

**T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KOLTUK BAĞLANTI ELEMANLARININ
MUKAVEMETİNİN; İLK HIZ KOŞULLARI VE
DUMMY ETKİSİ İLE CRASH TESTİ
ESNASINDA SİMÜLASYONU**

**Artanç BULGUR
YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**GEBZE
2006**

**T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KOLTUK BAĞLANTI ELEMANLARININ
MUKAVEMETİNİN; İLK HIZ KOŞULLARI VE
DUMMY ETKİSİ İLE CRASH TESTİ
ESNASINDA SİMÜLASYONU**

**Artanç BULGUR
YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**TEZ DANIŞMANI
Yrd. Doç. Dr. Zafer ŞENALP**

**GEBZE
2006**

ÖZET

Fiziksel ve simülasyon çarpışma (crash) testi uygulamalarında en önemli elemanlar bağlantı elemanlarıdır. Bu çalışma, araç koltuğu, emniyet kemeri, insan modeli (dummy) ve bağlantı elemanlarının davranışını incelemektedir. Amaca ulaşmak için araç koltuğu Pro-Engineer'de modellendi, tüm sonlu elemanlar modeli ANSYS' de hazırlandı ve explicit kod LS-Dyna analizleri hesaplamak ve sonuçları almak üzere oluşturuldu. Analiz lineer explicit olduğundan sistem üzerindeki deformasyon değil mukavemet incelenmektedir. Koltuk üzerine yapılan fiziksel çarpışma (crash) test uygulamaları katapult sistemleri ile denenmektedir. Bunlar, koltuk ve insan modelini (dummy) gerekli ilk hıza ulaştırır ve büyük bir eksi ivme ile durdurur. Sonlu elemanlar modeli çeşitli ilk hız ve eksi ivme değeri içerir ancak ortalama değerler 17 m/sn ve -50 m/sn^2 dir. Analizler crash test esnasında ilk hız, ivme ve insan modelinin etkisini göstermektedir.

SUMMARY

The most important components of a car during an accident are the joints and the parts connected to the joints. The study examines the behavior of the seat, the dummy and also its joint components during a crash test. To reach the aim, a real car seat is modelled on Pro Engineer; all of the finite element model is prepared on ANSYS; and explicit code LS DYNA is generated to run the analysis and to get results. This is an explicit linear analysis and the main point is not deformation but the endurance. Physical tests on the seat are applied with catapult system that reaches the system to enough initial velocity and stops with great minus acceleration to represent real crash test conditions. Finite element models include several initial velocity and acceleration values but average values are 17 mps and -50 m/s^2 . The analysis shows the effect of velocity, acceleration and dummy during the crash test.

TEŞEKKÜR

Çalışmam süresince bilgi ve deneyimiyle beni yönlendiren sevgili hocam ve danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Zafer ŞENALP'e, mesleki bilgilerini her aşamada benimle paylaşan Sayın Yrd. Doç. Dr. Hasan KURTARAN'a , benden bir idareci ve danışman olarak yardımlarını esirgemeyen Tasarım ve İmalat Mühendisliği Bölümü Başkanı Sayın Doç. Dr. Fehmi ERZİNCANLI'ya ve özellikle çalışmamın her aşamasında vizyonu ile beni aydınlatan asistan hocam İsmail BİCAN'a teşekkürlerimi sunmak isterim.

Ayrıca benden teknik bilgi desteğini esirgemeyen FIGES A.Ş ve Hakan OKA'ya teşekkür ederim.

Hayatım boyunca sevgilerini ve desteklerini esirgemeyen aileme ve gelecekteki eşime sevgilerimle.....

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
TABLolar DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Kapsam	1
1.2 Referans Çalışmalar	1
1.3 Çalışmanın Amacı ve İçeriği	6
2. SONLU ELEMANLAR METODU	9
2.1 Mod Süperpozisyon Metodu	10
2.2 Direkt İntegrasyon Metodu	11
2.3 Mod Süperpozisyon ve Direkt İntegrasyon Metodlarının Karşılaştırılması	12
2.4 Implicit ve Explicit Zaman İntegrasyonu Yöntemlerinin Karşılaştırılması	13
2.5 Açık (Explicit) Sonlu Elemanlar Metodu	14
2.5.1 Lagrange Formülasyonu	15
2.5.2 Virtüel İş Prensibi	15
2.5.3 Diskritizasyon Uzayı	18
2.5.4 Zaman Diskritizasyonu	22
2.5.5 Zaman Adımı Kriteri	23
2.6 Malzeme Süreklilik Denklemleri	24
2.6.1 İzotropik Elastik Malzeme Modeli	25
2.6.2 Kinematik Sertleşme Elastik-Plastik Malzeme Modeli	27
2.6.3 Gerinim Hızına Bağlı Malzeme Modeli	29

3. CAD MODELİ	30
4. SONLU ELEMANLAR MODELİ	33
5. SONUÇLAR	41
6. DEĞERLENDİRMELER VE ÖNERİLER	48
KAYNAKLAR	49
ÖZGEÇMİŞ	51

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklamalar
x_i	partikülün uzaydaki konumu
t	zaman
X_i	partikülün ilk koordinatları
V_i	partikülün ilk hızları
A_i	partikülün ilk ivmeleri
\dot{x}_i	partikülün mevcut hızları
\ddot{x}_i	partikülün mevcut ivmeleri
$T_i(t)$	zorlama kuvvetleri
S_T	zorlama kuvvetlerinin uygulandığı yüzey
$d_i(t)$	tanımlanan yer değiştirmeler
S_d	cisim yüzeyi üzerinde bir parça
$b_i(t)$	dış cisim kuvvetleri
V	üç boyutlu cismin hacmi
σ_{ij}	cauchy gerilme tensörü
ρ	malzemenin mevcut yoğunluğu
n_i	S_T zorlama yüzeyine normal doğrultuda birim vektör
δx_i	eleman içindeki bir noktanın yer değiştirmesi
n	elemandaki düğüm noktası sayısı
α	düğüm noktasının numarası
N_α	α düğüm noktasındaki şekil fonksiyonu
$\delta x_{\alpha i}$	α düğüm noktasındaki yer değiştirmeler
$x_{\alpha i}$	α noktasındaki yer değiştirmeler
$\dot{x}_{\alpha i}$	α düğüm noktasındaki hızlar

$\ddot{x}_{\alpha i}$	α düğüm noktasındaki ivmeler
ξ, η, ζ	eleman içindeki local noktanın koordinatları
$\xi_{\alpha}, \eta_{\alpha}, \zeta_{\alpha}$	α noktasındaki koordinatlar
[M]	kütle matrisi
$\{\ddot{\mathbf{x}}\}$	ivme vektörü
$\{\mathbf{F}\}$	tüm iç ve dış kuvvetlerin vektörel toplamı
t_n	zaman noktası
Δt_n	zaman adımı
Δt_e	kritik zaman adımı
l	kritik uzunluk
c	dalga hızı
E	elastisite modülü
$\hat{e}_1, \hat{e}_1, \hat{e}_1$	döndürülmüş koordinat sisteminin birim vektörleri
\vec{r}_{13}	1 ve 3 noktaları arasındaki vektör
\vec{r}_{24}	2 ve 4 noktaları arasındaki vektör
v	hız
v^m	kabuğun orta yüzeyindeki hız vektörü
θ	açısal hız vektörü
z	bir nokta ile eleman orta düzlemi arasındaki uzaklık
$\dot{\mathcal{E}}_{ij}$	Gerinim hızı (deformasyon hızı)
s_{ij}	değişken gerilme
ϵ_{ij}	değişken gerinim
p	basınç
ϵ_v	hacimsel gerinim
σ_{ij}	cauchy gerilmeleri
ϵ_{ij}	cauchy gerinimleri

δ_{ij}	kronecker delta
\dot{s}_{ij}	değişken gerilme hızları
$\dot{\epsilon}_{ij}$	değişken gerinim hızları
\dot{p}	basınç hızı
$\dot{\epsilon}_v$	hacimsel gerinim hızı
G	malzeme kayma modülü
K	malzeme bulk modülü
s_{ij}^v	değişken jaumann gerilme hızları
Ω_{ij}	dönme tensörü
σ_y	akma gerilmesi
s_{ij}^e	elastik güncellenen değişken gerilmeler
s_{ij}^c	düzeltilmiş değişken gerilmeler
s_{eff}^e	elastik güncellenen değişken gerilmelerden çıkan etkin gerilme
$\Delta \epsilon_{ij}^p$	plastik gerinim artımı

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Şase ve T Tipi Bağlantı Elemanlarının Sonlu Elemanlar Modeli	1
1.2 Radioss™ ile Yaratılmış Sonlu Elemanlar Modeli	2
1.3 Pam-Crash™ Komple Modeli ve Kaza Anında Eklemler	3
1.4 Kesiti Alınmış Kabin ve Absorbe Yeteneğine Sahip Koltuk	4
1.5 Test Öncesi ve Sonrası Fiziksel Koltuk	4
1.6 Yan Darbe Anında İnsan Modeli Analizi ve Göğüs Kafesi	5
1.7 Sınırlandırıcı Mekanizma ve Koltuk FE Modeli	6
1.8 Koltuk Montaj Modeli	7
1.9 Koltuk Sonlu Elemanlar Modeli	8
2.1 Hareket Denklemine Çözüm Yöntemleri [Büyük , 2002]	10
2.2 Lagrange Uzayında Bulunan 3 Boyutlu Cisim	16
2.3 Düğüm Noktalı (hexahedron) İzoparametrik Elemanın Şekil Fonksiyonları.	20
2.4 Malzemenin Elastik-Plastik Davranışı	27
3.1 Patlatılmış Montaj Modeli	30
3.2 Montajı Oluşturan Unsurların Basit Modelleri	32
4.1 Sonlu Elemanlar Modelleri Hazırlanırken İzlenen Yol	33
4.2 Montaj Ana Parçalarının Sonlu Elemanlar Modeli	34
4.3 1. Tip Model İçin İki Farklı Sonlu Elemanlar Modeli	35
4.4 Sembolik Mass (Kütle) Eleman	36
4.5 İdealize Edilmiş Cıvata Modeli	37
4.6 2. Tip Model, Cıvata ve Lama Bağlantısı	37
4.7 Koltuk Üst Yapısı İçin CAD ve Sonlu Elemanlar Modeli	39
4.8 3. Tip Model için Genel Geometri ve Mesh Yapısı	40
5.1 Analiz 1, Adım 1 İçin Sonuçlar	42
5.2 Analiz 1, Adım 2 için Sonuçlar	43
5.3 Analiz 2 için Cıvata Bölgesinde Sonuçlar	44
5.4 Analiz 3 için Tüm Model Bazında Sonuçlar	46

TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
2.1: Mod Süperpozisyon ve Direkt İntegrasyon Metodları Arasındaki Farklar	13
2.2: Kapalı ve Açık Zaman İntegrasyonu Metodları Arasındaki Farklar	14
4.1: Montajı Oluşturan Unsurların Malzeme Özellikleri	40
5.1: Analiz 1, Adım 1 için Bağlantı Bölgesi Gerilme Değerleri	42
5.2: Analiz 1, Adım 2 için Bağlantı Bölgesi Gerilme Değerleri	43
5.3: Analiz 2 için Bağlantı Bölgesi Gerilme Değerleri	45
5.4: Analiz 3 için Bağlantı Bölgesi Gerilme Değerleri	47
5.5: Analiz Süreçlerinin Genel Özellikleri	47

1. GİRİŞ

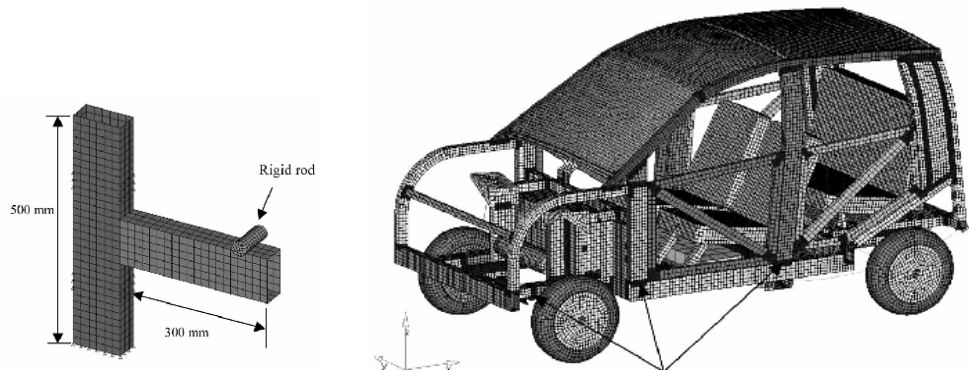
1.1 Kapsam

Araç koltuğu tasarımında dikkate alınması gereken başlıca husus yapının mukavemetidir. Özellikle kaza ve çarpışma anlarında koltuğun dayanımını tehdit eden başlıca unsur bağlantı elemanlarının mukavemetidir. Bağlantı elemanlarında standart civata ve özel somun sistemleri kullanılmaktadır.

Çalışmada gerçek bir koltuk modeli alınan ölçü doğrultusunda modellenecek, sonlu elemanlar modeli oluşturulacak ve çarpma koşulları altında analiz edilecektir.

1.2 Referans Çalışmalar

Ls-Dyna™ kullanılarak yapılan bu çalışma, bir otomobilin alüminyum konstrüksiyonunda kullanılan T tipi bağlantı elemanlarının analizini ve mukavemet testini içerir. Bağlantı elemanlarının genel konstrüksiyon içindeki davranışını incelemek için bir şase (space-frame) yapı ve bunu temel alan sonlu elemanlar modeli oluşturuldu. Şase ve T tipi bağlantı elemanlarının sonlu elemanlar modeli Şekil 1.1’ de görülebilir.



Şekil 1.1 Şase ve T Tipi Bağlantı Elemanlarının Sonlu Elemanlar Modeli

Aracın sonlu elemanlar modeli explicit Ls-Dyana™ kodu oluşturularak crash analizi için uygun bir hale getirildi. Çarpışma testi esnasında kullanılan hız değerleri 35 m/sn ve üstü değerlerdir. Çarpışmayı tam olarak simüle etmek amacı ile rijit bir bariyer model de kullanılmıştır [Chavan, C. et al.- Karve, J. et al.- Blankenburg, D. et al.,1999] .

Radioss™ kullanılarak yapılan bir diğer çalışma ise insan modeli ve bünyesinde barındırdığı uzuvlar ile iç organların çarpışma testi sırasındaki davranışlarını inceler. Bu gerçekçi insan modelinin sonlu elemanlar modeli ve çarpışma testi esnasındaki hareketi Şekil 1.2' de sergilenmiştir.

