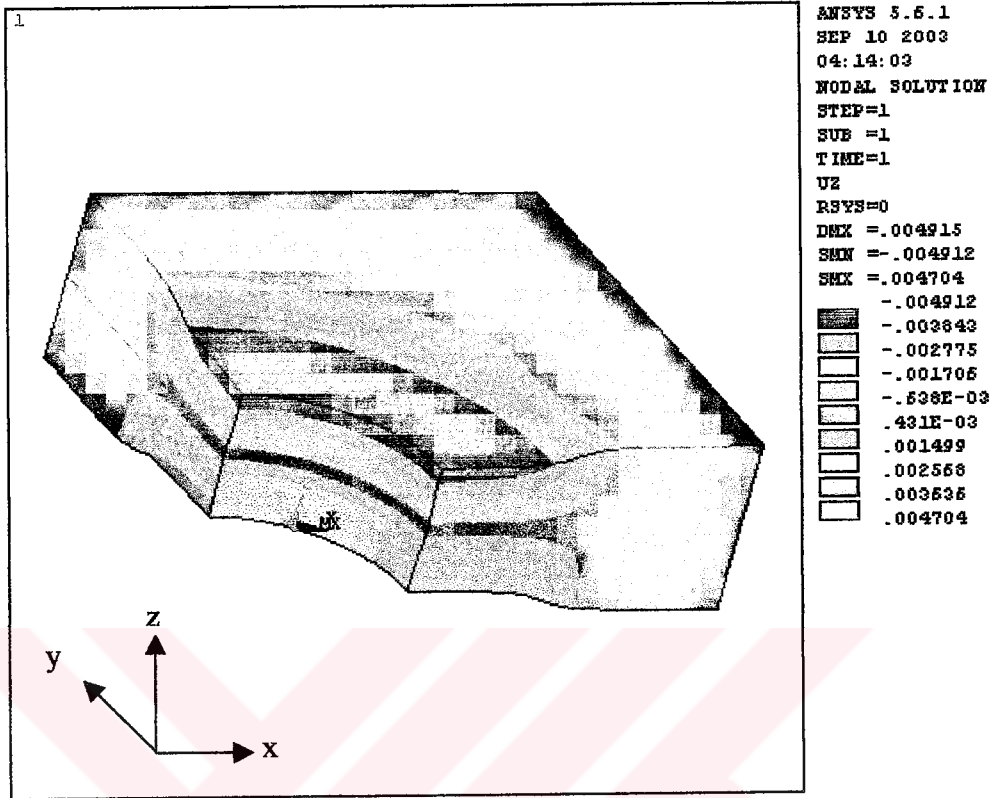
Şekil 5.23, 5.24 ve 5.25 de basıncın $p = 113.82 \text{ N/mm}^2$ uygulandığında gerilme, yer değiştirme ve gerinimlerin değişimi görülmektedir.

Şekil 5.23'de uygulanan basınç değerine karşılık gerilme değişimi görülmektedir. Şekil 5.17, 5.20 ve 5.23 . karşılaştırıldığında uygulanan basınç arttığında gerilmelerdeki değişimler de orantılı olarak artmaktadır.

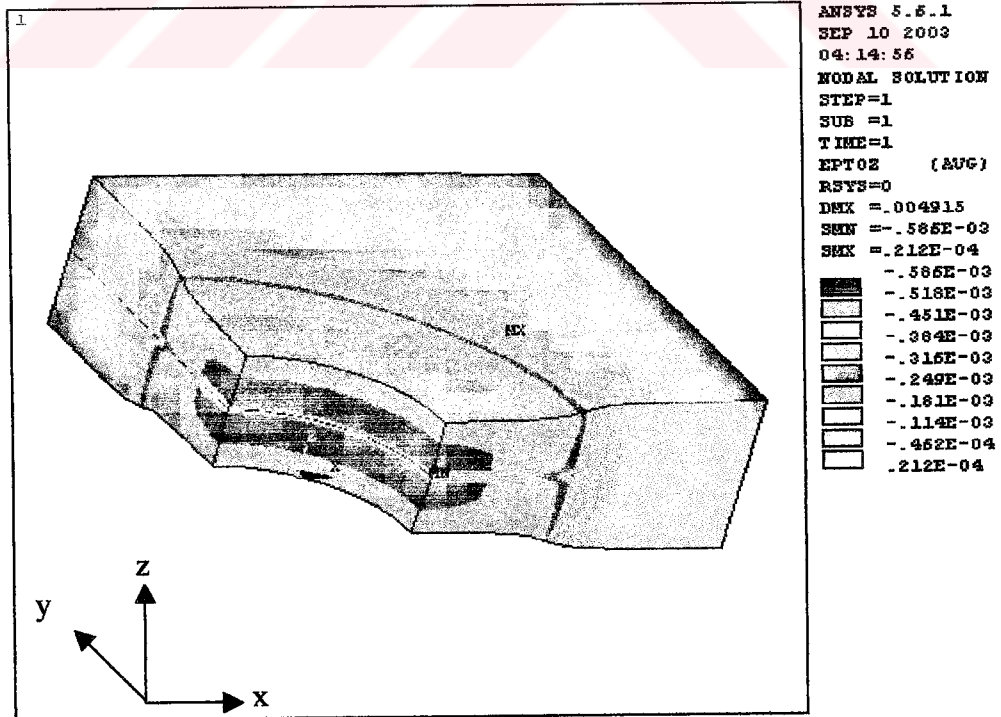


Şekil 5.23. Geliştirilen model için z eksenindeki gerilme dağılımı

Şekil 5.24'de uygulanan basınç değerine karşılık yer değiştirme miktarındaki değişim gösterilmektedir. Şekil 5.18, 5.21 ve 5.24 mukayese edildiğinde basınç değerindeki değişime bağlı olarak yer değiştirme miktarlarının da değiştiği görülmektedir.



Şekil 5.24. Geliştirilen model için z eksenindeki yer değiştirme dağılımı



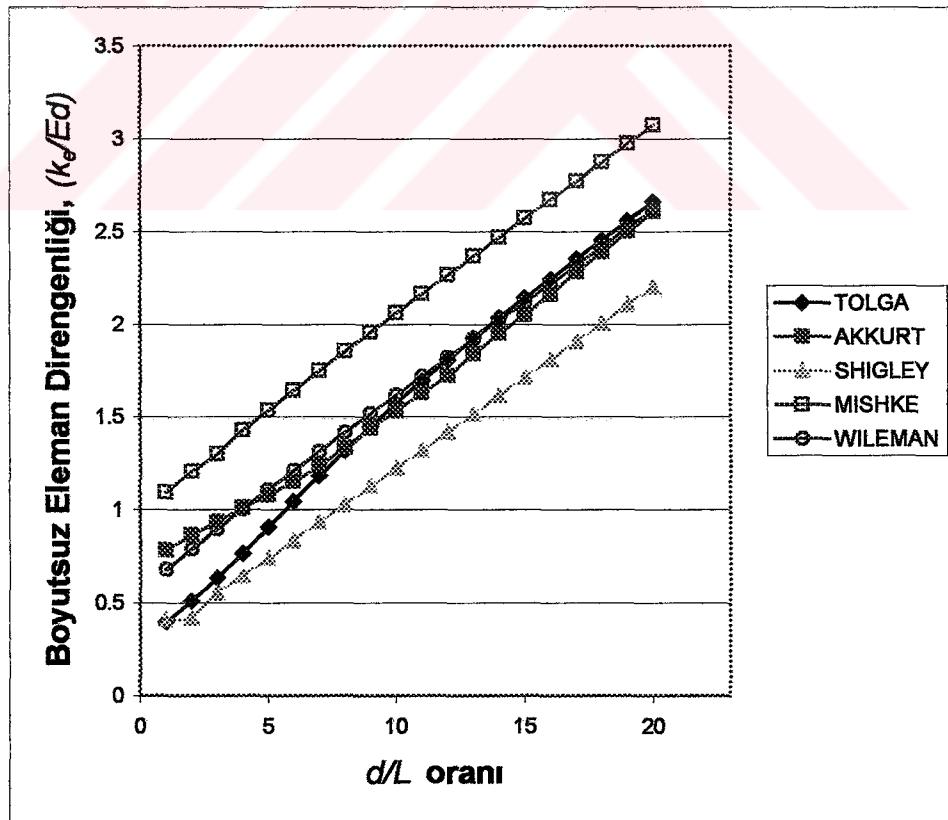
Şekil 5.25. Geliştirilen model için z eksenindeki gerinim dağılımı

Şekil 5.25’de uygulanan basınç değerine karşılık gerinim değişimi görülmektedir. Şekil 5.19, 5.22 ve 5.25 mukayese edildiğinde basınç arttıkça gerinim miktarıda artmaktadır

Teorik eşitliklerden de ifade edildiği üzere A , B ve p değişkenlerinin değişiminin eleman katılığına etkisi olmadığından;

$$k_e = f(d, d_p, d_a, L_t, E, \nu) \quad [5.9]$$

eleman direngenliği “Eş. 5.9” ‘daki biçiminde tanımlanabilir. Şekil 5.26’daki graifteki mukayesede, sınır şartları Wileman’ın (38) geometrik ölçüleri ile aynı alınmış fakat farklı bir model ile çözüm yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar ile literatürdeki diğre çalışmalarla mukayese edilmiştir. Böylece geliştirilen modelin doğruluğu ispat edilmiştir.



Şekil 5.26. Geliştirilen model için boyutsuz eleman direngenliği

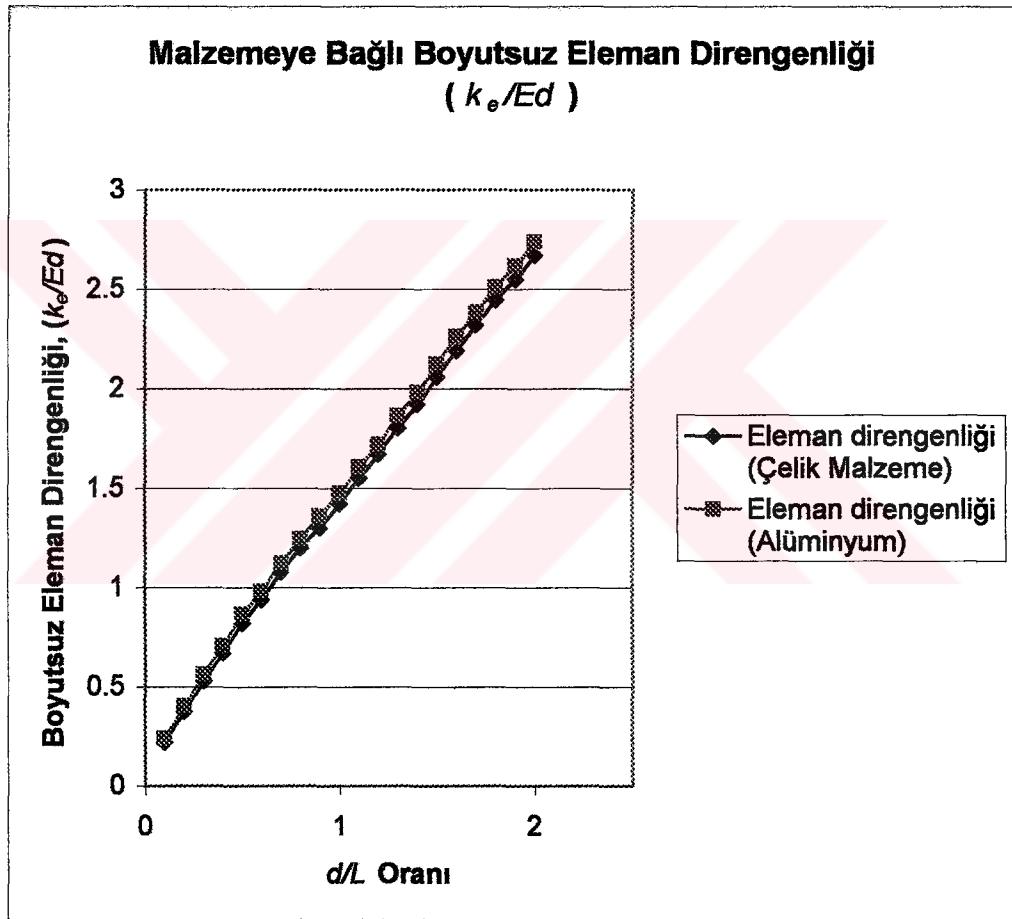
Wileman 'ın yapmış olduğu modellemedeki geometrik parametreler yapılan bu çalışmadaki parametrelerden farklı olduğundan (örneğin Wileman $d_p=1,5.d$ almıştır, bu çalışmada ise $d_p= (1,4 \dots 3).d$ arasında alınmıştır) Wileman'ın geometrik ölçülerinde analizler yapılmıştır. Wileman bu problemi 2 boyutlu eksenel simetrik olarak modellemiştir. Bu çalışmada ise 3 boyutlu model kullanılmıştır

Elde edilen değerler, daha önceden yapılmış çalışmalar mukayese edilmiştir. Yapılan modelin literatürde daha önceden yapılmış olan modellerle uyum içinde olduğu görülmüştür (Şekil 5.26). Çizelge 5.1'de elde edilen sonuçlar ile literatürde elde edilen sonuçlar görülmektedir. Çizelgedeki değerler ile geliştirilen modelden elde edilen değerler bir birleri ile uyum içindedir

Çizelge 5.1. Geliştirilen model için boyutsuz eleman direngenliği değerlerinin literatürle karşılaştırılması

d/L	k_e/Ed				
	TOLGA	AKKURT	SHIGLEY	MISHKE	WILEMAN
0,1	0,396	0,785	0,412	1,094	0,680
0,2	0,510	0,867	0,421	1,208	0,791
0,3	0,634	0,937	0,556	1,302	0,899
0,4	0,767	1,010	0,647	1,429	1,005
05	0,907	1,082	0,742	1,537	1,109
0,6	1,046	1,152	0,837	1,644	1,213
0,7	1,185	1,240	0,934	1,749	1,315
0,8	1,320	1,336	1,030	1,854	1,418
0,9	1,450	1,438	1,129	1,958	1,518
1,0	1,575	1,532	1,225	2,060	1,619
1,1	1,694	1,630	1,323	2,164	1,720
1,2	1,810	1,722	1,420	2,266	1,820
1,3	1,925	1,840	1,517	2,368	1,921
1,4	2,035	1,950	1,615	2,469	2,021
1,5	2,142	2,052	1,714	2,571	2,121
1,6	2,244	2,162	1,811	2,672	2,220
1,7	2,353	2,280	1,909	2,773	2,319
1,8	2,455	2,390	2,007	2,874	2,419
1,9	2,558	2,500	2,105	2,975	2,518
2,0	2,662	2,605	2,203	3,075	2,618

Şekil 5.27’de hem çelik malzeme için hem de alüminyum malzeme için boyutsuz eleman direngenliği ($k_e/E.d$) değerleri gösterilmiştir. Boyutsuz eleman direngenliğinin malzeme cinsine göre çok fazla değişmediği gösterilmiştir. Alüminyum ve çelik malzeme için yapılan analizler neticesinde Wileman’ın yapmış olduğu analizler ile bu çalışmanın paralel gittiği görülmüştür (38).



Şekil 5.27. Çelik ve Alüminyum malzemelerine karşılık boyutsuz eleman direngenliği ($k_e/E.d$)

Çizelge 5.2’deki geometrik parametrelere sahip problem için yapılan modellemeye; daha önceden belirlenen eleman şekli ve eleman ağ tipine göre boyutlar yeniden ayarlanmış ve en son modele ulaşılmıştır. Şekil 5.28’de oluşturulan modelin ağ yapısı görülmektedir. Bu model oluşturulurken, yalnız Solid 73 nolu eleman

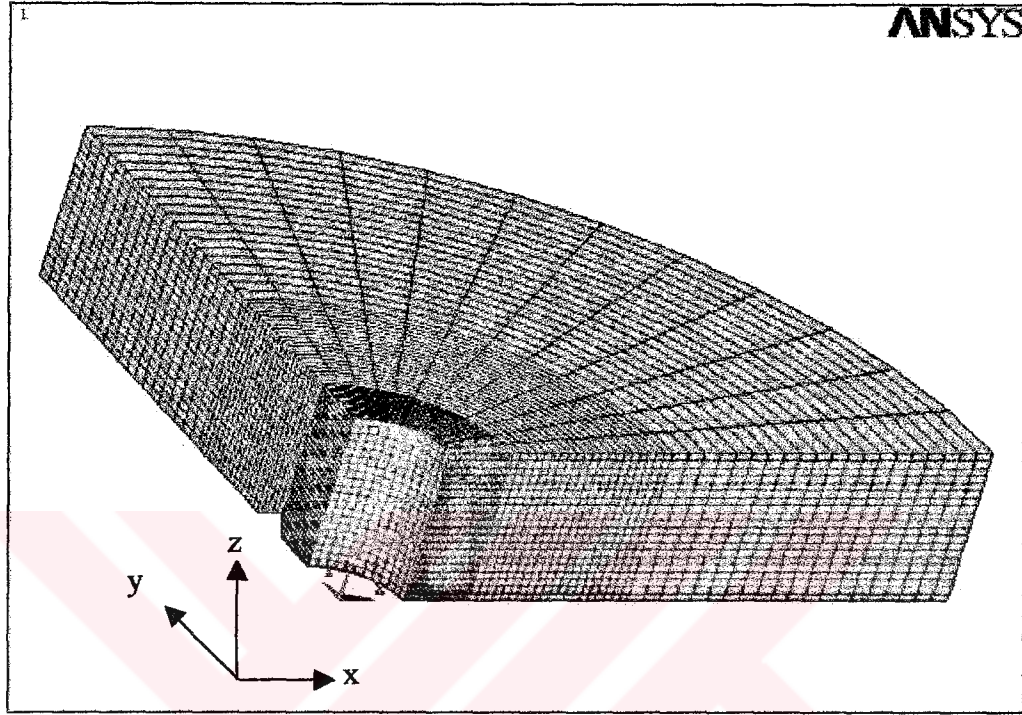
kullanılarak alandan hacme geçiş yerine doğrudan hacimsel olarak modelleme sağlanmıştır. Ağ üretimi için ise elemanın üzerindeki her çizgi dikkate alınarak en uygun 6 yüzlü elemana bölünmesi sağlanmıştır. Bir derecede en iyi ağ üretimine gidilmiştir. Buradaki amaç gerilme dağılımlarını elde ederken, her düğümün birbiri ile optimum uyumudur. Asıl problem, eleman direngenliğini hesap etmek için yer değiştirmedeki değişimi bulmak olduğundan, optimum ağ üretimi sağlanmıştır (Şekil 5.28). Bu modelin diğer modelden farklı tarafı modellemenin hacimsel olarak gerçekleştirilmesi ve sınır şartlarının farklı uygulanmasıdır. Ayrıca yeni geliştirilen modelde, iki plakalı bir civatalı birleştirmede ANSYS paket programında modellenirken iki plakanın birleştiği ara yüzey simetrik olarak düşünülüp bu yüzden yalnız tek bir plaka modellenmiştir. Model tamamen değiştiğinden sınır şartları değişime uğramıştır.

Çizelge 5.2. Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılmış model için dikkate alınan değişkenler

d_d (mm)	d_p (mm)	L (mm)	A (mm)	B (mm)
$1,1.d$	$1,25.d$	$0,5.d$	$3.d$	$3.d$
$1,25.d$	$1,5.d$	$1.d$		
	$2.d$	$1,5.d$		
	$2,5.d$	$2,5.d$		

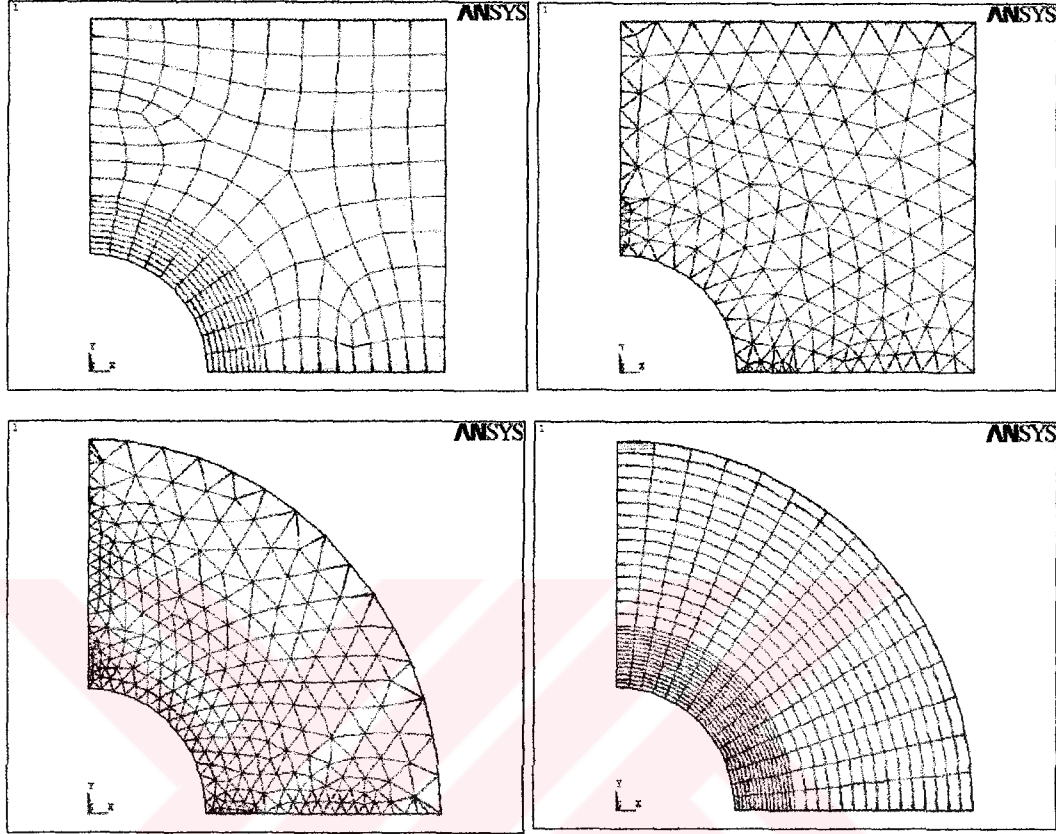
Deliğin başladığı yerden plakanın en dış ölçüsüne kadar olan bölge 3 ayrı hacimden oluşturulmuş; bu hacimler ayrı ayrı modellenmiş ve sonradan birbirine yapıştırılmıştır (Şekil 5.28). Bunlardan ilki; civata başının parçaya basınç uyguladığı hacimdir. En sık biçimde elemanlara bölünen bu hacim 1 nolu hacimdir (Şekil 5.28). 1 nolu hacmin dışından başlayıp esas gerilme dağılımının olduğu bölge ise 2 nolu hacimdir. Bu bölge biraz daha seyrek biçimde elemanlara bölünmüştür. Çünkü yer değiştirmelerin olduğu yer, 1 nolu hacmin üstündeki basıncın uygulandığı alanda

oluşmaktadır. 3 nolu en dıştaki hacim ise gerilmenin çok az veya sıfır olduğundan bölge olduğundan en seyrek biçimde elemanlara bölünmüştür (Şekil 5.32).



