

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

**TRAKTÖR GÜVENLİK KABİNİ STATİK YÜKLEME
DENEYLERİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ
İLE İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Ersin KALKAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAK. TAS. VE İMALAT

Bu tez 07/02/2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

**Yrd. Doç. Dr. Mehmet FIRAT
Jüri Başkanı**

**Doç. Dr. Vahdet UÇAR
Üye**

**Prof. Dr. Ümit KOCABIÇAK
Üye**

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın iőleyiőinde bana yardımlarını esirgemeyen, yüksek lisans danıőmanım saygıdeğer hocam Yrd. Doç. Dr. Mehmet FIRAT 'a teőekkürlerimi sunarım.

Çalıőmalarım sırasında bana olan yardımlarından dolayı Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü Araőtırma Görevlilerinden Őener ŐAHİN ve Erman ASLAN 'a ve değerli arkadaőım Erman AKIN' a ayrı ayrı teşekkür ederim.

Ayrıca, öğrenimim sırasında bana madd ve manev yönden destek sağlayan aileme çok teşekkür ederim.

Ersin KALKAN

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	viii
TABLolar LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xii
SUMMARY.....	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1. Güvenlik Kabini Ve İnce Cidarlı Kirişlerin Mukavemetine Yönelik Yapılan Literatür Çalışmaları.....	2
1.2. Çalışmanın Tanıtılması.....	4
BÖLÜM 2.	
TRAKTÖR GÜVENLİK KABİNLERİ ÜZERİNE UYGULANAN DENEYLER.....	6
2.1. Giriş.....	6
2.2. Sürücü Güvenlik Bölgesi.....	6
2.3. Statik Yükleme Deneyleri	9
2.3.1. Arkadan yatay yükleme.....	10
2.3.2. Arkada üstten sıkıştırma.....	11
2.3.3. Yandan yatay yükleme.....	11
2.3.4. Önde üstten sıkıştırma.....	12
2.3.5. Önden yatay yükleme.....	13
2.4. Sayısal Benzetimi Yapılacak Güvenlik Kabininin Özellikleri.....	14

2.5. Sayısal Benzetimi Yapılacak Güvenlik Kabininin Boyutları.....	15
2.6. Güvenlik Kabinini Oluşturan Profil Kesitleri.....	16
BÖLÜM 3.	
MALZEME STATİK DİRENGENLİĞİNİN TANIMLANMASI.....	20
3.1. Çekme Deneyi.....	20
3.2. Gerilme Gerinim İlişkisi.....	21
3.3. Mühendislik Gerilme Gerinim Ölçütleri.....	24
3.4. Gerçek Gerilme Gerinim Ölçütleri.....	25
3.5. Geri Esneme.....	26
3.6. İki Eğimli Malzeme Eğrisi.....	27
3.7. Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Malzeme Eğrisi.....	30
BÖLÜM 4.	
SEY STATİK YÜKLEME DENEYLERİNİN BENZETİMİ.....	34
4.1. Giriş.....	34
4.2. Yapılan Hesaplamanın Özellikleri.....	36
4.3. 3 D Kiriş Elemanı.....	36
4.4. Genel Kiriş Teorisine Göre Yapılan Kabuller.....	37
4.5. Güvenlik Kabin Malzemesinin Özellikleri.....	37
4.6. Güvenlik Kabini Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması.....	40
4.7. Sonlu Elemanlar Modelinin Sınır Şartlarının Belirlenmesi.....	42
4.8. Sonlu Elemanlar Modeli Üzerine Uygulanan Statik Deneyleri	42
4.8.1. Arkadan yatay yükleme.....	42
4.8.2. Arkada üstten sıkıştırma.....	43
4.8.3. Yandan yatay yükleme.....	44
4.8.4. Önde üstten sıkıştırma.....	44
4.9. Güvenlik Kabini Statik Yükleme Deneyleri Benzetim Sonuçları...	45
BÖLÜM 5.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	53
6.1. Sonuçlar	53
6.2. Öneriler	54

KAYNAKLAR.....	55
EKLER	
PROFİL KESİTLERİNE GÖRE EĞİLME VE BURKULMA TESTLERİNİN SE BENZETİMİ.....	57
Ek-A.1. Eğilme Testi SE Benzetimi Yapılan Profillerin Kesitleri, Ebatları ve Sınır Şartları	57
Ek-A.1.1. Eğilme Testi SE Benzetimi Sonuçları.....	59
Ek-A.2. Burkulma Testi SE Benzetimi Yapılan Profillerin Kesitleri, Ebatları ve Sınır Şartları.....	60
Ek-A.2.1. Burkulma Testi SE Benzetimi Sonuçları.....	61
Ek-A.3. Kare Kesitli Profillerle Modellenen Güvenlik Kabininin Statik Yükleme Deneylerinin SE Benzetim Sonuçları.....	63
ÖZGEÇMİŞ.....	65

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A_0	Gerilme Gerinim Eğrisinde Test Numunesinin İlk Çapı
A	Gerilme Gerinim Eğrisinde Test Numunesinin Anlık Çapı
BISO	Bilineer İzotropik Malzeme Modeli
ÇNKD	Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Gerçek Gerilme Gerinim Eğrisi
E	Elastisite Modülü
e	Mühendislik Gerinimi
\mathcal{E}_e	Elastik Gerinim Miktarı
\mathcal{E}_p	Plastik Gerinim Miktarı
\mathcal{E}_T	Toplam Gerinim Miktarı
E_{il}	Arkadan Yatay Yükleme Sırasında Kabine Emdirilecek Enerji Girdisi
E_{is}	Yandan Yatay Yükleme Sırasında Kabine Emdirilecek Enerji Girdisi
EX	Ansys'de Tanımlanan Elastisite Modülü
F_r	Arkada Üstten Sıkıştırma Sırasında Uygulanan Ezme Kuvvet
F_t	Önde Üstten Sıkıştırma Sırasında Uygulanan Ezme Kuvveti
G	Kayma Modülü
IEM	İki Eğimli Gerçek Gerilme Gerinim Eğrisi
K	Mukavemet Katsayısı
L_0	Test Numunesinin İlk Boyu
L	Traktör Ağılığı
mt	Test Numunesinin Anlık Boyu
MISO	Multilineer İzotropik Malzeme Modeli
n	Mukavemet Üssü

OECD	Organization For Economic Co-operation And Development
P	Çekme Testindeki Yük Miktarı
PEL	Orantısal Elastik Limit
$PRXY$	Ansysis’de Tanımlanan Poisson Sayısı
ROT X, Y, Z	X, Y ve Z Eksenine Etrafında Dönmeler
SRP	Oturak Referans Noktası
S	Mühendislik Gerilmesi
TAMTEST	Tarım ve Köy İşleri Bakanlığı Tarım Alet ve Makineleri Test Merkezi Müdürlüğü
σ_A	Akma Gerilmesi
σ_K	Kopma Gerilmesi
ν	Poisson Sayısı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1	Sürücü Güvenlik Bölgesinin İzometrik Görünüşü.....	7
Şekil 2.2	Sürücü Güvenlik Bölgesinin Yandan Görünüşü.....	8
Şekil 2.3	Sürücü Güvenlik Bölgesinin Önden Görünüşü.....	8
Şekil 2.4	Arkadan Yatay Yüklemede Bileşke Kuvvetin Oluştugu Nokta.....	11
Şekil 2.5	Üstten Sıkıştırma ve Yandan Yükleme Durumlarında Bileşke Kuvvetlerin Oluştugu Nokta.....	12
Şekil 2.6	Önden Yatay Yüklemede Bileşke Kuvvetin Oluştugu Nokta.....	13
Şekil 2.7	Güvenlik Kabini	14
Şekil 2.8	Güvenlik Kabininde İzin Verilen Azami Deformasyon Miktarlarının Şematik Gösterimi	16
Şekil 2.9	Güvenlik Kabini Kiriş Kesitleri.....	17
Şekil 2.10	Güvenlik Kabini İzometrik Görünüşü ve Profil Yerleşimi.....	17
Şekil 2.11	Güvenlik Kabini Önden Görünüşü Boyutları ve Profil Yerleşimi.....	18
Şekil 2.12	Güvenlik Kabini Yandan Görünüşü Boyutları ve Profil Yerleşimi.....	18
Şekil 2.13	Güvenlik Kabini Üstten Görünüşü Boyutları ve Profil Yerleşimi.....	18
Şekil 3.1	Genel Yük Esneme Eğrisi.....	20
Şekil 3.2	Küçük Bir Elemente Etkiyen Kuvvet ve Gerilme Bileşenleri.....	21
Şekil 3.3	Gerinim Şematik Gösterimi.....	22
Şekil 3.4	Genel Gerilme Gerinim Eğrilerinin Şematik Gösterimi.....	22
Şekil 3.5	Mühendislik ve Gerçek Gerilme Gerinim Eğrilerinin karşılaştırılması .	26
Şekil 3.6	Geri Esnemenin Şematik Gösterimi.....	27
Şekil 3.7	St37 Çeliğine Ait Gerilme Gerinim Eğrisi.....	28
Şekil 3.8	İki Eğimli Malzeme Eğrisinin Oluşturulması.....	28
Şekil 3.9	Maksimum Gerilme Altında Boyun Verme Noktasının Belirlenmesi...	29
Şekil 3.10	İki Eğimli Malzeme Eğrisinin Belirlenmesi.....	30
Şekil 3.11	Tez Çalışmasında Kullanılacak İki Eğimli Malzeme Eğrisi.....	30

Şekil 3.12	Gerçek Gerilme Gerinim Eğrisinde K ve n değerleri.....	31
Şekil 3.13	Gerçek Gerilme Gerinim Eğrisinde n Değerinin Tayin Edilmesi.....	31
Şekil 3.14	Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Malzeme Eğrisinde K ve n Değerlerinin Belirlenmesi.....	32
Şekil 3.15	St37 Çeliğine Ait Çok Noktalı Kısmi Doğrusal ve Deneysel Gerilme Gerinim Eğrileri.....	33
Şekil 4.1	Güvenlik Kabini Tarafından Yutulan Enerji.....	35
Şekil 4.2	Yükleme Değerleri Grafiği.....	35
Şekil 4.3	Ansys Beam188 Elemanın Geometrisi [15].....	36
Şekil 4.4	Kiriş Elemanı Üzerinde Meydana Gelen Gerilmeler.....	37
Şekil 4.5	İki Eğimli Malzeme Eğrisi.....	39
Şekil 4.6	Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Malzeme Eğrisi.....	39
Şekil 4.7	Ansys'de Modellenen Güvenlik Kabininin İzometrik Görünüşü.....	40
Şekil 4.8	Kiriş Kesitlerinin ve Ağ Yapılarının Oluşturulması.....	41
Şekil 4.9	Güvenlik Kabininin Sonlu Elemanlar Ağının Gösterilmesi.....	41
Şekil 4.10	Güvenlik Kabininin Sınır Şartlarının Belirlenmesi.....	42
Şekil 4.11	Arkadan Yatay Yüklemeye Gösterimi.....	43
Şekil 4.12	Arkada Üstten Sıkıştırma Yüklemeye Noktaları.....	43
Şekil 4.13	Yandan Yatay Yüklemeye İçin Yüklemeye Noktaları.....	44
Şekil 4.14	Önde Üstten Sıkıştırma İçin Yüklemeye Noktaları.....	45
Şekil 4.15	Yandan Yatay Yüklemeye.....	46
Şekil 4.16	Arkadan Yatay Yüklemeye.....	46
Şekil 4.17	Tamtest ile Yandan Yatay Yüklemeye Yutulan Enerji.....	48
Şekil 4.18	SEY ile Yandan Yatay Yüklemeye Yutulan Enerji.....	48
Şekil 4.19	Tamtest ile Arkadan Yatay Yüklemeye Yutulan Enerji.....	48
Şekil 4.20	SEY ile Arkadan Yatay Yüklemeye Yutulan Enerji.....	49
Şekil 4.21	İki Eğimli ve Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Malzeme Eğrilerinin Deneysel Eğri ile Kesişme Noktaları	49
Şekil 4.22	Arkadan Yatay Yüklemeye Meydana Gelen Deformasyonlar.....	50
Şekil 4.23	Arkadan Yatay Yüklemeye Meydana Gelen Deformasyonlar.....	51
Şekil 4.24	Arkada Üstten Sıkıştırmada Meydana Gelen Deformasyonlar.....	51
Şekil 4.25	Yandan Yatay Yüklemeye Meydana Gelen Deformasyonlar.....	52
Şekil 4.26	Önde Üstten Sıkıştırmada Meydana Gelen Deformasyonlar.....	52

Şekil 5.1	İki Eğimli ve Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Malzeme Eğrilerinin Gerçek Gerilme-Gerinim Eğrisi ile Kesişme Noktaları	54
Şekil A.1.1	T Tipi Profilin Boyutları ve Sınır Şartları.....	58
Şekil A.1.2.	Özel Kesitli Sekizgen Tipi Profilin Boyutları ve Sınır Şartları.....	58
Şekil A.1.3.	Kare Kesitli Profilin Boyutları ve Sınır Şartları.....	58
Şekil A.1.4.	T Kesitli Profilin Eğilme Testi SE Benzetiminde Hesaplanan Yer Değişirme Miktarı.....	59
Şekil A.1.5.	Sekizgen Kesitli Profilin Eğilme Testi SE Benzetiminde Hesaplanan Yer Değişirme Miktarı.....	59
Şekil A.1.6.	Kare Kesitli Profilin Eğilme Testi SE Benzetiminde Hesaplanan Yer Değişirme Miktarı.....	60
Şekil A.2.1.	Şapka ve Kare Kesitli Profilin Boyutları ve Sınır Şartları.....	61
Şekil A.2.2.	Şapka Kesitli Profilin Burkulma Testi SE Benzetiminde Hesaplanan Yer Değişirme Miktarı.....	62
Şekil A.2.3.	Kare Kesitli Profilin Burkulma Testi SE Benzetiminde Hesaplanan Yer Değişirme Miktarı.....	62
Şekil A.3.1.	Arkadan Yatay Yükleme Sırasında Meydana Gelen Yer Değişirmeler.	63
Şekil A.3.2.	Yandan Yatay Yükleme Sırasında Meydana Gelen Yer Değişirmeler..	63
Şekil A.3.3.	Arkadan Yatay Yükleme Sırasında Meydana Gelen Yer Değişirmeler.	64
Şekil A.3.4.	Yandan Yatay Yükleme Sırasında Meydana Gelen Yer Değişirmeler..	64

TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1	Sürücü Güvenlik Bölgesinin Boyutları.....	9
Tablo 2.2	Güvenlik Kabininin Boyutları.....	15
Tablo 3.1	Oda sıcaklığında bazı metallerin K ve n değerleri [16].....	32
Tablo 4.1	Güvenlik Kabini Malzeme Özellikleri.....	38
Tablo 4.2	İki Eğimli Eğri İçin Malzeme Özellikleri	38
Tablo 4.3	Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Eğri İçin Malzeme Özellikleri.....	39
Tablo 4.4	Arkadan ve Yandan Yatay Yükleme Statik Analiz Sonuçları.....	45
Tablo 4.5	Kabine Emdirilen Enerjiler.....	47
Tablo 4.6	Maksimum Gerime Gerinim Değerleri.....	50

ÖZET

Anahtar kelimeler: Sonlu elemanlar analizi, traktör güvenlik kabini, statik yükleme deneyleri,

Günümüz toplumunun en büyük problemlerinden biri trafikteki güvensizliktir. Bu bakımdan insan hayatının güvenliği için, taşıtlar trafiğe çıkmadan önce çeşitli statik ve dinamik deneylere tabi tutulmaktadır. Ulusal ve uluslararası standartlara göre, herhangi bir kaza durumunda sürücü güvenliğinin sağlanması amacıyla tarım traktörlerinde güvenlik kabinleri veya güvenlik çemberlerinin kullanılması zorunlu hale getirilmiştir. Ayrıca traktör güvenlik kabinleri, sağlamlıklarının test edilmesi amacıyla standartlarla belirlenen çeşitli statik yükleme ve dinamik çarpma testlerine tabi tutulmaktadır. Ancak bu test koşullarının oluşturulması için gerekli olan donanım, personel ve prototip maliyetleri çok yüksektir ve çok uzun zaman almaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi (SEY) kullanılarak bu testler bilgisayar ortamında yapılabilmektedir. Bu yöntem kullanılarak güvenlik kabini her hangi bir uzvunun yük altındaki davranışı ve bu davranışın tüm model üzerine etkisi kolaylıkla incelenebilmektedir. Bu sayede yatırım maliyetleri ve uygun kabini tasarımı için harcanan zaman oldukça kısalmaktadır.

Bu tez çalışmasında TS.3416 ve A.İ.T.M.Y.' de açıklanan statik yükleme deneyinin uygulama yöntemi ve geçerlilik koşulları açıklandı. Daha sonra bu deneylerin benzetiminde kullanılacak model için İki Eğimli ve Çok Noktalı Kısmi Doğrusal malzeme eğrileri oluşturuldu. Deneysel yük-esneme eğrisi bilinen güvenlik kabini taşıyıcı sisteminin ANSYS sonlu elemanlar modeli oluşturularak sınır koşulları tanımlandı. Kabin taşıyıcı sisteminin nonlineer malzeme ve geometrik analizleri 8 aşamada yapıldı. Elde edilen sonuçlar Tamtest [11] de verilen sonuçlarla karşılaştırıldı. Kabin tarafından yutulan enerji ve plastik deformasyon miktarları baz alındığında sonuçlar birbirine oldukça uyumlu çıktı.

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF AN AGRICULTUREL TRACTOR PROTECTIVE CAB UNDER STATIC LOAD

SUMMARY

Key words: Finite element analysis, tractor protective cab, static loading tests

Today, traffic safety is one of the most important public problem for that reason for security of the life; vehicles have to make some static and dynamic crush test before they come into the traffic by international standards. There have been national and international standards minimizing the likelihood of driver injury due to accidental overturning of tractors. According to them agricultural wheeled tractor must have to take protective cab or protective ring. And kind of static and dynamic tests are made on the protective cab for testing their safety according to standards too. But it is expensive and time- consuming to constitute the test condition. These tests can make by using finite element method by a computer. By using of this method, the effect of changes in the stiffness or collapse properties of some elements on the behavior of the complete structure can be studied easily and quickly. By means of them investment cash and time which spend for design stages can reduce.

In this thesis, static testing methods and respective acceptance conditions regulated in TS 3412 and A.I.T.M.Y are explained. Then bilinear and multilineer materiel model which used in the analysis of protective cab, are given. Then ANSYS finite element model of the protective cab, for which measured force vs. displacement curve already known is constructed and displacement boundary conditions are applied. The results are well acceptable if you compared with experimental [11] results based on plastic deformation of the protective cab or energy which absorbed by the protective cab.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Tarım traktörleri çeşitli çalışma şartları ve çeşitli arazi yapılarından dolayı her zaman devrilme tehlikesiyle karşı karşıya olabilirler. Traktörlerin devrilmesiyle oluşan kazalar genellikle can kaybına neden olmaktadır. Bu sebeple 1970'li yıllardan itibaren traktörlere güvenlik kabini takılması zorunlu hale getirilmiştir [1]. Traktör güvenlik kabini; ince cidarlı metal kirişlerden yapılarak uygun bir biçimde traktöre bağlanan parçalardan oluşan, devrilme durumunda sürücünün traktör altında kalıp ezilmesini önleyen, sürücüyü elverişsiz hava koşullarına, egsoz dumanı ve diğer dış koşullara karşı koruyan, gürültü etkilerini azaltan, pencere ve özel havalandırma sistemi olan kapalı bir düzenek olarak tanımlanabilir [2].

Günümüz toplumunun en büyük problemlerinden biri trafikteki güvensizliktir. Bu alanda yapılan çalışmalarda asıl amaç insanın can güvenliğinin sağlanmasıdır. İnsan hayatını korumak amacıyla taşıt sistemlerine çeşitli standartlar getirilmiştir. Bu standartlara göre taşıta, trafiğe çıkmadan önce çeşitli çarpışma ve yükleme deneyleri uygulanır. Türkiye'de traktör güvenlik kabinlerinin güvenliğinin test edilmesi amacıyla TSE çeşitli standartlar geliştirmiştir. (TS 3412, TS 2504, TS 96582). Ayrıca A.İ.T.M.Y-M.A.R.T.O.Y' da (Araç-İmal-Tadil ve Montaj Yönetmeliği – Motorlu Araçlar ve Römorkları Tip Onayı Yönetmelikleri) güvenlik kabinlerinin statik ve dinamik deney şartları ve güvenlik bölgesinin boyutları yer almaktadır.

Ancak bu deneyleri oluşturan koşulların, donanım ve personel yatırımları, ürün geliştirme maliyeti, deneyler sırasında kullanılan araç maliyeti ve bu sırada harcanan zaman, gibi yüksek maliyetler oluşturması ve elde edilen sonuçların istatistik ağırlıklı olması, analitik değerlendirme ve benzetim yöntemlerini mühendisliğe getirmiştir [3]. Artık mühendislik uygulamalarının birçoğunda ortaya çıkan problemlerin çözümünde sonlu elemanlar yöntemine ihtiyaç duyulur.

Bu tez çalışmasında güvenlik kabini üzerine uygulanan statik yükleme deneyinin, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak bilgisayar ortamında analitik olarak hesaplanması hedeflenmiştir.

Taşıtlarda güvenliği arttıran şase ve kabin sistemleri genellikle ince cidarlı metal profillerden oluşmaktadır. Bu profiller kutu, şapka ve değişik şekillerde olabilir. Bu çalışmada kullanılan güvenlik kabini, ince cidarlı kutu ve şapka profillerden oluşmuştur.

1.1. Güvenlik Kabini ve İnce Cidarlı Kirişlerin Mukavemetine Yönelik Yapılan Literatür Çalışmaları

Traktör güvenlik kabinlerinin analizine yönelik yapılan ilk çalışmalardan biri 1983 yılında Hardy tarafından yapılmıştır [4]. Hardy traktör kabini için dinamik çarpma analizini Crash-D programı kullanarak sayısal benzetimini gerçekleştirmiştir. Daha sonra elde edilen sonuçların teyit edilmesi için benzetimi yapılan traktör kabine O.E.C.D. standartlarına göre çarpma testleri uygulanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar birbirine oldukça uyumlu çıkmıştır. Önden ve arkadan çarpmalarda oluşan kalıcı deformasyon ihmal edilebilecek kadar küçük çıkmıştır. Yandan çarpma testinde ise kirişlerde büyük deformasyonlar ve kısmen yırtılmalar meydana gelmiştir. Bu deformasyonlara rağmen standartlara göre kabin güvenli sayılmıştır.

Benzer bir çalışma 1994 yılında Kocacı tarafından yapılmıştır [5]. Kocacı, traktör güvenlik kabinlerinin statik yükleme deneylerini sonlu elemanlar yöntemi kullanarak modellemek için, 1992 yılında Udeo ve arkadaşları [6] tarafından sunulan uzay kafes sistemlerinin elasto-plastik analizi için uygun kabul edilen plastik düğüm yöntemine dayalı, Kaban isimli bir bilgisayar programı geliştirmiştir. Bu program kullanılarak, Başak Traktör tarafından kullanılan bir traktör güvenlik kabini için statik yükleme deneyleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçların teyit edilmesi için aynı kabin laboratuvar ortamında statik deneylere tabi tutulmuş, sonuçlar birbirine oldukça uyumlu çıkmıştır.