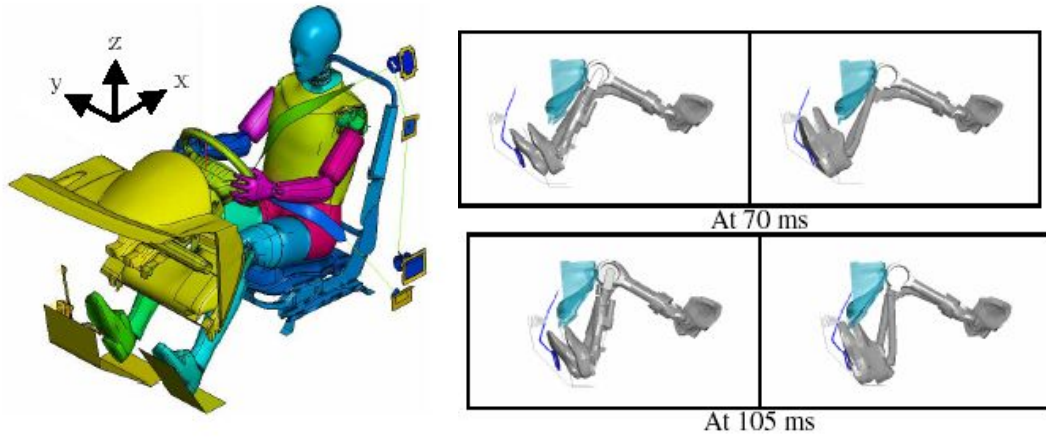


Şekil 1.2 Radioss™ ile Yaratılmış Sonlu Elemanlar Modeli

Değişik hızlarda uygulanan testler esnasında compact ve trabucular kemikler, tendonlar, ligament'ler, deri, kas ve iç organlar üzerinde meydana gelen etkiler incelenmiştir [Behr, M. et al. - Sere, T. et al. - Bidal, S. et al.,2002].

Tez çalışmasına benzer bir diğer modelleme ve simülasyon ise koltuk ile oluşturulan insan sonlu elemanlar modelinin (Thor-Lx Hybrid III) kaza esnasında davranışını inceler. Odaklanılan nokta, çarpma esnasında bacaklar ve eklemlerdeki hasar ve gerilmelerdir. Tez çalışmasında ise Hybrid III 95th% Rigidize Dummy

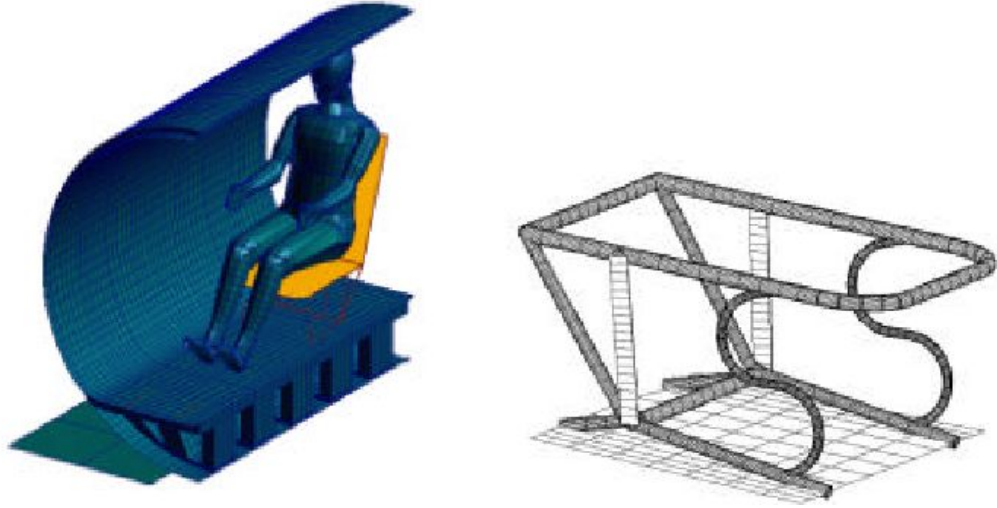
örneği kullanılmıştır ve yapının çoğunun rijit olması nedeni ile emniyet kemeri baskısı altındaki göğüs bölgesine odaklanılmıştır.



Şekil 1.3 Pam-Crash™ Komple Modeli ve Kaza Anında Eklemler

Çalışmada CAD modeli için CATIA™ , mesh işlemi için HyperMesh™ , analiz için Pam-Crash™ tercih edilmiştir. İnsan modeli özel olarak geliştirilmiştir. Tez çalışmasında ise standart bir insan modeli (Dummy) alınarak Ls-Prepost™ programında modifiye edilmiştir [Choi, H. et al. – Shin, J. et al. – Lee, I. et al.,2001].

Nasa tarafından yapılan bir çalışmada ise uzay aracının (aircraft) düşüşü sırasında kabin içindeki yolcuların durumu ve özellikle araç koltuğunun enerji absorbe yeteneği test edilmiştir. Tez çalışmasında da aynı şekilde koltuğa odaklanılacak fakat bağlantı elemanlarının mukavemeti incelenecektir.



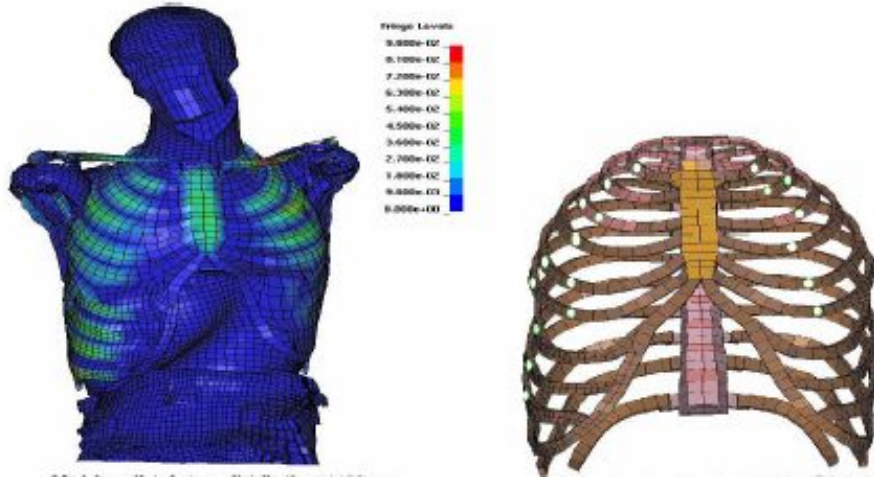
Şekil 1.4 Kesiti Alınmış Kabin ve Absorbe Yeteneğine Sahip Koltuk

MSC.Dytran™ isimli programda explicit transient dinamik bir analiz yapılarak sonuçlar alınmış ve fiziksel testler ile karşılaştırılmıştır. Tez çalışmasında, gerçek örneği baz alınarak modellenmiş koltuk için fiziksel test yapma imkanı olmamıştır (Fasanella, E. et al. – Jackson, K. Et al.,2003).



Şekil 1.5 Test Öncesi ve Sonrası Fiziksel Koltuk

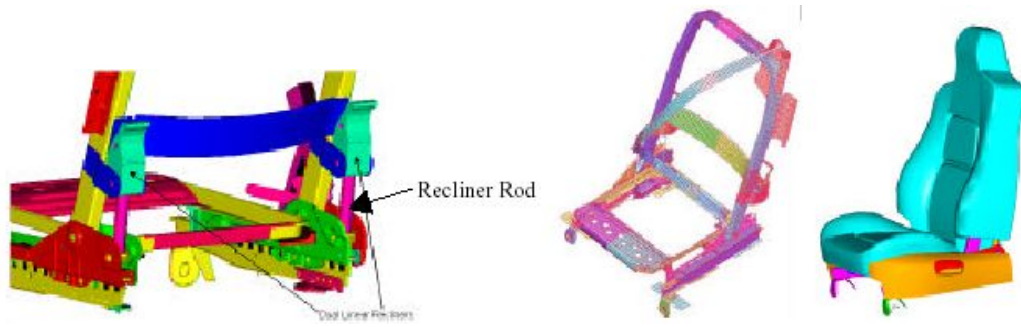
Ls- Dyna kodu ile yapılan bir diğer çalışmada mevcut bir insan sonlu elemanlar modeli üzerinde değişiklik yapılarak, önden ve yandan gelen darbelere karşı göğüs kafesinin davranışı incelenmiştir. Tez çalışmasında kullanılan insan modeli, göğüs bölgesi hariç rijit elemandır. Dolayısıyla, emniyet kemeri etkisi göğüs bölgesinde gözlemlenebilmiştir.



Şekil 1.6 Yan Darbe Anında İnsan Modeli Analizi ve Göğüs Kafesi

Çalışmada kullanılan göğüs kafesi sonlu elemanlar modeli son derece ayrıntılı ve iyi modellenmiştir. Şekil 1.6 yan darbe esnasında modelin simülasyonunu göstermektedir (Zhao, J. et al. – Narwani, G. et al.,2004).

Tüm yönlerden çarpma ve devrilme durumunda koltuk hareketlerinin sınırlandırılmasını sağlayan sistemin (Restraint) güvenilirliğini test eden başka bir çalışmada ise üç ayrı program kullanılarak sonlu elemanlar modeli hazırlanmış ve analiz edilmiştir. Ls-Dyna3D™ , MADYMO™ ve EASi-CRASH™ programları ile model hazırlanmış ve sınırlandırıcı sistem test edilmiştir.

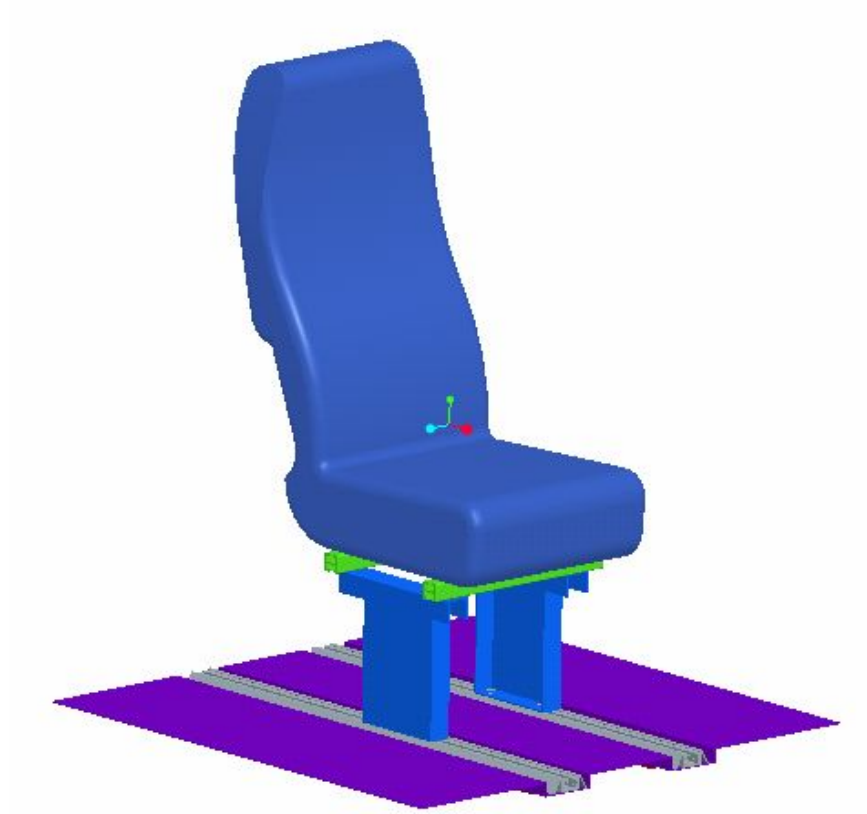


Şekil 1.7 Sınırlandırıcı Mekanizma ve Koltuk FE Modeli

Emniyet kemeri EASi-CRASH™ yazılımında hazırlanarak modele dahil edilmiştir. Tez çalışmasında bu çalışmaya ek olarak koltuk alt elemanları modellenecek ve bağlantı elemanlarının mukavemeti test edilecektir. Membran eleman ile modellenmiş bir emniyet kemeri ise aynı şekilde modele dahil edilecektir (Rashidy, M. et al. - Deshpande, B. et al. - Morris, R. et al.,2003).

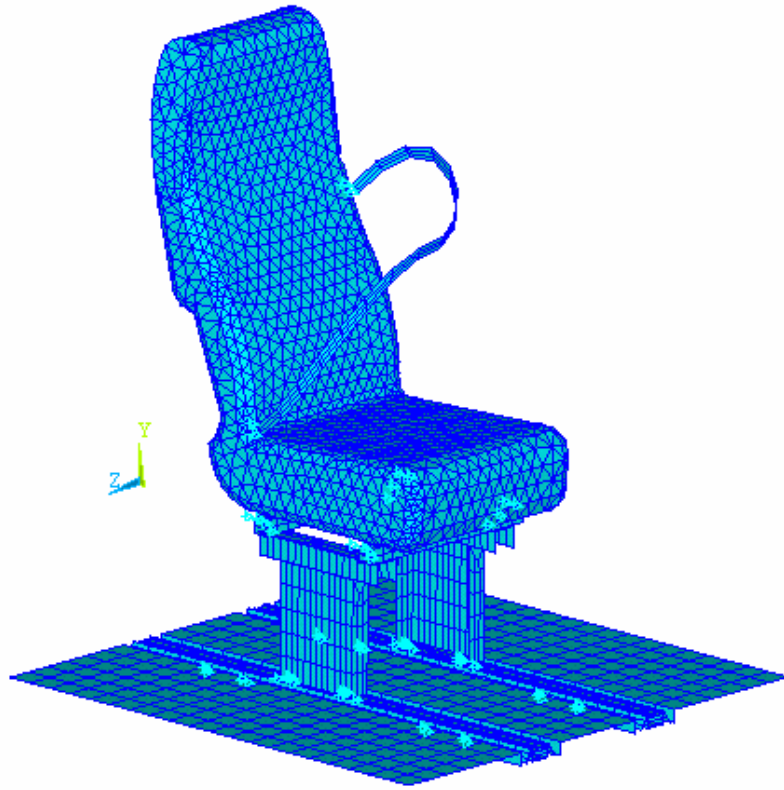
1.3 Çalışmanın Amacı ve İçeriği

Katapult sisteminde test edilmiş araç koltuklarından biri Volkswagen'dir. Bu gerçek koltuk modelinden tüm geometri ve malzeme özellikleri elde edildi. Bu veriler ile CAD modeli Pro-Engineer™ ile yaratıldı. Bu model üç ana bölümden oluşur. 1) Tabandaki sac metal konstrüksiyon 2) Koltuğun genel iskelet yapısı 3) Koltuk üst yumuşak dokusu. İnsan modeli (Dummy)'nin düzgün yerleşimi ve çarpışma esnasındaki etkilerin tam olarak anlaşılması için koltuk üst yumuşak dokusu katı olarak modellenmiştir. Tüm montaj edilmiş model Şekil 1.8' de gösterilmektedir.



Şekil 1.8 Koltuk Montaj Modeli

Sac metal yapının malzemesi ST37 ve ST31'dir. Bağlantı elemanları ve diğer parçaların (cıvata, somun, lama vb.) malzeme özellikleri Tablo 4.1' de özetlenecektir. CAD model solid(katı) yapıda ANSYS™ içine import edilebilir; ancak maksimum 4 mm kalınlığındaki sac metal yapı için shell(kabuk) eleman kullanmak çok daha uygun olacaktır. Bu aşamada CAD modeline geri dönülerek orta düzlem (midplane)'ler oluşturuldu ve tekrar ANSYS™ tarafından import edildi. Tüm sonlu elemanlar modeli yumuşak doku haricinde kabuk(shell) elemanlar ile modellenmiştir. Sonlu elemanlar modeli, membran elemanla modellenmiş emniyet kemeri ile ve insan modelsiz olarak, Şekil 1.9' da gösterilmiştir.



