



T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

**BİNEK ARAÇ TAVAN PANELİ TİTREŞİMİ
SONLU ELEMANLAR ANALİZİ**

ÇAĞRI AKDENİZ

Yüksek Lisans Tezi



**BİNEK ARAÇ TAVAN PANELİ TİTREŞİMİ
SONLU ELEMANLAR ANALİZİ**

ÇAĞRI AKDENİZ



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİNEK ARAÇ TAVAN PANELİ TİTREŞİMİ
SONLU ELEMANLAR ANALİZİ**

ÇAĞRI AKDENİZ

Doç. Dr. Rukiye ERTAN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2017

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Çağrı AKDENİZ tarafından hazırlanan "BİNEK ARAÇ TAVAN PANELİ TİTREŞİMİ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Rukiye ERTAN

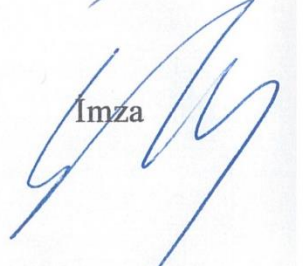
Başkan : Doç. Dr. Rukiye ERTAN
U.Ü. Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



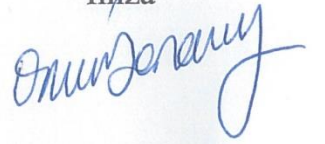
Üye : Doç. Dr. Gökhan SEVİLGİN
U.Ü. Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Üye : Yrd. Doç. Dr. Onur SARAY
B.T.Ü. Doğa Bilimleri, Mimarlık ve Mühendislik
Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım



Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

.../.../...

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

18/10/1017

Çağrı AKDENİZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİNEK ARAÇ TAVAN PANELİ TİTREŞİMİ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Çağrı AKDENİZ

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Rukiye ERTAN

Bu çalışmada bir binek aracın ön kapısının kapanması anında tavan panelinde oluşan titreşimin sanal analiz metodu ile tahmini yapılmıştır. İlk olarak sonlu elemanlar metodu kullanılarak bir binek araç sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Daha sonrasında tavan panelinde meydana gelen titreşim tahmininin doğruluğunu arttırmak adına, farklı metotlar araştırılmış, araştırılan metotlar içerisinde de en uygun olduğu düşünülen metot ile NASTRAN programında analizler gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında ise çıkan sonuçların doğruluk seviyesini ölçmek adına fiziksel titreşim testleri yapılmıştır. Test sonucunda çıkan veriler ile sanal analiz sonucunda çıkan veriler karşılaştırılmıştır. Son bölümde ise analiz sonuçlarının doğruluk seviyesini artırma çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar model detayı etkisi, yük ve sınır koşulları etkisi, son olarak da sönüm oranının sonuçlara olan etkisi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Tavan titreşimi, Sonlu elemanlar metodu, Titreşim analizleri, Modal analiz, FRF, Sönüm oranı, Kompleks öz değer analizi, Modal geçici tepki analizi, Titreşim testi.

2017, ix + 70 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

FINITE ELEMENTS ANALYSIS OF ROOF VIBRATION OF PASSANGER CAR

Çağrı AKDENİZ

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Automotive Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Rukiye ERTAN

In this study, vibration of the roof panel at the moment of closing the front door of a passenger car was estimated by virtual analysis method. First, a finite element model of a passenger car was created using the finite element method. Afterwards, different methods were investigated in order to increase the accuracy of vibration forecasting in the roof panel and analyzes were performed in the NASTRAN program with the most appropriate method. In the second phase of the study, physical vibration tests were performed to measure the accuracy level of the results. The test result was compared with the data from the virtual analysis. In the last part, studies were carried out to increase the accuracy level of the analysis results. The influence of the finite element model detail, the effect of load and boundary conditions, and finally the effect of damping ratio on the results was examined.

Key words: Roof Vibration, Finite Element Method, Vibration Analysis, Modal Analysis, FRF, Damping, Complex Eigenvalue Analysis, Modal Transient Analysis, Vibration Test.

2017, ix + 70 pages

TEŞEKKÜR

Bu tezin yazılması sürecinde desteğini benden esirgemeyen değerli Hocam Doç. Dr. Rukiye Ertan'a,

Tecrübeleri ile bana yol gösteren değerli çalışma arkadaşlarım Halil Bilal, Erkan Talay ve Erkut Yalçın'a,

Titreşim testlerini gerçekleştiren değerli çalışma arkadaşım Ekrem Huzur'a,

Değerli zamanlarını benim için harcamaktan kaçınmayan TOFAŞ Sayısal Analizler Ve Fiziksel Testler Yöneticiliği' nin değerli çalışanları olan iş arkadaşlarıma,

Hayatım boyunca bana desteklerini esirgemeyen anneme ve babama,

En büyük destekçim olan sevgili eşim Canset ve biricik oğlum Nartan' a çok teşekkür ederim.

Çağrı Akdeniz

13.10.2017

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Sonlu Elemanlar Metodu	3
2.2. Titreşim Analizleri.....	4
2.2.1. Giriş	4
2.2.2. Araçlarda gürültü titreşim ve çeşitleri	4
2.2.3. Bir binek aracın NVH analizleri.....	6
2.2.4. Titreşim teorisi	8
2.2.5. Normal mod analizi, özdeğer problemi ve dinamik analiz	13
2.2.6. Frekans cevap fonksiyonu (FRF)	16
2.2.7. Kompleks öz değer analizi.....	19
2.2.8. Modal geçici cevap analizi.....	20
2.2.9. Sönüm.....	23
3. MATERYAL VE YÖNTEMLER.....	27
3.1. Bir Binek Araç Sonlu Elemanlar TB Modelinin Kurulması	27
3.2. Bu Çalışmada Kullanılacak Analiz Metodunun Belirlenmesi	32
3.3. Belirlenen Metot ile Analizlerin Gerçekleştirilmesi.....	36
3.3.1. Kompleks öz değer analizi.....	36
3.3.2. Modal geçici cevap analizi.....	40
3.4. Fiziksel Testlerin Gerçekleştirilmesi	48
3.4.1. Fiziksel test materyalleri	49
3.4.2. Fiziksel testin uygulanması.....	50
4. BULGULAR.....	52
4.1. Modal Geçici Cevap Analizi Sonucunun İzlenmesi.....	52
4.2. Fiziksel Test Sonuçları ile Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	54
4.3. Korelasyon Seviyesini Arttırma Çalışması	55

4.3.1. TB model detayının etkisinin incelenmesi.....	55
4.3.2. Araç içi basınç etkisi	58
4.3.3. Sönüm oranı etkisi.....	62
5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	65
KAYNAKLAR.....	68
ÖZGEÇMİŞ.....	70



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Kısaltmalar	Açıklama
BEM	Boundary Element Method (Sınır Elemanları Metodu)
BIW	Body In White
CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
FEM	Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Metodu)
FRF	Frequency Responce Function (Frekans Cevap Fonksiyonu)
GB	Gigabyte
Hz	Hertz (Frekans Birimi)
IGES	Initial Graphics Exchange Specification
MHz	Megahertz (Frekans Birimi)
NVH	Noise Vibration Harshness (Ses Gürültü Sertlik)
SEA	Statistical Energy Analysis (İstatistiksel Enerji Analizi)
SSD	Solid State Disk
TB	Trimmed Body
UG	Unigrafix
m	Metre
sn	Saniye

Simgeler	Açıklama
m	Kütle (Atalet)
b	Sönüm
k	Katılık
p	Kuvvet
u	Deplasman
\dot{u}	Hız
\ddot{u}	İvme
ζ	Modal sönüm oranı
$\{\phi\}$	Özvektör
ω	Dairesel doğal frekans
$[M]$	Kütle matrisi
$[K]$	Sertlik matrisi
$\{u\}$	Deplasman vektörü
i	Mod numarası
ξ_i	Modal deplasman
G	Yapısal sönüm sabiti
θ	Faz
ω_n	Doğal frekans
λ	Özdeğer
f	Kuvvet vektörü
Q	Kalite faktörü

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Araçlarda gürültü kaynakları	4
Şekil 2.2. Hava kaynaklı gürültü	5
Şekil 2.3. Bir binek aracın global modları	7
Şekil 2.4. FRF tahrik noktaları	8
Şekil 2.5. Tek serbestlik dereceli titreşim modeli	8
Şekil 2.6. Sönümlü serbest titreşimlerin grafiği	10
Şekil 2.7. Zorlanmış titreşimlerde rezonans durumundaki artım faktörü ve faz açısı	11
Şekil 2.8. Sabit genlikteki sinüzoidal hareket için viskoz ve yapısal Sönüm grafiği	24
Şekil 2.9. Frekansa bağlı modal sönüm örnek grafiği	26
Şekil 3.1. TB modelleme çalışması akış şeması	27
Şekil 3.2. Orta yüzeyi çıkarılmış sac parça tasarımı	28
Şekil 3.3. Orta yüzeyde ağ yapısının oluşturulması	28
Şekil 3.4. Katı ağ yapısı ile oluşturulmuş örnek parçalar	29
Şekil 3.5. Macunun modellenmesi	29
Şekil 3.6. Cıvata ve somun rijit eleman ile modellenmesi	29
Şekil 3.7. Bir binek aracın örnek BIW modeli	30
Şekil 3.8. TB sonlu elemanlar modeli	31
Şekil 3.9. Kapı fitil çerçevesi	33
Şekil 3.10. Kapı elastik tampon	33
Şekil 3.11. Kapı kütle eleman modeli	34
Şekil 3.12. Tavan macunları modeli	35
Şekil 3.13. Kompleks öz değer analizi çözüm kartı	37
Şekil 3.14. Kompleks öz değer analizi çözüm kartı	38
Şekil 3.15. Frekansa bağlı sönüm oranlarının okunması	39
Şekil 3.16. Frekansa bağlı sönüm oranı tablosu	39
Şekil 3.17. Sönüm oranı grafiksel gösterimi	40
Şekil 3.18. TABDMP1 kartının tanımlanması	41
Şekil 3.19. Frekansa bağlı sönüm oranlarının TABDMP1 kartı ile oluşturulması	41
Şekil 3.20. Kapı kapanma kuvveti için oluşturulan model	42
Şekil 3.21. Kuvvet zaman grafiği	43
Şekil 3.22. Zamana bağlı kuvvet verilerinin TABLED1 kartı ile oluşturulması	43
Şekil 3.23. Zamana bağlı kuvvet verilerinin TABLED1 kartı ile oluşturulması	44

Şekil 3.24. Tavan paneli üzerinde ölçüm noktasının belirlenmesi	44
Şekil 3.25. Kuvvet dosyasının oluşturulması	45
Şekil 3.26. Modal geçici cevap analizi çözüm kartı	46
Şekil 3.27. Modal geçici cevap analizi çözüm kartı	47
Şekil 3.28. Data toplayıcı, bilgisayar, Test Lab programı	49
Şekil 3.29. Kapı kapanma hızı ölçüm cihazı	49
Şekil 3.30. B&K 4507-B-004 ivme sensörü	50
Şekil 3.31. Fiziksel test ilgili nokta İvme - Zaman grafiği.....	51
Şekil 4.1. Tavan paneli İvme - Zaman grafiği.....	52
Şekil 4.2. Tavan paneli Yer Değişim - Zaman grafiği.....	53
Şekil 4.3. Tavan titreşimi animasyon kesiti	53
Şekil 4.4. Fiziksel test sanal analiz İvme - Zaman grafiği karşılaştırma	54
Şekil 4.5. Kapı modelinin bulunduğu TB modeli.....	55
Şekil 4.6. Kapı menteşe dönme eksenini	56
Şekil 4.7. Kapı fitillerinin modellenmesi	56
Şekil 4.8. Elastik tampon modellenmesi	57
Şekil 4.9. Güncellenen TB modeli sonuçları.....	57
Şekil 4.10. Kabin içerisindeki ortalama basınç değişimi	58
Şekil 4.11. Elde edilen Basınç - Zaman grafiği.....	59
Şekil 4.12. Basınç uygulanan bölge.....	59
Şekil 4.13. Sanal analiz basınçlı ve basınçsız İvme - Zaman grafiği	60
Şekil 4.14. Sanal analiz basınçlı ve basınçsız Yer Değişimi - Zaman grafiği.....	60
Şekil 4.15. Fiziksel test sanal analiz basınçlı İvme - Zaman Grafiği karşılaştırması	61
Şekil 4.16. Global sönüm oranı etkisi	63
Şekil 4.17. Global sönüm oranının %10 olması durumu	64

1. GİRİŞ

Araç geliştirme süreci, konsept ve stil geliştirme adımı ile başlayarak taşıt tasarımı, tasarımın sanal ve fiziksel doğrulaması, seri üretim hazırlık ve lansman adımları ile devam etmektedir. Yukarıdaki süreçlerden de görüleceği üzere sanal ve fiziksel doğrulamalar araç geliştirme sürecinde önemli bir konuma sahiptir. Günümüzde artan rekabet koşulları, tasarım süresinin ve maliyetlerin azaltılması yönünde baskı yaparak, sanal doğrulamanın tasarım sürecinin ilk adımından itibaren kullanılması gerekliliğini hissettirmiştir (Durgun 2015). Buna paralel olarak analiz programları her geçen gün yeteneklerini arttırarak araç geliştirme sürecine daha fazla katkı sağlar hale gelmiştir. Bu sayede araç projelerinin ön fazlarında optimizasyon çalışmaları ile tasarıma yön verilerek verimli projeler ortaya çıkarılabilmektedir (Öztürk ve Şendeniz 2014).

Sanal doğrulamalar sadece proje döneminde değil, araç üretim onayından sonra, satış ömrü boyunca da yapılmaktadır. Çünkü her ne kadar proje döneminde detaylı analizler yapılıyor olsa bile, proje döneminden sonra da tasarım değişiklikleri olabilmektedir. Bu değişikliklerin performans ölçümünde ilk olarak sanal analiz çözümlerine başvurulmaktadır. Bütün bu sebeplerden dolayı sanal analiz metotlarının geliştirilmesi ve analiz sonuçlarının test sonuçları ile karşılaştırılarak doğruluklarının arttırılması çok önemlidir.