Bu çalışmaya kaynak olan ve Kocabağ tarafından yapılan çalışmanın devamı niteliğinde olan önemli bir çalışma, 1998 yılında Fırat tarafından yapılmıştır [3]. Fırat, Kocabağ tarafından kullanılan güvenlik kabinini Ansys genel amaçlı sonlu elemanlar yazılımını kullanarak modellemiş ve statik deneylerini yapmıştır. Statik yükleme için oluşturulan model, tek boyutlu sonlu elemanlar formülasyonlarına sahip ince cidarlı uzay kiriş elemanlarından (Ansys Beam24) oluşturulmuştur. Güvenlik kabininin kalıcı deformasyonları klasik plastisite şartına göre hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar Kaban sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve birbirine oldukça uyumlu çıkmıştır. Daha sonra aynı modelin dinamik çarpma deneyinin sayısal benzetimi Ls-Dyna-3D programı kullanılarak yapılmıştır. Dinamik çarpma deneyi için kullanılan modelin sonlu elemanlar ağını oluşturmak için ince cidarlı kabuk elemanı (Ansys Shell163) kullanılmıştır. Dinamik çarpma analizi sonucunda elde edilen sonuçlar statik yükleme analizinde elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve iki analiz sonucunda da en fazla deformasyon yandan yatay yüklemde ortaya çıktığı görülmüştür. Dinamik çarpma analizinden elde edilen sonuçların deneysel olarak doğrulanması gerektiği belirtilmiştir.

İnce cidarlı kirişlerin doğrusal olmayan analizine yönelik yapılan ilk çalışmalardan biri, 1979 yılında Bathe ve Bolourchi [7] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, 3 boyutlu kiriş elemanları üzerinde meydana gelen büyük yer değiştirme ve büyük dönme analizleri üzerinde durulmuştur. Analizler güncellenmiş Lagrange ve Total Lagrange formülasyonları yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın sonucunda güncellenmiş Lagrange formülasyonunun hesaplama yönünden daha elverişli olduğu kanısına varılmıştır. Çalışma sırasında yapılan bazı analizler daha sonra Adina programında tekrarlanmış ve bulunan sonuçlara daha önce elde edilen analitik sonuçlara uygun çıkmıştır.

1990 yılında H.Chen ve E. Blanford tarafından yapılan çalışma dikkat çekmektedir.[8,9] Bu çalışmalarda; sonlu elemanlar yöntemini kullanarak büyük deformasyona uğrayan, değişik kesitlerdeki, ince cidarlı, prizmatik uzaysal kafes sistemlerinin analizi yapılmıştır. Sonlu elemanlar formülasyonu Vlasov'un kiriş teorisi ve 2. dereceden geometrik nonlineerite teorisi esas alınarak oluşturulmuştur. Düğüm noktalarının büyük yer değiştirmelerinin modellenmesi için güncellenmiş

Lagrange yöntemi kullanılmıştır. Açısal deformasyonların modellenmesi için ise Rodriguez'in rotasyon vektörü kullanılmıştır. Oluşturulan nonlinear denklem sisteminin çözümü için ise work-increment-control metodu kullanılmıştır. Geliştirilen sonlu elemanlar yönteminin test edilmesi için L tipi uzaysal kiriş elemanları üzerinde deneyler yapılmış ve sonuçların birbirine oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Yine aynı yıllarda Conci ve Gattas 3 boyutlu iki eksenli simetrik I tipi ince cidarlı kirişler için tabii yaklaşım kullanılarak birçok analiz yapmıştır [10,11].

İnce cidarlı kirişlerin sonlu elemanlar analizine dayanan önemli bir çalışma da, Tryland, Hopperstad ve Langseth [12] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, konsantre yükle yüklenmiş alüminyum ve çelik kirişlerin zorlanma kapasiteleri Ls-Dyna programı kullanılarak hesaplanmıştır. Konsantre yükler kirişin orta veya uç kısımlarına dairesel veya dikdörtgen rijit barlarla yüklenmiştir. Kirişlerin ve barların arasındaki temas yüzeyi Ls-Dyna temas (contact) algoritması kullanılarak modellenmiştir. Çözüm açık (explicit) çözüm yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Kirişlerin modellenmesinde 8 düğüm noktalı hacim elemanı kullanılmıştır. Çalışma sonucunda elde edilen veriler deneysel verilere oldukça uygun çıkmıştır. Ancak durum tam anlamıyla modellenmek istenildiğinde, bazı malzeme özellikleri ve geometrik yetersizlikler sebebiyle sonlu elemanlar modeli karmaşıklaşır ve çözüm zamanını uzar. Bu tip durumlarda laboratuvar testleri önerilmiştir.

1.2. Çalışmanın Tanıtılması

Çalışmada ince cidarlı kirişlerden oluşan traktör güvenlik kabininin statik deneyleri Ansys paket programı yardımıyla sonlu elemanlar metodu kullanılarak modellenmiştir. Çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar [13]'de verilen Tamtest deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Bölüm 2'de traktör güvenlik kabini üzerine yapılan deneyler anlatılmış, statik yükleme deneyleri açıklanmış ve sonlu elemanlar benzetimi yapılacak güvenlik kabininin özellikleri verilmiştir.

Bölüm 3'te gerilme gerinim eğrilerinin genel yapısı hakkında bilgiler verilmiş, gerçek gerilme gerinim eğrileri ile mühendislik gerilme gerinim eğrileri açıklanmış ve bu eğriler arasındaki farklar anlatılmıştır. Tez çalışmasında kullanılacak iki eğimli ve çok noktalı kısmi doğrusal malzeme eğrilerinin nasıl oluşturulduğu açıklanmıştır.

Bölüm 4'te traktör güvenlik kabini Ansys sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak modellenmiştir. Sonlu elemanlar modelinin ağ yapısında Ansys Beam 188 eleman tipi kullanılmıştır. Yükleme işlemi sırasında yük kademeli olarak artırılarak daha önce belirlenen en yüksek noktaya kadar çıkartılıp tekrar kademeli olarak kaldırılmıştır. Statik yükleme deneylerinin sonlu elemanlar benzetimi 4 yükleme ve 4 boşaltma işlemi olmak üzere toplam 8 aşamada gerçekleştirilmiştir. Çok noktalı kısmi doğrusal ve iki eğimli malzeme eğrileri kullanılarak iki ayrı benzetim yapılmıştır. Benzetim sonucunda elde edilen veriler Tamtest [13] statik yükleme deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Bölüm 5'te, yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

EK-A' da, çalışmada güvenlik kabininin modellenmesi için kullanılan özel kesitli profillerin, dikdörtgen kesitli profillerle karşılaştırılması için bu profillerden ve bir kare kesitli profilden oluşturulan modeller üzerine eğilme ve burkulma testlerinin SE benzetimi yapılmıştır. Ayrıca statik yükleme deneylerinin SE benzetimi, kare kesitli profil kullanılarak modellenen güvenlik kabini üzerine tekrar uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar diğer deneysel ve SE benzetim sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

BÖLÜM 2. TRAKTÖR GÜVENLİK KABİNLERİ ÜZERİNE UYGULANAN DENEYLER

2.1. GİRİŞ

Traktörler çeşitli arazi koşullarında ve olumsuz çalışma şartları altında yana ve arkaya doğru devrilebilirler. Bu devrilmeler sebebiyle güvenlik kabini üzerinde çeşitli deformasyonlar oluşur. Oluşan bu deformasyonlar neticesinde, güvenlik kabininin hiçbir parçasının standartlarla belirlenen sürücü güvenlik bölgesine girip, sürücüye herhangi bir zarar vermemesi gerekir. Bu amaçla; traktör güvenlik kabinlerinin test edilmesi için 3 çeşit deney yapılmaktadır. Bunlar:

- 1- Statik yükleme deneyleri
- 2- Dinamik çarpma deneyleri
- 3- Gerçek devrilme deneyleri

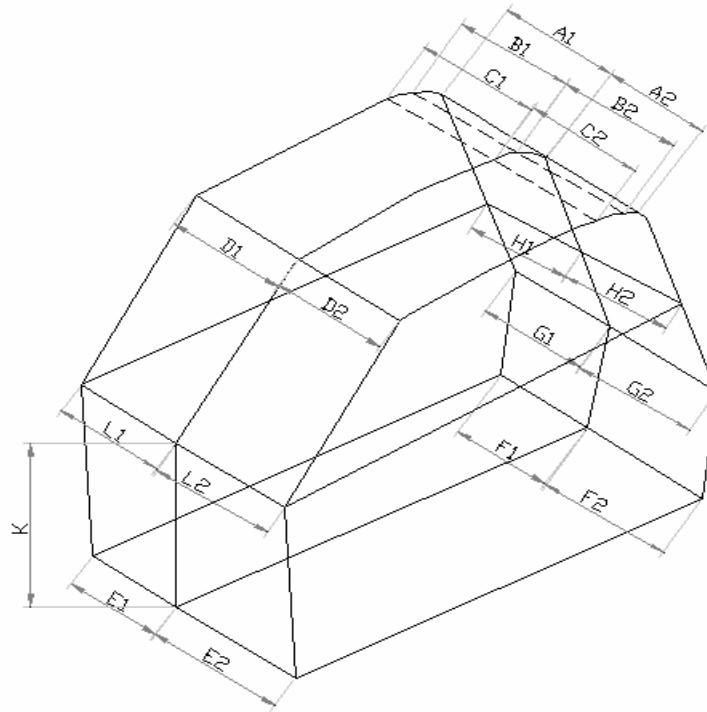
Statik yükleme ve dinamik çarpma deneyleri standartlara dayandırılmıştır (TS-3412). Türkiye’de bu deneyler Tamtest (Tarım ve Köy İşleri Bakanlığı Tarım Alet ve Makineleri Test Merkezi Müdürlüğü) tarafından yapılmaktadır.

2.2. Sürücü Güvenlik Bölgesi

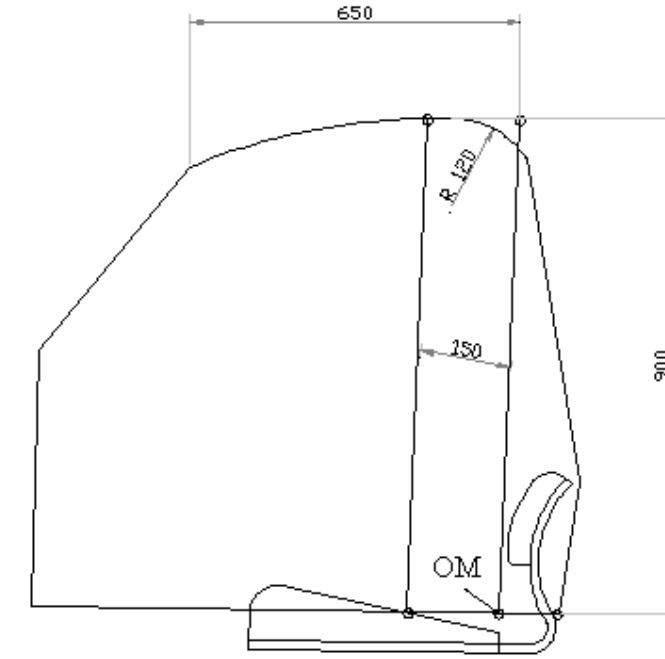
Sürücü güvenlik bölgesi, herhangi bir kaza sırasında güvenlik kabininin hiçbir parçasının içine girmemesi gereken, en az 900 mm yüksekliğinde, 500 mm genişliğinde ve içerisinde sürücünün rahat bir şekilde hareket edebileceği kadar geniş hacimsel bir bölgedir. Bu bölge Şekil 2.1, 2.2 ve 2.3’te şematik olarak gösterilmektedir. Sürücü güvenlik bölgesinin ebatları, referans düzlemine göre traktör yatay bir düzlemdeyken ve traktör kullanımı sırasında direksiyon orta konumdayken belirlenir. Statik yükleme ve dinamik çarpma deneyi sırasında referans

düzleminin oturak ve direksiyon ile beraber yatay olarak hareket ettiği ve kabin zeminine dikliğini koruduğu kabul edilir. Bu nedenle yandan yatay yüklemenin uygulandığı yere göre sürücü güvenlik bölgesinin sağ veya sol tarafa doğru 15^0 eğilmesine izin verilir.[2,18]. Sürücü Güvenlik Bölgesine ilişkin ölçüler tablo 2.1’de gösterilmiştir.

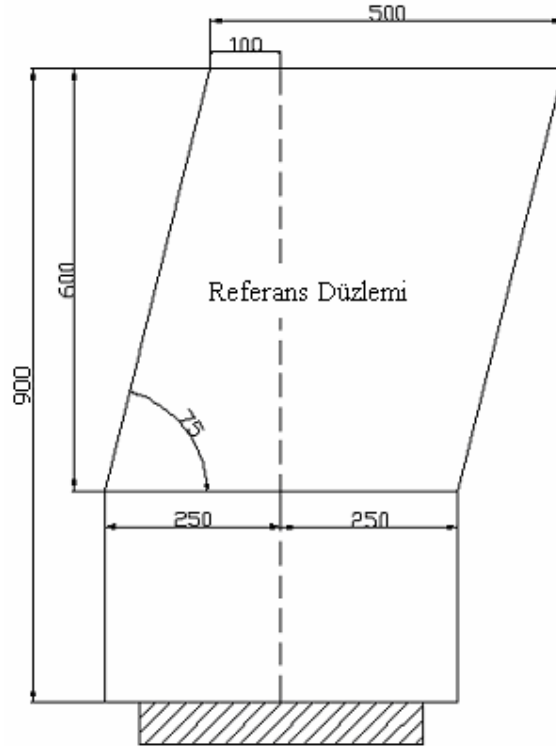
Referans Düzlemi; oturak merkezi ile direksiyon simidi merkezinden geçen düşey düzlemdir.[2].



Şekil 2.1. Sürücü Güvenlik Bölgesinin İzometrik Görünüşü



Şekil 2.2. Sürücü Güvenlik Bölgesinin Yandan Görünüşü



Şekil 2.3. Sürücü Güvenlik Bölgesinin Önden Görünüşü

Tablo 2.1. Sürücü Güvenlik Bölgesinin Boyutları

İSİM	EBAT		AÇIKLAMA
A ₁	138	mm	En küçük değeri
B ₁	100	mm	En küçük değeri
C ₁	100	mm	En küçük değeri
D ₁	124	mm	En küçük değeri
L ₁	250	mm	En küçük değeri
L ₂	250	mm	En küçük değeri
K	300	mm	En küçük değeri
A ₁ +A ₂	500	mm	
B ₁ +B ₂	500	mm	
C ₁ + C ₂	500	mm	
D ₁ +D ₂	500	mm	En küçük değeri
E ₁ +E ₂	500	mm	En küçük L1 +L2'ye bağlıdır.
F ₁ +F ₂	500	mm	
G ₁ +G ₂	500	mm	
H ₁ +H ₂	500	mm	
L ₁ +L ₂	500	mm	En küçük L1 +L2'ye bağlıdır.
Diğer ölçüler traktöre bağlıdır.			

2.3. Statik Yükleme Deneyleri

Statik yükleme deneyleri, traktörlerin devrilmesi durumunda güvenlik kabinini oluşturan çerçevenin sürücüye zarar verecek şekilde deforme olup olmayacağını öngörmek amacıyla uygulanan basit testlerden oluşmaktadır. Bu testlerin uygulanması sırasında traktörün kendisine gerek yoktur. Kabinin traktöre bağlandığı şekilde bağlanabileceği Şekil2.5'te görüldüğü gibi bir düzenek oluşturulması yeterlidir. Bu tez çalışmasında kullanılan güvenlik kabininin statik yükleme deneyleri TAMTEST tarafından kabin traktörün üzerinde monteli haldeyken yapılmıştır.

Statik yükleme deneyi 5 aşamadan oluşmaktadır. Bu aşamalar aşağıdaki sırayla uygulanır.

- 1- Arkadan yatay yükleme
- 2- Arkada üstten sıkıştırma
- 3- Yandan yatay yükleme
- 4- Önde üstten sıkıştırma
- 5- Önden yatay yükleme

Traktör ağırlığının %50'sinden fazlasının arka tekerlekler üzerinde olması durumunda önden yatay yükleme yapmaya gerek duyulmaz. Diğer test aşamaları aynı güvenlik kabini üzerinde sırayla uygulanır ve deney başladıktan sonra bütün deneyler sonlanana kadar kabinin herhangi bir parçasının tamir edilmesine izin verilmez.

Statik yükleme deneylerinde kontrol parametresi, güvenlik kabininin emdiği enerji ve bu enerjiye karşılık kabin üzerinde meydana gelen deformasyon miktarıdır. Güvenlik kabinine emdirilmesi gereken enerji traktör kütlesine bağlı olarak değişir.

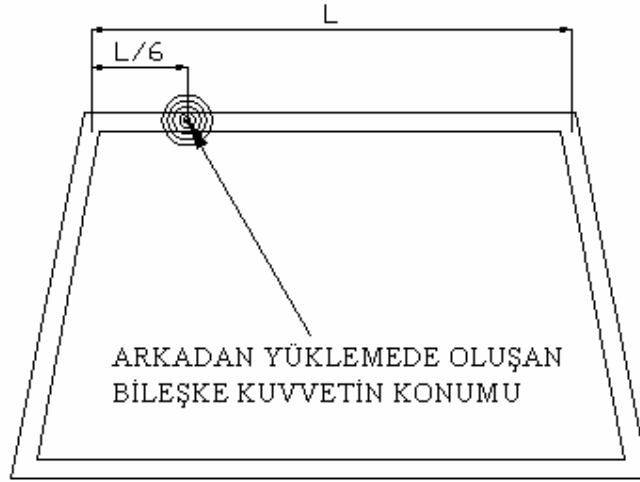
2.3.1. Arkadan yatay yükleme

Arkadan yatay yüklemede uygulanan kuvvet, şekil 2.4'te görüldüğü gibi kabin arka tavan girişinin üzerine uygulanmalıdır. Burada oluşan bileşke kuvvetin köşeden itibaren arka tavan giriş uzunluğunun 1/6'sı uzaklıkta oluşması sağlanmalıdır.[2,18]. Arkadan yatay yükleme sırasında kabine emdirilmesi gereken enerji miktarı,

m_t = traktör kütlesi olmak üzere;

$$E_{il} = 1,4 \cdot m_t \quad [2.1]$$

Güvenlik kabini tarafından yutulan deformasyon enerjisi traktör kütlesinin 1,4 katına ulaştığı zaman ya da güvenlik kabin çerçevesi güvenlik bölgesine girmiş veya güvenlik bölgesini emniyetsiz bırakmışsa deney durdurulur.



Şekil 2.4. Arkadan Yatay Yüklemede Bileşke Kuvvetin Oluştugu Nokta

2.3.2. Arkada üstten sıkıştırma

Bu deneyde 250 mm eninde rijit bir kiriş arka en üst çerçeve elemanlarının üzerinde konumlanmalı ve ezme kuvvetinin bileşkesi traktörün düşey boylamasına düzleminde oluşması sağlanmalıdır. Kuvvet uygulama noktası şekil 2.5'te görülmektedir. Bu deneyde uygulanan kuvvet;

$$F_r = 20 \cdot m_t \quad [2.2]$$

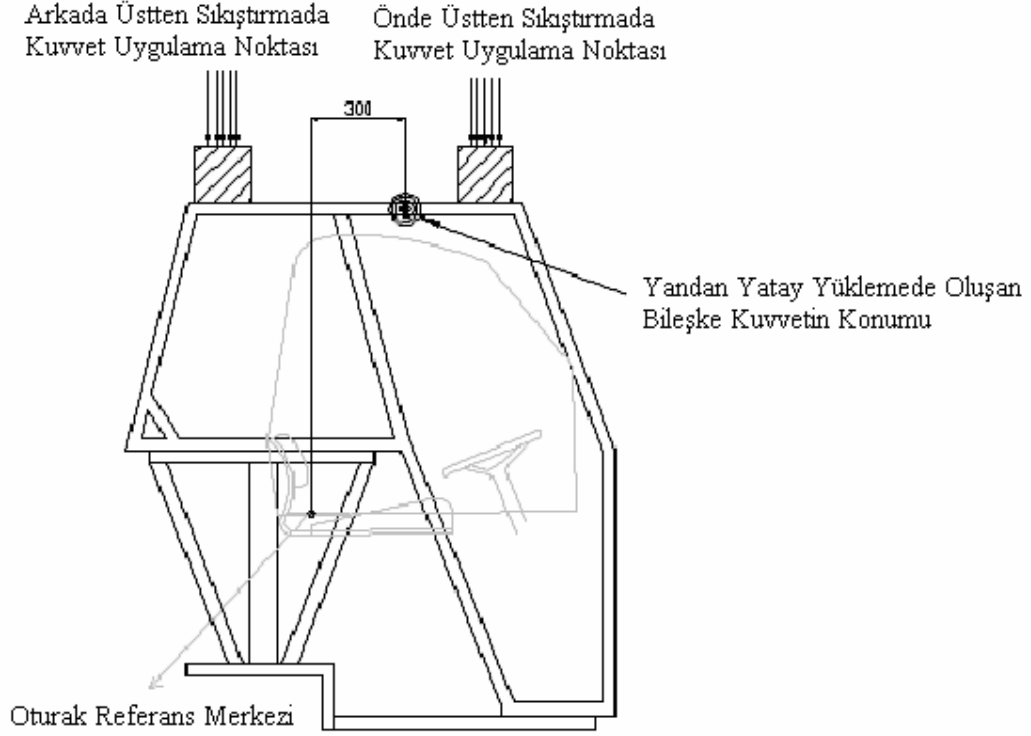
Koruyucu kabin çerçevesi güvenlik bölgesine girmiş veya güvenlik bölgesini emniyetsiz bırakmışsa deneye son verilir.

2.3.3. Yandan yatay yükleme

Bu deneyde uygulanan bileşke kuvvetin doğrultusu referans düzlemine dik olmalı ve şekil 2.5'te görüldüğü gibi koltuk referans merkezinin 300 mm önünde oluşması sağlanmalıdır. Kütlelerinin en az %50 'si arka tekerleklerde olan traktörlerde, boylamasına arka yük ve yanal yük koruma çerçevesinin boylamasına orta düzleminin farklı taraflarından uygulanmalıdır. Bu deney sırasında kabine emdirilmesi gereken enerji miktarı;

$$E_{is} = 1,75 \cdot m_t \quad [2.3]$$

Güvenlik kabini tarafından yutulan deformasyon enerjisi traktör kütleinin 1,75 katına ulaştığı zaman ve/veya güvenlik kabin çerçevesi güvenlik bölgesine girmiş veya güvenlik bölgesini emniyetsiz bırakmışsa deneye son verilir.



Şekil 2.5.Üstten Sıkıştırma ve Yandan Yükleme Durumlarında Bileşke Kuvvetlerin Oluştugu Nokta

2.3.4. Önde üstten sıkıştırma

Bu deney arkada üstten sıkıştırma deneyi ile aynı özelliktedir. Tek fark, rijit giriş kabinin ön taraftaki en üst çerçeve elemanlarına çaprazlanarak konumlandırılmıştır. Bu deneyde de uygulanan kuvvet; arkada üstten sıkıştırma olduğu gibi traktör kütleinin 20 katı olmalıdır.

$$F_t = 20 \cdot m_t \quad [2.4]$$

Güvenlik kabini, güvenlik bölgesine girmiş veya güvenlik bölgesini emniyetsiz bırakmışsa deneye son verilir.