Şekil 1.9 Koltuk Sonlu Elemanlar Modeli

Analizlerin amacı bağlantı elemanlarının ve bu elemanlara bağlı bölgelerin mukavemetini çeşitli koşullar altında test etmektir. Fakat bazı analizler bağlantı elemanları olmadan uygulanmıştır. Bu noktada ANSYS™ kullanıcıya, sembolik nokta kaynağı (spotweld) kullanma imkanı verir. Bu nokta kaynakları gerçek elemanlar gibi mukavemet sınırları içerirler ve basitleştirilmiş model ile hesap süresi kısaltılmış olur.

2. SONLU ELEMANLAR METODU

Yapılan tüm analizlerde sadece akma gerilmesi ve üstü kritik değer olarak ele alındığı ve deformasyondan daha çok bu değerlerin aşılması yani mukavemetin korunup korunmadığı incelendiği için Explicit Nonlineer çözüm metodu ve Elastik İzotropik malzeme modeli tercih edilmiştir. Sonlu elemanlarda kullanılan bu metot ve modellerin anlaşılması için genel bir anlatım ve tanıtım, bu bölümde yapılacaktır.

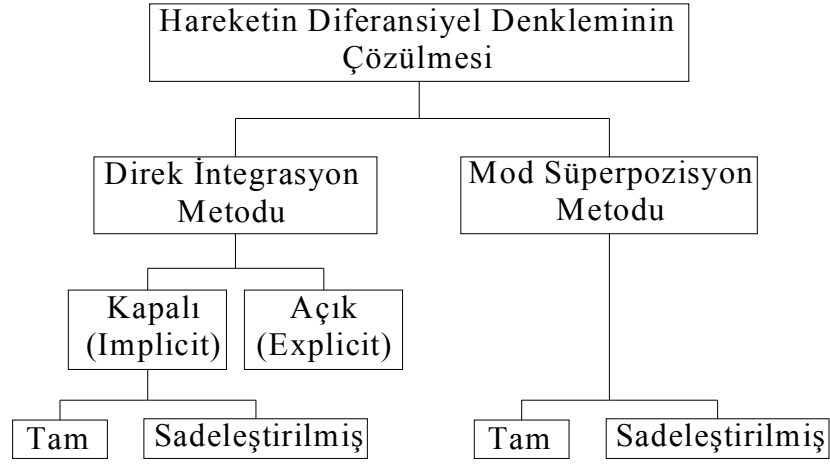
Yapıların hareketinin genel diferansiyel denklemini (Denklem 2.1) çeşitli yükleme ve sınır şartları altında nümerik olarak çözmek üzere sonlu elemanlar metodu yoğun olarak kullanılmaktadır.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (2.1)$$

Bu eşitliği iki ayrı şekilde çözmek mümkündür.

- Birinci yöntem Mod süperpozisyon metodu,
- İkinci yöntem ise Direkt integrasyon metodudur.

Bunlar Şekil 2.1' de gösterilmiştir:



Şekil 2.1 Hareket Denkleminin Çözüm Yöntemleri [Büyük , 2002]

2.1 Mod Süperpozisyon Metodu

Bu metod dinamik analizlerde kullanılan bir çözüm tekniğidir. Yapının dinamik cevabının modal analiz sonucu çıkarılan mod şekillerinin toplanmasıyla elde edilmesi esasına dayanır. Doğrusal dinamik analizlerin hızlı çözümünde kullanılır.

Hareketin diferansiyel denklemini dikkate alınır, mod süperpozisyon metodu $u(t)$ 'nin yapının mod şekillerinin doğrusal bir kombinasyonu olduğunu varsayar:

$$u(t) = [\Phi]\{y\} \quad (2.2)$$

burada, $[\Phi]$ mod şekillerinden oluşan bir matristir $[\Phi] = [\phi_1, \phi_2, \phi_3, \dots, \phi_\mu]$.

Hareketin diferansiyel denklemini $[\Phi]^T$ ile sadeleştirilirse:

$$[\Phi^T]M[\Phi]\{\ddot{y}\} + [\Phi^T]C[\Phi]\{\dot{y}\} + [\Phi^T]K[\Phi]\{y\} = [\Phi^T]f(t) \quad (2.3)$$

Bunun yanında mod şekillerinin simetrisinden:

$$[\Phi]_i^T M[\Phi]_j = [\Phi]_i^T C[\Phi]_j = [\Phi]_i^T K[\Phi]_j = 0, \quad i \neq j \quad (2.4)$$

ek olarak:

$$[\Phi]_j^T M [\Phi]_j = 1 \quad (2.5)$$

$$[\Phi]_j^T C [\Phi]_j = 2\xi_j \omega_j \quad (2.6)$$

$$[\Phi]_j^T K [\Phi]_j = \omega_j^2 \quad (2.7)$$

Bu problemi mod sayısını gösteren ‘ m ’ ile temsil edilen tek serbestlik dereceli bir denklem sistemine dönüştürür:

$$\ddot{y}_j + 2\xi_j \omega_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = [\Phi]_j^T f(t) \quad (2.8)$$

Bu denklemlerin her biri $y_i(t)$ için çözülürse sonuç, Denklem (2.9)’daki gibi bulunacaktır:

$$u(t) = \phi_1 y_1(t) + \phi_2 y_2(t) + \dots + \phi_m y_m(t) = [\Phi] \{y\} \quad (2.9)$$

2.2 Direk İntegrasyon Metodu

Bu metodda, hareketin diferansiyel denklemi zaman ekseninde adım adım integre edilerek çözülür. Metodda çeşitli nümerik integrasyon algoritmaları kullanılır. Bunlardan bazıları şöyledir:

- Merkezi farklar
- Ortalama ivme
- Houbolt
- Wilson
- Newmark

En çok tercih edilen integrasyon yöntemlerinden biri olan Newmark hareketin diferansiyel denkleminin çözümüne uygulanırsa aşağıdaki bağıntılar elde edilir:

$$[M]\{\ddot{u}_{t+\Delta t}\} + [C]\{\dot{u}_{t+\Delta t}\} + [K]\{u_{t+\Delta t}\} = \{F(t)\} \quad (2.10)$$

$$u_{t+\Delta t} = u_t + \dot{u}_t \Delta t + \left[(1/2 - \alpha)\ddot{u}_t + \alpha \ddot{u}_{t+\Delta t} \right] \Delta t^2 \quad (2.11)$$

$$\dot{u}_{t+\Delta t} = \dot{u}_t + \left[(1 - \delta)\ddot{u}_t + \delta \ddot{u}_{t+\Delta t} \right] \Delta t \quad (2.12)$$

Burada α ve δ 'nin farklı değerleri için bağıntı, ortalama ivme, açık ve kapalı yöntemler arasında değişebilmektedir. Newmark yöntemi kapalı bir yöntemdir. Kullanılan integrasyon zaman adımları olan Δt 'ler, yapının dinamik cevap frekansını, eğer kullanılmış ise temas algoritmasına ait frekansı, dalga yayılımı etkilerini, plastisite gibi doğrusal olmayan karakteristikleri yakalayabilmek için yeterince küçük seçilmelidir.

2.3 Mod Süperpozisyon ve Direkt İntegrasyon Metodlarının Karşılaştırılması

Mod süperpozisyon ve direkt integrasyon metodları arasındaki farklar Tablo 2.1'deki gibi özetlenebilir:

Tablo 2.1 Mod Süperpozisyon ve Direkt İntegrasyon Metodları Arasındaki Farklar

▪ Mod Süperpozisyon

- Hareketin denklemi bütünleşik değildir.
- Çözüm oldukça hızlıdır.
- Sistemin cevabını bulmada birkaç mod yeterli ise verimlidir.
- Bir modal analizden gelecek özvektörlere gereksinim vardır.
- Sadece doğrusal problemlerde kullanılır.
- Kaç adet moda gereksinim duyulacağını belirlemek zordur. Az sayıda mod iyi yer değiştirme değerleri verebilir ama gerilme değerlerinde sorun yaşanabilir.

▪ Direk İntegrasyon

- Hareketin denklemi bütünleşiktir.
- Çözüm zaman alıcı olabilir.
- Birçok farklı problemde verimlidir.
- Özvektörlere gereksinim yoktur.
- Zamana bağlı analizlerde doğrusal olmayan problemler çözülebilir.
- Çıkarılacak mod sayısını belirlemektense çözüm zaman adımı büyüklüğünü (Δt) belirlemek daha kolaydır.

2.4 Implicit ve Explicit Zaman İntegrasyonu Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Zamana bağlı dinamik analizlerin çözümünde hem kapalı ve hem de açık zaman integrasyonu metodları kullanılabilir. Bu metodlar arasındaki farklar özetle şöyledir:

Tablo 2.2 Kapalı ve Açık Zaman İntegrasyonu Metodları Arasındaki Farklar
[Büyük, 2002]

Kapalı Zaman İntegrasyonu	Açık Zaman İntegrasyonu
Matrisin tersini almak gerekir.	Matrisin tersini almak gerekmez.
Ortalama ivme ve yer değiştirmeler $t+\Delta t$ zamanında hesaplanır: $\{u_{t+\Delta t}\} = [K]^{-1} \{F_{t+\Delta t}^a\}$	Merkezi farklar metodu kullanılarak ivmeler t zamanında hesaplanır: $\{a_t\} = [M]^{-1} (\{F_t^{ext}\} - \{F_t^{int}\})$ ki buradan hızlar ve yer değiştirmeler $\{v_{t+\Delta t/2}\} = \{v_{t-\Delta t/2}\} + \{a_t\} \Delta t$ $\{u_{t+\Delta t}\} = \{u_t\} + \{v_{t+\Delta t/2}\} \Delta t_{t+\Delta t/2}$ olur ki burada, $\Delta t_{t+\Delta t/2} = 0.5(\Delta t_t + \Delta t_{t+\Delta t})$ ve $\Delta t_{t-\Delta t/2} = 0.5(\Delta t_t - \Delta t_{t+\Delta t})$
Doğrusal olmayan bağıntılar dengeleme için iteratif çözüm gerektirir (yakınsama problemleri vardır).	Doğrusal olmayan problemleri rahatlıkla çözebilir (yakınsama problemleri yoktur).
İntegrasyon zaman adımı Δt büyük tutulabilir ancak yakınsama problemleri göz önünde bulundurulmalıdır.	İntegrasyon zaman adımı Δt kritik zaman adımından küçük olmalıdır: $\Delta t \leq \Delta t^{crit} = \frac{2}{\omega_{max}}$
Δt 'nin küçük olmasını gerektiren durumlar dışında oldukça verimlidir.	İntegrasyon zaman adımı Δt küçük olmak durumundadır (genellikle 1×10^{-6} saniye civarındadır).
Genellikle atalet etkileri hesaba katılmaz.	Dalga yayılımı, şok yüklemeler, ve metal şekillendirme gibi yüksek dereceden doğrusal olmayan kısa süreli problemler için faydalıdır.

2.5 Açık Sonlu Elemanlar Metodu

LS-DYNA, yapıların doğrusal olmayan davranışlarını yakalamak için yer değiştirme esasına dayalı, Lagrange, merkezi farklarla çalışan bir sonlu elemanlar formülasyonu kullanır. Bu formülasyon potansiyel enerji eşitliğini belirlemede Cauchy'nin birinci hareket kanununu ve virtüel iş prensibini esas alır. Potansiyel enerji denklemi öncelikle sonlu elemanlar ağı ve şekil fonksiyonlarıyla uzayda diskritize edilir. Daha sonra hareketin dinamik denklemlerini çıkarabilmek için açık (explicit) merkezi farklar metodu kullanılarak zaman içerisinde diskritize edilir. Bu

metodun ayrıntıları aşağıdaki referanslardan ve LS-DYNA teori el kitabından da takip edilebilir. [Bathe, 1996 ve Hallquist,1997]

2.5.1 Lagrange Formülasyonu

Doğrusal olmayan 3 boyutlu dinamik problemlerin çözümü dış yüklerin etkisi altında kalan bir cismin deformasyon geometrisini bularak gerçekleştirilir. Bu amaçla, cisim içerisindeki her partikül x_i ($i=1,2,3$) gibi 3 koordinat değeri ile temsil edilir. Bu koordinatlar partikülün o anki uzaydaki konumunu gösterir. Lagrange formülasyonunda, mevcut koordinatlar bağımlı değişkenler, orijinal koordinatlar ($t=0$ anındaki) ise bağımsız değişkenlerdir. Sonuç olarak, her partikülün o anki koordinatları, partikülün ilk koordinatları, X_i ve o anki zaman t cinsinden ifade edilir:

$$x_i = x_i(X_i, t) \quad (2.13)$$

$t = 0$ anında, ilk ve mevcut koordinatlar, hızlar ve ivmeler şöyle hesaplanabilir:

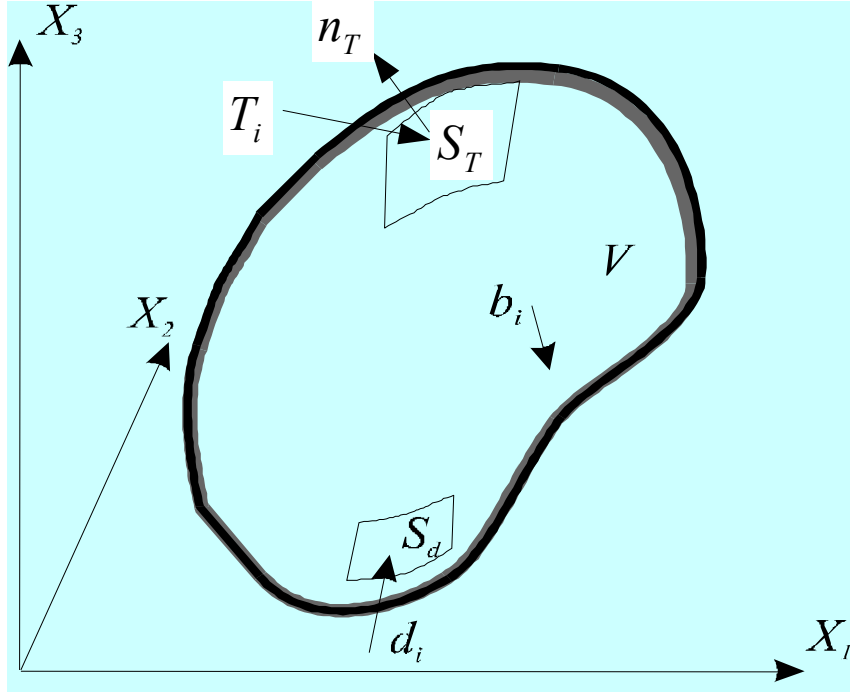
$$\begin{aligned} x_i(X_i, 0) &= X_i \\ \dot{x}_i(X_i, 0) &= V_i \\ \ddot{x}_i(X_i, 0) &= A_i \end{aligned} \quad (2.14)$$

Burada, V_i ve A_i partikülün ilk hızını ve ilk ivmesini göstermektedir. $(\dot{\quad})$ ve $(\ddot{\quad})$ simgeleri zamana göre birinci ve ikinci türevleri göstermektedir. \dot{x}_i partikülün mevcut hızlarını ve \ddot{x}_i mevcut ivmelerini göstermektedir.

2.5.2 Virtüel İş Prensibi

Üç boyutlu genel bir problem için virtüel iş denklemi çıkarılmıştır. Bu denklem daha sonra sonlu elemanlar denklemlerinin çıkarılmasında kullanılacaktır. Şekil 2.2' de sabit (Lagrange) uzayında bulunan 3 boyutlu bir cisim görülmektedir.