Bu çalışmada, yukarıda anlatılanlar doğrultusunda, bir binek aracın kapısının kapatılması anında tavan panelinde meydana gelen titreşimin sanal analiz metodu ile tahmini yapılmıştır. Sonuçların doğruluk oranını karşılaştırmak adına kullanılacak analiz metotları araştırılmıştır. İlk olarak modal frekans cevap fonksiyonu (Modal Frequency Response Function) analiz metodu incelenmiştir. İncelemeler sonucunda, yapılacak bu çalışma için, bu metodun bazı kısıtları olduğu saptanmıştır. Bunlardan bir tanesi malzeme sönüm oranının bu analiz metodu ile kullanılamamasıdır (Anonim 2016). Hâlbuki her malzemenin kendine özgü sönüm oranı bulunmaktadır (Anonim 2016). Bu sebepten dolayı analiz sonuçlarındaki frekans ve genliklerde bir miktar sapmalar gözükülebilmektedir. Diğer bir kısıt ise bu metotta sadece frekansa bağlı çözüm yapılabildiği için, tahrik kuvveti yani bu çalışmadaki kapı kapanma kuvveti zamana

bağlı olarak uygulanamaz, bundan dolayı tavan panelinde meydana gelen yer değiştirme cevabının zamansal değişimi takip edilemez. Sadece frekansa bağlı yer değiştirme cevabı elde edilebilir.

Yukarıda da belirtildiği gibi kapı kapanma anında oluşan kuvvet yapıda titreşime sebep olmaktadır. Sanal analiz yöntemleri ile gerçek koşullarda oluşan titreşim miktarını gözlemleyebilmek için modal geçici cevap analiz metodu (Modal Transient Response Metot) kullanılmaya karar verilmiştir. Bu analiz metodu sayesinde, yapı zamana bağlı kuvvet datası ile tahrik edilebildiği için, oluşan titreşimin gerçek boyutlardaki değerleri zaman alanında görülebilmektedir (Anonim 2016). Modal geçici tepki analiz metodunun diğer bir avantajı ise test biriminden alınan zamana bağlı ham yer değiştirme dataları ile analiz sonuçlarının direk olarak karşılaştırılabilmesidir (Özgelen 2014). Bu sayede sonuçların doğruluk oranı hakkında kolaylıkla değerlendirme yapılabilmektedir.

Sonuçların doğruluğunu arttırmak adına sönüm oranı ve tahrik kuvvetlerinin doğru olarak tanımlanması gerekmektedir. Bu açıdan, kapı kapatıldığında kilit karşılığında meydana gelen kuvvetin hesaplanarak yapının bu kuvvetle tahrik edilmesi sağlanmalıdır. Tahrik kuvvetini hesaplayabilmek için kapının da içinde bulunduğu sonlu elemanlar analiz modeli kullanılarak, zaman alanında dinamik bir analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analiz de kapı 1,4 m/sn hızla kapatılarak, kapı kilit karşılığında meydana gelen kuvvet zamana bağlı olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu kuvvet ile yapı tahrik edilerek gerçek koşullarda meydana gelen titreşim miktarına ulaşıp ulaşılmadığı gözlemlenmiştir. Yapılan bu çalışmada kapı kapanma kuvvetinin hesaplanması için gerçekleştirilen analiz metodunun detayından bahsedilmemiştir.

Viskoz sönüm oranları frekansa göre değişmektedir (Anonim 2016). Analiz girdisi olarak sabit sönüm oranı tanımlamak sonuçların doğruluğunu etkileyebilmektedir. Bu açıdan yapının frekansa bağlı sönüm oranlarını hesaplamak için kompleks öz değer analizi (Complex Eigenvalue Analysis) yapılmıştır. Bu metot sayesinde malzeme sönümleri de analize girdi olarak sağlanabilmektedir. Analiz sonucunda çıkan frekansa bağlı sönüm oranları, modal geçici cevap analizinde girdi olarak kullanılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Sonlu Elemanlar Metodu

Doğada gerçekleşen olayların birçoğu fizik kanunları yardımı ve matematik ifadeleri ile anlaşılmaaya çalışılmıştır (Demir 2017). Bu olaylar diferansiyel veya integral denklemler yardımı ile yüksek oranda belirtilebilmektedir. Kompleks problemler, daha basit veya anlaşılması kolay problemlere ayrıştırılarak kolaylıkla çözülebilir hale getirilir. Daha küçük gruplara ayrıştırılan problemler tekrardan birleştirilerek ana problemin çözümü yapılmış olunur. Bu metot günümüzde kompleks mühendislik uygulamalarının çözümlenmesinde çoğunlukla kullanılan sayısal bir metot haline gelmiştir (Arıkan 2005).

Sonlu elemanlar metodu ilk defa yapı analizinde kullanılmıştır. İlk çalışmalarını ise Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) yarı analitik analiz yöntemi gerçekleştirerek yapmışlardır. Sonlu elemanlar terimi ise ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında kullanılmıştır. Yapı alanındaki mühendislik uygulamalarının bu metot ile çözümü 1960 'lı yıllarda başlamıştır.

Sonlu elemanlar metodunun temel mantığı, sürekli olan bir sistemi sonlu sayıda elemana ayırarak, her elemanın davranışını gerilim veya deformasyon formülleri ile belirlemektir (Küten 2011). Elemanlar, arasında düğüm noktaları oluşturarak birbirine bağlanırlar. Bu düğüm noktalarının birleşimi sonlu elemanlar ağı olarak tanımlanmıştır.

Bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ile sonlu elemanlar metodu paket programlar halinde uygulanmaya başlanmıştır. Bu şekilde oldukça büyük mühendislik problemleri kolaylıkla çözülebilir hale gelmiştir. Yapısal analiz, çarpışma analizleri, titreşim ve gürültü analizleri, termal analizler, akışkan mekaniği, zemin mekaniği ve daha sayabileceğimiz birçok mühendislik ve fizik problemlerinin çözümünde araç olarak kullanılmaktadır. Yapılan bu çalışmada ise, sonlu elemanlar metodu kullanılarak paket program yardımı ile çözümler gerçekleştirilmiştir.

2.2. Titreşim Analizleri

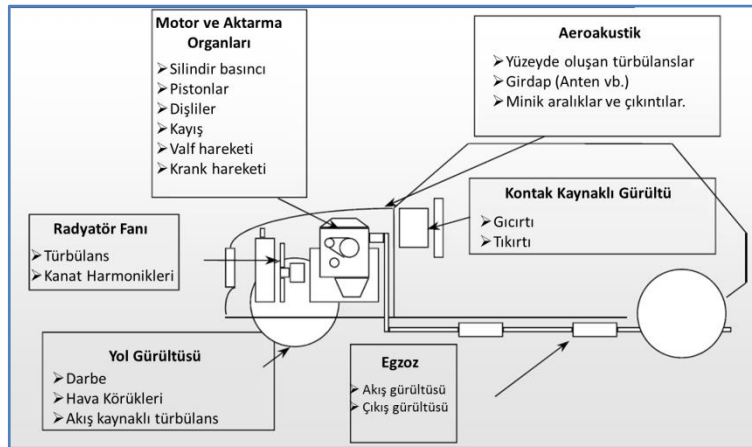
2.2.1. Giriş

Titreşim, bir denge noktası etrafındaki mekanik salınımdır (Uslu 2010). Bu salınımlar bir sarkacın hareketi gibi periyodik olabileceği gibi çakıllı bir yolda tekerleğin hareketi gibi rastgele de olabilir.

Titreşim istenmeyen bir harekettir, çünkü boşa enerji harcar ve istenmeyen ses ve gürültü oluşturur. Örneğin; motorların, elektrik motorlarının ya da herhangi mekanik parçanın çalışma esnasındaki hareketi istenmeyen titreşimler üretir. Böyle titreşimler motorlardaki dönen parçaların balanssızlığından, düzensiz sürtünmeden, dişli çarkların hareketinden kaynaklanabilir (Solmaz 2014). Bu istenmeyen titreşimleri minimize etmek adına titreşim analizleri gerçekleştirilir.

2.2.2. Araçlarda gürültü titreşim ve çeşitleri

Gürültü rahatsız edici ve istenmeyen ses olarak tanımlanabilir. Araçlarda oluşan gürültünün birden çok kaynağı mevcuttur. Bunlar arasında aktarma organları, radyatör fanı, yol gürültüsü, egzoz gürültüsü, aeroakustik gürültü ve kontaklardan kaynaklanan gürültü sayılabilir (Gambino 2015). Bu ana başlıklar altına da birtakım örnekler verilirse Şekil 2.1'deki gibi bir şematik oluşturmak mümkündür.

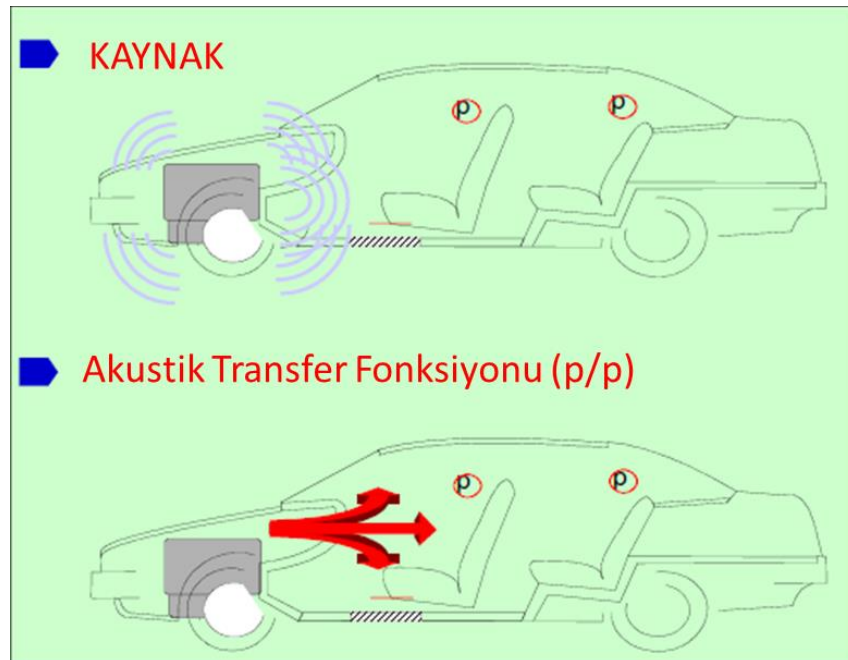


Şekil 2.1. Araçlarda gürültü kaynakları

Gürültü, kendisini oluşturan mekanizmalara göre farklı gruplara ayrılır. Bunlar yapı kaynaklı (structure-borne), hava kaynaklı (air-borne) ve akışkan kaynaklı (fluid-borne) olarak üç gruba ayrılabilir (Gambino 2015).

Yapı kaynaklı gürültünün nedeni yapılarıdaki titreşimlerdir. Titreşimlerin seviyesinin azaltımı süspansiyon elemanları yardımı ile olur (Saha 2001). Titreşim, araç boyunca ilerleyerek yolcu kabinini çevreleyen panelleri titreştirir ve bu panellerin titreşimleri araç iç kabine gürültü radiye eder. Genelde düşük frekans bölgesinde etkilidirler ve akustik modal davranışın etkisindedirler. Genelde sonlu elemanlar metodu ve modal analiz ile simule edilirler.

Hava kaynaklı gürültünün nedeni ise havadaki partiküllerin dalgalanmasıdır. Sesin kaynağı bir gürültüdür. Gürültü, hava, delikler ve yapının yüzeyleri boyunca ilerler. Yüzeyler bir gürültü azaltımı etkisi (Transmission Loss) verirler. Kabin içi gürültü akustik yalıtım sayesinde azaltılır. Genelde yüksek frekans bölgesinde etkilidir. FEM (Finite Element Method), BEM (Boundary Element Method) veya SEA (Statistical Energy Analysis) gibi metotlar kullanılarak modal, direkt veya istatistiksel analizleri gerçekleştirilebilir (Sheng 2012).



Şekil 2.2. Hava kaynaklı gürültü

2.2.3. Bir binek aracın NVH analizleri

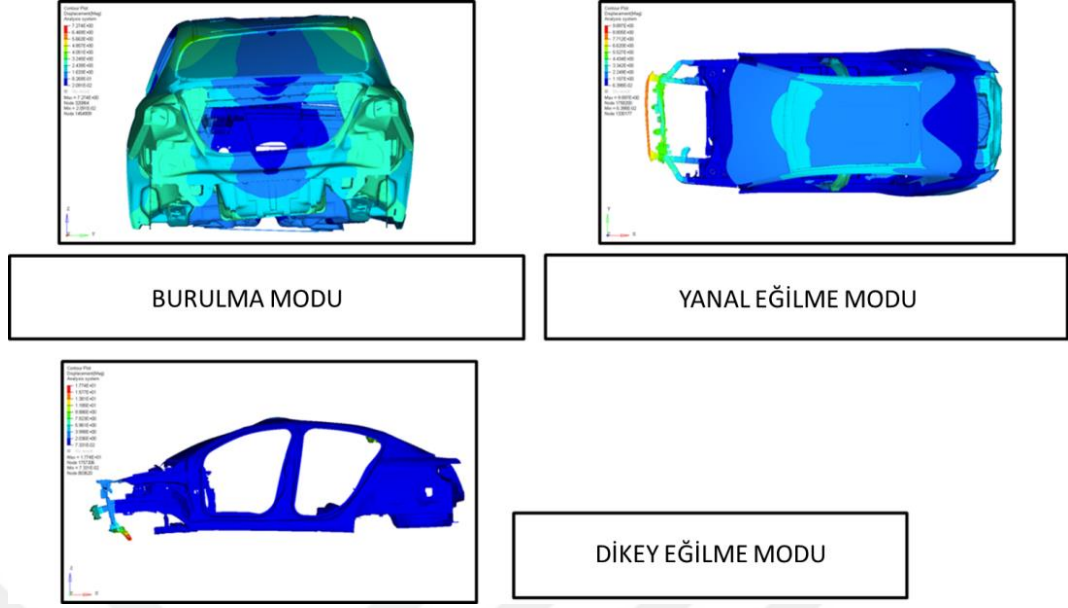
Motor titreşimleri ve yoldan gelen kuvvetler gibi, otomotiv araçlarında titreşime neden olan birçok kaynak olduğu bilinmektedir. Gövdeye titreşimin iletiildiği yolları; motor takozu, şanzıman takozu, amortisör bağlantı noktaları, mekanik travers bağlantı noktaları, egzoz bağlantı kancaları vb. oluşturmaktadır (Şimşek 2010). Gövde yapısı bu bağlantılarda yeterli katılığa sahip olmalıdır. Anlaşılacağı gibi, gövde bağlantılarının katılıkları, tasarım sürecinde NVH (Noise Vibration Harshness) hedefleri açısından önemli bir yere sahiptir. Bu katılık hedeflerine ulaşabilmek için sonlu elemanlar analizi büyük önem taşımaktadır.