2.3.5. Önden yatay yükleme

Bu deneyde uygulanan kuvvet ön tavan kirişi üzerindedir. Bileşke kuvvetinin köşeden itibaren kiriş uzunluğunun 1/6'sı uzaklığında olması sağlanmalıdır. Arkadan yatay yüklemenin yapıldığı yönün tersine ve buna en uzak köşeden olmalıdır. Kuvvetler şekil 2.6'da görüldüğü gibi yatay olarak uygulanmış ve doğrultuları arkadan yatay yüklemeye simetri ekseninde terstir. Bu deney sırasında güvenlik kabinine emdirilmesi gereken enerji miktarı;

$$E_{ik} = 0,35 \cdot m_t \quad [2.5]$$

Güvenlik kabini tarafından yutulan deformasyon enerjisi traktör kütlesinin 0,35 katına ulaştığında ya da güvenlik kabin çerçevesi güvenlik bölgesine girdiğinde veya güvenlik bölgesini emniyetsiz bıraktığında deneye son verilir.



Şekil 2.6. Önden Yatay Yüklemede Bileşke Kuvvetin Oluştugu Nokta

Her deney sonunda kabinin herhangi bir parçasının sürücü güvenlik bölgesine girip girmediği kontrol edilir. Bu amaçla deneye başlamadan önce kabinin ana parçalarının oturak merkezine olan uzaklıkları kaydedilmelidir. Kalıcı ve geçici biçim değişimleri arasındaki fark 150 mm' yi geçmemelidir.

2.4. Sayısal Benzetimi Yapılacak Güvenlik Kabininin Özellikleri

Bu tez çalışmasında kullanılacak olan güvenlik kabini, Başak 2073 SH traktörleri için üretilmekte ve Şekil 2.7'de gösterilmektedir.

Güvenlik kabini sıcak haddelenmiş ince cidarlı çelik profillerden oluşturulmuştur. Mukavemetin artırılması amacıyla dikdörtgen kesitli profiller yerine şapka ve T tipi profillerden imal edilmiştir. Traktör şasesine, titreşimi sönmlemesi amacıyla lastik takozlarla monte edilmiş, kabin çamurluk bağlantıları ise cıvatalarla sağlanmıştır. Ancak statik yükleme deneyleri güvenlik kabini traktöre monteli haldeyken yapılacaksa, deneyler sırasında verilen enerjinin tümünün güvenlik kabini tarafından emilmesi istendiği için bu lastik takozlar ve sönmleme sağlayan diğer tüm aksamlar sökülüp yerlerine rijit parçalar takılır. Yine verilen enerjinin lastikler tarafından sönmlememesi için traktör lastiklerinin yerle temasının kesilmesi gerekir bu nedenle traktör dingillerinden rijit metal parçalar üzerine kaldırılarak sabitlenir.



Şekil 2.7. Güvenlik Kabini

2.5. Sayısal Benzetimi Yapılacak Güvenlik Kabininin Boyutları

Tablo 2.2. Güvenlik Kabininin Boyutları

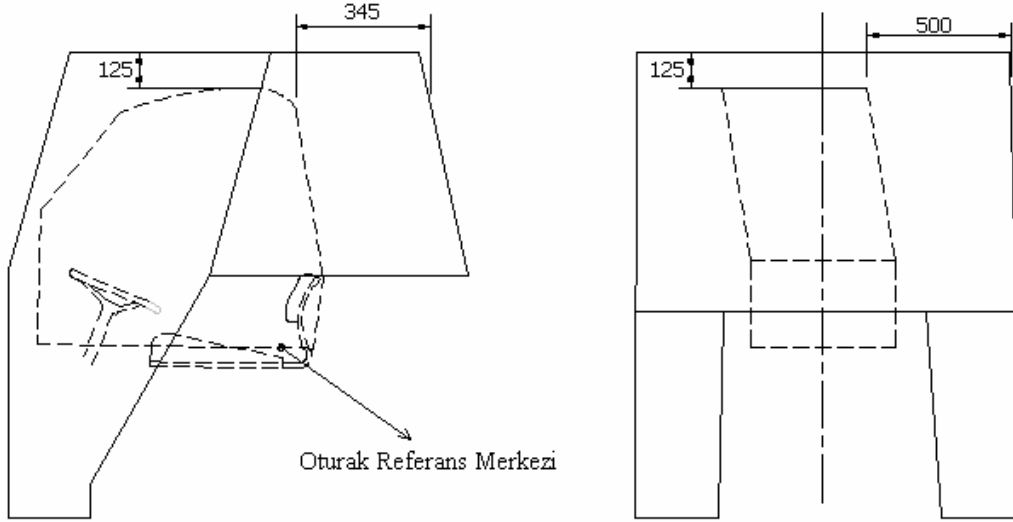
İSİM	EBAT	
Oturak referans noktasının tavana olan uzaklığı	1185	mm
Ayak basma platformunun tavana olan uzaklığı	1811	mm
Koltuk referans noktasından 900 mm yukarısındaki güvenlik kabini iç genişliği	1215	mm
Oturak referans noktası üzerinde direksiyon merkezi seviyesinde güvenlik kabini iç genişliği	854	mm
Direksiyon merkez noktasının güvenlik kabininin sağ kenarına olan uzaklığı	622	mm
Direksiyon merkez noktasının güvenlik kabininin sol kenarına olan uzaklığı	615	mm
Direksiyon kenarından güvenlik kabinine en yakın uzaklık	453	mm
Kapının genişliği		
Üstte	622	mm
Ortada	650	mm
En altta	260	mm
Kapının yüksekliği		mm
Taban platformundan	1438	mm
En üst ayak basamağından	1678	mm
Güvenlik kabininin takılı olduğu traktörün yerden olan toplam yüksekliği	2560	mm
Güvenlik kabininin toplam genişliği	1413	mm
900 mm yükseklikte, oturak referans noktasından güvenlik kabininin arkasına olan yatay uzaklık	345	mm

Bu ölçülerle birlikte sürücü güvenlik bölgesinin boyutları dikkate alındığında yükleme deneyleri sırasında izin verilebilecek azami deformasyon miktarları aşağıdaki gibi hesaplanmış ve Şekil 2.8'de gösterilmiştir.

Arkadan Yatay Yükleme İçin : 345 mm

Üstten Sıkıştırma İçin : 125 mm

Yandan Yatay Yükleme İçin : 510 mm

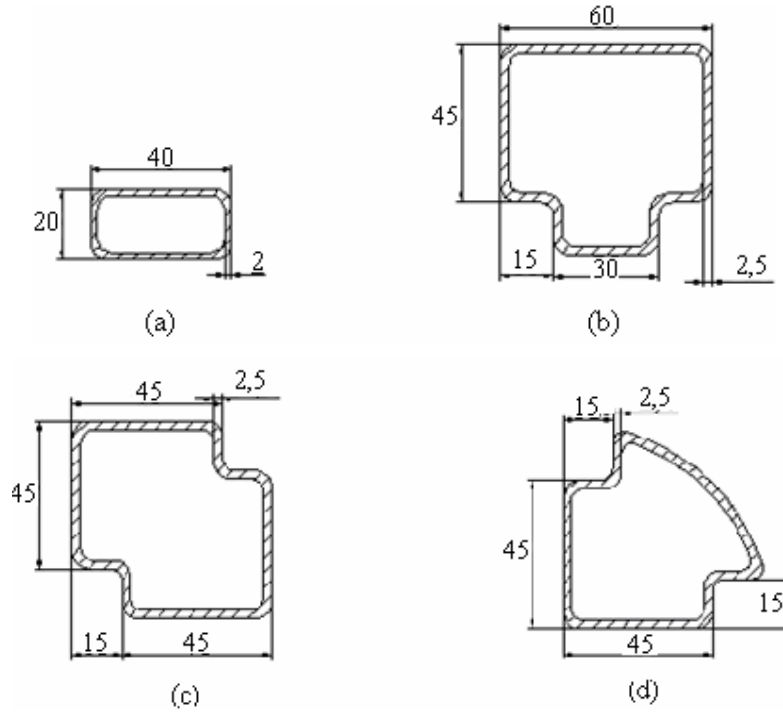


Şekil 2.8. Güvenlik Kabininde İzin Verilen Azami Deformasyon Miktarlarının Şematik Gösterimi

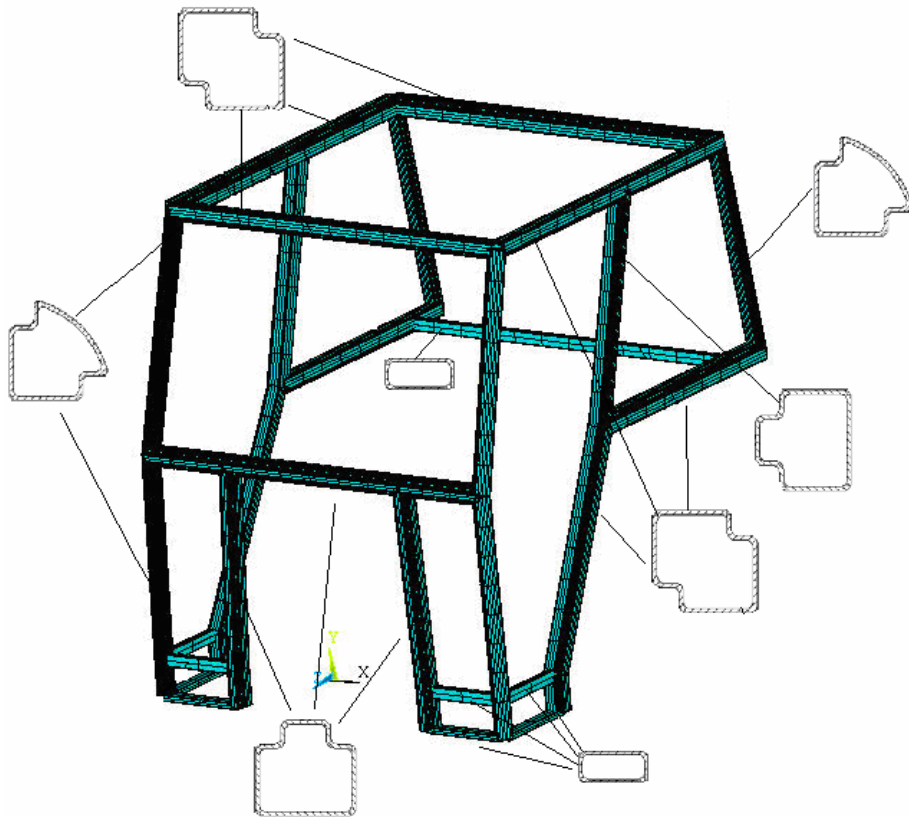
2.6. Güvenlik Kabinini Oluşturan Profil Kesitleri

Çalışmada kullanılacak güvenlik kabininde 2,5 mm et kalınlığında içi boş kapalı kesitli 4 farklı profil kullanılmıştır. Bütün profillerin malzemesi St 37'dir. Bunlar Şekil 2.9'da gösterilmektedir.

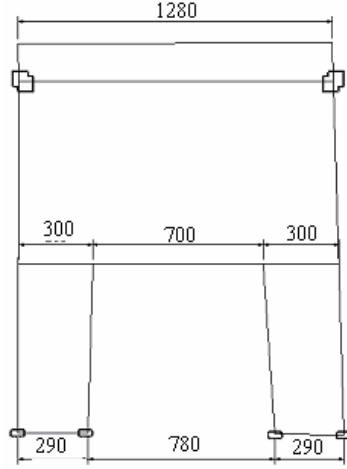
Seçilen bu profillerin dikdörtgenel profillerden üstünlüğünün kontrol edilmesi için, şekil 2.9. (b), (c), (d)'de gösterilen profil kesitlerinden 1m'lik numuneler modellenerek bu modeller üzerine eğilme ve burkulma testlerinin SE benzetimi yapıldı. Elde edilen verilerle 1000X50X50mm ebatlarında 2,5mm et kalınlığında karesel profilin eğilme ve burkulma testlerinin SE benzetiminden elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldı. Bu sonuçlara göre şekil 2.9'da gösterilen profil tiplerinin karesel profillere göre daha mukavemetli olduğu görüldü. Ayrıca güvenlik kabini, 2,5mm et kalınlığında 50X50 mm'lik karesel profiller kullanılarak tekrar modellendi ve statik yükleme deneyinin SE benzetimi bu model üzerine uygulanarak sonuçlar diğer deney sonuçlarıyla karşılaştırıldı. Buna göre şapka, T ve özel sekizgen kesitli profiller kullanılarak modellenen güvenlik kabininin kare kesitle modellenen kabine göre daha mukavemetli olduğu görüldü. Yapılan bu çalışmalar EK-A'da açıklanmıştır.



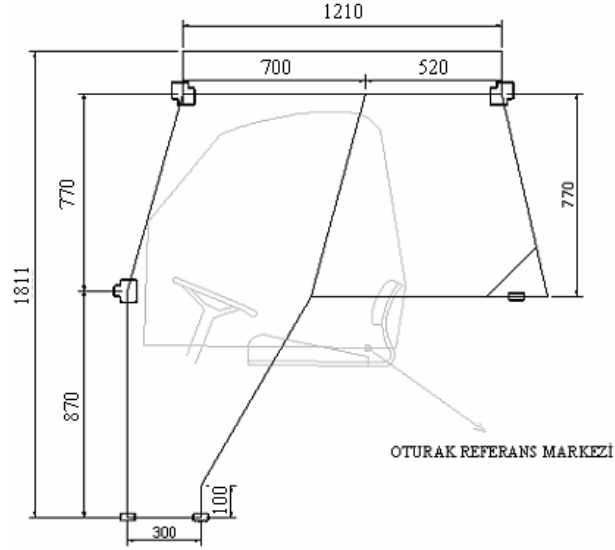
Şekil 2.9. Güvenlik Kabini Kiriş Kesitleri



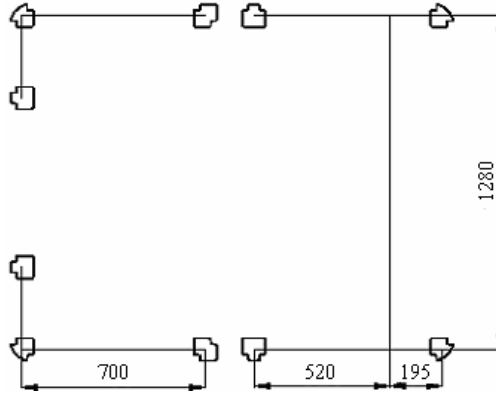
Şekil 2.10. Güvenlik Kabini İzometrik Görünüşü ve Profil Yerleşimi



Şekil 2.11. Güvenlik Kabini Önden Görünüşü Boyutları ve Profil Yerleşimi



Şekil 2.12. Güvenlik Kabini Yandan Görünüşü Boyutları ve Profil Yerleşimi



Şekil 2.13. Güvenlik Kabini Üstten Görünüşü Boyutları ve Profil Yerleşimi

Deneyler için kullanılan güvenlik kabini, 2001 yılında TAMTEST (Tarım ve Köy İşleri Bakanlığı Tarım Alet ve Makineleri Test Merkezi Müdürlüğü) tarafından statik teste tabi tutulmuştur. Traktör ağırlığının %50' sinden fazlasının arka tekerleklerde olması sebebiyle önden yatay yükleme testine gerek duyulmamıştır. Diğer statik testler aşağıdaki sırayla uygulanmıştır.

- 1- Arkadan yatay yükleme
- 2- Arkada üstten sıkıştırma
- 3- Yandan yatay yükleme
- 4- Önde üstten sıkıştırma

Deneyler için güvenlik kabinine emdirilecek enerji ve uygulanacak sıkıştırma kuvvetleri hesaplanırken traktör kütlesi $m_t = 2700kg$ alınmıştır.

Arkadan yatay yükleme için emdirilmesi gereken minimum enerji;

$$E_{il} = 1,4 \cdot m_t = 3,78kj \quad [2.6]$$

Yandan yatay yükleme için emdirilmesi gereken minimum enerji;

$$E_{is} = 1,75 \cdot m_t = 4,725kj \quad [2.7]$$

Arkada üstten sıkıştırma için kullanılan yük;

$$F_r = 20 \cdot m_t = 52,94kN \quad [2.8]$$

Önde üstten sıkıştırma için uygulanması gereken yük;

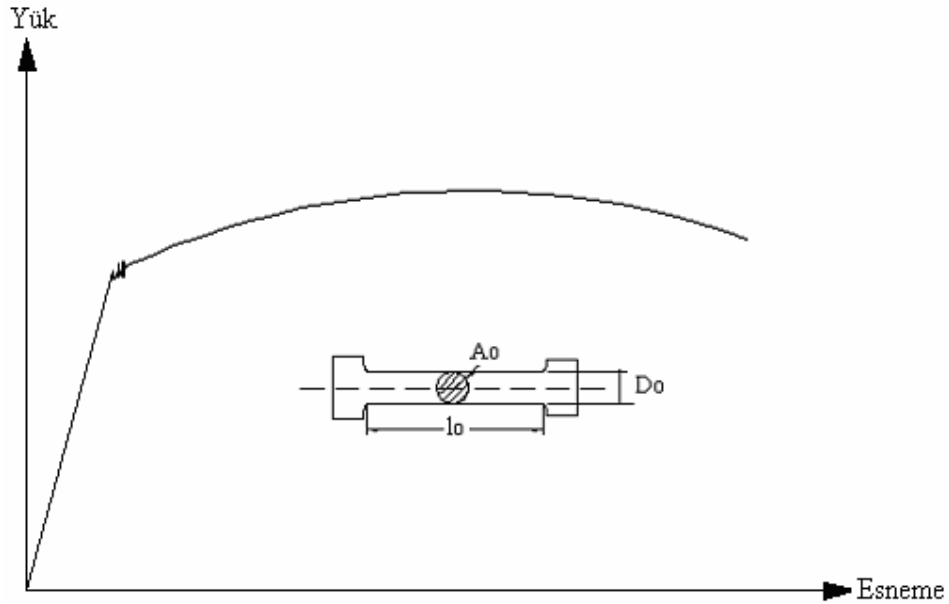
$$F_t = 20 \cdot m_t = 52,94kN \quad [2.9]$$

olarak hesaplanmıştır.

BÖLÜM 3. MALZEME STATİK DİRENGENLİĞİNİN TANIMLANMASI

3.1. Çekme Deneyi

Çekme deneyi malzemelerin statik yük altındaki mekanik özelliklerini belirlenmesi ve mekanik davranışlarına göre sınıflandırılması amacıyla yapılan bir deneydir[14]. Bu deneyde, bir deney numunesi tek ekseninde, sabit hızda, devamlı artan bir yük ile kopuncaya kadar çekilir. Bu işlem sırasında numune üzerine uygulanan yük değeri ve bu yük değerine karşılık gelen esneme değerleri kaydedilerek bir yük esneme eğrisi oluşturulur. Daha sonra bu eğri yardımıyla malzemenin gerilme gerinim eğrisi elde edilir. Şekil 3.1.



Şekil 3.1. Genel Yük Esneme Eğrisi

3.2. Gerilme Gerinim İlişkisi

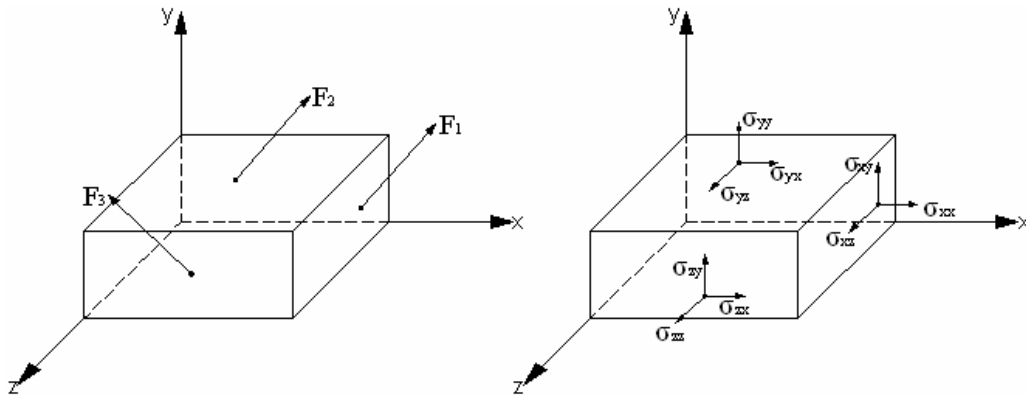
Malzeme üzerine etkiyen dış kuvvetler ve bu kuvvetlerin oluşturduğu iç kuvvetler malzeme üzerinde gerilmelere neden olur [15]. Gerilme (σ); Birim alana etkiyen kuvvet olarak tanımlanabilir. Normal ve kayma gerilmesi olmak üzere iki türlü gerilme büyüklüğü vardır. Şekil 3.2’ de F kuvvetinin oluşturduğu gerilme bileşenleri gösterilmektedir. Buna göre σ_{xx} normal gerilme σ_{xy} ve σ_{xz} ise kayma gerilme bileşenlerini göstermektedir.

Normal Gerilme (σ_n): Kuvvetin malzeme kesit alanına dik bileşeni tarafından meydana gelir. Normal gerilme, malzemeyi çekmeye ya da basmaya zorlar.

$$\sigma_n = \frac{F}{A_0} \quad [3.1]$$

Kayma Gerilmesi (τ): Kuvvetin malzeme kesit alanına paralel bileşeni tarafından meydana gelir. Kayma gerilmesi malzemeyi kesmeye zorlar.

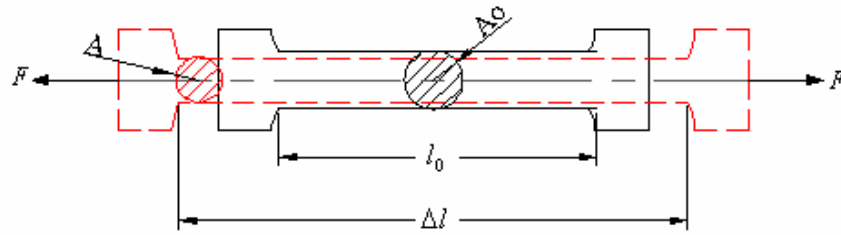
$$\tau = \frac{F}{A_0} \quad [3.2]$$



Şekil 3.2. Küçük Bir Elemente Etkiyen Kuvvet ve Gerilme Bileşenleri

Gerinim (ϵ): Gerinim, bir kuvvete maruz kalan malzeme üzerinde meydana gelen esneme oranı olarak tanımlanabilir ve birimsizdir.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad [3.3]$$



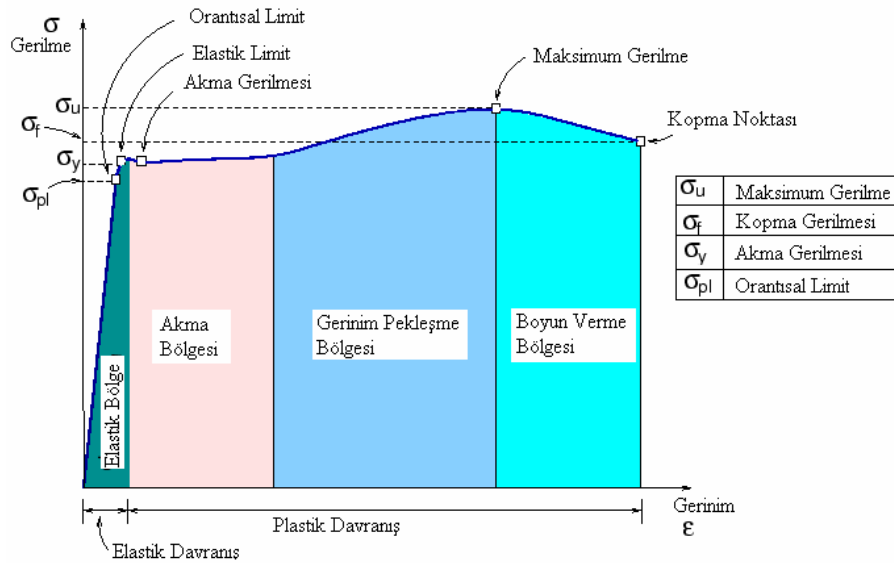
Şekil 3.3. Gerinim Şematik Gösterimi

Çekme testi sırasında malzemenin hacmi daima sabittir. Yani boyda uzama meydana geliyorsa çapta daralma meydana gelecektir.

$$A \cdot L = A_0 \cdot L_0 \quad [3.4]$$

Çaptaki daralmanın boydaki uzamaya oranına Poisson (ν) oranı denir ve aşağıdaki eşitlikle ifade edilir.

$$\nu = \frac{\Delta r}{\Delta l} \quad [3.5]$$



Şekil 3.4. Genel Gerilme Gerinim Eğrilerinin Şematik Gösterimi

Birçok mühendislik malzemesinde, gerilme gerinim eğrisinde zamandan bağımsız ve geçici deformasyonun olduğu lineer elastik bir bölge mevcuttur. Bu lineer bölgenin eğimi Elastisite Modülü (E) olarak adlandırılır ve bu bölgede gerilme gerinimle doğru orantılı olarak artar.[16]. Bu bölge malzemenin yaylanma özelliğini temsil eder, yani malzeme akma noktasına kadar yüklenip yük kaldırıldığında eski haline geri döner. Pratikte kullanılan birçok metal elastik sınırları içerisinde kullanılır

Hook kanununa göre lineer, homojen ve izotropik malzemelerde elastik deformasyon bölgesinde gerilme ile gerinim arasında ilişki aşağıdaki eşitliklerle ifade edilebilir.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad [3.6]$$

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}[\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad [3.7]$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E}[\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad [3.8]$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}[\sigma_z - \nu(\sigma_y + \sigma_x)] \quad [3.9]$$

Eğer yükleme miktarı akma noktasını geçerse, malzeme plastik deformasyon bölgesine girer ve yükleme kaldırıldığında eski haline geri dönemez, artık malzemede kalıcı deformasyon oluşmuştur. Plastik deformasyon sırasında da malzemenin hacmi sabittir.