Cisim S_T dış yüzeyinin bir bölümünden $T_i(t)$ zorlama kuvvetlerine (birim alana etkiyen kuvvetler), S_d yüzeyi boyunca tanımlı $d_i(t)$ yer değiştirmesine ve tüm V hacmi üzerinde etkin $b_i(t)$ dış kuvvetlerine (birim hacim üzerinde etkin kuvvetler) maruz kalmaktadır.



Şekil 2.2 Lagrange Uzayında Bulunan 3 Boyutlu Cisim

Bu problemin çözümü şu şartları da sağlamalıdır:

$$\sigma_{ij,j} + \rho b_i - \rho \ddot{x}_i = 0 \text{ cismin } V \text{ hacmi üzerinde} \quad (2.15)$$

$$\sigma_{ij} n_j = T_i \text{ zorlama yüzeyi } S_T \text{ üzerinde} \quad (2.16)$$

$$x_i = d_i \text{ yer değiştirme yüzeyi } S_d \text{ üzerinde} \quad (2.17)$$

Burada, σ_{ij} , Cauchy gerilme tensörünü, ρ , malzemenin o anki yoğunluğunu ve n_T , S_T zorlama yüzeyine normal doğrultuda olan birim dış vektörü ifade eder. Denklem (2.15) Cauch'nin birinci hareket kanunudur. Denklem (2.16) S_T yüzeyi üzerinde her bir partikül için sağlanması gereken zorlama sınır şartlarının denklemdir. Denklem (2.17) S_d yüzeyi üzerinde sağlanması gereken yer değiştirme

sınır şartıdır. Bu denklemler problemi güçlü (strong) formda ifade eder; yani diferansiyel denklemler cisim üzerindeki ve yüzeylerdeki her noktada sağlanmalıdır. Problemi sonlu elemanlar metodu kullanarak nümerik olarak çözmek için problem zayıf (weak) formunda tanımlanır. Zayıf formda, şartlar cisim üzerindeki her noktada sağlanmak zorunda değildir, bunun yerine şartlar ortalama ve toplam bir kaniya cevap verecek şekilde saptanır.

Zayıf formun kullanımının sonlu elemanlar çözümünün doğruluğu üzerinde bir sınırlaması olmayacaktır. Virtüel iş prensibinin kullanımından görüleceği üzere zayıf form ve kuvvetli form bağıntıları eşdeğerdir.

Şekil 2.2' de gösterilen genel problemin zayıf form denklemi virtüel iş prensibinden çıkarılmıştır. Sd üzerindeki yer değiştirme sınır şartını sağlayan rastgele bir virtüel yer değişimi δx_i bulunmuştur. Denklem (2.15)'i virtüel yer değişimi ile çarpar ve cismin hacmi üzerinde integre edersek:

$$\int_V (\sigma_{ij,j} + \rho b_i - \rho \ddot{x}_i) \delta x_i dV = 0 \quad (2.18)$$

Denklem (2.18)'e göre, parantezler arasında kalan ifadenin, geçerli herhangi bir virtüel yer değiştirme için, sifıra eşit olması gerekir. Böylece denklem (2.18) (2.15)'e eşdeğerdir. Türevin özelliklerinden birini kullanarak:

$$(\sigma_{ij} \delta x_i)_{,j} = \sigma_{ij,j} \delta x_i + \sigma_{ij} \delta x_{i,j} \quad (2.19)$$

ve denklem (2.18)'deki ilk bileşende yerine koyarak:

$$\int_V ((\sigma_{ij} \delta x_i)_{,j} - \sigma_{ij} \delta x_{i,j} + \rho b_i \delta x_i - \rho \ddot{x}_i \delta x_i) dV = 0 \quad (2.20)$$

Gauss teoremi olarak bilinen iraksama teoreminden, denklem (2.20)'deki ilk bileşen şöyle ifade edilebilir:

$$\int_V (\sigma_{ij} \delta x_i)_{,j} dV = \int_{S_T} (\sigma_{ij} \delta x_i) n_j dS \quad (2.21)$$

Zorlama yüzeyinin sınırlarını kullanarak Denklem (2.16) ve (2.21) şöyle yazılabilir:

$$\int_V (\sigma_{ij} \delta x_{i,j})_{,j} dV = \int_{S_T} T_i \delta x_i dS \quad (2.22)$$

Gerilme tensörü simetrik olduğundan, denklem (2.20)'deki ikinci bileşen şöyle yazılır:

$$\begin{aligned} \int_V \sigma_{ij} \delta x_{i,j} dV &= \int_V \frac{1}{2} (\sigma_{ij} \delta x_{i,j} + \sigma_{ji} \delta x_{j,i}) dV \\ &= \int_V \sigma_{ij} \frac{1}{2} (\delta x_{i,j} + \delta x_{j,i}) dV \\ &= \int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV \end{aligned} \quad (2.23)$$

Burada, $\delta \varepsilon_{ij}$ virtüel yer değişimini (δx_i) veren virtüel gerilim tensörüdür. Denklem (2.22) ve (2.23)'i Denklem (2.20)'de yerine koyarsak:

$$-\int_V \rho \ddot{x}_i \delta x_i dV - \int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV + \int_V \rho b_i \delta x_i dV + \int_{S_T} T_i \delta x_i dS = 0 \quad (2.24)$$

Denklem (2.24) Şekil 2.2' de tanımlanan genel bir üç boyutlu problem için yazılabilecek bir virtüel iş prensibi ifadesidir.

2.5.3 Diskritizasyon Uzayı

Sonlu elemanlar denklemlerini çıkarmak için bir sonraki adım uzayın bölünmesidir. Bu, cismin karmaşık şeklini eleman adı verilen daha basit şekillere bölerek elde edilir. Elemanlar birbirine köşelerindeki düğüm noktalarından bağlıdırlar. Düğüm noktaları ve elemanlar sonlu eleman ağını oluşturur. Yer değiştirme alanının sonlu eleman ağı boyunca sürekliliğini sağlamak amacıyla enterpolasyon fonksiyonları (şekil fonksiyonları olarak da bilinirler) kullanılırlar. Bu şekil fonksiyonları eleman içerisindeki noktaların yer değiştirmesi ile düğüm noktalarının yer değiştirmesi arasında bir ilişki kurar:

$$\delta x_i = \sum_{\alpha=1}^n N_{\alpha} \delta x_{\alpha i} \quad (2.25)$$

Burada, δx_i 'ler eleman içindeki bir noktanın yer değiştirmeleri, n elemandaki düğüm noktası sayısı, N_{α} , α düğüm noktasındaki Şekil fonksiyonu ve $\delta x_{\alpha i}$, α düğüm noktasındaki yer değiştirmelerdir.

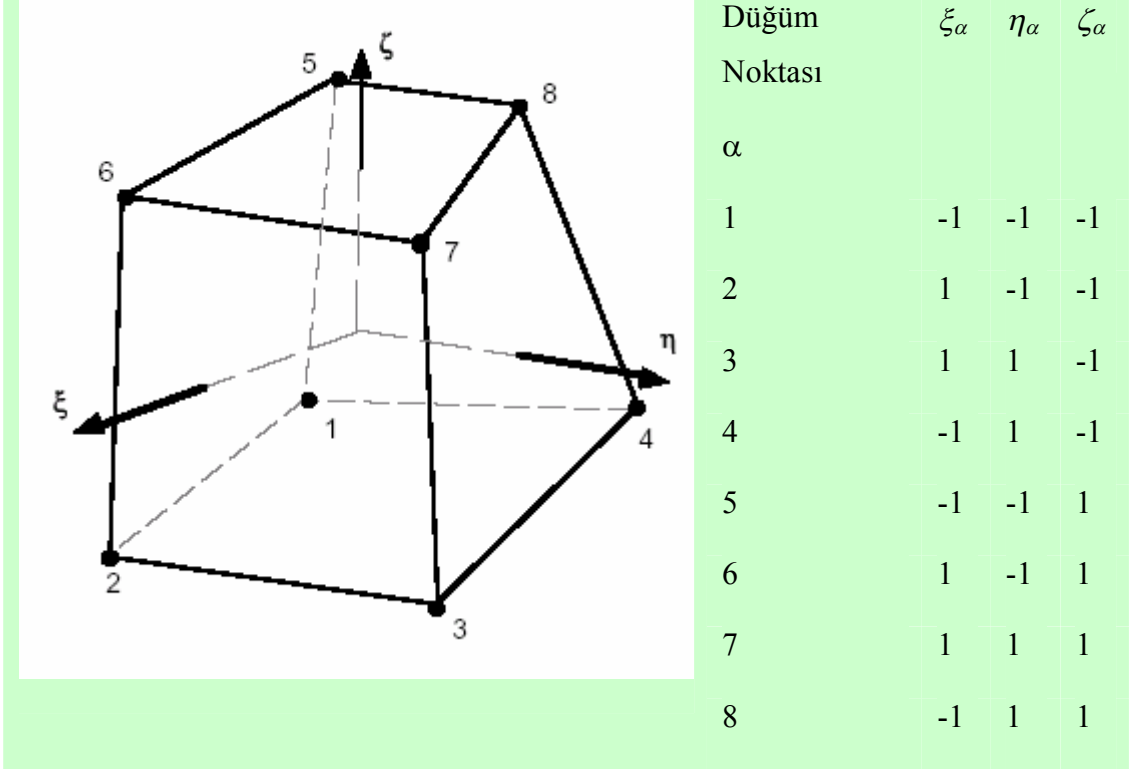
Benzer ifadeler eleman içindeki bir noktanın koordinatları, hızları ve ivmeleri için de yazılabilir:

$$\begin{aligned} x_i &= \sum_{\alpha=1}^n N_{\alpha} x_{\alpha i} \\ \dot{x}_i &= \sum_{\alpha=1}^n N_{\alpha} \dot{x}_{\alpha i} \\ \ddot{x}_i &= \sum_{\alpha=1}^n N_{\alpha} \ddot{x}_{\alpha i} \end{aligned} \quad (2.26)$$

Burada, $x_{\alpha i}$, $\dot{x}_{\alpha i}$ ve $\ddot{x}_{\alpha i}$, α düğüm noktasının sırasıyla yer değiştirmeleri, hızları ve ivmeleridir. Genellikle, Şekil fonksiyonları herhangi bir noktadaki herhangi bir fonksiyonun değerini, onun düğüm noktasındaki değerini bilmesi durumunda, tahmin edebilir. Tahminin doğruluğu Şekil fonksiyonuna ve fonksiyonun derecesine bağlıdır. Şekil 2.3 üç boyutlu sekiz düğüm noktalı katı bir elemanın izoparametrik fonksiyonunu göstermektedir. Elemanın merkezinde lokal bir koordinat merkezi (ξ, η, ζ) yaratılır. Eleman içindeki herhangi bir nokta, her üç doğrultuda da -1 ila +1 arasında değişen lokal koordinatlara sahiptir. Düğüm noktalarının lokal koordinatları Şekil 2.3 'de görüldüğü gibi -1 ila +1'dir. Sekiz düğüm noktalı katı elemanın izoparametrik Şekil fonksiyonları Şöyle ifade edilebilir.

$$N_{\alpha} = \frac{1}{8} (1 - \xi \xi_{\alpha}) (1 - \eta \eta_{\alpha}) (1 - \zeta \zeta_{\alpha}) \quad (2.27)$$

Burada, (ξ, η, ζ) eleman içindeki bir noktanın lokal koordinatlarıdır, $(\xi_{\alpha}, \eta_{\alpha}, \zeta_{\alpha})$, α düğüm noktasındaki koordinatlarıdır, ve N_{α} , α düğüm noktasındaki Şekil fonksiyonudur. Şekil fonksiyonları için benzer ifadeler kabuk ve kiriş elemanlar gibi başka eleman tipleri için de çıkartılabilir.



Şekil 2.3 Düğüm Noktalı (hexahedron) izoparametrik elemanın şekil fonksiyonları [Hallquist , 2001]

Sonlu eleman bağıntıları Denklem (2.24)'de verilen virtüel iş denklemini uzayda diskritize ederek bulunur. Bu, yaklaşık virtüel iş denklemini, sistemdeki her elemanın potansiyel enerjilerin toplamı olarak yazılmasıyla elde edilir. Denklem (2.23) dikkate alınarak, Denklem (2.24) şöyle yazılabilir:

$$\sum_{m=1}^M \left\{ \int_{V_m} \rho \ddot{x}_i \delta x_i dV_m + \int_{V_m} \sigma_{ij} \delta x_{i,j} dV_m - \int_{V_m} \rho b_i \delta x_i dV_m - \int_{S_T} T_i \delta x_i dS_m \right\} = 0 \quad (2.28)$$

burada, M sistemdeki toplam eleman sayısıdır, V_m elemanın hacmidir. Daha sonra, virtüel yer değiştirmeler, δx_i , ve ivmeler \ddot{x}_i , Denklem (2.25) ve (2.26)'deki enterpolasyonlarla değiştirilir:

$$\sum_{m=1}^M \left\{ \int_{V_m} \rho (N_\beta \ddot{x}_{\beta i}) (N_\alpha \delta x_{\alpha i}) dV_m + \int_{V_m} \sigma_{ij} (N_{\alpha,j} \delta x_{\alpha i}) dV_m - \int_{V_m} \rho b_i (N_\alpha \delta x_{\alpha i}) dV_m - \int_{S_T} T_i (N_\alpha \delta x_{\alpha i}) dS_m \right\} = 0 \quad (2.29)$$

Burada, $\delta x_{\alpha i}$ ve $\ddot{x}_{i\alpha}$ sırasıyla virtüel yer değiştirmeler ve düğüm noktalarındaki ivmelerdir. Düğüm noktalarındaki virtüel yer değiştirmeler, $\delta x_{\alpha i}$, sabit değerlerdir ve integral dışına alınabilirler. Ayrıca, Denklem (2.28) sadece küçük virtüel yer değiştirmeler için geçerli olduğundan, $\delta x_{\alpha i}$ denklem dışına alınabilir.

$$\sum_{m=1}^M \left\{ \int_{V_m} \rho N_\alpha N_\beta \ddot{x}_{\beta i} dV_m + \int_{V_m} N_{\alpha,j} \sigma_{ij} dV_m - \int_{V_m} N_\alpha \rho b_i dV_m - \int_{S_T} N_\alpha T_i dS_m \right\} = 0 \quad (2.30)$$

Denklem (2.30) şöyle yazılabilir:

$$\sum_{m=1}^M \left\{ \int_{V_m} \rho N_\alpha N_\beta dV_m \right\} \ddot{x}_{\beta i} = \sum_{m=1}^M \int_{V_m} N_\alpha \rho b_i dV_m + \sum_{m=1}^M \int_{S_T} N_\alpha T_i dS_m - \sum_{m=1}^M \int_{V_m} N_{\alpha,j} \sigma_{ij} dV_m \quad (2.31)$$

Matris formunda, Denklem (2.31) sadeleştirilirse:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{x}}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (2.32)$$

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

$$[\mathbf{M}] = \sum_{m=1}^M \int_{V_m} \rho N^t N dV_m \quad (2.33)$$

2.5.4 Zaman Diskritizasyonu

Denklem (2.32) hareketin sonlu eleman denklemidir ve zamana göre çözülmesi gerekmektedir. Dinamik doğrusal olmayan sonlu eleman problemlerinin çözümüne direkt integrasyon metodlarıyla ulaşılabilir. Direkt integrasyon metodlarında, sonlu eleman denklemlerinin çözümü sırasında zaman içerisinde bütün noktalar yerine bazı parça (discrete) noktalardaki çözümler aranır. Parça formunda, Denklem (2.32)'deki sonlu eleman denklemi şöyle yazılabilir:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{x}}\}_n = \{\mathbf{F}\}_n \quad (2.34)$$

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

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

$$\dot{\mathbf{x}}_{n+1/2} = \dot{\mathbf{x}}_{n-1/2} + \ddot{\mathbf{x}}_n \Delta t_n \quad (2.35)$$

$$\mathbf{x}_{n+1} = \mathbf{x}_n + \dot{\mathbf{x}}_{n+1/2} \Delta t_{n+1/2} \quad (2.36)$$

$$\ddot{\mathbf{x}}_{n+1} = \mathbf{M}^{-1} \mathbf{F}_{n+1} \quad (2.37)$$

$$\Delta t_{n+1/2} = \frac{1}{2}(\Delta t_n + \Delta t_{n+1}) \quad (2.38)$$

Bir önceki çevrim olan $t_{n-1/2}$ anındaki hız vektöründen, t_n anındaki yer değiştirme ve ivme vektörleri hesaplanır. Bir önceki çevrimdeki bilgiden şu anki (t_{n+1}) çevrimdeki çözümü bulmak için faydalanılır. Öncelikle, Denklem (2.35)'ten $t_{n+1/2}$ anındaki hız vektörü hesaplanır. Bu vektör daha sonra Denklem (2.36)'te t_{n+1} anındaki yer değiştirme vektörünü hesaplamak için kullanılır. Daha sonra, model içerisindeki her bir elemanın gerilme ve gerinim değerleri hesaplanıp gerilmelerden türetilen iç kuvvetler bulunur. Sonrasında, düğüm noktalarının serbestlik derecelerindeki iç ve dış kuvvetler, kuvvet vektörünü elde edebilmek için toplanır. t_{n+1} anındaki ivme vektörü Denklem (2.37)'teki kuvvet vektörü kullanılarak bulunur. Son adım $\Delta t_{n+1/2}$ zaman adımının Denklem (2.38)'yi ve Δt_{n+1} zaman adımını kullanarak hesaplanmasıdır.