NVH hesaplamaları için modal analiz ve FRF (Frequency Responce Function) analizleri, ürün geliştirme sürecinde gövde performansını belirleyen temel analizlerdendir. Her proje döneminde ve gövde tasarım değişikliklerinde bu analizler yapılarak gövde NVH performansı daimi olarak izlenmektedir.

Modal analizler:

Aracın doğal frekanslarını hesaplamak için modal analiz gerçekleştirilir. Analiz aşamasından sonra çıkan sonuçlar değerlendirilerek bu değerin hedef değerin üzerinde olması için çalışılmaktadır. Bu sayede araca yol, motor-aktarma organları vb. tahrik noktalarından gelen titreşimlerin, araç gövdesi frekansları ile çakışması önlenerek rezonans engellenmiş olunur ve titreşim azaltılır (Seto, W. W., Toprak, T. 2003).

Titreşim, istenmeyen bir harekettir çünkü istenmeyen ses ve gürültü oluşturur. Bu istenmeyen titreşimleri minimize edebilmek için BIW (Body In White) modeli üzerinde modal analizler gerçekleştirilerek, gövde modları maksimize edilmeye çalışılır. Bir binek aracın global modları Şekil 2.3'te görülebilir.



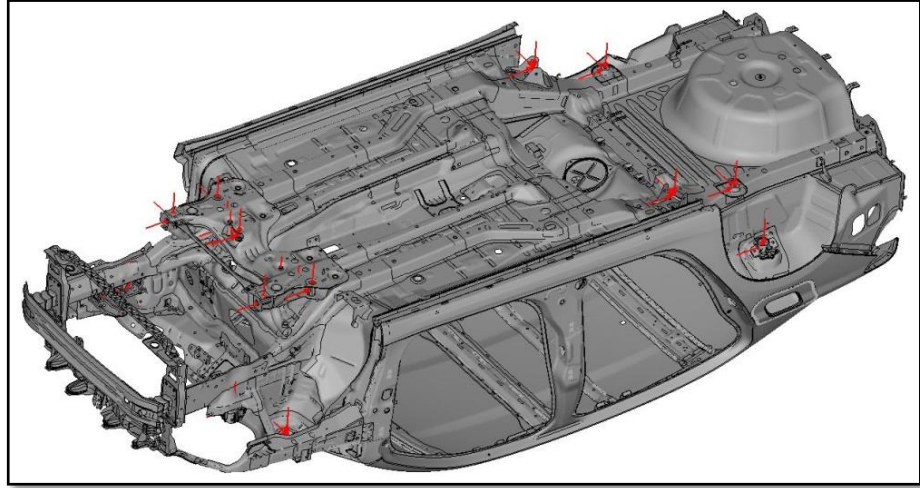
Şekil 2.3. Bir binek aracın global modları

FRF analizleri:

FRF analizinin Türkçe açılımı frekans cevap fonksiyonudur. TB (Trimmed Body) modeli kullanılarak gerçekleştirilen bu analiz ile yapının tahrik karşısındaki tepkisi kontrol edilir.

Araç üzerinde, titreşim meydana getiren sistemler bulunmaktadır. Bunlardan en baskını motordur. Fakat bunun dışında araç hareket halinde iken yol kaynaklı titreşimlerde meydana gelir. Bütün bu titreşimleri en aza indirmek adına, titreşim kaynaklarının araç gövdesine iletiildiği noktalarda FRF analizleri gerçekleştirilir.

Standart olarak belirlenen her bir titreşim kaynağının gövdeye bağlantı noktasına dinamik direngenliğin hesaplanmak istendiği yönlerde bir birimlik kuvvet uygulanır. Çözüm sonrasında kuvvet karşısında, yapının cevabı olan ivme, yer değiştirme vb. değerleri kontrol edilerek, çıkan sonuçların hedef değerler üzerinde olması sağlanır. Tahrik uygulanan bu noktalar Şekil 2.4'te görülebilir.



Şekil 2.4. FRF tahrik noktaları

Gövdeye yayılan titreşim, araç içerisinde gürültü meydana getirir. Bu gürültü seviyesini kontrol altında tutmak için aynı zamanda p/F analizleri de gerçekleştirilir.

2.2.4. Titreşim teorisi

Tek serbestlik dereceli bir sistemin matematik modeli, bir kütle, direngenliği temsil eden bir yay ve yapının sönümünü temsil eden bir damper modeli ile kurulur ve aşağıdaki şekilde ifade edilir (Rao 2004).

$$m\ddot{u}(t) + b\dot{u}(t) + ku(t) = p(t) \quad (2.1)$$

m = Kütle (Atalet)

b = Sönüm

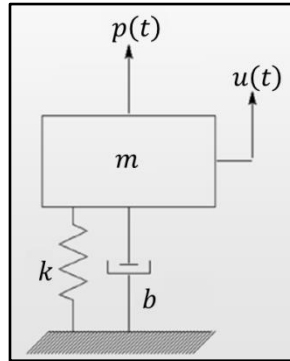
k = Sertlik

p = Uygulanan Kuvvet

u = Deplasman

\dot{u} = Hız

\ddot{u} = İvme



Şekil 2.5. Tek serbestlik dereceli titreşim modeli

Buradaki denklem sönümlü titreşim denklemidir. Bu denklemde kuvvet olmaması durumunda sönümlü serbest titreşimlerden bahsedilir. Denklemi ve çözümü aşağıdaki şekilde gibidir:

Dinamik denklem:

$$m\ddot{u}(t) + b\dot{u}(t) + ku(t) = 0 \quad (2.2)$$

Kritik sönüm:

$$b_{cr} = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n \quad (2.3)$$

$$\zeta = \frac{b}{b_{cr}} \quad (2.4)$$

Az sönümlü:

$$b < b_{cr} \quad u(t) = e^{\frac{-bt}{2m}} (A \sin \omega_d t + B \cos \omega_d t) \quad (2.5)$$

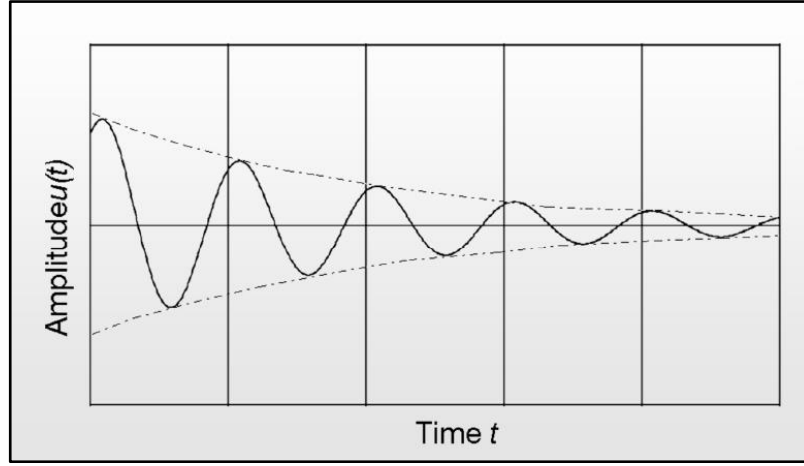
$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.6)$$

Kritik sönümlü:

$$u(t) = (A + Bt)e^{\frac{-bt}{2m}} \quad (2.7)$$

Aşırı sönümlü: Salınım yok.

Buradan da görüleceği üzere aşırı sönümlü sistemler titreşim hareketi yapmazlar. Kritik sönümlü sistemler ise denklemden görüleceği üzere ekponansiyel bir davranışla titreşimin en kısa yoldan sönümlendiği durumlardır. Dolayısıyla burada da titreşimden söz edilemez. Burada ω_d ifadesi sönümlü sistemin doğal frekansı ω_n ise sistemde sönüm olmaması durumundaki doğal frekanstır. Sönümlü serbest titreşimlerin zamana bağlı grafiği sönümün etkisiyle zamanla yok olan bir hareket göstermekte olup Şekil 2.6'daki gibidir.



Şekil 2.6. Sönümlü serbest titreşimlerin grafiği (MSC Nastran 2017)

Sönümlü titreşimlerde sisteme etkiyen sinüzoid bir kuvvet olması durumunda sistemin hareket denklemi ve çözümü aşağıdaki gibi olur.

Sinüzoid Bir Kuvvetle Zorlanmış Titreşimlerin Denklemleri:

Dinamik Denklem:

$$m\ddot{u}(t) + b\dot{u}(t) + ku(t) = p\sin\omega t \quad (2.8)$$

Kararlı durum çözümü:

$$u(t) = \frac{p}{k} \frac{\sin(\omega t + \theta)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.9)$$

Faz kayması:

$$\theta = -\tan^{-1} \frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)} \quad (2.10)$$

Artım faktörü:

$$\frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.11)$$

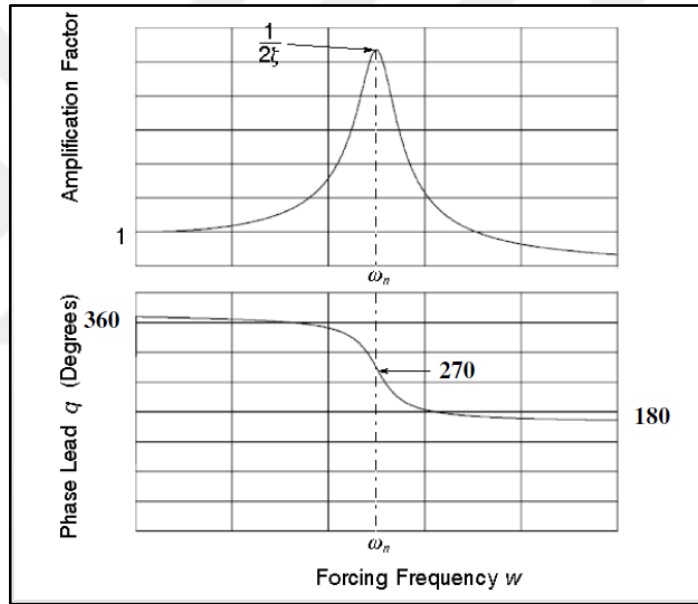
Burada çözüm ($u(t)$), artım faktörü ve faz açısı, kuvvetin frekansının yapının doğal frekansına oranına bağlıdır. Bu orana bağlı olarak aşağıdaki sonuçlar gerçekleşir.

Zorlanmış titreşimlerde artım faktörü ve faz açısının doğal frekansa göre değişimi:

$\omega/\omega_n \ll 1$: Statik Çözüm : Artım faktörü = 1 ; Faz Açısı 360

$\omega/\omega_n \gg 1$: Tepkisiz : Artım Faktörü = 0 ; Faz Açısı 180

$\omega/\omega_n = 1$: Rezonans : Artım Faktörü = $1/2\zeta$; Faz Açısı 270



Şekil 2.7. Zorlanmış titreşimlerde rezonans durumundaki artım faktörü ve faz açısı (MSC Nastran 2017)

Sistemlerde sönüm olmaması durumunda sönümsüz titreşimlerden bahsedilir. Sisteme etki eden bir kuvvet yoksa da bu tip bir sistemin yaptığı titreşim hareketine sönümsüz serbest titreşimler adı verilir. Sönümsüz serbest titreşimlerin hareket denklemi, çözümü ve grafiksel gösterimi aşağıdaki gibidir.

Sönümsüz serbest titreşimlerin hareket denklemi ve çözümü:

Dinamik Denklem:

$$m\ddot{u}(t) + ku(t) = 0 \quad (2.12)$$

Çözüm:

$$u(t) = A \sin \omega_n t + B \cos \omega_n t \quad (2.13)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (2.14)$$

Bilinen başlangıç koşulu:

$$B = u(t = 0) \quad \text{ve} \quad A = \frac{\dot{u}(t = 0)}{\omega_n} \quad (2.15)$$

$$u(t) = \frac{\dot{u}(0)}{\omega_n} \sin \omega_n t + u(0) \cos \omega_n t \quad (2.16)$$

Çok serbestlik dereceli sistemlerin dinamik denklemi ve çözüm kabulü aşağıdaki gibidir.

Çok Serbestlik Dereceli Sistemlerin Dinamik Denklemi:

Dinamik Denklem;

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [B]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{P(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2.17)$$

$$\{x\} = \{u(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2.18)$$

$$[-\omega^2 M + i\omega B + K]\{u(\omega)\} = \{P(\omega)\} \quad (2.19)$$

Bu matris denklemleri genelde sonlu elemanlar yöntemi yardımı ile çözülürler. Sonlu elemanlar yönteminin konsept olarak ve formülasyonlarının iyi bilinmesi, modal yaklaşımlarla çözülebilmesi gibi avantajlarının dışında ağ (mesh) oluşturma işleminin zor olabilme ihtimali, çok fazla serbestlik derecesine sahip modeller çözmek zorunda

kalma durumu ve yöntemin akustik radyasyon problemlerini çözmesinin zorluğu gibi birtakım dezavantajları bulunmaktadır.