Çekme testinde toplam gerinim ikiye ayrılır.

1- Elastik Gerinim; Yükleme kaldırıldığında malzemenin eski haline geri döndüğü kısmı temsil eder.

2- Plastik Gerinim; Yükleme kaldırıldığında malzemenin eski haline geri dönmeyen kısmını temsil eder.

$$\varepsilon_T = \varepsilon_e + \varepsilon_p \quad [3.10]$$

Olarak yazılır.

3.3. Mühendislik Gerilme Gerinim Ölçütleri

Mühendislik Gerilmesi (S), yükün numunenin orijinal kesit alanına bölünmesiyle hesaplanır.

$$S = \frac{P}{A_0} \quad [3.11]$$

Mühendislik Gerinimi (e), ise numunenin boyunda meydana gelen uzama miktarının numunenin ilk boyuna bölünmesiyle bulunur.

$$e = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{\Delta L}{L_0} \quad [3.12]$$

Yüklemeye yapılan bir malzemede plastik deformasyon devam ederken plastik gerinimin artmasıyla beraber gerilme değeri de artıyorsa bu duruma Metal Gerinim Pekleşmesi denir.

Yüklemeye işleminin başlarında, numune kesit alanındaki daralmaya karşı malzemede hala gerinim pekleşmesi devam ediyorsa, buna paralel olarak mühendislik gerilme değeri artar. Ancak yüklemeye devam ederken malzeme ögüle bir noktaya gelir ki bu noktada alandaki daralma oranı, yükselen gerilme oranını geçer ve malzemedeki gerinim pekleşmesi sona erer. Buna paralel olarak mühendislik gerilme değeri azalır. Bu durumda malzeme en zayıf halini alır ve bundan sonra bütün plastik deformasyon burada yoğunlaşır ve malzeme bel vererek kopar. [16]

3.4. Gerçek Gerilme Gerinim Ölçütleri

Çekme testi sırasında test numunesinin çapı sürekli daralmaktadır. Fakat mühendislik gerilme gerinim eğrisi çizilirken numune kesit alanının sabit olduğu kabul edilmiş ve

bütün gerilme değerleri bu şekilde hesaplanmıştır. Mühendislik gerilme gerinim eğrisinde kesit daralmasına rağmen orijinal kesit alanına dayanan ortalama gerilme maksimum yükleme noktasından sonra giderek azalmaya başlar. Fakat pratikte metal kopana kadar gerinim pekleşmesi devam eder yani deformasyon artışıyla beraber o deformasyona karşılık gelen gerilme değerleri de artmaktadır.

Gerçek gerilme anlık numune kesit alanına, gerçek gerinim ise anlık numune boyuna göre hesaplanacak olursa, elde edilen gerilme gerinim eğrisi kopma noktasına kadar yükselmeye devam eder ve gerçek gerilme gerçek gerinim eğrisi ya da akma eğrisi olarak adlandırılır.

Gerçek gerilme mühendislik gerilmesine bağlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\sigma = \frac{P}{A_0} \cdot (e+1) = S \cdot (e+1) \quad [3.13]$$

Ancak bu denklem boyun vermenin başladığı ilk noktaya kadar geçerlidir. Maksimum yüklemenin olduğu noktadan sonra ise;

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad [3.14]$$

eşitliğiyle ifade edilir.

İlk boyun vermenin başladığı noktaya kadar gerçek gerinim;

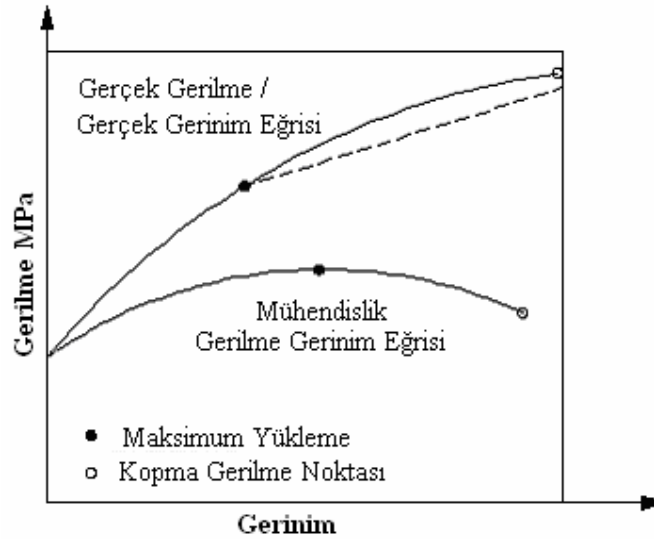
$$\begin{aligned} \varepsilon &= \ln(e+1) \\ &= \ln \frac{L}{L_0} \end{aligned} \quad [3.15]$$

İlk boyun vermenin başladığı noktasından sonra ise;

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \ln \frac{A}{A_0} \\ &= \ln \frac{\frac{\pi}{4} D_0^2}{\frac{\pi}{4} D^2} = 2 \ln \frac{D_0}{D}\end{aligned}\quad [3.16]$$

eşitliğiyle hesaplanır.

Şekil 3.5’de gerçek gerilme gerinim ve mühendislik gerilme gerinim eğrileri karşılaştırılmıştır. Şekilde plastik gerinim miktarı oldukça fazla olduğu için elastik bölge dikey eksene sıkıştırılmıştır.

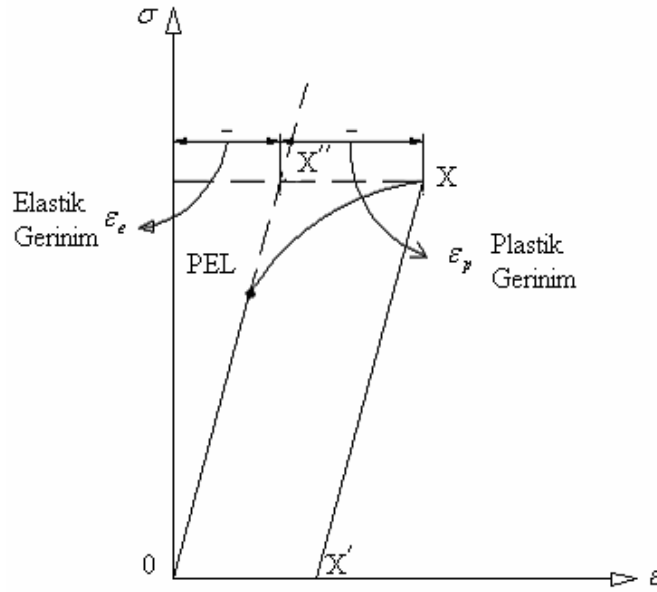


Şekil 3.5. Mühendislik ve Gerçek Gerilme Gerinim Eğrilerinin Karşılaştırılması [16]

3.5. Geri Esneme

Şekil 3.6’da X gerilme değerine kadar yüklenen ve bu değerden sonra yüklemenin kaldırıldığı çelik bir malzemenin gerilme gerinim eğrisi şematik olarak gösterilmiştir. Burada *PEL* (Orantısal Elastik Limit) noktası, eğrinin sabit olan eğiminin değişmeye başladığı noktadır. Eğer gerilme bu noktadaki gerilme değerinden daha çok arttırılırsa gerilme gerinim eğrisi sabit eğimden gittikçe daha fazla sapar.

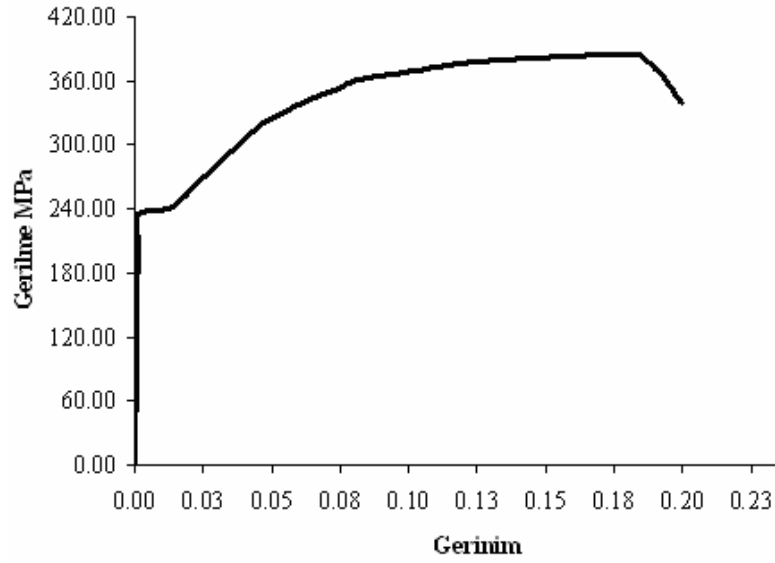
X noktasından sonra yüklemeye kaldırıldığında, malzeme geri esner ve bu geri esnemenin denklemi XX' eğrisi ile tanımlanabilir. XX' eğrisi OX'' eğrisine paraleldir. OX' ile tanımlanan yatay mesafe, X gerilimine karşılık gelen kalıcı deformasyon miktarıdır. Akma gerilmesini belirlemek için OX'' eğrisine paralel ve ondan farklı, 1' den çok küçük, seçilen bir kalıcı deformasyon değeri kadar ötelenmiş bir eğri çizilir. Seçilen bu değer genellikle %0,2 olarak kabul edilir.



Şekil 3.6. Geri Esnemenin Şematik Gösterimi

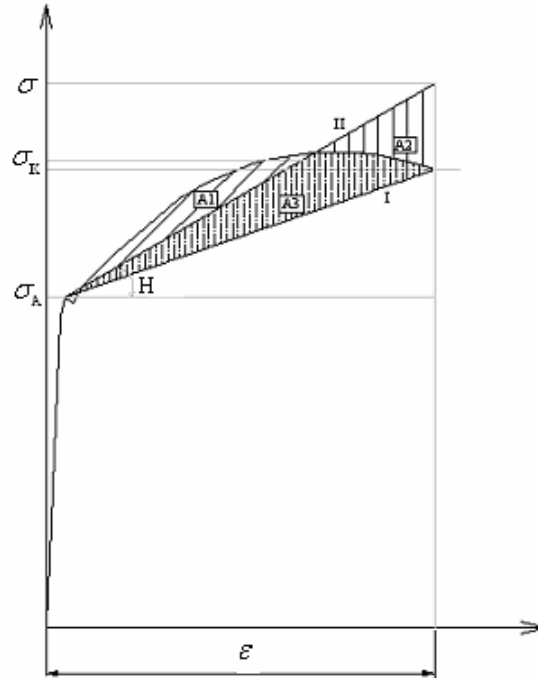
3.6. İki Eğimli Malzeme Eğrisi

Bu tez çalışmasında kullanılacak olan St 37 çeliğine ait deneysel gerilme gerinim eğrisi aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.7. St37 Çeliğine Ait Gerilme Gerininim Eğrisi

İki Eğimli (İEM) malzeme eğrisi iki doğrudan oluşmaktadır. Bunlar malzemenin elastik bölgesindeki akma eğrisiyle plastik bölgeden geçen bir doğrunun birleşmesiyle oluşur diyebiliriz.



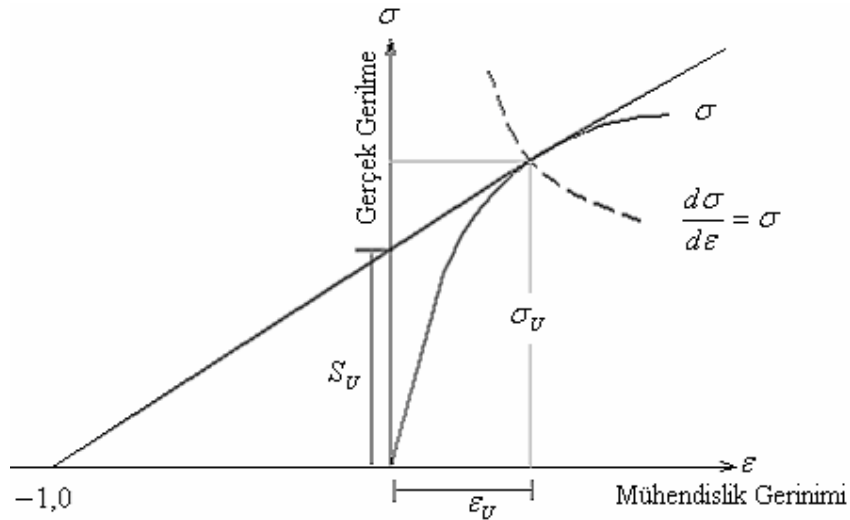
Şekil 3.8.İki Eğimli Malzeme Eğrisinin Oluşturulması

Şekil 3.8’de görülen I doğrusu akma gerilme değeriyle kopma gerilme değerini birleştirmektedir. Ancak biz bu eğriyi İEM malzeme eğrisi olarak kullanırsak $A_3 + A_1$ bölgesini hesaba katmamış oluruz. II doğrusu ise akma gerilme değeriyle maksimum gerilme değerinin birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. II doğrusu kullanıldığında, A_1 bölgesi hesaba katılmaz ancak buna karşılık fazladan A_2 bölgesi hesaba katılmış olur. Bu iki bölgenin alanı yaklaşık olarak birbirine eşit olduğu için II eğrisini ortalama İEM malzeme eğrisi olarak kullanabiliriz. Ancak İEM malzeme eğrisini çalışma bölgesine göre seçmek daha mantıklı olur. Yani malzeme üzerinde meydana gelen maksimum gerilme noktasıyla akma gerilme noktalarını birleştiren eğri seçilebilir. Eğer malzemede çok büyük plastik deformasyonlara izin verilecekse, İEM malzeme eğrisi maksimum gerilme ile oluşan boyun verme noktasından geçen teğetle elastik bölgedeki akma eğrisini birleştiren eğri olarak tanımlanabilir.

Malzemenin, maksimum gerilme altında boyun vermeye başladığı nokta iki şekilde belirlenebilir.

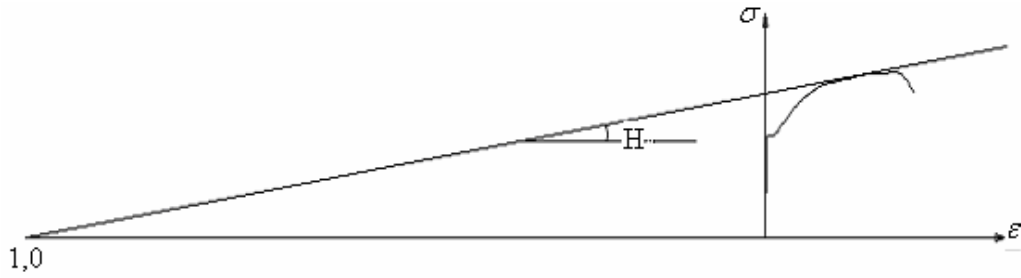
1- $\frac{d\sigma}{d\varepsilon} = \sigma$ olduğu noktadır.

2- Gerçek Gerilme - Mühendislik Gerinim eğrisinde gerinimin -1 olduğu noktadan eğriye bir teğet çizilir. Bu teğetin gerilme gerinim eğrisiyle kesiştiği noktadır.[16]

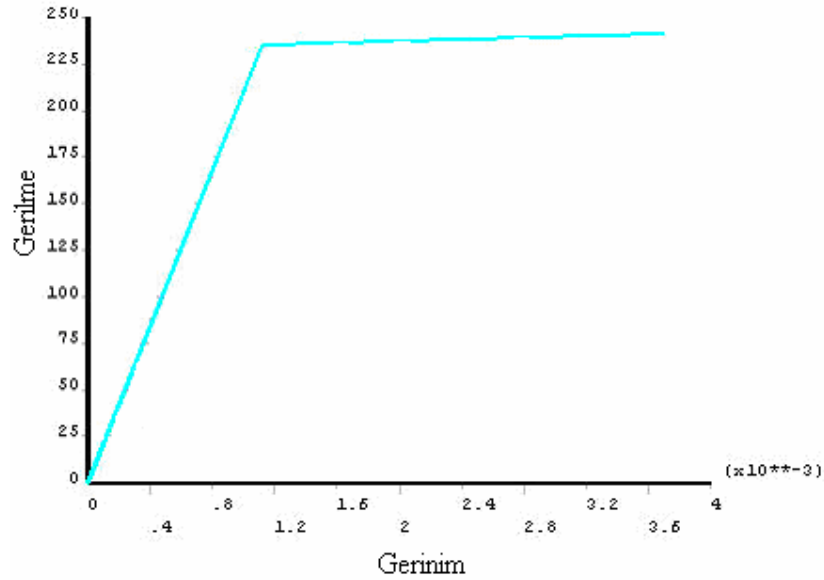


Şekil 3.9. Maksimum Gerilme Altında Boyun Verme Noktasının Belirlenmesi

Bu tez çalışmasında kullanılacak İEM malzeme eğrisi, elastik bölgedeki akma eğrisi ile gerinim -1,0 olduğu nokta ile boyun verme noktasından geçen eğrinin birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. (Şekil3,9) Buna göre hesaplanan bilineer eğrinin tangent modülü $H = 2350 \text{ GPa}$ 'dır. Bu tangent modülüne göre çizilen İEM malzeme eğrisi şekil 3.10 ve 3.11'de gösterilmektedir.



Şekil 3.10. İki Eğimli Malzeme Eğrisinin Belirlenmesi



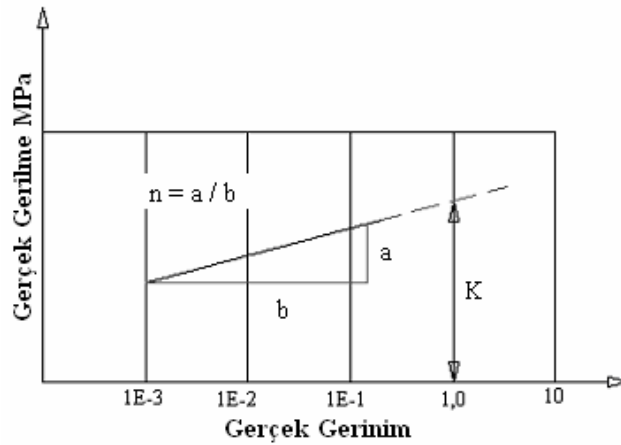
Şekil 3.11. Tez Çalışmasında Kullanılacak İki Eğimli Malzeme Eğrisi

3.7. Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Malzeme Eğrisi

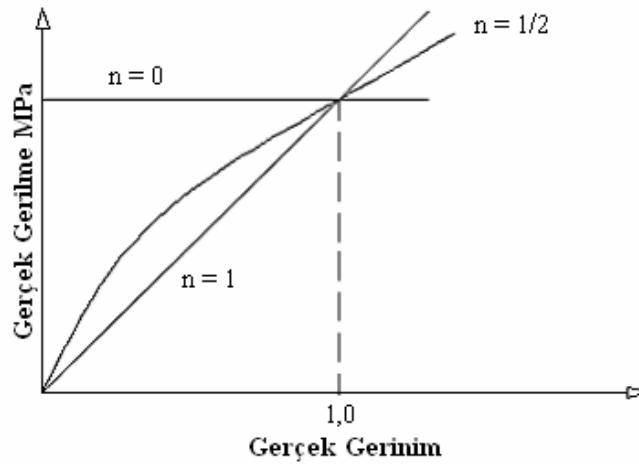
Gerçek gerilme gerinim eğrisi birçok metalde plastik deformasyon bölgesi için Holloman tarafından önerilen denklemlerle ifade edilir.

$$\sigma = K\varepsilon^n \quad [3.17]$$

Burada “K” Mukavemet Katsayısı ve n” Mukavemet Üssü olarak adlandırılır. K, gerinim değerinin $\varepsilon=1$ olduğu andaki gerilme değerine karşılık gelir. n ise logaritmik gerçek gerilim ve gerçek gerinim değerleriyle elde edilen eğrinin eğimini ifade eder. Çelikler için mukavemet üssü $0,05 < n < 0,3$ aralığında değerler alabilir [16]. Bu çalışmada Çok Noktalı Kısmi Doğrusal (ÇNKD) malzeme eğrisini modellerken bu denklemden yararlanılmıştır.



Şekil 3.12. Gerçek Gerilme Gerinim Eğrisinde K ve n değerleri

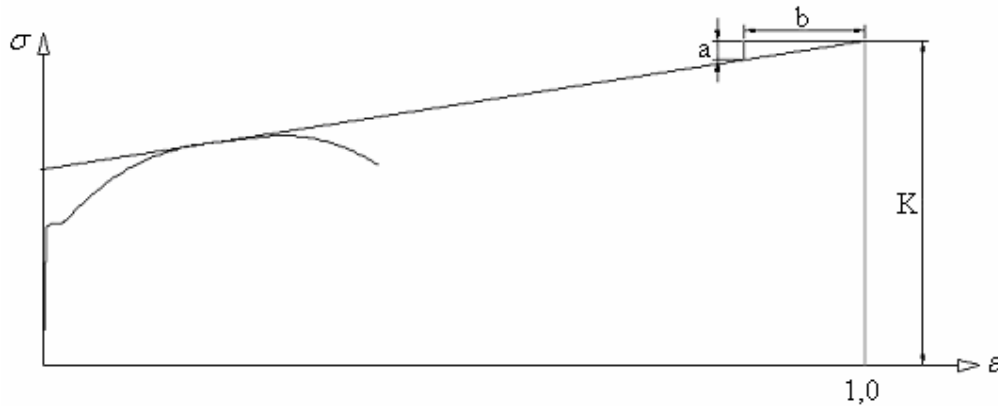


Şekil 3.13. Gerçek Gerilme Gerinim Eğrisinde n Değerinin Tayin Edilmesi

Tablo 3.1. Oda sıcaklığında bazı metallerin K ve n değerleri [16]

Metal	Özellik	n	K
0,05% Karbonlu Çelik	Tavlanmış	0,26	530
SAE 4340 Çelik	Tavlanmış	0,15	641
0,6% Karbonlu Çelik	540 °C'de Daldırma ile Sertleştirilmiş	0,10	1572
0,6% Karbonlu Çelik	705 °C'de Daldırma ile Sertleştirilmiş	0,19	1227
Bakır	Tavlanmış	0,54	320
70/30 Pirinç	Tavlanmış	0,49	896

St 37 çeliğinin mukavemet katsayısını (K) ve mukavemet üssünü (n) belirlemek için maksimum yükleme değerinden teğet geçen bir eğri çizilerek bu eğrinin gerilme gerinim eğrisindeki gerinimin $\varepsilon = 1,0$ olduğu noktadaki gerilme değeri belirlenir. Bu değer mukavemet katsayısı (K) olarak kabul edilir. Bu eğrinin eğimi ise mukavemet üssü (n) olarak alınır.