Merkezi farklar metodunun doğruluğu Δt^2 'inci derecedendir. Zaman adımı çok küçük olduğundan (genellikle zaman adımları 10^{-6} saniye civarındadır), zaman integrasyonu metodundan gelen hata, zaman adımları kararlılık şartını sağladığı sürece çok küçüktür.

2.5.5 Zaman Adımı Kriteri

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

$$\Delta t_e = \frac{l}{c} \quad (2.39)$$

Burada, Δt_e , model içerisindeki bir eleman için kritik zaman adımındır, l , kritik uzunluktur (eleman içerisindeki en kısa kenardır) ve c , dalga hızıdır. Tek boyutlu elemanlar için c dalga hızı şöyle hesaplanabilir:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.40)$$

Burada, E ve ρ sırasıyla malzemenin elastisite modülü ve yoğunluğudur. Dalga hızının benzer ifadeleri iki ve üç boyutlu elemanlar için de yazılabilir. Denklem (2.39) ve (2.40) birleştirilerek çubuk eleman için zaman adımı şöyle bulunur:

$$\Delta t_e = l \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (2.41)$$

Modeldeki elemanlardan en küçük zaman adımına sahip olan elemanın zaman adımı değeri, her zaman adımı döngüsünde sistemin zaman adımı olarak alınır.

2.6 Malzeme Süreklilik Denklemleri

Ls-Dyna™ bir çok malzeme süreklilik modeli içermektedir. Bu modeller belirli durumlar için malzemelerin davranışını hesaplara yansıtmak için kullanılmaktadır. Bu kısımda, bu tez çalışmasında kullanılan malzeme denklemleri anlatılacak ve malzeme davranışını nasıl yansıttıkları hakkında bilgi verilecektir.

2.6.1 İzotropik Elastik Malzeme Modeli

Elastik malzeme modeli LS-DYNA™ içerisindeki en basit ve hesap maliyeti açısından da en ucuz malzeme modelidir. Formülasyonu, gerilmelerin gerinimlere göre doğrusal bir ilişki taşıması nedeniyle basittir [Büyük M., 2002]. Ayrıca, izotrop malzemeyi ifade ettiği için gerilmeler, hidro-statik basınç ve değişken (deviatorik) gerilme bileşenleri olmak üzere iki ayrı bileşen olarak ifade edilebilir. Hidro-statik basınç bileşeni elemanın şeklini koruyarak hacminin normal doğrultuda değişmesine neden olur. Değişken gerilme bileşeni hacmin korunduğu ancak elemanın şeklinin değiştiği kayma deformasyonlarına neden olur. Değişken gerilme s_{ij} , değişken gerinim ϵ_{ij} , basınç p ve hacimsel gerinim ϵ_v ifadeleri, Cauchy gerilmeleri σ_{ij} ve gerinimleri ϵ_{ij} cinsinden ifade edilirse:

$$\begin{aligned} s_{ij} &= \sigma_{ij} + p\delta_{ij} \\ \epsilon_{ij} &= \epsilon_{ij} - \frac{1}{3}\epsilon_v \\ p &= -\frac{1}{3}\sigma_{ij}\delta_{ij} \\ \epsilon_v &= \epsilon_{ij}\delta_{ij} \end{aligned} \quad (2.42)$$

Burada, δ_{ij} Kronecker deltadır. (δ_{ij} , $i=j$ ise 1 e ve $i \neq j$ ise 0 a eşittir). Denklem (2.42) hızlar cinsinden yazılırsa:

$$\begin{aligned} \dot{s}_{ij} &= \dot{\sigma}_{ij} + \dot{p}\delta_{ij} \\ \dot{\epsilon}_{ij} &= \dot{\epsilon}_{ij} - \frac{1}{3}\dot{\epsilon}_v \\ \dot{p} &= -\frac{1}{3}\dot{\sigma}_{ij}\delta_{ij} \\ \dot{\epsilon}_v &= \dot{\epsilon}_{ij}\delta_{ij} \end{aligned} \quad (2.43)$$

Burada, \dot{s}_{ij} değişken gerilme hızları, $\dot{\epsilon}_{ij}$ değişken gerinim hızları, \dot{p} basınç hızı ve $\dot{\epsilon}_v$ hacimsel gerinim hızıdır. Değişken hız formundaki elastik malzeme modelinin süreklilik denklemi sadeleştirilirse:

$$\begin{aligned} s_{ij}^{\nabla} &= 2G\dot{\epsilon}_{ij} \\ \dot{p} &= -K\dot{\epsilon}_v \end{aligned} \quad (2.44)$$

Burada, G malzemenin kayma modülü, K malzemenin bulk modülü ve s_{ij}^{∇} değişken Jaumann gerilme hızlarıdır. Denklem (2.42)'de Cauchy gerilme hızları yerine Jaumann gerilme hızlarının kullanılmasının nedeni malzeme süreklilik denklemini serbest cisim hareketini dikkate almadan (objectivity) sağlamasıdır. Cauchy gerilme hızları referans çerçevesi değiştiğinde değişmemektedir (örneğin katı cisim dönmeleri sıfır olmayan gerilme hızlarını üretebilir), bu nedenle, bunlar malzemede serbest cisim hareketini ihlal eder ve süreklilik denklemlerinde kullanılamazlar. Diğer taraftan, Jaumann gerilme hızları, tarafsızdır ve süreklilik denklemlerinde kullanılabilirler. Jaumann gerilme hızları, değişken gerilme ve gerilme hızı cinsinden ifade edilirse:

$$s_{ij}^{\nabla} = \dot{s}_{ij} - s_{ip}\Omega_{pj} - s_{jp}\Omega_{pi} \quad (2.45)$$

burada, Ω_{ij} dönme tensörüdür:

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \dot{x}_j}{\partial x_i} - \frac{\partial \dot{x}_i}{\partial x_j} \right) \quad (2.46)$$

Denklem (2.44)'deki Jaumann gerilme hızları ve basınç hızı değerleri, değişken gerilme ve hidro-statik basınç değerlerini güncellemede aşağıdaki gibi kullanılır:

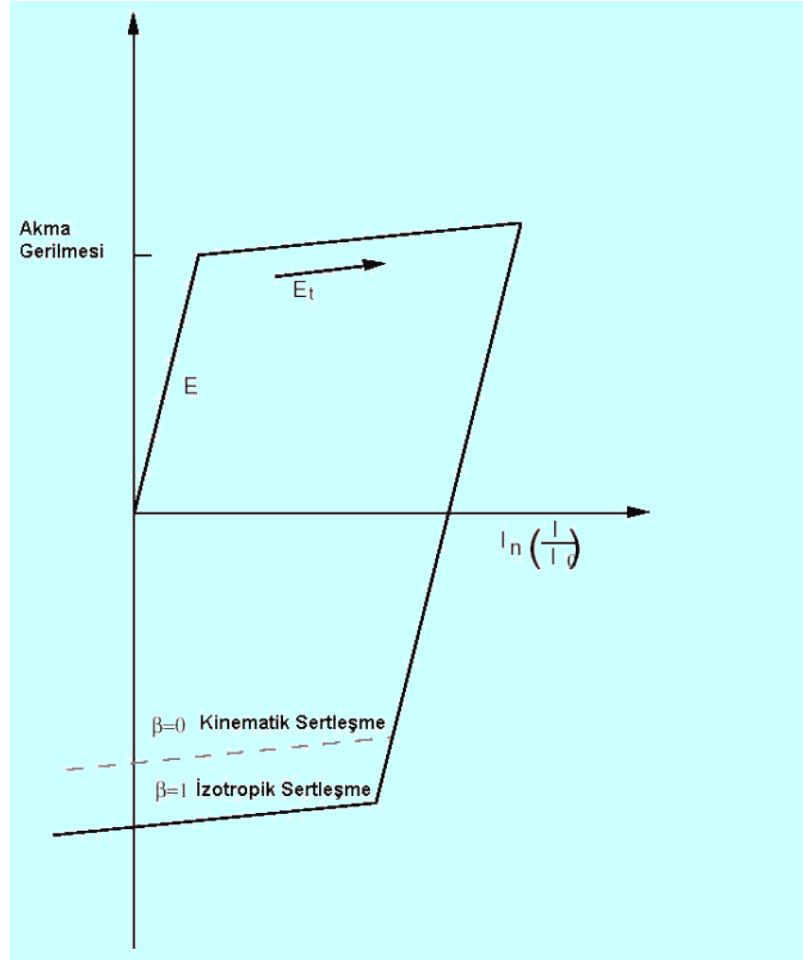
$$\begin{aligned} s_{ij_{n+1}} &= s_{ij_n} + \dot{s}_{ij} \Delta t = s_{ij_n} + (s_{ij}^{\nabla} + s_{ip}\Omega_{pj} + s_{jp}\Omega_{pi}) \Delta t \\ p_{n+1} &= p_n + \dot{p} \Delta t \end{aligned} \quad (2.47)$$

Son adımda, Cauchy gerilmeleri değişken gerilme ve hidro-statik basınç değerleri ile Denklem (2.42) kullanılarak hesaplanır:

$$\sigma_{ij_{n+1}} = s_{ij_{n+1}} - p_{n+1} \delta_{ij} \quad (2.48)$$

2.6.2 Kinematik Sertleşme Elastik-Plastik Malzeme Modeli

Elastik davranış için izotropik elastik modeldeki ifadeler kullanılır. Ayrıca bu malzeme modeli ile izotropik, kinematik veya ikisi arasındaki plastik sertleşme karakteri modellenebilmektedir. Bunun için ifadelerde β katsayısı kullanılmaktadır. Bu değişken 0 ila 1 değerleri arasında seçilebilmektedir. Aşağıdaki şekilde akma karakterinin, β 'nın aldığı değer ile değişimi gösterilmektedir.



Şekil 2.4 Malzemenin elastik-plastik davranışı ($\beta=0$ kinematik, $\beta=1$ izotropik plastik sertleşme) [Krieg, et al.]

İzotropik sertleşme söz konusu olduğunda, akma yüzeyinin merkezi sabittir, fakat akma yüzeyi yarıçapı plastik gerinmenin bir fonksiyonudur. Kinematik sertleşme durumunda ise akma yüzeyi yarıçapı sabit olduğu halde yüzey merkezi plastik

gerinme doğrultusunda yer değiştirmektedir. Akma kriteri olarak bu modelde aşağıdaki eşitlik kullanılmaktadır.

$$\phi = \frac{1}{2} \xi_{ij} \xi_{ij} - \frac{1}{3} \sigma_y^2 = 0 \quad (2.49)$$

Burada;

$$\xi_{ij} = s_{ij} - \alpha_{ij} \quad (2.50)$$

$$\sigma_y = \sigma_0 + \beta E_p \varepsilon_{\text{eff}}^p \quad (2.51)$$

Ayrıca bu malzeme modeli gerinim hızına bağlı sertleşme davranışı da ifade edilebilmektedir. Bunun için Cowper & Symonds modeli kullanılmaktadır, bu sertleşme modeli akma gerilmesi değerini gerinim hızına göre değiştirmektedir.

$$\sigma_y = \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C} \right)^{1/p} \right] (\sigma_0 + \beta E_p \varepsilon_{\text{eff}}^p) \quad (2.52)$$

Burada p ve C kullanıcı tarafından seçilen değişkenlerdir. $\dot{\varepsilon}$ ise gerinim hızını göstermekte ve aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$\dot{\varepsilon} = \sqrt{\dot{\varepsilon}_{ij} \dot{\varepsilon}_{ji}} \quad (2.53)$$

E_p plastik sertleşme modülünü göstermek üzere, σ_y akma değeri ; σ_0 başlangıç akma değeri ile $\beta E_p \varepsilon_{\text{eff}}^p$ ifadesinin toplamıdır. E_p aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$E_p = \frac{E_t E}{E - E_t} \quad (2.54)$$

Ve $\varepsilon_{\text{eff}}^p$ etkin plastik gerinim :

$$\varepsilon_{\text{eff}}^p = \int_0^t \left(\frac{2}{3} \dot{\varepsilon}_{ij}^p \dot{\varepsilon}_{ji}^p \right)^{1/2} dt \quad (2.55)$$

Plastik gerinim hızı toplam gerinim hızı ile elastik gerinim hızı arasındaki fark ile elde edilir:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^p = \dot{\varepsilon}_{ij} - \dot{\varepsilon}_{ij}^e \quad (2.56)$$

2.6.3 Gerinim Hızına Bağlı Malzeme Modeli

Bu malzeme modelinde akma gerilmesi σ_0 etkin gerinim hızına göre değişik değerler almaktadır. Bu değerler etkin gerinim hızına karşılık gelen akma gerilmesi, elastiklik modülü ve teğet modülü değerlerinin eğri olarak verilmesiyle belirlenir.

