

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YERLİ ÜRETİM BİR OTOBÜS GÖVDESİNİN
SANAL VE GERÇEK PROTOTİPLEMEYLE
KARŞILAŞTIRMALI MUKAVEMET ANALİZLERİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Müh. Ahmet AVCI**

Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV

ŞUBAT 2007

**YERLİ ÜRETİM BİR OTOBÜS GÖVDESİNİN
SANAL VE GERÇEK PROTOTİPLEMEYLE
KARŞILAŞTIRMALI MUKAVEMET ANALİZLERİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Müh. Ahmet AVCI
503031001**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 22 Kasım 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 25 Ocak 2007**

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Murat EREKE

Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Ahmet GÜNEY

Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOL (Y.T.Ü)

ŞUBAT 2007

ÖNSÖZ

Öğrenim hayatım boyunca benden desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen sevgili aileme, tez çalışmam boyunca değerli görüşleriyle beni aydınlatan çok kıymetli tez danışmanım Prof. Dr. Murat EREKE'ye, İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı'nın değerli öğretim üyelerine, çalışmamın otomotiv sanayisinin de ortak bir çalışması olması konusunda yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen Otoyol Sanayi A.Ş. adına Ersan KURT'a teşekkür ederim.

Şubat 2007

Ahmet AVCI

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi
1. GİRİŞ	1
2. OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE SONLU ELEMANLAR METODU KULLANIMI	4
2.1 Burulma Rijitliği Analizi	5
2.2 Frekans Analizi	7
2.3 Tavan Çökme Analizi (CUNA)	8
2.4 Devrilme Analizi (ECE R66)	9
3. ÇALIŞMANIN AYRINTILARI	12
3.1 Konu ve Çalışmanın Amacı	12
3.1.1 Gövde ve Şasiye Ait Geometrik Modeller	13
3.2 Kullanılan Eleman Tipi, Özellikleri	17
3.3 Kullanılan Malzeme Tipleri ve Özellikleri	19
3.4 Yapıya Etkiyen Yük ve Sınır Şartları	20
3.4.1 Burulma Rijitliği Analizi	20
3.4.2 Frekans Analizi	21
3.4.3 Tavan Çökme Analizi (CUNA)	23
3.4.4 Devrilme Analizi (ECE R66)	23
3.5 Gövde ve Şasiye ait Sonlu Elemanlar Modeli	25
4. ANALİZ SONUÇLARI	28
4.1 Burulma Rijitliği Analizi	28
4.1.1 Komple Camsız Aracın Burulma Rijitliği	28
4.1.1.1 Önden Burulma Rijitliği Analizi	28
4.1.1.2 Arkadan Burulma Rijitliği Analizi	29
4.1.2 Gövde Burulma Rijitliği	29
4.1.2.1 Önden Burulma Rijitliği Analizi	29
4.1.2.2 Arkadan Burulma Rijitliği Analizi	30
4.1.3 Şasi Burulma Rijitliği	30

4.1.3.1 Önden Burulma Rijitliği Analizi	30
4.1.3.2 Arkadan Burulma Rijitliği Analizi	31
4.1.4 Komple Camlı Aracın Burulma Rijitliği	31
4.1.4.1 Önden Burulma Rijitliği Analizi	31
4.1.4.2 Arkadan Burulma Rijitliği Analizi	32
4.2 Frekans Analizi	32
4.3 Tavan Çökme Analizi (CUNA)	36
4.3.1 Lineer Malzeme ile Tavan Çökme	36
4.3.2 Non-Lineer Malzeme ile Tavan Çökme	37
4.4 Devrilme Analizi (ECE R66)	39
5. TESTLER	41
5.1 Tavan Çökme Testi (CUNA)	41
5.2 Devrilme Testi (ECE R66)	43
6. SONUÇLARIN İRDELENMESİ VE YORUMLAR	47
KAYNAKLAR	53
ÖZGEÇMİŞ	54

KISALTMALAR

MFM	: Matrix-Force Method
LİSO	: Lineer izotropik malzeme modeli
BİSO	: Bi-lineer izotropik malzeme modeli
CUNA	: (Commissione Tecnica di Unificazione nell'Autoveicolo) tavan yapısının dayanımı konusunda büyük yolcu taşıtlarının onayı ile ilgili hükümleri kapsayan regülasyon.
ECE R66	: (Economic Commission for Europe Regulation No:66) İskelet yapısının dayanımı konusunda büyük yolcu taşıtlarının onayı ile ilgili hükümleri kapsayan regülasyon.
NVH	: Gürültü, titreşim ve sertlik (Noise, Vibration and Harshness)

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1: Gerçek ve Sanal Taşıt Kütle Mukayeseleri.....	17
Tablo 3.2: Malzeme Özellikleri.....	19
Tablo 6.1: Burulma Rijitliği Katsayıları.....	47
Tablo 6.2: Eurobus Tector doğal frekans sonuçları.....	48
Tablo 6.3: Taşıt NVH karakteristikleri.....	49
Tablo 6.4: Eurobus Tector düşey yönlü tavan çökme sonuçları.....	50

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1:	Bir sonlu eleman modelinde düğüm noktaları ve elemanlar.....	4
Şekil 2.2:	Taşıtı burulmaya zorlayan kuvvetler	6
Şekil 2.3:	Tavan çökme analizine girecek taşıt modeli.....	8
Şekil 2.4:	CUNA test düzeneği.....	9
Şekil 2.5:	ECE R66 test standı	10
Şekil 2.6:	Eurobus Tector için Otoyol'un ECE R66 test standı	10
Şekil 2.7:	LS-DYNA programı ile yapılan non-lineer ECE R66 analizi	11
Şekil 3.1:	Sac profil için et kalınlığı gösterimi.....	12
Şekil 3.2:	Eurobus Tector'a ait gövde gövde modeli	13
Şekil 3.3:	Basitleştirilmiş Eurobus Tector'a ait gövde modeli	14
Şekil 3.4:	Eurobus Tector'a ait şasi modeli	15
Şekil 3.5:	Eurobus Tector'a ait basitleştirilmiş gövde modeli	16
Şekil 3.6:	Eurobus Tector'a ait basitleştirilmiş şasi modeli.....	16
Şekil 3.7:	Dört düğüm noktalı elastik kabuk eleman (Shell 181).....	18
Şekil 3.8:	Ansys malzeme modeli gösterimleri	20
Şekil 3.9:	Burulma rijitliği analizi sınır şartları	21
Şekil 3.10:	Frekans analizi sınır şartları	22
Şekil 3.11:	Tavan çökme analizi sınır şartları.....	23
Şekil 3.12:	ECE R66 analizi sınır şartları	24
Şekil 3.13:	Eurobus Tector aracına ait sonlu elemanlar modeli	26
Şekil 3.14:	Eurobus Tector şasisine ait sonlu elemanlar modeli	26
Şekil 3.15:	Eurobus Tector gövdesine ait sonlu elemanlar modeli	27
Şekil 4.1:	Camsız şasili gövde düşey deformasyonu sonucu (ön).....	29
Şekil 4.2:	Camsız şasili gövde düşey deformasyonu sonucu (arka).....	29
Şekil 4.3:	Gövde için önden burulma rijitliği analizi düşey deformasyon sonuçları.....	30
Şekil 4.4:	Gövde için arkadan burulma rijitliği analizi düşey deformasyon sonuçları.....	30
Şekil 4.5:	Şasi için önden burulma rijitliği analizi düşey deformasyon sonuçları.....	31
Şekil 4.6:	Şasi için arkadan burulma rijitliği analizi düşey deformasyon sonuçları.....	31
Şekil 4.7:	Camlı şasili gövde düşey deformasyonu sonucu (ön).....	32
Şekil 4.8:	Camlı şasili gövde düşey deformasyonu sonucu (arka).....	32
Şekil 4.9:	1. Doğal frekans sonucu (4,649 Hz).....	33
Şekil 4.10:	2. Doğal frekans sonucu (8,839 Hz).....	33
Şekil 4.11:	3. Doğal frekans sonucu (13,098 Hz).....	34
Şekil 4.12:	4. Doğal frekans sonucu (15,550 Hz).....	34
Şekil 4.13:	5. Doğal frekans sonucu (15,957 Hz).....	35
Şekil 4.14:	6. Doğal frekans sonucu (18,719 Hz).....	35

Şekil 4.15:	Lineer malzeme modeli ile tavan çökme analizi sonucu.....	36
Şekil 4.16:	Lineer malzeme modeli ile tavanda meydana gelen gerilme sonucu..	37
Şekil 4.17:	Non-lineer BISO malzeme modeli ile düşey deformasyon sonucu....	38
Şekil 4.18:	Non-lineer BISO malzeme modeli ile gerilme sonucu.....	38
Şekil 4.19:	ECE R66 analizi toplam deformasyon sonucu (önden).....	39
Şekil 4.20:	ECE R66 analizi toplam deformasyon sonucu (yandan).....	40
Şekil 5.1:	Eurobus Tector için tavan çökme testi.....	42
Şekil 5.2:	Tavandan çökme değerlerinin alınması.....	43
Şekil 5.3:	ECE R66 test standı.....	44
Şekil 5.4:	ECE R66 testi ile devrilmiş araç.....	44
Şekil 5.5:	ECE R66'ya uygun güvenlik hacmi.....	45
Şekil 5.6:	ECE R66 testi sonucu (yan profiller).....	46
Şekil 5.7:	ECE R66 testi sonucu (tavan profili).....	46
Şekil 6.1:	Çiftli profillerin gösterimi.....	51

SEMBOL LİSTESİ

C_{tr}	: Burulma rijitliği katsayısı (Nm/rad)
M_{br}	: Burulma momenti (Nm)
Φ	: Burulmaya çalışan şasinin birim dönme açısı (rad)

YERLİ ÜRETİM BİR OTOBÜS GÖVDESİNİN SANAL VE GERÇEK PROTOTİPLEMEYLE KARŞILAŞTIRMALI MUKAVEMET ANALİZLERİ

ÖZET

Otomotiv sektöründe artan rekabet, firmaların kullandıkları tasarım yöntemlerini değiştirmeye zorlamıştır. Tasarımı yapılan araçların, en kısa sürede problemsiz ve düşük tasarım maliyetlere sahip olması istenmektedir. Bunun gerçekleşmesinde, bilgisayar destekli mühendislik programlarının etkin kullanımı da büyük ölçüde etken olmuştur.

Bu çalışmada, temel olarak çeşitli testleri (CUNA ve ECE R66 gibi) yapılan Eurobus Tector tipi aracın, sonlu elemanlar metoduyla temel mukavemet analizlerini aynı prensiplerle ve sınır şartları ile yaparak çıkan sonuçların bu test sonuçları ile karşılaştırılması amaçlanmıştır. Testleri yapılmayan frekans analizi ve burulma rijitliği katsayısı çıkarılması analizleri de araştırma amaçlı olarak yapılmıştır. Bu amaçlarla, aracın Catia V5 ortamında 3 boyutlu katı modeli oluşturulmuş, buradan yola çıkılarak kabuk modeli hazırlanmış ve bu kabuk model Ansys yazılımı içine transfer edilerek sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir.

Çalışmada, öncelik olarak otomotiv sektöründe sonlu elemanlar metodunun kullanım alanlarından bahsedilmiş olup uygulamalar üzerinden örnekler verilmiştir. Daha sonra, çalışmanın sonuçlarını ortaya koyacak analizler için ortak olan arayüz üzerinde yapılan işlemler anlatılacak, bunun sonrasında ise her analiz için farklı yük, sınır şartları ataması yapıldığından bahsedilecektir.

Son kısımda, bütün çalışmaların sonuçlarının özetleri, test sonuçları ile karşılaştırmaları, uygunlukları tartışılacaktır.

COMPARATIVE STRUCTURAL ANALYSIS OF VIRTUEL AND ACTUAL PROTOTYPING OF DOMESTIC BUS SUPERSTRUCTURE

SUMMARY

The rising competition in automotive industry forced the firms to change their design techniques. The new designs are expected to cost less time and money. This facts can be count as the main reason for the development of today's computer adided design and analysis techniques.

The main aim of the thesis is comparing some basic test results (like CUNA and ECE R66) with the results of the Eurobus Tector's finite element method analysis under same boundary conditions. Unachievable tests, like frequency and torsional rigidity were done only for the research.

Under these conditions, 3D solid model was prepared in Catia V5 enviroment, and extracted its midsurfaces to have a shell model, transferred into Ansys environment for doing analyses.

Firstly, some application areas were mentioned and some examples which were frequently used in automotive industry were given. After that, some application areas which would be common for all analyses, like selecting element type, material type and etc. were mentioned for Ansys environment. Secondly, again some application areas which would be differ from for each other for all analyses and, like loads and boundary and conditions were mentioned in Ansys environment.

Lastly, it was summarized the all analysis results and all results were compared between test and finite element method.

1. GİRİŞ

Bu çalışmada, Otoyol Sanayi A.Ş. tarafından üretilen ve yurt dışına ihraç edilmek istenen Eurobus Tector tipi araçlara uygulanan bir takım testlerin, benzer sınır şartları altında sonlu elemanlar benzeşimi kurularak analizlerinin yapılması amaçlanmıştır. Bu bağlamda testleri yapılan Tavan Çökme ve Devrilme işlemleri, bazı varsayımlarla sonlu elemanlar metodu ile analiz edilerek karşılaştırmaya gidilmiştir. Testleri yapılmayan frekans ve burulma rijitliği analizleri ise araştırma amaçlı olarak yapılarak literatürdeki benzer sonuçlarla karşılaştırılmış ve bütün sonuçlar ortaya konmuştur.

Otobüslerin mekanik tasarımında, geometrik çözümlerin, mukavemet, titreşim ve ısı transferi gibi pek çok analize tabii tutulması gerekmektedir. Bu durumda, üretim süreleri ve maliyetler de oldukça yükselecektir. Bunun doğal sonucu olarak, bilgisayar destekli mühendislik programlarının da tasarıma yön verecek şekilde kullanımıyla, ilk ürünlerdeki hataların en aza indirilmesi tasarımcının hedefi olmaktadır. Bilgisayar ortamında gerçekleştirilen tüm bu çalışmalar sayesinde üretim ve prototip sürelerini kısaltırken maliyetleri de düşürecektir. Bu sayede ürün kalitesi ve güvenilirliği artacaktır.

Bütün mekanik problemler içinde daha önemli bir yer tutan titreşim, hem yolcu konforunu hem de otobüsü oluşturan komponentler için problem teşkil etmektedir. Hareket eden ilk taşıttan bugüne kadar bu problemin çözülmesi için çeşitli sistemler tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Yol yapımı, taşıt üretim teknikleri ve kullanılan teknolojiler ilk zamanlara göre büyük gelişmeler göstermiş, bu gelişmeler ışığında taşıtların titreşim konforu da sürekli iyileşme göstermiştir.

Bütün taşıtlar kendilerini ve üzerindeki yükü taşıyan bir gövdeye sahiptir. Kullanım amacına göre farklı olmakla birlikte taşıtların gövdesini iki kısımda incelemek mümkündür. İlki, tıpkı iskelet sistemi gibi ana taşıyıcılık görevi üstlenen şasi; diğeri ise taşıta dış görünümünü veren, taşıtın görevini yerine getirmesini sağlayan ana hacmi oluşturan gövdedir. Şasi ve gövdenin ayrı olarak kullanıldığı araçlar

günümüzde kamyon, otobüs gibi ağır yük ve çalışma şartlarında çalışan araçlardır. Ağırlık problemi sebebiyle otomobil ve hafif ticari araçlar bu iki komponenti kullanmak yerine takviye edilmiş karoseri ile yekpare gövde halinde üretilmektedirler.

Otomotiv sektöründe artan rekabet firmaların kullandıkları tasarım yöntemlerini değiştirmeye zorlamıştır. Tasarlanan araçların kısa zamanda problemsiz ve düşük tasarım maliyetine sahip olması istenmektedir. Bu gerçekler, günümüz bilgisayar destekli tasarım ve analiz yöntemlerinin oluşmasında büyük ölçüde etken olmuşlardır.

Bu çalışmada, Otoyol Sanayi A.Ş. tarafından prototipi üretilen Eurobus Tector tipi araca ait 3 boyutlu katı model Catia V5 ortamında konstrüktörler tarafından oluşturulmuş olup, bu model üzerinden gidilerek, test şartlarını temsil edecek bir model hazırlanmıştır. Ansys sonlu elemanlar yazılımında gerçekleştirilen pre-processing denilen ilk işlemlerle katı model kabuk model haline getirilmiş ve analizler bu model üzerinden farklı sınır şartı/yükler verilerek tekrar edilmiştir. Aracın yurt dışına ihraç edilmek istenmesi üzerine ECE R66 ve CUNA standartlarında sertifikalara sahip olunması istenmiştir. Bunun üzerine araç, ECE R66 testi için devrilme test standında şartnameye uygun şekilde devrilerek istenen şartları yerine getirecek bazı ölçümler yapılmıştır. Aynı şekilde, tavan çökme testi (CUNA) şartnameye uygun şekilde test düzeneği hazırlanarak araca uygulanmıştır. Bu çalışmada, yapılan testleri simüle edecek benzeşimler oluşturulurken, aynı model üzerine testleri yapılmayan ve aracın mukavemet/titreşim karakteristikleri hakkında bilgi veren bazı analizler de yapılmış ve literatür ile karşılaştırılmıştır.

Çalışmada, Ansys sonlu elemanlar analiz programı içerisinde, araç kompleksine ait 3 boyutlu katı model, et kalınlıklarının silinmesi suretiyle 2 boyutlu kabuk model haline getirilmiş, profillerde kullanılan malzemenin mekanik özellikleri tedarikçi firmadan istenmiş ve bu mekanik özellikler analize dahil edilmiştir. Çeşitli ağ (mesh) yapıları geliştirilmiş ve optimum eleman sayısı/düğüm noktası sayısı hesaplanarak analizler bu ortak model üzerinde yürütülmüştür. Yükleme ve sınır şartları her analiz için farklılık göstermekle birlikte, yine her analiz için en doğru ve test şartlarını temsil edebilecek yükleme/sınır şartları uygulanmıştır. Problemin tipine göre lineer ve non-lineer yaklaşımlar yapıp buna göre analizler yapılmış ve buradan çıkan sonuçlar da yoruma eklenmiştir.

2. OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE SONLU ELEMANLAR METODU KULLANIMI

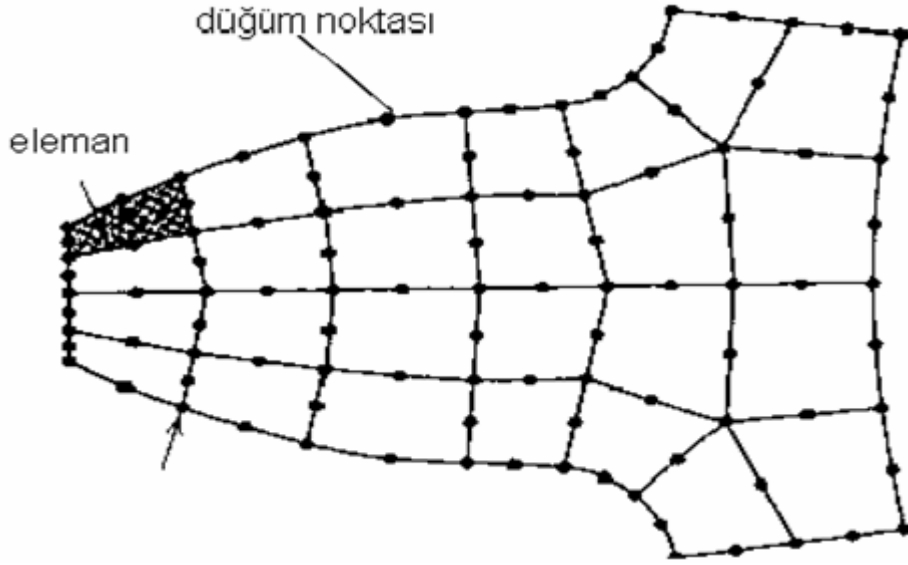
Taşıt tasarımı ile ilgili gelişmede konvansiyonel hesap yöntemlerin yetersiz kaldığı durumlarda “Sonlu Elemanlar Metodu” önemli bir çıkış noktasıdır. Sonlu elemanlar metodunun gerçek anlamda avantajlı olabilmesi, metodun doğru kullanımına ve taşıtın geliştirilmesiyle ilgili süreçte hatasız olarak entegre edilmesine bağlıdır. Bunlar, bu konuda iyi yetiştirilmiş eleman, uygun bilgisayar donanımı ve bilgisayar destekli mühendislik paket programları gibi hususlardır.

Sonlu elemanlar metodu tek başına taşıt gövdesini geliştirmeye yeterli değildir. Ancak bu metod, geliştirme süresini kısaltmayı, hatalı geliştirmelerden kaçınmayı, böylece zaman, malzeme ve personel masrafından tasarrufta bulunmayı sağlar. Ayrıca geliştirme çalışmaları sırasında yapılan değişikliklerin aracın iskelet yapısı üzerinde meydana getirdiği etkilerin önceden görülmesini sağlayarak bir yandan geliştirme çalışmasında konstrüktörlere ve kritik noktaların tespiti konusunda ar-ge mühendislerine yol gösterici bir rol üstlenirken bir yandan da aracın kullanımı sırasında ileride meydana gelebilecek sorunların konumları hakkında bilgi verir. Bunların dışında, yeni modelleri yeni malzemelerle tamamen teorik olarak denemeye ve yeni geliştirmelere ışık tutmaya da yarar.