Şekil 5.28. 6 yüzlü elemana bölünmüş ve elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılmış model

Optimizasyon yapılarak elemanlara bölünen son modelde, her bir elemanın optimum boyutta alınması sağlanmıştır. Şekil 5.29'da görüldüğü üzere kavisli yüzeylerde elemanlara bölme işlemi bazı problemlere sebep olmaktadır. Bunlardan en önemlilerinden birisi eğer alandan hacime gidilerek bir modelleme yapılacaksa üçgen elemanlara bölünen yüzeylerde düğümler birbiri üzerine tam oturmayacaktır. Bu problem ise analizin sonucunu etkilemektedir. Bu problemin giderilebilmesinin çözümü ise üçgen olarak bölünecek yüzeyi daha fazla elemana bölmektir. Daha fazla elemana bölünmesinin sebep olduğu problem ise daha fazla eleman ve daha fazla sayıda düğüm noktası üretileceğinden çözüm uzayacaktır. Bu sebeplerden dolayı dairesel plaka kullanılarak dörtgen biçiminde elemanlara bölünmüş ve aynı zamanda elemanlara bölme işleminde optimizasyon yapılmıştır (Şekil 5.30).



Şekil 5.29. Dörtgen ve dairesel plakaların üçgen ve dörtgen elemanlara bölünmesi

Çizelde 5.3'de dörtgen ve dairesel biçimli elemanların, üçgen ve dörtgen elemanlara bölünmesiyle elde edilen modellerin analiz sonuçları görülmektedir. Elde edilen sonuçlara dikkat edildiğinde her bir çizginin bölündüğü eleman sayısının sonuca etkisi görülmektedir. Bu değerler belli eleman sayısından sonra birbirleri ile paralel gitmektedir. Bu değerlerin birbirlerine yaklaştığı bölünme sayıları, elemanın optimum bölünme sayısı olarak kabul edilebilir. Şekil 5.30'da yapılan bu analizlerin sonuçlarının grafiksel olarak gösterilmektedir.

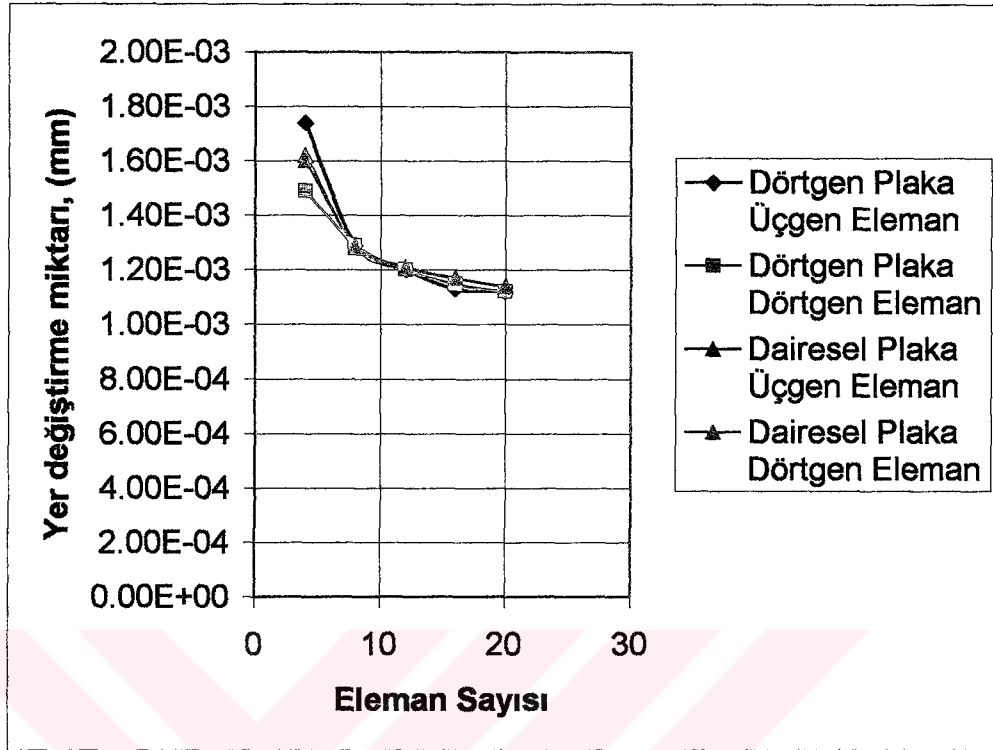
Modeldeki ana değişkenler; delik çapı, civata başı altı çapı (rondela çapı) ve birleştirilen elemanların kalınlıklarıdır. Basınç değeri uygulanırken; delik çapı ile

civata başı altı veya rondela altındaki alana, birim alana eşit kuvvet gelecek biçimde bir basınç değeri tatbik edilmiştir. Vida delik çapından civata başı altı veya rondela altına tekabül eden alanda meydana gelen yer değiştirmelerin ortalamasını hesap ederken, delik yarıçapı (r)’dan civata başı altı veya rondela yarıçapı (r_p)’a kadar alanların parabolik olarak artması sonucu r ’den r_p ’ye kadar uygulanan basınç değişimi dikkate alınarak yer değiştirmelerin değiştiği gözlemlenmiştir.

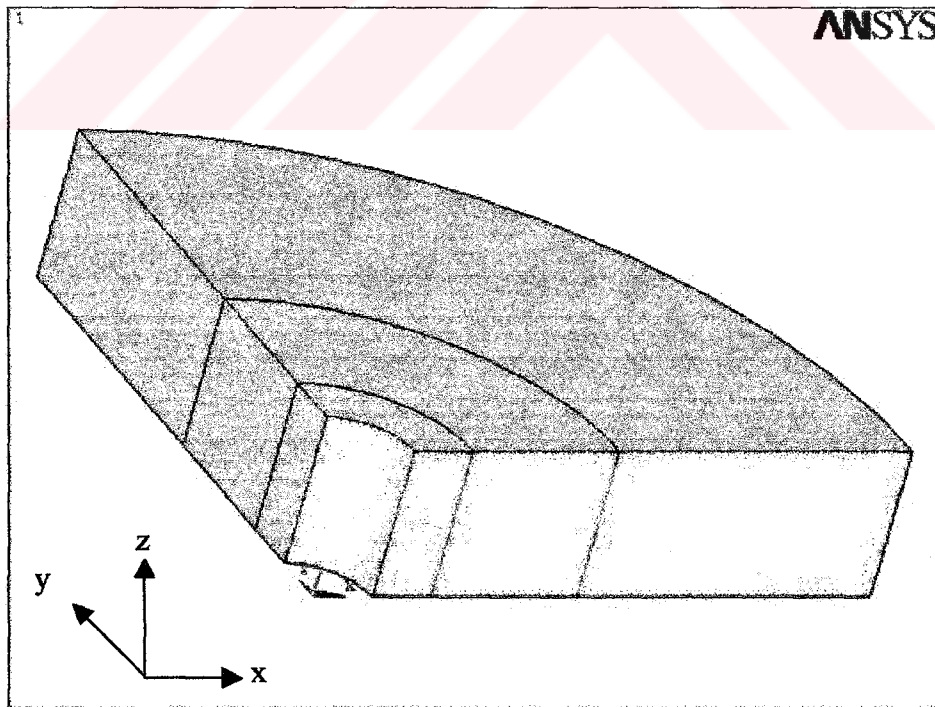
Çizelge 5.3. Eleman tipi ve elemanlara bölme yöntemi optimizasyonu

Her Çizginin Bölüm Sayısı	Yer Değiştirme, (mm)			
	Dörtgen Plaka	Dörtgen Plaka	Dairesel Plaka	Dairesel Plaka
	Sonlu Elemanlara Bölüm Biçimi		Sonlu Elemanlara Bölüm Biçimi	
	Üçgen	Dörtgen	Üçgen	Dörtgen
4	1,74E-03	1,49E-03	1,62E-03	1,60E-03
8	1,29E-03	1,29E-03	1,28E-03	1,29E-03
12	1,20E-03	1,20E-03	1,21E-03	1,21E-03
16	1,15E-03	1,15E-03	1,17E-03	1,17E-03
20	1,12E-03	1,12E-03	1,14E-03	1,14E-03

Ayrıca bu modelde gerilmenin esas dağıldığı plakaların birleştiği ara yüzeyden basıncın uygulandığı yüzeye kadar etkilenen gerçek alan tespit edilerek Shigley, Osgood tarafından elde edilen sonuçlarla mukayese edilmiştir (16,17). Shigley ve Osgood’un yapmış olduğu çalışmalar; delik çapı (d), civata başı altı veya rondela çapı ($d_p = 1,5.d$) olarak alınıp gerilmenin yayılma açısı bulunmuştur. Bu çalışmada ise delik çapı (d), civata başı altı veya rondela çapı ($d_p = (1,25... 2,5).d$) ve plaka kalınlığı ($L = (0,5... 2,5).d$) alınarak plaka kalınlığının gerilme dağılım açısını nasıl etkilediği gözlenmiştir. Ayrıca $k_e/(E.d)$ değeri Wileman’ın bulmuş olduğu değer ile mukayese edilmiş ve Wileman’ın bulduğu $k_e/(E.d)$ değerine karşılık gelen gerilme yayılma açısı ile de mukayese edilmiştir (38).

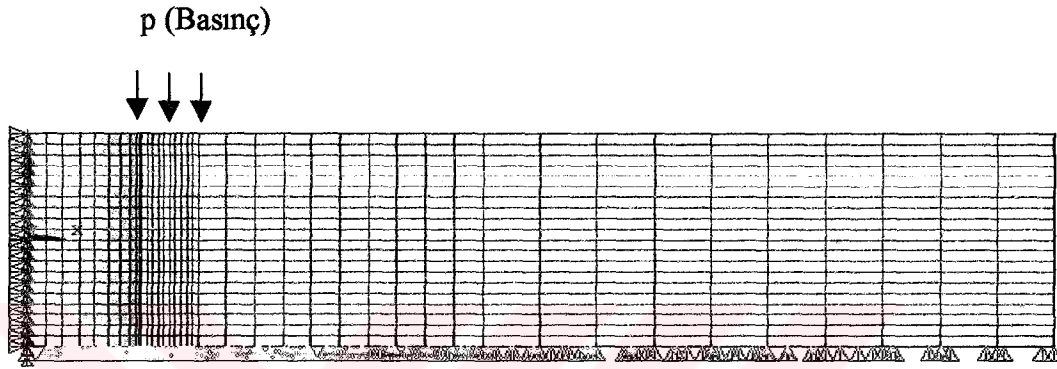


Şekil 5.30. Birleştirilen eleman tipi ve elemanlara bölünme biçimine göre yer değiştirmeler



Şekil 5.31. 6 yüzlü elemana bölünmüş ve elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılmış modeli oluşturan hacimler

Şekil 5.31’de 6 yüzlü elemanlara bölünen elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan modeli oluşturan hacimler gösterilmektedir. Bu model oluşturulurken; 3 ayrı hacimden oluşturulmuştur. Bu hacimler; delik çapı ile civata başı altını (rondela) kapsayan hacim, civata başı altından (rondela) esas gerilmenin yayıldığı alanı kapsayan hacim ve gerilmenin yayıldığı esas alanın dışında kalan hacimdir.



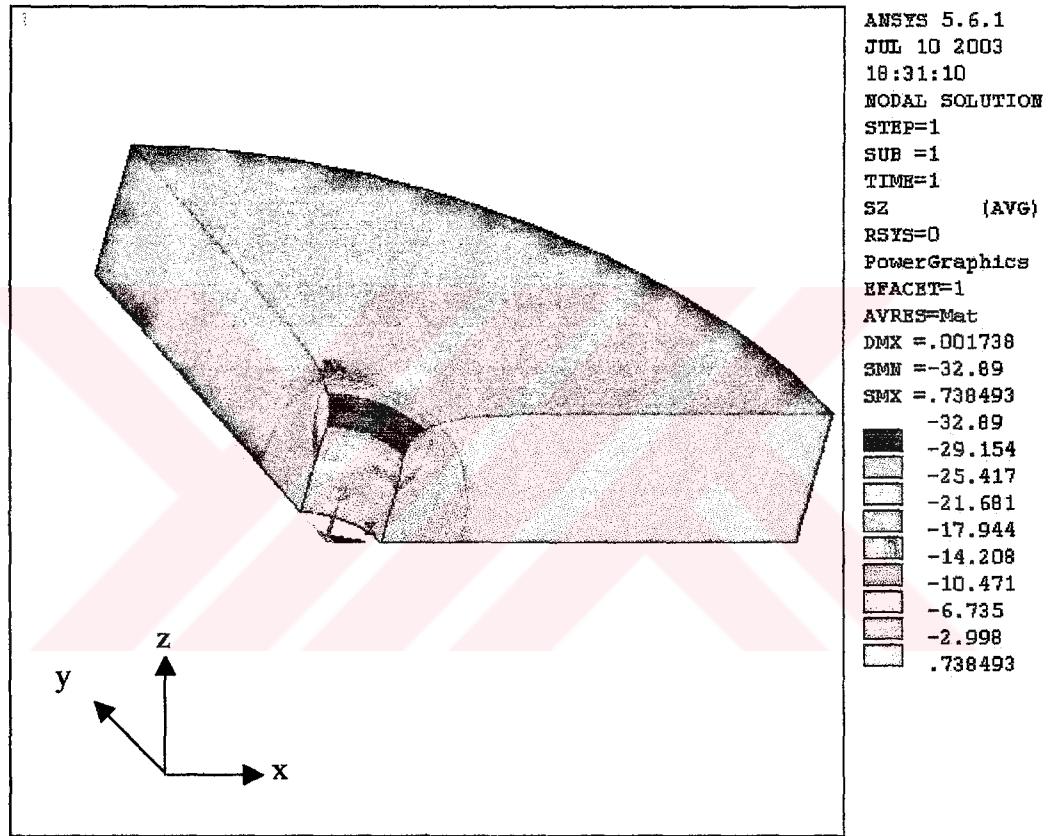
Şekil 5.32. 6 yüzlü elemana bölünmüş model için uygulanan sınır şartları

6 yüzlü elemana bölünen modele uygulanan sınır şartları olarak; $\frac{1}{4}$ çeyrek model ile çözüm yapılmıştır. Sınır şartı olarak, kullanılan modelin tüm parçaya temas ettiği yüzeylere “alan simetri” sınır şartı uygulanmıştır.

Çizelge 5.2’de verilen geometrik parametreler ile ilgili yapılan modellemede 3 ayrı hacimden oluşmuş dairesel biçimli plakalar dikkate alınarak yapılan modellemedir. Daha önceden yapılan analizler neticesinde A , B ve p değişkenlerinin eleman direngenliğine etkisinin olmadığı belirlenmişti. Bu yüzden A ve B ölçülerinin eleman direngenliğine etkisinin olmaması sebebi ve yer değiştirmelerdeki değişimlerin daha net belirlenmesi için dairesel elemanlar kullanılmıştır (Şekil 5.28). Basınç değerindeki değişiminde eleman direngenliğine etkisinin olmaması sebebi ile sabit bir basınç uygulanmıştır (çelik malzeme için 30 N/mm^2). Uygulanan basınç çelik haricindeki malzemeler için; çelik malzemeye uygulanan basınç değerinin diğer malzemelerin elastikiyet modülleri ile aralarında bir orantı olacak biçimde uygulanmıştır. Örneğin döküm malzeme için; $(p_{\text{çelik}}/E_{\text{çelik}}) = (p_{\text{döküm}}/E_{\text{döküm}})$ oranı dikkate alınarak 14.28 N/mm^2 değerinde yüzeye basınç uygulanmıştır. Bu oran diğer

malzemeler içinde uygulanarak basınç değerleri elastikiyet modülleri oranında uygulanmıştır.

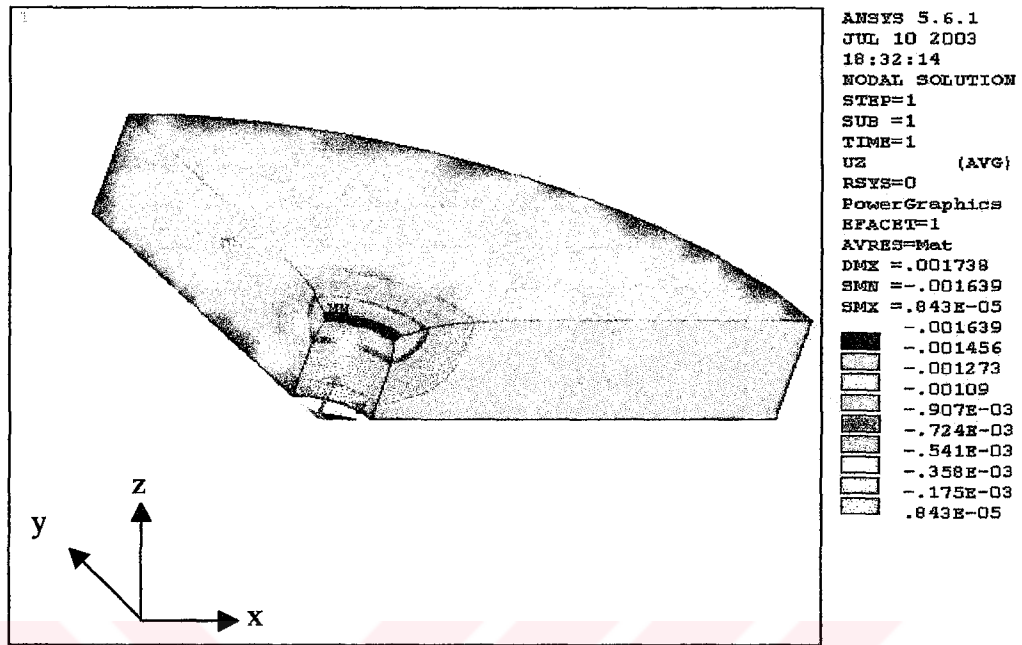
Elemanlara bölünmesinde optimize yapılmış modelin gerilme değişimi Şekil 5. 33’de görülmektedir.



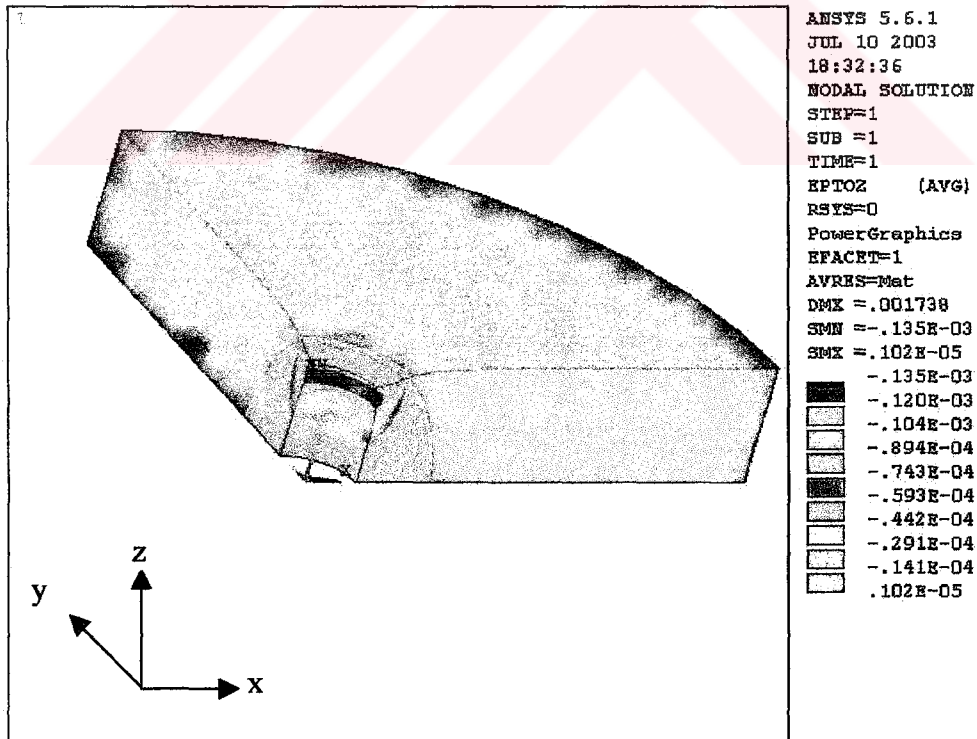
Şekil 5.33. Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan modelin z yönündeki gerilme dağılımı

Şekil 5.33, Şekil 5.34 ve Şekil 5.35 daha önceki analizlerin sonuçları (Şekil 5.14 – 5.25) ile mukayese edildiğinde gerilme, gerilim ve yer değiştirmelerin daha düzgün dağıldığı görülmektedir. Bu, modelin daha hassas sonuç verecek biçimde seçildiğini göstermektedir.

Şekil 5.34’de elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan modelin yer değiştirme miktarlarındaki değişim görülmektedir.



Şekil 5.34. Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan z yönündeki yer değiştirme dağılımı

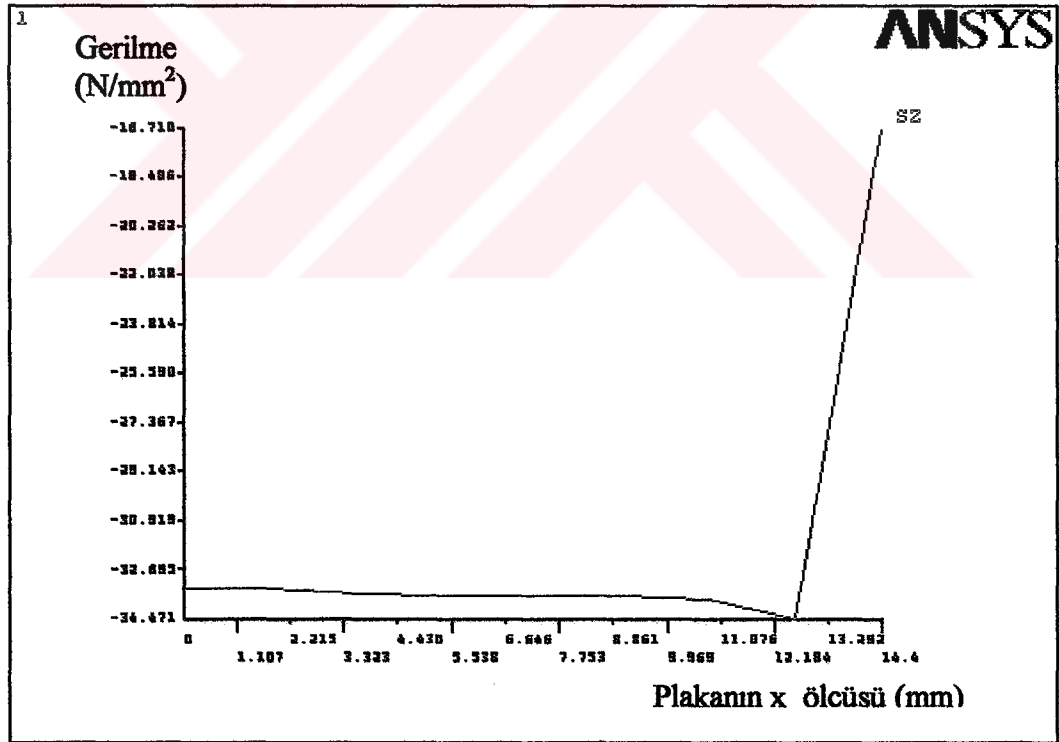


Şekil 5.35. Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan modelin z yönündeki gerinim dağılımı

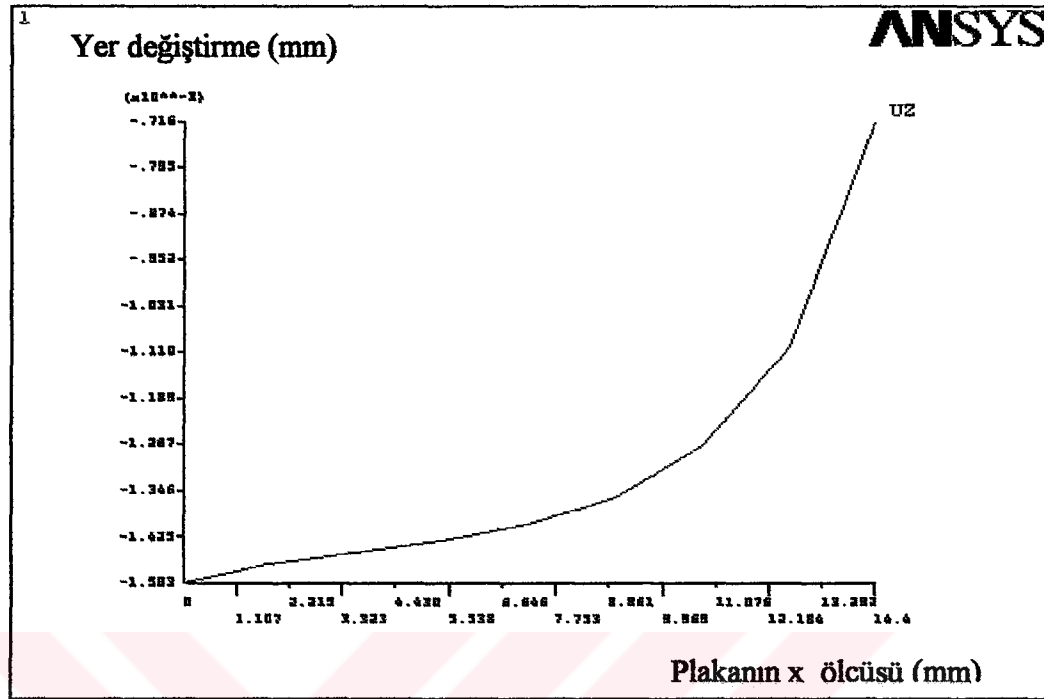
Şekil 5.36'da civata başı altının bastığı alandaki gerilme değişimi ifade edilmektedir. Gerilme değerinin, gerilmenin yayıldığı alanda artarak yayıldığı ve gerilmenin yayıldığı alanın dışına çıktıkça ise azaldığı görülmektedir. Şekil aynı zamanda bize plakaların A ve B ölçülerinin belli bir değerinden sonra (yaklaşık $1,5.d$) sonraki ölçülerinin gerilme dağılımını değiştirmediklerini göstermektedir.