Etkin gerinim hızı $\dot{\varepsilon}$ aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\dot{\varepsilon} = \left(\frac{2}{3} \dot{\varepsilon}_{ij} \dot{\varepsilon}_{ji} \right)^{1/2} \quad (2.57)$$

Ayrıca akma gerilmesi;

$$\sigma_y = \sigma_0 \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\varepsilon} \right) + E_p \bar{\varepsilon}^p \quad (2.58)$$

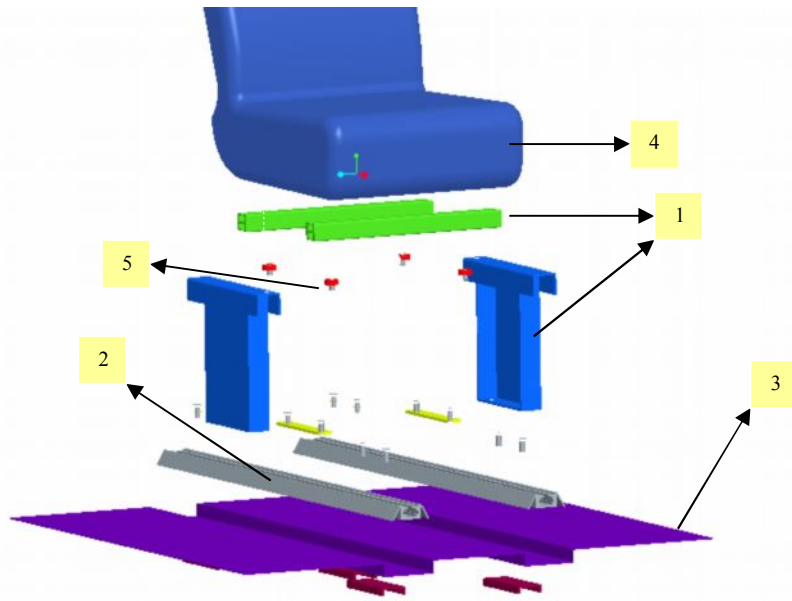
Buradaki $\bar{\varepsilon}^p$ ifadesi etkin plastik gerinimi göstermektedir. E_p ise teğet modülü ve elastiklik modülü ile aşağıdaki (Denklem 2.59) gibi bir ilişki içindedir.

$$E_p = \frac{E \cdot E_T}{E - E_T} \quad (2.59)$$

Ayrıca bu modelde hem elastiklik modülü hem de teğet modülü istendiği takdirde gerinim hızına bağlı bir fonksiyon olarak kullanılabilir.

3. CAD MODELİ

CAD modelinin tamamı Pro-Engineer™ 2001’de hazırlandı ve ANSYS™ 8.0’ a montaj olarak import edildi. V 2001 kullanımının sebebi ANSYS™ 8.0’in daha üst versiyonlardan data transferi imkanı olmayışıdır. Data daha sonra mesh’leneceği için basit ve temel modelleme komutlarının dışına çıkılmadı; sadece sac metal konstrüksiyondan oluşan genel yapı için bu düzey modelleme yeterliydi. Ancak koltuk üst yumuşak dokusunda, çeşitli yüzey modelleme uygulamaları kullanılmıştır ve bunlar mesh işleminde sıkıntı yaratmaması açısından makul düzeyde tutulmuştur. Aynı zamanda özellikle taban sacının modellenmesinde Pro-Engineer™ ‘in sac metal(sheetmetal) modülüne başvurulmuştur. Oluşturulan CAD geometrisinin patlatılmış görüntüsü Şekil 3.1’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Patlatılmış Montaj Modeli

Modelin oluşturulmasında çoğu zaman montaj(assembly) modülünün olanak sağladığı aynalama komutu gerekli datum plane’lerin oluşturulması ile kullanılmıştır. Katı model oluşturulup, ANSYS™ LS-Dyna tarafına aktarıldıktan sonra görülmüştür ki, katı model ile analiz yapmak mantıklı sonuçlar almak için elverişli değildir. Sac

metal bir yapıya sahip montajda en uygun eleman tipi kabuk(shell) elemandır ve bunun için orta düzlemlerin CAD modelinde tekrar oluşturulması gerekmektedir.

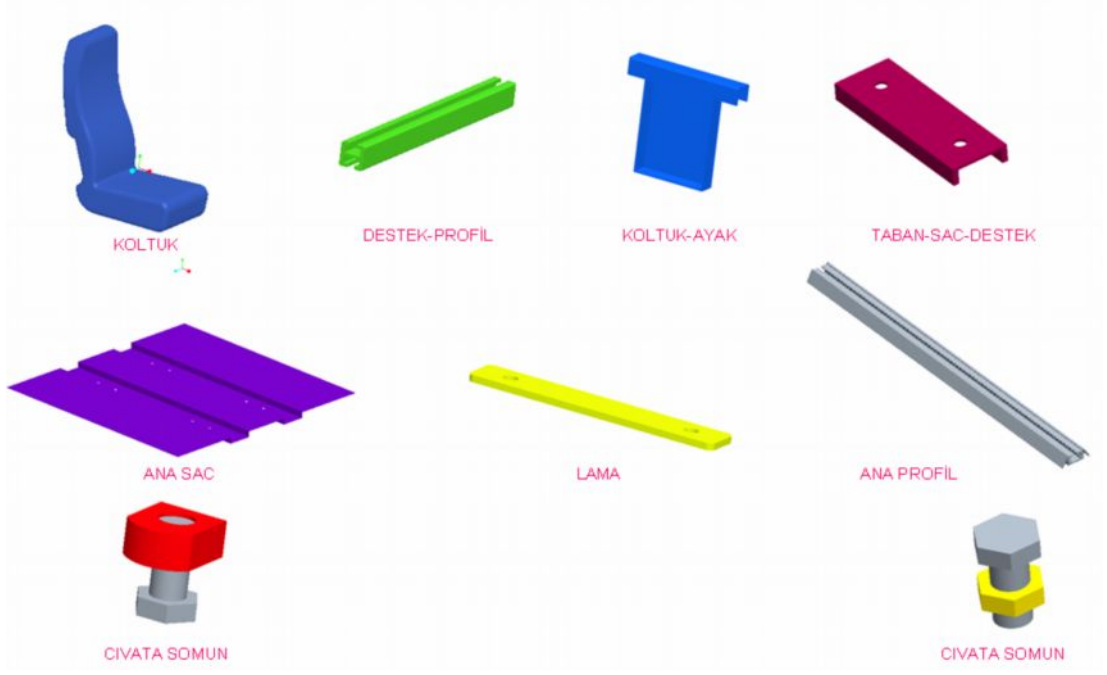
Figes A.Ş' de eğitim verirken dahi bana sorulan soru, Pro-Engineer™ 'da kompleks sac metal geometrilerde dahi orta düzlemlerin otomatik olarak yaratılıp yaratılmadığıydı. Programın Mechanica modülünde bu mümkündür, ancak başka bir programa yüzeylerin aktarımı mümkün değildir. Bu sebepten, yüzeyler Pro-Engineer™ 'da yüzey komutları kullanılarak oluşturulmuş ve daha sonra bu yüzeyler ANSYS™ içine .iges formatında import edilmiştir.

Tüm CAD geometrisi, malzeme dataları ile birlikte özelliklerini orijinal bir Volkswagen araç koltuğundan almıştır. Bu bilgiler ışığında ANSYS™ 'e aktarılacak üç tip CAD modeli vardır:

- 1) Dummy'siz, koltuk üst yumuşak dokusu hariç, emniyet kemeri olmadan; ancak tüm bunların yerine 4 adet kütle(mass) eleman yerleştirilmiş, cıvatalar yerine sembolik nokta kaynakların kullanıldığı basitleştirilmiş model.
- 2) Gene insan modeli, yumuşak doku, emniyet kemeri kullanılmadan; ancak gerçek cıvata ve bağlantı elemanları ile birlikte kütle(mass) elemanların kullanıldığı 2. tip model.
- 3) İnsan modeli, koltuk yumuşak dokusu ve emniyet kemeri ile birlikte komple model. Ancak modeli basitleştirmek için gerçek bağlantı elemanları yerine nokta kaynaklar tercih edilmiştir.

Not: Yukarıda adı geçen katogoriler, alt katogariler içermektedir.

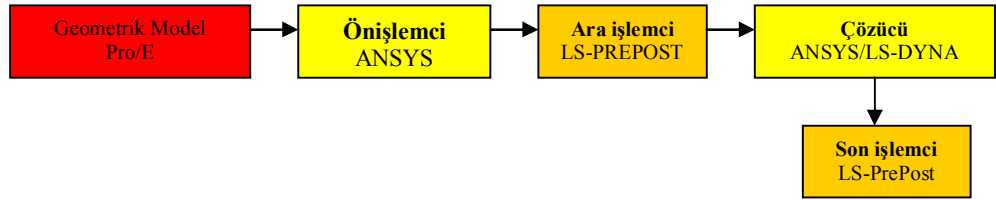
Aşağıda, montajı oluşturan her bir parçanın CAD modeli ve bunların ne kadar basit olduğu görülebilir:



Şekil 3.2 Montajı Oluşturan Unsurların Basit Modelleri

4. SONLU ELEMANLAR MODELİ

Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması için ihtiyaç duyulan, CAD programında hazırlanmış bir geometrik modeldir. Bu model, dinamik analiz yapabilen bir FEM programının önişlemcisinde, sonlu elemanlar modeline çevrilebilir. Analizler hesaplandıktan sonra model üzerinde optimizasyon gerekeceğinden, bir ara işlemci, dinamik analizi hesaplayabilecek bir çözücü ve sonuçların alınacağı, görselliği de ön planda tutan bir son işlemci gerekmektedir. Çalışmada kullanılan bu programlar akış şeması halinde aşağıda verilmiştir.

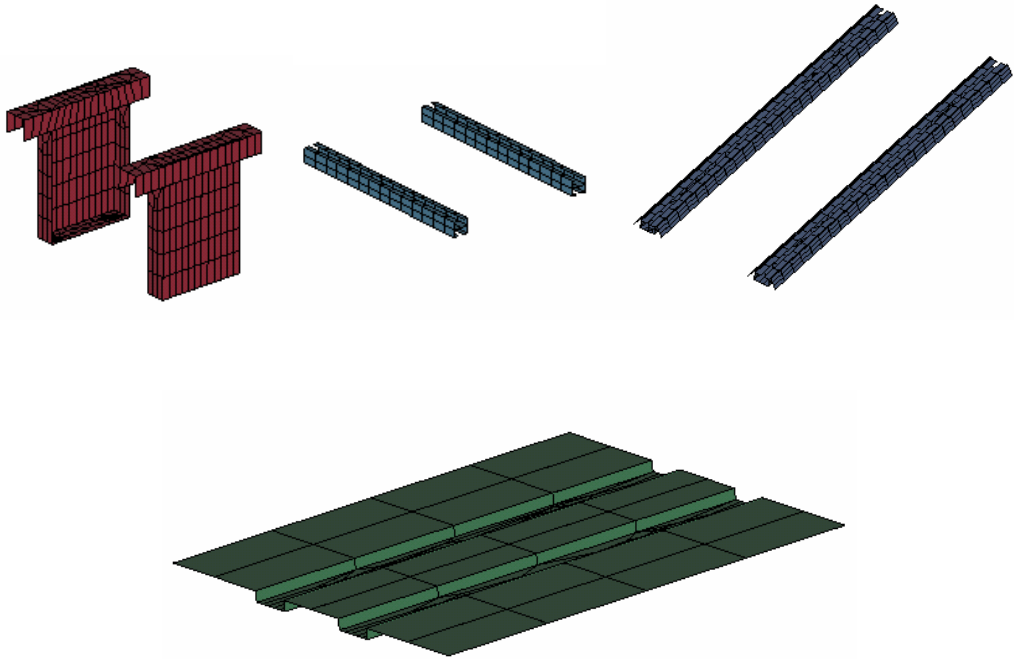


Şekil 4.1 Sonlu Elemanlar Modelleri Hazırlanırken İzlenen Yol

3 tip analizin sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasını basamakları ile inceleyelim:

1. Tip Model:

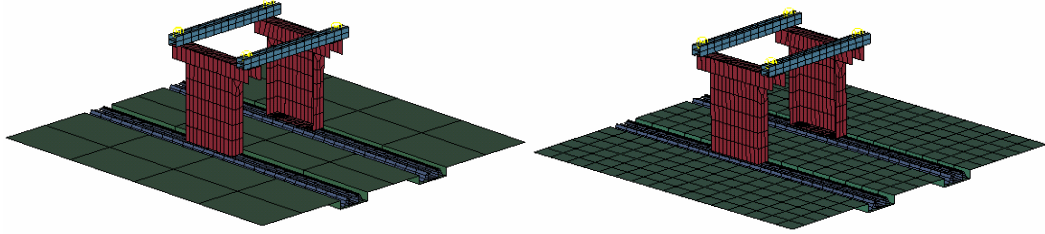
Bu model, kabuk elemanlar ve gösterilmeyen diğer elemanları sembolize etmek amacı ile kütle elemanlardan oluşur. Yapının tamamı sac metal olduğu ve en/boy oranı 1/20 den küçük olduğu için kabuk eleman kullanmak en mantıklı analiz sonuçlarını verecek ve gerek mesh işleminde gerekse analizin problemsiz bir şekilde hesaplanmasında kolaylık sağlayacaktır. Dinamik bir analiz yapılmasından dolayı, ANSYS™ 'in LS-Dyna modülüne baş vurulmuştur ve bu modül shell 163 eleman tipi ile mevcut sac metal yapı için en uygun mesh ağını yaratmamıza imkan vermiştir. Import edilmiş mevcut yüzey yapısının tüm line'ları booleans operasyonlarının altındaki divide(böl) komudu ile istenildiği kadar parçaya bölünerek düzgün dörtgensel bir mesh ağı her parça için oluşturulmuştur. Aşağıda her parça için oluşturulan mesh yapısı gösterilmiştir:



Şekil 4.2 Montaj Ana Parçalarının Sonlu Elemanlar Modeli

Mesh yapısının olabildiğince homojen ve düzgün oluşturulması için ilk aşamada özen gösterildi; ancak bu mesh ağı her tip analiz için gelecekte geliştirildi. Ayrı ayrı

analize hazırlanmış iki farklı sonlu elemanlar modeli aşağıda sergilenmiştir. İkinci tip model asla hesaplanmamış ve sonuçlar alınmamıştır.



Şekil 4.3 1. Tip Model İçin İki Farklı Sonlu Elemanlar Modeli

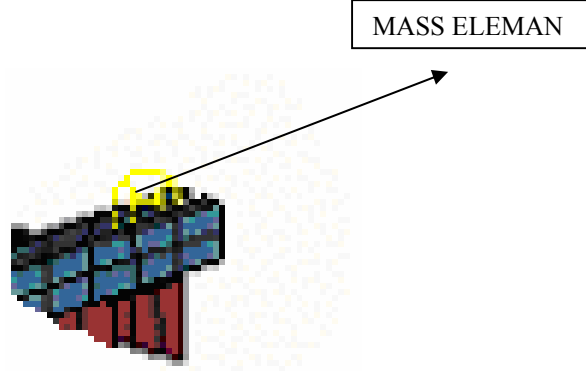
Sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında, aşamalar şu şekilde özetlenebilir: Yüzey datası import edildikten sonra eleman tipi ANSYS™ Ls-Dyna arayüzünde girilmiştir. Tüm yapı kabuk eleman tipine uygun olduğundan, shell 163 standart eleman tipi seçilmiştir. Her parçanın ayrı et kalınlığı mevcuttur ve bu parametre de real-constant değeri olarak her parçaya ayrı ayrı atanmıştır. Gerekli malzeme datası parametreleri girilerek, data, mesh işlemine hazır hale getirilmiştir. Tüm bu ön işlemci parametreleri ileride bir tablo ile özetlenecektir. Yukarıda anlatıldığı üzere, tüm geometrik çizgiler belli değerlere bölünerek mesh operasyonu gerçekleştirilmiştir.