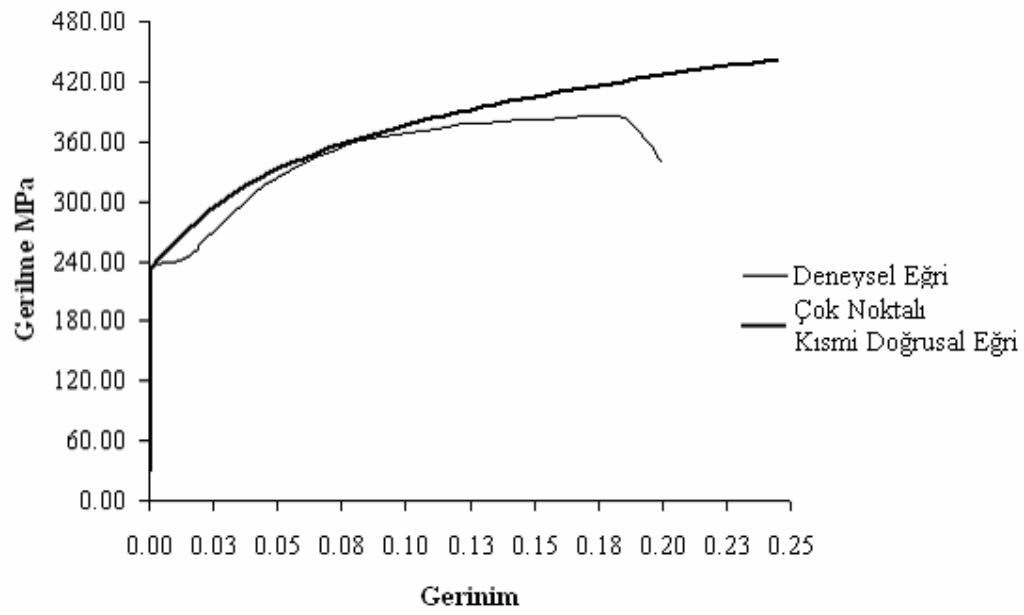
Şekil 3.14. Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Malzeme Eğrisinde K ve n Değerlerinin Belirlenmesi

Yukarıdaki grafiğe göre St 37 çeliğinin,

Mukavemet Katsayısı $K = 570 \text{ MPa}$

Mukavemet Üssü $n = 0,18$ seçilmiştir.

Seçilen bu değerlere göre yeni çizilen gerilme gerinim eğrisi aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.15. St37 Çeliğine Ait Çok Noktalı Kısmi Doğrusal ve Deneysel Gerilme Gerinim Eğrileri

BÖLÜM 4. SEY STATİK YÜKLEME DENEYLERİNİN BENZETİMİ

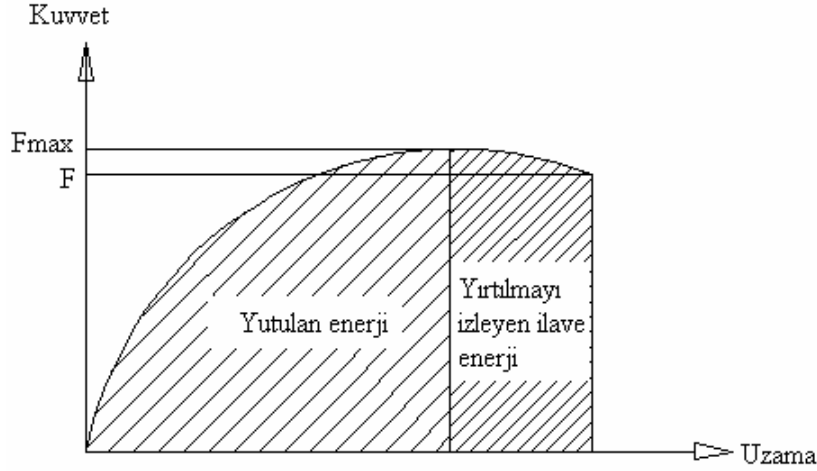
4.1. GİRİŞ

Traktör güvenlik kabinlerinin mukavemetinin belirlenmesi amacıyla yapılan deneylerden biri olan statik yükleme deneyi bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak Ansys genel amaçlı sonlu elemanlar yazılımı yardımıyla gerçekleştirilecektir. Tamtest [13] tarafından yapılan statik yükleme deney sonuçlarıyla sayısal benzetimden elde edilen sonuçlar karşılaştırılacaktır.

Aynı güvenlik kabini sonlu elemanlar modeli üzerine aşağıdaki statik yükleme deneyleri sırasıyla uygulanacaktır. Bu sırada ilk yükleme başladıktan sonra bütün yüklemeler sonlanana kadar model üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmamalıdır.

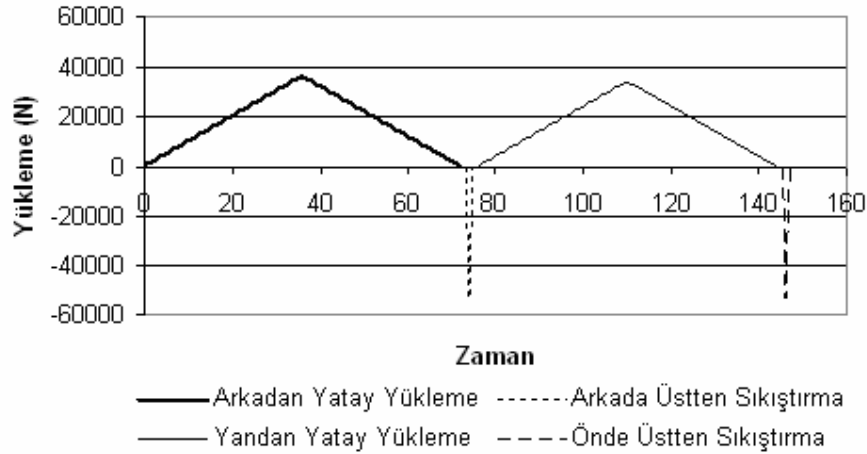
- 1- Arkadan yatay yükleme
- 2- Arkada üstten sıkıştırma
- 3- Yandan yatay yükleme
- 4- Önde üstten sıkıştırma

Arkadan ve yandan yatay yüklemelerde kabine enerji emdirme işlemi yapılacağı için, yükleme işlemi kontrollü bir şekilde yapılmalıdır. Kabine emdirilecek enerji Şekil 4.1'de verilen grafiğin altında kalan alan olarak tanımlanabilir.



Şekil 4.1. Güvenlik Kabini Tarafından Yutulan Enerji

Buna göre emdirilecek enerjinin hesaplanması için, yükleme sırasında uygulanan bütün kuvvet kademelerine karşılık gelen uzama değerlerinin belirlenip kuvvet uzama grafiği çizilmeli ve grafik altında kalan alan hesaplanmalıdır. Ancak bu tez çalışmasında, elde edilen sonuçları Tamtest [13] deney sonuçlarıyla karşılaştıracağı için Tamtest tarafından uygulanan maksimum kuvvetler dikkate alınmıştır. Yüklemler kademeli olarak Tamtest tarafından uygulanan maksimum kuvvete kadar belirli orandaki artışlarla yükseltilerek tekrar aynı oranda kademeli olarak boşaltılmıştır. Böylelikle deney 8 aşamadan oluşmuştur.



Şekil 4.2. Yükleme Değerleri Grafiği

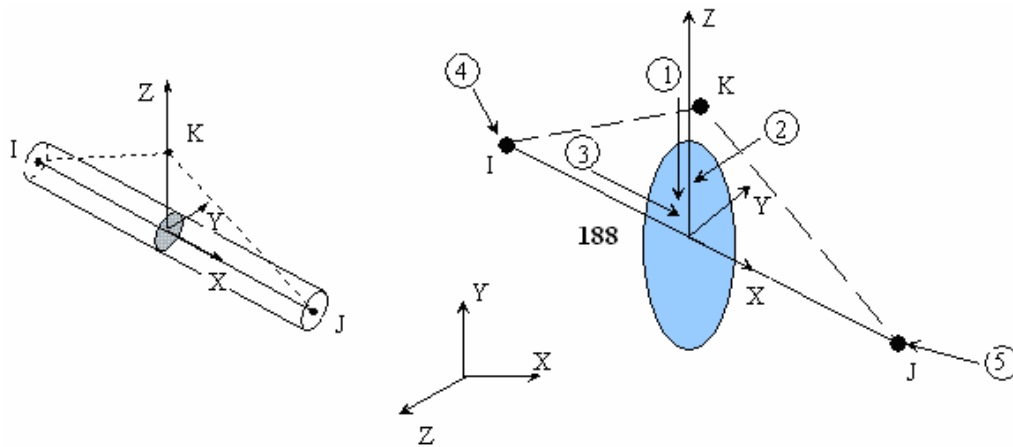
4.2. Yapılan Hesaplamanın Özellikleri

Statik yükleme deneyinde meydana gelen büyük deformasyonlar dikkate alınarak Ansys yazılımının büyük deplasman ölçütleri ve geometrik nonlinear elastik – plastik sonlu elemanlar formülasyonu kullanılmıştır. Nonlinear sonlu elemanlar denklem sistemi Newton-Rophsan metodu kullanılarak doğrusallaştırılmıştır. İterasyon yakınsama kriteri olarak kullanılan artık kuvvet hata toleransı tüm aşamalar için -1 olarak seçilmiştir. Hesaplama İki Eğimli malzeme eğrisi ve Çok Noktalı Kısmi Doğrusal malzeme eğrisi kullanılarak iki defa tekrarlanacaktır.

4.3. 3-D Kiriş Elemanı

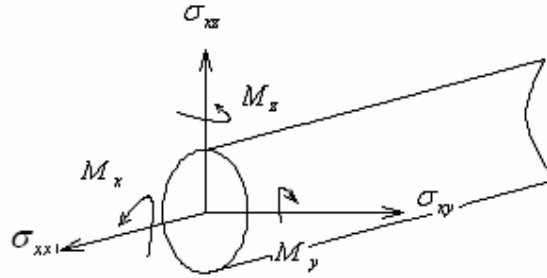
Ansys sonlu elemanlar analizi için eleman tipi Ansys Beam188 seçilmiştir. Bu eleman tipi hem ince cidarlı narin kirişlerde hem de kısmen kalın cidarlı kirişlerin analizinde kullanılır. Elemanın yapısı Timoshenko kiriş teorisine dayanır ve kayma deformasyon etkisini içerir. Linear, büyük rotasyonlu, büyük deformasyonlu nonlinear analizlerde iyi sonuç verdiği belirtilmiştir.[15]

Her düğüm noktasında 1 numaralı düğüm noktasına bağlı olarak 6 veya 7 serbestlik derecesi vardır. Serbestlik Yönleri; X, Y, Z, ROT X, ROT Y, ROT Z'dir.



Şekil 4.3. Ansys Beam188 Elemanının Geometrisi [15]

4.4. Genel Kiriş Teorisine Göre Yapılan Kabuller [18]



Şekil 4.4. Kiriş Elemanı Üzerinde Meydana Gelen Gerilmeler

- Kirişin boyu çapından çok büyüktür.
- Ana gerilme bileşeni σ_{xx} 'tir. σ_{yy} ve σ_{zz} denge denklemlerinden bulunur ve ikinci derece öneme sahiptir.
- Kesit düzlemi deformasyondan sonra değişmez ve her zaman orta düzleme diktir.
- Kiriş kesitinde burulma olmaz.
- Nonlineer malzeme özellikleri sadece aksenal yönde kalıcı deformasyona sebep olur.

4.5. Güvenlik Kabin Malzemesinin Özellikleri

Güvenlik kabini, sıcak haddelenmiş ince cidarlı çelik kirişlerin birbirine kaynaklanmasıyla oluşturulmuştur. Kiriş malzemesi olarak St 37 kullanılmıştır. Bu malzeme genel makine yapımında, normal, fazla özel şartları olmayan, dövme ve kaynaklı parçalarda kullanılır. [17]

Tablo 4.1. Güvenlik Kabini Malzeme Özellikleri

Malzemenin Çapı	< 50mm
Elastiklik Modülü	$E = 210000MPa$
Akma Dayanımı	$\sigma_A = 235MPa$
Poisson Sayısı	$\nu = 0,3$
Kopma Dayanımı	$\sigma_K = 340MPa$
Kayma Modülü	$G = 81000MPa$
Yoğunluğu	7850 kg/m^3
Kopma Uzaması	%26-22

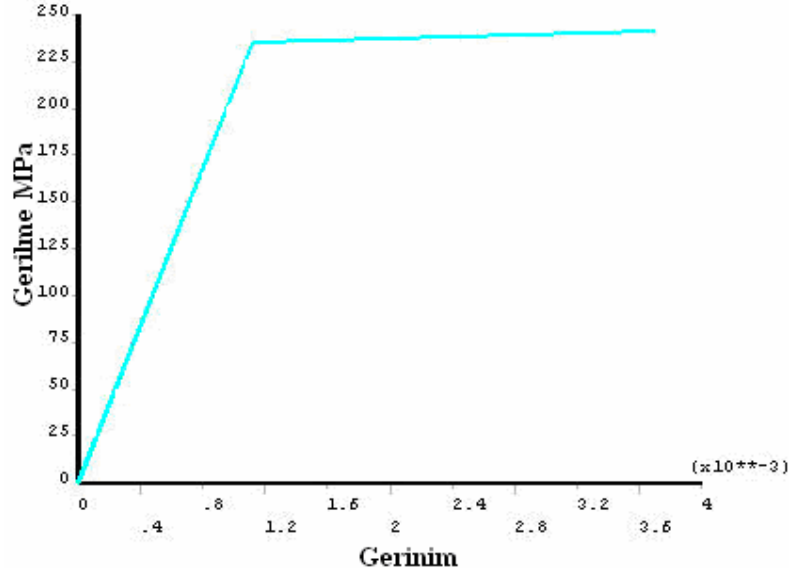
Tablo 4.1’de verilen malzeme özellikleri 20°C sıcaklıkta $d < 16 \text{ mm}$ ve $L_0 = 5d_0$ boyutlarındaki deney çubuklarından elde edilmiş minimum değerlerdir.

Bu tez çalışmasında İki Eğimli ve Çok Noktalı Kısmi Doğrusal malzeme özellikleri kullanılarak iki ayrı analiz yapılacaktır. Bölüm 3’de St37 çeliğine ait İki Eğimli ve Çok Noktalı Kısmi Doğrusal malzeme eğrileri oluşturulmuştur. Buna göre analizlerde kullanılacak malzeme özellikleri tablo 4.2 ve 4.3’te gösterilmektedir.

Tablo 4.2. İki Eğimli Eğri İçin Malzeme Özellikleri

Elastiklik Modülü	$E = 210000MPa$
Akma Dayanımı	$\sigma_A = 235MPa$
Poisson Sayısı	$\nu = 0,3$
Tangent Modülü	$T = 2350 \text{ GPa}$

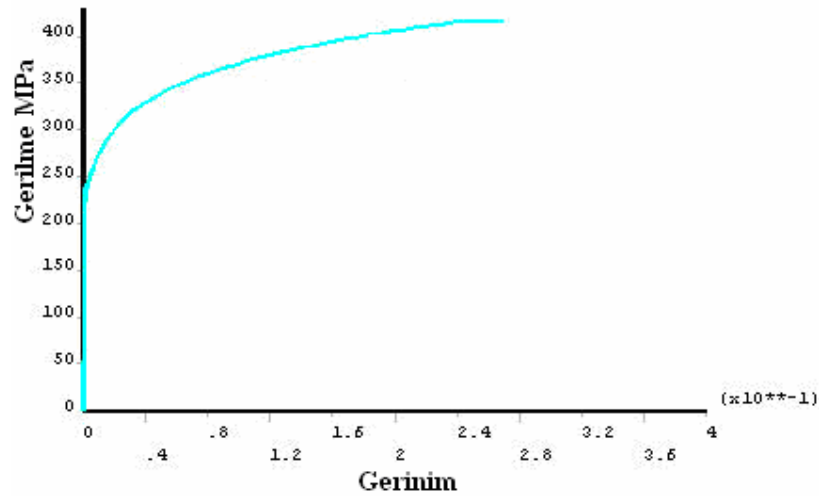
Hesaplamalarla elde edilen tangent modülünün, kullanılan malzemeye uygunluğunu kontrol etmek için, bu modül kullanılarak elde edilen sonuçlarla Çok Noktalı Kısmi Doğrusal malzeme eğrisi kullanılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılacaktır.



Şekil 4.5. İki Eğimli Malzeme Eğrisi

Tablo 4.3. Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Eğri İçin Malzeme Özellikleri

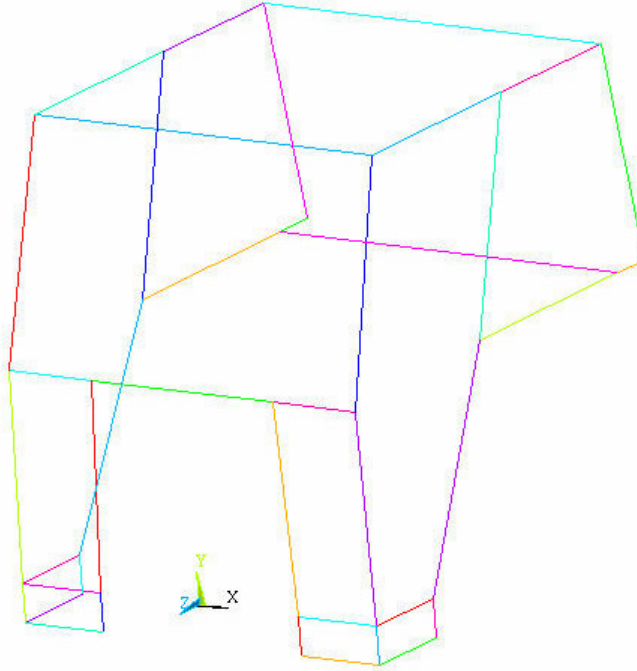
Elastiklik Modülü	$E = 210000MPa$
Akma Dayanımı	$\sigma_A = 235MPa$
Poisson Sayısı	$\nu = 0,3$
Mukavemet Katsayısı "K"	570
Mukavemet Üssü "n"	0,18



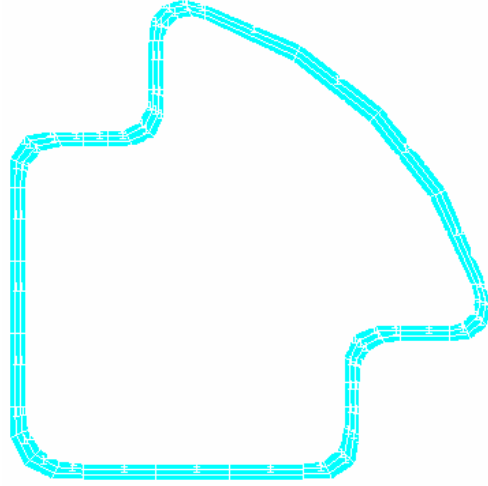
Şekil 4.6. Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Malzeme Eğrisi

4.6. Güvenlik Kabini Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Modelleme aşamasında bölüm 2’de verilen traktör güvenlik kabininin ölçüleri kullanılarak 3 boyutlu bir model oluşturulacaktır. Bunun için önce güvenlik kabinin her bir kösesinin koordinatları belirlenir ve belirlenen bu koordinatlarda birer düğüm noktası oluşturulur. Oluşturulan bu düğüm noktaları çizgilerle birleştirilerek güvenlik kabininin 3 boyutlu kafes sistemi elde edilmiş olur. Daha sonra oluşturulan kafes sistemine giydirilecek kiriş kesitleri modellenerek bu kesitlerin sonlu elemanlar ağı oluşturulur ve kaydedilir. Kiriş kesitlerinin sonlu elemanlar ağı yapısında Ansys Plane182 element tipi seçilmiştir.

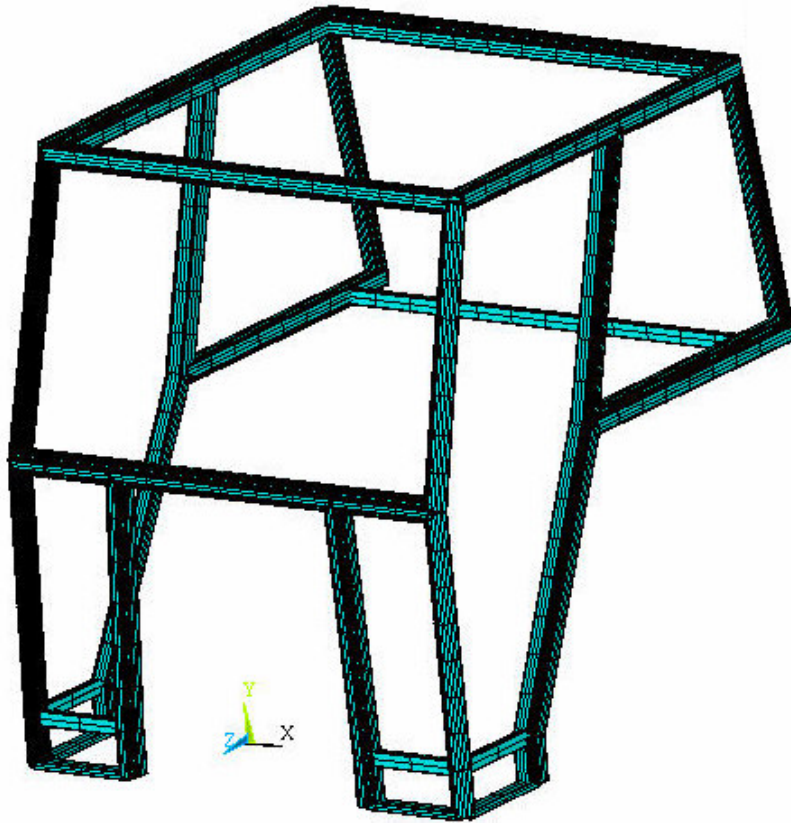


şekil 4.7. Ansys’de Modellenen Güvenlik Kabininin İzometrik Görünüşü



Şekil 4.8. Kiriş Kesitlerinin ve Ağ Yapılarının Oluşturulması

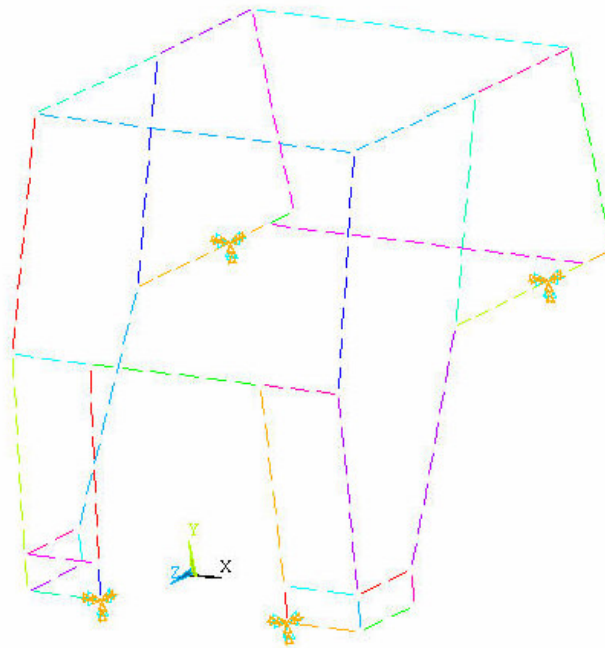
Kiriş kesitleri de oluşturulduktan sonra güvenlik kabininin sonlu elemanlar ağ yapısı oluşturulur ve kiriş kesitleri kafes sistemi üzerine giydirilir.