2.2.5. Normal mod analizi, özdeğer problemi ve dinamik analiz

NVH problemlerinde sıklıkla başvurulan bir analiz tipidir. Bir sistemin normal modlarını hesaplamamanın gerekçeleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Yapının dinamik karakteristiğini değerlendirme
- Sistemdeki yüklerin yapıya şiddetli aktarım olasılıklarını değerlendirme
- Başka dinamik analizlerde kullanmak üzere yapının doğal frekanslarını ve mod şekillerini elde etmek
- Deneysel çalışmaları yönlendirmek ve deneysel verileri daha iyi anlamak
- Tasarım değişikliklerini değerlendirmek

Çok serbestlik dereceli sönümsüz serbest titreşimlerin denklemi, çözüm kabulü ve sonucunda oluşan özdeğer problemi aşağıdaki gibi tanımlıdır.

Sönümsüz çok serbestlik dereceli sistemler ve öz değer problemi:

Sönümsüz serbest titreşim:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (2.20)$$

$[M]$ = Kütle matrisi

$[K]$ = Sertlik matrisi

Kabul:

$$\{u\} = \{\phi\} \sin \omega t \quad (2.21)$$

$\{\phi\}$ = Özvektör

ω = Dairesel doğal frekans

Özdeğer problemi:

$$([K] - \omega^2[M])\{\phi\} = 0 \quad (2.22)$$

Öz değer probleminin çözümü, sistemin öz değerlerini ve dolayısıyla doğal (öz) frekanslarını verir.

Öz değer probleminin çözümünde iki çözüm:

- 1) $\{\phi\} = 0$
- 2) $\det([K] - \omega^2[M]) = 0$

$$\det([K] - \omega^2[M]) = 0 \quad (2.23)$$
$$\lambda = \omega^2 \quad \text{Özdeğer}$$

N serbestlik dereceli bir sistemin öz değer problemi N adet doğal frekans ve öz vektör verir. ω^2 öz değerlerine sahip bu öz vektörlere normal modlar veya mod şekilleri denir. Titreşen yapının şekli, yapının normal modlarının bir kombinasyonudur. Bu kombinasyonun sistemin dinamik denkleminde yerine konulmasıyla elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

Sistemin herhangi bir andaki titreşim ifadesi ve dinamik denklem:

$$[-\omega^2 M + i\omega B + K]\{u(\omega)\} = \{P(\omega)\} \quad (2.24)$$

$$\{u(\omega)\} = [\phi]\{\xi(\omega)\} = \sum_i \{\phi_i\} \xi_i(\omega) \quad (2.25)$$

$$\{u(\omega)\} = [\phi]\{\xi(\omega)\} = \sum_i \{\phi_i\} \xi_i(\omega) \quad (2.26)$$

$[\phi]^T$ ile çarpım:

$$[-\omega^2[\phi]^T[M][\phi] + i\omega[\phi]^T[B][\phi] + [\phi]^T[K][\phi]]\{\xi(\omega)\} = [\phi]^T\{P(\omega)\} \quad (2.27)$$

$\{u\}$: Deplasman vektörü

i : Mod numarası

$\{\phi_i\}$: i 'inci mod şekli

ξ_i : i 'inci modal deplasman

Modal kütle ve dirençlilik denklemleri ile modal sönüm durumunda dinamik denklemin yazımı:

$$\{\phi_i\}^T [M][\phi_j] = 0 \text{ eğer } i \neq j \text{ ise } \{\phi_j\}^T [M][\phi_j] = m_j = j'nci \text{ modal kütle}$$

$$\{\phi_i\}^T [K][\phi_j] = 0 \text{ eğer } i \neq j \text{ } \{\phi_i\}^T [K][\phi_j] = k_j = j'nci \text{ modal sertlik} = \omega^2 m_j$$

$$p_i(\omega) = \{\phi_i\}^T \{P(\omega)\} \quad (2.28)$$

$$\omega_j^2 = \frac{\{\phi_j\}^T [M][\phi_j]}{\{\phi_j\}^T [M][\phi_j]} \quad (2.29)$$

Modal sönüm durumunda:

$$\xi_i = \frac{b_i}{b_{cr}} \quad (2.30)$$

$$\{\phi_i\}^T [B][\phi_i] = b_i = 2m_i\omega_i\xi_i \quad (2.31)$$

$$-\omega^2 m_i \xi_i(\omega) + i\omega b_i \xi_i(\omega) + k_i \xi_i(\omega) = p_i(\omega) \quad (2.32)$$

Uygulanan kuvvet ile modal yer değiştirme ifadesi:

$$\xi_i(\omega) = -\frac{\{\phi_i\}^T \{P(\omega)\}}{m_i(\omega^2 - \omega_i^2) - ib_i\omega} \quad (2.33)$$

$$\omega_i^2 = \frac{k_i}{m_i} \quad (2.34)$$

$$\{u(\omega)\} = \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \xi_i(\omega) \quad (2.35)$$

Nastran programında modal kütleler normalize edilir ve sisteme giren yük de birim kabul edilir. Böylece yukarıdaki sonuçlar çerçevesinde her bir serbestlik derecesinin bir P birim yükü altındaki ifadesi aşağıdaki gibi elde edilir.

Modal yer değiştirmelerin Nastran ile ifadesi:

$$u_{jk} = \sum_{i=1}^n -\frac{\phi_{ij}\phi_{ik}}{\omega^2 - \omega_i^2 - ib_i\omega} \quad (2.36)$$

$$\dot{u}_{jk} = i\omega u_{jk} \quad (2.37)$$

$$\ddot{u}_{jk} = -\omega^2 u_{jk} \quad (2.38)$$

i = Mod numarası

j = Düşüm noktası cevabı ve yönü

k = Düşüm noktası kuvvet ve yönü

2.2.6. Frekans cevap fonksiyonu (FRF)

Frekans cevap analizinin amacı, bir yapının frekans cevap fonksiyon matrisini belirlemektir. Frekans cevap fonksiyonu, aynı veya başka bir düşüm noktasından yapılan bir girdi nedeniyle oluşan yanıt olarak tanımlanabilir (Hörnlund ve Papazoglu 2005). Yapıya tahrik uyguladıktan sonra meydana gelen tepkiyi hesaplamak için

kullanılır. Frekans cevap analizleri MSC NASTRAN programında SOL111 komutu ile uygulanmaktadır.

Sistemin hareket denkleminde başlanırsa;

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f \quad (2.39)$$

Bu hareket denklemindeki M kütle matrisi, C viskoz sönümlenme matrisi, K kompleks katılık matrisi, f kuvvet vektörü, x yer değiştirme vektörü olarak tanımlanabilir. Harmonik bir uyarı durumunda, kuvvet ve karşılığindeki cevap harmonik fonksiyonlar olarak ifade edilebilir (Davidsson 2004) ;

$$f = \hat{f}(\omega)e^{i\omega t} \quad (2.40)$$

$$x = \hat{x}(\omega)e^{i\omega t} \quad (2.41)$$

Bu denklemlerdeki $\hat{f}(\omega)$ kompleks kuvvet vektörü ve $\hat{x}(\omega)$ ise kompleks yer değişim vektörünü ifade etmektedir. Yer değişim vektörünün birinci ve ikinci dereceden türevleri alınıp, kuvvet vektörü ile beraber hareket denkleminde eklenirse;

$$-\omega^2 M \hat{x}(\omega)e^{i\omega t} + i\omega C \hat{x}(\omega)e^{i\omega t} + K \hat{x}(\omega)e^{i\omega t} = \hat{f}(\omega)e^{i\omega t} \quad (2.42)$$

$$i = \sqrt{-1}$$

Bu denklemdeki t zaman olarak ifade edilir. Bütün eşitlikler $e^{i\omega t}$ ile bölündüğünde frekans alanındaki hareket denkleminde aşağıdaki gibi oluşur;

$$(-\omega^2 M + i\omega C + K)\hat{x}(\omega) = \hat{f}(\omega) \quad (2.43)$$

Bu denklem dinamik katılık matrisi $D(\omega)$ ile ifade edilirse;

$$D(\omega) = (-\omega^2 M + i\omega C + K) \quad (2.44)$$

$$D(\omega)\hat{x}(\omega) = \hat{f}(\omega) \quad (2.45)$$

Bu denklem $\hat{\mathbf{x}}(\omega)$ vektörü ile çözüldüğü takdirde, frekans cevap fonksiyon matrisi $\mathbf{H}(\omega)$ oluşur;

$$\hat{\mathbf{x}}(\omega) = \mathbf{H}(\omega)\hat{\mathbf{f}}(\omega)$$

$$\mathbf{H}(\omega) = \mathbf{D}(\omega)^{-1}$$

Cevap parametresinin yer değiştirme alınmasıyla elde edilen frekans cevap fonksiyonunun özel formuna receptance denir.

$$H(\omega) = \frac{\text{Cevap}}{\text{Girdi}} = \frac{x}{f} = \frac{1}{k - \omega^2 m} \quad (2.46)$$

Viskoz sönümlü titreşimlerde c sönümleme katsayısına sahip bir sönümleme elemanın kullanılmasıyla elde edilen bir serbestlik dereceli sistemim frekans cevabı fonksiyonu (Receptance) aşağıdaki şekilde yazılır (Ewins 1984).

$$H(\omega) = \alpha(\omega) = \frac{\text{Cevap}}{\text{Girdi}} = \frac{x}{f} = \frac{1}{k - \omega^2 m} \quad (2.47)$$

$$H(\omega) = \alpha(\omega) = \frac{\text{Cevap}}{\text{Girdi}} = \frac{x}{f} = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\omega c)} \quad (2.48)$$

Yapısal sönümlü bir sistemin bir serbestlik dereceli bir sistemim frekans cevabı fonksiyonu (Receptance) aşağıdaki şekilde yazılır (Ewins 1984). Burada d , sönümleme katsayısıdır.

$$\alpha(\omega) = \frac{\text{Cevap}}{\text{Girdi}} = \frac{x}{f} = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(d)} \quad (2.49)$$

Frekans cevap fonksiyonlarının hesaplanmasında cevap olarak hızın kullanılması ile elde edilen frekans cevabına hareketlilik (Mobility) denir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$Y(\omega) = \frac{\text{Cevap}}{\text{Girdi}} = \frac{v}{f} = i\omega \frac{x}{f} = i\omega\alpha(\omega) \quad (2.50)$$

ve

$$\theta_Y = \theta_\alpha - 90^\circ$$

Benzer şekilde frekans cevap fonksiyonunun hesaplanmasında cevap parametresi olarak ivmenin $a(t) = \ddot{x}(t)$ kullanılmasıyla elde edilen cevap fonksiyonuna ataletlilik (*Inertance, Accelerance*) denir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$A(\omega) = \frac{\text{Cevap}}{\text{Girdi}} = \frac{a}{f} = -\omega^2\alpha(\omega) \quad (2.51)$$

Bu üç frekans cevap fonksiyonu ana formları temsil etmesiyle birlikte bu üç fonksiyonun tersleri de yine frekans cevap fonksiyonlarının ifade edilmesinde kullanılmaktadır. Bunlar;

Dinamik Direngenlik : $\frac{\text{Kuvvet}}{\text{Yer değiştirme}}$

Mekanik Empedans : $\frac{\text{Kuvvet}}{\text{Hız}}$

Açık (apparent) Kütle : $\frac{\text{Kuvvet}}{\text{İvme}}$

2.2.7. Kompleks öz değer analizi

Kompleks öz değer analizi, yapıda meydana gelen frekansa bağlı sönüm oranlarını hesaplamak için kullanılır. Kompleks öz değer analizi aşağıdaki denklemi temel olarak mode şekillerini ve öz değerleri çözer (Anonim 2016).

$$[p^2M + pB + K]\{u\} = 0 \quad (2.52)$$

$$p = \alpha + iw \quad (2.53)$$

Bu denklem, sönüm oranının eklenmesi ve öz değerlerin kompleks olması dışında, normal mode analizi ile benzerlik gösterir. Ek olarak, kütle, sönüm oranı ve katılık matrisleri simetrik olmayabilir ve kompleks sabitler içerebilir. Kompleks öz değer analizi, simetrik olmayan matrisler, sönüm oranı etkileri veya gerçek mode analizinin kullanılmadığı kompleks sayılar içerdiğinde kullanılır (Anonim 2016).

2.2.8. Modal geçici cevap analizi

Modal geçici cevap analizi, zorlanmış dinamik cevabın hesaplanması için kullanılan en genel metottür. Bu analizin amacı, zamana bağlı değişken girdiye maruz kalan bir yapının davranışını hesaplamaktır (Anonim 2016). Yapılan girdi mutlaka zamana bağlı olarak tanımlanmalıdır. Bu analiz sonucunda düğüm noktalarından genellikle yer değişimi, hız, ivme çıktıları alınır. Elemanlardan ise kuvvet ve gerilme çıktıları alınabilmektedir.

Yüklemenin yapısına ve niteliğine bağlı olarak iki farklı numerik metot kullanılabilir. Bu iki metot doğrudan ve modal yöntemlerdir. Doğrudan yöntemde hareket denkleminin tamamında numerik bir bütünleşme gerçekleştirilir. Bundan dolayı yapılan çözümler çok uzun sürebilmektedir. Modal yöntemde ise hareket denklemlerini azaltmak ve ayırmak için, yapının mode şekillerini kullanır. Her bir düğüm noktasının modal cevaplarının toplanması ile çözüm elde edilir. Bu sayede çözüm süreleri oldukça kısalmaktadır.