Bahsetmek gerekir ki, ilk yapılan öncül analizlerde yapının bazı elemanları katı elemanla mesh'lenmiştir. Analiz hesaplanırken görülmüştür ki bazı elemanlar ve dolayısı ile nod(node)'lar sınır dışı hızlara çıkmaktadır. Darbe(Impact) analizlerinde bu çok normaldir ve en kolay çözüm, yapıyı kabuk eleman ile modellemektir.

Sonlu elemanlar modelinin bu ilk tipi iki kısma ayrılabilir:

- 1) 85 kg kütle eleman kullanılarak bir yetişkinin temsili.
- 2) 55 kg kütle eleman kullanarak bir çocuğun temsili.

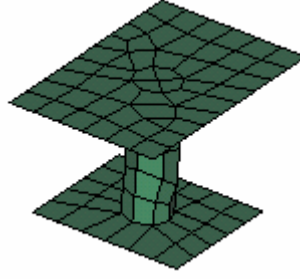
ANSYS™ LS-Dyna ortamında bir .k dosyası yaratılarak ve bu dosya LS-Prepost™ 'a aktarılarak sonlu elemanlar modeli üzerinde modifikasyon yapmak çok kolaydır. Bu şekilde sadece kütle elemanların değeri ile oynayarak iki farklı analiz dosyası oluşturulmuştur. Kütle elemanların LS-Prepost™ arayüzündeki görünüşü şekildeki gibidir ve modelde olmayan, koltuk, insan modeli ve emniyet kemeri gibi unsurları sembolize etmektedir.



Şekil 4.4 Sembolik Mass (Kütle) Eleman

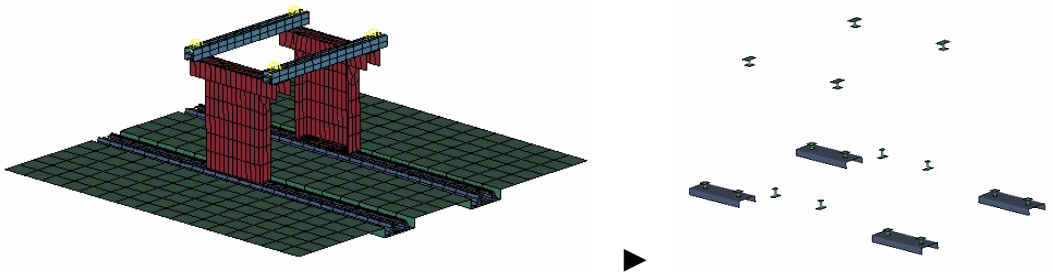
2. Tip Model:

Bu model 1. tip model ile benzerlik gösterir, ancak sembolik nokta kaynakları yerine gerçek civata modeli kullanılmıştır. Ancak, bu civata modelinde de basitleştirmeye gidilmek durumunda kalınmıştır. Bunun nedeni, katı elemanla mesh uygulandığı takdirde, analiz esnasında elemanların ve nod(node)'ların sınır dışı hızlara ulaşmasıdır. Bunu engellemek için silindirik yüzeyler alınarak ANSYS içine import edilmiş ve burada kabuk(shell) eleman olarak mesh'lenmiştir. Ancak elemanın kalınlığı girilirken ANSYS™ LS-Dyna bize iki yönde farklı kalınlık girme imkanı vermiştir. Silindirik bölgenin dışına 0 kalınlık ve iç kısmına civata yarıçapı kadar kalınlık verilerek problem çözülmeye çalışılmıştır. Civata başı ve somunlar da aynı şekilde yüzey olarak içeri alınmış ve gerekli kalınlık girilerek temsil edilmişlerdir.



Şekil 4.5 İdealize Edilmiş Cıvata Modeli

Cıvatalar ve somunların dahil edildiği bu analiz tipinde, gene mevcut olmayan unsurlar kütle elemanlar ile temsil edilmiştir. Kütle elemanların toplam değeri 55 kg' dır ve gene bir çocuk temsil edilmektedir. Tüm bu yapının sonlu elemanlar modeli, cıvata, somun ve lamaların genel modelden ayrılarak gösterildiği Şekil 4.6' da sergilenmiştir.



Şekil 4.6 2. Tip Model, Cıvata ve Lama Bağlantısı

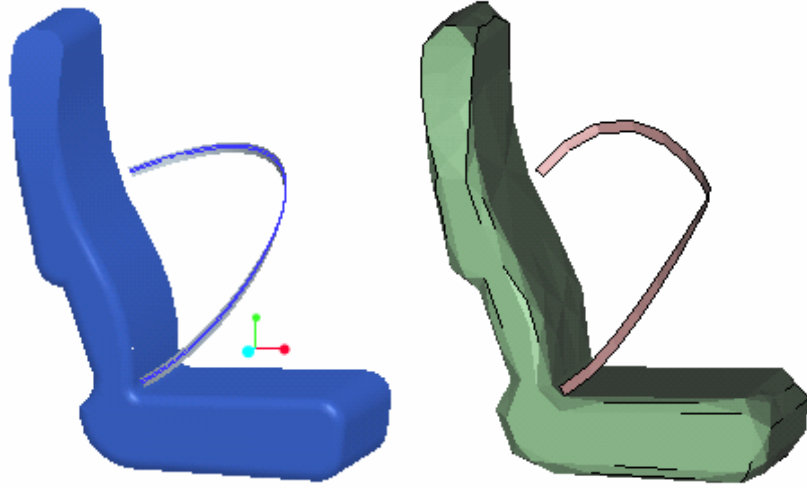
3. Tip Model:

Kullanılmamış olan tüm unsurlar bu analiz tipine dahil edilmiştir. Koltuk üst yumuşak dokusu, insan modeli ve emniyet kemeri ile birlikte bu bir komple modeldir, ancak hesaplama süresini kısaltmak ve eleman sayısını azaltmak amacı ile cıvatalar ve somunlar yerine sembolik nokta kaynaklar kullanılmıştır. Nokta kaynaklar 1.Tip analizde olduğu gibi oluşturulurken bir mukavemet değeri, daha doğrusu hangi kuvvetle karşılaştığı takdirde yok olacağına dair bir değer girilmiştir. Bu davranış biçimiyle nokta kaynaklar ölü(dead) elemana benzetilebilir. Kırılma kuvveti basit bir şekilde hesaplanabilir:

Cıvata için ultimate gerilme değeri 650 MPa' dır. Eğer cıvatanın kesit alanını bu gerilme değeri ile çarparsak, kırılma için gerekli kuvvet ortaya çıkmış olur. Aşağıdaki fonksiyon bu hesabı özetlemektedir:

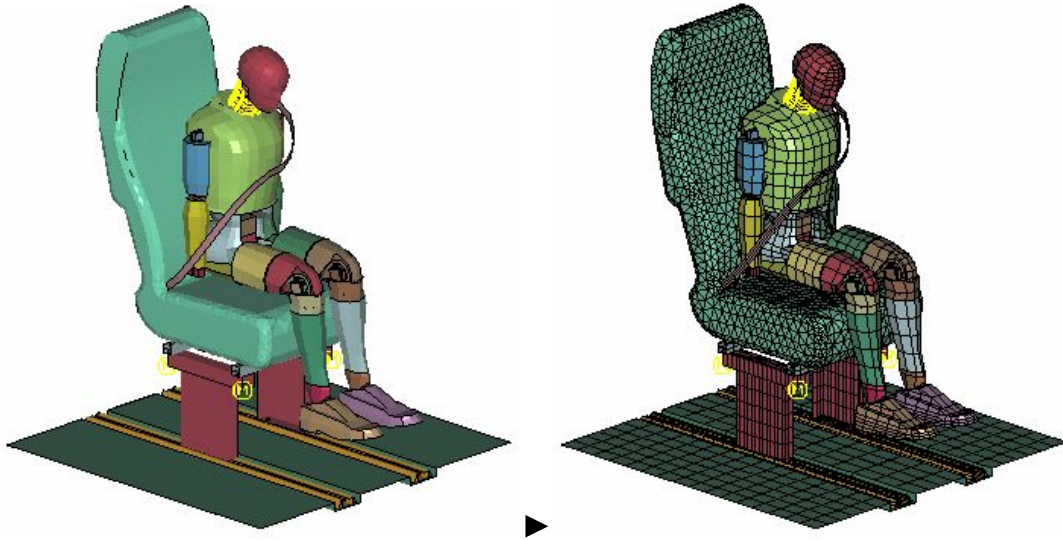
$$(\pi \cdot r^2) \cdot 650 = \text{Force}$$

İkinci aşamada emniyet kemeri için gerekli yüzey datasını oluşturmak üzere CAD kısmına geri dönmüştür. Pro-Engineer™ Wildfire'ın ayrı bir modülü olan Style' da, free(serbest) olarak oluşturulan noktalardan bir eğri(curve) geçirilmiş ve bu eğri kullanılarak standart arayüzde variable section sweep komutu ile belli ene sahip bir yüzey oluşturulmuştur. Bu yüzey ANSYS™ LS-Dyna arayüzünde mesh'lenerek tüm model .k dosyası olarak LS-Prepost™ 'a aktarılmıştır. Mesh işlemi sırasında emniyet kemerini temsil edebilecek membran eleman tipi tercih edilmiştir. Pro- Engineer™ ve Ls-Prepost™ dataları emniyet kemeri için aşağıdaki gibi sergilenmiştir.



Şekil 4.7 Koltuk Üst Yapısı İçin CAD ve Sonlu Elemanlar Modeli

Ls-Prepost™ 'daki bu datanın içine standart Hybrid III 95th% Rigidize Dummy örneği yerleştirilerek komple model tamamlanmıştır. İnsan modeli, toplam ağırlığı 45 kg ile bir çocuğu temsil etmektedir. Koltuk üst yumuşak dokusu katı olarak import edilmiş ve katı olarak mesh'lenmiştir. ANSYS™ Ls-Dyna modülünde en uygun eleman tipi olarak Solid 163 seçilmiştir. Ancak karşılaşılan sorunlar üzerine mesh üzerinde optimizasyon yapılmış ve son olarak Ls-Prepost™ arayüzünde rijit elemana çevrilmiştir. İnsan modeli, emniyet kemeri ve yumuşak doku ile birlikte komple model, Şekil 4.8' de gösterilmiştir.



Şekil 4.8 3. Tip Model için Genel Geometri ve Mesh Yapısı

Her tipteki sonlu elemanlar modelinin oluşturulması için elde edilmiş olan parametreler aşağıdaki gibidir:

Tablo 4.1 Montajı Oluşturan Unsurların Malzeme Özellikleri

PARÇALAR	ELEMAN TİPİ	KALINLIK (mm)	ELASTİK MODÜL (Gpa)	POISSON ORANI	YOĞUNLUK (g/cm ³)	KOPMA GERİLMESİ (MPa)	AKMA GERİLMESİ (MPa)	KESME MODÜLU (GPa)
1 ST37 3U	İnce Kabuk 163	3	200	0.29	7.87	415	230	80
2 Alüminyum 1350-H12	İnce Kabuk 163	2.8	68.9	0.33	2.705	96.5	82.7	62.1
3 AISI 1008 (ÇELİK)	İnce Kabuk 163	1.8	200	0.29	7.872	303	180	80
4 ALKYD PLASTİK	Katı 164	-	FLEXURAL MODULUS 17 GPa	-	2.5		140	
5 AISI 1040 (ÇELİK)	İnce Kabuk 163	3-5	200	0.29	2.845	655	585	80

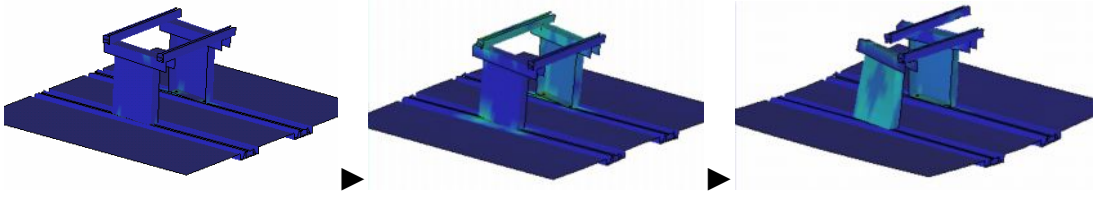
5. SONUÇLAR

3 tip sonlu elemanlar modeli için 3 çeşit sonuç dosyası alınmıştır. Hesaplama süreleri ve optimizasyon nedeni ile analiz tekrarı sayısı yüksektir. Sonuçlar düşünüldüğünde, makul ve gerçek testlerde alınacak sonuçlara yakındır; farklı modeller için birbirinden uzak sonuçlar alınmamıştır. Sonuçlar detaylı incelendiğinde:

Analiz 1:

Adım 1:

Bu analiz, iki kısma ayrılmış olan 1. Tip analizin ilk kısmını oluşturmaktadır. Çalışma, kütle(mass) eleman, ilk hız ve ivme faktörlerinin, bağlantı elemanlarını sembolize eden nokta kaynaklar(spotweld) ve bu elemanlara bağlı bağlantı bölgeleri üzerindeki etkisini inceler. Çarpışma veya kaza sırasında oluşan ana hasar ya da deformasyon bu bölgelerde meydana gelmektedir. 1. Tip sonlu elemanlar modeli hazırlandıktan sonra explicit kod (.k) ANSYS™ Ls-Dyna tarafından oluşturuldu. Yaratılan bu kod, analizler sonrasında optimizasyon gerekirse, sonlu elemanlar modeline LS-Prepost™ vasıtası ile kolayca müdahale etmemizi sağlar. Bu ilk analiz için seçilen toplam kütle eleman değeri 85 kg' dır ve bu; koltuğun yumuşak dokusu, onun iskelet konstrüksiyonu ve yetişkin bireyi temsil eden insan modelini içerir. Nokta kaynakların davranışını görmek amacı ile bu kütle eleman değeri biraz abartılmıştır. Analizin hesaplanması sonucunda elde edilen simülasyon dataları Şekil 5.1' da üç resim olarak gösterilmiştir. Ön işlemcide girilen parametrelerden ilk hız değeri 17 m/sn ve çarpmayı temsil eden eksi ivme değeri -50 m/sn^2 'dir. Bunun anlamı açık bir şekilde, sistemin 0.3 sn gibi bir sürede duracağına işaretler.



Şekil 5.1 Analiz 1, Adım 1 İçin Sonuçlar

Enteresan sonuçlar elde edildi. Büyük kütle eleman faktörünün etkisi ile yüksek gerilme(stress) değerleri oluştu ve bazı nokta kaynaklar kırılmak zorunda kaldı. Gerçek bir kazada yolcu için ölümcül bir sonuç oluştu. Nokta kaynaklar harici diğer bağlantı bölgesi elemanları için de kopma ve gerilmelerinin geçilip geçilmediği incelenmiş ve bir tablo halinde sunulmuştur. Sembolik nokta kaynakların mukavemeti ile ilgili hesaplama yukarıdaki bölümde anlatılmıştır.