Sonlu elemanlar metodu matematikçilerden ziyade daha çok mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Metod ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer yer değiştirme alanı veya gerilme alanı; ısı transferi analizinde sıcaklık alanı veya ısı akısı; akışkanlar dinamiği problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur. Hesaplanan büyüklük alanının almış olduğu en büyük değer malzemeye göre akma kriteri, geometriye göre deformasyon gibi özel değerlerle karşılaştırılarak yorumlanır.

Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan birçok elemana bölünür. Şekil 2.1’de görüldüğü gibi elemanlar düğüm noktası adı verilen

noktalarda tekrar birleştirilirler. Bu şekilde matematiksel bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler düğüm noktalarındaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzbinlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.



Şekil 2.1: Bir sonlu eleman modelinde düğüm noktaları ve elemanlar

Sonlu elemanlar metodunda temel fikir sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar (genellikle polinomlar) ile temsil etmektir. Bunun anlamı bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün değeri o elemanın düğüm noktalarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunur. Bu nedenle sonlu elemanlar metodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler düğüm noktalarındaki değerlerdir.

Modelleme bir fiziksel yapı veya sürecin analitik veya sayısal olarak yeniden inşa edilmesidir. Sonlu elemanlar metodunda modelleme basitçe düğüm noktası ve elemanlardan oluşan bir ağ yapısı hazırlamak değildir. Problemi gerekli şekilde modelleyebilmek için gerekli sayı ve tipteki elemana karar vermek ancak problemin fiziğinin iyi şekilde anlaşılmasıyla mümkündür. Kötü şekil verilmiş elemanlar ile hesaplanması istenilen büyüklüğün hesaplama alanı içindeki değişimini yansıtamayacak kadar büyük boyutlu elemanlar modellemede istenmez. Diğer yandan zaman ve bilgisayar olanaklarını boş yere harcamamıza neden olacak çok sayıda elemanlardan oluşan bir modelleme de istenmemektedir. Hesaplanması istenilen büyüklüğü ve hesaplama alanı içindeki değişimini yeterli doğrulukta verecek kadar sıklıkta bir eleman dağılımına ihtiyaç vardır.

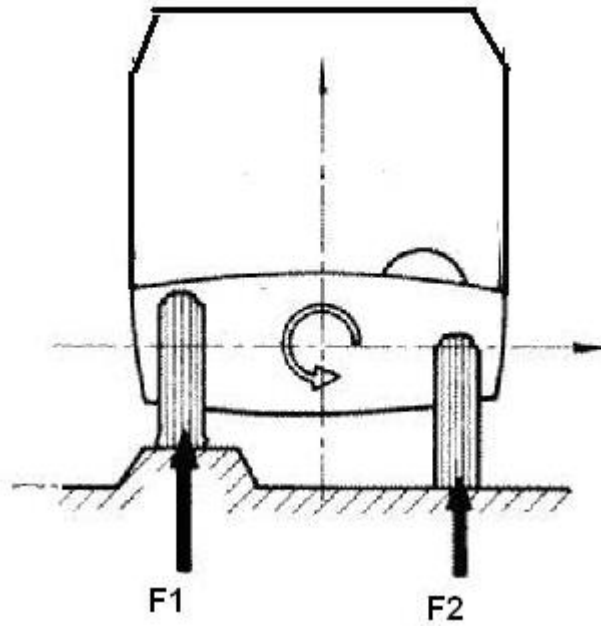
Otobüs gibi son derece kapsamlı bir taşıtın kabuk elemanlar kullanılarak detaylı bir modelin hazırlanması ve modelin gelecekte varolabilecek türevlerinde de kullanılabilmesi için modüler bir yapının oluşturulması gerekmektedir. Modelin hazırlanması esnasında dikkat edilmesi gereken husulardan birisi de basitleştirme de denilen ve taşıt üzerindeki hangi parçaların analize dahil edileceği, hangilerinin ise göz ardı edileceği konusudur. Bu ayrımı yapabilmek için parçaların araçtaki fonksiyonunun tam olarak anlaşılması gerekmektedir. Yük taşımayan, iletmeyen ve toplam rijitliğe etkisi olmayan özellikle dekoratif amaçlı kullanılan parçalar genellikle gözardı edilmektedir. Basitleştirme adına araçtaki küçük perçin/civata delikleri kapatılmış, küçük civata - somun bağlantıları kaldırılmış, küçük radyuslar silinerek düzeltilmiştir.

2.1. Burulma Rijitliği Analizi

Kamyon şasileri ile ilgili ilk çalışmalar 1968’lerde başlamıştır. 1977’de MFM metodu kullanılarak burulmaya çalışan şasi için bilgisayar programı geliştirilmiştir [1]. Bağlantılardaki çarpılma davranışı ve bağlantı esnekliği Beermann tarafından araştırılmıştır [2]. Şasi burulma rijitliği ile ilgili çalışma 1980 yılında Oehlschlaeger tarafından da yapılmıştır [3]. Yaklaşım metodu ile kamyon şasisinde burulma açısı ve burulma katılığını M. Ereke hesaplamıştır [4].

Burulma rijitliği katsayısının çıkarılmasındaki amaç, analizi yapılacak komponentin burulmaya karşı ne şekilde direnç göstereceğinin sayısal bir ifadesini bulmaktır. Burada analizi yapılacak komponent bir şasi, gövde veya ikisinin bir arada bulunduğu şasili gövde olabilmektedir. Katsayının çıkarılması, temel olarak taşıt makas bağlantı noktalarından taşıta etkiyen burulma momenti uygulanması olarak tarif edilebilir. Analiz sonucunda, makas bağlantı noktalarına etkiyen momente karşılık gelen bir α şasi dönme açısı bize burulma rijitliği hakkında bilgi verecektir.

Bu durum, taşıtın tekerleklerinden sadece birisinin bir tümsek veya kasise çarpması, diğerinin ise düzlükte olması gibi durumlarda yaşanır. Bu sayede sağ ve sol tekerlekler şasiye ilettikleri yük miktarı değişecek ve tekerlekler birbirine şasi uzunlamasına eksen etrafında göreceli olarak dönerek şasiyi burulmaya maruz bırakacaklar, bu da şasi ve gövde için problem teşkil etmektedir. Taşıtı burulmaya maruz bırakan kuvvetler Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2: Taşıtı burulmaya zorlayan kuvvetler

Burulma momentine maruz kalmış bir gövdenin, burulma rijitliği katsayısının çıkarılması için en uygun yöntem, uygun şartlarda hazırlanmış test düzeneğinde (load cell) aracın burulması yöntemidir. Fakat bu çalışmada sadece aracın sonlu elemanlar modelinin çıkarılarak analiz edilmesi yöntemi uygulanmıştır. Teoride burulma rijitliği katsayısının formülü aşağıdaki gibidir;

$$C_{tr} = \frac{M_{br}}{\Phi} \left(\frac{Nm}{rad} \right) \quad (1)$$

Formülden de anlaşılacağı burulma rijitliği katsayısı, şasinin burulmasını sağlayan birim dönme açısına denk gelen burulma momenti olarak düşünülebilir. Literatürde şasi, gövde ve şasili gövde için çıkarılmış bazı burulma rijitliği katsayıları mevcuttur. Bu değerlere göre yapılan analiz sonucuna göre taşıtın katı veya yumuşak karakteristikte olduğu hakkında yorum getirilebilir.

Taşıtların kullanılacakları yerlere göre ve kendilerinden beklenen fonksiyonlara bağlı olarak gövde katılıkları tasarım aşamasında hesaplanır. Otobüslerde olduğu gibi üzerinde uzun ve katı sayılabilecek karoseri bulunan şasilerin de katı olarak tasarlanması gerekmektedir. Böylece şasi burulması sebebi ile şasiye katı olarak bağlı bulunan karoseride meydana gelebilecek hasarların önüne geçilmiş olur. Yukarıda açıklanan nedenlerden dolayı burulmaya karşı katı olmalıdır ve ona göre tasarlanmalıdır.

Otobüs gövdesine ait burulma rijitliği katsayısının değerini esas olarak iskelet yapı belirler. Bunun yanında pratikte taşıt üzerindeki cam alanlarının çok geniş olması sebebiyle bu alanları dolduran camların da katılığı arttıracak şekilde burulmaya karşı bir direnç oluşturacağı varsayımından hareketle analize cam modelleri de dahil edilerek yapılan çalışmada ortalama olarak camların taşıtı % 24 - 38 oranında katılaştırdığı görülmüştür.

2.2 Frekans Analizi

Yapısal dinamik çalışmalarının en önemli amacı bir mühendislik ürününün çeşitli durumlarda göstereceği davranışlar hakkında fikir sahibi olmaktır. Bu ürün ister bir taşıt olsun, ister taşıt üzerinde bir komponent amaç sistemin işletme şartlarında dinamik cevabının durağan ve kararlı olması hedeflenir. Titreşim, hareket eden her mekanizmanın ortak problemidir. Sistemin düzgün olarak hizmet edebilmesi için ancak yapının hangi frekanslarda ne şekilde davrandığının bilinmesi sonucu yapılan çalışmalar ile mümkün olmaktadır.

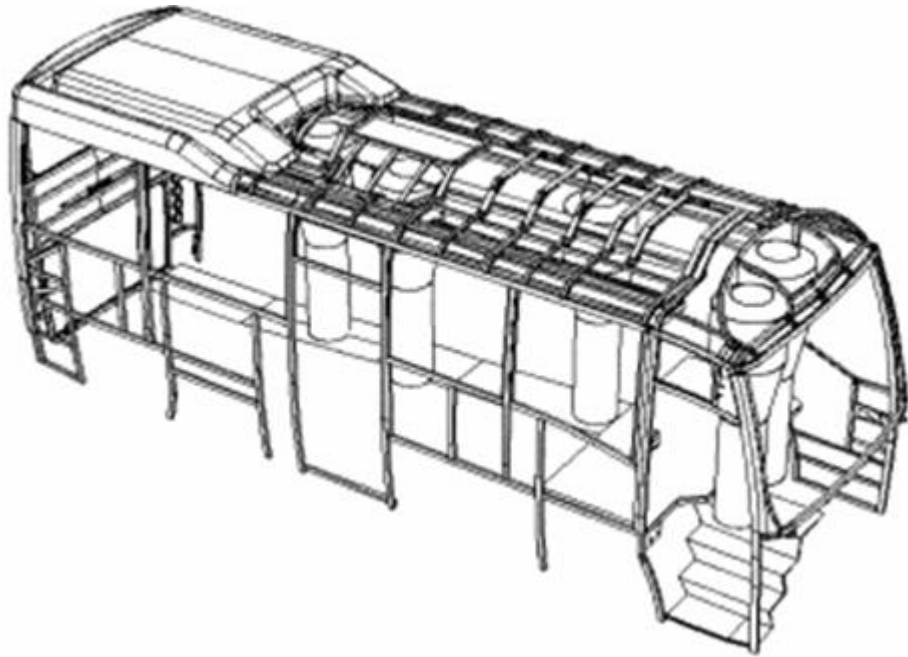
Frekans, diğer bir deyişle modal analiz bir yapının dizayn karakteristiklerine bağlı olarak sistem cevapları hakkında çok önemli bilgiler verir. Kurulan modal analiz modeli sayesinde sistemde daha sonradan yapılan değişikliklerin çalışma şartlarındaki etkilerini tahmin edebilmemiz açısından büyük geri beslemeler yapabilmektedir. Ayrıca yine bu sayede çalışma şartlarındaki değişimlerin sistem açısından ne gibi değişiklikler yarattığını da görmek mümkündür.

Modal analiz, temel olarak bir sistemin titreşimi neticesinde ortaya çıkan karmaşık sistemin basit modlara ve ayrı frekanslarda çözülmesi prensibine dayanır. Bu sayede sistemi taşıt olarak kabul edersek hangi frekanslarda rezonansa girdiği, hangi frekans aralıklarında kararlı bölgede kalabildiği görülebilmektedir. Bu sayede taşıta seyir esnasında etkiyen kuvvetlerin frekanslarının etkisinin nasıl sonuçlar doğurabileceği hakkında fikir sahibi olmamız mümkün olacaktır.

2.3 Tavan Çökme Analizi (CUNA)

Yolcu otobüslerinde pasif emniyet bakımından önemli kriterlerden birisi de tavan çökmesidir. Taşıtın ters devrilmesinden ötürü tavanının oluşacak çökme miktarının hesaplanmasının amaçlandığı bu çalışma, kazadan sonra yolcu mahallinde yolcuları

yaralanmaktan ve ölümden kurtaracak bir güvenlik hacminin kalmasını öngörmektedir. Çökme miktarının hiç bir şekilde güvenlik hacmine ulaşması istenmez. Bu konuda ülkelerin değişen standartları vardır. Tavan çökmesi için taşıtın ihraç edilmek istendiği ülkede CUNA standardı geçerlidir. Bu standarda göre yapılan testte taşıta ağırlığının yaklaşık 1,5 katı olan 10 ton ağırlık tavandan yayılı yük olarak verilmektedir. İskelet yapının üzerine gelen bu statik kuvvet altında azami çökmenin 100 mm'yi aşmaması istenmektedir. 10 tona eşdeğer yükün, tavana uygun formda hazırlanmış ahşap maçalar üzerindeki su depolarının tavana baskı yapması ile test tamamlanmıştır. Tavandaki kalıcı defromasyonların 100 mm altında kaldığı gözlemlenmiştir. Eurobus Tector araç, ihraç edildiği ülkenin gerektirdiği şartlardan dolayı Şekil 2.3'te de görüldüğü üzere boyu 1,90 m olan dummy mankenin koridordan geçebilecek şekilde tavanın modifiye edilmesi ile analiz edilmesi gerekir duruma gelmiştir. Tavan formu değiştirilen aracın tavan çökme test standı Şekil 2.4'te görülmektedir.



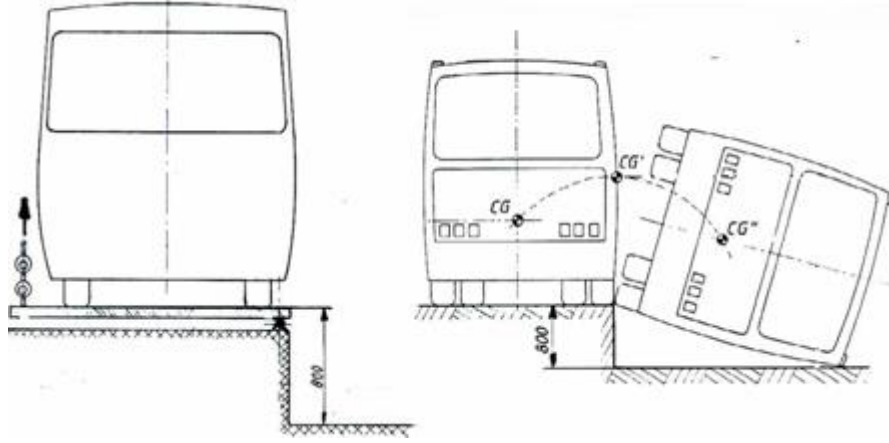
Şekil 2.3: Tavan çökme analizine girecek taşıt modeli



Şekil 2.4: CUNA test düzeneği

2.4 Devrilme Analizi (ECE R66)

ECE R66, taşıtın iskelet yapısının dayanımı konusunda büyük yolcu taşıtlarının onayı ile ilgili hükümleri kapsayan bir regülasyondur. Avrupa Topluluğu'na üye ülkelere araç ihraç etmek isteyen her taşıt üreticisi ECE R66 regülasyonunun gerektirdiği testi geçmek durumundadır. Standartta belirtilen bir güvenlik hacminin oluşturulduğu taşıt, yerden 800 mm yükseklikteki bir platformdan ağır ağır yana kaldırılmak suretiyle devrilerek test tamamlanır. Yana devrilen taşıtta oluşan kalıcı deformasyonlar sonucu yan duvar karkas profillerinin bu güvenlik hacminin içine girmemesi öngörülür. Şekil 2.5'de test standının şematik şekli, Şekil 2.6'da ise Eurobus Tector araca ait test standı görülmektedir.



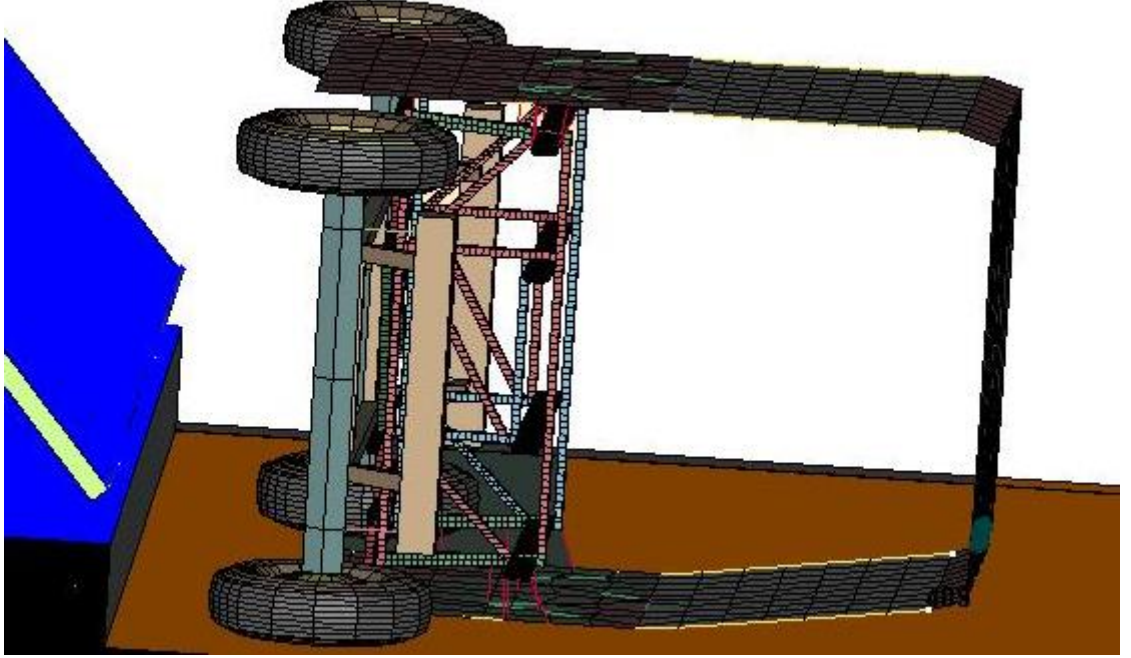
Şekil 2.5: ECE R66 test standı



Şekil 2.6: Eurobus Tector için Otoyol'un ECE R66 test standı

Teorik olarak gerçekleştirilmesi beklenen test yukarıda anlatıldığı gibi olmakla birlikte, sonlu elemanlar metodu ile analiz edilmesi durumunda karşımıza bazı seçenekler çıkmaktadır. Elde edilmek istenen sonuçların hassasiyetine göre temelde iki farklı yaklaşım yapılabilmektedir. Bunlardan ilki, çözüm matrislerin zamana bağlı denklemlerle çözülebilen ve literatürde genellikle LS-DYNA adlı program ile non-lineer dinamik çözüm elde edildiği durumdur (Şekil 2.7). İkincisi ise, bu çalışmada

da esas alınan ve lineer statik olarak yüklemelerle elde edilen zamandan bağımsız denklemlerin kullanıldığı ve ilk modele göre daha az hassas sonuçlar verebilecek bir yaklaşımdır.



Şekil 2.7: LS-DYNA programı ile yapılan non-lineer ECE R66 analizi

İkinci modelin daha az hassas sonuçlar vermesine karşılık, daha kolay modelleme, yapılan diğer lineer statik analiz modelinin de bu analizde kullanılabilme gibi kolaylıkları da vardır. Lineer statik yaklaşımda kütle etkilerinin, zamanın ve non-lineer malzeme parametrelerinin hesaba katılmaması sebebiyle analiz çözüm süreleri çok daha kısalmıştır.

3. ÇALIŞMANIN AYRINTILARI

3.1 Konu ve Çalışmanın Amacı

Otoyol Sanayi A.Ş. tarafından prototipi üretilen Eurobus Tector tipi araca ait testlerin tamamlanması üzerine, gerçek şartları gösteren testler ile sanal ortamdaki analiz sonuçlarının mukayesesini öngören çalışmaların yapılmak istendiği daha önce belirtilmişti. Bu amaçla, Otoyol Sanayi A.Ş. konstrüktörleri tarafından Catia V5 ortamında tasarlanan Eurobus Tector tipi araca ait 3 boyutlu katı modele, önce Catia V5 ortamında taşıtın ağırlık merkezinin yerini ve toplam kütlesini çok fazla değiştirmeyecek basitleştirmeler yapılmış ve model Ansys sonlu elemanlar programına transfer edilmiştir. Ansys sonlu elemanlar programındaki model, 3 boyutlu durumdan sac parçaların et kalınlıklarının silinmesi suretiyle 2 boyutlu hale getirilmiştir. Analiz edilmesi istenen modelde çok ince et kalınlıklı sac parçalara “midsurface extraction” işlemi uygulanarak, et kalınlığının tam ortasından geçen bölgeler ayıklanarak 2 boyutlu kabuk model haline getirilmiştir. Bu sayede daha hızlı çözüm elde etme, ekranda modeli daha hızlı hareket ettirme, daha kolay modelleme, et kalınlığının ince olduğu bölgelerde daha düzgün ağ yapısı oluşturma ve buralara daha düzgün elemanlar yerleştirme kolaylığı, kaynaklı bağlantıların daha kolay modellenmesi, fazladan kontak kurmadan kaçınma gibi avantajları bulunmaktadır. Bu kolaylıklar, sadece kabuk modelin çıkarılarak programda elemanlara kalınlıklarının sayısal ifadesinin girilmesi ile sağlanmaktadır. Şekil 3.1’de araçta kullanılan bir profil için ansys ortamında kabuk modele kalınlık verilmiş ve verilmemiş halleri ayrı ayrı görülmektedir.