Şekil 5.37'de yer değiştirmelerin, basıncın uygulandığı alandaki (d_p) değişimini göstermektedir. Yer değiştirmelerdeki değişim miktarının doğrusal olmadığını ifade etmektedir.

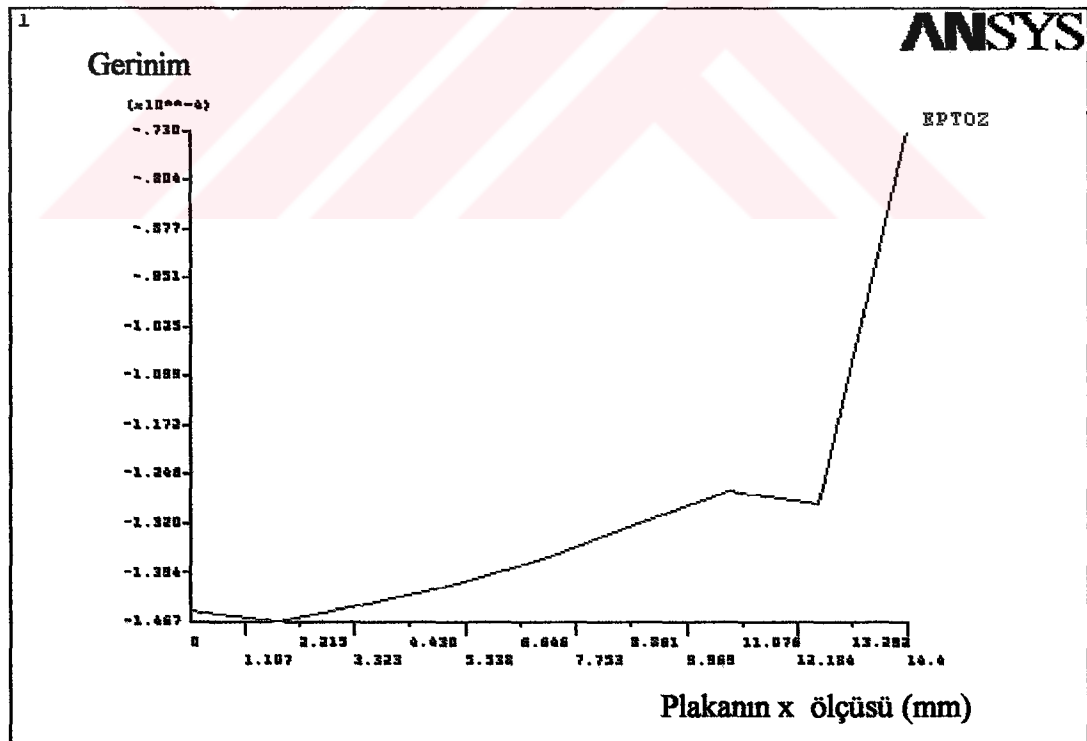
Şekil 5.38'de gerinimlerin d_p alanındaki değişimi görülmektedir. Gerinim miktarı sürekli bir azalma eğilimi göstermektedir.



Şekil 5.36. z yönünde oluşan gerilme değişimi



şekil 5.37. z yönünde oluşan yer değiştirmeler



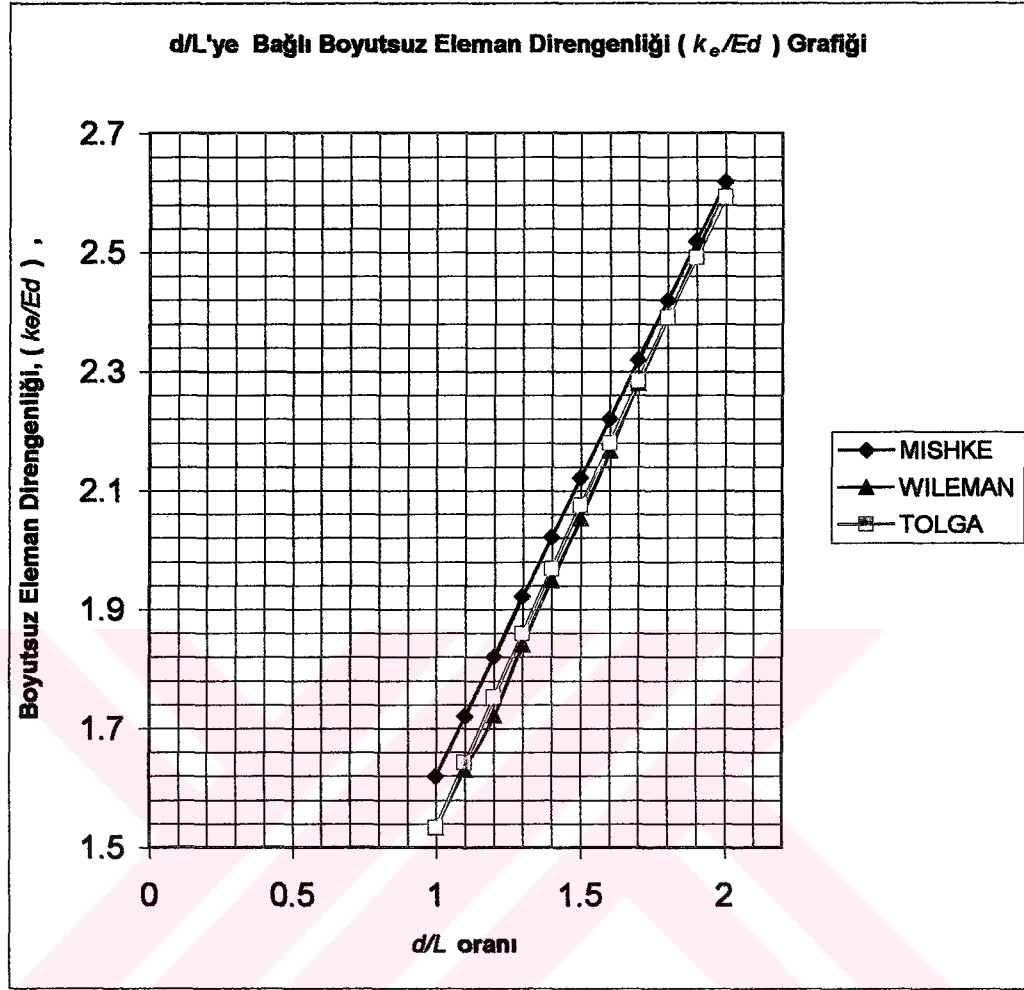
şekil 5.38. z yönünde oluşan gerinimler

Çizelge 5.4. Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan modelden elde edilen boyutsuz eleman direngenliği değerleri

Boyutsuz Eleman Direngenliği değerleri, ($k_e / E.d$), (N/mm)			
d/L	MISHKE	WILEMAN	TOLGA
1	1,619	1,532	1,53
1,1	1,72	1,63	1,64
1,2	1,82	1,722	1,75
1,3	1,921	1,84	1,86
1,4	2,021	1,9479	1,968
1,5	2,121	2,0522	2,075
1,6	2,22	2,167	2,18
1,7	2,319	2,28	2,284
1,8	2,419	2,3906	2,39
1,9	2,518	2,499	2,49
2	2,618	2,605	2,592

Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan modelin analizleri neticesinde elde edilen değerler ile literatürdeki değerler Çizelge 5.4’de gösterilmiştir. Optimize edilmiş modelden elde edilen sonuçların literatürdeki daha önceden elde edilmiş sonuçlar ile tamamen uyum içinde oldukları görülmektedir. Şekil 5.39’da bu verilerin grafiksel ifadesi gösterilmiştir. Daha önceki modele göre bir karşılaştırma yapacak olursak; ilk kurulan modelde oluşan küçük hataların elemanları düğümlere az sayıda bölünmesinden kaynaklandığı ortaya çıkmaktadır. Optimizasyonun gerekliliğinin de önemi vurgulanmaktadır.

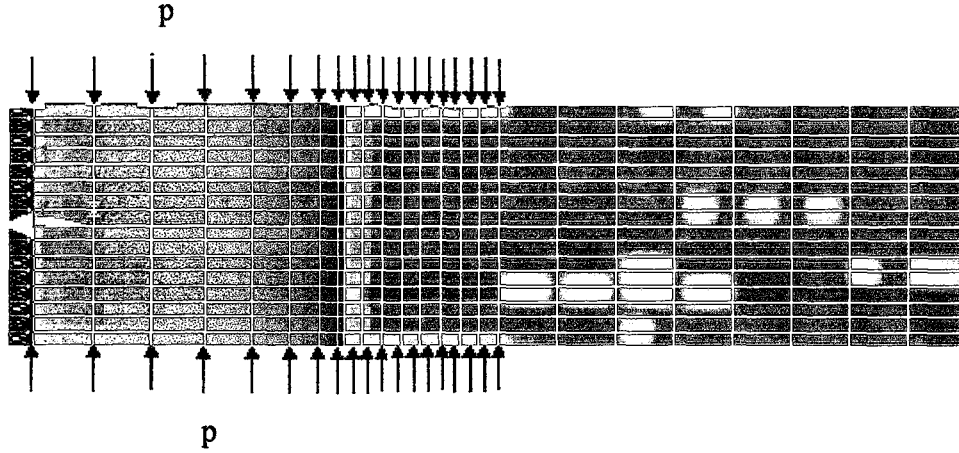
Şekil 5.39’da dairesel biçimde oluşturulan model ile yapılan analizler sonucunda elde edilen boyutsuz eleman direngenliği ($k_e / E.d$) nin literatürle bire bir uyum içinde olduğu görülmektedir. Elemanlara bölümünde optimizasyon yapılmış bu modelde, modellemeden doğacak hatalar en aza indirilmiştir



Şekil 5.39. Elemanlara bölünmesinde optimizasyon yapılan modelin k_e/Ed değişim grafiği

5.3. Birbirinden Farklı Malzemelerden Oluşan Bağlantıların Modellenmesi

Yapılan analizlerde malzeme çifti olarak öncelikle %100 (L_1/L_t) çelik mazlemeden başlayarak bu oran %25 aralıklarla azaltılarak, %75 çelik (L_1/L_t), %25 (L_2/L_t) döküm malzemeler birleştirilmiş gibi düşünüldü. Daha sonra çelik malzeme oranı (L_1/L_t) azaltıldı ve en son çelik malzeme oranı %0 a getirildi. Döküm malzeme oranı ise %0 dan başlayarak %25 aralıklarla, %100 (L_2/L_t) değerine kadar artırıldı. Bu esnadaki eleman direngenliğindeki değişimler incelendi (Şekil 5.40).



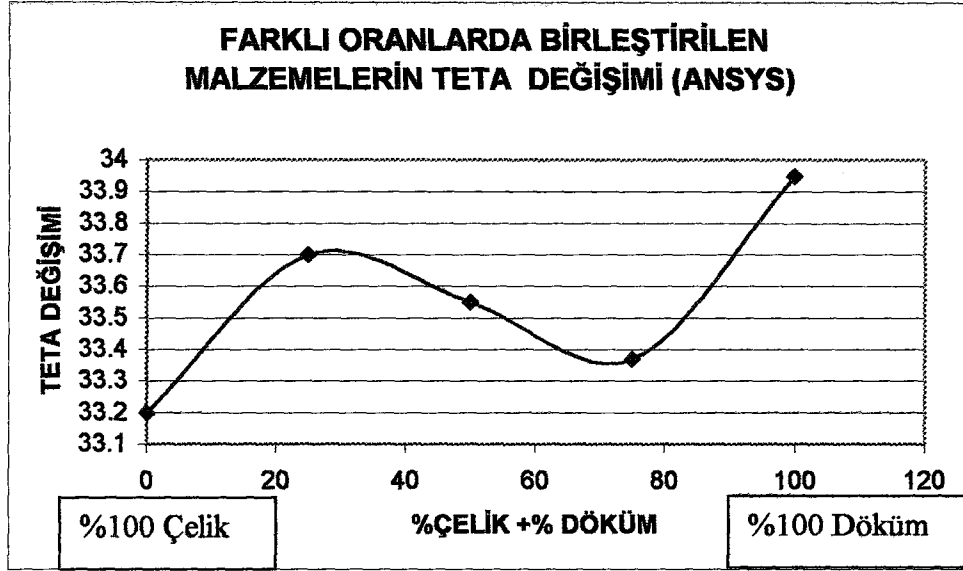
Şekil 5.40. Farklı Malzemelerden oluşmuş birleştirmelerin modellenmesi

Farklı malzemelerden oluşmuş, değişik kalınlıktaki elemanların birbirine birleştirilmesi durumları dikkate alınmıştır. Şekil 5.40'daki modellemedeki esas problem, birbirine birleştirilecek elemanların her birinin kalınlıklarının birbirinden farklı değerlerde birleştirilebilmesi durumlarıdır. Bu yüzden analiz sayısı ve elde edilecek veri sayısı artmaktadır. Bu problemin önüne geçmek için genel bir varsayım kabulü ile iterasyon mantığı kullanılarak çözüm aranmıştır. İterasyon mantığında eleman kalınlıkları ve gerilme yayılım açısının değişimleri

$$\theta = \frac{L_1}{L_t} \theta_1 + \frac{L_2}{L_t} \theta_2 \quad [5.10]$$

olarak dikkate alınmıştır.

Basınç yayılım açısının kullanılmasındaki amaç, aynı malzeme özelliğine sahip (çelik+çelik) birleştirmelerde eleman direngenliği değeri teorik eşitliklerle bulunabilmektedir. Birleştirilen elemanlardan herhangi birinin malzemesi değiştiğinde eleman direngenliğini belirlemek daha da güçleşmektedir. Civatalı birleştirmelerde genel olarak kullanılabilecek bir yaklaşıma gidilebilmesi amacıyla boyutsuz bir değişken olan basınç yayılım açısı belirlenmesi çözümüne gidilmiştir. Böylece farklı malzeme özelliğindeki elemanların birleştirilmesinde de kullanılabilecek bir yaklaşım elde edilmiştir.



Şekil 5.41. Birleştirilecek farklı malzemeli bağlantıların basınç yayılım açısının değişimi

Grafik 5.41’de görüleceği üzere doğrusal olmayan bir değişim gözlemlenmektedir. Bunun sebebi; birleştirilecek elemanların elastikiyet modüllerinin birbirinden farklı olması ve birleştirilecek elemanların kalınlıklarının toplam kalınlığa oranlarının farklı oranlarda olmasıdır (örneğin %20 çelik + % 80 döküm). Grafik 5.41’de basınç yayılım açısının malzeme elastikiyet modülüne bağlı olarak değişimi irdelenecek olursa, malzeme elastikiyet modülü arttıkça basınç yayılım açısı değerinin azaldığı ifade edilmektedir. Eleman direngenliği ise, elastikiyet modülü değeri arttıkça eleman direngenliği değeri artmaktadır.

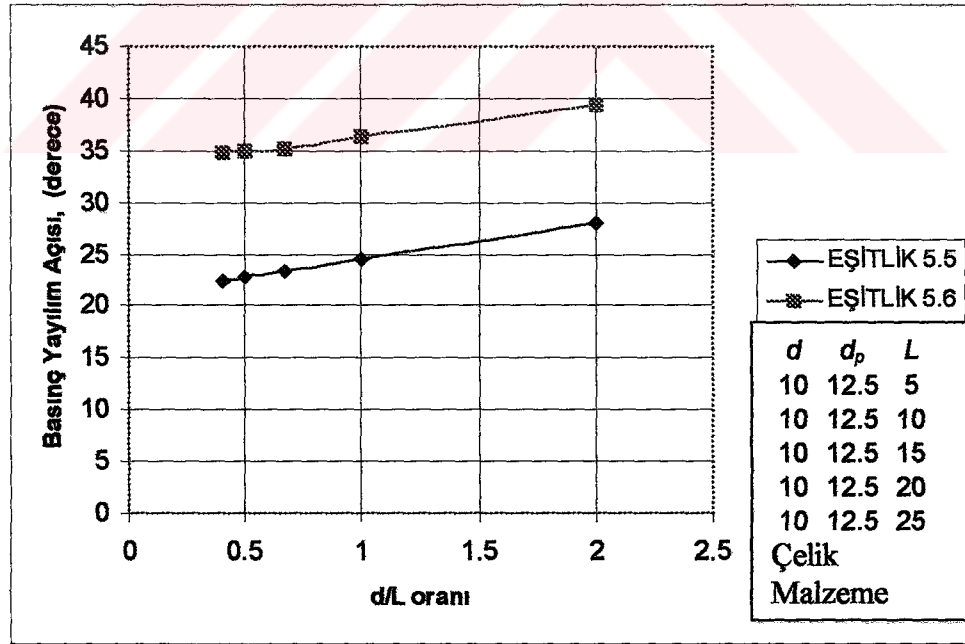
Literatürde basıncın yayılım açısının belirlenmesinde teorik olarak elde edilen 2 farklı eşitlik vardır. Shigley, ilk yayımladığı “Mechanical Engineering Design” kitabında, bu açı değerini ve açının değişimini belirleyen eşitlikleri sürekli değiştirmiştir. Bu iki farklı eşitlik bu çalışmada “Eş. 5.5” ve “Eş. 5.6” olarak sınıflandırılarak; her iki eşitlik içinde yapılan analizler değerlendirilmiştir. Literatürde, “Eş 5.6” olarak adlandırılan eşitliğe doğru bir yöneliş olduğuna dikkat edilerek; bu eşitliklere yönelmenin sebebi üzerinde bir araştırma yapılmıştır. “Eş. 5.6” olarak adlandırılan eşitlik, sonlu elemanlarla analiz sonuçları ile daha uyumludur. “Eş.5.5” daha çok eğitim amaçlı kullanılan tam sonuç vermeyen pratik

bir eşitliktir. Bu yüzden yapılan bu çalışmada da ANSYS de yapılan analiz sonuçları “Eş.5.6” vasıtasıyla bir θ açısına dönüştürülmüş ve elde edilen sonuçlar Yapay Sinir Ağlarına girilmiştir.

Çizelge 5.5. M10 için teta değişimini göstermek amacıyla hazırlanan model Parametreleri

Civata çapı, (d), (mm)	Civata başı altı çapı, (d_p), (mm)	Plaka kalınlıkları, (L), (mm)
10		$0,5.d$
	$1,25.d$	$1.d$
	$1,5.d$	$1,5.d$
	$2.d$	$2.d$
	$2,5.d$	$2,5.d$

Çizelge 5.5’de örnek bir malzeme için oluşturulmuş geometrik parametreler görülmektedir. Öncelikle plaka boyunun $(0,5 - 2,5).d$ ve civata başı altı çapının $(1,2 - 2,5).d$ arasındaki θ değişimi incelenmiştir.