Mode şekilleri yapının doğal bir karakteri olarak hesaplanmaktadır. Bundan dolayı geçici tepki analizi, normal mode analizinin doğal bir uzantısı gibi görülebilir.

Formülasyondaki ilk adım, fiziksel koordinatların $\{u\}$ modal koordinatlara $\{\xi\}$ dönüştürülme işlemidir.

$$\{u(t)\} = [\phi]\{\xi(t)\} \quad (2.54)$$

Mode şekilleri $[\phi]$, çözülen problemi düğüm noktalarının davranışı yerine, modların davranışı açısından dönüştürmek için kullanılır. Sönüm ihmal edilip hareket denklemi yazılırsa:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{P(t)\} \quad (2.55)$$

Bu denklemde bulunan fiziksel koordinat yerine, modal koordinat kullanılırsa;

$$[M][\phi]\{\ddot{\xi}(t)\} + [K][\phi]\{\xi(t)\} = \{P(t)\} \quad (2.56)$$

Bu hareket denklemi artık modal koordinatlarla ifade edilmiş oluyor. Her iki tarafta $[\phi]^T$ ile çarpılır ise;

$$[\phi]^T [M]\{\xi\} + [\phi]^T [K][\phi]\{\xi\} = [\phi]^T \{P(t)\} \quad (2.57)$$

$$\begin{aligned} [\phi]^T [M]\{\phi\} &= \text{Modal (Genelleştirilmiş) kütle matrisi} \\ [\phi]^T [K][\phi]\{\phi\} &= \text{Modal (Genelleştirilmiş) sertlik matrisi} \\ [\phi]^T \{P\} &= \text{Modal kuvvet vektörü} \end{aligned}$$

Son adımda ise, hareket denklemini kütle ve katılık matrisleri cinsinden formüle etmek için mod şekillerinin ortogonal özellikleri kullanılır. Bu matrisler hareket denklemini birleştiren diyagonal terimler içermezler bundan dolayı bu formda hareket denklemleri ayrıktır. Bu ayrık formda, hareket denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır;

$$m_i \ddot{\xi}_i(t) + k_i \xi_i(t) = p_i(t) \quad (2.58)$$

$$\begin{aligned} m_i &= i\text{'inci modal kütle} \\ k_i &= i\text{'inci modal sertlik} \\ p_i &= i\text{'inci modal kuvvet} \end{aligned}$$

Modal cevaplar $\xi_i(t)$ ayrı ayrı hesaplandıktan sonra, aşağıdaki formülde de gösterildiği üzere bu modal cevaplar toplanarak fiziksel cevaplar elde edilir.

$$\{u(t)\} = [\phi]\{\xi(t)\} \quad (2.59)$$

Yukarıdaki kısımda da belirtildiği gibi, yazılan bu denklemlerde sönüm ihmal edilmiştir. Eğer damping matrisi $[B]$ kullanılacak olursa modların ortogonal özellikleri yok olur.

$$[\phi]^T[B][\phi] \neq diagonal$$

Eğer sönüm oranı her modda ayrı ayrı tanımlanırsa, ayrık hareket denklemleri muhafaza edilebilir. Modal sönüm kullanıldığında her modun kendine ait sönümü olur b_i . Bu sayede hareket denklemleri ayrık olarak kalır ve her mod için aşağıdaki şekilde formül oluşturulur;

$$m_i \ddot{\xi}_i(t) + b_i \dot{\xi}_i(t) + k_i \xi_i(t) = p_i(t) \quad (2.60)$$

Yada

$$\ddot{\xi}_i(t) + 2\zeta_i \omega_i \dot{\xi}_i(t) + \omega_i^2 \xi_i(t) = \frac{1}{m_i} p_i(t) \quad (2.61)$$

$$\zeta_i = \frac{b_i}{(2m_i \omega_i)} \quad = \text{Modal sönümlenme oranı}$$

$$\omega_i^2 = \frac{k_i}{m_i} \quad = \text{Modal frekans}$$

Yukarıda bahsedilenlerden de anlaşılacağı üzere, modal geçici cevap analizinde normal sönüm oranı kullanılması önerilmez, eğer kullanılırsa hata oranı yüksek olacaktır. Normal sönüm oranı kullanılmak isteniyorsa doğrudan geçici cevap analizi yapılabilir (Anonim 2016). Fakat bununda bazı dezavantajları vardır. Büyük modellerde çözüm süreleri günler alabilir. Bundan dolayı modal geçici tepki analizinde frekansa bağlı sönüm oranlarını girdi olarak sağlamak en verimlisi olacaktır. Bu çalışmada, yapının her

modundaki sönüm değerleri kompleks öz değer analizi sonucunda elde edilmiştir ve bu analize girdi olarak sağlanmıştır.

2.2.9. Sönüm

Sönüm titreşen bir yapıdan gelen enerjinin yayılımıdır ve matematiksel bir yaklaşımdır. Buradaki yayılım terimi, mekanik bir enerjinin diğer enerji biçimine dönüşümü anlamına gelmektedir. Sönümün modellenmesi çok karmaşıktır ve halen bilinmeyen veya gri bir alan olarak kabul edilmektedir (Arora 2014). Atalet ve katılık kuvvetlerinin aksine, sönümleme kuvvetlerini belirlemek için hangi durum değişkenlerinin uygun olduğu açık değildir.

Sıklıkla kullanılan ve Rayleigh tarafından bulunan bir model anlık hızların tek değişken olduğunu kabul etmektedir. Fakat sönümleme kuvvetinin diğer değerlere de bağlı olması mümkündür (Arora 2013). Genel olarak sönümleme mekanizmaları üç kısma ayrılmaktadır. (a) Yapısal/Malzeme sönümü malzemenin yapısından kaynaklanan enerji yayılımını temsil eder. (b) İki yapının birbiri ile etkileşiminden kaynaklanan enerji yayılımını sürtünme sönümünü temsil etmektedir. (c) Viskoz sönüm ise akışkan ortamdaki cisimlerin hareketinden kaynaklı enerjinin dağılımıdır. Viskoz ve yapısal/malzeme sönümleri, genellikle lineer elastik malzemelerde kullanılan sönüm çeşitleridir. Viskoz sönüm kuvveti hız ile orantılıdır. Yapısal sönüm kuvveti ise yer değişimi ile orantılıdır.

Viskoz sönüm kuvveti f_v , hız ile orantılıdır.

$$f_v = b\dot{u} \quad (2.62)$$

b =Viskoz sönümleme sabiti

\dot{u} =Hız

Yapısal sönüm kuvveti f_s , yer değişimi ile orantılıdır.

$$f_s = i . G . k . u \quad (2.63)$$

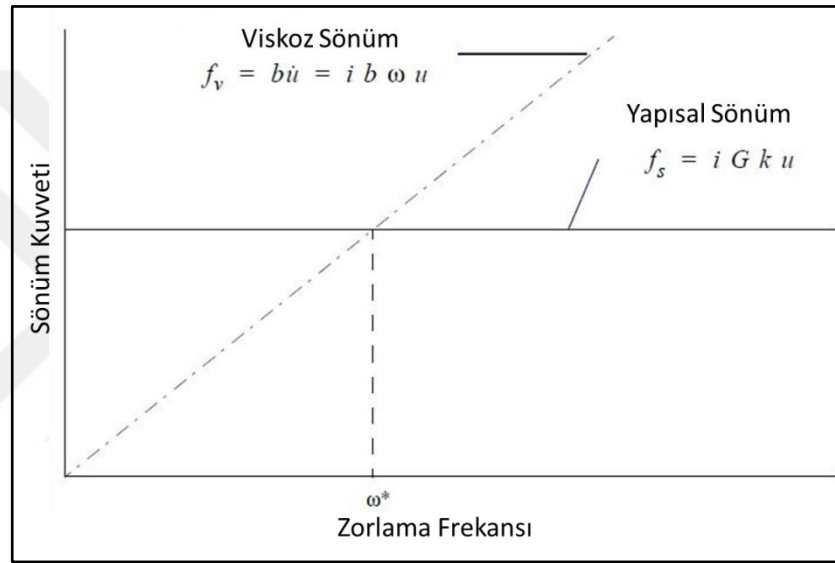
G =Yapısal sönümleme sabiti

k =Sertlik

u =Deplasman

$i = \sqrt{-1}$ =90 derecelik faz değişimi

Şekil 2.8'de de görüleceği üzere sabit genlikteki sinüzoidal yer değişimi için yapısal sönüm kuvveti sabit kalmaktadır. Viskoz sönüm kuvveti ise frekans ile orantılıdır. Yapı duruyor halde iken bile belli bir yapısal sönüm değerine sahiptir.



Şekil 2.8. Sabit genlikteki sinüzoidal hareket için viskoz ve yapısal Sönüm grafiği
(MSC Nastran 2017)

Yapısal sönümün ve viskoz sönümün eşit olduğu durumda ise:

$$G k = b \omega^* \text{ veya } b = \frac{Gk}{\omega^*} \quad (2.64)$$

Kritik sönüm denklemini;

$$b_{cr} = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n \quad (2.65)$$

Rezonans durumunda;

$$\frac{b}{b_{cr}} = \zeta = \frac{G}{2} \quad (2.66)$$

Ve

$$Q = \frac{1}{2\zeta} = \frac{1}{G} \quad (2.67)$$

Q = Titreşim çevriminde kaybedilen enerji ile ters orantılı olan kalite faktörü

NASTRAN programında sönüm değerleri çeşitli şekillerde tanımlanabilmektedir. Genellikle kullanılan altı farklı tip vardır. Viskoz, yapısal, modal, Rayleigh, hibrid ve lineer olmayan (Pradhan, Modak 2012). Yapılan bu çalışmada yapısal/malzeme sönüm değerleri kullanılmıştır. NASTRAN kullanıcı klavuzu incelendiğinde yapısal sönüm değerinin tanımlanması iki şekilde olmaktadır. En yaygın kullanılanı PARAM G dir. Burada yapısal sönüm katsayısı kullanıcı tarafından tanımlanır. Bu sönüm aynı zamanda histerisik sönüm olarak ta tanımlanmaktadır. Sönüm kuvveti yer değişimi ile 90 derecelik faz açısına sahiptir. PARAM G katılık matrisleri için imajinari terimler üretir. Eğer modelin belli bölgeleri için yapısal sönüm tanımlanması gerekiyorsa belirli malzemeler içinde sönüm değeri tanımlanabilmektedir. Malzeme kartındaki GE kısmına sönüm değerleri girilebilir.

Bu çalışmada tavan sacı ile alt destek braketleri arasında kalan macunlar için bu tanımlama yapılmıştır. Aynı zamanda tüm araç için global bir yapısal sönüm kullanılmıştır (PARAM G ve GE). PARAM G tanımlandığı takdirde katılık matrisi K , G ile tanımlanan sönüm sabiti ile çarpılır ve elde edilen değerler katılık matrisinin imijinari kısmına yerleştirilir.

$$K_{new} = (1 + iG)K \quad (2.68)$$

Eğer yapısal sönüm malzeme kartının içerisine tanımlanırsa;

$$\bar{K} = i \sum G_e K_E \quad (2.69)$$

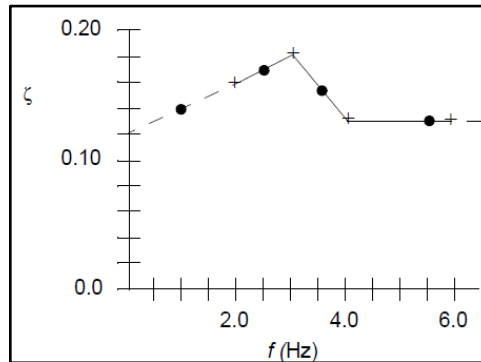
K = Malzeme kartında tanımlanan sönüm değerinin etkidiği durumdaki katılık matrisidir.

K_E = Malzeme kartında tanımlanan katılık matrisidir.

Bu çalışmada da uygulandığı üzere, eğer PARAM G ve GE aynı anda kullanılacak olursa toplam yapısal sönüm aşağıdaki şekilde oluşturulur;

$$K_{new} = (1 + iG)K + i \sum G_e K_E \quad (2.70)$$

Yapısal sönüm tanımlamaları direk frekans cevap analizi yada direk geçici tepki analizlerinde oldukça verimli çalışmaktadır fakat öz değer tabanlı cevap analizlerinde kompleks katılık matrisleri oluşturduğu için bu şekilde tanımlamak uygun değildir. Yapısal sönüm değerlerini öz değer tabanlı analizlerde kullanabilmek ancak modal sönüm değerlerine döndürmekle mümkün olmaktadır. Yapılan bu çalışma modal tabanlı olduğu için ilk olarak kompleks çözüm ile frekansa bağlı sönüm değerleri elde edilmiştir. Bu sayede yapısal sönüm katsayıları modal sönümlere dönüştürülerek geçici tepki analizinde kullanılmıştır. Bunun dezavantajı ise sadece belirli frekanslarda tanımlanan sönüm oranlarını kullanmasıdır. Tanımlanan frekanslar dışında sönüm oranlarına ihtiyaç duyulduğu takdirde interpolasyon veya extrapolasyon yaparak sönüm değerlerini çıkaracaktır. Şekil 2.9'da örnek grafik görülebilir.