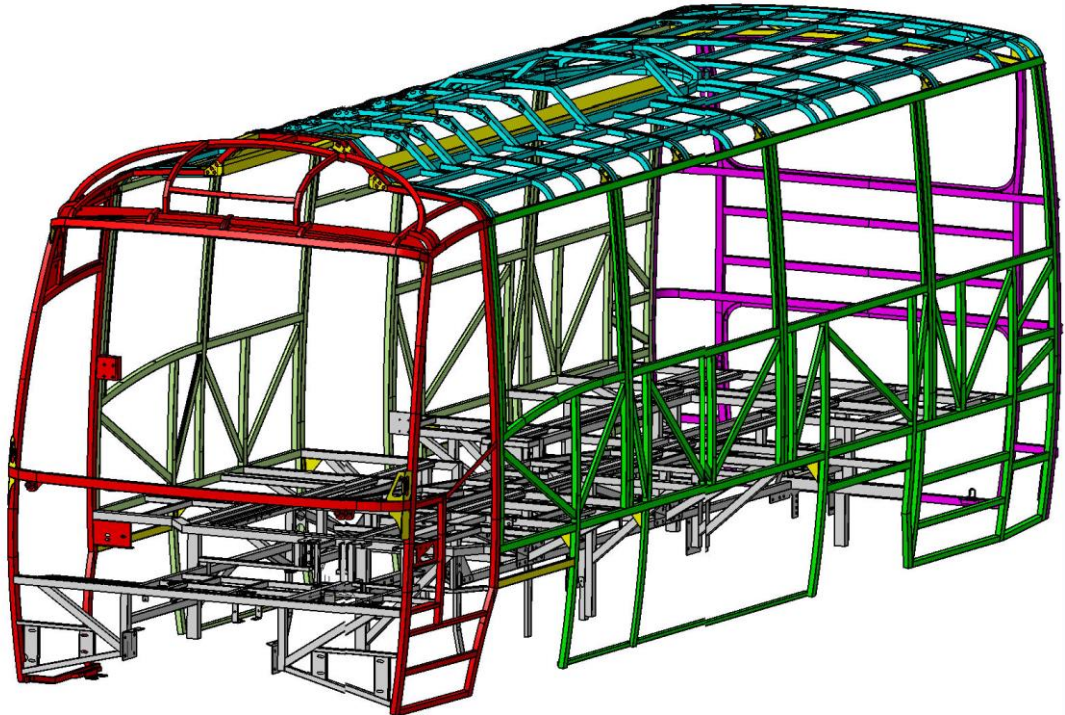


Şekil 3.1: Sac profil için et kalınlığı gösterimi

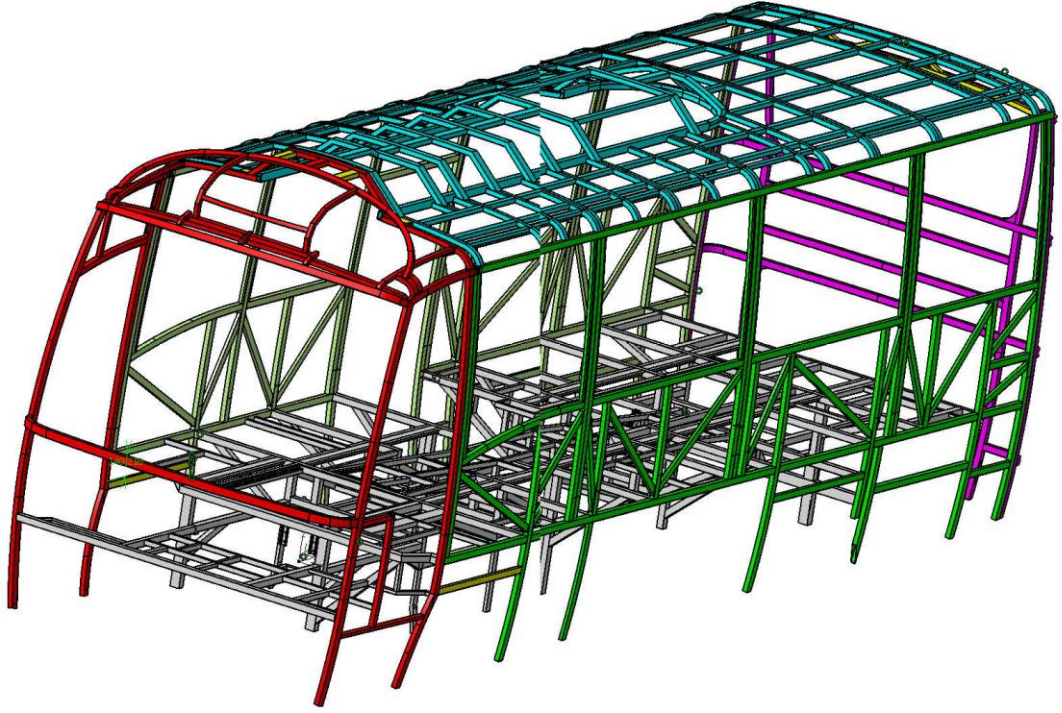
Prototip maliyetlerini düşürmeyi ve prototip üretim sürelerini kısaltmayı amaçlayan bu çalışmalarda, diğer bir amaç tasarımdan ve işletme güçlüklerinden kaynaklanabilecek problemlerin farkedilip bunu geri besleme ile tasarıma yansıtmaktır. Bu bilgilerin ışığında gereken düzeltmeler yapılır, tekrar prototip imal edilir ve testler tekrar edilir, optimum sonuca varılana dek bu testler tekrar edilmek durumundadır. Dolayısıyla olası problemlerin daha tasarım aşamasında belirlenmesi ve en az sorun çıkarma ihtimali olan prototipin imal edilmesi neredeyse hayati önem taşımaktadır. Yapılan modelleme ve analiz çalışmaları ile araçlar sanal ortamda gerçek yol şartlarında oluşması muhtemel yüklere tabi tutulmak suretiyle mekanik davranışları incelenmekte, ortaya çıkan problemler için tasarım aşamasında çözümler üretilebilmektedir.

3.1.1 Gövde ve Şasiye Ait Geometrik Modeller

Şekil 3.2’de Eurobus Tector araca ait Catia V5 ortamında oluşturulmuş 3 boyutlu gövde modeli görülmektedir. Üzerinde tüm detayları bulunan model bir takım basitleştirmeler uygulanarak sadeleştirilerek Şekil 3.3’deki hali almıştır.

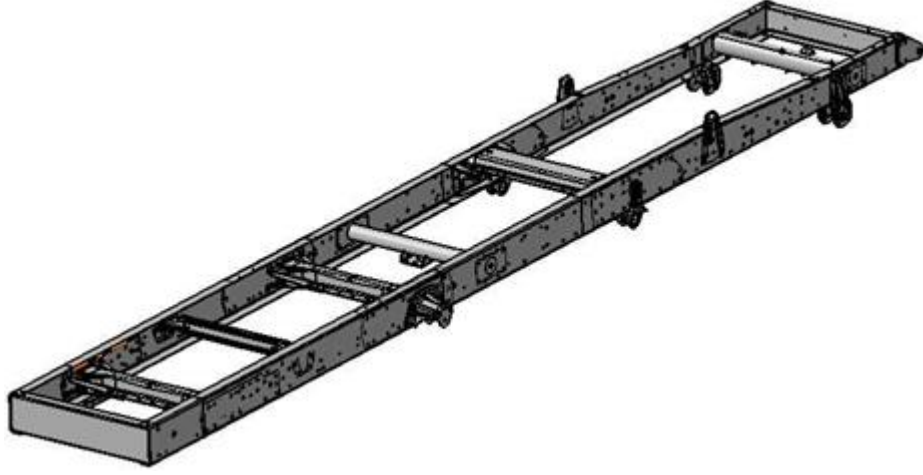


Şekil 3.2: Eurobus Tector’a ait gövde modeli



Şekil 3.3: Eurobus Tector’a ait basitleştirilmiş gövde modeli

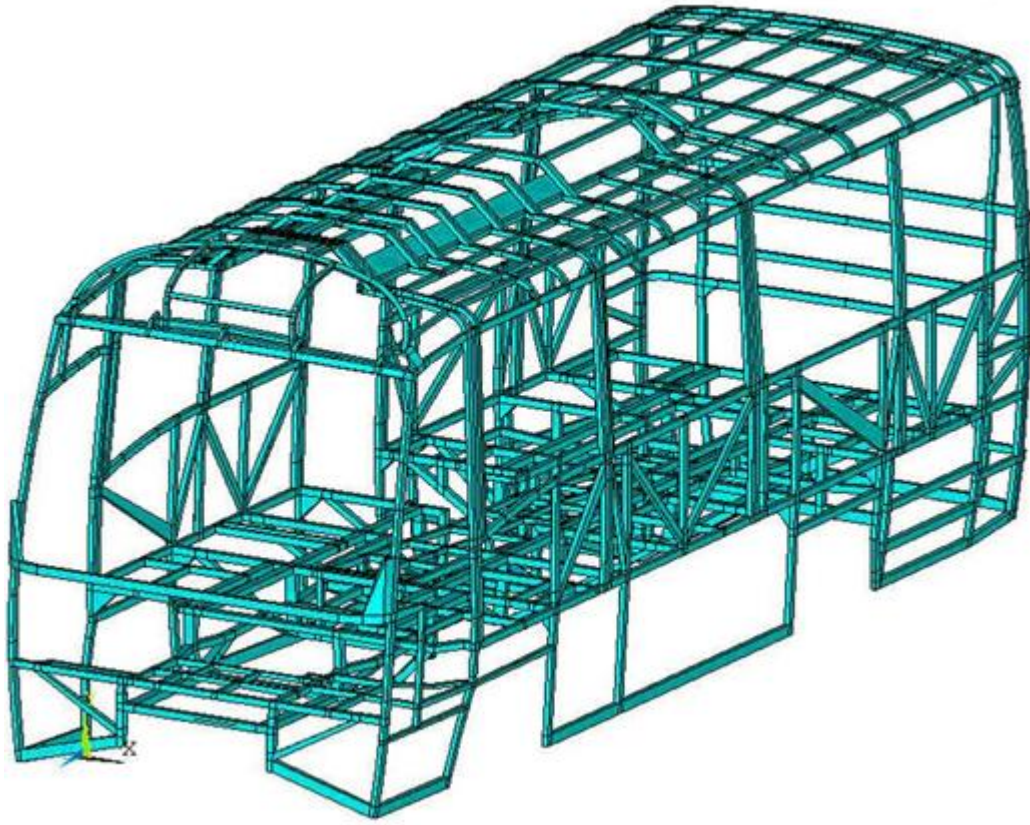
Analize dahil edilmeyecek komponentlerin silinmesi, gereksiz deliklerin kapatılması, radyusların düzleştirilmesi gibi basitleştirme işlemlerinin uygulandığı model sadeleştirilerek Ansys sonlu elemanlar programı içine transfer edilmiştir. Test şartları simüle edilmek istendiğinden, analize şasinin de dahil edilmesi durumu doğmuş, bu amaçla şasi modeli Catia V5 ortamında bazı sadeleştirmelere gidilerek komple modelin içine yerleştirilmiştir. Üzerinde analize dahil olmayacak çok sayıda perçin, civata deliği, gereksiz komponentler bulunan şasinin analiz modelinde de bazı basitleştirmelere gidilmiştir. Şekil 3.4’te Eurobus Tector araca ait şasi modeli görülmektedir.



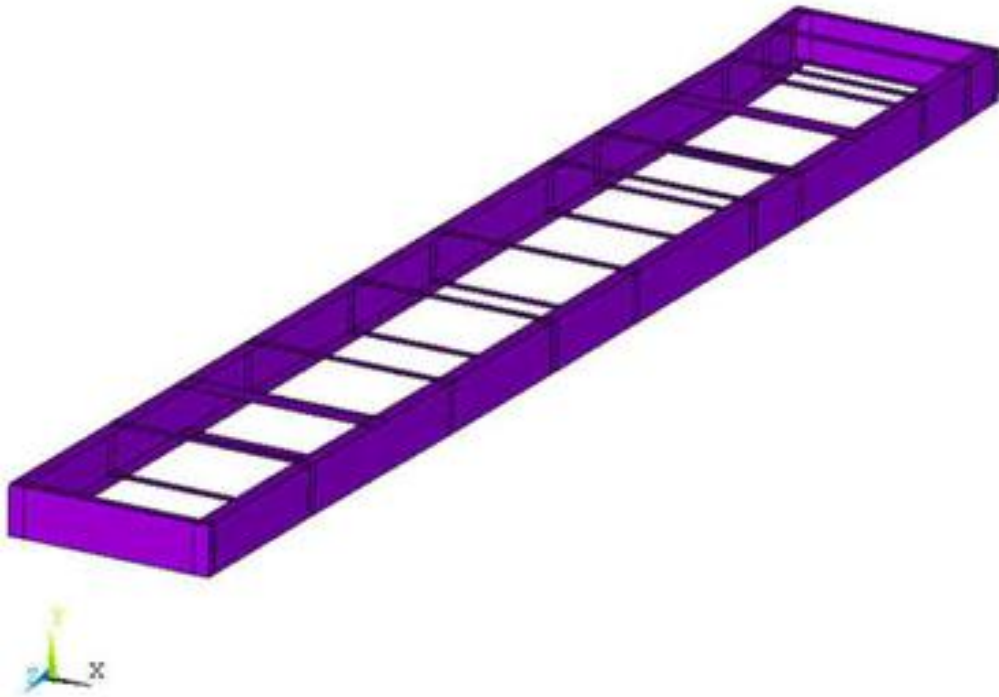
Şekil 3.4: Eurobus Tector'a ait şasi modeli

Catia V5 ortamında gerçekleştirilen basitleştirme işlemleri sonunda, komple model Ansys ortamına transfer edilmiştir. Taşıtın ağırlık merkezinin konumu ve toplam kütlesi not edilerek, Ansys analiz modeli ve ilk basitleştirilmemiş Catia V5 modelindeki değerlerin yakın olması amaçlanmıştır. Bu sayede özellikle frekans analizinde elde edilen sonuçların taşıtın gerçek şartlarına daha uygun sonuçlar vermesi amaçlanmıştır. İlk ve son durum için kütle mukayese sonuçları Tablo 3.1'de listelenmiştir.

Ansys sonlu elemanlar programına transfer edilmiş gövde ve şasi modelleri Şekil 3.5 ve 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.5: Eurobus Tector'a ait basitleştirilmiş gövde modeli



Şekil 3.6: Eurobus Tector'a ait basitleştirilmiş şasi modeli

Tablo 3.1: Gerçek ve Sanal Taşıt Kütle Mukayeseleri

	Komponent	Ağırlık Merkezi (mm)			Toplam Ağırlık (kg)	Yoğunluk (t/mm ³)
		x	y	z		
CATIA V5	Gövde	-12,7	1020,2	-2264,9	777,7	7,85 e-9
	Şasi	-3,2	-106,8	-1782	272,3	7,85 e-9
	Komple Araç	-10,2	727,9	-2139,7	1050	7,85 e-9
ANSYS	Gövde	- 4,1	974,9	-2401,4	777,7	9,3 e-9
	Şasi	-1,7	- 94,3	-1760	272,2	9,3 e-9
	Komple Araç	-3,5	697,8	-2235,2	1049,7	9,3 e-9

Yukarıda gösterildiği üzere, analizde amaç basitleştirme olduğu kadar, ağırlık merkezinin yeri ile oynamadan ve toplam kütle koruyarak mümkün mertebe basitleştirilmemiş ilk modele yakın sonuçlar elde etmektir. Yapılan diğer kabuller ise aşağıda sıralanmıştır,

- Kullanılan katı model geometrisinin gerçek yapıyı yeterli ölçüde temsil ettiği kabul edilmiştir.
- İmalat toleranslarından kaynaklanan, gövde ve şasi sac kalınlıklarının presleme sonucu kıvrım bölgelerindeki incelmeler ihmal edilmiştir.
- Non-lineer geometrik pekleşmenin sistemin davranışını etkilemediği düşünülür.
- Dekoratif nitelik taşıyan yapılar mukavemet açısından etkisiz kabul edilerek modelde göz ardı edilmiştir.
- Yapıda çeşitli etkiler nedeniyle oluşacak kütle değişimleri göz ardı edilebilmektedir (örneğin otobüsteki yolcu ve bagaj kütlesi).

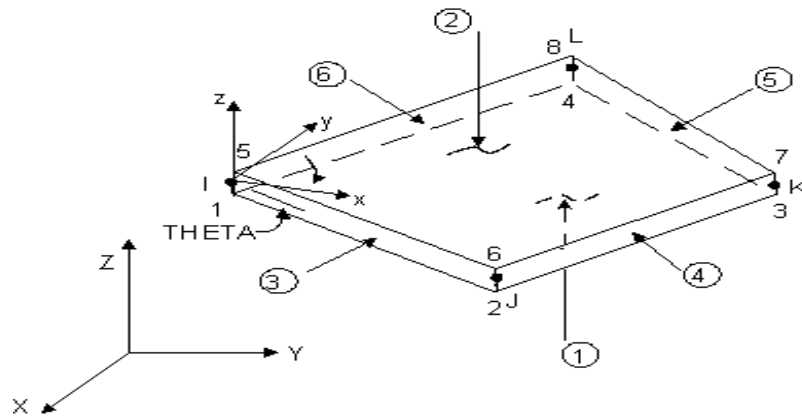
3.2 Kullanılan Eleman Tipi, Özellikleri

Analizde kullanılması düşünülen ve Ansys eleman kütüphanesinde bu düşüncemizi gerçekleştirecek bir kaç eleman tipi bulunmaktadır. Özellikle sac profil ve şasi gibi kalınlığı boyuna göre çok az olan parçalarda basitleştirmeye gidilerek et kalınlığının sayısal ifadesinin girilmesi düşünülmüş, bu amaçla kabuk model oluşturulmuştur. Bu kabuk modele sayısal olarak et kalınlığının verilmesini sağlayacak eleman tipi “Shell 181” olarak belirlenmiş ve bütün analizlerde ortak olarak kullanılmıştır.

Bir genel kabuk eleman olan Shell 181, membran ve eğilme etkisini aynı anda temsil etmektedir. Örneğin dört düğüm noktalı basit bir dörtgen eleman üzerinde tarif edilebilir. Elemanı tarif eden tüm düğüm noktalarının aynı düzlem üzerinde

olmaması elemanda çarpılmaya neden olur. Elemanın çarpılması performansını olumsuz yönde etkiler. Ticari paket programlarda küçük miktarlarda çarpılmaya müsaade edilmektedir. Bu dört düğüm noktalı elemanın en büyük avantajı formülasyonunun basit olmasıdır. Genellikle az sayıda daha karışık bir eleman tipi kullanılması yerine, daha fazla sayıda basit bir eleman tipi kullanılması tavsiye edilmektedir. Dört düğüm noktalı kabuk elemanın en büyük dezavantajı düzgün eğrisel yüzeylerin düzlem elemanlarla veya az miktarda çarpılmış şekle sahip olan elemanlarla temsil edilmesidir.

Çoğu ticari paket programda yer alan bu eleman tipi eğilme ve membran yüklerini taşıyabilme özelliğine sahiptir. Eleman düzlemi içinde ve düzlemine dik doğrultudaki yüklemelere müsaade eder. Şekil 3.7’de görülen kabuk elemanın her düğüm noktası, üç tanesi x, y, z doğrultusunda öteleme ve üç tanesi de bu eksenler etrafında dönme serbestliği olmak üzere altı adet serbestlik derecesine sahiptir. Eleman dört düğüm noktası ile tarif edilmekte ve değişken et kalınlığına müsaade edilebilmektedir. Değişken kalınlıklı elemanlar için kalınlık eleman dışına doğru düzgün olarak değişmelidir. Bu eleman tipi plakların olduğu kadar düzgün eğrisel yüzeylerin modellenmesinde de kullanılmaktadır. Eğrisel yüzeylerde iyi bir yaklaşım elde edebilmek için fazla sayıda bu elemandan kullanılmalıdır. Dörtgen elemanların kullanılmasının zor olduğu geometrik durumlarda Shell 181 eleman tipi, üçgen eleman oluşturma özelliğine de sahiptir. Her köşesinde birer düğüm noktası bulunan bu üçgen elemanın özellikle kritik bağlantı bölgelerinde kullanılmaması tavsiye edilmektedir.