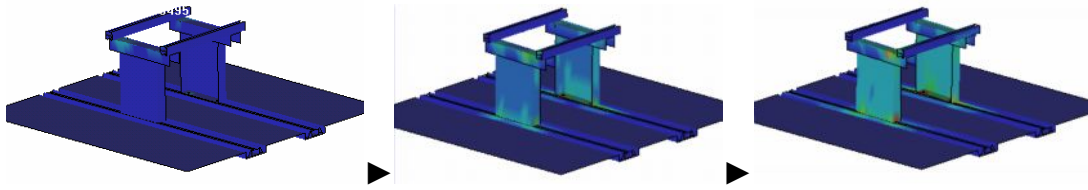
Zaman – Gerilme tablosu, bağlantı bölgesi için aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

Tablo 5.1 Analiz 1, Adım 1 için Bağlantı Bölgesi Gerilme Değerleri

TIME (sec)	Von Misses Stress (Mpa)
0	0
0.05	125.628
0.1	356.592
0.15	487.781
0.2	572.652
0.25	625.993
0.3	660.235

Adım 2:

Bu analizin önceki adımdan tek farkı, kütle eleman değeridir. Ls-Prepost™ kullanılarak mevcut tüm parametreler üzerinde değişiklik yapmak çok kolaydır. Kütle eleman değeri bu adımda 55 kg' a çekilmiştir ve bu koltuk üst dokusu ile beraber bir çocuğu temsil etmektedir. Aşağıdaki 3 resim analiz hesaplandıktan sonra elde edilen simülasyon sonuçlarını göstermektedir.



Şekil 5.2 Analiz 1, Adım 2 için Sonuçlar

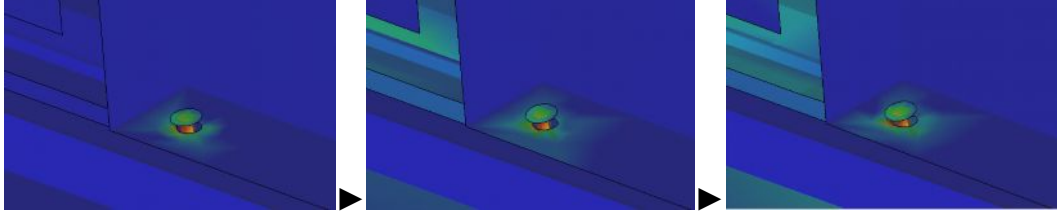
Kırılan herhangi bir nokta kaynağı yoktur. Bu koşullar altında sistemin mukavemetinin güvenilir olduğu görülmüştür. Bağlantı elemanları bölgesinde oluşan gerilmeler aşağıdaki tablo ile sunulmuştur.

Tablo 5.2 Analiz 1, Adım 2 için Bağlantı Bölgesi Gerilme Değerleri

TIME (sec)	Von Misses Stress (Mpa)
0	0
0.05	114.726
0.1	349.391
0.15	387.781
0.2	403.439
0.25	467.668
0.3	475.813

Analiz 2:

Bu analiz tipi basitleştirilmiş kabuk cıvata elemanlarını içerir. Oluşan gerilmelerin cıvata üzerindeki etkisini daha gerçekçi görmek üzere bu analiz tipi seçilmiştir. Kullanılan cıvataların sonlu elemanlar modeli daha önceki bölümlerde anlatılmış ve sergilenmiştir. Cıvata yüzeyi dışa doğru 0 ve içe doğru yarıçap kadar kalınlık içerir. Bu, kabuk eleman ile cıvata temsil etmeyi sağlayan bir metottur. Cıvata başları ve somunlar aynı şekilde kabuk eleman ile modellenmiş ve gerekli kalınlık girilmiştir. ANSYS™ Ls-Dyna ile analiz hesaplandıktan sonra sonuçlar LS-Prepost™ ile alınmıştır. Üç figür simülasyon sonuçlarını özetlemektedir. Sonlu elemanlar modelinde kullanılan kütle eleman değeri 55 kg ile tekrar bir çocuğu temsil etmektedir.



Şekil 5.3 Analiz 2 için Cıvata Bölgesinde Sonuçlar

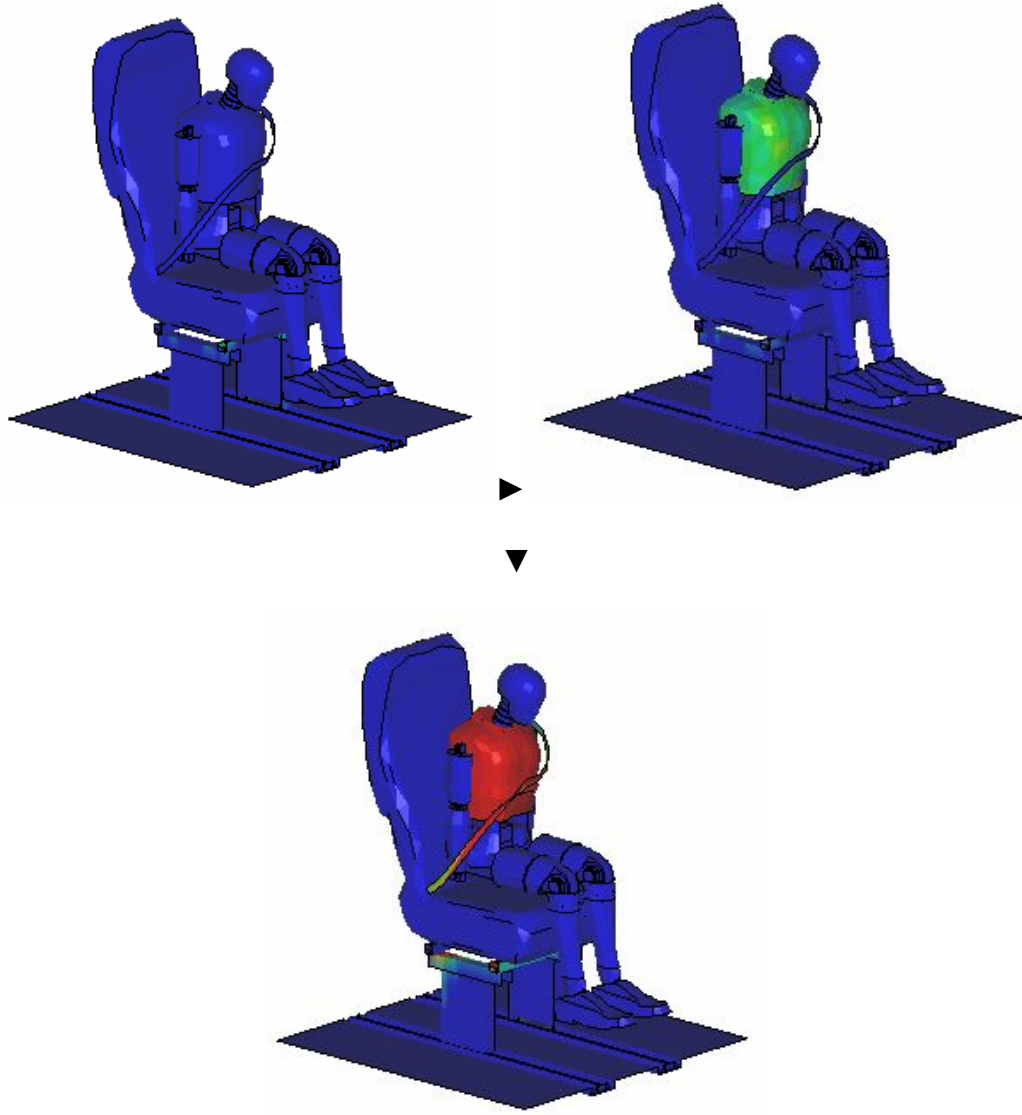
Gerçek cıvata ile yapılan analiz sonuçlarında gerilme değerleri beklenenden biraz daha yüksek çıkmıştır, ancak sistemin mukavemetinin korunduğu da görülmüştür. Sonlu elemanlar modeli hazırlanırken seçilen zaman adımı çözüm esnasında karşılaşılan sorunlar nedeni ile diğer analizlere nazaran daha küçük tutulmuş ve dolayısı ile çözüm zamanı uzamıştır. Zaman adımları, eleman sayıları ve çözüm zamanı ileride bir tablo ile belirtilecektir. Bu analiz için, cıvata üzerinde ve bağlantı bölgesinde Zaman – Gerilme tablosu aşağıdaki gibidir.

Tablo 5.3 Analiz 2 için Bağlantı Bölgesi Gerilme Değerleri

TIME (sec)	Von Misses Stress (Mpa)
0	0
0.05	133.740
0.1	395.729
0.15	501.836
0.2	561.491
0.25	628.738
0.3	549.872

Analiz 3:

Bu komple analiz, insan modeli, emniyet kemeri ve koltuk üst dokusu ile birlikte, hız ve ivmenin bağlantı elemanları ve sac metal konstrüksiyon üzerindeki etkisini inceler. Membran elemanlar ile modellenmiş olan emniyet kemeri koltuk üzerine oturmuş olan insan modelini sabitler. Kullanılan Hybrid III 95th% Rigidize Dummy örneği 45 kg ağırlığı ile bir çocuğu sembolize eder. Koltuk üst yumuşak dokusu katı elemanlar ile mesh' lenmiş ve daha sonra rijit elemana çevrilmiştir. %95' lik kısmı rijit olan dummy modelinde ise sadece göğüs bölgesinde oluşan gerilmeler görülebilecektir. Sonuçlar, sac metal konstrüksiyon, emniyet kemeri ve insan modelinin göğüs kısmı ve özellikle bağlantı elemanları bölgesindeki gerilmeleri göstermektedir. Analizde tekrar sembolik nokta kaynağı uygulaması gerçek cıvata modeli yerine kullanılmıştır.



Şekil 5.4 Analiz 3 için Tüm Model Bazında Sonuçlar

Analizin sonucunda görülmüştür ki bağlantı elemanları ve onlara bağlı bölgelerde akma ve kopma gerilmeleri aşılmamıştır. Sistem bu koşullar altında mukavimdir. Bağlantı bölgesinde oluşan gerilmelerin zamana bağlı gösterimi Tablo 5.4' de özetlenmiştir.

Tablo 5.4 Analiz 3 için Bağlantı Bölgesi Gerilme Değerleri

Zaman (sn)	Von Misses Stress (Mpa)
0	0
0.05	133.592
0.1	384.831
0.15	487.749
0.2	518.714
0.25	441.384
0.3	394.795

Analizler sırasında kullanılan sonlu elemanlar parametreleri, eleman sayıları ve çözüm zamanlarını özetleyen bir tablo aşağıda sunulmuştur.

Tablo 5.5 Analiz Süreçlerinin Genel Özellikleri

Model	Toplam Eleman Sayısı	Modelleme Süresi (dak)	Zaman Adımı (sn)	Hesaplama Süresi (saat)
1. TİP	3845	240	-1 E-7	78
2. TİP	7881	300	-3 E-8	349
3.TİP	8086	360	-1 E-7	304

6. DEĞERLENDİRMELER VE ÖNERİLER:

Yapılan analizlerde model mantıklı hazırlandığı sürece mantıklı sonuçlar alınmıştır. Optimum bir sonlu elemanlar modeli elde edebilmek için çoğu zaman CAD modeline geri dönülerek, LS-Prepost™ ' da modifikasyon yaparak ve deneme yanılma metodu ile onlarca analiz hesaplanarak, kabul edilebilir ve tutarlı analiz sonuçlarına ulaşılmıştır.

Aynı koltuk modeli ile yapılmış fiziksel test sonuçları mevcut değildir ancak benzer koltuklarla yapılmış testler ile kıyaslanınca sonuçlar, bu tip analizlerin sanal ortamda gerçekleştirilebileceğini göstermiştir. Önceden yapılmış çalışmaların yanı sıra özellikle en kritik unsurlar olan bağlantı elemanlarına odaklanılmıştır.

Birinci tip analizin ilk basamağında araç koltuğu yüksek kilolu insan modelinin etkisi ile mukavemet sınırları içinde kalmamıştır. Diğer modellerde mass(kütle) eleman ve dummy(insan modeli) üzerinde yapılan optimizasyon ile mukavemet sınırları dahilinde sonuçlar alınmıştır. Bu, koltuğun makul insan ölçüleri için kullanılabilir olduğunun göstergesidir.

Deformasyonun analiz sonucunda teşhisi için bir nonlinear sonlu elemanlar modeli hazırlanarak hesaplanabilirdi. Ancak Tablo-5.5' de görüldüğü üzere hesaplama sürelerinin uzunluğu, mevcut durumda buna izin vermemiştir. Nonlinear bir analiz şansı olsaydı 2. Tip analizde civata gövdeleri ölü eleman ile modellenerek gerçek kırılma durumu; mukavemet ve deformasyonun yanı sıra simüle edilebilirdi.

İki, üç haftaya yaklaşan hesaplama süreleri bu tip analizler için çok iyi bir bilgisayar konfigürasyonunun ya da bir 'clutcher' ın gerekliliğini ortaya koymuştur.

KAYNAKLAR

- 1) Hallquist, J.O., LS-DYNA Theoretical Manual, LSTC, Livermore 1997
- 2) Hallquist, J.O., LS-DYNA Keyword User's Manual Version 970, LSTC, 2003
- 3) Bathe, K. J. Finite Element Procedures, John-Wiley and Sons, NY, 1996.
- 4) ANSYS Inc., ANSYS User Guide Version 8.0, 2003
- 5) Lacombe J.,L., Smoothed particle hydrodynamics (SPH): A New Feature In LS-DYNA. 7th International LS-DYNA Users Conference, Dearborn, Michigan, May 19–21, 2002. p. 7.29–34.
- 6) Souli M, Olovsson L, Do I. ALE and Fluid/Structure Interaction Capabilities In LS-DYNA. 7th International LSDYNA Users Conference, Dearborn, Michigan, May 19–21, 2002. p. 10.27–36.
- 7) Kobayashi S., OH, S.I. and Altan T. Metalforming and the Finite-Element Method. Oxford University Press. 1989.
- 8) A. Deb, M. S. Mahendrakumar, C. Chavan, J. Karve, D. Blankenburg and S. Storen Design of an aluminium based platform for front impact safety
- 9) Behr, M.; Arnoux, P.J.; Serre, T.; Bidal, S.; Kang, H.S.; Thollon, L.; Cavallero, C.; Kayvantash, K.; Brunet, C., A Human Model for Road Safety: From Geometrical Acquisition to Model Validation with Radioss. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, pp. 132-065.
- 10) Choi, H. ; Shin, J. ; Lee, I. , Finite Element Modeling of THOR-LX and Its Application (Hyundai Motor Co. & KIA Motors Corp) , 2001, pp. 05-0125.
- 11) Zhao, J. ; Narwani, G. ,Development of a Human Body Finite Element Model for Restraint System R&D Applications (TAKATA – Automotive Systems Laboratory, Inc.) , 2004, pp.05-0399.
- 12) Rashidy, M. ; Deshpande, B. ; Morris, R. Analytical Evaluation of an Advanced Integrated Safety Seat Design in Frontal, Rear, Side, and Rollover Crashes (National Highway Traffic Safety Administration) , 2003, pp. 305.

- 13) Zhao, J. ; Narwani, G. ,Impact Testing and Simulation of a Crashworthy Composite Fuselage Section with Energy-Absorbing Seats and Dummies. (US Army Research Laboratory) , 2003.

ÖZGEÇMİŞ

Artanç BULGUR, 1981 yılında Ankara'nın Çankaya ilçesinde dünyaya gelmiştir. İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2002 yılında mezun olmuştur. İformatik Bilgisayar Sist. A.Ş 'de PLM Proje Mühendisi olarak, Makino-CNC Teknoloji Şti.'nde ise uygulama mühendisi olarak çalışmıştır. Artanç BULGUR, 2002 yılından beri Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Tasarım ve İmalat Mühendisliği Bölümü'nde eğitimini sürdürmektedir.