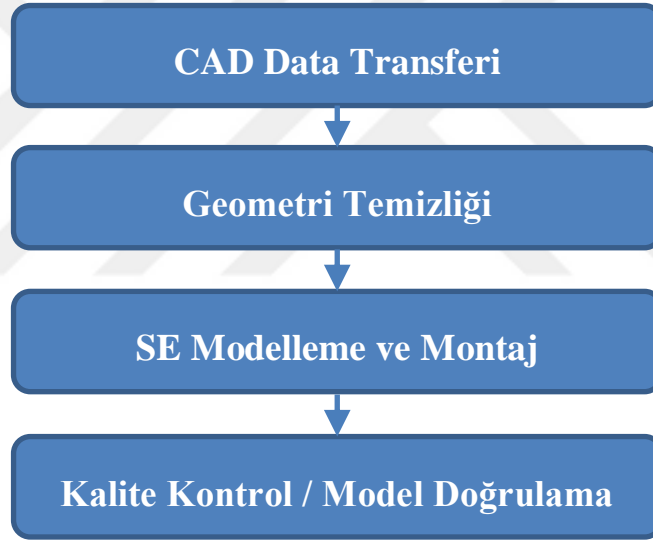


Şekil 2.9. Frekansa bağlı modal sönüm örnek grafiği (MSC Nastran 2017)

3. MATERYAL VE YÖNTEMLER

3.1. Bir Binek Araç Sonlu Elemanlar TB Modelinin Kurulması

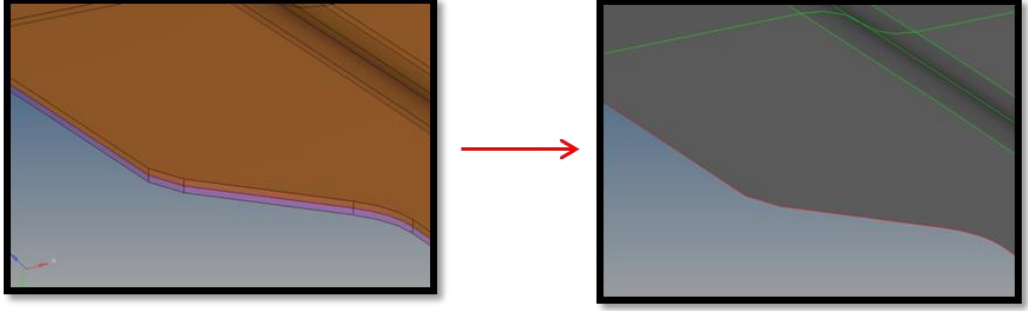
Genel olarak modelleme; parçaları daha küçük birimlere ayıran ağ yapısının oluşturulması ve oluşturulan yapıların uygun birleştirme yöntemleri kullanılarak bağlanmasından oluşan iki aşamalı işlemdir. Modelleme kalitesi analiz sonuçlarının doğruluğuna etki etmektedir. Bu nedenle mümkün olduğunca geometri baz alınarak, kalite kriterlerine uygun mesh yapısı oluşturulmuştur. Modelleme amacı ile Hypermesh yazılımı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modeli kullanılırken Şekil 3.1’deki akış şeması uygulanmıştır.



Şekil 3.1. TB modelleme çalışması akış şeması

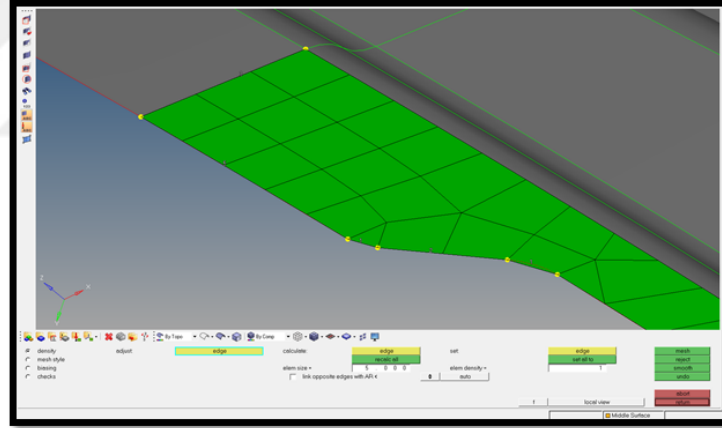
Sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında ilk aşama CAD (Computer Aided Design) modellerinin temin edilmesidir. UG (Unigraphics), IGES (Initial Graphics Exchange Specification), Parasolid vb. formatlarda alınan modeller Hypermesh ortamına “import” komutuyla alınmıştır. Bu modeller alındıktan sonra olduğu gibi sonlu elemanlar modeli oluşturulmaz. İlk olarak parçalarda geometrik temizliklerin yapılması gerekmektedir.

Sac parçaların sonlu elemanlar modeli oluşturulması, bütün kalınlığı uniform olmayan yapılarıdakine oranla daha kolaydır. Şekil 3.2’de orta yüzeyi çıkarılmış bir parçanın bir bölümü görülmektedir.



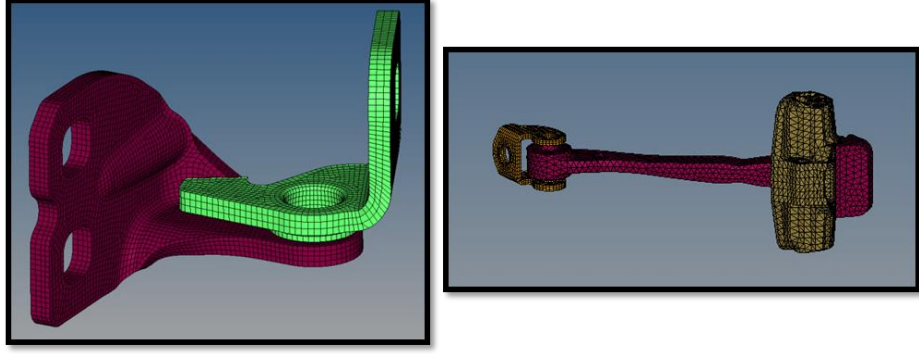
Şekil 3.2. Orta yüzeyi çıkarılmış sac parça tasarımı

Şekil 3.3’de de görüldüğü gibi, çıkarılan bütün orta yüzeylere ağ yapısı örülmüştür.



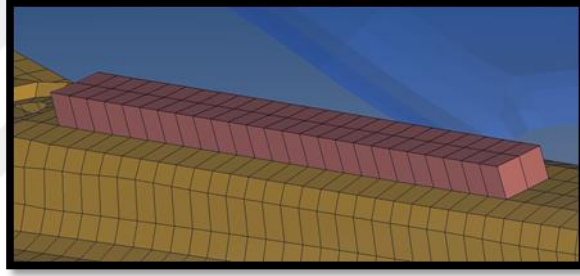
Şekil 3.3. Orta yüzeyde ağ yapısının oluşturulması

İki boyutlu ağ yapısı oluşturulamayacak parçalar katı olarak modelleneceğinden geometrik problemlerin giderilmesi ve gereksiz detayların kaldırılması gerekmektedir. Aksi takdirde çok küçük elemanlarla oluşturulan model, çözüm sırasında sıkıntı çıkarabileceği gibi çözüm süresini de oldukça uzatmaktadır. Yukarıda da belirtildiği üzere, iki boyutlu eleman şeklinde örülemeyecek CAD parçalarda mevcuttur. Örnek vermek gerekirse, aşağıdaki menteşe ve kapı sınırlayıcı parçaları katı ağ yapısı ile oluşturulmuştur.



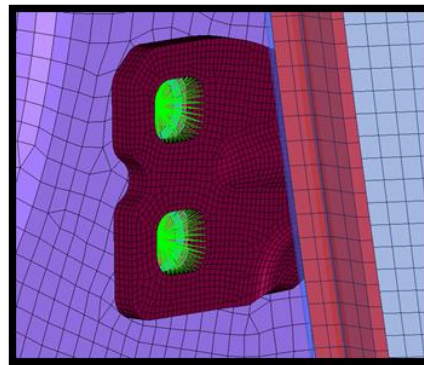
Şekil 3.4. Katı ağ yapısı ile oluşturulmuş örnek parçalar

Her bir parçanın ayrı ayrı sonlu elemanlar modeli oluşturulduktan sonra, birbirine bağlantı elemanları ile bağlanmıştır. Birleştirici olarak kullanılan macunlar katı ağ yapısı ile oluşturulmuştur.



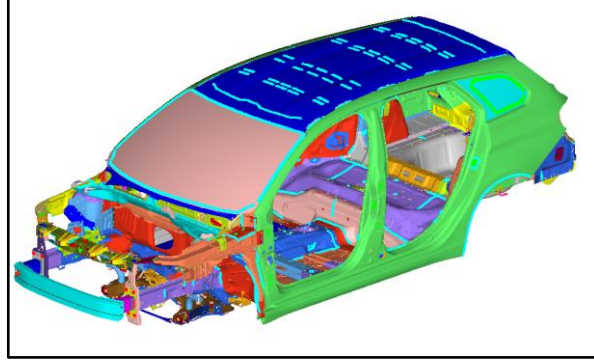
Şekil 3.5. Macunun modellenmesi

Cıvata & Somun ve lazer kaynak birleştirmeleri, bir boyutlu kaskatı elemanlarla oluşturulmuştur.



Şekil 3.6. Cıvata ve somun rijit eleman ile modellenmesi

İlk olarak aracın BIW modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan BIW modeli Şekil 3.7’de görülebilir.



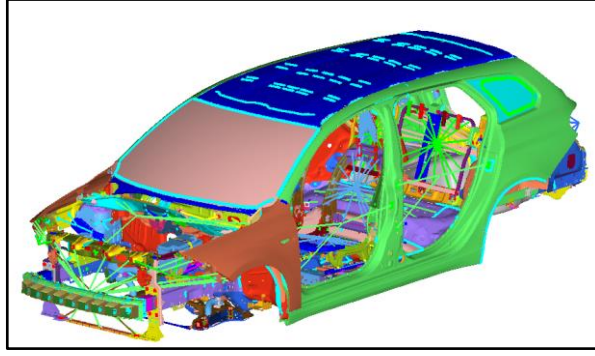
Şekil 3.7. Bir binek aracın örnek BIW modeli

Şekil 3.7’de de görüleceği üzere BIW modelde aşağıdaki parçalar mevcuttur;

- Alt gövde
- Üst gövde
- Çarpışma traversi
- Mekanik travers
- Torpido traversi

Yapılan bu çalışma TB modeli kullanılarak yapılmıştır. TB modeli aracın motor sistemi, aktarma organları, süspansiyon sistemleri haricinde kalan bütün komponentlerin BIW modeli üzerinde sonlu elemanlar metodu kullanılarak konumlandırılmış halidir.

Şekil 3.8’de bulunan TB modelinden de görüleceği üzere, aracın BIW modeli üzerine sonradan eklenen birçok parça noktasal kütle(CONM2) elemanı olarak eklenmiştir. Bu noktasal kütlelere, ilgili komponentin ağırlığı ve atalet momenti tanımlanmıştır. Daha sonrasında ise RB3 ya da RB2 bir boyutlu elemanlar ile ilgili bağlantı noktalarından tutturulmuştur. Bu parçaların sıfır boyutlu kütle elemanları ile temsil edilmesinin sebebi, model boyutunu azaltarak çözüm süresinden zaman kazanmak için yapılmıştır.



Şekil 3.8. TB sonlu elemanlar modeli

Oluşturulan TB modelinin ağ yapılarının özellikleri;

➤ 2D Tria3 Eleman Sayısı:	108667
➤ 2D Quad4 Eleman Sayısı:	2032914
➤ Toplam 2D Eleman Sayısı:	2141581
➤ 3D Tetra4 Eleman Sayısı:	594461
➤ 3D Penta6 Eleman Sayısı:	503
➤ 3D Hex8 Eleman Sayısı:	66463
➤ Toplam 3D Eleman Sayısı:	879990
➤ Toplam 1D Eleman Sayısı:	7693
➤ Toplam 0D/Rijit Eleman Sayısı:	54686
➤ Toplam Eleman Sayısı:	3084436
➤ Toplam Düğüm Noktası Sayısı:	2853954
➤ Tria3 eleman tipi=	CTRIA3
➤ Quad4 eleman tipi=	CQUAD4
➤ Tetra4 eleman tipi=	CTETRA
➤ Penta6 eleman tipi=	CPENTA
➤ Hex8 eleman tipi=	CHEXA

Yüzey modelleme işlemi bittikten sonra eleman kalitesi kontrol edilmiştir. Her ne kadar geometrik kontroller ve düzeltmeler yapılmış olsa da her bölgenin geometrik olarak

düzeltilmesi mümkün değildir. Bazı bölgelerde düzeltme işlemini FEM modeli üzerinden yapmak gerekmektedir.

3.2.Bu Çalışmada Kullanılacak Analiz Metodunun Belirlenmesi

Bir binek aracın kapısı kapatıldığı anda fitillerde, elastik tamponlarda, özelliklede kilit karşılığında kuvvet meydana getirir. Oluşan bu kuvvetler araç gövdesinde titreşim oluşturur. Titreşim ise transfer yollarından ilerleyerek tavan sacı üzerine etki eder. Tavan sacı tek parça panel olarak üretildiği için oluşan titreşim gözle görülür seviyelerde hissedilebilir. Meydana gelen bu titreşimi sanal analiz metotları ile tahmin etmek adına NASTRAN programında uygulanabilecek analiz yöntemleri incelenmiştir.

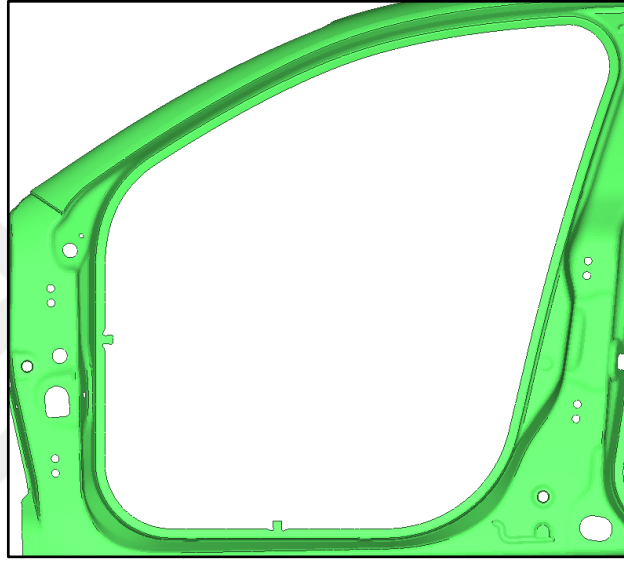
Yukarıdaki bölümde de belirtildiği üzere, araç kapısı kapatıldığında, kapının kapandığı bölgede zamana bağlı bir kuvvet oluşmaktadır. Bu kuvvet girdisi çok kısa süre içerisinde sıfırlanmaktadır. Kuvvetin uygulanıp sıfırlandığı noktaya kadar geçen zamanda ise tavanda oluşan titreşim belli bir genlikte başlayarak kısa bir süre içerisinde sönümlenmektedir.