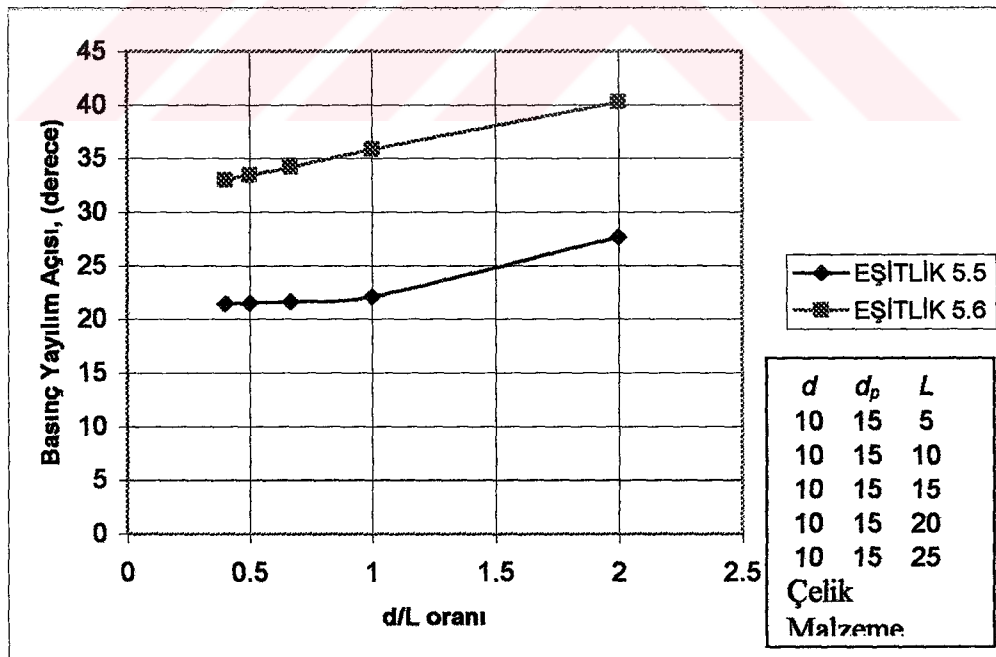


Şekil 5.42. Eleman kalınlığı (L) değişimine bağlı basınç yayılım açısı teta değişimi

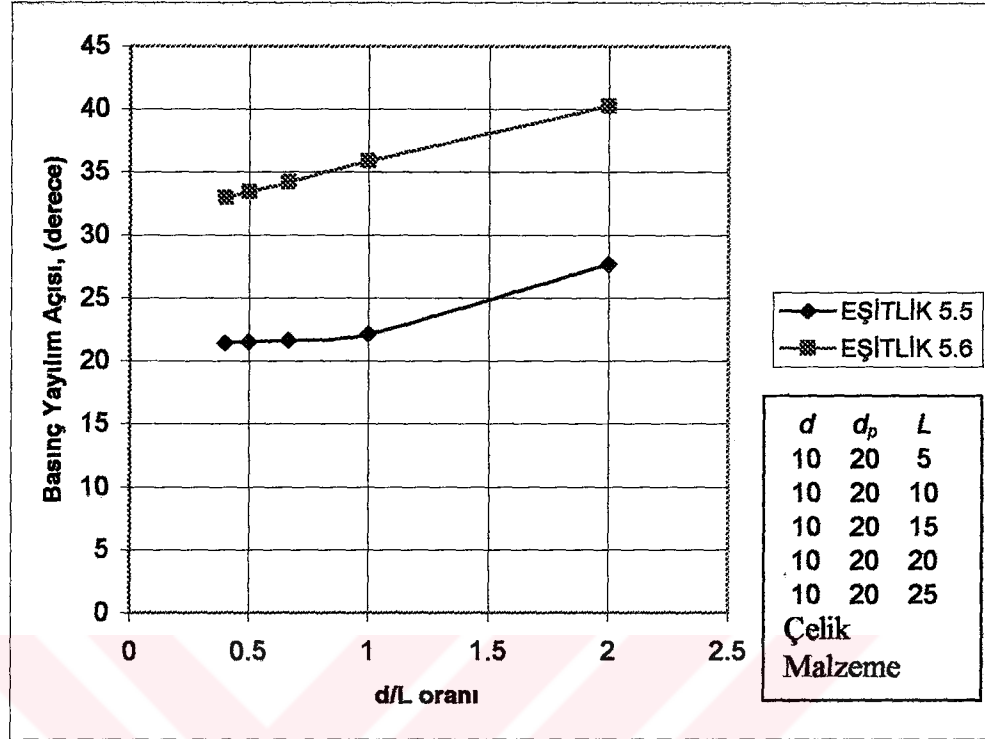
Şekil 5.42- 5.45’ de plaka boyunun değişimi ve civata başı altının değişimine bağlı teta değişimi grafikleri verilmiştir. Grafiklerden elde edilen sonuca göre; plaka kalınlığı azaldıkça teta gerilme yayılım açısının arttığı, başı çapının artması ile de bu yayılım açısının arttığı gözlenmiştir.

Şekil 5.42 – 5.45’de eleman kalınlığı ve civata başı altı çapının değişimine göre eleman direngenlikleri “Eş. 5.5 ve 5.6” için irdelenmiştir. “Eş. 5.5 ve 5.6” eşitliklerinin birbirleri ile paralel gittiği fakat gerilmenin yayıldığı alanların belirlenmesinde belli oranlarda farklılık olduğu sonucu ortaya çıkmaktadır. “Eş. 5.5” in kabul ettiği alan yaklaşık bir değer olup, gerçek tasarımda kullanılamayacağı sonucu ortaya çıkmıştır. Ancak eğitim amaçlı kullanılabilineceği düşünülebilir

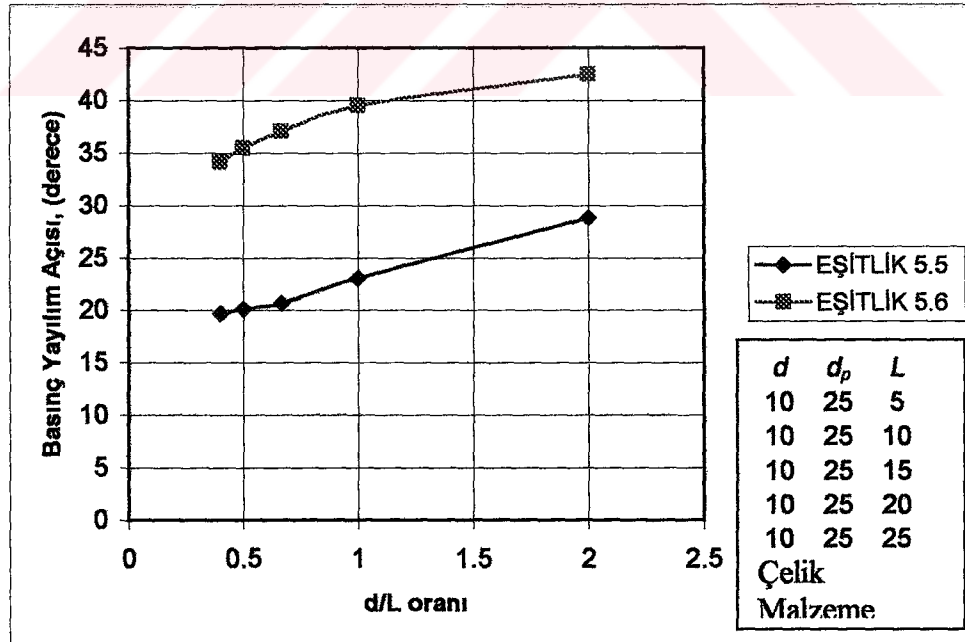
Şekil 5.42 – 45’de civata başı altı çapının değişimine bağlı basınç yayılım açısının değişimi görülmektedir. Şekillerin incelenmesiyle basınç yayılım açısının eleman direngenliğine nazaran çok daha az değiştiği hemen hemen yaklaşık değerler çıktığı görülmektedir.



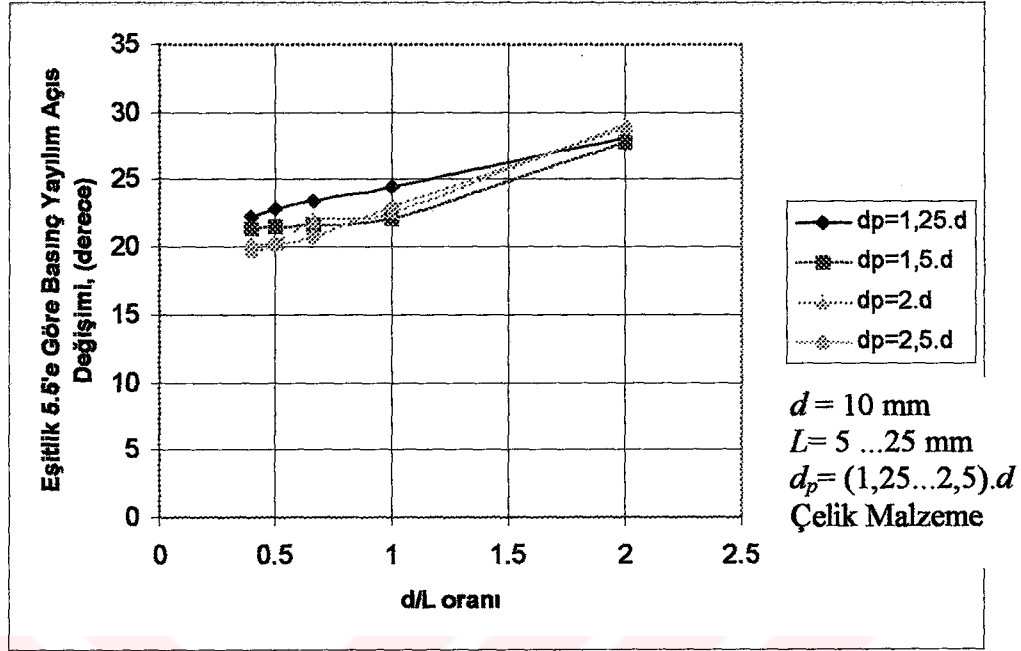
Şekil 5.43. Eleman kalınlığı (L) değişimine bağlı basınç yayılım açısı teta değişimi



Şekil 5.44. Eleman kalınlığı (L) değışimine bağı basınç yayılım açısı teta değışimi

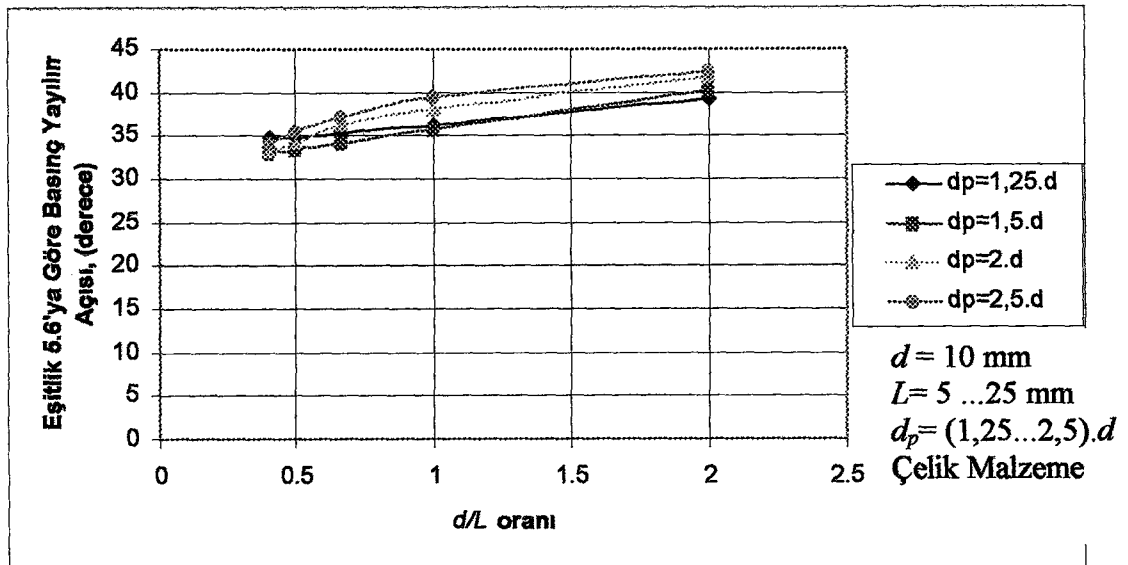


Şekil 5.45. Eleman kalınlığı (L) değışimine bağı basınç yayılım açısı teta değışimi

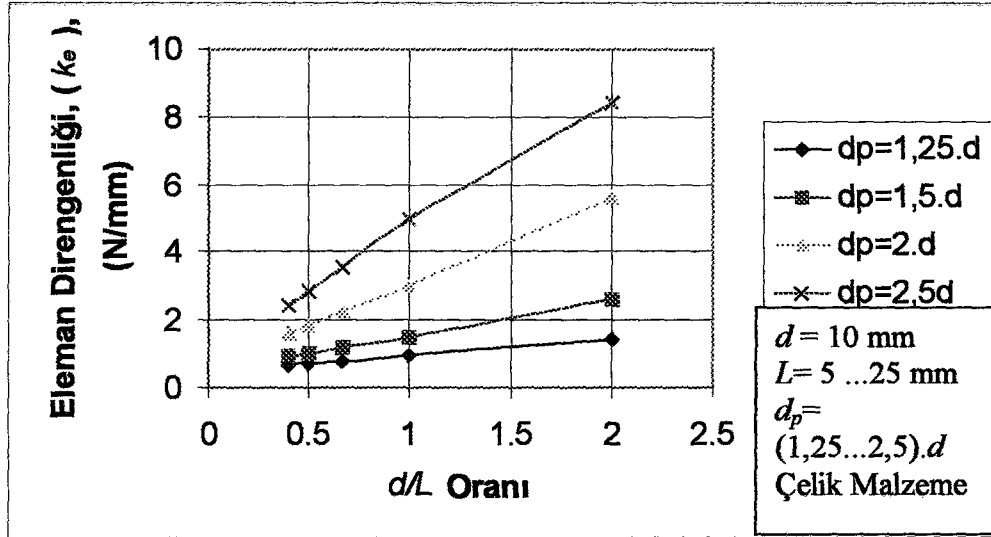


Şekil 5.46. Plaka kalınlığına ve civata başı çapına bağlı teta (‘Eş. 5.5’) değişimi

Şekil 5.46’da; L boyunun ve d_p ye bağlı teta değişimi ‘Eş. 5.5’ eşitliği ile mukayese edilmiştir. Şekil 5.47’de ise; L boyunun değişimine ve d_p lerin değişimine bağlı teta değişimi ‘Eş. 5.6’ ile incelenmiştir. Grafikten de görüleceği üzere L azaldıkça teta açının arttığı ve d_p nin artmasıyla teta açısının arttığı görülmektedir.

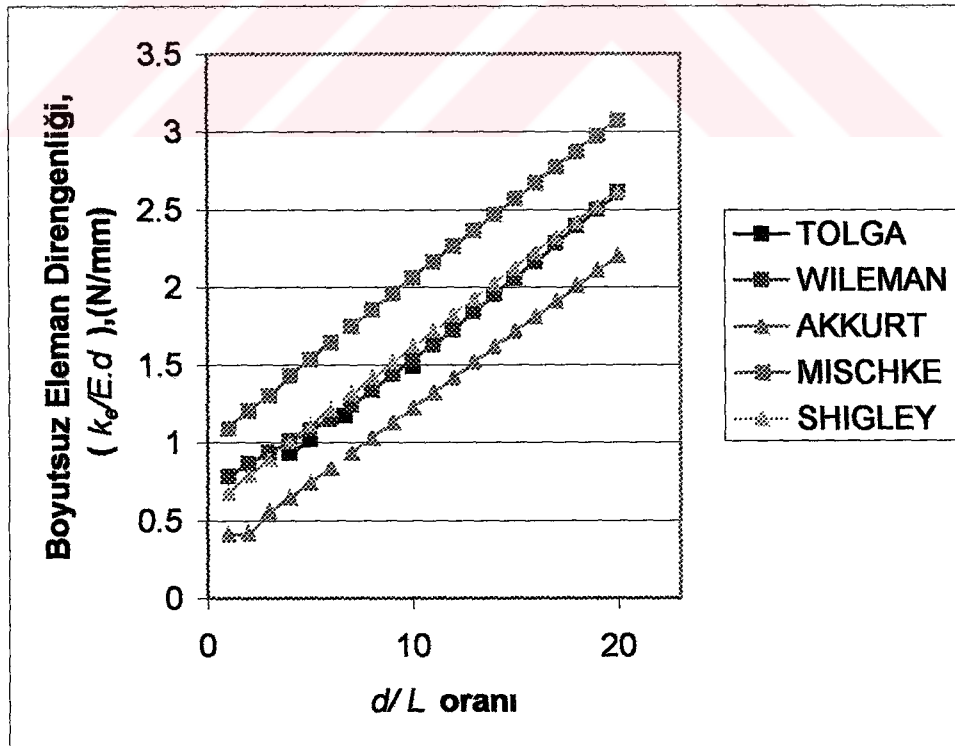


Şekil 5.47. Plaka kalınlığına ve civata başı çapına bağlı teta (‘Eş. 5.6’)



Şekil 5. 48. Plaka kalınlığı ve civata başı altı çapına bağlı eleman direngenliği değişimi

Şekil 5.48'de eleman direngenliğinin civata başı çapı ve bağlanacak elemanların kalınlıklarına göre değişimi görülmektedir. Bağlanacak elemanların kalınlıklarının azalmasıyla eleman direngenliğinin arttığı gözlenmektedir



Şekil 5.49. Boyutsuz eleman direngenliği

Şekil 5.49'da bu değerlerden elde edilen grafik gösterilmektedir. Literatür ile mukayese edildiğinde literatürle elde edilen bu sonuçların uygunluğu görülmektedir

Çizelge 5.6'da herhangi bir ölçüdeki değişkenlerle yapılan analizler neticesinde elde edilen eleman direngenliği sonuçlarının mukayese edilmesi gösterilmektedir.

Çizelge 5.6. d/L ye bağlı eleman direngenliği

Boyutsuz eleman direngenliği, $(k_d/E.d)$, (N/mm)					
d/L	TOLGA	WILEMAN	AKKURT	MISCHKE	SHIGLEY
0,1		0,785	0,412	1,094	0,680
0,2		0,867	0,421	1,208	0,791
0,3		0,937	0,556	1,302	0,899
0,4	0,930	1,010	0,647	1,429	1,005
0,5	1,020	1,082	0,742	1,537	1,109
0,6		1,152	0,837	1,644	1,213
0,67	1,170				
0,7		1,240	0,934	1,749	1,315
0,8		1,336	1,030	1,854	1,418
0,9		1,438	1,129	1,958	1,518
1,0	1,490	1,532	1,225	2,060	1,619
1,1		1,630	1,323	2,164	1,720
1,2		1,722	1,420	2,266	1,820
1,3		1,840	1,517	2,368	1,921
1,4		1,950	1,615	2,469	2,021
1,5		2,052	1,714	2,571	2,121
1,6		2,162	1,811	2,672	2,220
1,7		2,280	1,909	2,773	2,319
1,8		2,390	2,007	2,874	2,419
1,9		2,500	2,105	2,975	2,518
2,0	2,610	2,605	2,203	3,075	2,618

5.4. Aynı Malzemeler İçin Varsayımlar

Aynı malzemeden yapılmış elemanların birleştirilmesinde YSA dan θ değerini almakta herhangi bir problem ortaya çıkmamıştır. Eleman kalınlığına bağlı olarak θ açı değeri elde edilmekte ve θ açısına bağlı k_e (eleman direngenliği) hesap edilebilmektedir.

Aynı tip malzeme kullanılan birleştirmeleri ANSYS ortamında analiz ederken $\frac{1}{4}$ eleman modeli kullanılarak, bütün parçadan ayrılmış olan yerlerdeki sınır şartları olarak eleman alan simetri özelliği kullanılmıştır. Aynı malzeme olmasından dolayı elemanlardaki yer değiştirmeler aynı olacağından dolayı bu varsayım ortaya konulmuştur.

Elemanlar modellenirken, elemanlara bölme işleminde optimizasyonu yapılmış ve elemanlar en uygun boyutlarda alınarak gerilmelerin ve yer değiştirmelerin düzgün yayılması sağlanmıştır. Her bir düğümden diğer bir düğüme kuvvet ve gerilme geçişi düzgün biçimde aktartılmıştır.

Yapılan analizlerin sonucunda, eleman direngenliğinin değişimi incelenmiştir. Eleman direngenliğinin büyük rakamlardan oluşması sebebi ile değişimin daha az olduğu teta açısına dönülmüştür. Hesaplamalarda teta açısı ile işlemler yapılmıştır.

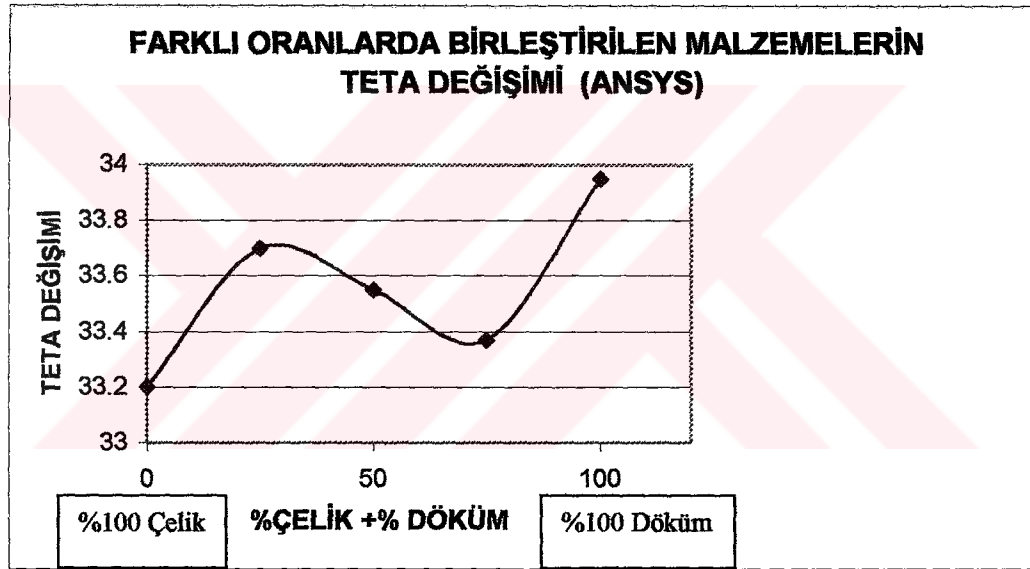
5.5. Farklı Malzeme İçin Varsayımlar

Farklı malzemelerin birleştirildiği modellemeler için, malzemeler arası interpolasyon yapılarak her bir eleman için eleman direngenliği hesap edilmiştir.

Farklı malzemelerden oluşan birleştirmelerde eleman kalınlıkları, elastikiyet modülleri ve Poisson oranları birbirinden farklı olduğu için ANSYS’de değişik sınır şartlarını belirlemek ve değişik modeller kullanmak gerekmektedir. Bu modeli bu tez çalışmasına adapte etmek için eleman kalınlıkları ve YSA dan alınan θ açısı değerleri ile interpolasyon yaparak sonuca ulaşılmaya çalışılmıştır. İnterpolasyon; her bir farklı elemanın malzeme özelliğine ve kalınlığına bağlı olarak bir θ açısı elde edilip daha sonra bu açısı malzeme özelliğine ve eleman kalınlığına bağlı olarak toplam bir θ açısı değeri elde edilerek problem çözülmüştür.

Şekil 5.50’ de bağlantının tümünün çelik malzemeden yapılmış bir bağlantıdan tümü döküm malzemeye gidinceye kadar basınç yayılım açısının değişimi görülmektedir.

İki farklı mukayese yapılmıştır. İlki ANSYS paket programında yapılan analiz, diğeri ise YSA'dan elde edilen sonuçlar mukayese edilmiştir. Neticede YSA 'nın öğrenme oranının iyi olduğu gerçek analizle hemen hemen aynı sonuçları verdiği gözlemlenmiştir. Burada yatay eksen malzeme oranlarını ifade etmektedir. Yani; Birleştirilen plakaların kalınlık oranlarının tüm bağlantının kalınlığına oranı (%100 çelik malzeme + % 0 döküm malzeme) den (%0 çelik malzeme + % 100 döküm malzeme) ye doğru gitmektedir. Yatay eksen birleştirilecek iki farklı malzemeden (çelik ve döküm) tamamı çelik malzemeden yapılmış iki farklı elemandan %0, %25, %50, %75, %100 oranlarında birleştirilmesi incelenmiştir.



Şekil 5.50. Çelikten döküm malzemeye gidildikçe basınç yayılım açısının değişimi

İlk analiz; birleştirilecek iki plakanın %100 Çelik malzeme, daha sonra sırasıyla % 75 çelik %25 döküm, %50 çelik %50 Döküm, %25 çelik % 75 döküm ve son olarak da % 100 Döküm malzemelerden oluşmuş birleştirmeler göz önüne alınmıştır. Dikey eksen ise basınç yayılım açısı (θ) da gözlenen değişimdir. Yapılan analiz ve YSA 'nın birbiri ile uyum içinde olduğu görülmektedir. Ayrıca malzeme kalınlığı arttıkça basınç yayılım açısının azaldığı ve elastikiyet modülü yüksek değerdeki malzemeden elastikiyet modülü düşük değerdeki malzemeye gidildikçe θ açısının arttığı gözlemlenmiştir.