Şekil 3.7: Dört düğüm noktalı elastik kabuk eleman (Shell 181)

3.3 Kullanılan Malzeme Tipleri ve Özellikleri

Eurobus Tector aracını meydana getiren karkas profilleri genellikle St 44-2 normundaki çelikten, şasi ise Fe E 420 çelikten imal edilmiştir. Malzemelere ait mekanik ve mukavemet özellikleri üretici firmadan tedarik edilerek Ansys malzeme kütüphanesine girilmiştir. Malzemelere ait mekanik özellikler Tablo 3.2’de listelenmiştir.

Tablo 3.2: Malzeme Özellikleri

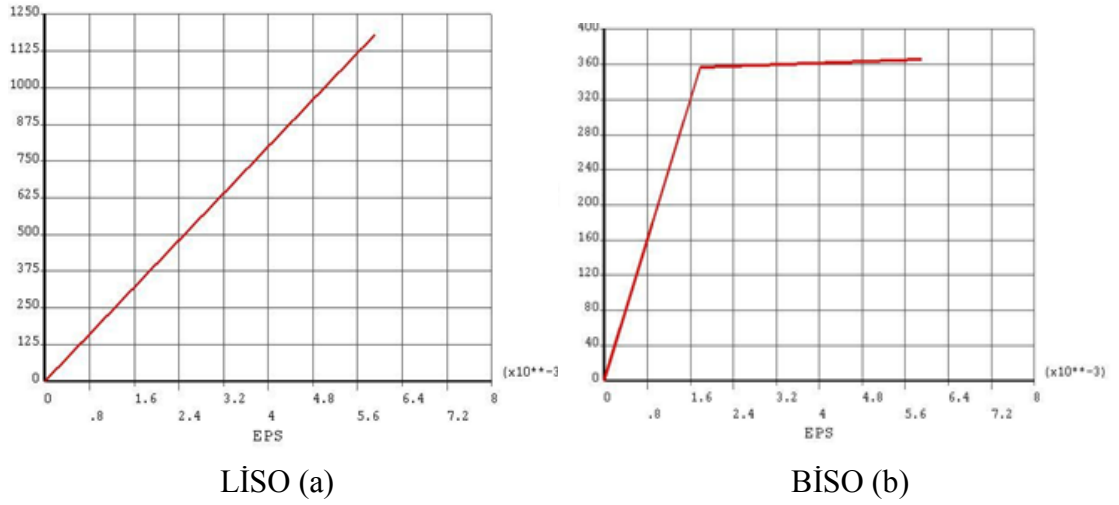
Mekanik Özellikler	Şasi (LİSO) Fe E 420	Karkas St 44-2		Cam (LİSO) %96 Silica
		LİSO	BİSO	
Elastisite Modülü (Mpa)	200.000	200.000	200.000	65.000
Poisson Oranı	0,3	0,3	0,3	0.161
Yoğunluk (t/mm ³)	9,3 e-9	9,3 e-9	9,3 e-9	2.48 e-9
Akma Sınırı (Mpa)	310	357	357	-
Tangent Modülü	-	-	2100	-

Son aşamada araç modelinin toplam ağırlığının, aracın gerçek ağırlığına ulaşmadığı görülmüştür. Bunun sebepleri modelleme esnasında yapılan basitleştirmeler, araç toplam kütleğinde belirlenemeyen unsurlar (civata, somun vs.) şekilde örneklenebilir. Bu sebeplerden dolayı model ağırlığını, araç ağırlığına getirmek için malzeme yoğunluğu gerektiği kadar artırılmıştır.

Ansys malzeme kütüphanesinde, çok parametrelili malzeme tanımlamaya olanak sağlanmaktadır. Çalışmada, lineer izotropik (LİSO) ve bi-lineer izotropik (BİSO) malzeme modelleri kullanılmıştır. Esas alınan lineer izotropik malzeme modeli, malzeme davranışının (uzama veya kısalma) her üç yönde (x, y, z) eşit olduğu ilkesine göre davranan ve elastik bölgede çalışan bir malzeme modelidir. Avantajları, malzeme modelinden kaynaklanan analiz sürelerinin çok kısa olmasıdır. Temel mukavemet problemleri, elastisite modülü ve poisson oranından oluşan 2 parametre ile temsil edilebilmektedir. Oluşan tüm gerilmeler elastik yani kalıcı değildir (Şekil 3.8 a).

Deneme amaçlı kullanılan bi-lineer izotropik malzeme modeli ise, lineer bölgede bir önceki modele benzeyen davranışlar gösterirken akma sınırından itibaren başka bir eğri ile temsil edilen non-lineer malzeme modelidir. Malzemenin akma sınırından sonra “Tangent Modülü” adı verilen bir eğri boyunca hareket edeceği varsayımına dayanır. Avantajları non-lineer çalışma bölgesinde iyi sonuçlar verebilmekte, buna

karşılık analiz süreleri çok uzun, malzemeyi temsil edecek parametreleri elde etmek için malzemenin çekme/basma deneyine tabi tutulması gerekmektedir (Şekil 3.8 b).

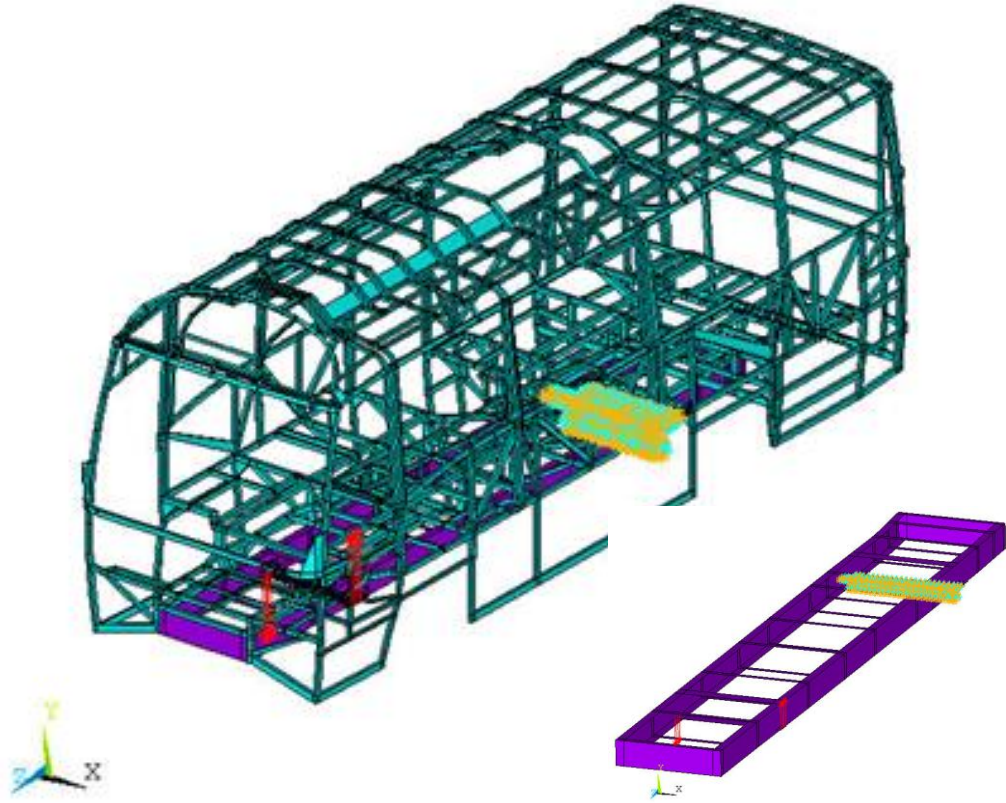


Şekil 3.8: Ansys malzeme modeli gösterimleri

3.4 Yapıya Etkiyen Yük ve Sınır Şartları

3.4.1 Burulma Rijitliği Analizi

Burulma rijitliğinin sadece araştırma amaçlı yapılmak istendiği daha öncede belirtilmişti. Literatürde yapılan araştırmalar ile otobüslerin burulma rijitliği katsayısının çıkarılması amacıyla analizlerde araçlara nasıl, ne kuvvetle ve hangi bölgelere sınır şartları uygulanacağı örnekler üzerinden incelenerek, benzer sınır şartları Eurobus Tector araca da uygulandı. Burulma rijitliği katsayısını verecek momenti şasiye uygulamak üzere bazı yaklaşımlar yapılmış olup Şekil 3.9’da ön tekerlerin birinin çukura girmesi veya diğerinin kasisten geçmesi durumunda şasi uzunlamasına eksen etrafında araçta meydana gelecek moment, kuvvet verilerek sınır şartı olarak uygulanmıştır. Analiz şartlarında moment yerine, momenti oluşturacak bir kuvvet çiftinin verildiği görülmektedir. Tekerleklerden şasiye uygulanacağı varsayılan burulma momentini simüle etmek için sağ ve soldan eşit olmak üzere 5000’er N gibi yapıyı plastik deformasyona uğratmayacak bir kuvvet çifti seçilerek ters yönlü olarak şasiyi burulmaya zorlayacak şekilde uygulanmıştır. Aynı işlem şasi üzerindeki arka aks eksenine uygulanarak arkadan burulma rijitlik katsayısının çıkarılması sağlanmıştır. Şasinin bir uçtan burulmaya çalışırken, diğer uçtaki tekerleklerin zeminle olan ilişkisini temsil etmek için aks eksenindeki travers boyunca her yönde dönme ve ötelemeye karşı tutulmuştur.



Şekil 3.9: Burulma rijitliği analizi sınır şartları

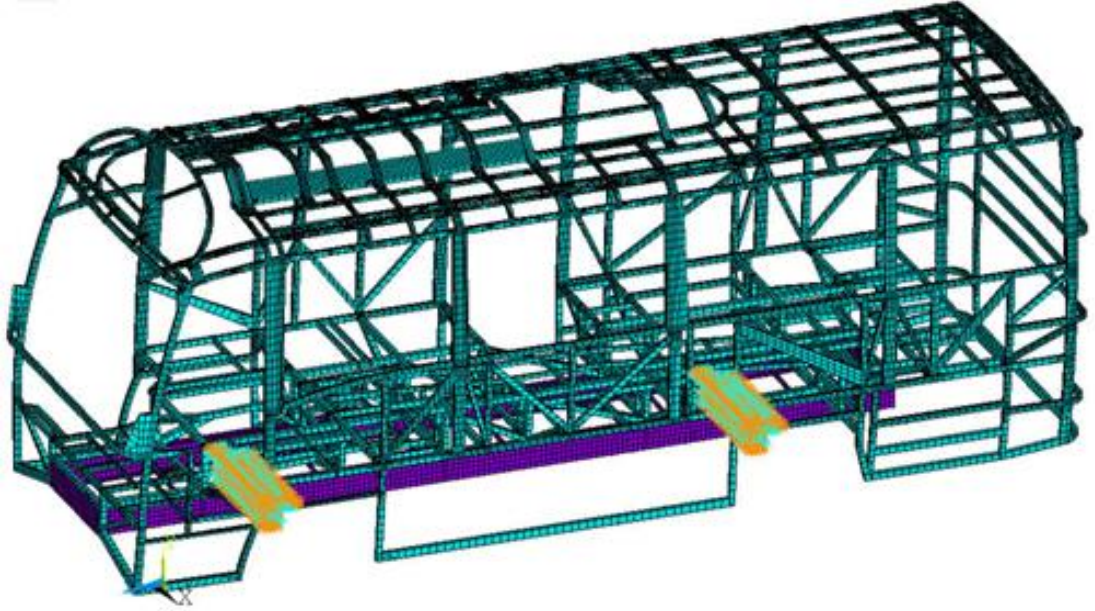
Gövde, şasi ve her ikisinin bir arada bulunduğu şasili gövdeden oluşan üç durum içinde aynı sınır şartları uygulanmıştır. Camlı ve camsız modellerin burulma rijitliğine etkisini görmek amacıyla yapılmış olan analizde de sınır şartları yukarıda anlatıldığı gibi uygulanmıştır. Camın burulma rijitliğine etkisini incelemek için kurulan modelde fazladan pencere cam boşlukları kabuk olarak modellenmiş, literatürden camın malzeme parametreleri bulunarak analize dahil edilmiş ve burulma rijitliği analizleri tekrar edilerek camın burulma rijitliğine etkisi incelenmiştir.

3.4.2 Frekans Analizi

Eurobus Tector aracının doğal frekans analizi sonucunda titreşim modlarının bulunması amacıyla yapılan analizde sınır şartı olarak sadece aracın zeminle olan teması uygulanmıştır. Ansys yazılımı, doğal frekans analizi yapılması durumunda serbest veya zorlanmış tiplerde sınır şartı uygulamalarına izin vermektedir. Dışarıdan herhangi bir kuvvet etkilemediği düşünülerek serbest tip sınır şartı uygulanmıştır.

Modelde sadece tekerleklerin zemin ile olan temasını simüle edecek olan her iki aks eksenini her üç yönde de dönme ve ötelenmeye karşı tutulmuştur.

Ansys yazılımı içerisinde, birden çok algoritma ile frekans analizi yapılabilmektedir. Yaygın kullanım alanı, kabuk modelde çözüm kolaylığı, hızlı sonuç verme gibi sebeplerden dolayı çözümde “Block Lanczos” algoritması seçilmiştir. Ansys ortamında frekans analizi için verilen sınır şartı Şekil 3.10’da görülmektedir.



Şekil 3.10: Frekans analizi sınır şartları

Frekans analizi, kütle etkilerinin de dahil olduğu dinamik bir analiz tipidir. Bu sebeple malzemeyi tanımlayan lineer parametrelerin yanında kütle yoğunluğuna da ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun yanısıra analizde sadece lineer katsayıların ele alındığı bir analiz tipidir.

Analiz girdisi olarak sınır şartı, kütle yoğunluğu vs. parametreler yanında, çözümlenmesi istenen mod sayısı da girilmek zorundadır. Aks eksenlerinden tutularak serbest durumdaki şartların simüle edilmek istendiği araçta çözümlenmesi için ilk 6 mod seçilmiştir. Literatürde yapılan araştırmalar göstermiştir ki otomotiv analizlerinde yapıya gelen ilk bir kaç moddan üst modların daha çok akustik etkileri olduğu bilinmektedir. Çalışmada daha çok ilk rezonans modları seçilerek, kritik bölgeler ve mod şekilleri incelenmiştir.

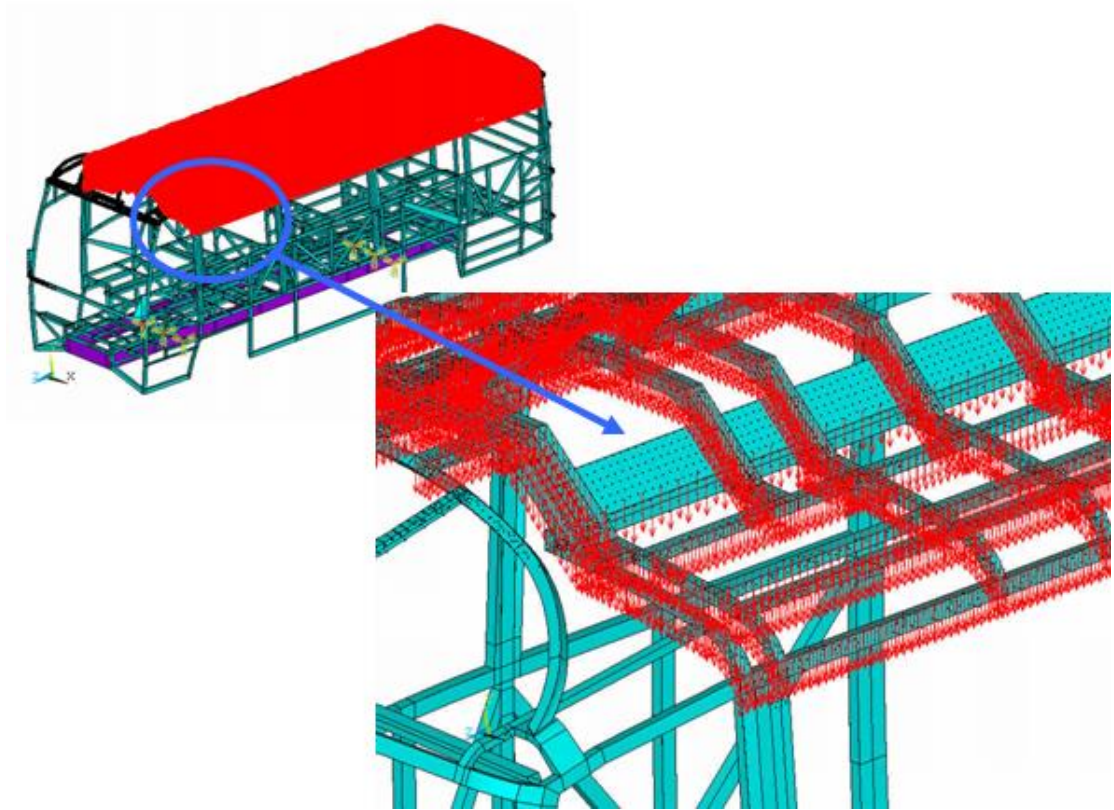
3.4.3 Tavan Çökme Analizi (CUNA)

Eurobus Tector aracının ihraç edilmek istendiği ülkenin gerektirdiği ilgili CUNA standardına göre uygulanacak sınır şartları şöyledir:

- Aracın zeminle olan bağlantısını sağlayacak şekilde, şasi üzerindeki ön ve arka aks ekseninin geçtiği traversler her yönde dönme ve ötelenmeye karşı tutulmuştur.

- Aracın devrilmesi durumunda, tavanın çökmesini sağlayacak ve yaklaşık araç yüklü ağırlığının 1,5 katı olan 10 ton ağırlık tavandan zemine dik yönde verilmiştir. Tavana gelen kuvvet testte ahşap maçalar yardımıyla tavana düzgün yayılırken, analizde kuvvet olarak tavan karkas profillerine dağıtılmıştır.

Şekil 3.11’de Ansys ortamında tavan çökme analizi için uygulanan sınır şartları görülmektedir.



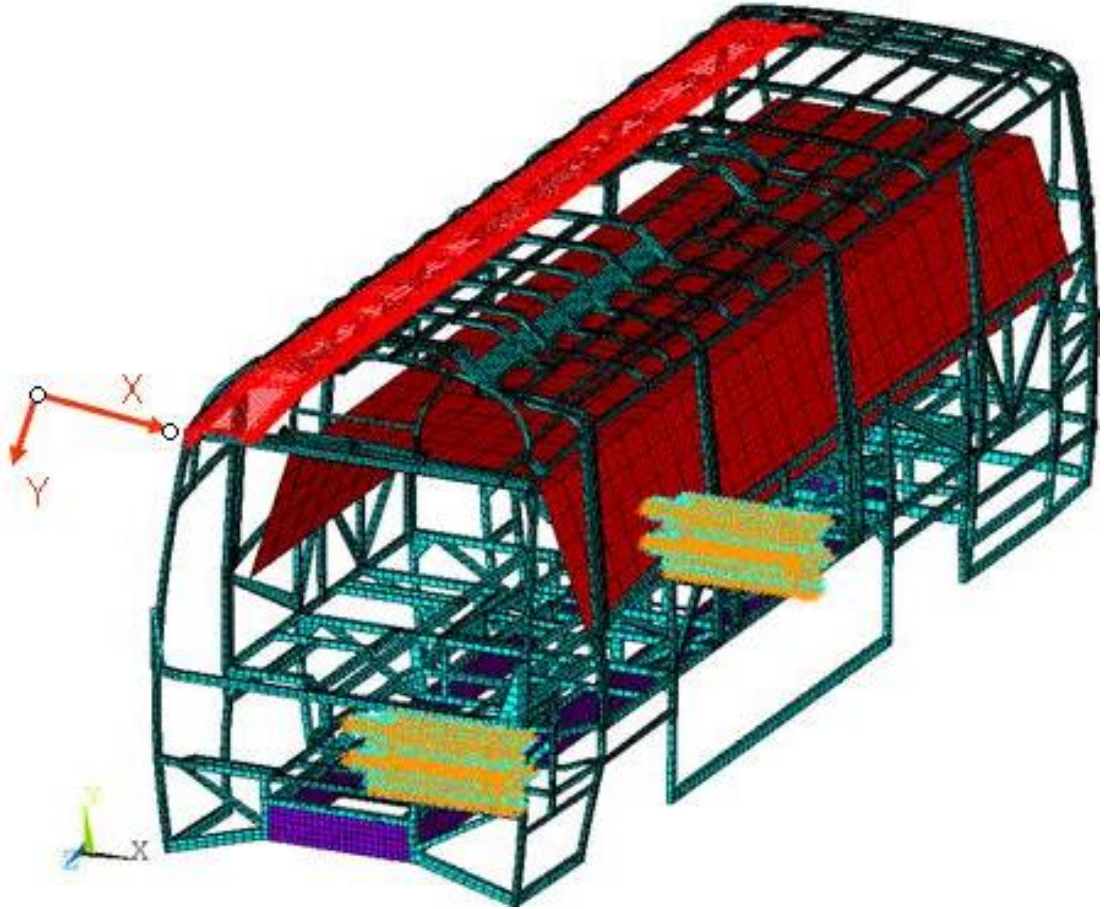
Şekil 3.11: Tavan çökme analizi sınır şartları

3.4.4 Devrilme Analizi (ECE R66)

Test şartlarının simüle edildiği bu analizde de, test standındaki sınır şartları bazı benzeşim ve yaklaşımlar yapılarak analizde uygulanmıştır. ECE R66 regülasyonuna

göre, test edilmek istenen araçlar, yerden 800 mm yükseklikteki özel bir platformdan, platformun yavaş yavaş yana kaldırılması suretiyle devrilirler. Bu sayede yolcu girişi tarafındaki yan ve tavan karkas profillerinin, araç içerisinde oluşturulmuş olan güvenlik hacmine girip girmediği anlaşılır. Test bu şekilde tamamlanırken, analizde bazı lineer yaklaşımlar yapmak mecburidir.