Şekil 4.9. Güvenlik Kabininin Sonlu Elemanlar Ağının Gösterilmesi

4.7. Sonlu Elemanlar Modelinin Sınır Şartlarının Belirlenmesi

Standart statik deneylerde koruyucu kabinle beraber ya traktörün kendisi ya da kabinin takılacağı traktörün çamurlukları ile çamurlukların ve kabinin traktöre bağlandığı noktaları birleştiren katı bir 'Alt Çerçeve' ye ihtiyaç vardır.[2,3,18]. Güvenlik kabini ve çamurluklar alt çerçeveye traktörde olduğu gibi bağlanmalıdır. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi traktör kabinin motor bloğuna bağlanan ön kısmı ve çamurluğa bağlanan kısmı tam ankastre yapılmıştır.



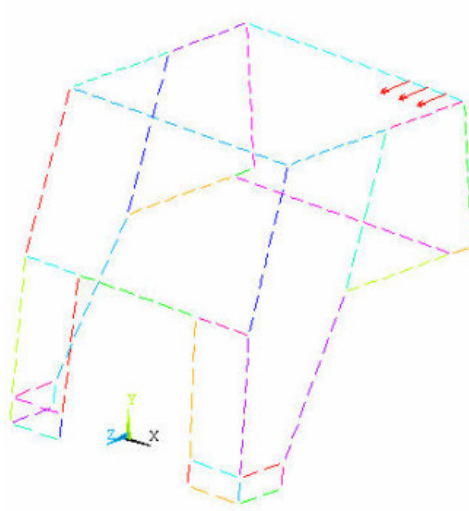
Şekil 4.10. Güvenlik Kabininin Sınır Şartlarının Belirlenmesi

4.8. Sonlu Elemanlar Modeli Üzerine Uygulanan Statik Yükleme Deneyleri

4.8.1. Arkadan yatay yükleme

Bu deneyde uygulanan kuvvet bölüm 2'de de belirtildiği gibi arka tavan kirişi üzerindedir. Bileşke kuvvetinin köşeden itibaren kiriş uzunluğunun yaklaşık 1/6'sı uzaklığında olması istendiği için; kiriş 12 elemana bölünmüş ve kuvvetler kirişin 3 düğüm noktası üzerine uygulanmıştır. Arkadan yatay yüklemeye uygulanan kuvvet -

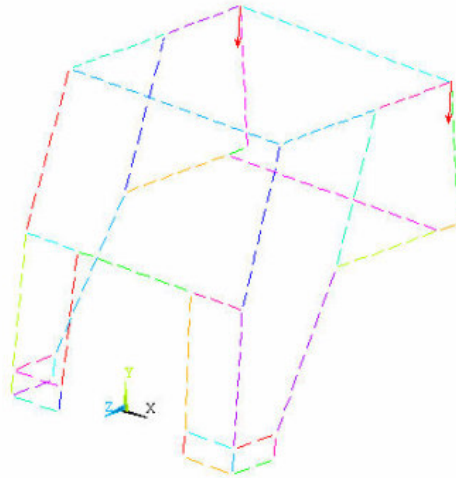
x yönünde, 100 kg artışla 36000 N' a ulaşmıştır ve sonra tekrar 100 kg azalmayla kaldırılmıştır. Bu işlem toplam 72 adımda yaptırılmıştır.



Şekil 4.11. Arkadan Yatay Yükleme Gösterimi

4.8.2. Arkada üstten sıkıştırma

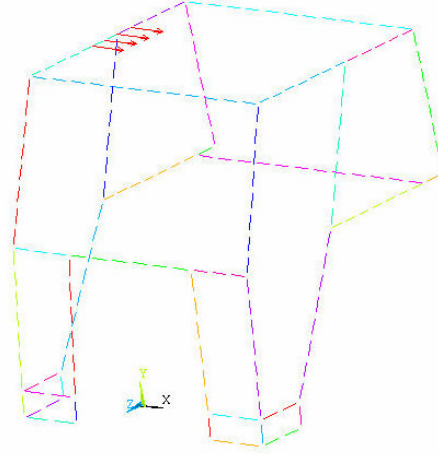
Arkada üstten sıkıştırma işlemi arka tavan kirişi uç noktalarında bulunan iki düğüm noktası üzerinden uygulanacaktır. Bu deneyde kuvvet 3 adımda yüklenip boşaltılacaktır. Uygulanan kuvvet – y yönünde 52940 N'dur ve 0 N'dan başlayıp 1 adımda en yüksek değerine ulaşarak tekrar 0 N'a geri dönmüştür.



Şekil 4.12. Arkada Üstten Sıkıştırma Yükleme Noktaları

4.8.3. Yandan yatay yükleme

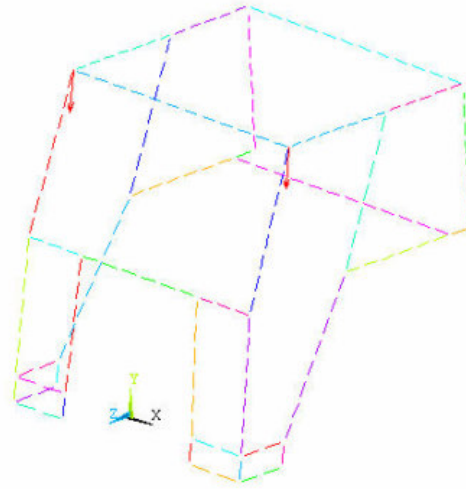
Yandan yatay yüklemede uygulanan kuvvet x yönündedir. Aynı arkadan yatay yüklemede olduğu gibi kuvvet kademeli olarak 100'er kg artışlarla 33400 N'a kadar yükselir ve yine aynı oranda azalmalarla kaldırılır. Bu işlem sırasında kuvvet toplam 69 adımda yüklenip boşaltılmıştır. Şekil 4.13'te kuvvet uygulama noktaları gösterilmektedir. Traktör kütlelerinin %50 'sinden fazlası arka tekerleklerde olduğu için, arkadan yatay yüklemeyle yandan yatay yükleme güvenlik kabininin boylamasına orta düzleminin farklı taraflarından uygulanmıştır.



Şekil 4.13. Yandan Yatay Yükleme İçin Yükleme Noktaları

4.8.4. Önde üstten sıkıştırma

Önde üstten sıkıştırmada uygulanan kuvvet arkada üstten sıkıştırmayla aynıdır ancak burada kuvvet uygulama noktaları şekil 4.14'de görüldüğü gibi ön tavan kirişi üzerinde bulunan iki uçtaki düğüm noktasındadır. Kuvvet 3 adımda yüklenip boşaltılacaktır. Uygulanan kuvvet – y yönünde 52940 N'dur ve 0 N'dan başlayıp 1 adımda en yüksek değerine ulaşarak 0 N'a geri dönmüştür.



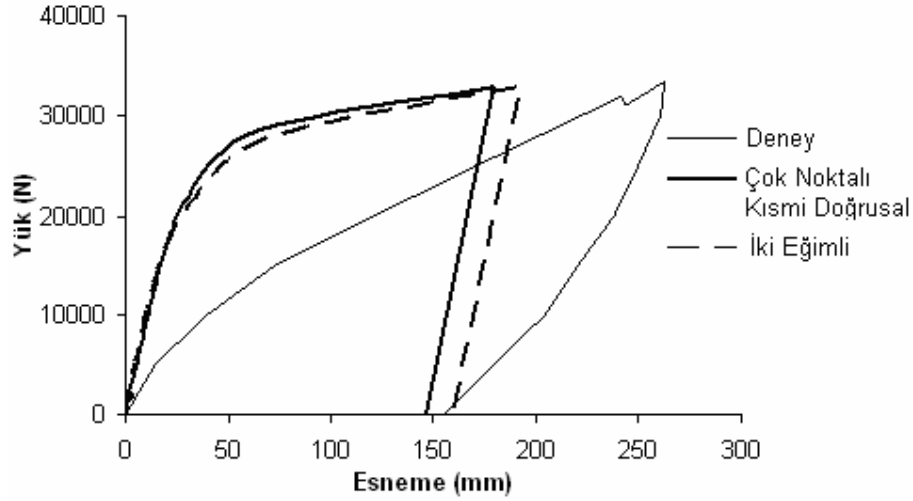
Şekil 4.14. Önde Üstten Sıkıştırma İçin Yükleme Noktaları

4.9. Güvenlik Kabini Statik Yükleme Deneyleri Benzetim Sonuçları

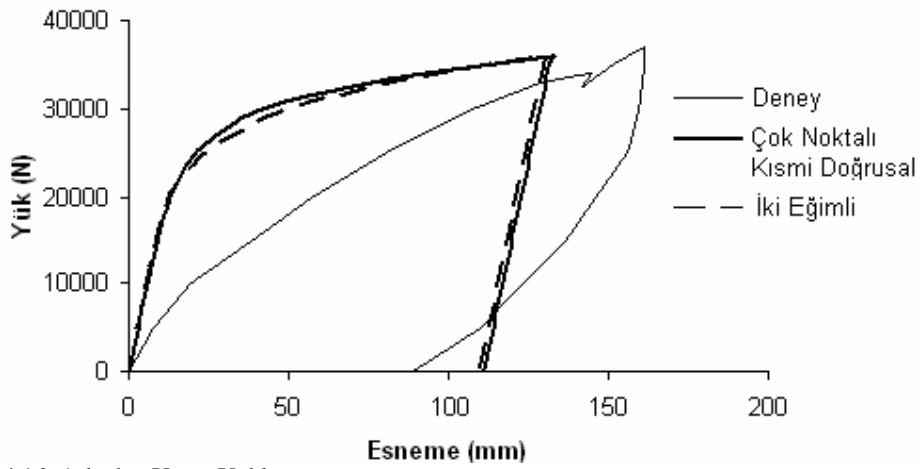
Yapılan 8 aşamalı statik benzetimler sonucunda elde edilen veriler aşağıda grafik ve görsel olarak gösterilmektedir.

Tablo 4.4. Arkadan ve Yandan Yatay Yükleme Statik Analiz Sonuçları

	İEM Arkadan Yatay Yükleme	ÇNKD Arkadan Yatay Yükleme	TAMTEST Arkadan Yatay Yükleme	TAMTEST Yandan Yatay Yükleme	İEM Yandan Yatay Yükleme	ÇNKD Yandan Yatay Yükleme
Plastik Deformasyon	109,9 mm	113,7 mm	115 mm	161 mm	164,8 mm	151,5 mm
Elastik Deformasyon	21,5 mm	21,0 mm	46,5 mm	101,5 mm	34,0 mm	34,4 mm
Maksimum Deformasyon	131,0 mm	134,7 mm	161,5 mm	262,5 mm	198,8 mm	185,9 mm



Şekil 4.15. Yandan Yatay Yükleme



Şekil 4.16. Arkadan Yatay Yükleme

Yukarıdaki grafiklerde Tamtest tarafından elde edilen deneysel verilerle SEY kullanılarak İki Eğimli ve Çok Noktalı Kısmi Doğrusal malzeme modelleriyle yapılan analizlerden elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Analiz sonuçlarına göre en fazla zorlanma ve deformasyon yandan yatay yükleme sırasında oluşmuştur.

Şekil 4.15 ve 4.16'dan da görüldüğü gibi Tamtest ve SEY' den elde edilen grafikler birbirinden oldukça farklıdır. Çalışmada malzemenin ve bağlantı noktalarının tam homojen olduğu kabul edilmiştir. Fakat gerçek kabin malzemesinin tam homojen yapıda olmaması ve kaynak bölgelerindeki kararsızlıklar sebebiyle grafikler farklı çıkmıştır. Ancak kabine emdirilen enerji esas alınarak grafikler tekrar yorumlanacak

olursa; Şekil 4.17 - 4.20'den de görüldüğü gibi deneysel verilerle SEY'den elde edilen veriler oldukça uyumlu çıkmıştır.

Kabin tarafından yutulan enerji yük esneme eğrisi altında kalan alan olarak hesaplanabilir. Bu tez çalışmasında bu eğriler altında kalan alan en küçük kareler yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. Bu yöntemle göre hesaplanmak istenen alan, boyutları bilinen sonlu sayıda küçük karelere bölünür, bu küçük karelerin alanlarının toplamı hesaplamak istediğimiz alanı verir. Buna göre;

A = Toplam Alan

A_i = Birim Alan

E = Yutulan Enerji

i = Kare Sayısı

a = Esneme (mm)

b = Yük (N)

$$A_i = a.b \quad [4.1]$$

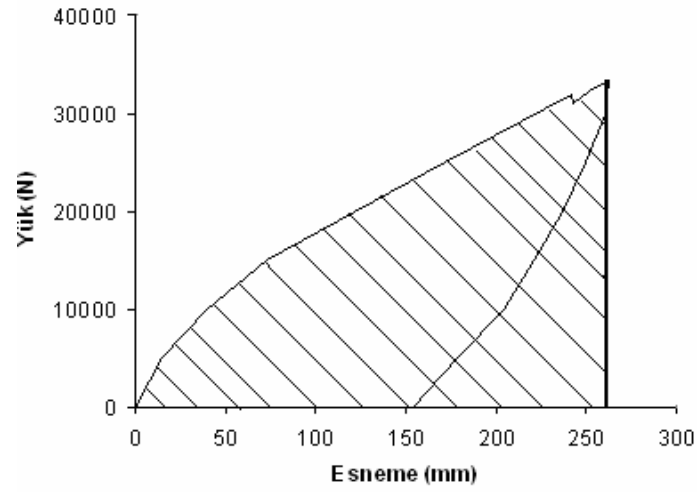
$$A = \sum_{i=1}^n A_i \quad [4.2]$$

$$E = A \quad [4.3]$$

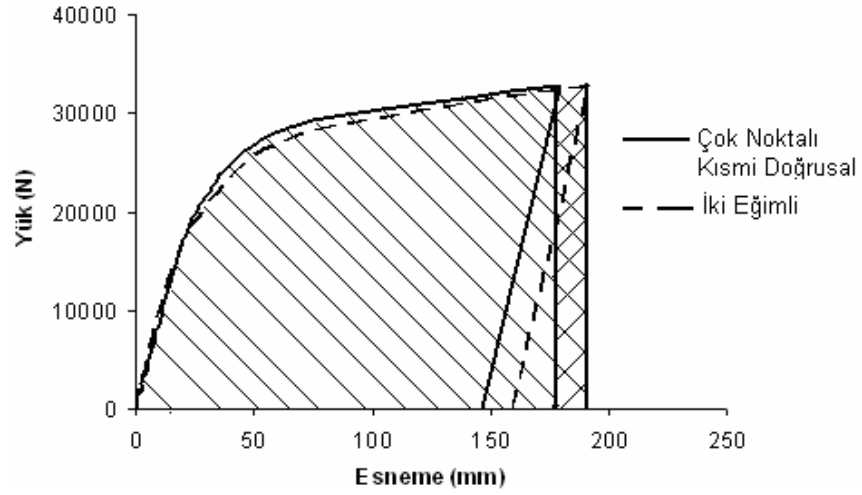
Bu yöntemle elde edilen veriler Tablo 4.5'te gösterilmektedir.

Tablo 4.5. Kabine Emdirilen Enerjiler

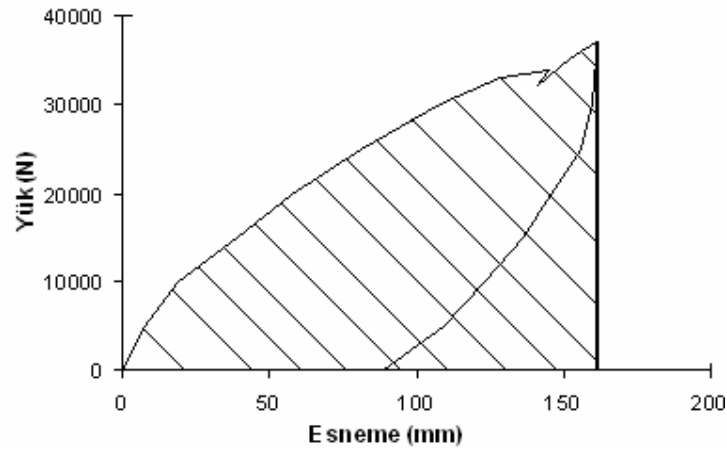
	Arkadan Yatay Yükleme		Yandan Yatay Yükleme	
Emdirilmesi Gereken Minimum Enerji	3,78 kj		4,725 kj	
Tamtest Deneysel Verileri	3,8 kj		5,1 kj	
Sey Analiz Verileri	İki Eğimli	Çok Noktalı Kısmi Doğrusal	İki Eğimli	Çok Noktalı Kısmi Doğrusal
	3,75 kj	3,8 kj	5,2 kj	4.875 kj



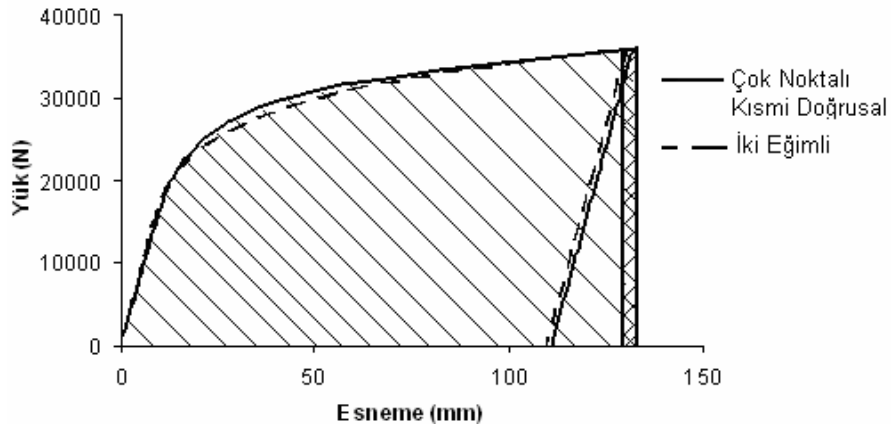
Şekil 4.17. Tamtest ile Yandan Yatay Yüklemede Yutulan Enerji



Şekil 4.18. SEY ile Yandan Yatay Yüklemede Yutulan Enerji

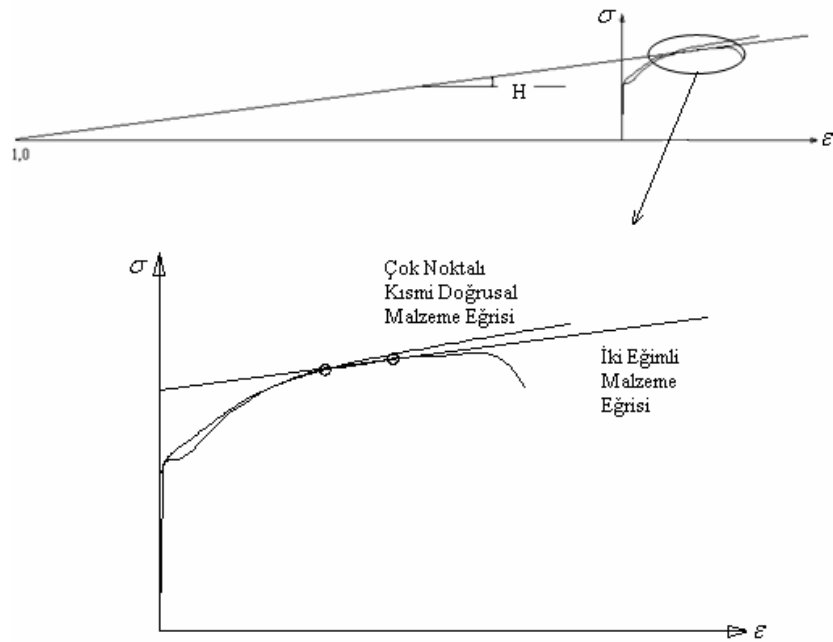


Şekil 4.19. Tamtest ile Arkadan Yatay Yüklemede Yutulan Enerji



Şekil 4.20. SEY ile Arkadan Yatay Yüklemede Yutululan Enerji

İki Eğimli ve Çok Noktalı Kısmi Doğrusal malzeme eğrilerinin gerçek gerilme gerinim eğrisine farklı noktalarda teğet olması, yani İEM malzeme modeliyle tanımlanan çalışma bölgesiyle ÇNKD malzeme modeliyle tanımlanan çalışma bölgesinin birbirinden farklı olması, sebebiyle bu malzeme eğrilerinin arkadan ve yandan yatay yükleme sırasında meydana gelen maksimum gerilme değerleri ve bu gerilme değerlerine karşılık gelen gerinim değerleri farklıdır (Tablo 4.6). Bu nedenle bu eğrilerle yapılan sayısal benzetim sonuçları birbirinden farklı çıkmıştır.