6. ELEMAN DİRENGENLİĞİNİN YAPAY SİNİR AĞLARI (YSA) SİSTEMİ İLE BELİRLENMESİ

6.1 . Eleman Direngenliğinin Yapay Sinir Ağları Sistemine Uygulanması

ANSYS paket programında değişik geometrilere sahip ve farklı modellerle yapılan analizlerin sonuçları Yapay Sinir Ağları Sistemine girilmiştir.

Sonuç olarak elde edilen değerler Yapay Sinir Ağlarında değerlendirilmiştir. Bunun için öncelikle tek malzemeli analizler için yapay sinir ağlarında bir veri tabanı hazırlanmıştır. Çizelge 6.1 - 6.2’de girdi ve çıktılar ifade edilmektedir.

Çizelge 6.1. Tek çıktılı yapay sinir ağı modeli

GİRDİ	ÇIKTI
d_p	$\frac{k_e}{Ed}$
d_d	
L	

Çizelge 6.2. Çift çıktılı yapay sinir ağı modeli

GİRDİ	ÇIKTI
d_d	$k_e/E. d_d$ θ
d_p	
L	
E	
ν	

Esas problem basıncın yayıldığı alan olarak düşünüldüğünde problemin çözümü teta açısının belirlenmesine doğru gittiğinden Yapay Sinir Ağları Sistemine ikinci bir model girilmesi zorunluluğu ortaya çıkmıştır.

Netice olarak bilgisayar yardımı ile Yapay Sinir Ağları kullanılarak; C değerinin (k_e ve k_c) daha net biçimde hesap edilebilmesi sağlanmıştır. Bunun için yaklaşık 3000 analiz yapılmıştır.

ANSYS paket programında elde edilen analiz sonuçları Yapay Sinir Ağları Sistemine girilmiştir. Veriler EasyNN adlı programa girilmiştir. Civatalı bağlantı tasarımı için gerekli iki ayrı sonuç çıktısından θ ve k değerleri Yapay Sinir Ağları paket programına girilerek, girilen verilerin öğrenilmesi aşılanmıştır.

Yapay sinir ağlarına bilgi girişı ile öncelikle ANSYS 5.61' de yapılan M2 – 30 arası değişik parametrelerde (d , d_p , d_s , L , E , ν) modeller oluşturulmuştur. Bu modellerle yapılan analizlerin z yönündeki yer değiştirmelerin (UZ) sonuçları .txt formatında kaydedilmiştir. Bu veriler Microsoft Excel programında model parametreleri doğrultusunda “Eş. 5.5 - 5.6” yardımıyla θ ve k_e elde edilmiştir. Sonra yeniden .txt formatında saklanmıştır. Metin formatında saklanması sebebi EasyNN programı dış verileri “*.txt” formatında algılayabilmektedir. Değişkenleri, Yapay Sinir Ağları Sistemi programında yorumlatılarak eldeki değişkenler aralığında istenen sonuçları verebilecek biçimde bir öğrenme sağlanmıştır. Program bu verileri öğrendikten sonra verilen değerlerin minimumu ve maksimumu aralığında her değeri bize cevap olarak verebilmektedir. Verilerin öğrenilerek yorumlatılması neticesinde her farklı model için ANSYS de yeniden analiz yapıp, elde edilen sonuçları yeniden bir daha işleme tabi tutarak “Eş. 5.5. ve 5.6” yardımıyla θ ve k_e değişkenlerini elde etme gerekliliği ortadan kaldırılmıştır. Zeki bir bilgi tabanı oluşturarak bu bilgi tabanı sınır değerleri arasındaki sonuçların doğru değerlere çok yakın biçimde tahmin edilmesi sağlanmıştır.

EasyNN programında kullanıcının programa müdahale imkanı çok azdır. Program kullanıcıdan ne kadarlık bir hata ile öğrenmesi gerektiğini sormakta ve kaç nöron ile bu bilgileri yorumlatması gerektiğini sormaktadır. Hata oranı azaldıkça makinanın öğrenmesi o oranda uzamaktadır. Çünkü Yapay sinir ağları programları kendi içinde bir fonksiyon alıp verileri bu fonksiyona uydurmaya çalışmaktadır. İstenen hata

oranında ise eşitliği kabul etmekte, değilse iterasyona devam etmektedir. Bu programı kullanmanın en büyük zorluk ise kaç nöron ile bilgileri birbirine bağlaması gerektiğini belirlemektir. Nöron sayısı arttıkça öğrenme oranı artmakta fakat bunun yanı sıra öğrenme zamanı artmaktadır. Burada kullanıcının bir deneme yanılma metodu uygulaması gerekmektedir. Nöron sayısını ve ara katman sayılarını artırarak optimum doğru sonucu verinceye kadar işleme devam etmesi gerekmektedir. Program 1 hafta gibi bir zamanda öğrenmeyi gerçekleştirmiştir.

Civata çapları olarak en küçük değer M2, en büyük değer M30 seçilmiştir. Plakalardaki delik ölçüleri $1,1.d$ ile $1,25.d$ arasında alınmıştır (2). Plakaların kalınlıkları civata çapına bağımlı olarak değişik ölçülerde alınmıştır.

6.2. Yapay Sinir Ağları Sistemine Veri Girilmesi ve Değerlendirilmesi

Yapılan analizlerin sonucunda civatalı bağlantılarla ilgili bir daha ANSYS de analiz yapılmasına gerek kalmayacak kadar çok miktarda (3000 adet) analiz yapılmış bu analizlerin sonucu yapay sinir ağları vasıtasıyla işlenerek; yapılan analizler aralığında bulunması istenen bağlantı elemanlarının direngenlikleri veya $k_e/E.d$ oranı çok küçük bir hata oranında sunulmaktadır.

Yapılan çalışma Sonlu Elemanlar ile Yapay Sinir Ağlarını birleştirmesi sebebiyle diğer çalışmalardan farklı bir yaklaşımla ele alınmıştır.

YSA sistemine veriler girilirken aşağıdaki değişkenler dikkate alınmıştır:.

Girdi = 5 (d, d_p, L, E, ν)

Çıktı = 2 (Tanjant teta (θ), Eleman direngenliği (k_e))

Öğrenme Satırı = 343

Sorgu Satırı = 1

Girdi Ağ Sayısı = 5

Çıktı Ağ Sayısı = 2

Gizli Katman 1 Node Sayısı = 22

Gizli Katman 2 Node Sayısı = 20

Gizli Katman 3 Node Sayısı = 20

Öğrenme Oranı = 0,6

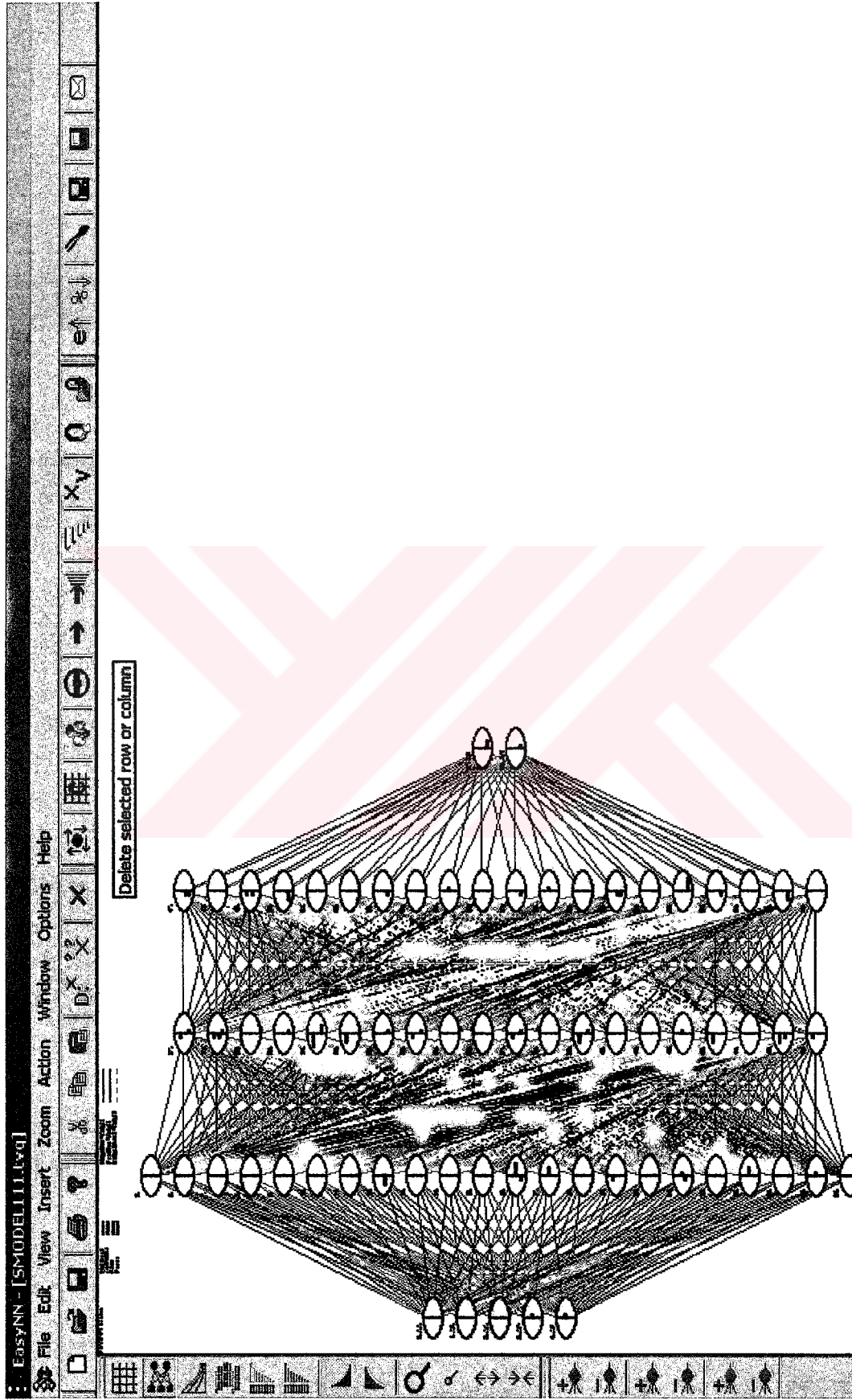
Momentum = 0,8

Hedef Öğrenme Hata Miktarı = 0,005

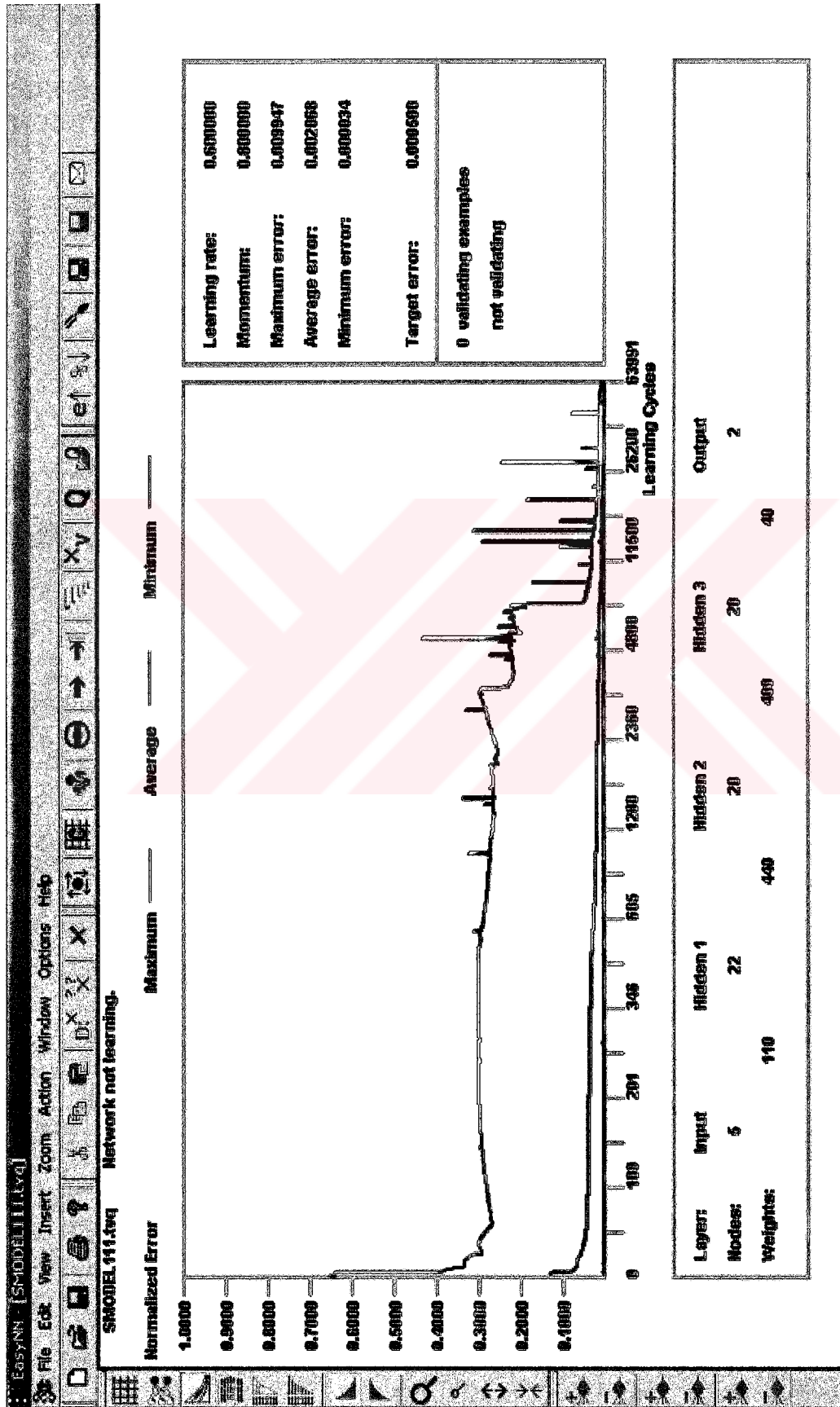
Girdi olarak 5 ayrı parametre değeri (d_a , dp , L , E , v) sisteme girilmiştir. Çıktı olarak is k ve θ olmak üzere 2 ayrı değişken girilmiştir. 343x7 lik bir matris halinde veri girişinde bulunulmuştur. Hem θ hemde k_e tek bir satırda sorgulanmıştır. Üç ayrı gizli katman kullanılmıştır. Bu gizli katmanları program kendisi otomatik oluşturmaktadır. Gizli katmanların her biri için ise sırasıyla 22, 20 ve 20 elemandan oluşmuştur. Hedef öğrenme oranı 0,005 verilmiştir.

Şekil 6.1’de 5 girdili, 2 çıktılı bir yapay sinir ağı sistemi görülmektedir. Girdilerle çıktılar arasındaki ara katmanlar ve her bir düğümün birbiri ile bağlantısı görülmektedir.

Şekil 6.2’de öğrenme aşamaları gösterilmektedir. 63991 iterasyonda istenen hata oranında öğrenme gerçekleşmiştir. Bu öğrenme iterasyonları yaklaşık 1 hafta içinde elde edilmiştir



Şekil 6.1. YSA da verilen girdi ve çıktılarının gösterilmesi



Şekil 6.2. YSA da verilerin öğrenilmesi aşaması

6.3. Örnek Civata İçin ANSYS ve Yapay Sinir Ağları Sonuçlarının Karşılaştırılması

Çıktı olarak; analizi ANSYS' de yapılmamış bir çap değeri olan M11 değeri için sonuçlar sorgulanmıştır. Sonuçların ANSYS ile doğruluğunu mukayese için bu değerlerin analizleri ANSYS de yapılmış fakat M11 için elde edilen sonuçlar yapay sinir ağlarına girilmemiştir. Mukayese edilen değerler 6 farklı grupta sınıflandırılmıştır.

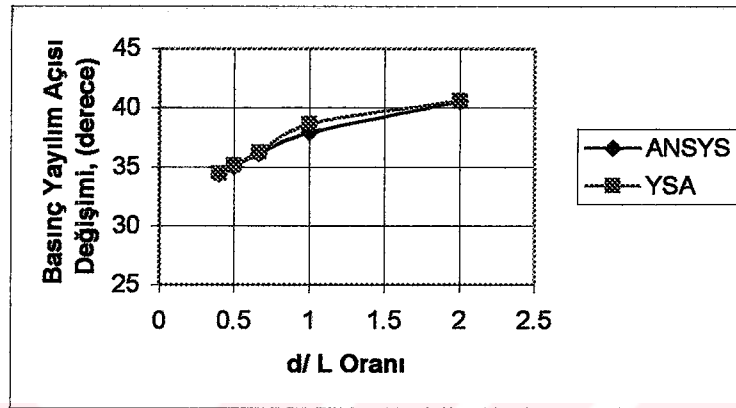
Çizelge 6.3'de birleştirilecek elemanların aynı tür malzemeden olduğu varsayılmış ve eleman kalınlıkları değişken tutularak sonuçlar YSA dan elde edilmiştir. Mukayese için M11 için ANSYS de aynı analizler tekrarlanmış fakat bu veriler YSA sistemine girilmemiştir. Buradaki amaç, YSA'ya girilen verilerin yeterli olup olmadığını mukayese etmek ve gerçek analizlerle YSA nın bir değerlendirilmesini yapmaktır.

Çizelge 6.3. M11 için Plaka kalınlığına bağlı θ değişimin YSA'dan elde Edilmesi

d (mm)	d_p (mm)	L (mm)	E (N/mm ²)	ν
11	16,5	5,5	210000	0,291
		8,25		
		11		
		13,75		
		16,5		
		19,25		
		22		
		24,75		
		27,5		

Şekil 6.3'de teta açısı değişiminin ANSYS ve YSA mukayesesi gösterilmektedir. Tasarımda eleman direngenliği yerine θ değerini kullanıldığında bu hatalar tamamen elimine edilebilir. Hazırlanan programda teta değişkenleri ile tasarım yapılmıştır. Eleman direngenliği yerine basınç yayılım açısının kullanılmasının sebebi ise; farklı türdeki malzemelerin birleştirilme durumlarında θ değişkeninin kullanmak, dayanım

hesaplamalarda daha kullanışlıdır. Farklı türdeki, farklı kalınlıklardaki elemanların birleştirilme durumlarında θ değişkeni kullanılarak civatalı herhangi bir bağlantının tüm mukavemet hesaplamaları yapılabilir.

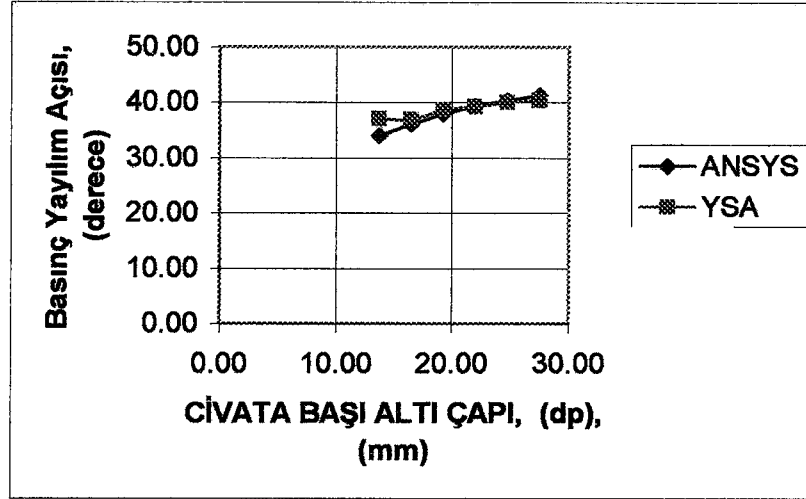


Şekil 6.3. L'ye bağlı θ değişimi

Çizelge 6.4'de birleştirilecek elemanların aynı tür malzemeden olduğu varsayılmış ve civata başı altı çapı değişken tutulmuştur. Parametreler ile eleman kalınlıkları değişken tutularak sonuçlar YSA dan sorgulanmıştır.

Çizelge 6.4. M11 için Civata başı altı çapına bağlı θ değişimin YSA'dan elde edilmesi

d (mm)	d_p (mm)	L (mm)	E (N/mm ²)	ν
11	13,75	11	210000	0,291
	16,5			
	19,65			
	22			
	24,75			
	27,5			



Şekil 6.4. d_p 'ye bağlı θ değişimi

Şekil 6.4'da basınç yayılım açısının civata başı altı çapına bağlı değişimi görülmektedir. Hem YSA hemde ANSYS sonuçları birbirleri ile uyum içindedir.

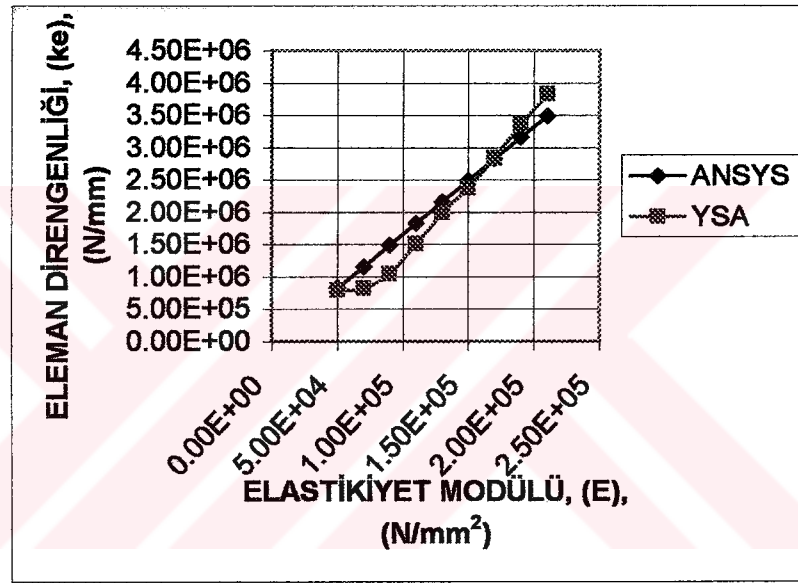
Çizelge 6.5'de Elastikiyet modülünün değişimine bağlı eleman direngenliği ve basınç yayılım açısının değişimini göstermek için kullanılan parametreler görülmektedir.