Analizde, aracı devirmek yerine, aracın kendi ağırlığı ile yana serbest düşmesi sonucu, zeminle aracın yan duvar profili arasındaki 15° 'lik açı ölçülmüş, buradan hareketle yan duvar ve tavan karkas birleşme noktasındaki profillere gelecek kuvvet, araç yüklü ağırlığının 1,5 katının düşey ve yatay bileşenleri olarak uygulanarak analiz tamamlanmıştır. Aracın zeminle bağlantıda olduğu düşünülmüş, ön ve arka aks eksenlerinin geçtiği traversler her yönde öteleme ve dönmeye karşı tutulmuştur. Şekil 3.12'de ECE R66 benzeşimi yapılmış analiz için regülasyona uygun güvenlik hacmi ve tüm sınır şartları görülmektedir.



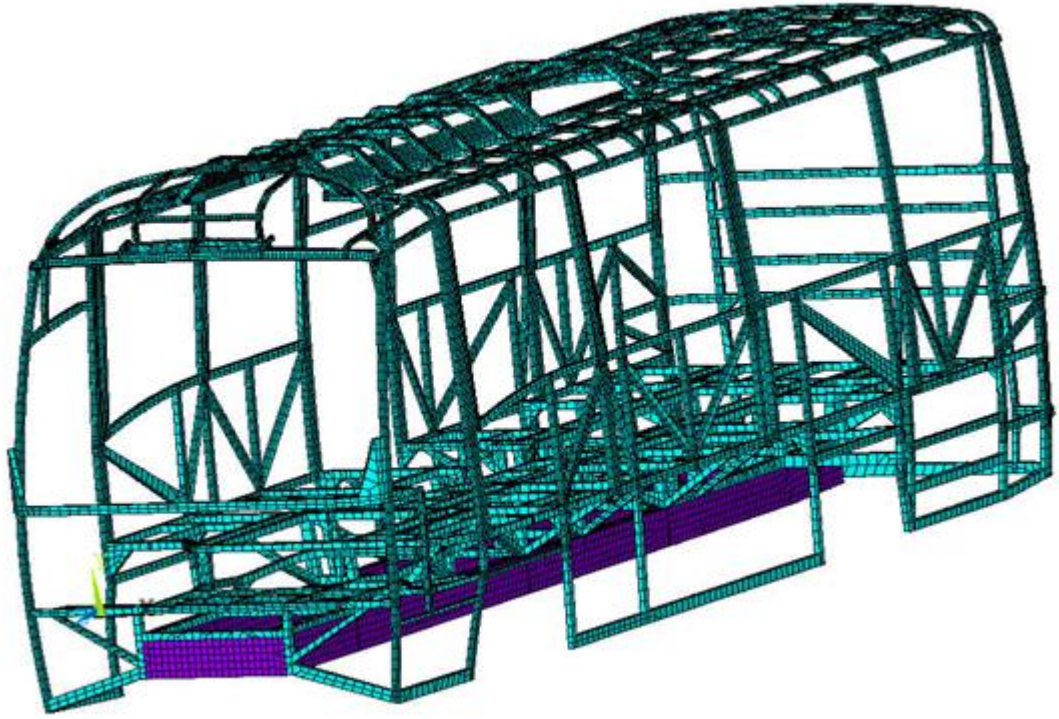
Şekil 3.12: ECE R66 analizi sınır şartları

3.5 Gövde ve Şasiye ait Sonlu Elemanlar Modeli

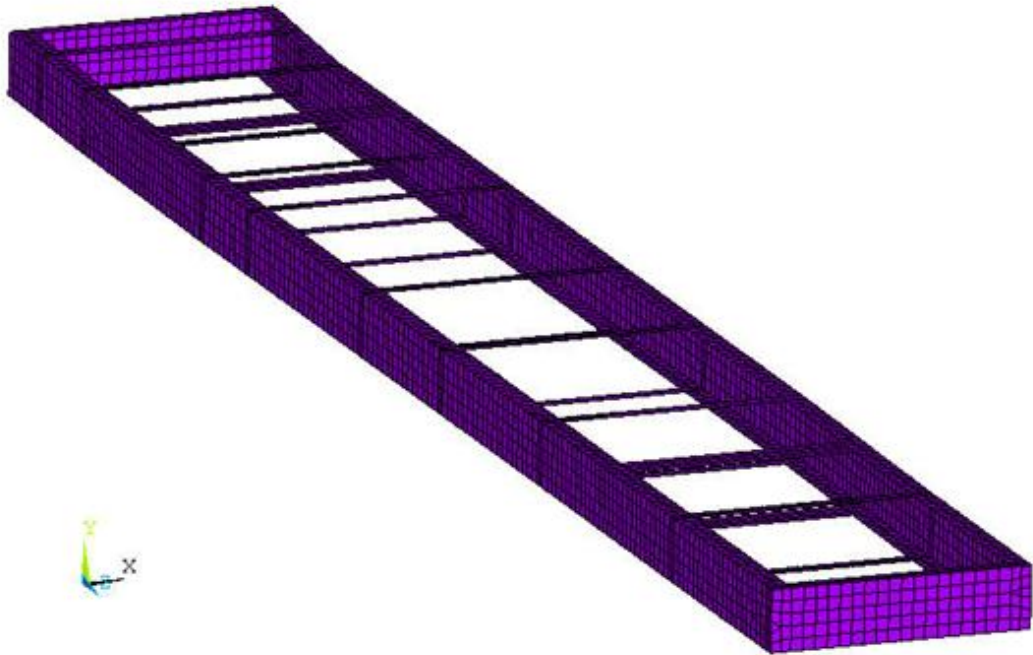
Yukarıda sınır şartlarının anlatıldığı her dört analiz içinde aynı sonlu elemanlar modeli kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modeli kurulurken, çarpık elemanlar oluşturulmamaya, özellikle geçiş bölgelerinde çok küçük veya çok büyük elemanlar oluşturulmamaya, analiz süresini çok fazla uzatacak kadar sık, elde edilen çözümün sonucunu doğru vermeyecek kadar da seyrek eleman ve düğüm noktası sayısına sahip bir ağ modeli oluşturmamaya zen gösterilmiştir. Ağ yapısı ne kadar sıklaştırılırsa o kadar iyi ve hassas çözümler elde edilebildiğini bilinmekte, fakat optimum bir sayıdan sonra fazla sık ağ yapısı sadece çözümü uzatmaktadır ve bazen donanımın yetmediği zamanlarda çözüm dahi elde edilememektedir. Bu amaçla bazı denemeler sonrası optimum değer olarak 76,956 düğüm noktası ve 83,358 elemandan oluşan ağ yapısı tercih edilmiştir.

zm süresini doğrudan etkileyen bir parametre olan ağ yapısı için Ansys gibi paket programlarda yapılan analiz türüne göre değişebilen sınırlı bir eleman/düğüm noktası sayısı bulunmaktadır. Eleman ve düğüm noktası sayısını kısıtlayan etkenler olarak bilgisayar donanımı, işletim sistemi, analiz türü ve tipi sıralanabilir.

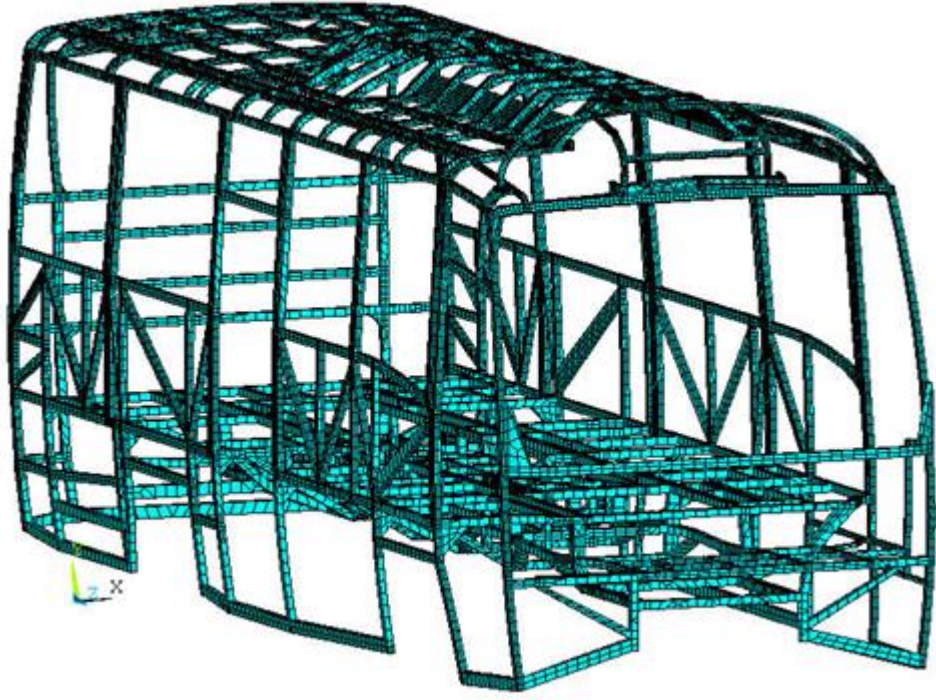
Analizi yapılacak model için kabuk model oluşturulmuş olup, ağ yapısı da bu kabuk model üzerinde oluşturulmuştur. Ağ yapısı 2 boyutlu dörtgen ve üçgen elemanlardan oluşmuştur. Her köşesinde birer düğüm noktası bulunan kabuk elemanlar, özellikle elemana dik yöndeki eğilme etkisini göz önünde bulundurmaktadırlar. Eurobus Tector şasili gövdesine ait sonlu elemanlar modeli Şekil 3.13'te görülmektedir. Basitleştirmeleri yapılan şasiye ait sonlu elemanlar modeli Şekil 3.14'te, gövdeye ait sonlu elemanlar modeli ise Şekil 3.15'de görülmektedir.



Şekil 3.13: Eurobus Tector aracına ait sonlu elemanlar modeli



Şekil 3.14: Eurobus Tector şasisine ait sonlu elemanlar modeli



Şekil 3.15: Eurobus Tector gövdesine ait sonlu elemanlar modeli

4. ANALİZ SONUÇLARI

Yukarıda anlatıldığı üzere, ortak sonlu elemanlar modeline farklı sınır şartları uygulanarak ve farklı malzeme tipleri atanarak analizler tekrar edilmiştir. Bunun sonucunda 4 farklı analiz başlığı altında 12 farklı analiz sonucu aşağıda listelenmiştir.

4.1 Burulma Rijitliği Analizi

Burulma rijitliği katsayısının çıkarılması için yapılan analizlerde sınır şartları değiştirilerek modeller türetilmiş, buna görede şasili gövdenin, gövdenin ve şasinin burulma rijitliği katsayıları çıkarılmıştır. En son olarak ise, burulmaya karşı direnci temsil eden katsayıya camların etkisini görmek üzere, analize cam modelleri dahil edilerek analizler tekrar edilmiş ve sonuçlar gösterilmiştir.

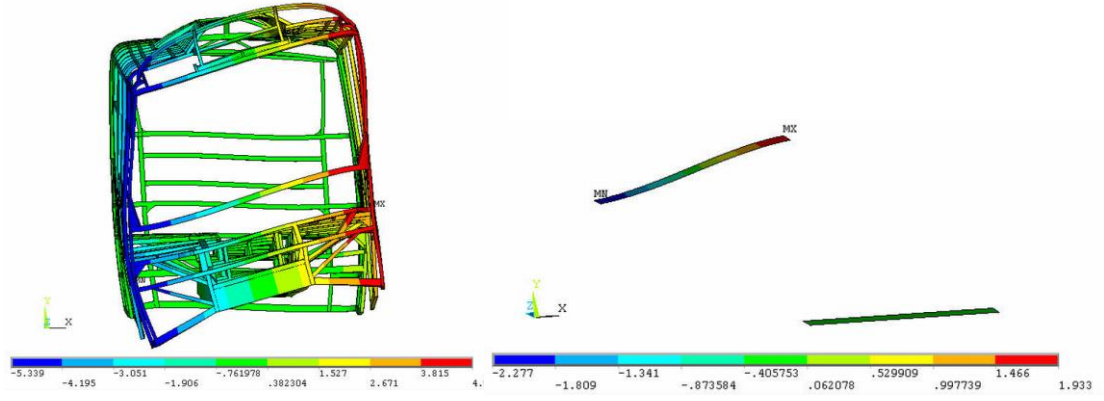
Elde edilen sonuçlarda, kuvvet verilerek aracın burulması sağlanan traversler üzerinden okunan düşey defromasyon değerleri göz önüne alınmış ve hesaplarda kullanılmıştır.

4.1.1 Komple Camsız Aracın Burulma Rijitliği

Eurobus Tector'a air şasili gövdeye, önce camsız olarak önden ve arkadan burulma rijitliği analizi yapılmış, sonuçlar aşağıda gösterilmiştir.

4.1.1.1 Önden Burulma Rijitliği Analizi

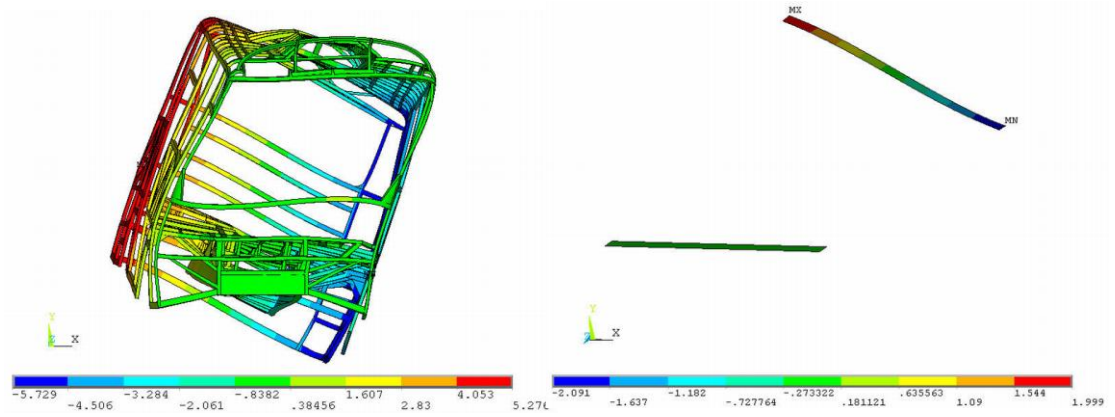
Ön tekerlek aks eksenine, ön tekerleğin, şasi bağlantı noktalarına denk gelen bölgelerine sağ ve soldan asimetrik olarak 5000 N değerindeki kuvvet çiftinin uygulanması sonucu elde edilen analiz sonucu Şekil 4.1'de görülmektedir.



Şekil 4.1: Camsız şasili gövde deformasyonu sonucu (ön)

4.1.1.2 Arkadan Burulma Rijitliği Analizi

Yukarıda bahsedilen analiz, sınır şartları ön aks eksenine tutulacak, arka aks eksenine ise kuvvet verilecek şekilde değiştirilerek Şekil 4.2'deki sonuç elde edilmiştir.



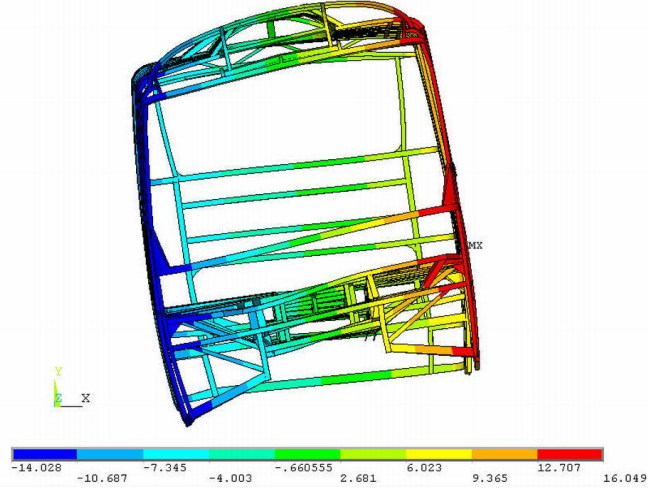
Şekil 4.2: Camsız gövde düşey deformasyonu sonucu (arka)

4.1.2 Gövde Burulma Rijitliği

Şasisiz araç gövdesi de aynı sınır şartları altında analiz edilerek, sadece gövdeye ait burulma rijitliği katsayıları çıkarılmıştır.

4.1.2.1 Önden Burulma Rijitliği Analizi

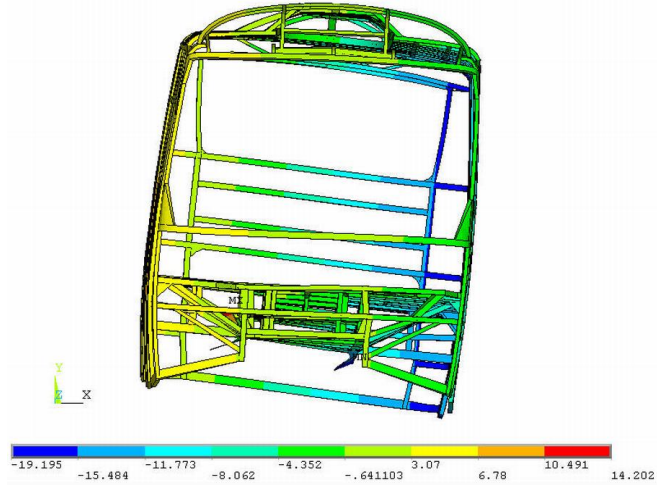
Gövdenin burulma rijitliği katsayısını bulmak için, ön aks eksenine kuvvet, arka aks eksenine ise mesnet sınır şartı uygulanarak elde edilen sonuçlar Şekil 4.3'te görülmektedir.



Şekil 4.3: Gövde için önden burulma rijitliği analizi düşey deformasyon sonuçları

4.1.2.2 Arkadan Burulma Rijitliği Analizi

Arkadan burulma rijitliği katsayısını bulmak için gövdeye uygulanan benzer sınır şartları altında elde edilen sonuçlar Şekil 4.4'te görülmektedir.



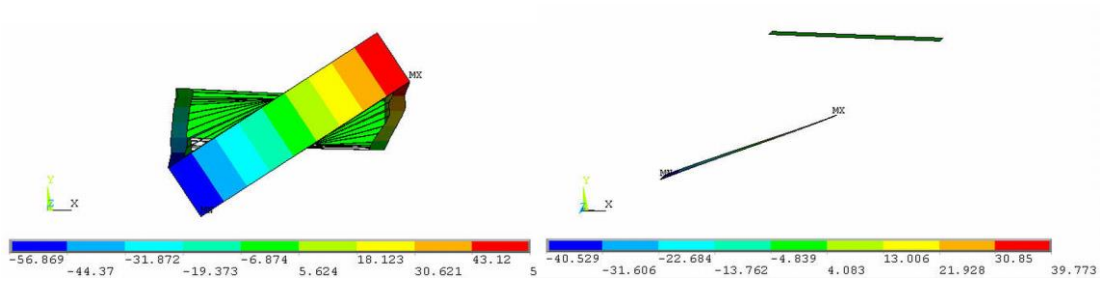
Şekil 4.4: Gövde için arkadan burulma rijitliği analizi düşey deformasyon sonuçları

4.1.3 Şasi Burulma Rijitliği

Aynı sınır şartları önden ve arkadan şasiye uygulanarak aşağıda sonuçları elde edilmiştir.

4.1.3.1 Önden Burulma Rijitliği Analizi

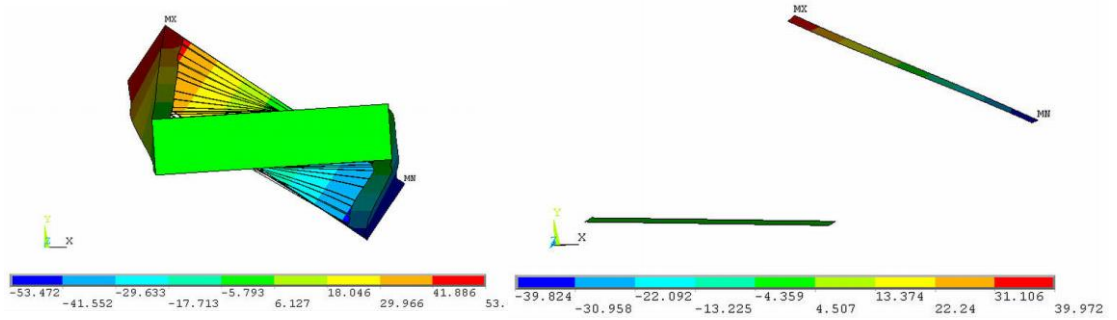
Şaside, ön aks eksenine moment yaratacak asimetrik kuvvet çifti verilmiş, arka aks eksenine ise her yönde tutulmuştur, sonuçlar Şekil 4.5'de gösterilmiştir.