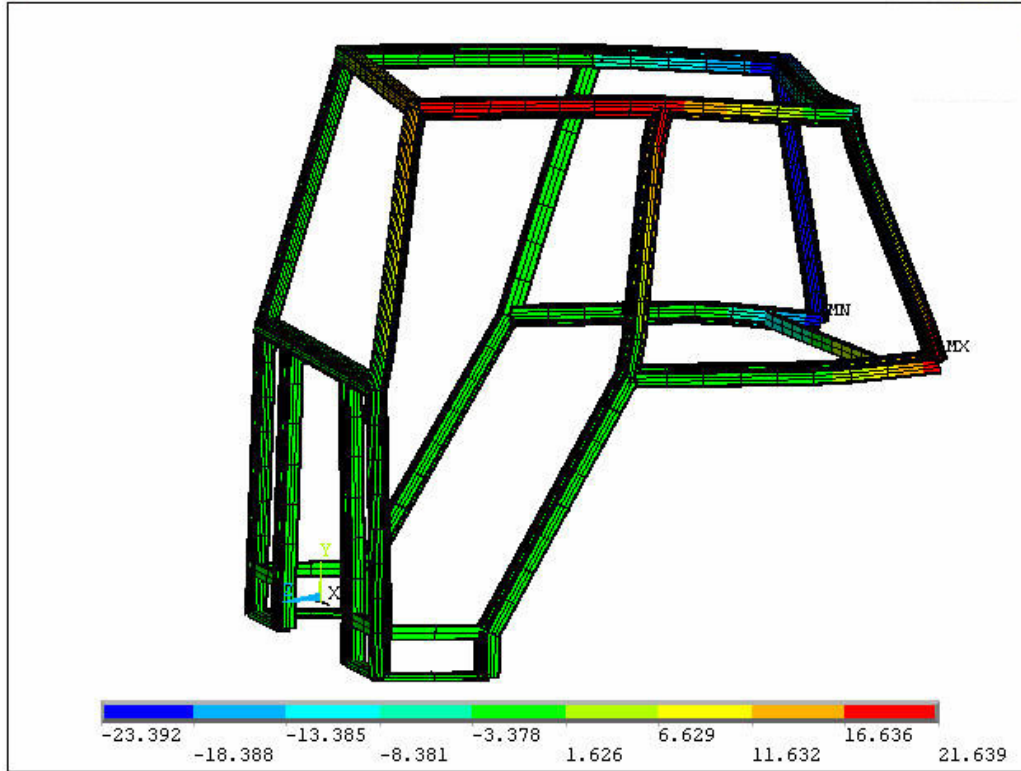
Şekil 4.21. İki Eğimli ve Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Malzeme Eğrilerinin Deneysel Eğri ile Kesişme Noktaları

Tablo 4.6 Maksimum Gerime Gerinim Değerleri

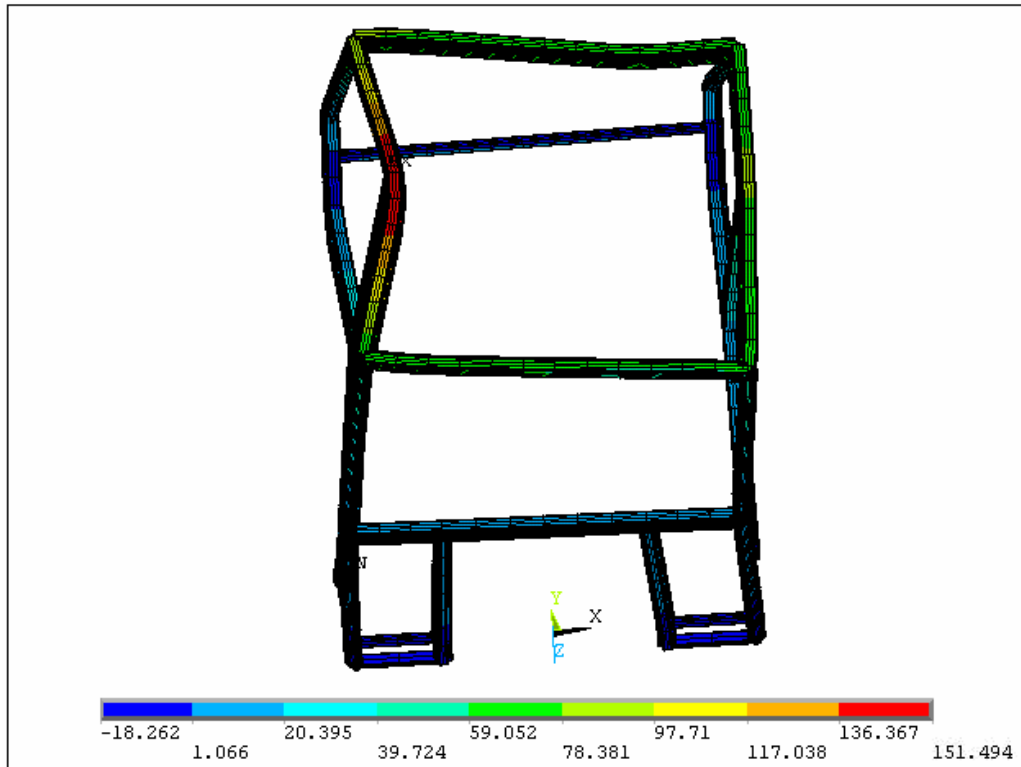
	Arkadan Yatay Yükleme		Yandan Yatay Yükleme	
	İki Eğimli	Çok Noktalı Kısmi Doğrusal	İki Eğimli	Çok Noktalı Kısmi Doğrusal
Gerilme	352,2 MPa	336,3 MPa	367,2MPa	377,7 MPa
Gerinim	0,051	0,053	0,056	0,062



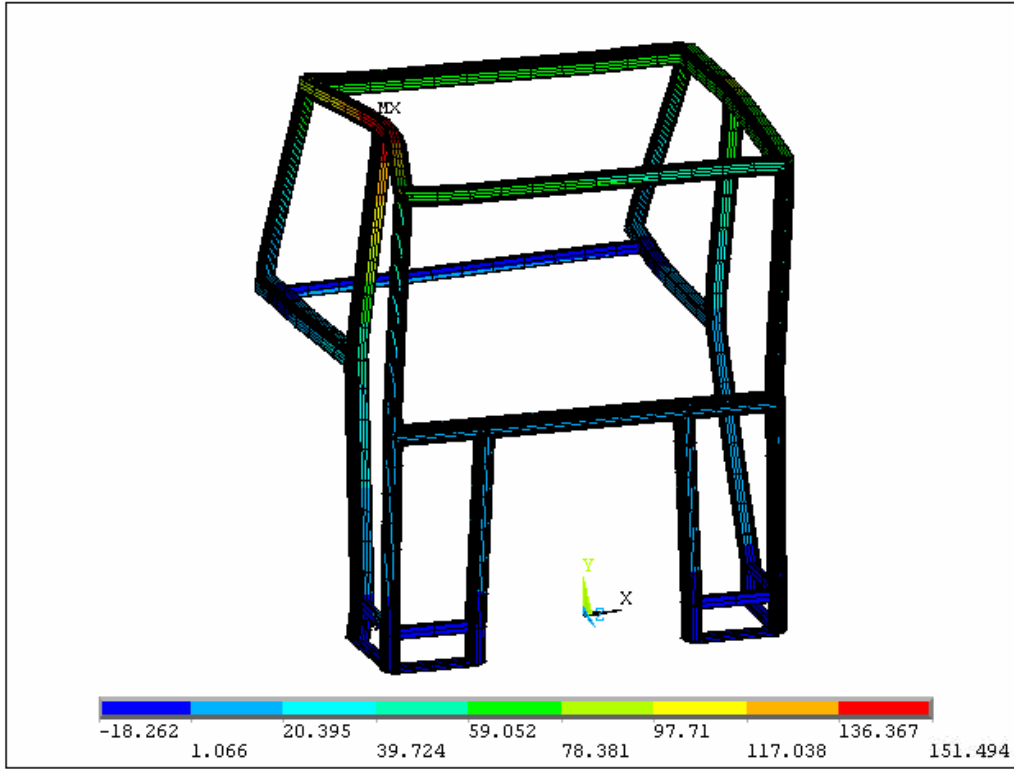
Şekil 4.22. Arkadan Yatay Yüklemede Meydana Gelen Yer Değişimleri



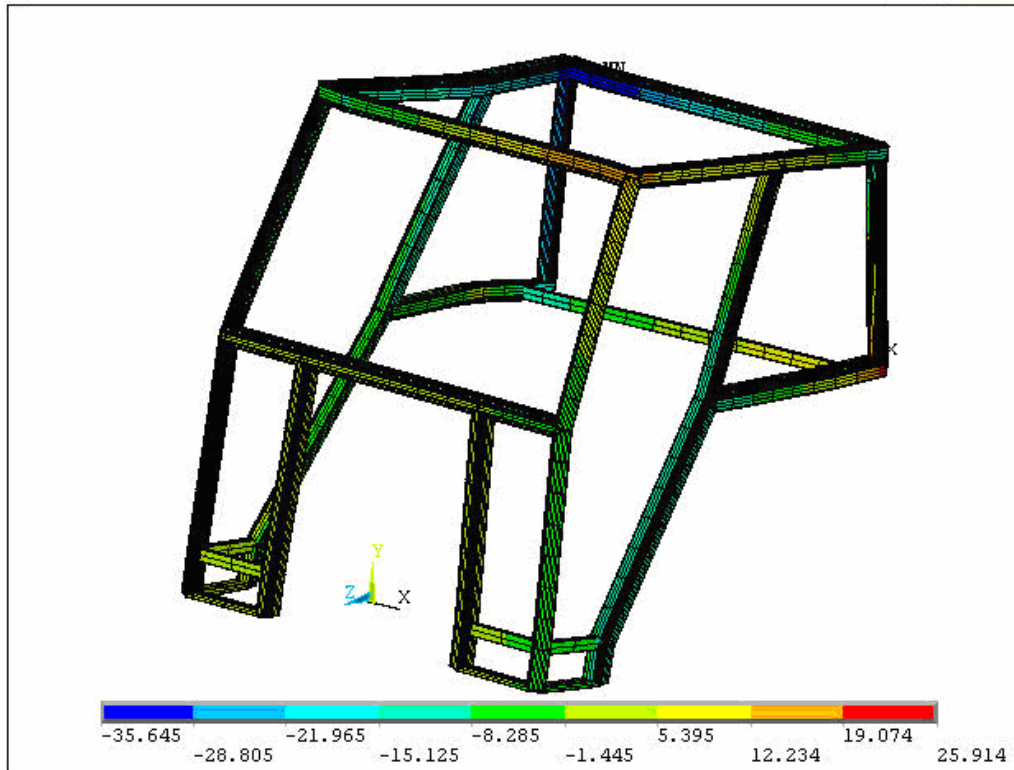
Şekil 4.23. Arkada Üstten Sıkıştırmada Meydana Gelen Yer Değişimleri



Şekil 4.24. Yandan Yatay Yüklemede Meydana Gelen Yer Değişimleri



Şekil 4.25. Yandan Yatay Yüklemede Meydana Gelen Yer Değişimleri

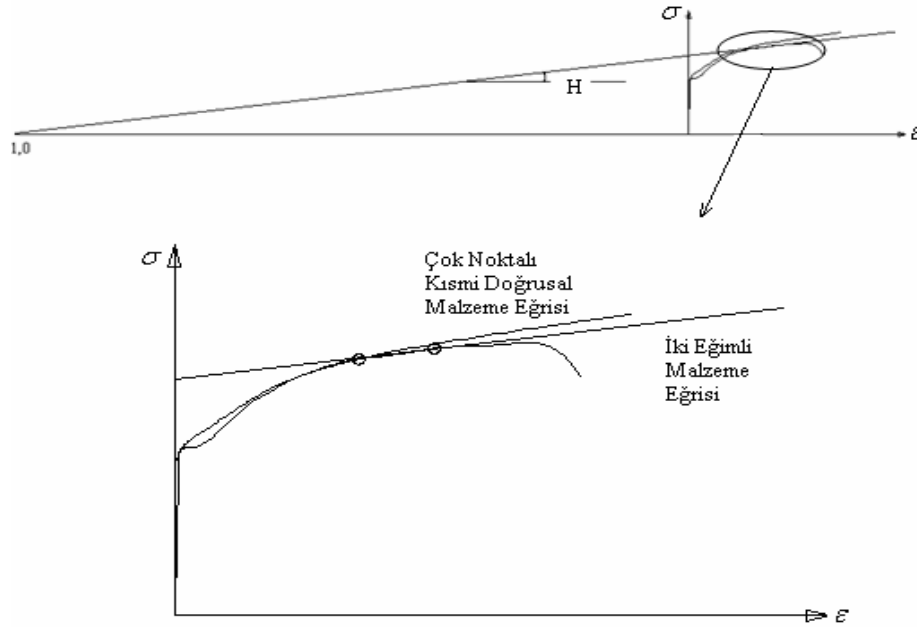


Şekil 4.26. Önde Üstten Sıkıştırmada Meydana Gelen Yer Değişimleri

BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

Bu çalışmada traktör güvenlik kabinlerinin devrilme veya herhangi bir kazaya karşı güvenilirliğinin test edilmesi amacıyla uygulanan statik yükleme deneylerinin sonlu elemanlar yöntemiyle benzetimi yapılmıştır. Sonlu elemanlar benzetimi hem İEM gerçek gerilme gerinim eğrisi hem de ÇNKD gerçek gerilme gerinim eğrisi kullanılarak yapılmıştır. ÇNKD malzeme eğrisi ve İEM malzeme eğrileri kullanılarak yapılan benzetimlerden elde edilen sonuçların birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür. Bu benzetimlerden elde edilen yer değişim miktarları arasındaki farkın, bu eğrilerin gerçek gerilme-gerilim eğrisine farklı noktalarda teğet olduğundan (Şekil 5.1) yani İEM malzeme modeliyle tanımlanan çalışma bölgesiyle ÇNKD malzeme modeliyle tanımlanan çalışma bölgesi arasındaki farklardan dolayı oluştuğu kanısına varılmıştır. Güvenlik kabini tarafından yutulan enerji ve kabin üzerinde meydana gelen plastik deformasyon miktarları baz alındığında, SEY'den elde edilen sonuçlarla deneysel sonuçlar birbirine oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Deneyler sırasında kabinin hiçbir parçası sürücü güvenlik bölgesine girmemiştir. Maksimum deformasyon yandan yatay yükleme sırasında gerçekleşmiştir. Üstten sıkıştırmaya karşı kabinin oldukça güvenli olduğu görülmüştür.



Şekil 5.1. İki Eğimli ve Çok Noktalı Kısmi Doğrusal Malzeme Eğrilerinin Gerçek Gerilme-Gerinim Eğrisi ile Kesişme Noktaları

6.2. Öneriler

TAMTEST statik yükleme deneylerini, güvenlik kabini traktöre monteli haldeyken yapmıştır. Deney sırasında sönümlenme elemanları çıkartılmış yerlerine katı cisimler takılmıştır, kabin traktöre cıvatalarla tutturulmuş ve tekerleklerin yerle teması kesilmiştir. Ancak bu çalışmada statik yükleme deneylerinin SE benzetimi, komple traktörün modele dahil edilmesi uzun zaman alacağından, güvenlik kabini traktörden bağımsızken yapılmış, kabin malzemesinin homojen olduğu kabul edilmiş ve kaynak bölgeleri hesaba dahil edilmemiştir. Kabinin ana gövdeye, motor bloğundan ve çamurluk altındaki yatay kirişlerden tam ankastre bağlandığı kabul edilmiş diğer cıvata bağlantıları göz ardı edilmiştir.

Sonlu elemanlar benzetiminden daha hassas sonuçlar almak için kaynak modeli hesap modeline dâhil edilmeli, malzemenin ön yönel özellikleri (sıcak ekstrüzyon gibi) ve orbison eğrisi gibi daha gelişmiş malzeme modelleri Ansys gerilme-gerinim eğrisine dahil edilmelidir. Ayrıca güvenlik kabininin statik yükleme deneyleri traktörden bağımsızken yapılmalı ve buradan elde edilen verilerle SE benzetiminden elde edilen veriler karşılaştırılmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] KUT, T., Traktörlerde Sürücü Kabinlerinin Konstrüksiyon Esasları, TZDK, Yay. No. 31, İstanbul, 1984
- [2] TS 3412
- [3] FIRAT, M., Traktör Güvenlik kabinlerinin Statik ve Dinamik Deneylerinin Sonlu Elemanlar Benzetimi, Yüksek Lisans Tezi, SAÜ Kütüphanesi, Sakarya, 1998.
- [4] HARDY, R.N., Analytical And Experimental Investigation Of A Tractor Cab Structure, International Conference on Vehicle Design Analysis, London, 1983
- [5] KOCABICAK, U., Traktör Güvenlik Kabinlerinin Konstrüksiyonu ve Kontrolü İçin Bir Analiz Modeli, Doktora Tezi, İTÜ Kütüphanesi, İstanbul, 1994
- [6] UDEO, Y., and YAO, T., The Plastic Node Method: A New Method Of Plastic Analysis, Comp. Meths. App. Mech. Engr., Vol 34, pp.1089 – 1104, 1982
- [7] BATHE, K.J, and BOLOURCHI, S., Large Displacement Analysis Of Three – Dimensional Beam Structures, Int.J.Num.Meths.Engr., Vol 14, pp. 961 – 986, 1979
- [8] CHEN, H. And BLANFORD, G.E., Thin – Walled Space Frames. I: Large Deformation Analysis Theory, Struct. Engr, Vol. 117, No. 8, pp. 2499 – 2520, 1991
- [9] CHEN, H. And BLANFORD, G.E., Thin – Walled Space Frames. II: Algorithmic Details And Applications, Struct. Engr, Vol. 117, No. 8, pp. 2521 – 2539, 1991
- [10] CONCI, A., Large Displacement Analysis Of Thin-Walled Beams With Generic Open Section, Int.J.Num.Meths.Engr., Vol 33, pp. 2109 – 2127, 1992
- [11] CONCI, A., GATTAS, M., Natural Approach For Geometric Nonlinear Analysis Of Thin-Walled Frames, Int.J.Num.Meths.Engr, Vol 30, pp. 207 – 231, 1990

- [12] Tore Tryland, Odd S. Hopperstad, and Magnus Langseth, *Journal of Structural Engineering*, Vol. 127, No. 2, pp. 176 – 185, 2001
- [13] TAMTEST (Tarım ve Köy İşleri Bakanlığı Tarım Alet ve Makineleri Test Merkezi Müdürlüğü) Deney Raporu. Rapor No: 1326/1936 – TGK.14, Mart 2001, ANKARA
- [14] KARADENİZ, E., “The investigation of forgeability in the steels by using torsion, compression and tension tests”, doctor of philosophy thesis, Istanbul Technical University, 1997.
- [15] Ansys 8.1, Tutorial.
- [16] Paul A. Lagace, Ph.D., *Behavior of General (Including Unsymmetric Cross-section) Beams*, 2001
- [17] KUTAY, M.G., *Makine İmalatçıları İçin temel Mukavemet Değerleri*, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Yayın No: 156
- [18] AİTMY – MARTOY Araç – İmal – Tadil Ve Montaj Yönetmeliği – Motorlu Araçlar Ve Römorkları Tip Onayı Yönetmelikleri, TMMOB, Makine Mühendisleri Odası Yayınları.
- [19] FIRAT, M., *Bilgisayar Destekli Metal Şekillendirme Teknolojisi*, Ders Notu, Sakarya Üniversitesi, Esentepe, Sakarya, 2005.
- [20] P, A, LAGACE., *Behaviour of General Beams*, Open Courseware, Massachusetts Institute of Technology, 2001

EKLER

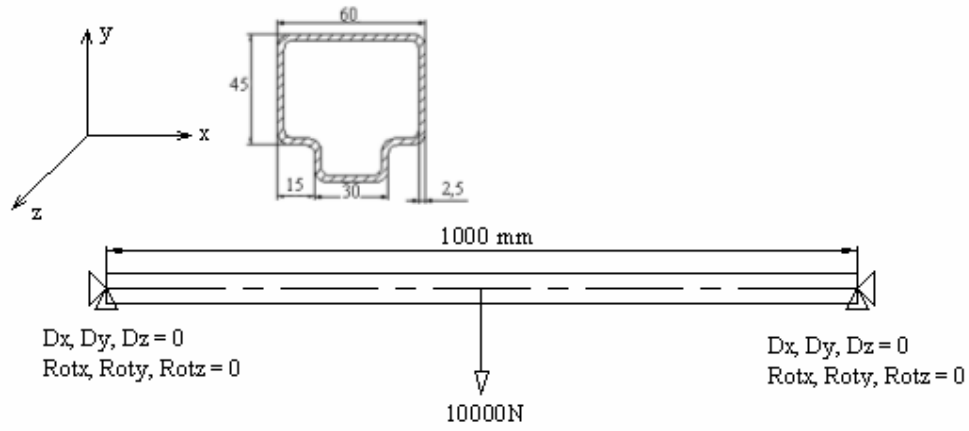
PROFİL KESİTLERİNE GÖRE EĞİLME VE BURKULMA TESTLERİNİN SE BENZETİMİ

Özel kesitli profillerin dikdörtgen kesitli profillere göre üstünlüğünün kontrol edilmesi amacıyla, bu bölümde güvenlik kabınının statik yükleme deneyleri sırasında, sıkıştırma yüküne maruz kalan profiller için burkulma testinin SE benzetimi, çekme yüküne maruz kalan profiller için eğilme testinin SE benzetimi modellendi. Bu benzetimlerden elde edilen sonuçların karşılaştırılması amacıyla, 1000X50X50mm ebatlarında 2,5mm et kalınlığında karesel kesitli bir profilin eğilme ve burkulma testlerinin SE benzetimi yapıldı.

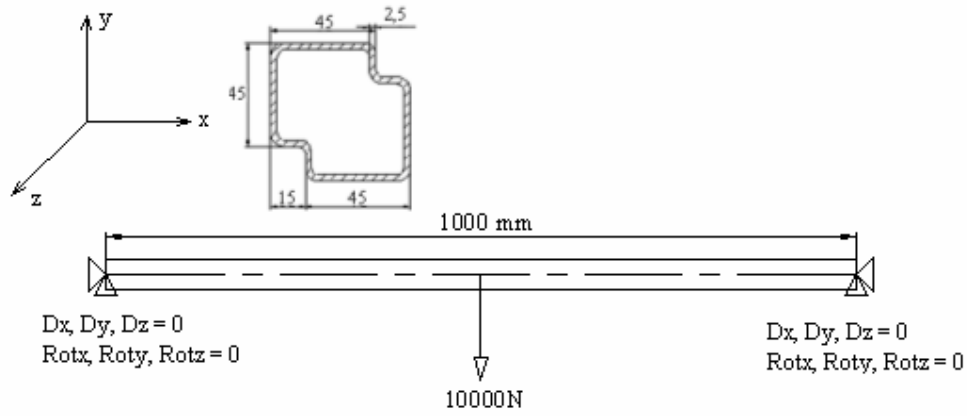
Ek-A.1. Eğilme Testi SE Benzetimi Yapılan Profillerin Kesitleri, Ebatları ve Sınır Şartları

Eğilme testinin SE benzetimi için 1000mm uzunluğunda profiller seçildi, seçilen profiller, her iki ucundan ankastre yapıldı ve orta noktalarından 10000 N'luk noktasal yükle yüklendi. Eğilme testinin SE benzetimi, elastik sınırlar içinde yapıldı. Malzeme özellikleri için,

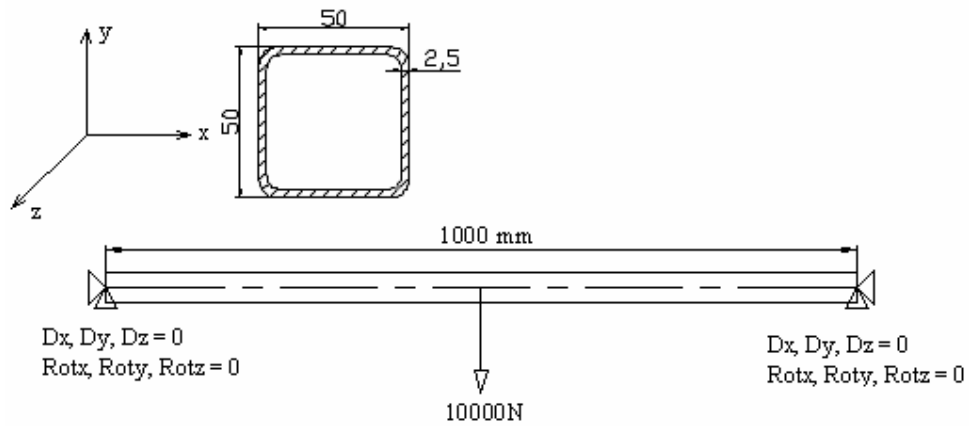
Akma Gerilmesi	=	235 MPa,	
Elastisite Modülü	=	210 GPa,	
Poisson Oranı	=	0,3	seçildi.