Bu çalışmada hangi sanal analiz yönteminin uygulanacağına karar verilebilmesi için, girdilerin ve ihtiyaç duyulan çıktıların belirlenmesi gerekmektedir. Daha sonrasında ise NASTRAN programında kullanılan metotların kabiliyetlerine göre en uygun analiz metodu seçilecektir.

Fiziksel olarak gerçekleşen olayı birebir sanal analiz metodu ile uygulamak oldukça zordur. Bundan dolayı problemler, modeller veya koşullar kolaylaştırılarak analiz edilirler. Bunun sebebi zaman, imkan, maliyet vb. gibi durumlar olabilmektedir. Bu çalışmada da gerçekleşen fiziksel olay imkanlar dahilinde en yakın şekilde oluşturulup analiz edilmiştir. Fiziksel olarak gerçekleşen durum göz önünde bulundurulursa;

Kapı açık vaziyette iken belirli bir hız ile kapatılmaktadır. Bunun sonucunda kapı çerçevesine takılan fitilin temas ettiği bütün bölgelerde fitil tepki kuvveti oluşmaktadır. Fitillerdeki ilk tepki kuvveti kapının menteşelerine yakın temas bölgelerinde

gerçekleşmektedir. Aynı zamanda kapı kilit karşılığında temas meydana gelerek anlık tepki kuvveti oluşmaktadır. Kilit kapandıktan sonra ise kapının ataletinden kaynaklı ters yönde ve dalgalı kuvvet oluşturur. Kilit noktası mesnet noktası gibi düşünülürse, alt ve üstte bulunan elastik takozlara da yüksek miktarda kuvvet etki etmektedir. Tavan panelinde meydana gelen bu titreşimin ana kaynağı kapı kapanma kuvveti olduğu için, oluşan bu kuvvetin zamana bağlı verilerinin elde edilmesi gerekmektedir. Elde edildikten sonra bu veriler analiz çözümünde girdi olarak kullanılacaktır.



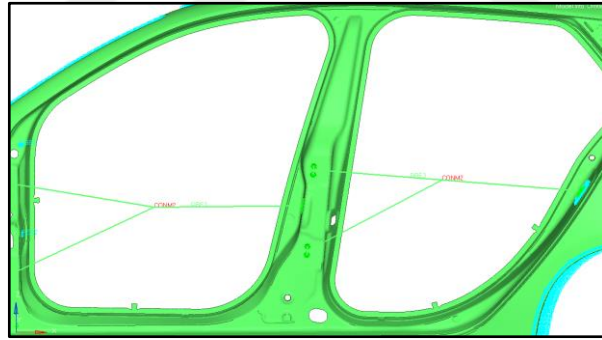
Şekil 3.9. Kapı fitil çerçevesi



Şekil 3.10. Kapı elastik tampon

Kapı kapatıldığı anda kabin içerisinde bulunan hava sıkışarak basınç etkisi yaratmaktadır. Anlık olarak sıkışan hava tahliye deliklerinden çıkmaktadır. Proje döneminde araç içi basınç değerleri test edilerek bu deliklerin tasarımı, çıkan sonuçlara göre yapılır. Oluşan bu basınç tavan sacı üzerine etki ederek titreşim genliğini bir miktar arttırabilir. Bundan dolayı basınç etkisini de göz önünde bulundurmak gerekecektir.

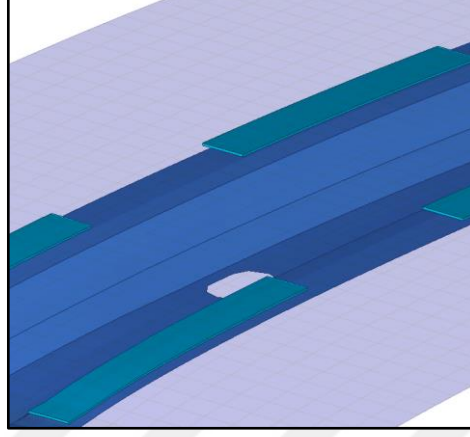
Analiz süresinin kısaltılması adına ve çözücü bilgisayarının kabiliyetini de göz önünde bulundurarak, ilk olarak modelleme tekniğinde basitleştirilmeye gidilmiştir. Hareketli parçalar olan kapılar, ağ yöntemi ile modellenmek yerine sıfır boyutlu kütle elemanı ile modellenerek ağırlığı ve ataleti tanımlanmıştır. Bu sayede eleman sayısı azaltılarak çözüm süresi kısaltılmaya çalışılmıştır. Şekil 3.11’de kapının modellenme tekniği görülebilir. Daha sonrasında ise fiziksel olarak gerçekleşen durumlarda da basitleştirilmeye gidilmiştir. Fiziksel şartlarda kapı belli bir hızda kapatılmaktadır. Bu durum sanal modelde uygulanmayarak sadece kapı kapanma kuvveti kilit kancasına uygulanmıştır. Bu sayede çözüm süresi oldukça kısaltılmak istenmiştir. Kapı kütle elemanı ile modellendiği için fitil ve elastik tampon kuvvetleri göz ardı edilmiştir.



Şekil 3.11. Kapı kütle elemanı modeli

Diğer kritik durum ise malzeme sönümünün analiz metodu ile kullanılabilmesidir. Çünkü tavan sacı ile alt destek braketleri arasında sönümleyici macunlar bulunmaktadır. Şekil 3.12’de örnek macunlar görülebilir. Bu macunlar tavan sacı ile destek braketleri arasında bağlantı sağlayıp o bölgenin bükülmesini önlemek için koyulmuştur. Aynı zamanda tavanda meydana gelecek titreşimlerin sönümlenmesi içinde destek sağlamaktadır. Malzeme sönüm matrisi kompleks olduğu için her metoda dahil

edilemez. Kullanılabilecek bir metot yöntemine başvurulmuştur. Titreşim genliğinin azaltılması ve hızlı sönümlenme olması açısından bu girdilerin sağlanması önem arz etmektedir.



Şekil 3.12. Tavan macunları modeli

Yukarıda anlatılanlar doğrultusunda koşullar sıralanırsa;

- Zamana bağlı kuvvet girdisi.
- Zamana bağlı basınç girdisi.
- Malzeme sönümünün analizde kullanılabilmesi.
- Zamana bağlı ivme veya yer değişim miktarının ölçülmesi.

Bütün bu koşullar göz önünde bulundurulduğunda NASTRAN çözücüsünde modal geçici cevap analizinin yapılması uygun görülmüştür. Bunun amacı kuvvet girdilerinin ve çıktıların zamana bağlı olarak uygulanabilmesinden kaynaklanmıştır. Bunun yanında bu metot modal tabanlı çözüm yaptığı için, çözüm süresinde oldukça kazanç sağlanmıştır. Fakat malzeme sönümü bu metotta kullanılamaz. Yukarıdaki teorik kısımda da bahsedildiği üzere bu metotta frekansa bağlı sönüm oranları girdi olarak verilebilmektedir. Bundan dolayı yapısal sönümünde içerisinde bulunduğu frekansa bağlı değerleri bulabilmek adına kompleks öz değer analizi yapıлып, analiz sonucunda çıkan frekansa bağlı sönüm oranları modal geçici tepki analizine girdi olarak kullanılacaktır. Bu şekilde yapısal sönümler bir nevi kullanılmış olacaktır.

3.3. Belirlenen Metot ile Analizlerin Gerçekleştirilmesi

Önceki bölümde de bahsedildiği üzere tanımlanan koşul altında uygun olduğu düşünülen modal geçici cevap analizi metodu kullanılmaya karar verilmiştir. Fakat bu metotta malzeme sönümü kullanılmayacağı için kompleks öz değer analiz metodu kullanılarak frekansa bağlı sönüm değerleri çıkarılmıştır. Bunun sonucunda oluşan sönüm değerleri tablo halinde modal geçici cevap analizine girdi olarak tanımlanmıştır. Aşağıdaki bölümlerde analiz adımları daha detaylı açıklanmıştır.

3.3.1. Kompleks öz değer analizi

Yukarıda da belirtildiği üzere sönüm matrisi kompleks bir yapıya sahiptir. Bundan dolayı modal geçici cevap analizinde kullanılması uygun değildir. Yapı sönümünü kullanmak için ilk olarak kompleks öz değer analizi yapılacaktır. Çıkan sönüm oranları ileriki safhada kullanılacaktır.

Kompleks öz değer analizinde kompleks yapıya sahip sönüm matrisi kullanılabilir. Bu sayede analiz sonucunda yapının frekansa bağlı sönüm değerleri elde edilecektir.

Çözücü kartının oluşturulması:

Kompleks öz değer analizi NASTRAN programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. NASTRAN programında bu analiz SOL110 çözücüsü olarak isimlendirilmiştir. Şekil 3.13 ve Şekil 3.14'te kompleks öz değer analizi çözüm kartının açıklaması incelenebilir.

```

$-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<
$----- Nastran Statement -----<-----<-----<-----<-----<-----<
$-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<
NASTRAN BUFFSIZE=65537
NASTRAN SYSTEM(151)=1
NASTRAN Q4TAPER=0.8
NASTRAN Q4SKEW=18.
$
$-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<
$----- File Management Statement -----<-----<-----<-----<-----<
$-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<
$-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<
$----- Executive Control Statement -----<-----<-----<-----<-----<
$-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<
ID MODAL
SOL 110 Kompleks öz değer analiz çözücüsü.
DIAG 8,13,5,11,12,19
CEND
$-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<
$----- Case Control Command -----<-----<-----<-----<-----<
$-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<-----<
TITLE=Complex Eigenvalue Analysis
$
ECHO = SORT (PARAM,EIGC,TABDMP1,DLOAD,RLOAD1,DAREA,TABLED1)
$
AUTOSPC (PRINT,NOPUNCH,EPS=1.e-8,EPSSING=1.e-6,SPC,NOZERO)=YES
GROUNDCHECK (SET=ALL,THRESH=1.e-2,DATA REC=YES,RTHRESH=0.9)=YES
$
$
METHOD (STRUCTURE)=10 Yapının gerçek öz değer çıkarımını sağlayan parametreleri tanıır.
CMETHOD=1 Yapının kompleks öz değer çıkarımını sağlayan parametreleri tanıır.
$
SPC=100

```

Şekil 3.13. Kompleks öz değer analizi çözüm kartı

Sönüm oranlarının okunması ve düzenlenmesi:

Analiz tamamlandıktan sonra oluşan f06 uzantılı dosyanın içeriğinde frekansa bağlı sönüm oranları bulunmaktadır. Şekil 3.15’de bu oranlar görülebilir.

ROOT NO.	EXTRACTION ORDER	COMPLEX EIGENVALUE		SUMMARY	
		(REAL)	(IMAG)	FREQUENCY (CYCLES)	DAMPING COEFFICIENT
1	1	-3.587744E-03	3.588102E-01	5.710642E-02	1.999800E-02
2	2	-6.758261E-01	6.650922E+01	1.058527E+01	2.032278E-02
3	3	-1.116043E+00	8.948052E+01	1.424127E+01	2.494493E-02
4	4	-9.292838E-01	9.230656E+01	1.469105E+01	2.013473E-02
5	5	-9.338196E-01	9.329791E+01	1.484882E+01	2.001802E-02
.
.
.
76	76	-4.830315E+00	4.681744E+02	7.451227E+01	2.063468E-02

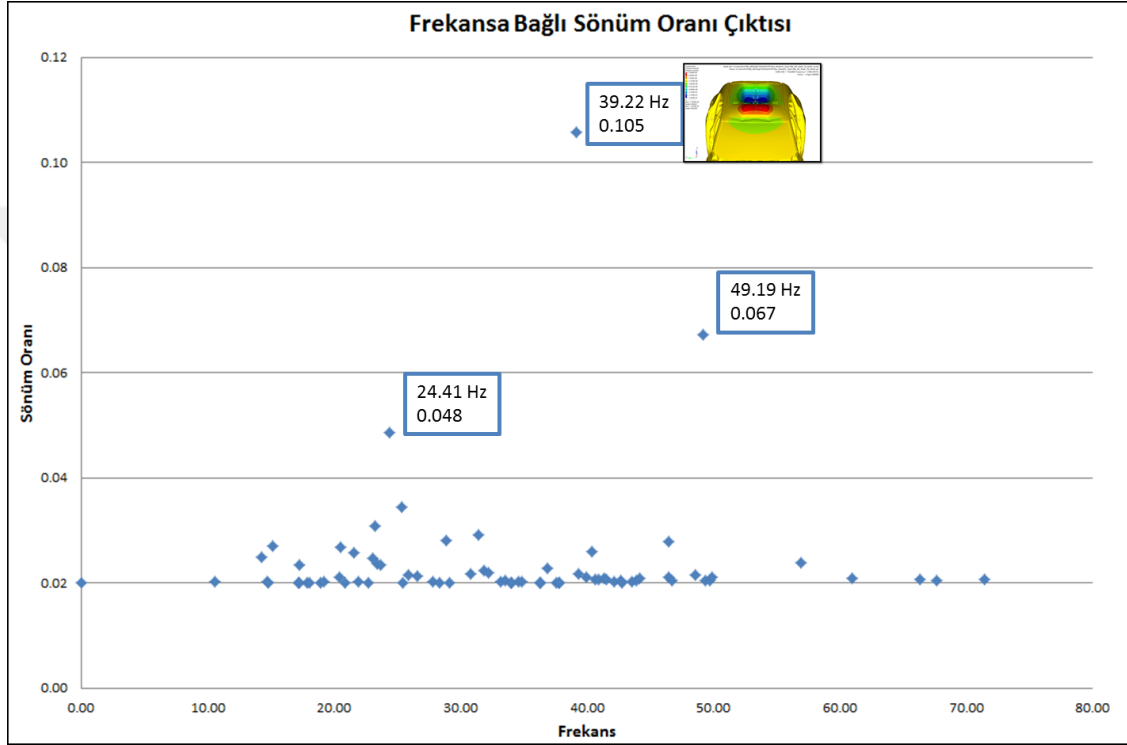
Şekil 3.15. Frekansa bağlı sönüm oranlarının okunması

Seksen Hz (Hertz) e kadar gerçekleştirilen kompleks öz değer analizi sonucunda toplamda yetmiş altı adet öz değer çıkmıştır. Her bir öz değer karşılığı olarak sönüm oranı bulunmaktadır. Bu sönüm oranları bir sonraki analiz metodunda girdi olarak kullanılacaktır. Frekansa bağlı sönüm oranlarının modal geçici cevap analizine girdi olarak kullanabilmek için bu değerlerin tablo halinde hazırlanması gerekmektedir. Şekil 3.16’da düzenlenmiş tablo görülebilir.