Şekil 4.5: Şasi için önden burulma rijitliği analizi düşey deformasyon sonuçları

4.1.3.2 Arkadan Burulma Rijitliği Analizi

Şaside, arka aks eksenine burulma yaratacak düşey yönlü kuvvet, ön aks eksenine ise her yönde dönme ve ötelemeye karşı tutulmuş, sonuçlar Şekil 4.6’da gösterilmiştir.



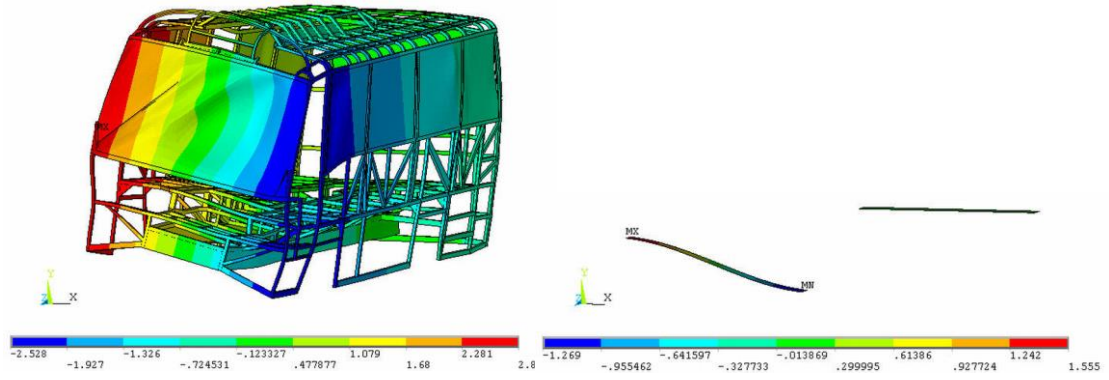
Şekil 4.6: Şasi için arkadan burulma rijitliği analizi düşey deformasyon sonuçları

4.1.4 Komple Camlı Aracın Burulma Rijitliği

Eurobus Tector’a ait şasili gövdeye, pencere cam boşluklarını dolduracak şekilde cam modellenmiş, literatürden camın mekanik özellikleri analize dahil edilmiş, aynı sınır şartları altında camların burulma rijitliğine etkisi gözlemlenmiştir.

4.1.4.1 Önden Burulma Rijitliği Analizi

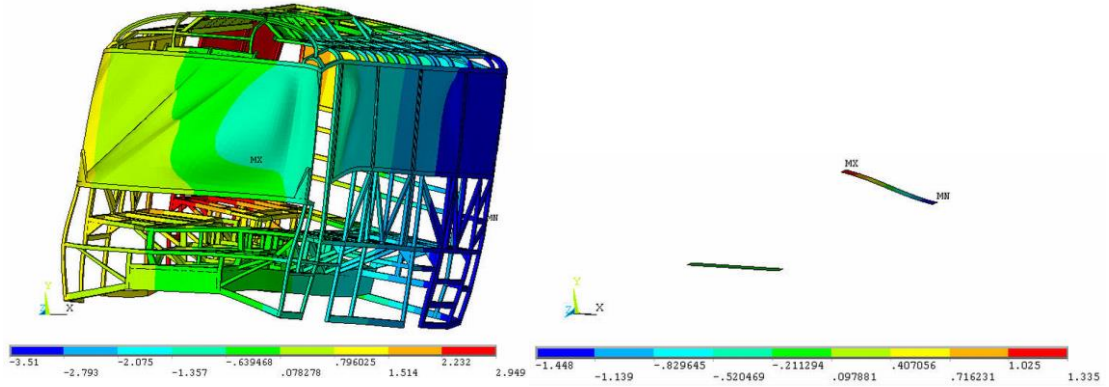
Araca ait şasili gövde camlı modeli, benzer sınır şartları altında önden burulma rijitliği katsayısını verecek şekilde analiz edilmiş ve sonuçlar Şekil 4.7’de gösterilmiştir.



Şekil 4.7: Camlı şasili gövde düşey deformasyonu sonucu (ön)

4.1.4.2 Arkadan Burulma Rijitliği Analizi

Araca ait komple camlı model, benzer sınır şartları altında arkadan burulma rijitliği katsayısını verecek şekilde analiz edilmiş ve sonuçlar Şekil 4.8’de gösterilmiştir.



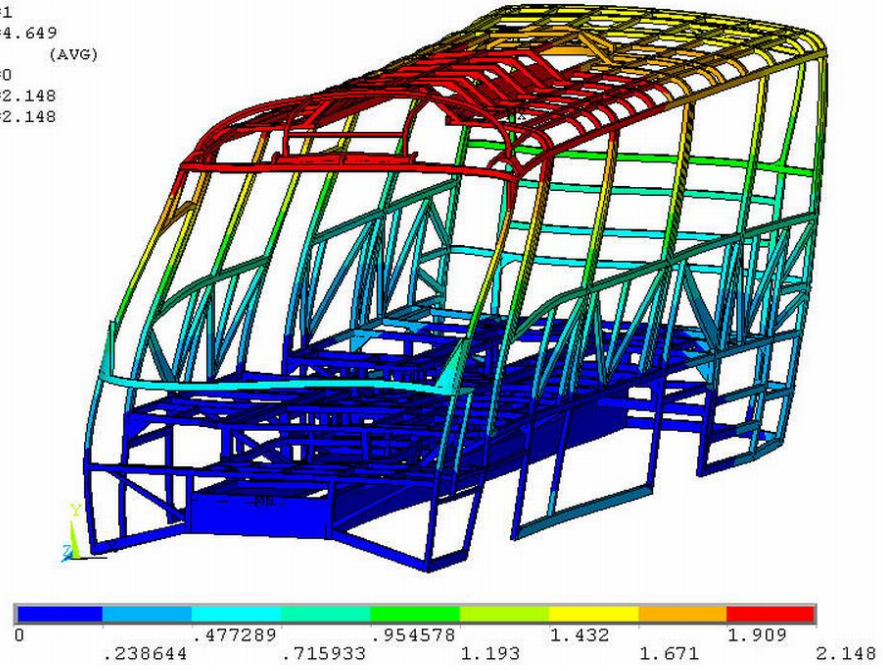
Şekil 4.8: Camlı şasili gövde düşey deformasyonu sonucu (arka)

4.2 Frekans Analizi

Sınır şartları belirtilen frekans analizi için “Block Lanczos” metodu seçilerek aracın zorlanmamış serbest titreşim modları çıkarılmıştır. Otomotiv sektöründe yapılan frekans analizlerinde ilk modlar, karşılaşılması daha muhtemel, zararları büyük ve tahrip edici özelliklere sahip karakterdedir. Bu sebeple, frekans analizi sonunda yapının titreşim davranışının bilinmesi, hangi frekanslarda ne şekilde rezonansa gireceği gibi konularda bilgi sahibi olunması amacıyla bu analizler gerçekleştirilmiştir.

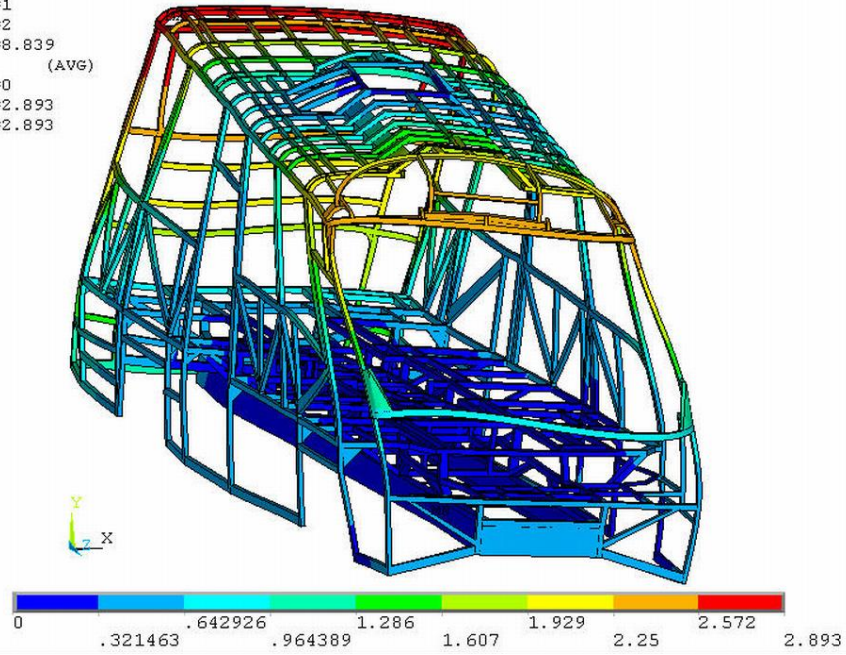
Her analiz sonucunda, araçta meydana gelen şekiller yorumlanmış ve her bir mod şekline bir isim verilmiştir. Şekil 4.9 - 4.14’de Eurobus Tector araca ait ilk 6 doğal frekans modu gösterilmiştir.

NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 FREQ=4.649
 USUM (AVG)
 RSYS=0
 DMX =2.148
 SMX =2.148



Şekil 4.9: 1. Doğal frekans sonucu (4,649 Hz)

NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =2
 FREQ=8.839
 USUM (AVG)
 RSYS=0
 DMX =2.893
 SMX =2.893



Şekil 4.10: 2. Doğal frekans sonucu (8,839 Hz)

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =3

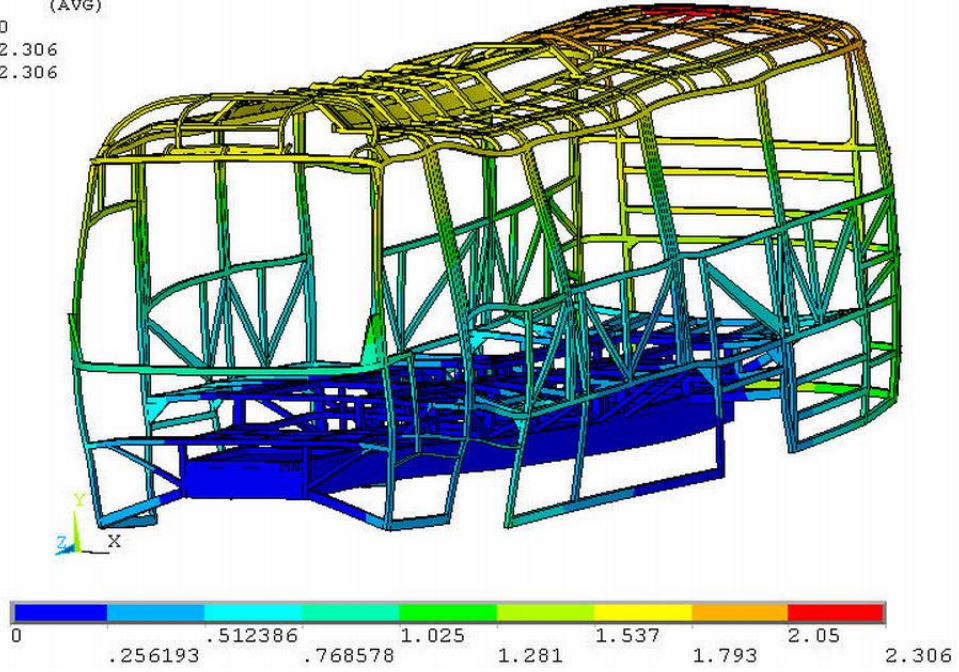
FREQ=13.098

USUM (AVG)

RSYS=0

DMX =2.306

SMX =2.306



Şekil 4.11: 3. Doğal frekans sonucu (13,098 Hz)

NODAL SOLUTION

STEP=1

SUB =4

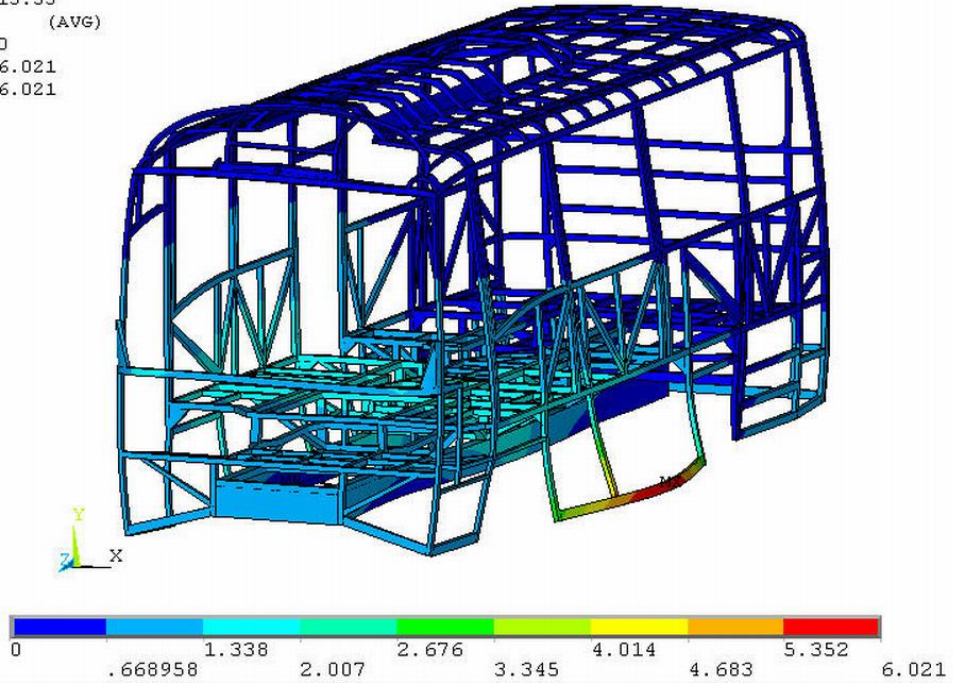
FREQ=15.55

USUM (AVG)

RSYS=0

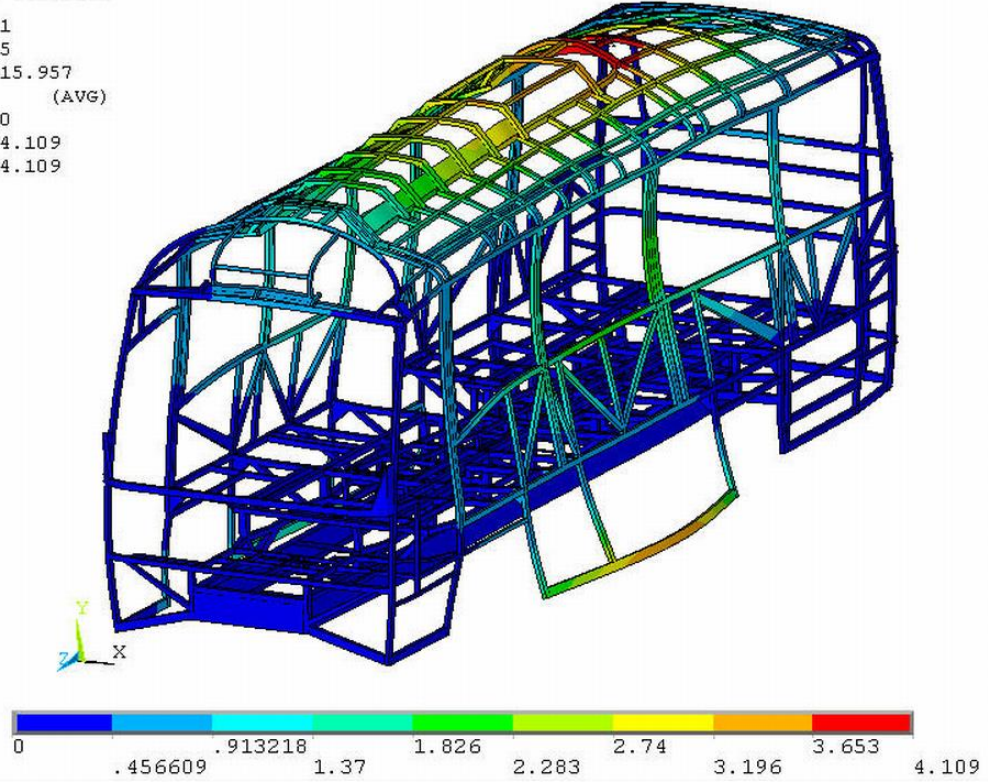
DMX =6.021

SMX =6.021



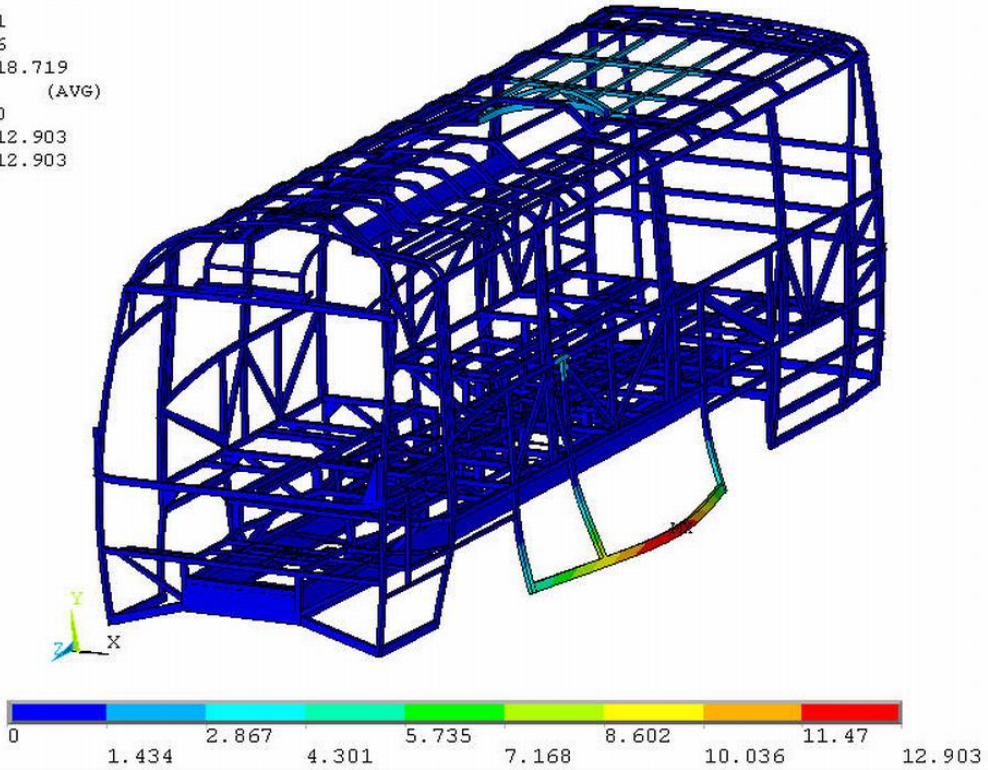
Şekil 4.12: 4. Doğal frekans sonucu (15,550 Hz)

NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =5
 FREQ=15.957
 USUM (AVG)
 RSYS=0
 DMX =4.109
 SMX =4.109



Şekil 4.13: 5. Doğal frekans sonucu (15,957 Hz)

NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =6
 FREQ=18.719
 USUM (AVG)
 RSYS=0
 DMX =12.903
 SMX =12.903



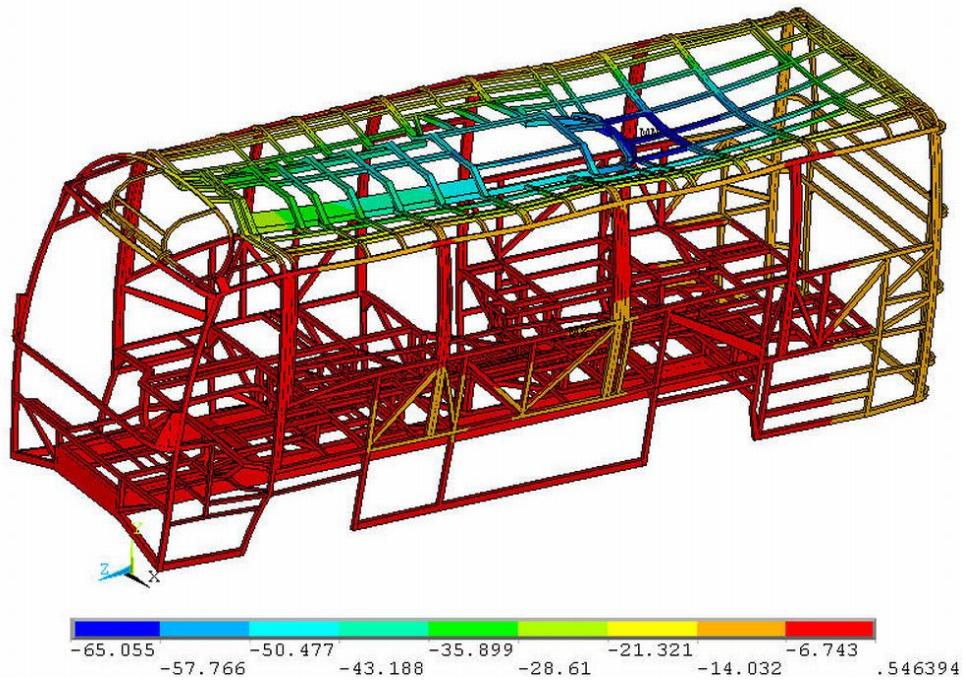
Şekil 4.14: 6. Doğal frekans sonucu (18,719 Hz)