Şekil A.1.1. T Tipi Profilin Boyutları ve Sınır Şartları

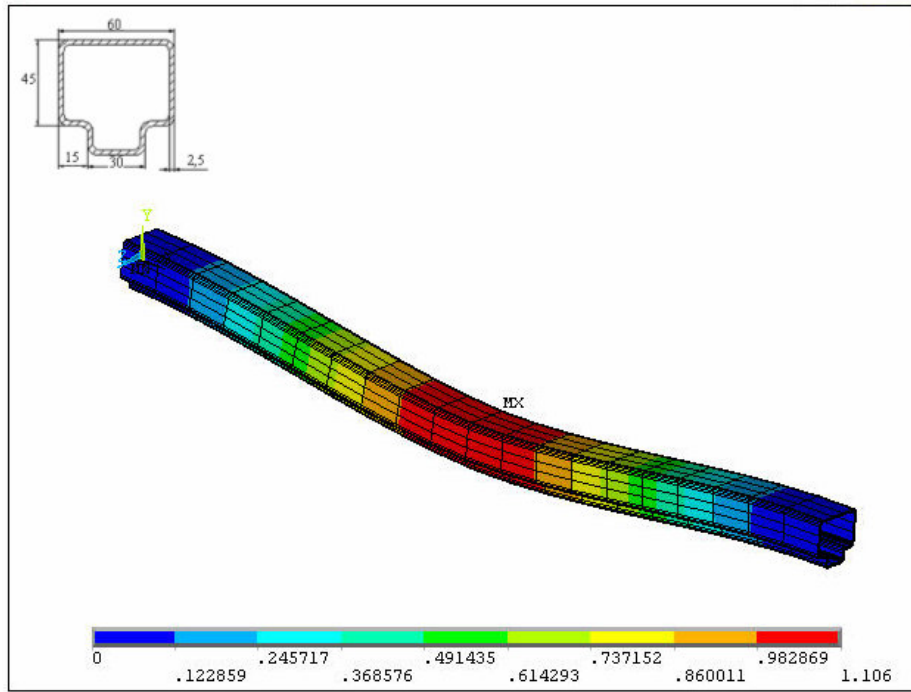


Şekil A.1.2. Özel Sekizgen Kesitli Profilin Boyutları ve Sınır Şartları

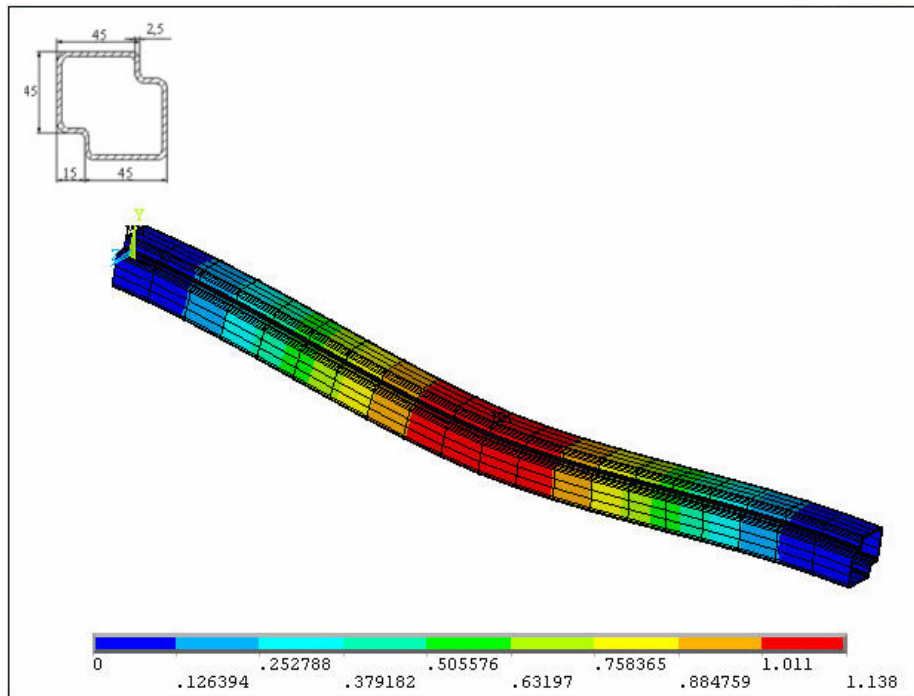


Şekil A.1.3. Kare Kesitli Profilin Boyutları ve Sınır Şartları

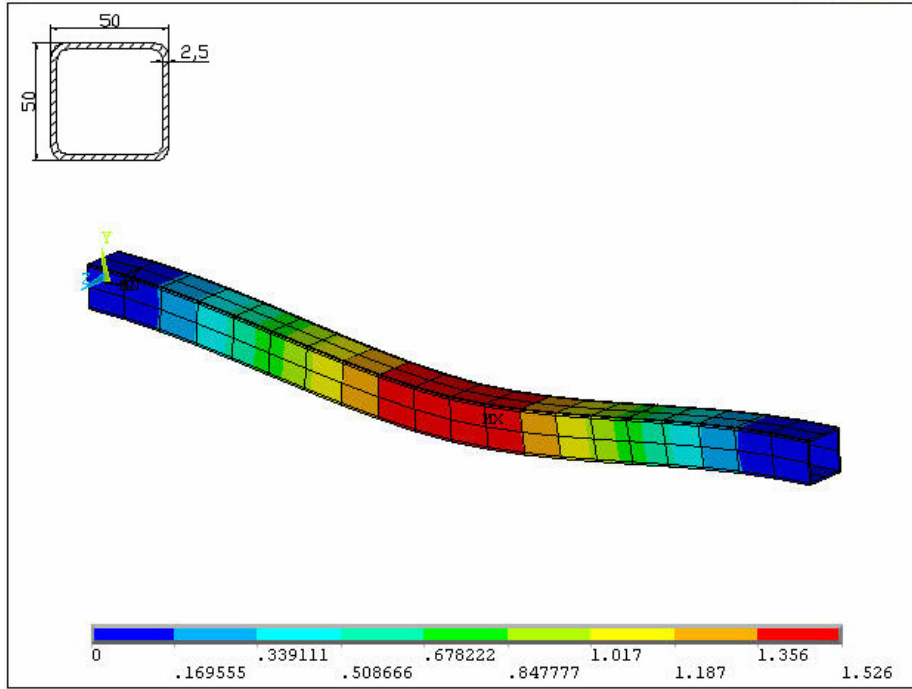
Ek-A.1.1. Eğilme Testi SE Benzetimi Sonuçları



Şekil A.1.4. T Kesitli Profilin Eğilme Testi SE Benzetiminde Hesaplanan Yer Değiştirme Miktarı



Şekil A.1.5. Sekizgen Kesitli Profilin Eğilme Testi SE Benzetiminde Hesaplanan Yer Değiştirme Miktarı



Şekil A.1.6. Kare Kesitli Profilin Eğilme Testi SE Benzetiminde Hesaplanan Yer Değiştirme Miktarı

Aynı sınır şartları altında yapılan benzetim sonuçlarına göre en fazla deformasyon kare kesitli profile meydana gelmiştir. Yine bu sonuçlara göre, eğilme yüküne karşı, şekil A 1.1,2,3'te gösterilen ebatlardaki, T tipi profil, kare kesitli profile göre %27, özel sekizgen kesitli profil ise kare kesitli profile göre %25 oranında daha mukavemetli olduğu söylenebilir.

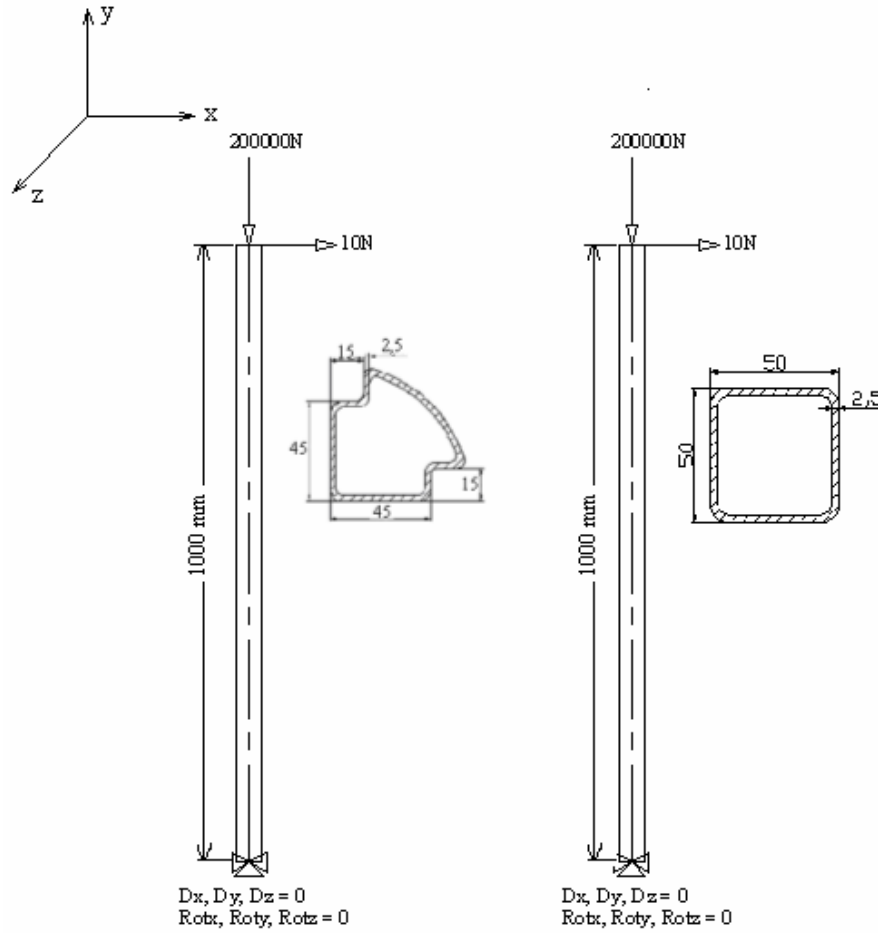
Ek-A.2. Burkulma Testi SE Benzetimi Yapılan Profillerin Kesitleri, Ebatları ve Sınır Şartları

Burkulma testinin SE benzetimi için 1000mm uzunluğunda profiller seçildi, seçilen profiller alt uçlarından ankastre yapıldı. Serbest uçlarından dikey yönde -200000 N'luk basma yükü ve burkulma yönünün belirlenmesi için x ekseninde 1N'luk çekme yükü ile yüklendi. Burkulma testinin SE benzetimi, elastik-plastik sınırlar içinde, iki eğimli malzeme modeli kullanılarak yapıldı.

Malzeme özellikleri için,

$$\text{Akma Gerilmesi} = 235 \text{ MPa},$$

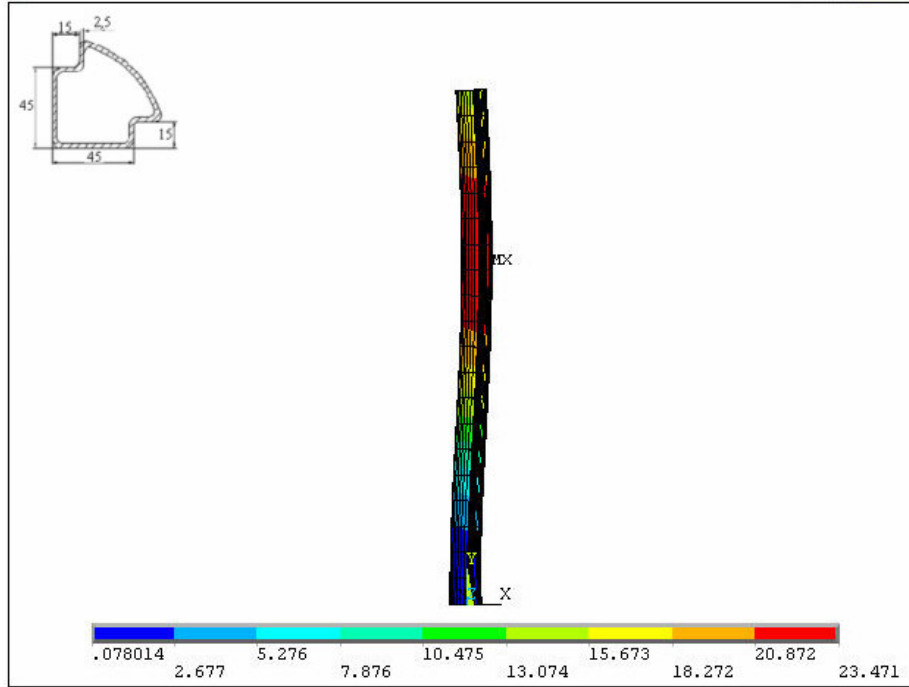
Elastisite Modülü = 210 GPa,
 Poisson Oranı = 0,3
 Tangent Modülü = 45000 MPa seçildi.



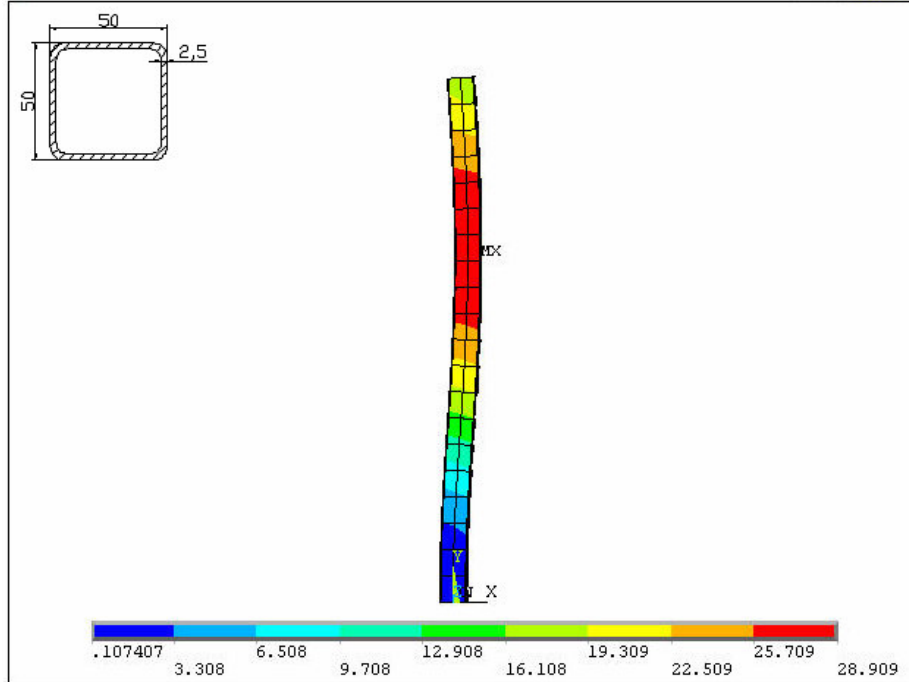
Şekil A.2.1. Şapka ve Kare Kesitli Profilin Boyutları ve Sınır Şartları

Ek-A.2.1. Burkulma Testi SE Benzetimi Sonuçları

Aynı sınır şartları altında yapılan burkulma testi benzetiminden elde edilen sonuçlara göre, şekil A.2.2,3'ten de görüldüğü gibi burkulma yükü altında kare kesitli profilde daha fazla deformasyon meydana gelmiştir. Bu sonuçlara göre burkulma yüküne karşı, şekil A.2.1.'de gösterilen ebatlardaki şapka kesitli profil tipinin kare kesitli profil tipine göre %18,8 daha mukavemetli olduğu söylenebilir.



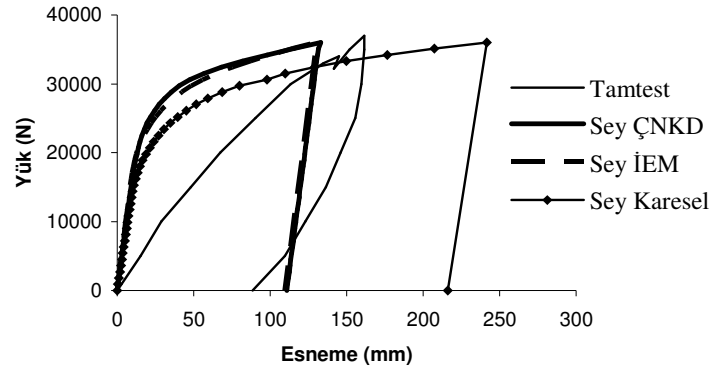
Şekil A.2.2. Şapka Kesitli Profilin Burkulma Testi SE Benzetiminde Hesaplanan Yer Değiştirme Miktarı



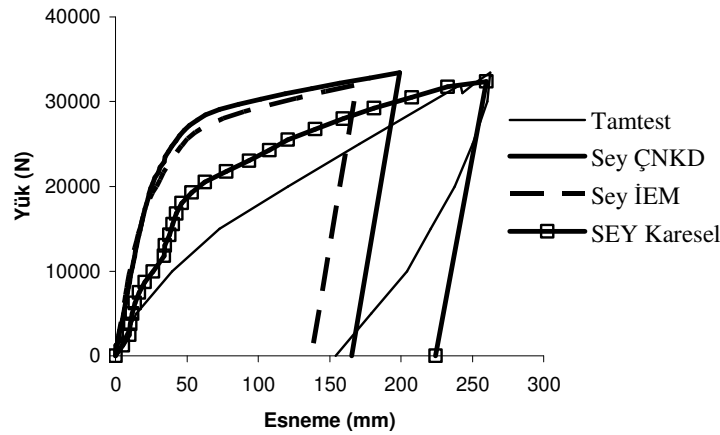
Şekil A.2.3. Kare Kesitli Profilin Burkulma Testi SE Benzetiminde Hesaplanan Yer Değiştirme Miktarı

Ek-A.3. Kare Kesitli Profillerle Modellenen Güvenlik Kabininin Statik Yükleme Deneylerinin SE Benzetim Sonuçları

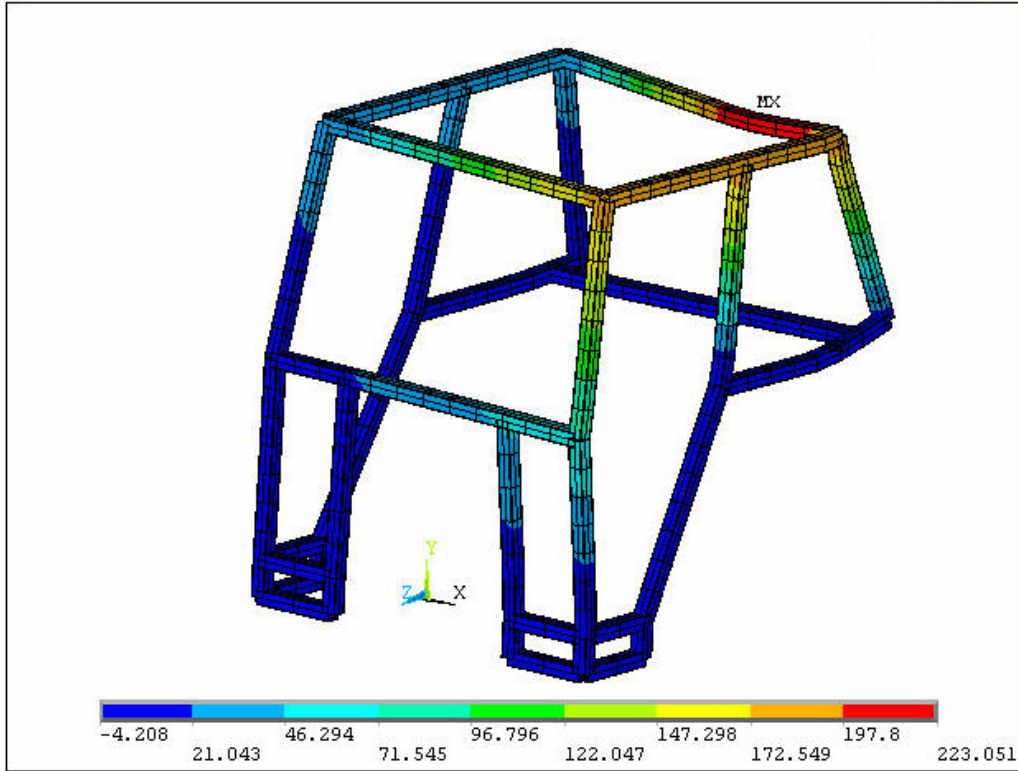
Bu bölümde 50X50 mm kesitli 2,5mm et kalınlığına sahip profillerden oluşturulan güvenlik kabininin statik yükleme deneylerinin SE benzetimi yapıldı. Elde edilen sonuçlara göre özel kesitli profillerle modellenen güvenlik kabininin, kare kesitle profillerle modellenen güvenlik kabine göre, arkadan yatay yüklemeye karşı %51, yandan yatay yüklemeye karşı %34,8 oranla daha güvenli olduğu kanısına varıldı.



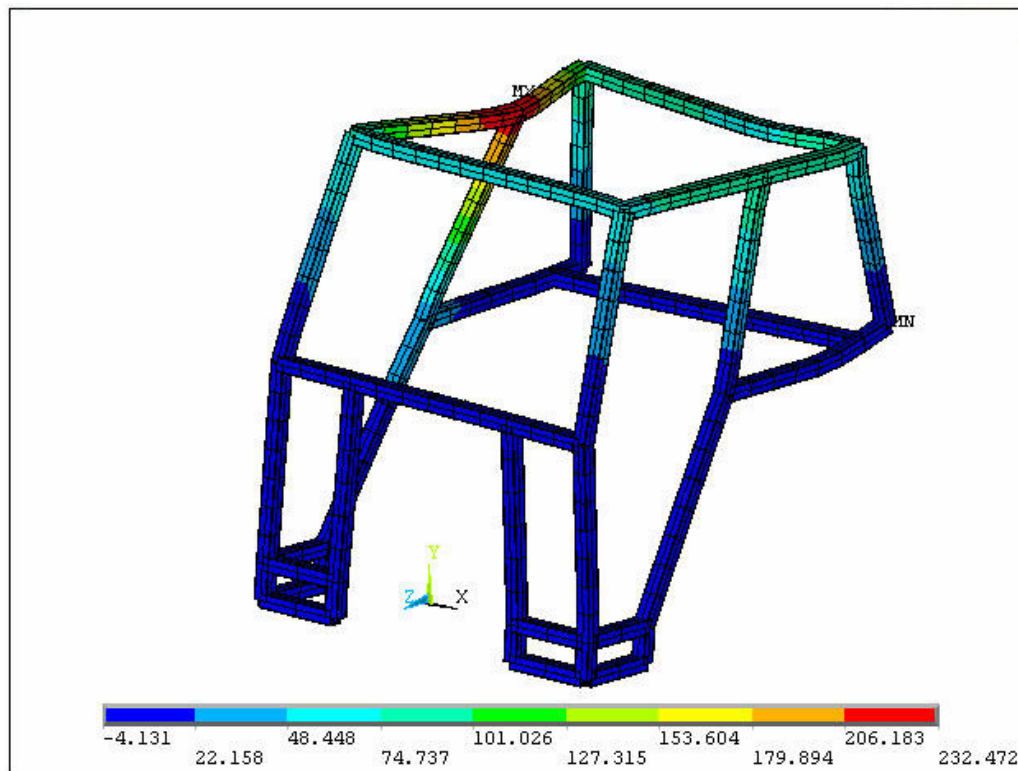
Şekil A.3.1. Arkadan Yatay Yükleme Sırasında Meydana Gelen Yer Değişiklikleri



Şekil A.3.2. Yandan Yatay Yükleme Sırasında Meydana Gelen Yer Değişiklikleri



Şekil A.3.3. Arkadan Yatay Yükleme Sırasında Meydana Gelen Yer Değişimleri



Şekil A.3.4. Yandan Yatay Yükleme Sırasında Meydana Gelen Yer Değişimleri

ÖZGEÇMİŞ

Ersin KALKAN 13.01.1982 yılında Sakarya'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Adapazarı'nda tamamladı. 2000 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümüne girdi ve 2004 yılında mezun oldu. Yüksek lisans öğrenimine yine aynı üniversitede, 2004 yılında başladı ve halen eğitimine devam etmektedir.