Çizelge 6.5. M11 için Elastikiyet Modülüne bağlı θ değişimin YSA'dan elde edilmesi

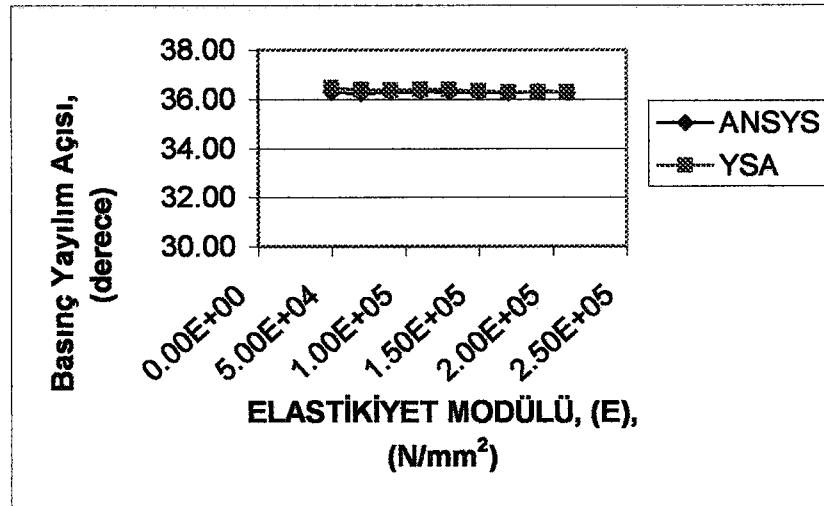
d (mm)	d_p (mm)	L (mm)	E (N/mm ²)	ν
11	16,5	11	50000	0,291
			70000	
			90000	
			110000	
			130000	
			150000	
			170000	
			190000	
			210000	

Şekil 6.5'de elastikiyet modülü değişiminin yani malzeme değişiminin eleman direngenliğine etkisi görülmektedir. Şekilden elde edilen sonuçlar da ANSYS ve YSA'nın birbirine uymadığı görülmektedir. Bunun sebebi ise bu çalışmada üç ayrı

malzeme türü (çelik, dökme demir, magnezyum) ile analizler yapılmıştır. Yeterli aralıklarla veri girilmediğinden sonuçlar birbirine tam uyum içinde çıkmamıştır. Yalnız bu üç malzeme ile analizlerin yapılmasının sebebi, kullanılan malzemeler içinde çelik, elastikiyet modülü en yüksek malzeme, daha sonra dökme demir ve en düşük değere sahip olanda magnezyumdur. Elastikiyet modülü aralığı belli oranlarda artarak analizler yapılarak YSA'da öğretilseydi sonuçlar birbirleri ile uyum gösterecekti. Öğrenme esnasında hedef hata aralığı düşürüldükçe sonuçlar birbirine yaklaşmaktadır.



Şekil 6.5. E'ye bağlı k_e değişimi



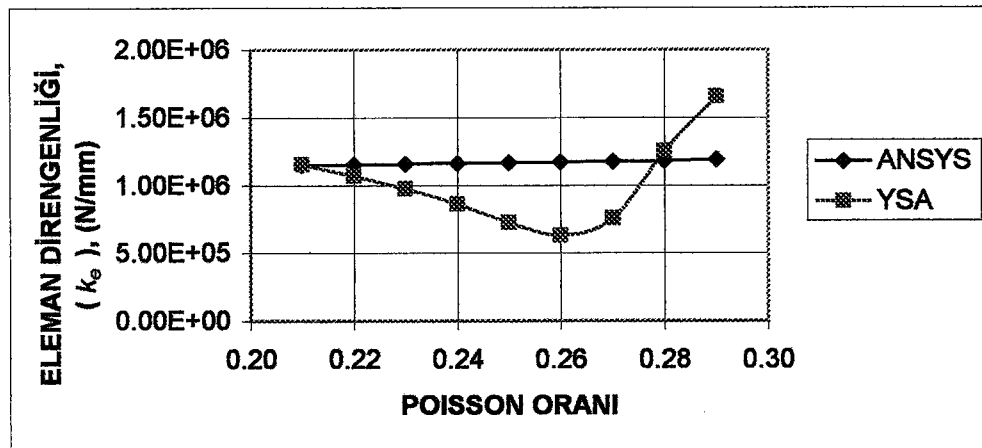
Şekil 6.6. E'ye bağlı θ değişimi

Şekil 6.6'da uygun bir öğrenmenin gerçekleştiği görülmektedir. ANSYS sonuçları ile YSA sonuçları tam üst üste örtüşmüştür. Elastikiyet modülü değişimine bağlı eleman direngenliği değerleri ve basınç yayılım açısı değerleri teorik hesaplamalar ile uyum içindedir.

Çizelge 6.6'da Poisson oranı değişimine bağlı eleman direngenliği ve basınç yayılım açısı değeri parametreleri görülmektedir. Çizelgedeki parametreler YSA ya girilerek sonuçlar elde edilmiştir.

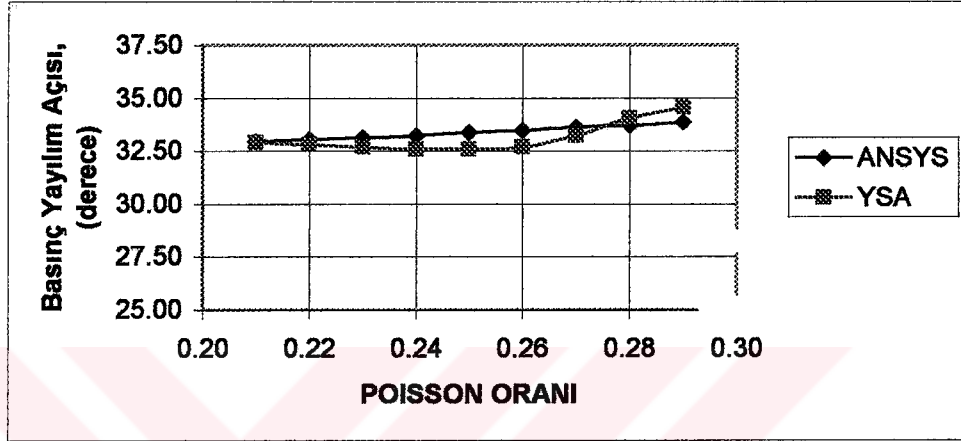
Çizelge 6.6. M11 için Poisson oranına bağlı k_e ve θ değişimin YSA'dan elde Edilmesi

d (mm)	d_p (mm)	L (mm)	E (N/mm ²)	ν
11	16,5	11	100000	0,21
				0,22
				0,23
				0,24
				0,25
				0,26
				0,27
				0,28
				0,29



Şekil 6.7. ν 'ye bağlı k_e değişimi

Şekil 6.7’de YSA ve ANSYS eleman direngenliği ve basınç yayılım açısı değişimi görülmektedir. Özellikle eleman direngenliği sonuçları istenen hata aralığında olmamıştır. Değişik Poisson oranına sahip malzemelerle ilgili çalışmalar yapıp veri olarak girilmesi gerekmektedir



Şekil 6.8. ν 'ye bağlı θ değişimi

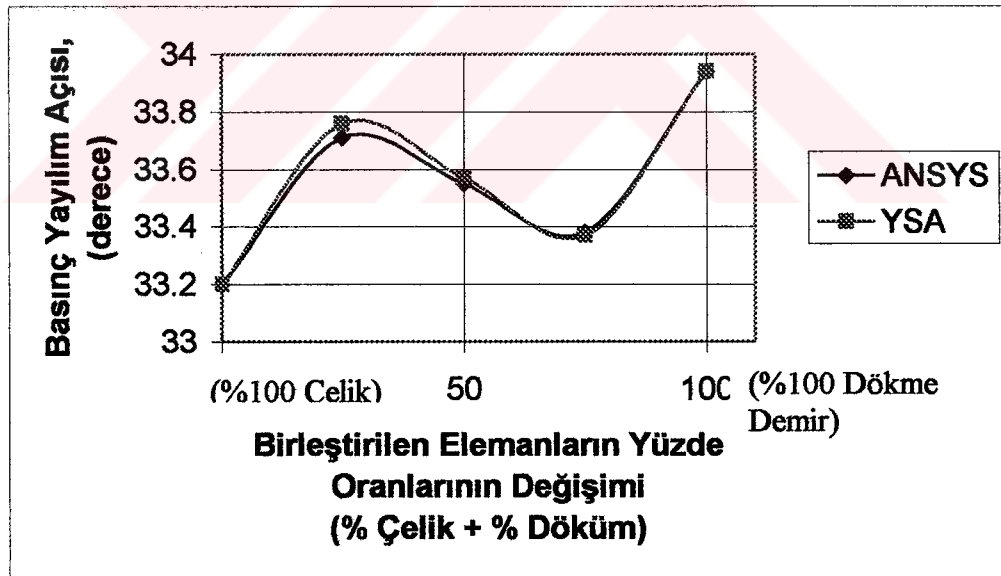
Şekil 6.8’de ise değişik Poisson oranlarına göre basınç yayılım açısının değişimi gösterilmektedir. YSA, değişik Poisson oranlarına göre eleman direngenliğine nazaran daha iyi sonuçlar vermiştir. Basınç yayılım açısını yapay sinir ağları sisteminde kullanmak, eleman direngenliğini kullanmaktan daha iyi sonuçlar vermektedir. Çünkü; eleman direngenliği büyük sayılarla ifade edilmektedir. Dolayısı ile hata oranları da artmaktadır. Basınç yayılım açısının değerleri yaklaşık 20-45° arasında olduğundan daha az hatalı sonuçlar vermektedir.

Çizelge 6.7’de iki farklı malzemeden oluşmuş bağlantıdaki parametreler görülmektedir. Bu parametrelerle YSA’dan alınan sonuçlar ile ANSYS sonuçları mukayese edilmiştir.

Çizelge 6.7. Farklı malzeme özelliğindeki farklı kalınlıktaki elemanların θ değerlerinin YSA'dan elde edilmesi

d (mm)	d_p (mm)	L (mm)	L_1 (mm)	L_2 (mm)	E_1 (N/mm ²)	E_2 (N/mm ²)	ν_1	ν_2
11	16,5	13,75	1,71875	12,03125	210000	100000	0,291	0,21
			3,4375	10,3225				
			5,15625	8,59375				
			6,875	6,875				
			8,59375	5,15625				
			10,3225	3,4375				
			12,03125	1,71875				

Şekil 6.9'da ANSYS ile YSA basınç yayılım açısı değişimi sonuçları görülmektedir. Her iki eğride birbirinin üzerine oturmuştur. Farklı malzemeler için girilen verilerin yeterli olduğu görülmektedir.



Şekil 6.9. Farklı malzemelerin birleştirilmesinde basınç yayılım açısı teta değişimi

Elastikiyet modülü ve Poisson oranı değişiminde iyi sonuç vermemesinin sebebi belli aralıkta elastikiyet modülü ve Poisson oranında malzeme ile analiz yapılması gerekliliğidir. Bu tez çalışmasında malzeme türü olarak 4 farklı malzeme üzerinde durulmuştur

7. HAZIRLANAN PROGRAM

7.1. Programın Ana Hatları

Bu tez çalışması sırasında 3000'e yakın ANSYS ortamında analiz yapılmıştır. Elde edilen bu analiz sonuçları hem bilgisayarda büyük yer tutmakta hem de ANSYS haricinde kullanılan programlarda işlenememektedir. Çünkü ANSYS programından başka EasyNN, Excel, Not Defteri ve ANSYS paket programından edilen sonuçların animasyonunu göstermek içinde Windows Medya Player programı eş zamanlı olarak kullanılmıştır. Bu programların bir birleri ile etkileşimlerini sağlamak ve birbirinden veri alıp vermek için bu paket programları birbirine bağlayacak bir program hazırlamak ihtiyacı doğmuştur.

Civatalı bağlantının tasarımı için bazı parametrelere ve standart tablo değerlerine ihtiyaç vardır. Bu parametreleri herhangi bir cetvel yada tablo kullanımına gerek duymadan; örneğin, M10 civata denilince adım değeri, dişi dibi çapı, diş üstü çapı, civatanın vidalı boyu, civatanın vidasız boyu, bağlanacak elemanların kalınlıkları, kaç eleman birbirine bağlanacağı, vb. tasarım ile ilgili parametreler görsel efektler ile kullanıcıya sunulmaktadır. Program eleman direngenliğini hesap etmek için verileri EasyNN programından alıp işleme katabilmektedir. Bunun için bir alt program hazırlanmıştır.

Program ana manü itibarıyla Tanıtım, Tasarım, ANSYS, EasyNN ve Destek ünitelerinden oluşmaktadır. Tanıtım kısmında civata başı modelleri gösterilmektedir. Yapılan bu çalışmadan elde edilen sonuçlardan biri civata başı boyutlarının ve bağlanacak elemanların kalınlıklarının bağlantının direngenliğini etkilediği sonucuna varılmış ve bu yüzden kullanıcının kullanılan bağlantı elemanı tipini belirlemesi gerekliliği ortaya çıkmıştır. Standart civata ölçüleri, tanıtım kısmında, kullanıcıyı bilgilendirmek maksadıyla hazırlanmıştır.

Tasarım kısmında; civatalı bağlantı modellerine göre kullanıcının kendi modelini oluşturma imkanı sağlanmış, ölçülendirilmesi ile birlikte kullanıcı hangi değişkenin

nerenin ölçüsü olduğunu önceden bilmeden, şekil üzerinde adım adım ölçülendirme yapabilmesi sağlanmıştır. Ölçülendirme işleminden sonra gerekli verileri program kendi hafızasında tutmakta ve diğer programlar ile etkileşim içinde gerekli bilgileri alıp kullanmaktadır.

ANSYS kısmında ise Visual Basic ile ANSYS programının etkileşimi sağlanmış Visual Basic içinden ANSYS'in çalıştırılması sağlanmıştır. Ayrıca daha önceden ANSYS ortamında yapılan analizlerin animasyonları veya elde edilen sonuçlar metin (.txt) formatında okunabilmektedir.

EasyNN kısmında ise Yapay Sinir Ağı ile Visual Basic (VB) programının etkileşimi gerçekleştirilmiş ve VB içinde EasyNN programının çalıştırılabilmesi ve verilerin VB'e aktarımı sağlanmıştır.

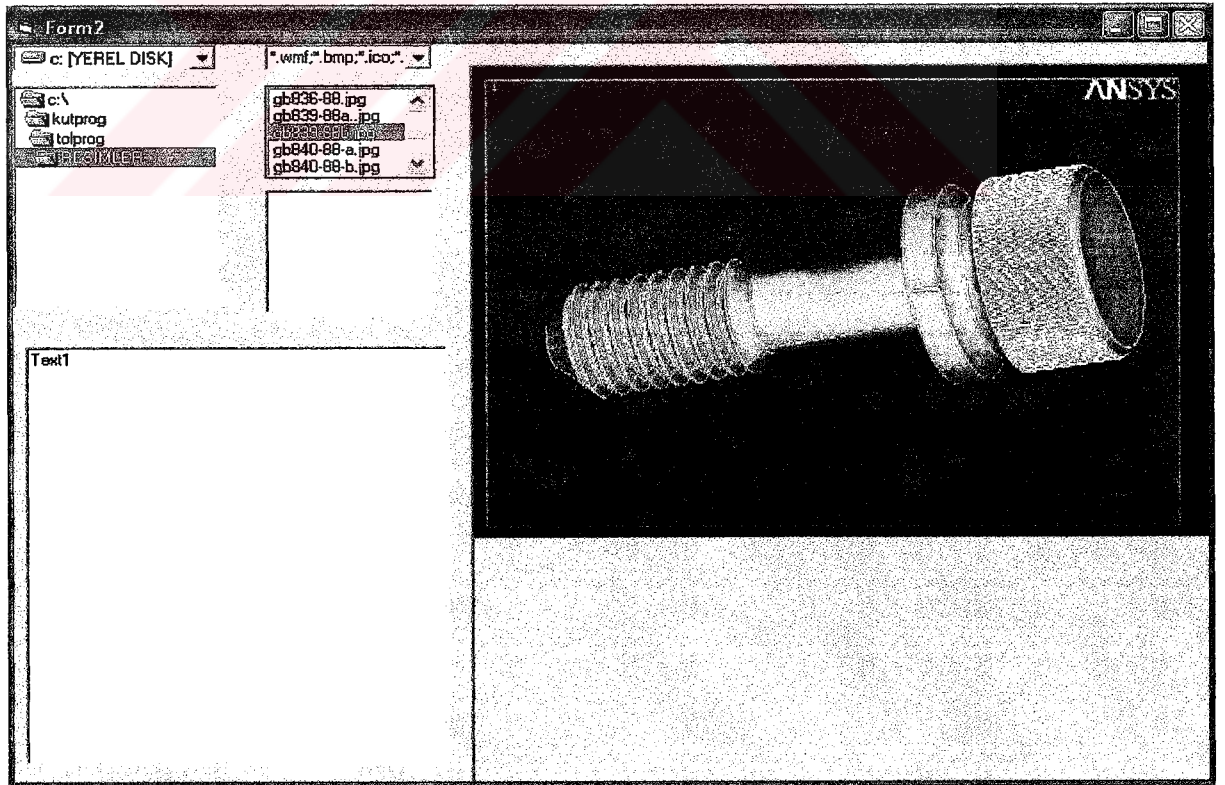
Destek kısmında programın kullanımı ve civatalı bağlantılar ile ilgili doküman sunulmuştur.

Şekil 7.1.'de programın ana menüsü gösterilmektedir. Ana menü üzerinde ANSYS, Autodesk Mechanical Desktop ve EasyNN programlarının bağlantıları görülmektedir. Bu ikonlar işaretlenince program doğrudan seçilen programı çalıştırmaktadır. Ana menü üzerinde Tanıtım ve kullanım amaçları alt menüsü ile program kullanıcıya civata bilgilerini sunmaktadır.

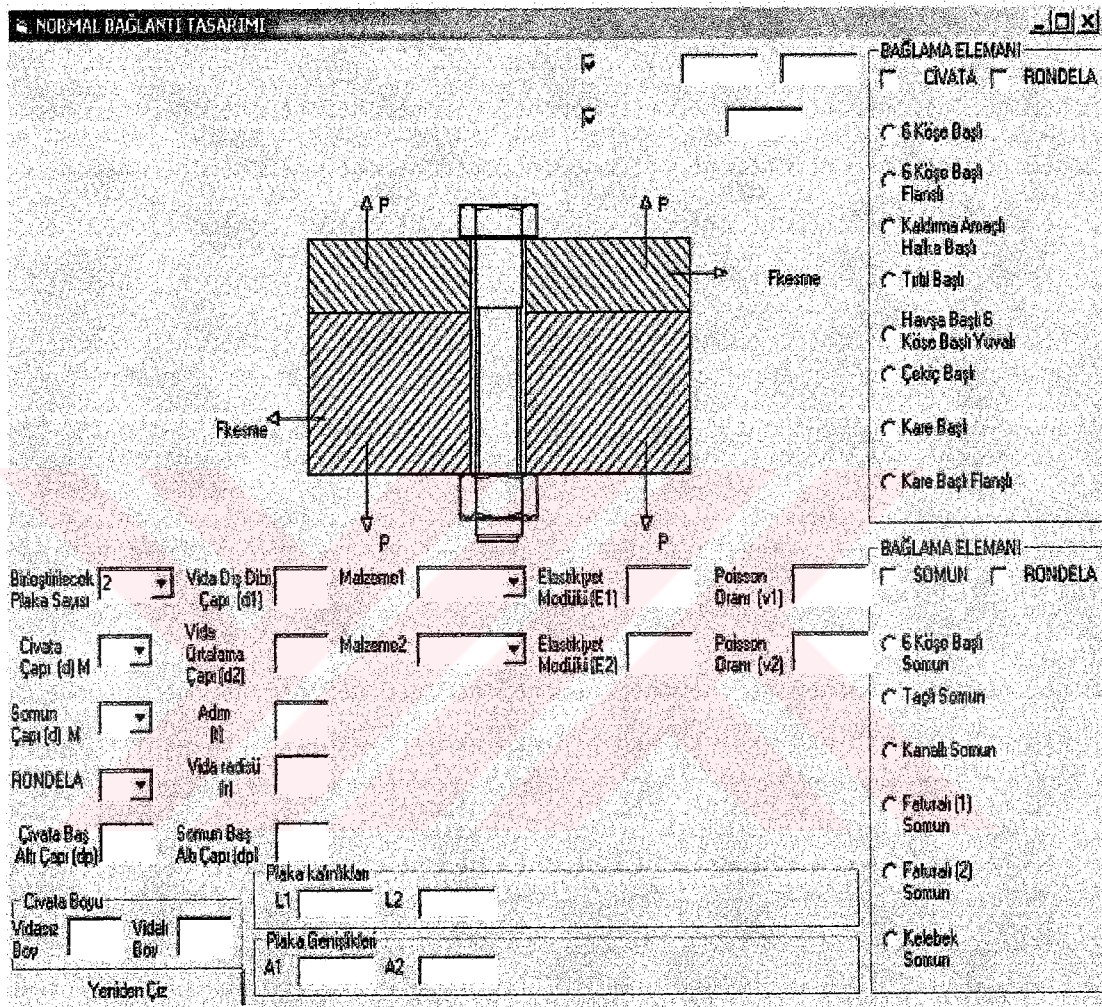
Şekil 7.2.'de program içinde hazırlanan resimleri gösteren ve ANSYS den elde edilen sonuçları metin (.txt) formatında gösteren alt program görülmektedir. Şekilde görüldüğü üzere program bilgisayarda bulunan tüm metin dosyalarının içeriklerini ve resimleri aynı anda kullanıcıya sunabilmektedir.