4.3 Tavan Çökme Analizi (CUNA)

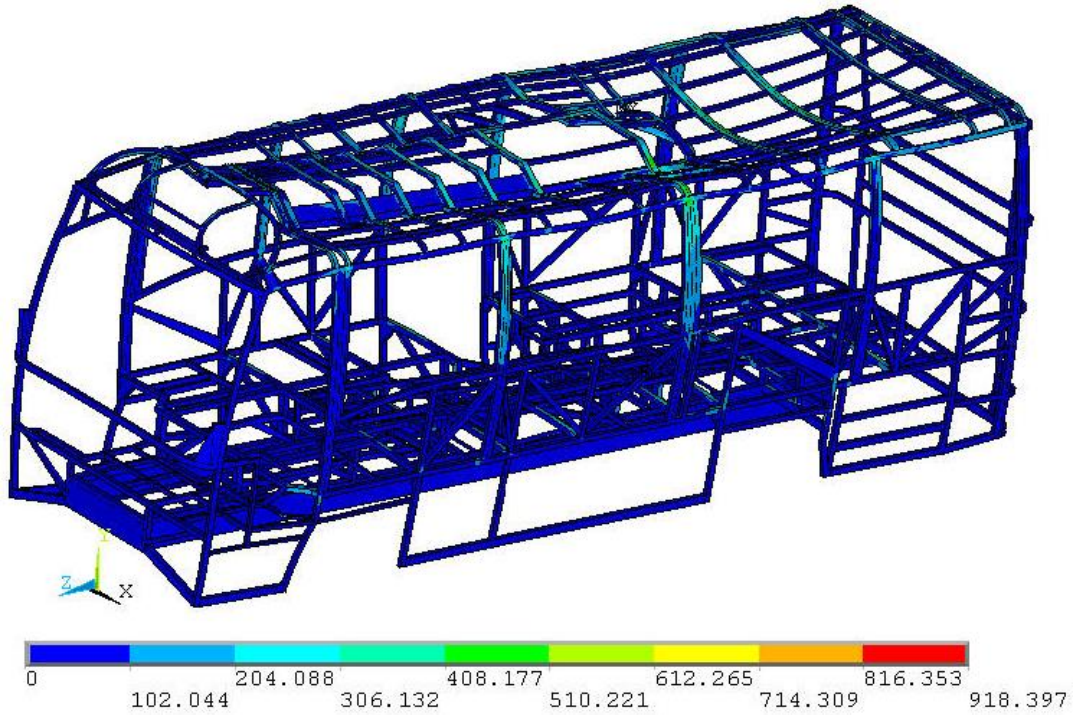
CUNA testi, Eurobus Tector'un yurt dışına ihraç edilmek istenmesi üzerine, ilgili ülkenin şart koştuğu ve regülasyonun gerektirdiği gibi uygulanan bir çalışmadır. Çalışmada, test şartları benzeşimler kurularak simüle edilmiştir. Tavan Çökme analizi için 2 farklı malzeme modeli geliştirilmiş olup, sıklıkla kullanılan 2 parametrelili lineer izotropik (LİSO) ve 4 parametrelili bi-lineer izotropik (BİSO) non-lineer malzeme modelleri kullanılmış, ilgili sınır şartları uygulanarak farklı malzeme modelleriyle tavan çökme analiz sonuçları aşağıda gösterilmiştir.

4.3.1 Lineer Malzeme ile Tavan Çökme Analizi

Tavan çökme analizi için, 2 parametrelili lineer izotropik malzeme modelinin (LİSO) kullanıldığı analiz sonucunda tavanda meydana gelen düşey yönlü deplasman değerleri Şekil 4.15'de görüleceği üzere maksimum 65,055 mm çıkmıştır. Yapılan lineer yaklaşımlı analiz sonunda oluşacak gerilme değerlerine bakıldığında, 918,397 MPa gibi malzeme akma sınırı olan 357 MPa'nın çok üzerinde bir değer elde edilmektedir. Akma sınırının üzerindeki yükleme sonucunda oluşacak gerilme-gerinmelerin lineer yaklaşımla ele alındığı bir malzeme modeli olan lineer izotropik malzeme, literatürde sıklıkla kullanılmaktadır.



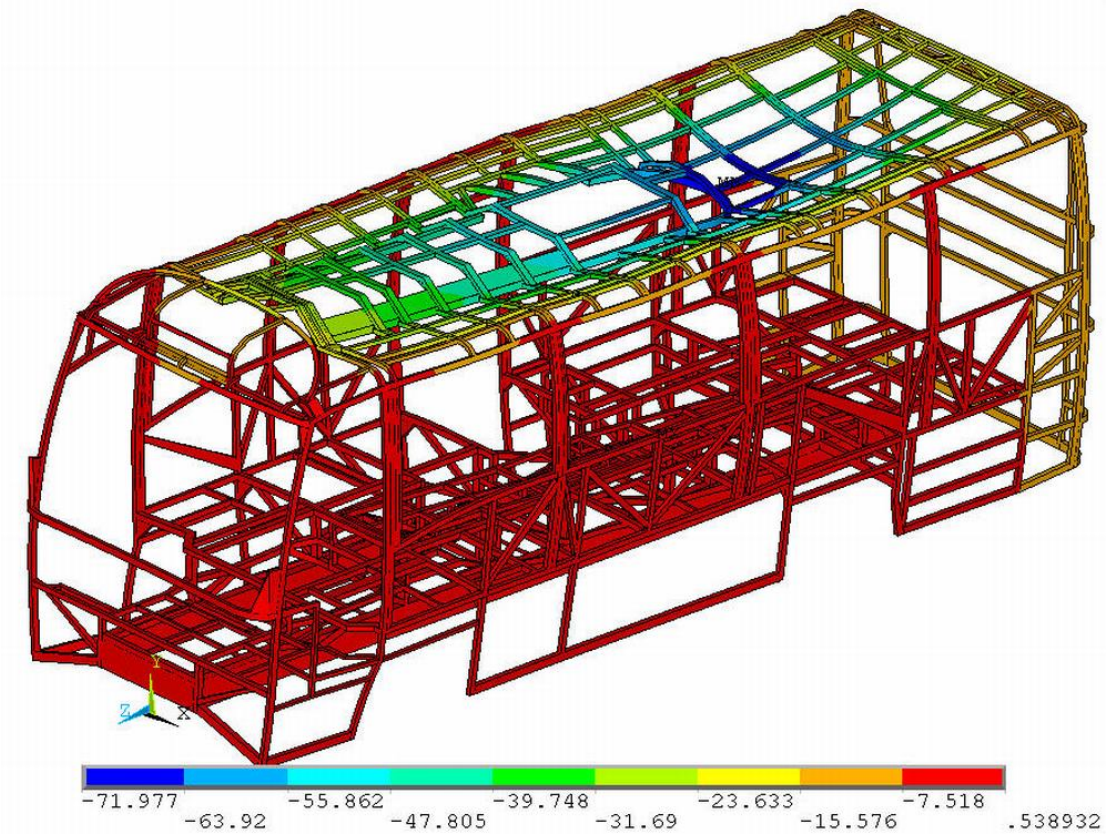
Şekil 4.15: Lineer malzeme modeli ile tavan çökme analizi sonucu



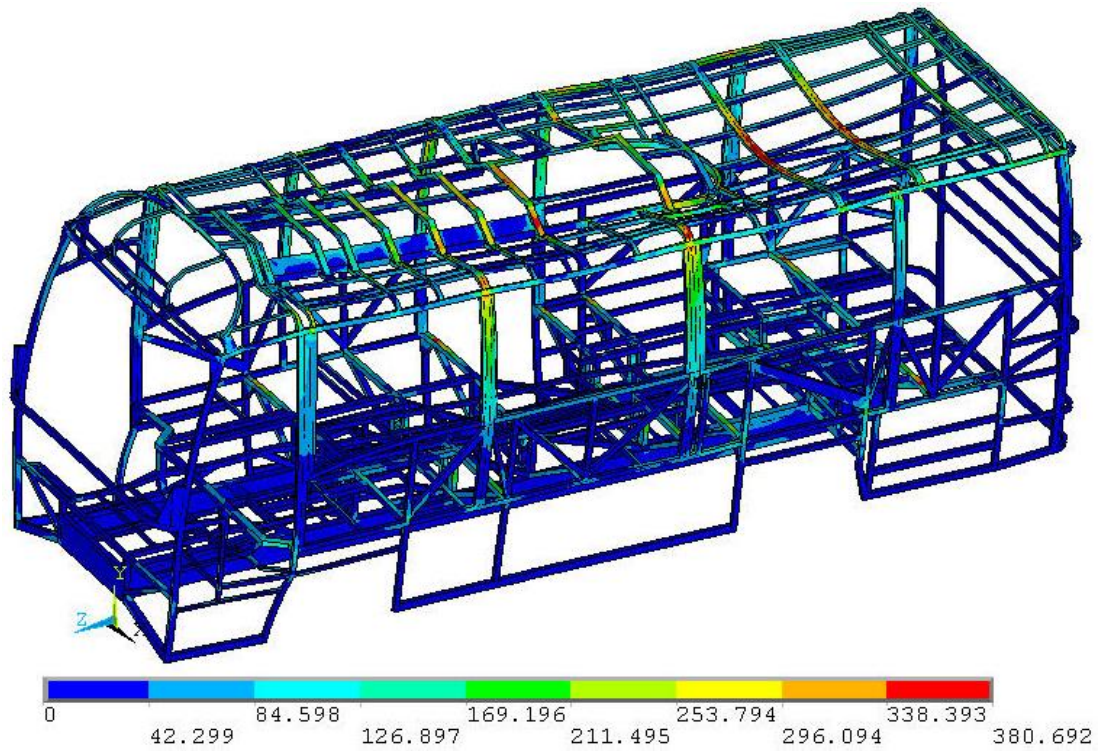
Şekil 4.16: Lineer malzeme modeli ile tavanada meydana gelen gerilme sonucu

4.3.2 Non-Linear Malzeme ile Tavan Çökme Analizi

Profillerde kullanılan St 44-2 çelik malzeme için, tedarikçi firmadan malzeme kuvvet-uzama test sonuçları elde edilerek, Ansys sonlu elemanlar yazılımı malzeme kütüphanesi içerisine uygun şekilde parametrelendirilerek non-lineer malzeme modeli oluşturulmuştur. Bu malzeme modeli ile yapılan analiz sonucunda, lineer bölgede lineer malzeme modeli ile elde edilen sonuçlara benzer sonuçlar beklenirken, malzemenin akma sınırının üzerindeki yüklemelerde daha gerçekçi sonuçlar elde edilmesi düşünülmektedir. Tavan çökme testi de bir bakıma non-lineer olayların oluşmasının beklendiği bir analiz olduğundan, bu malzeme modeli ile daha doğru sonuçlar elde edileceği düşünülmektedir. Şekil 4.17’de non-lineer BISO malzeme ile elde edilen maksimum 71,977 mm düşey yönlü tavan çökme analiz sonucu görülmektedir. Kontrol amaçlı olarak non-lineer tavan çökme analizinde gerilme sonuçlarına da bakılmış ve 380,692 MPa çıkan maksimum gerilme sonucunun akma sınırının üzerinde fakat daha makul seviyelerde olduğu görülmüştür (Şekil 4.18).



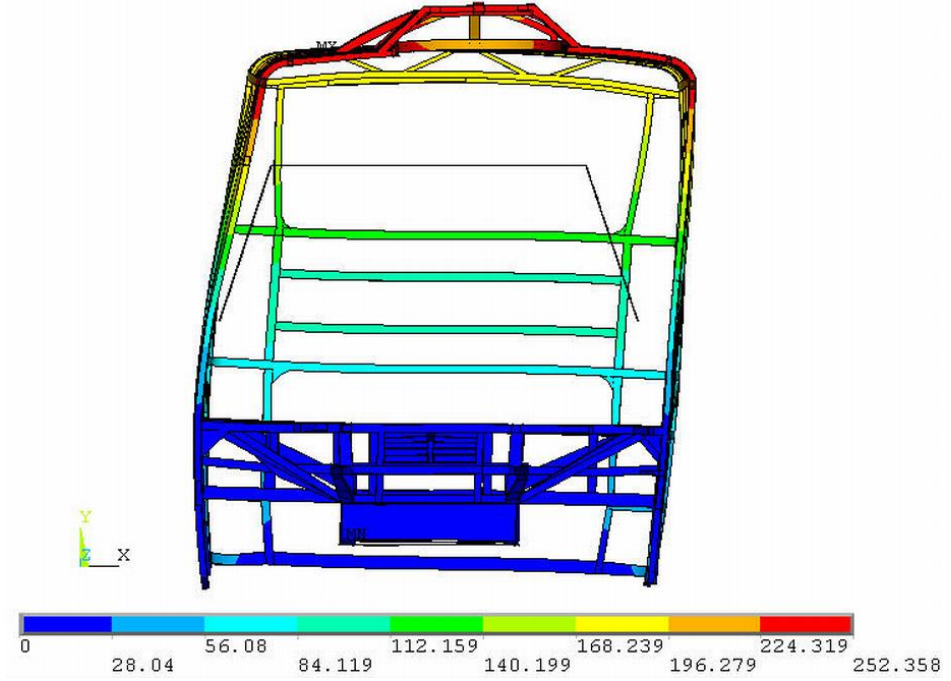
Şekil 4.17: Non-lineer BISO malzeme modeli ile düşey deformasyon sonucu



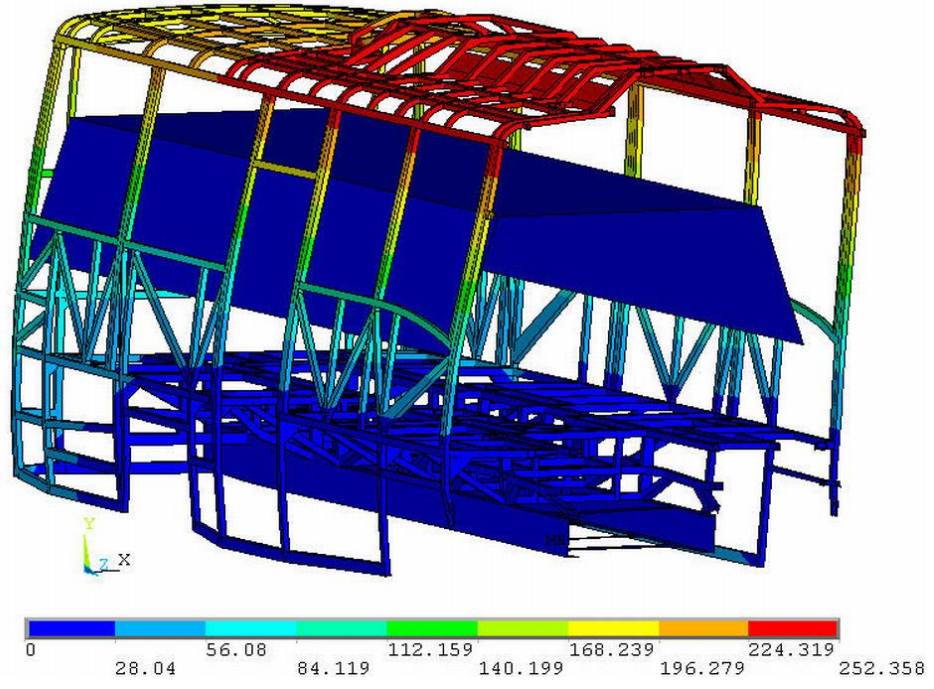
Şekil 4.18: Non-lineer BISO malzeme modeli ile gerilme sonucu

4.4 Devrilme Analizi (ECE R66)

İlgili regülasyonun gerektirdiği gibi düzenlenen teste benzeşimler yapılarak ECE R66 test şartları analiz edilmiştir. Elde edilen ilk sonuçlar, kritik olduğu düşünülen en ön yolcu koltukları hizasındaki yan karkas profillerinin güvenlik hacmine nüfuz edip etmediğine bakılarak anlaşılmıştır. Pasif güvenlik açısından çok önemli bir yer tutan bu analiz, normal şartlarda non-lineer malzeme, geometri ve sınır şartları altında yapılmaktadır. Bazı kabul görür yaklaşımlarla (lineer malzeme modeli, lineer sınır şartları, zamandan bağımsız çözüm gibi) lineer hale getirilen simülasyon, analiz edilerek toplam deformasyon sonuçları önden ve yandan olmak üzere maksimum toplam deformasyonun 252,358 mm olduğu Şekil 4.19 ve 4.20’de gösterilmiştir.



Şekil 4.19: ECE R66 analizi toplam deformasyon sonucu (önden)



Şekil 4.20: ECE R66 analizi toplam deformasyon sonucu (yandan)

5. TESTLER

Yapılan test sonuçlarının, sonlu elemanlar analizleri ile yapılan simülasyonlar için bir karşılaştırma değeri taşıdığı belirtilmişti. Bu bağlamda, özellikle standartlara bağlı kalınarak gerçekleştirilen testlerden elde edilen dataların sonlu elemanlar analizi sonuçları ile karşılaştırmanın hem testin hem de analizin doğruluğunun kanıtlanması amacıyla önem taşır.

Eurobus Tector aracı, temelde iki farklı teste tabi tutulmuştur. İhraç edilmek istenen ülkenin, Otoyol Sanayi A.Ş.'den CUNA ve ECE R66 sertifikalarına sahip olmasını istemiştir. Bu sebeple Eurobus Tector aracı CUNA ve ECE R66 testlerine tabi tutulmuştur.

5.1 Tavan Çökme Testi (CUNA)

Pasif güvenlik konusu içerisinde yer alan bu testte teorik olarak, taşıtın virajı alamaması gibi durumlarda devrilerek ters dönmesi sırasında, içeride bulunan yolcuların bir güvenlik hacminin içerisinde kalmaları amaçlanmıştır. Yalnız bu güvenlik hacmi sadece tavanın çökme miktarı ile sağlanır. Şartnamede, test için aracın tavanına düzgün yayılı yük olarak araç yüklü ağırlığının 1,5 katı (10 ton) yük verilerek tavandaki maksimum çökme miktarının 100 mm'yi aşmaması öngörülür. Bu amaçla test standına alınan Eurobus Tector aracının tavanına uygun formda hazırlanmış maçalar yerleştirilerek düzgün yayılı yük verilmesi sağlanmıştır. Tavana, 10 ton ağırlığı verecek şekilde yerleştirilmiş su bidonları ile de gerekli ağırlık sağlanmıştır. Test standı Şekil 5.1'de görülmektedir.



Şekil 5.1: Eurobus Tector için tavan çökme testi

Şekildeki gibi, şartnameye uygun şekilde yapılan test sonunda elde edilmek istenen tavan çökme değerleri, araç içine çeşitli kritik profillere düşey deplasmanları verecek şekilde aparatlar yerleştirilerek ölçülmüştür (Şekil 5.2).

Yapılan ölçümlerde, tavan 50 mm civarında çökmektedir. Bu maksimum çökme Şekil 5.2'deki kırmızı halka ile gösterilen orta dikmeden okunan değerdir.



Şekil 5.2: Tavandan çökme değerlerinin alınması

5.2 Devrilme Testi (ECE R66)

Pasif güvenlik önlemleri kapsamında ele alınan diğer bir standart ise devrilme testidir. Şartnamenin gerektirdiği bazı uygulamaları olan bu test, yine bir güvenlik hacmi içinde yolcuların pasif güvenliklerini sağlama amacı taşımaktadır. Şartnameye uygun şekilde hazırlanmış şekilde Eurobus Tector'un yerleştirildiği test standı Şekil 5.3'de, aracın devrilmiş hali ise Şekil 5.4'de görülmektedir.