Şekil 7.1. Program ana menu ekranı

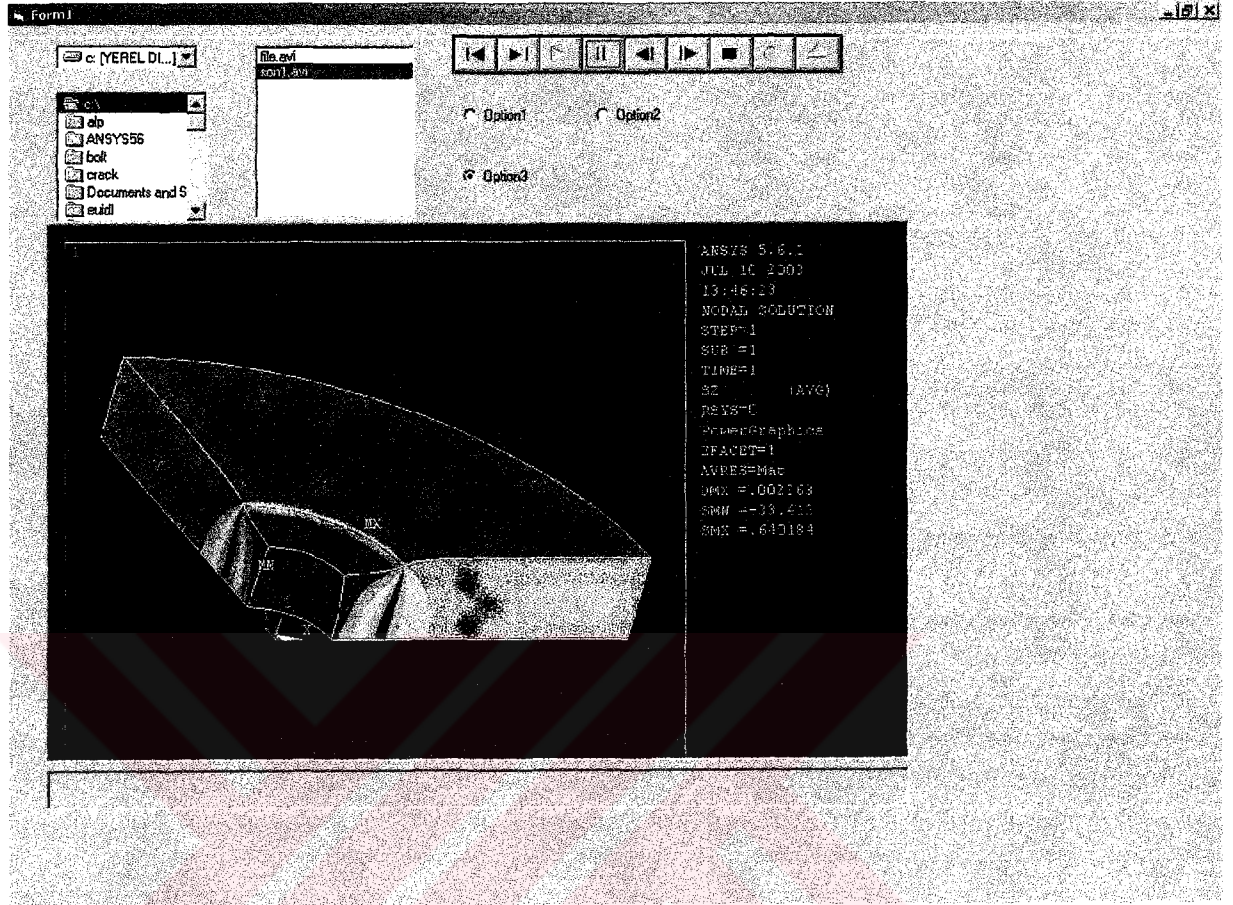


Şekil 7.2. Resim ve ANSYS çıktılarını gösteren ekran



Şekil 7.3. Civata tasarımı menü ekranı

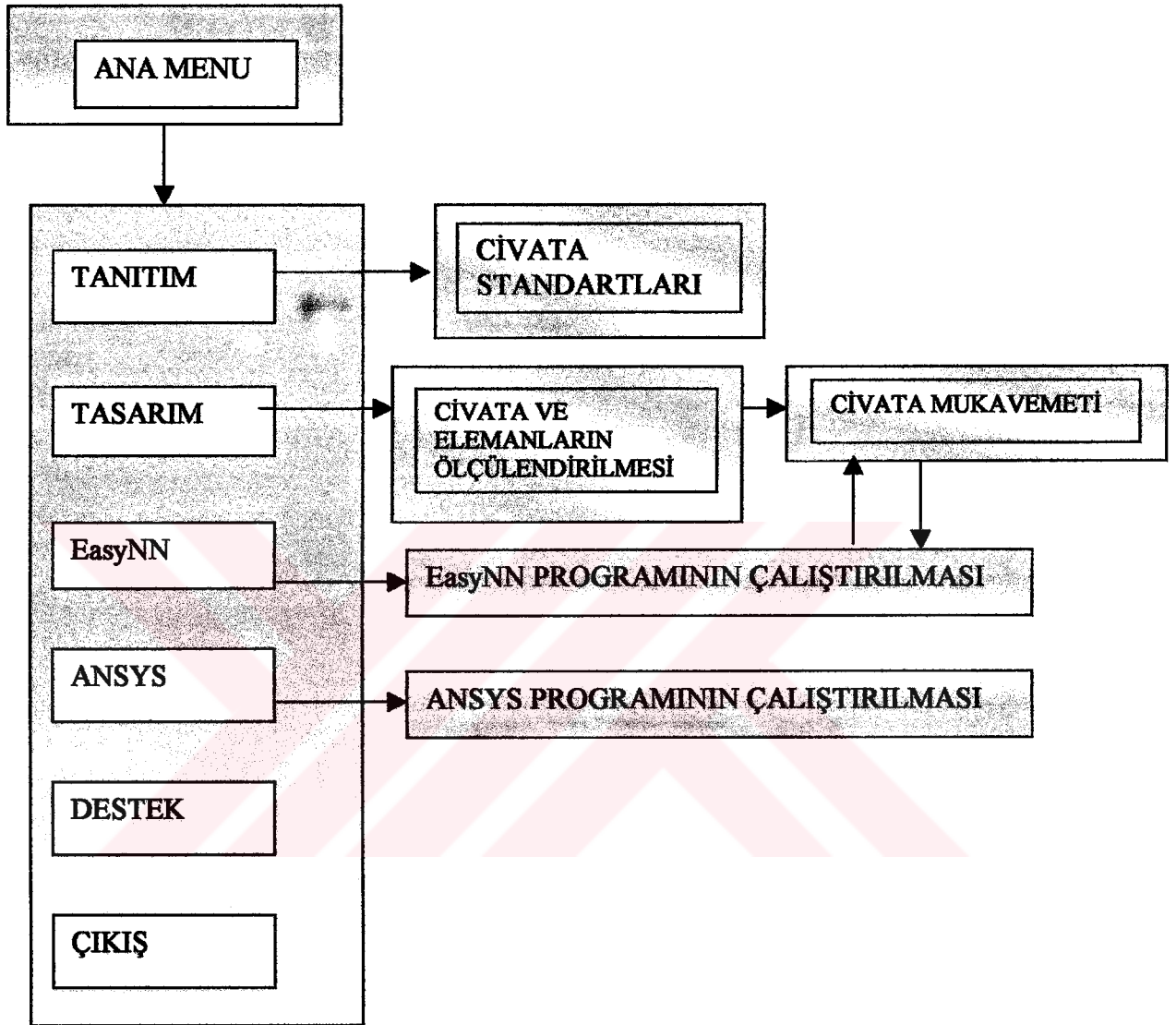
Şekil 7.3.'de civata tasarımı alt programı ekranı görülmektedir. Bu menü vasıtasıyla kullanıcı civatalı bağlantıyı tasarlayabilmektedir. Civata tasarımı için gerekli her ölçü, ölçülendirme butonu vasıtasıyla görsel olarak kullanıcıya sorulmaktadır. Civata ölçülendirilmesi bittiğinde kullanıcı kendi tasarımını şekil olarak görebilmektedir. Program üzerindeki ilk civatalı bağlantı şekli şematiktir. Bu ekran kullanıcının civatalı bağlantı tasarımı yaparken ölçülendirme parametrelerini ve yükleme durumlarını girmesi için kullanılmaktadır.



Şekil 7.4. ANSYS programında elde edilen bir analizin animasyonu

Şekil 7.4.'de ANSYS içinde daha önceden yapılmış animasyonun izlenmesine imkan veren alt programın çalıştırılmasıyla kullanıcıya sunulan ekran görülmektedir. Bu alt program yardımıyla kullanıcı daha önceden yapılan analizlerin animasyonunu görebilmektedir.

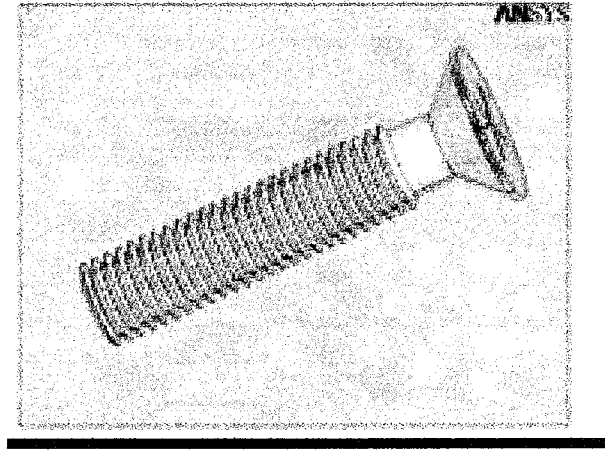
Şekil 7.5.'de programın ana akış şeması görülmektedir. Hazırlanan program, kendisini oluşturan programlarla iletişim halindedir.



Şekil 7.5. Programın şematik gösterilmesi

7.2. Tanıtım

Programın bu bölümünde çeşitli vida tipleri tanıtılmaktadır. Burada vidaların diş tipleri değil de civata başlarının tipi eleman direngenliğini etkilediği için bu tiplere önem verilmiştir. Bu amaçla 100 adet değişik civata başı şekli AMD (Autodesk Mechanical Desktop) ortamında çizilmiş ve bunlar ANSYS ortamına aktarılmış ve tanıtım tipleri oluşturulmuştur (Şekil 7.6) (59). Ayrıca M2 den M30 a kadar bir civata için gerekli olan tüm parametre değerleri programda girilmiştir.



Şekil 7.6. Yıldız başlı civata

7.3. Tasarım

Tasarımda önceelikle bağlantısı yapılacak civata ve elemanların ölçüleri verilmektedir. Program en fazla 5 elemana kadar bağlantı yapabilmektedir. Civataya gelen dış yüklemeler ve eksenel yüklemeler verilmektedir.

Civatalı bağlantıların tasarımında en genel olan iki durum düşünülmüştür. Bunlardan ilki Şekil 7. 7’de gösterilen iki plakalı bir civatalı bağlantı şeklidir. Bu iki plakanın birbirine birleştirildiği durumdur. Bu tasarım için gerekli tüm parametreler Şekil 7.4’de gösterilmiştir. Tasarım aşamasında; tasarım şekli, normal bir F kuvvetinin yanında başka dış yüklerin uygulandığı durumları da desteklemektedir. Programda adım adım ölçülendirme yapılmakta ve kullanıcının hangi ölçünün ne ölçüsü olduğunu bilmesine gerek kalmadan görsel biçimde ölçülendirme yapılmaktadır.

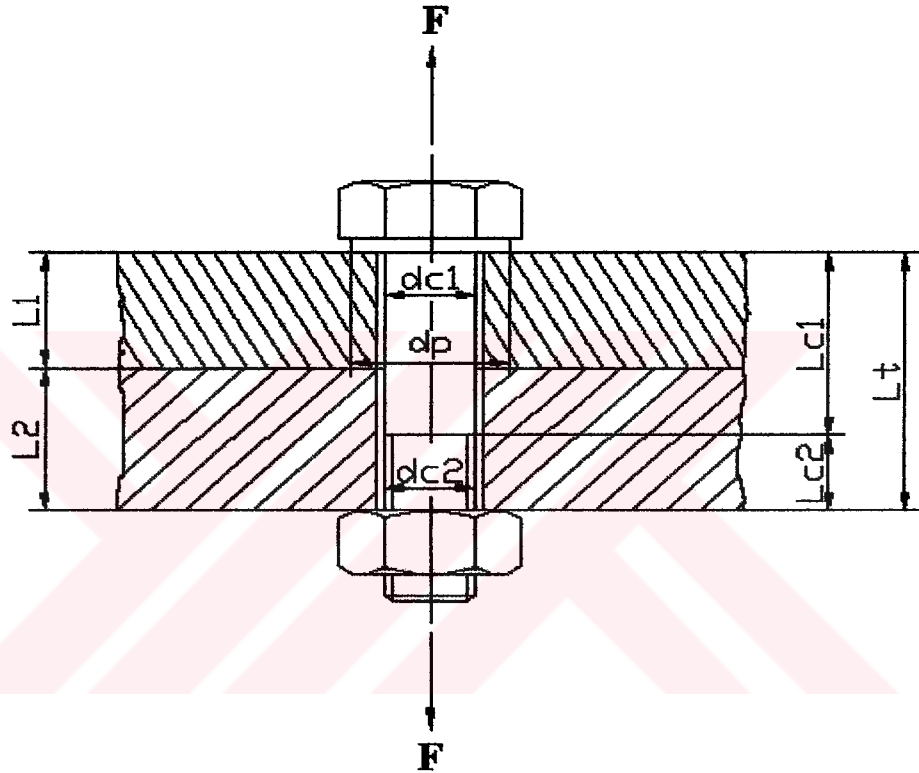
d_{c1} : Civatanın vidasız boyunun ölçüsü (mm)

d_{c2} : Civatanın vidalı boyunun ölçüsü (mm)

d_d : Vida delik çapı (mm)

d_p : Civata baş altı veya rondela çapı (mm)

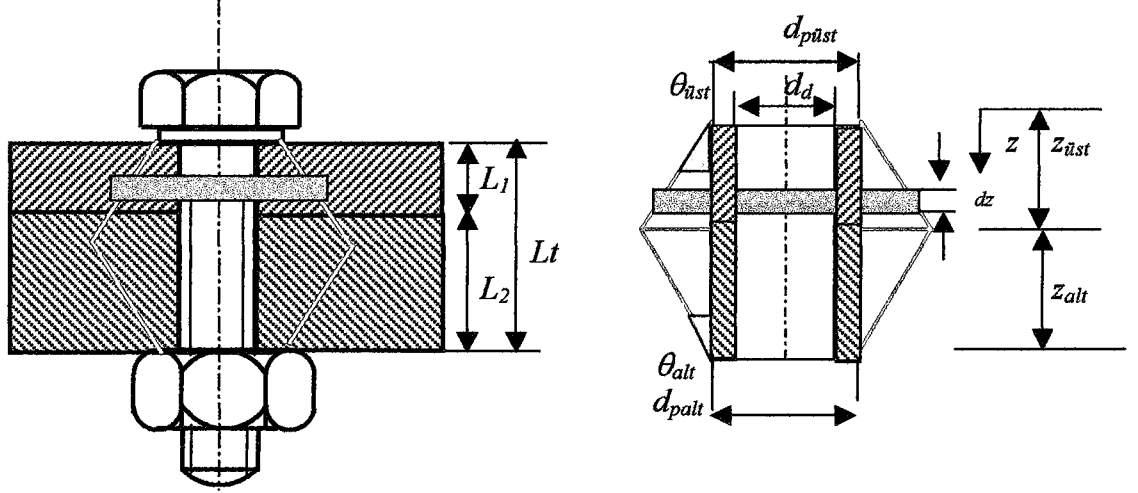
- L_{c1} : Civatanın vidasız boyunun ölçüsü (mm)
 L_{c2} : Civatanın vidalı boyunun ölçüsü (mm)
 L_t : Bağlanacak elemanların toplam kalınlığı (mm)
 L_1 : Üst plaka kalınlığı (mm)
 L_2 : Alt plaka kalınlığı (mm)



Şekil 7.7. İki plakalı civatalı bağlantı

Örneğin; d_{c1} ölçüsünün değeri sorulduğunda, d_{c1} ile gösterilmiş çizgi yanıp sönmekte kullanıcı sadece görsel olarak ölçülendirmeyi gerçekleştirmektedir. Ölçülendirme işlemi tamamlandıktan sonra verilen ölçülere göre şekil yeniden çizilmekte ve eğer görsel olarak bir ölçü bozukluğu var ise yeniden düzeltilebilmektedir (Şekil 7.4). Bu aşamadan sonra program EasyNN programı ile ilişki kurup tasarım parametrelerine göre gerekli eleman direngenliği (k_e), teta (θ) ve çentik faktörü (k_f) değerlerini alarak işlemi gerçekleştirmektedir.

Dış yüklemeler karşısında şekil 4.13 teki gibi basınç dağılım konileri her iki taraftanda kurulur.



Şekil 7.8. Programda oluşturulan basınç konisi

Şekil 7.8'deki L_t boyu öncelikle 1000 parçaya bölünerek dz bulunmuştur ($\Delta z = L_t/10000$). $z_{üst}$ ve z_{alt} değerleri $L_t/2$ değerinde olduğu varsayılarak üst ve alt konideki eleman yüzdelere ayrı ayrı bakılarak ve EasyNN programından elde edilen $\theta_{üst}$ ve θ_{alt} değerleri belirlenir. Birim kuvvette oluşan kısaltmaların toplamı ($1/k_e$) her bir elemanda ayrı ayrı bulunarak toplanır.

$$\frac{1}{k_{e_{alt}}} = \sum_i \frac{1}{k_{e_i}} \quad [7.1]$$

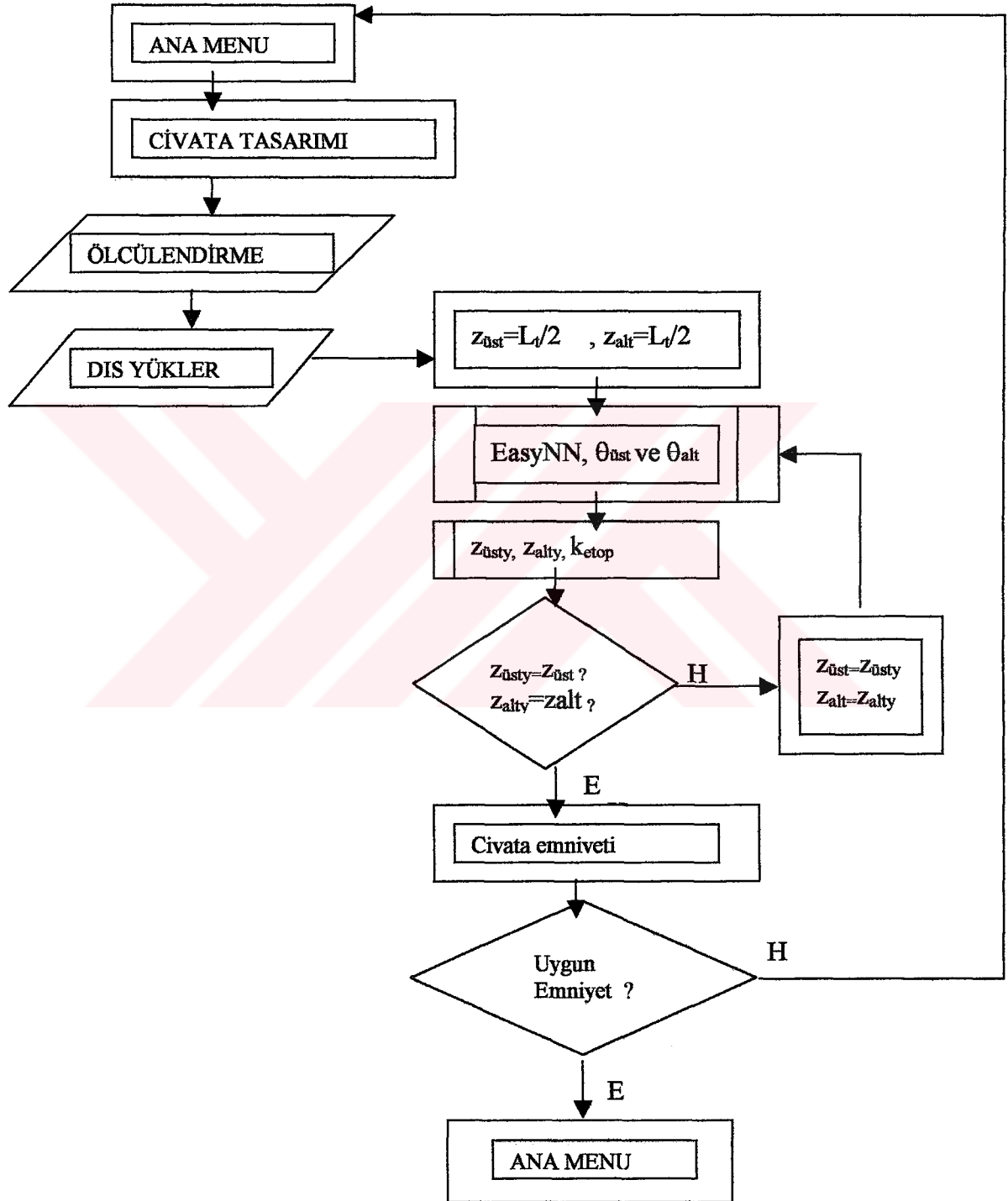
$$\frac{1}{k_{e_{üst}}} = \sum_i \frac{1}{k_{e_i}} \quad [7.2]$$

üst ve alt konideki çaplardan hangisi büyükse büyük olanda hesap yapılarak 1000 defa tekrarlanmıştır. Neticede yeni z_{alt} değeri bulunmuştur. Eski ve yeni z_{alt} ve $z_{üst}$ değerleri birbirlerine değer olarak yakınlaşıncaya kadar hesap tekrar edilmektedir (Basit iterasyon) (Şekil 7.9).

Bulunan eleman direngenliği ;

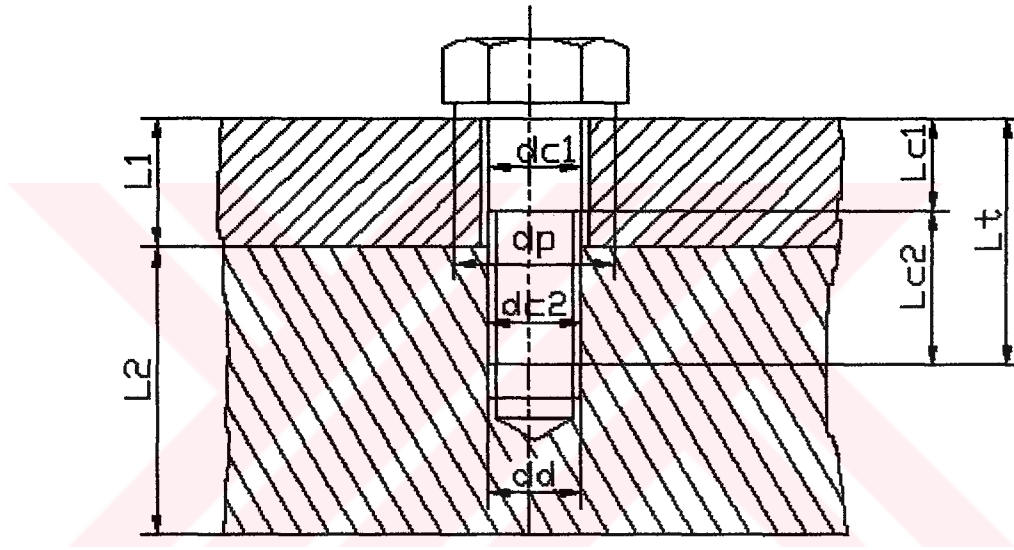
$$\frac{1}{k_{e_t}} = \frac{1}{k_{e_{üst}}} + \frac{1}{k_{e_{alt}}} \quad [7.3]$$

ve örnek problem için verilen tasarım tasarım parametereleri ile k_{ϕ} , $F_{\phi n}$ ve F_c bulunarak bağlantının emniyeti hesap edilmektedir .



Şekil 7.9. Cıvata tasarımı program akış şeması

Diğer tasarım biçimi ise kör delik durumudur. Bu durumda ölçülendirmede sadece L_{c2} ve L_2 ölçüleri tanımlanmasında bir değişiklik söz konusudur (Şekil 7.10). Literatürde kullanılan kabullere göre bu ölçüler vidanın vidalı boyunun yarısı değeri kabul edilmektedir (3). Ölçüler yine aynı biçimde görsel olarak tek tek yanıp sönmekte ve bu değerler girilmektedir. Tasarım işlemi bittikten sonra işlem kısmına geçilmekte ve gerekli hesaplamalar EasyNN programı ile ilişkilendirilip çözülmektedir



Şekil 7.10. İki elemanlı kör delik civata bağlantısı

7.4. ANSYS

Programın bu bölümünde, program ile ANSYS paketinin birbirine bağlantısı gerçekleştirilmiştir (Şekil 7.1). Hazırlanan Visual Basic programı içinden Ansys programının çalıştırılması sağlanmıştır.

Ayrıca ek bir program yapılarak Medya Player özelliği, .txt , .bmp ve .jpg uzantılı dosyaların program içinden çalıştırılabilmesi sağlanmıştır. Çünkü ANSYS'de yapılan bir analizin animasyonu ancak Ansys programına girilerek çalıştırılmasının önüne geçilmiş ANSYS paket programı çalıştırılmadan VB ortamında bu programlar çalıştırılır hale getirilmiştir.

7.5. EasyNN

Bu kısımda ana program ile EasyNN programı birbirine bağlanmıştır (Şekil 7.1). VB ortamında ANSYS, EasyNN ve AMD programları çalıştırılabilmektedir. Yine derleyici olarak hazırlanan program yardımıyla değerler .txt formatında saklanabilmekte ve program içinde tasarım kısmında bu metin dosyaları okunarak gerekli bilgiler alınabilmektedir.

7.6. Programın Çalıştırılması

Program ilk çalışırken menu ekrana gelmektedir. Menu üzerine farenin sol butonu tıklandığında menülerin alt birimleri ekrana gelmektedir. Bunlar; Tanıtım, Tasarım, ANSYS, Easy NN, Destek ve Çıkış birimlerinden oluşmaktadır.

Tanıtım bölümünde standart civata tipleri eğitim maksadıyla verilmiştir. Bunun için hazırlanan alt programda listeden istenen civata tipi görülmektedir. Bu listede hem DIN hem de ISO standartları mevcuttur. Değişik türdeki civata başları gösterilmiştir. Kullanıcı istediği standarda göre istediği civata biçimini görebilmektedir. Ayrıca genel olarak vida hesaplamaları için gerekli tüm ölçüleri görebilmektedir.

Tasarım bölümünde; öncelikle ekrana bir menü gelmekte ve 2 ayrı tip civatalı bağlantı biçimini göstermektedir. Kullanıcı hangi türdeki civatalı bağlantıyı seçerse o şekli simüle eden bir şekil ekrana gelmektedir. Program, kullanıcıdan tek tek yapıp sönen oklarla şekli ölçülendirmesini istemektedir. Yeniden çiz butonu vasıtası ile kullanıcının girdiği değerler oranında yeni bağlantı biçimini çizmektedir. Yapılan alt program sayesinde programın EasyNN ile ilişkisi sağlanmıştır. Kullanıcı programı çalıştırdıktan sonra metin dosyasından girdiği değerleri çağırması gerekmektedir. Bu değerler neticesinde k_c , $teta$ ve k_e değerleri ekranda görünmektedir. Yine bu değerleri de metin formatında sakladıktan sonra programdan çıkmakta ve VB programına geri dönmektedir. Yardımcı olarak hazırlanan alt program vasıtası ile YSA dan elde edilen değerleri kullanıcı görebilmektedir. Program hesaplamaları kendi yaparak en

sonunda bir S (Emniyet değeri) bulmaktadır. Eğer S uygun bir değerde ise program sonlandırılmakta, değilse en başa yeniden tasarım kısmına dönülebilmektedir.

7.7. Çentik Etkisi

Eksenel yük taşıyan civatalı bağlantıların hesaplanmasında dış yük değeri değişken olabilmektedir. Bu tür bağlantıların hesaplanmasında tam değişken yükleme durumu dikkate alınarak hesaplamalar yapılmaktadır. Tam değişken tüklenme durumundaki bir civatalı bağlantı hesaplanmasında “Eş. 3.39” teorik formülü kullanılmaktadır. Bu zorunluluktan dolayı bağlantının çentik değeri hesap edilmesi gerekmektedir.

Çentik etkisi (k_c), dış tabanının dış gövdesine kavuştuğu geçiş yerinde meydana gelen gerilme yığılmalarını dikkate alan faktördür ve aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$K_c = 1 + q(k_t - 1) \quad [5.11]$$

olarak ifade edilir. Çentik faktörü; çentik hassasiyeti (q) ve teorik çentik faktörünün (k_t) nin fonksiyonudur.

Çentik hassasiyeti (q), çentik yarıçapına bağlı olarak değişen bir fonksiyondur. Çentik hassasiyeti malzemenin kopma dayanımına ve çentik yarıçapına bağlı olarak değişir. Teorik çentik faktörü (k_t), dış tabanının kalınlığı ve geçiş yerindeki yarıçapına bağlı olarak değişmektedir.

Çentik faktörünün belirlenmesi aşamasında, malzeme kopma mukavemeti (σ_k), dış dibi yarıçapı ve vida çapına bağlı olarak yine Yapay Sinir Ağında modellenmiştir. Buna bağlı olarak çentik faktörü yine YSA kendi içinde girdileri yorumlamasıyla sonuçları elde etmektedir.

8. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında civatalı bağlantılardaki eleman direngenlikleri Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Yapay Sinir Ağları Sistemine uygulanarak belirlenmiştir.

Civatalı bağlantılardaki eleman direngenliklerinin belirlenmesinde literatürde bir çok teorik ve deneysel çalışmalar yapılmış ve bu çalışmalar birbirine benzer olmamakla birlikte, eleman direngenliği değişik değerlerde hesaplanmıştır. Bu farklılığı ortadan kaldırmak için 3 boyutlu sonlu elemanlar analizi yapılması zorunluluğu ortaya çıkmış ve sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur.

Civatalı bir bağlantıda, eleman direngenliğini belirlemek amacıyla, eleman direngenliğini etkileyen tasarım parametreleri irdelenmiştir. Tasarım parametrelerini belirlemek için ANSYS paket programında bir model geliştirilmiş ve bu model çözülmüştür. Analizlerden elde edilen sonuçlar literatür ile mukayese edilerek modelin doğruluğu belirlenmiştir. Civatalı bir bağlantıda; farklı kalınlıklarda ve farklı malzemelerden oluşmuş birleştirmelerin eleman direngenliği belirlenmeye çalışılmıştır. Daha hassas biçimde elemanlara ayırma işlemi yapılan yeni bir model geliştirilmiştir. ANSYS paket programı ile çözülen analizlerin sonuçları irdelenerek bir veri dosyası oluşturulmuştur. Analizlerden elde edilen veriler Yapay Sinir Ağları Sistemi paket programı EasyNN programı ile işlenmiştir. Eleman direngenlikleri ve basınç yayılım açısı üzerinde durulmuştur (Bölüm 5).

Farklı malzeme çiftlerinden oluşmuş birleştirmelerin mukavemet hesaplamalarını yapmak için basınç yayılım açısı yaklaşımıyla sonuca gidilebileceği yargısı ortaya konmuştur (Bölüm 6). EasyNN programından hem eleman direngenliği hem de basınç yayılım açısının değerleri veri aralığı içinde belirlenmiştir.

YSA da işlenmiş ve eşitlik kullanımı ortadan kaldırarak bu konuya yeni bir bakış açısı getirmiştir.

Sonlu Elemanlar paket programı ANSYS ile YSA paket yazılımı olan EasyNN programı kullanılmış ve bu programlar VB ortamında hazırlanan görsel bir program ile ilişkilendirilmiştir.

Çalışmada aynı tür malzemelerden oluşmuş bağlantı tipleri ile değişik malzemelerden oluşmuş malzeme tiplerinden oluşmuş bağlantı tipleri dikkate alınarak malzeme çeşitliliği sağlanmıştır.

Değişken yükelemlere maruz kalan civatalı bağlantıların mukavemet hesaplamaları için gerekli olan çentik faktörü YSA'ya öğretilmiş ve çentik faktörü değerini kullanıcının herhangi bir tablo veya eşitlik kullanmasına gerek kalmadan belirlenmiştir (Bölüm 8).

ANSYS ortamında yapılan bir analiz yaklaşık 1 saat almasından dolayı ANSYS paketinin eleman direngenliğini belirlemek için kullanımı için genel bir bakış açısı geliştirilmiş (YSA) ve böylece her bağlantı biçimi için yeniden ANSYS paketinde yeni analizler yapılması gereğini ortadan kaldırmıştır.

Farklı kalınlıktaki elemanların birleştirilmesi durumu göz önüne alınarak bu çalışma ile ilgili tüm parametreler tek tek irdelenmiştir .

Eleman direngenliği (k_e) doğrudan YSA ile hesap edilebilir olmasına rağmen, eleman direngenliğini belirlemek için teta (θ) boyutsuz değişkeni kullanılarak eleman direngenliğini belirlemede genel bir bakış açısı oluşturulmuştur. Bağlantı parametrelerine ($d, d_p, d_a, L, L_{c1}, L_{c2}, E, \nu$) bağlı olarak basınç yayılım açısının değişimi belirlenmiştir. Aynı türdeki malzemelerin civata ile birleştirilmesi ve farklı türdeki malzemelerin civata ile birleştirilmesi durumları için eleman direngenliği ve basınç yayılım açılarının belirlenmesi için genel bir çözüm ortaya konulmuştur.

Yapay sinir sistemi ağları teknik olan veya olmayan birçok diğer bilim alanlarına uygulanabilir. Örneğin imalat ile ilgili birçok uygulamada, modül ve diş sayısına

bağlı olarak otomatik olarak bir dişli hesabı verebilen bir öğrenme sistemi oluşturulabilir. Yada aynı biçimde modül ve diş sayısına bağlı olarak freze tezgahında dişli açmak için gerekli bölümü hesap eden bir öğrenme sistemi geliştirilebilir. Yapay sinir ağları sisteminin teknikte uygulamaları daha yeni olduğu için bu alanlarda yeni çalışmalar yapılabilir. Yine aynı biçimde rulmanların ve diğer makina elemanlarının sonlu elemanlar analizleri yapılarak yapay sinir sistemi ağlarına girilebilir. Özellikle standart makina elemanları ANSYS 'de sistematik tasarım olarak irdelenebilir.



KAYNAKLAR

- 1- Dimarogonas, A., "Bolted Joint", Computer aided machine design, *Prentice Hall International*, New-York, 322-344, (1989)
- 2- Bahaari, M.R., Sherbourne, A.N., "3D Simulation of bolted connections to stiffened columns II; Extended endplate connections", *J. Constr. Steell Res*, 40(3): 189-223, (1996)
- 3- Baraf, L., "Calculation of prestressed bolted connection with compressed rings of different diameter", *Konstruktion*, 46(1):24-28 (1994)
- 4- Baraf, L., Bercea, N. L., "Determining of the position of the horizontal plane of the operating force in pre, stressed bolted connection", *Konstruktion*, 46(4):54-58 (1996)
- 5- Fesser, H., "Assembly stresses and deflection of conical – faced flanged without gaskets", *Int. J. Mech. Sci.*, 33(8): 623-635 (1991)
- 6- Highlen, J. L. , Grim, T. R., "Finite element modeling of bolted joints", *Comp. Eng.*, 1988, San Francisco, ASME, 62-72 (1988)
- 7- Krishnamurthy, N., "Modeling and prediction of stell bolted connection behavior", *Computer & Structures*, 11: 75-82 (1980)
- 8- Krishnamurthy, N., "FEABOC; Finite element analysis of bolt connections", *8th Conf. Electronic Com., ASCE*, 312-325 (1983)
- 9- Lehnhoff, T.F. et al, "Member stiffness and bolt spacing of bolted joints", *Winter Ann. Meet.*, Anaheim, PVP Vol. 248, ASME, 63-72 (1992)
- 10- Maruyama, K. Et al., " Analysis of the deformation in bolted joints – the case where a cylindrical plate is fastened by a set of bolt and nut", *J. Jpn. Soc. Precis. Eng.*, 48: 1016-1021 (1982)
- 11- McKee, R.B. and Reddy, H., " Apparent stiffness of a bolt flange", *1995 ASME Design Eng. Tech. Conf., ASME*, 83:877-883 (1995)
- 12- Salem, H.T., "Finite element stress analysis of prestressed bolted connections", *Fall Nat Design Eng. Show Conf.*, NY, 89-104 (1986)
- 13- Tanaka, M., "The stress analysis of bolted joint with model using spring-beam element – a case of single bolted joint", *J. Jpn. Soc. Eng.*, 51: 2265-2270 (1985)

- 14- Tanaka, M.,Hongo.K., “The stress analysis of bolted joint with model using spring-beam element – a case of multi bolted joint”, *J. Jpn. Soc. Eng.*, 52: 665-660 (1986)
- 15- Tanaka, M.,Hongo.K., “The stress analysis of bolted joint with model using spring-beam elements, application to force-deformation diagram of bolted joint”, *J. Jpn. Soc. Eng.*, 54: 1747-1752 (1988)
- 16-Akaydın, Ö., “Sonlu elemanlar yöntemi ile makine parçalarının gerilme analizlerinin yapılması”, *Yüksek Lisans Tezi*,Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1-20 (1997)
- 17- Özkara, H.,”Civatalarda gerilme analizinin sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 1-20 (1995)
- 18- Perry, W.G., “What is Neural Network Software”, *Journal of System Management*, 45(9): 12-15 (1994)
- 19- Dağlı, C., “Artificial Neural Networks For Intelligent Manufacturing”, *Transaction on Operational Research*, 6(1): 1-8 (1994)
- 20- Rumelhart, D.E., Hinton, G.E. ,Williams, R.J., “Learning Internal Representation by Error Propagation”, *Parallel Distributed Processing*, MIT Press, 1:318-362 (1986)
- 21- Widrow, B., Rumelhart D.E. and LEHR, M.A.,” Neural Network Model for Design Retrieval in Manufacturing Systems”, *Communications of the CAM*, 37(3): 93-104 (1994)
- 22- Pham, D.T., Öztemel, E.,” An Integrated Neural Network and Expert System Tool for Statistical Process Control”, *Journal of Engineering Manufacturing*, 209: 91-97 (1995)
- 23- Güzeliş, C., “Genelleştirilmiş Hücresel Yapay Sinir Ağları”, *Elektrik Mühendisliği 5. Ulusal Kongresi*, Trabzon, 7-12, (1993)
- 24- Rotscher, F., “*Die machinelemente*“, Verlag, Berlin,1-30 (1927)
- 25- Frische, G.,” *Grundlegen einer genaueren Berechnung statisch und dynamisch beanspruchter Schraubenverbindungen*”, *Dissertation* , Berlin, TU, (1962)
- 26- Stuck, K., “*Untersuchungen ueber die federeigenschaften der verspannten teile von schraubenverbindungen*”, *Dissertation*, Aachen, (1968)
- 27- Motosh, N. , “Determination of joint stiffness in bolted connections”, *Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME*, 98(3): 858-861 (1976)

- 28- Ito, Y., Toyoda, J., Nagata, S., "Interface pressure distribution in a bolt-flange assembly", *ASME*, 77-Wa/DE-11 (1977)
- 29- Shigley, J. E., Mischke, C. R., "Bolted Joint", *Mechanical engineering design*, *McGraw Hill Inc*, New-York, 250-270 (1989)
- 30- Shigley, J. E., Mitchell, L. D., "Bolted Joint", *Mechanical engineering design*, *McGraw Hill Inc*, New-York, 230-240 (1983)
- 31- Lehnhoff, Terry F., Bunyard, B. A. , "Bolt thread and head fillet stress concentration factors", *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 122(2):180-185 (2000)
- 32- Lehnhoff, T.F., Ko, Kwang, I.I., McKay, M.L._ " Member stiffness and contact pressure distribution of bolted joints": *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, 116(2):550-557 (1994)
- 33- Lehnhoff, T.F., Wistehuff, W.E., "Nonlinear effects on the stresses and deformations of bolted joints", *Journal of Pressur Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 118(1): 48-53(1996)
- 34- Lehnhoff, T. F., McKay, M. L., Bellora, V. A. , "Member stiffness and bolt spacing of bolted joints", *American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication) PVP, Recent Advances in Structural Mechanics - 1992*, 248: 63-72 (1992)
- 35- Lehnhoff, T. F., Ko, Kwang, I.I., McKay, M. L. "Member stiffness and contact pressure distribution of bolted joints", *American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Division (Publication) DE, Reliability, Stress Analysis, and Failure Prevention*, 55:161-177 (1993)
- 36- Lehnhoff, T., Wistehuff, W.E "Nonlinear effects on the stiffness of bolted joints", *American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication) PVPPressure Vessels, Pumps, Valves, Pipe Supports and Components*, 282:125-130 (1994)
- 37- Lehnhoff, T. F, Bunyard, B. A. "Effects of bolt threads on the stiffness of bolted joints", *American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication) PVP, Recent Advances in Solids and Structures*, 381:41-146 (1998)
- 38- Wileman, J., Choudhury, M., Green, I., "Computation of member stiffness in bolted vonnections", *Computers in Engineering 1990*, 539-544 (1990)
- 39- Wileman, J.;Choudhury, M.; Green, I "Computation of member stiffness in bolted connections", *Journal of Mechanical Design*, 113(n): 432-437 (1991)

- 40- Akkurt, M., "Civata bağlantıları", *Makina elemanları*, *Birsen Kitabevi*, 286-376, Cilt 1, İstanbul, (1986)
- 41- Filiz, İ., H., Akbolat, A., Güzelbey, İ. H., "Stiffness of bolted members", *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, *TUBİTAK*, 20: 273-279 (1996)
- 42- Sneddon, I., "The Elastic stresses produced in a thick plate by the application of pressure to its free surfaces", *Proceedings of the Cambridge Philosophical Society*, vol 42, (1946)
- 43- Greenwood, J. A., "The Elastic stress produced in the mid- plane of a slab by pressure applied symmetrically at its surface", *Proceedings of the Cambridge Philosophical Society, Cambridge, England*, 60: 159-169 (1964)
- 44- Nelson, C. W., "Further consideration of the thick plate problem with axially symmetric loading", *ASME Journal of Applied Mechanics*, 29(E):91-98 (1962)
- 45- Lardner, T. J., "Stresses in a thick plate with axially symmetric loading", *ASME Journal of Applied Mechanics*, 32(E): 458- 459 (1965)
- 46- Fernlund, I., "Druckverteilung zwischen dichtfläichen an ver schraubten flanschen", *Konstruktion*, (1970)
- 47- Gould, M. M., Mikic, B. B., "Areas and contact and pressure distribution in bolted joints", *Transaction of the ASME*, August, 864-870 (1972)
- 48- Osman, M. O., Mansour, W. M., Dukkipati, R., V., "On the design of bolted connections with gaskets subjected to fatigue loading", *ASME*, Paper no 76-Det-57, (1976)
- 49- Edwards, K. J., McKee, R., B., "Fundamentals of mechanical component design", *McGraw- Hill*, 1. Edition, 242-260 (1991)
- 50- Bickford, J., H., "An Introduction to the design and behavior of bolted joints", *Marcel Decker Inc*, 2. th Edition, 150,-165 (1990)
- 51- Little, R. E., "Bolted joints: how much give ?", *Machine Design*, 338-339 (1967)
- 52- Osgood, C.C., "Saving weight on bolted joints", *Machine design*, 172- 186 (1979)
- 53- Boenick, U., "Untersuchungen an schraubenverbindungen", *Dissertation*, Berlin (1966)

- 54- Grosse, I. R., Mitchell, L. D., "Nonlinear axial stiffness characteristics of axisymmetric bolted joints" *Computer in Engineers 1988 – Proceedings of the 1988 ASME International Computers in Engineers Conference, ASME*, San Francisco, 119-127, July 31- August 4, (1988)
- 55- Grosse, I. R., Mitchell, L. D., "Nonlinear axial stiffness characteristics of axisymmetric bolted joints", *ASME, Journal of Mechanical Design*, Sept 1990, 112: 442-449 (1990)
- 56- Maruyama, K., Yoshimoto, I., Nakano, N., "On Spring constant of connected parts in bolted joints", *Bulletin of the JSME*, 18(126): 1472-1480 (1975)
- 57- Wald, F., Mazura, V., Sokol, Z., "Stiffness of cover plate connections with slotted holes", *International Colloquium on Stability and Ductility of Steel Structures*, Budapest, 1-9 (2002)
- 58- Kim, T.W., Kim, K.S., Choi, S., Park, K.B., "Evaluation of the member stiffness for the stud bolt fastening", American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication) PVP, *Component Analysis and Evaluation, Aging and Maintenance, and Pipe Supports*, 376: 51-54 (1998)
- 59- Shiffer, K., Helling, C. D., "Simulation of prestressed screw joints in complex structures", *Computer & Structure*, 64(5/6): 995-1000 (1997)
- 60- Chen, J., Shin, Y. S., "A Study of helical effect of on the thread connection by three dimensional finite element analysis", *Nuclear Engineering and Design*, 191: 109-116 (1999)
- 61- Alon, N., Bradford, G., Fleischer, R., "Matching nuts and bolt fastener", *Information Proceeding Letter*, 59: 123-127 (1996)
- 62- Sase, N., Nishioka, K., Koga, S., Fuji, H., "Anti loosening screw fastener innovation and its evaluation", *Journal of Materials Proceeding Technology*, 77: 209-215 (1998)
- 63- Bahaari, M., Sherbourne, A. N., "Behaviour of eight – bolt large capacity endplate connections", *Computer & Structure*, 77: 315-325 (2000)
- 64- Zhao, H., "Stress concentration factor within bolt – nut connectors under elasto-plastic deformation", *International Journal of Fatigue*, 20(9): 651-658 (1998)
- 65- Wheeler, A. T., Clarke, G. J., Murray, T. M., "Design model for bolted moment end plate connections joining rectangular hollow sections", *Journal of Structural Engineering*, 162-171 (1998)
- 66- Reddy, H., "Three dimensional finite element analysis of a bolted joint", *Msc Thesis*, University of Nevada, Reno, April, 1-20 (1995)

- 67- Lin, H., "Member stiffness of the bolted joints" , *Msc Thesis*, University of Nevada, Reno, February, p. 1-20, (1994)
- 68- Gülez, K, "Motor hata tespit ve analizi için yapay sinir ağlarının tasarımı", *Y.T.Ü. Yüksek Lisans Tezi* , 38-60, 1995
- 69- Filiz, İ., H., "Bolted Joint", Problems on the design of machine elements, *Univeristy of Gaziantep*, . 135-148, (2000)
- 70- Ross, T. J., "Fuzy logic with engineering applications", *McGraw Hill Inc*, 126:371-402 (1995)
- 71- Simpson, P. K., "*Artificial neural systems* ", *Pergamon Press*, New-York,.5-25 (1990)
- 72- *EasyNN user manual*, 2002
- 73- TS 61 , *TSE*, (1985)
- 74- TS 1020/3 , *TSE*, (1985)
- 75- TS 1020/15 , *TSE*, (1985)
- 76- TS 1020/16 , *TSE*, (1985)
- 77- TS 1022/2 , *TSE*, (1985)
- 78- TS 1022/5 , *TSE*, (1985)
- 79- TS 1023/11 , *TSE*, (1988)
- 80- TS 1023/8 , *TSE*, (1988)
- 81- TS 1023/15 , *TSE*, (1988)
- 82- TS 1027/2 , *TSE*, (1988)
- 83- TS 1028/1 , *TSE*, (1988)
- 84- TS 1032/15 , *TSE*, (1992)
- 85- TS ISO 4162 , *TSE*, (1985)
- 86- TS 1026/2 , *TSE*, (1996)
- 87- TS 1026/51 , *TSE*, (1995)

88- TS 3832/1 , *TSE*, (1982)

89- TS 4094/2 , *TSE*, (1994)

90- TS 4097/1 , *TSE*, (1984)

91- TS 79/1 , *TSE*, (1985)

92- **ANSYS 5.4** User Manual, 1996

93- **ANSYS 5.6** User Manual, 1998

94- **Autocad Mechanical 2000** User Manual, Sayısal Grafik, 2000



ÖZGEÇMİŞ

1971 yılında Malatya da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini aynı ilde tamamladı. 1990 yılında Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makina Eğitimi Bölümü, Talaşlı Üretim Anabilim Dalı'na kayıt yaptırdı. 1994 yılında bu fakülteden mezun oldu. 1994 yılında Adapazarı ili Karasu ilçesinde Teknik Öğretmen olarak göreve başladı. 1995 yılında Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Yüksek Lisans programına başladı. 1995 yılında G.Ü.T.E.F. Makina Eğitimi Bölümü, Mekanik ve Makine Elemanları Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi oldu. 1996 yılında Yüksek Lisans programından mezun oldu. Aynı öğretim yılı Doktora Programına kayıt yaptırdı. 2002 yılında G.Ü.T.E.F. Makina Eğitimi, Mekanik ve Makina Elemanları Anabilim Dalında Öğretim Görevlisi sınavını kazanarak bu göreve atandı. Halen bu görevine devam etmektedir. Evli ve 1 çocuk babasıdır.