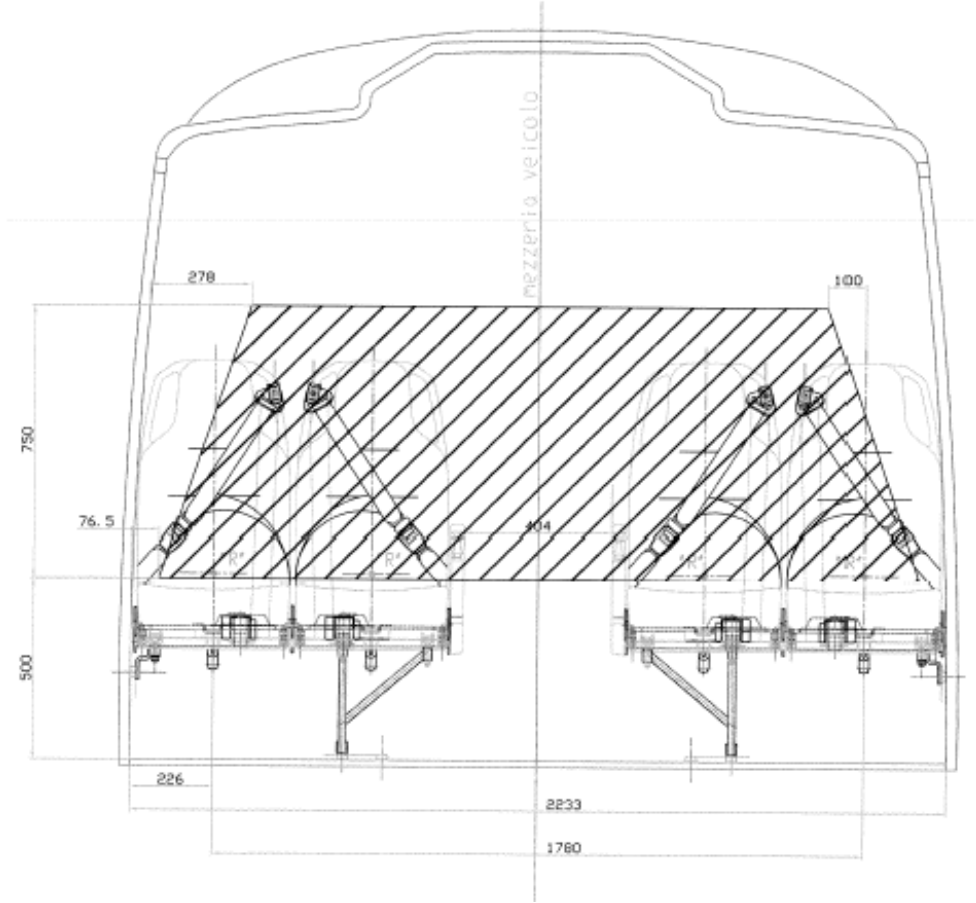


Şekil 5.3: ECE R66 test standı



Şekil 5.4: ECE R66 testi ile devrilmiş araç

Araç, yukarıda bahsedilen şartnameye uygun şekilde standı yerleştirilmiş, yavaş bir şekilde yana kalkan platformun aracı devirmesi sonucu da test sona ermiştir. Testte amaç güvenlik hacminin korunması olduğundan, şartnameye uygun bir güvenlik hacmi oluşturulması zorunluluğu doğmuş, bu sebeple şartnameye uygun güvenlik hacmi araç içinde ahşap profiller yerleştirilerek oluşturulmuştur. Şartnameye uygun güvenlik hacmi çizimi Şekil 5.5’de görülmektedir.



Şekil 5.5: ECE R66’ya uygun güvenlik hacmi

Testin, şartnameye uygun şekilde sona erdiği düşünülerek, yan duvar karkas profillerinin, araç içinde oluşturulmuş ahşap profile girip girmediği araştırılmıştır. Bu araştırma sonucunda en kritik olduğu düşünülen yolcu girişi tarafındaki ön yan duvar karkas profilleri incelenmiş, sonuçta güvenlik hacmini aşmadığı gözlemlenmiştir (Şekil 5.6).

Test sonucunda araç devrildikten sonra, üst tavan profillerinde kalıcı deformasyon oluşması beklenmektedir (Şekil 5.7).



Şekil 5.6: ECE R66 testi sonucu (yan profiller)



Şekil 5.7: ECE R66 testi sonucu (tavan profili)

6. SONUÇLARIN İRDELENMESİ VE YORUMLAR

Yapılan analizler neticesinde taşıtın yapısal özellikleri hakkında çok önemli sonuçlara ulaşılmıştır. Tüm analizler neticesinde ortaya çıkan ve paket programdan elde edilen sonuçlar ortaya konarak test ile karşılaştırmaya gidilmiş, böylece hem yapılan analiz yaklaşımlarının doğruluğu, hem de test şartlarının sağladığı bilgiler tartışılmıştır.

Burulmaya karşı dayanıklılık ve aracın bu değer bakımından amaca uygun olup olmadığı burulma rijitlik katsayısı ile tespit edilmektedir. Otobüsler genellikle burulma açısından oldukça katı olması gereken taşıt türüdür.

Çalışmada, öncelikle çeşitli durumlar için burulma rijitliği katsayıları çıkarılmıştır. Burulma rijitliği katsayısı şasi uzunlamasına eksen etrafında şasinin döndüğü birim açıya denk gelen momenti temsil ettiği bilinmektedir. Dolayısıyla, verilen herhangi bir moment değerine karşılık gelecek açı doğru orantılı olarak değişmekte, sonuçta burulma rijitliği katsayısı sabit kalarak değişmemektedir. Analizlerde şasi üzerinden uygun yerlerden elde edilen düşey yönlü deformasyonları ilgili burulma rijitliği formülasyonunda yerine konmuş şasi, gövde ve şasili gövde için burulma rijitliği katsayısı sonuçları elde edilerek Tablo 6.1’de listelenmiştir. Camların burulma rijitliğine etkisini görmek için yapılan analizde de aynı hesaplar geçerli olmaktadır.

Tablo 6.1 Burulma Rijitliği Katsayıları

	C_{TR} (Nm/rad)
Camsız Komple Araç Önden Burulma Rijitliği	2948920,049
Camsız Komple Araç Arkadan Burulma Rijitliği	2851557,439
Camsız Gövde Önden Burulma Rijitliği	345734,1592
Camsız Gövde Arkadan Burulma Rijitliği	297029,3279
Şasi Önden Burulma Rijitliği	140781,197
Şasi Arkadan Burulma Rijitliği	142739,215
Camlı Komple Araç Önden Burulma Rijitliği	3665760,810
Camlı Komple Araç Arkadan Burulma Rijitliği	3936641,567

Yapılan hesap sonuçlarına göre aracın burulma rijitliği katsayısı 3,000,000 ve 2,850,000 Nm/rad değerlerinde çıkmıştır. Bu değer otobüs şasili gövdesi için yüksek

katılıkta bir değerdir. C_{TR} değeri 100,000 Nm/rad'ın altındaki taşıt gövdeleri genellikle yumuşak, 100,000-250,000 Nm/rad arası orta sert ve 250,000 Nm/rad'ın üstündeki değerlere sahip taşıt gövdeleri de katı kabul edilirler [5]. Bulunan değerler ve literatürdeki değerler karşılaştırıldığında Eurobus Tector araca ait şasili gövde için yüksek katılık değeri elde edilmiştir. Örnek vermek gerekirse, çift katlı şasisiz bir otobüs için bulunan burulma rijitlik katsayısının 1,940,000 Nm/rad mertebesinde olduğu görülmüştür [5]. Şekil mukavemeti açısından çift katlı bir otobüsün daha rijit olması beklenirken tek katlı Eurobus Tector aracın burulma rijitliği daha yüksek çıkmıştır. Taşıta bu rijitliği kazandıran gövde ve şasinin birleştirme şeklidir. Hesaplardan da görüleceği üzere model olarak seçilen araçta ne gövde ne de şasi aşırı rijit yapılar değildir. Bu yüzden şasiye sahip olan araçta birleştirme şekli, bağlantı noktalarının sayısı ve yeri büyük önem arz etmektedir. Yumuşak karakterde bir gövde ile yumuşak karakterde bir şasi eğer doğru şekilde birleştirilirse yapılan çalışmadan da görüleceği üzere yüksek katılıkta bir araç karakteristiği elde edilebilmektedir.

Burulma rijitliği açısından yapılan bir diğer incelemede de camsız şasili gövde yapısı ile üzerine cam monte edilmiş şasili gövdenin burulma rijitlik katsayısı bakımından farkının değişik bir yöntemle ortaya konulması olmuştur [6]. Elde edilen sonuçlardan gövde üzerine monte edilmiş pencere camlarının katılığı bir miktar arttırdığı görülmüştür. Hesap sonuçlarına göre camlı haliyle şasili gövde rijitlik katsayısı 3,660,000 Nm/rad'dır. Artış miktarı camsız şasili gövdeye göre + % 24 – 38'dir. Bu sonuç, camların belirli oranda yük taşıdığını ve dolayısıyla camların pencere yuvalarına monte edilmesinde uygun tekniklerin kullanılması gerektirdiğini göstermesi bakımından önemlidir.

Meydana gelen doğal frekans sonuçları ve mod şekilleri Tablo 6.2'de listelenmiştir.

Tablo 6.2 Eurobus Tector doğal frekans sonuçları

Doğal Frekans No	Frekans Değeri (Hz)	Mod Şekli
1	4,649	1. Eğilme Modu
2	8,839	1. Burulma modu
3	13,098	2. Eğilme Modu
4	15,550	Lokal 1. Eğilme Modu
5	15,957	Tavan Lokal Eğilme Modu
6	18,719	Lokal 2. Eğilme Modu

Elde edilen analiz sonuçlarına göre ilk 6 mod 0 – 20 Hz arasında meydana gelmektedir. Araştırma amaçlı yapılan üst mod analizlerinde daha çok akustik etkileri olduğu bilinen 30 – 100 Hz mertebelerinde doğal frekans sonuçları elde edilmiştir. Analizi yapılan ilk 6 mod, taşıt için karşılaşılmaması daha muhtemel, genlikleri büyük ve taşıta vereceği tahribatın en büyük olduğu düşünülen modlardır. Analiz sonuçları çoğunlukla yapının genelinde ve beklenen modlarda meydana gelmiştir. Genel eğilme ve burulma şekilleri elde edilen doğal frekans mod şekilleri ve frekans değerleri sonuçlarına göre literatür ile karşılaştırıldığında doğru mertebelerde ve şekillerde sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Yapılan literatür araştırması sonucu NVH denilen, taşıtın gürültü, titreşim ve sertlik karakteristiğini ortaya koyan ve yol, yolcu ve sürüş konforunu direkt etkileyen parametrelere göre elde edilen frekans aralıkları Tablo 6.3’de listelenmiştir [7].

Tablo 6.3 Taşıt NVH karakteristikleri

NVH Karakteristiği	Frekans Aralığı
Sürüş (Ride)	< 5 Hz
Titreşme (Shake)	5 – 25 Hz
Sertlik (Harshness)	25 – 100 Hz
Gümbürtü (Boom)	25 – 100 Hz
Zırlama (Moan)	100 – 150 Hz
Gürültü (Noise)	150 – 300 Hz

Yukarıda gösterilen sonuçlara göre, yapı için en kritik frekans aralığı 0 – 25 Hz değerlerindedir. Özellikle 5 Hz’den küçük titreşimlere yani yol ve sürüş şartlarından kaynaklanan titreşimlere maruz kalacağı düşünülen taşıt için bu değerden küçük titreşimler problem teşkil etmektedir.

Titreşim karakteristiği açısından çok önemli olan yukarıdaki tablodaki sonuçlara göre elde edilen sonuçlar yorumlanacak olursa, ilk doğal frekans yaklaşık 5 Hz’de meydana gelmektedir. Bu sebeple doğal frekans değerinin, çalışma frekans değeri ile çakışıp rezonansa girmemesi amacıyla tavan profillerinin uygun şekilde değiştirilmesi gerekmektedir. Rijitliğin artırılıp, ağırlığın azaltılmasını amaçlayan bu değişimde tavan profil ağırlık ve rijitliklerinin titreşime göre optimize edilmesi gerekmektedir.

Literatür araştırması sonuçlarına göre, özellikle rölanti devirlerinde (600 devir/dakika) çalışmadan kaynaklanan 4 silindirli bir motor için 0 – 20 Hz çalışma frekans aralığı araç için problem teşkil etmektedir. Bu sonuca göre de araç, özellikle

ilk 6 modu için (0-20 Hz), rölanti devrilerinde uzun çalıştırmadan dolayı sabit genlikli yoğun titreşimlere maruz kalacak, herhangi bir durumda çalışma frekans değeri ile doğal frekans değeri birbirine eşit olacak ve bu durumda ilgili mod şeklini almaya çalışacak araç rezonansa girme tehlikesi ile karşı karşıya kalacaktır [7]. Bu duruma maruz kalınmaması amacıyla, ya rölanti devirleri yükseltilmeli (900 devir/dakika için 4 silindirli motorun çalışma frekansı 30 Hz) veya taşıt karkas yapısı bu titreşimlere göre optimize edilecek şekilde değiştirilerek frekans analizi çalışması tekrarlanmalıdır.

CUNA testi sonucunda araç üzerinden alınan test değerleri ile analiz değerlerinin örtüşmediği gözlemlenmiştir. Muhtemel sebep olarak testte, tavana uygun formda hazırlanmış ahşap maçalara gelen ağırlığın, tavan orta bölgesi yerine yan duvar karkas profillerine geldiği düşünülmüştür. Her iki çalışmada da elde edilen sonuç, testin standardında belirtilen 100 mm'nin altında kalmıştır. Araştırma amaçlı olarak LİSO malzeme ile yapılan analizde bulunan gerilme değerlerinin malzeme akma sınırından fazla olduğu görülmektedir. Kalıcı deformasyon oluşturmaması beklenen analiz için non-lineer BİSO malzeme geliştirilmiş olup analiz bu malzemeye göre tekrarlanmıştır. Bu sayede elde edilen analiz sonucunda daha yüksek düşey deformasyon sonuçları elde edilmiştir. Daha doğru olduğu düşünülen bu son sonuçlar yine 100 mm altında kalmıştır. Elde edilen son gerilme değerleri daha makul seviyelerde çıkmıştır.

Tablo 6.4 Eurobus Tector düşey yönlü tavan çökme sonuçları

Test'ten alınan maksimum düşey deformasyon sonucu	LİSO malzeme modeliyle elde edilen düşey deformasyon sonucu	BİSO malzeme modeliyle elde edilen düşey deformasyon sonucu
50 mm	65,055 mm	71,977 mm

Analizde tavandaki maksimum çökmenin, tavan kubbesinin arka kısmındaki zayıf bölgede meydana geldiği gözlemlenmiştir. Testte dikkate alınan deformasyon değeri analizdekine yakın bir bölgeden alınmıştır.

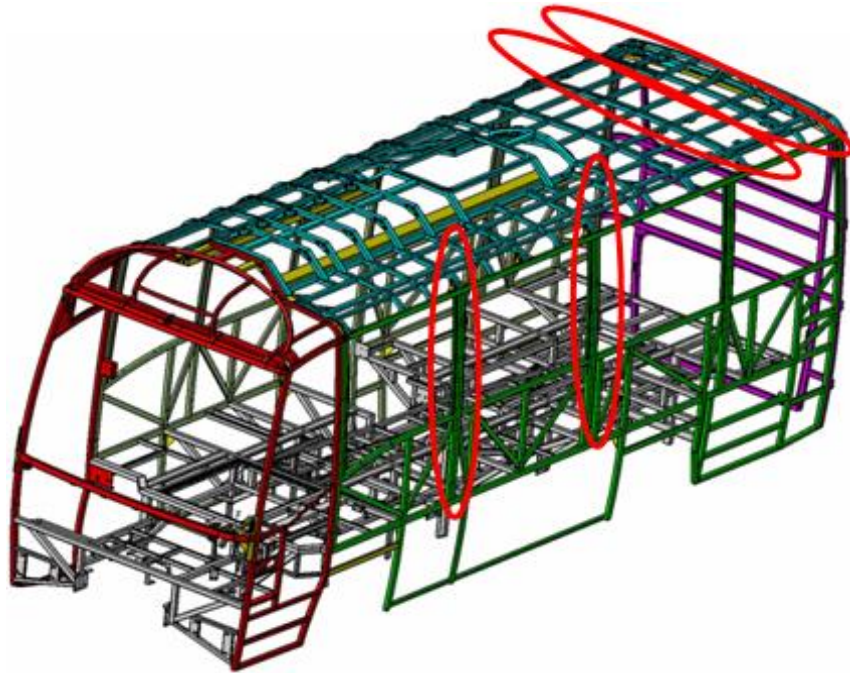
ECE R66 test sonuçlarına göre araç yan duvar karkas profilleri araç içinde oluşturulmuş güvenlik hacmine hiç bir şekilde temas etmemekteydi. Tamamen lineer yaklaşımla yapılan analizde de benzer deformasyon sonuçları elde edilmiştir. Analiz sonucunda maksimum yanal deformasyon 252,143 mm iken, maksimum düşey deformasyon 38,308 mm mertebelerinde kalmıştır. Toplam deformasyon ise 252,308

mm oluşmuştur. Bu sonuçlar ışığında yapılan devrilme analizinin elde edilen test dataları sonuçları ile rtuştğ görülmektedir. Standarta uygun sonuçlar veren teste benzeşim kurulan analiz sonucunda yolcuların emniyette olduğu düşünülmektedir.

Eurobus Tector aracı için satış sonrası raporlarına dayanarak elde edilen bilgilere göre, özellikle Karadeniz bölgesine yapılan filo satışlarında kullanımdan kaynaklı bir kaç sorun gözlemlenmiştir. Bu sorun, özellikle engebeli, eğimli ve virajlı yollarda yüksek hızda kullanımdan kaynaklanan, özellikle ön cam alt çerçevesinin esnemesinden kaynaklanan n cam kırılmalarına rastlanmıştır. Analiz sonuçlarına göre bu durum tespit edilememiş olup, sadece burulma rijitliği sonuçlarına göre bu bölgelerde bir miktar deformasyon meydana geldiği tespit edilmiştir.

Satış sonrası elde edilen şikayetlerden birisi de, tavanda meydana gelen punto kaynağı kopmalarıdır, belli aralıklarla punto kaynağı yapılan tavan sacı, spoiler dibinden kopmaktaydı, tespit edilen arıza sebebi tavan titreşiminin yoğunlaştığı bölgelerdeki mukavemet zayıflıklarıdır. Bu sebeple bu bölgeler tespit edilerek birleştirme tekniği değiştirilerek sorun giderilmiştir. 1. doğal frekans sonucu da bize tavanın benzer bölgelerinde eğilmeler olabileceğini göstermekte idi.

Prototip aracın özellikle yan camlarının, rölanti devirlerinde aşırı titrediği görülmüş, nlem olarak da 30*40 yan duvar ve tavan profillerine takviye olarak birer 30*40 profil daha eklenmiştir (şekil 6.1).



şekil 6.1: Çiftli profillerin gösterimi

Son olarak yine prototip araçta öngörülen bir sorun için motor – şasi bağlantı noktaları titreşime göre optimize edilerek motorun titreşiminden kaynaklanması muhtemel sorunlar en aza indirgenmiştir. Bu amaçla, önden motorlu araçta 1 ile 4. traversler arasında bulunan motorun şasi lonjeronlarına bağlantı noktaları 1. ve 4. lonjeronlara sabitlenerek, 2. ve 3. travers noktalarından bağlantılar es geçilmiştir, bu sayede özellikle motorun rölanti titreşimlerinin gövdeye yansması engellenmiştir.

Tüm bu sonuçlar ışığında, Eurobus Tector aracının yol testlerinde 79000 km yol yapmış olduğunu ve herhangi ciddi bir problemle karşılaşmamış olduğunu da göz önüne alarak, aracın mukavemet yönünden yeterli derecede güçlü olduğu CUNA ve ECE R66 test ve analiz sonuçlarına dayanarak söylenebilir. Aynı şekilde teorik burulma rijitliği katsayısının katı derecede bulunması da mukavemetli olduğunu göstermektedir.

Taşıtın titreşim karakteristiği açısından riskli bir bölgede yer aldığı (0 – 20 Hz), komponentlerin ve taşıtın ömür açısından bir risk taşıdığı düşünülmektedir. Bu sebeple, taşıtın çevreden kaynaklı titreşimlere maruz bırakılması sonucu toplanacak yol datalarının teorik veya pratik olarak ömüre çevirilmesiyle komponent/taşıt ömrü hesaplanmış olur. Bu şekilde yapılacak ayrıntılı bir çalışma sonucunda taşıtın titreşime karakteristiği test/analiz edilmiş olur.

Literatür ile karşılaştırıldığında, yapılan çalışmanın lineer yaklaşımları uygun, uygulanan sınır şartlarının benzer örneklerde de aynı koşullarda uygulandığı görülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Oehlschlaeger, H.**, 1977. Influence of the nodal design on the torsional stiffness and torsional stresses of torsionally flexible frames of commercial vehicles, *Automobile Industrie*, 68-70.
- [2] **Beermann, H. J.**, 1977. Warping inhibition in the joints of vehicle frames with open cross-section members, *Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge*, 1-6.
- [3] **Oehlschlaeger, H.**, 1980. Einflaub der Knotenauslegung auf Verdrehsteife und beanspruchungen von vereindungsweichen Nutzfahzeugrahmen, *Automobile Industrie*, 69-76.
- [4] **Ereke, M.**, 1989. Yaklaşım metodu yardımıyla kamyon şasisinde burulma açısı ve burulma katılığının hesabı, *Mühendis ve Makina*, 354-356.
- [5] **Ereke, M ve Yay, K.**, Çift katlı otobüs gövdesinin bilgisayar destekli yapısal optimizasyonu.
- [6] **Beermann, H. J.**, 1986. Rechnerische Analyse von Nutzfahzeugtragwerken, Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln,
- [7] **Yi-min, J.**, 1986. Analysis and Evaluation of Minivan Body Structure Finite Element Methods.

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet AVCI, 1980 yılında Hatay’da doğdu. İlköğrenimini Altınova Merkez İlkokulunda tamamladı. Ortaöğrenimini Ayvalık Süper Lisesi’nde tamamladıktan sonra 1998 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünde yüksek öğrenim hayatına başladı. 2004-2006 yılları arasında FİGES A.Ş. firmasında proje ve uygulama mühendisi olarak görev yaptı. Halen 2003 senesinde İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Otomotiv bölümünde başladığı yüksek lisans öğrenimine ve Otoyol Sanayi A.Ş.’nin Mühendislik ve Ar-Ge Bölümündeki proje mühendisliği görevine devam etmektedir.