0.06	0.019998	10.59	0.020323	14.24	0.024945	14.69	0.020135
14.85	0.020018	15.15	0.026977	17.15	0.020003	17.28	0.023464
17.28	0.020012	17.86	0.020007	18.04	0.020004	18.94	0.020076
19.19	0.020178	20.41	0.021164	20.49	0.026769	20.89	0.020011
21.62	0.025727	21.91	0.020148	22.68	0.020035	23.05	0.024620
23.21	0.030903	23.39	0.023603	23.66	0.023429	24.41	0.048506
25.32	0.034415	25.44	0.020027	25.86	0.021554	26.56	0.021347
27.79	0.020145	28.34	0.020019	28.93	0.027962	29.15	0.020079
30.79	0.021813	31.44	0.029218	31.88	0.022401	32.23	0.021870
33.23	0.020184	33.54	0.020336	33.95	0.020093	34.05	0.020090
34.57	0.020246	34.84	0.020198	36.32	0.020017	36.38	0.020000
36.91	0.022785	37.57	0.020036	37.77	0.020007	37.88	0.020100
39.22	0.105823	39.38	0.021652	39.97	0.021121	40.39	0.025967
40.71	0.020637	40.94	0.020640	41.41	0.020783	41.53	0.020560
42.14	0.020321	42.70	0.020393	42.80	0.020009	43.57	0.020274
43.94	0.020397	44.19	0.020811	46.45	0.021081	46.45	0.027803
46.73	0.020472	48.58	0.021497	49.19	0.067126	49.38	0.020517
49.75	0.020334	49.89	0.021094				

Şekil 3.16. Frekansa bağlı sönüm oranı tablosu

Şekil 3.17'deki grafikte görüleceği üzere seksen Hz e kadar bütün modların frekans karşılıklarındaki sönüm oranları noktasal olarak gösterilmiştir. En yüksek sönüm oranına sahip frekans değeri 39,22 Hz dir. Bu frekans değerindeki mod şekline bakılacak olursa tavan panelinde oluştuğu görülecektir. Tavan paneli ve alt destek braketleri arasında bulunan macunların malzeme sönüm oranı bu frekanstaki sönüm değerinin yükselmesinde etkili olmuştur denebilir.



Şekil 3.17. Sönüm oranı grafiksel gösterimi

3.3.2. Modal geçici cevap analizi

Yukarıdaki bölümlerde de anlatıldığı üzere modal geçici cevap analizi, yapının belirlenmiş bir bölgesine zaman alanında uygulanmış girdiden, istenilen bölgeden zamana bağlı bir çıktı elde etmek için kullanılmıştır. Bu analiz yapının öz değerlerini kullanarak çözüm yaptığı için, doğrudan geçici cevap analizine göre oldukça kısa zaman almaktadır. Bu metodun tercih edilme sebeplerinden biride budur. Aşağıdaki bölümlerde modal geçici cevap analizinin yapım aşamaları anlatılmıştır.

Frekansa bağılı sönüm oranlarının girdi olarak sağlanması:

Kompleks öz değer analizi sonucunda oluşan frekansa bağılı sönüm oranlarının nasıl oluşturulduğu yukarıdaki bölümde anlatılmıştı. Burada ise bu verilerin modal geçici cevap analizine nasıl girdi yapılacağı gösterilmiştir. NASTRAN programının kullanım kitapçığı incelendiğinde frekansa bağılı sönüm oranları TABDMP1 kartı ile tanımlanabilmektedir. Şekil 3.18’de NASTRAN programının kullanım kitapçığından alınan kart incelenebilir.

TABDMP1	TID	TYPE							
	f1	g1	f2	g2	f3	g3	-etc.-		

Şekil 3.18. TABDMP1 kartının tanımlanması (MSC Nastran 2017)

- TID: Kart Numarası
- f1: Frekans
- g1: Sönüm oranı

Bu karta göre frekansa bağılı sönüm oranları Şekil 3.19’da ki gibi düzenlenerek ana çözüm kartının içine gömülmüştür.

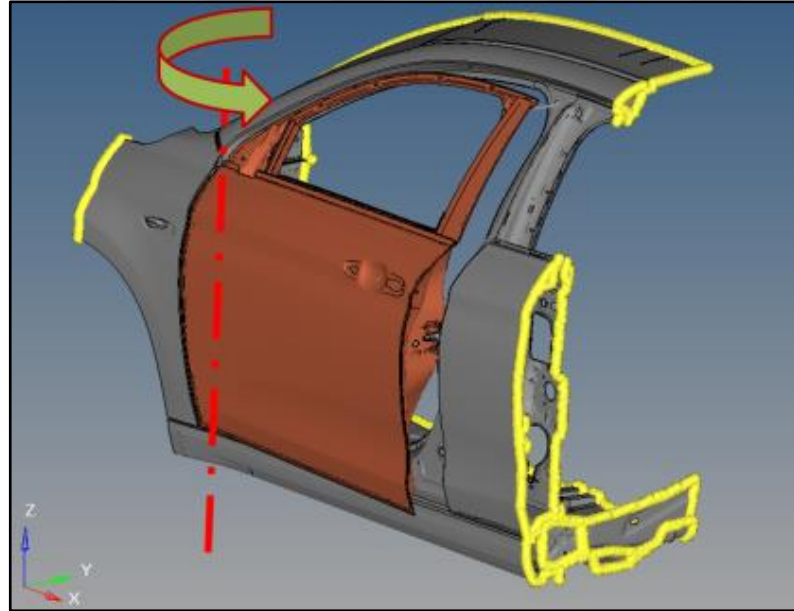
TABDMP1	912	G							
+	0.06	0.019998	10.59	0.020323	14.24	0.024945	14.69	0.020135	
+	14.85	0.020018	15.15	0.026977	17.15	0.020003	17.28	0.023464	
+	17.29	0.020012	17.86	0.020007	18.04	0.020004	18.94	0.020076	
+	19.19	0.020178	20.41	0.021164	20.49	0.026769	20.89	0.020011	
+	21.62	0.025727	21.91	0.020148	22.68	0.020035	23.05	0.024620	
+	23.21	0.030903	23.39	0.023603	23.66	0.023429	24.41	0.048506	
+	25.32	0.034415	25.44	0.020027	25.86	0.021554	26.56	0.021347	
+	27.79	0.020145	28.34	0.020019	28.93	0.027962	29.15	0.020079	
+	30.79	0.021813	31.44	0.029218	31.88	0.022401	32.23	0.021870	
+	33.23	0.020184	33.54	0.020336	33.95	0.020093	34.05	0.020090	
+	34.57	0.020246	34.84	0.020198	36.32	0.020017	36.38	0.020000	
+	36.91	0.022785	37.57	0.020036	37.77	0.020007	37.88	0.020100	
+	39.22	0.105823	39.38	0.021652	39.97	0.021121	40.39	0.025967	
+	40.71	0.020637	40.94	0.020640	41.41	0.020783	41.53	0.020560	
+	42.14	0.020321	42.70	0.020393	42.80	0.020009	43.57	0.020274	
+	43.94	0.020397	44.19	0.020811	46.45	0.021081	46.46	0.027803	
+	46.73	0.020472	48.58	0.021497	49.19	0.067126	49.38	0.020517	
+	49.75	0.020334	49.89	0.021094	50.00	0.020000	90.00	0.020000	
+		ENDT							

Şekil 3.19. Frekansa bağılı sönüm oranlarının TABDMP1 kartı ile oluşturulması

Kapı kilit karşılığına gelen kuvvetin hesaplanması:

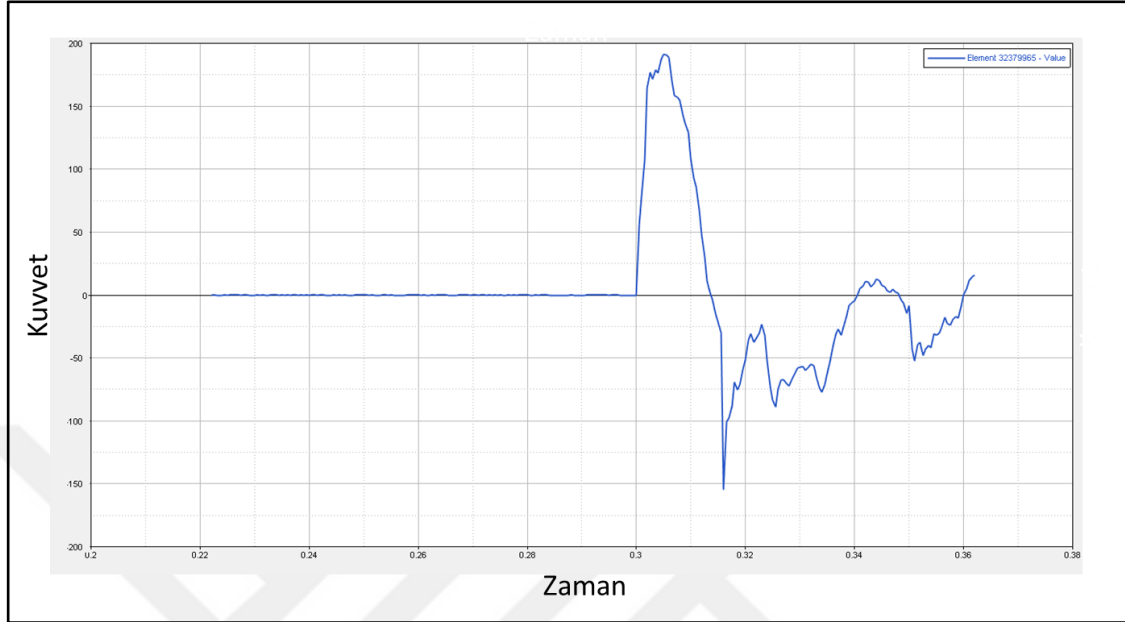
Kapı kapatıldığında kilit karşılığında kuvvet oluşmaktadır. Bu kuvvetin nasıl hesaplanacağı konusunda araştırma yapılmıştır. İlk olarak test yöntemleri incelenmiştir. Fakat kapı kilit karşılığındaki alan yetersizliğinden dolayı eldeki imkanlar dahilinde bunun mümkün olmadığı anlaşılmıştır. Yapılacak bu çalışma için girdi kuvveti önem arz ettiği için kuvvet verilerinin bir şekilde elde edilmesi gerekmektedir. Bundan dolayı analiz metotları incelenerek, sanal analiz yöntemleri ile kapı kilit karşılığına gelen kuvvet zamana bağlı olarak hesaplanmıştır.

Bu kuvveti elde edebilmek için yapılan analiz çok uzun süreceği için modelde küçültmeye gidilmiştir. TB modeli kullanılarak kapı boşluğunun olduğu bölge kalacak şekilde kesilmiştir. Bunun yanında kapı sonlu elemanlar modeli, kilit temasının olduğu andaki açı kadar konumlandırılmıştır. Kapı belli bir hızda kapatılarak kilit karşılığındaki kuvvet zamana bağlı olarak hesaplanmıştır. Kapı kapanma kuvvetini elde etmek için yapılan analizin detayına bu çalışmada girilmemiştir.



Şekil 3.20. Kapı kapanma kuvveti için oluşturulan model

Şekil 3.21'deki ölçeklendirilmiş grafik incelendiğinde, kuvvetin yaklaşık olarak altı salisede cereyan ettiği görülmektedir. Bu oldukça kısa bir zaman dilimidir.



Şekil 3.21. Kuvvet zaman grafiği

Sanal ortamda elde edilen bu kuvvet verilerinin NASTRAN programının okuyabileceği bir dile çevrilmesi gerekir. NASTRAN kullanıcı kitapçığı incelendiğinde TABLED1 kartı ile kuvvet girdilerinin tanımlanabileceği belirtilmiştir. Şekil 3.22'de NASTRAN programının kullanım kitapçığından alınan kart incelenebilir.

TABLED1	TID	XAXIS	YAXIS						
	x1	y1	x2	y2	x3	y3	-etc.-	"ENDT"	

Şekil 3.22. Zamana bağlı kuvvet verilerinin TABLED1 kartı ile oluşturulması (MSC Nastran 2017)

- TID: Kart Numarası
- XAXIS: Lineer ya da logaritmik tanımlama
- YAXIS: Lineer ya da logaritmik tanımlama
- x1: Zaman
- y1: Kuvvet

Bu karta göre zamana bağlı kuvvet verileri Şekil 3.23’de ki gibi düzenlenmiştir.

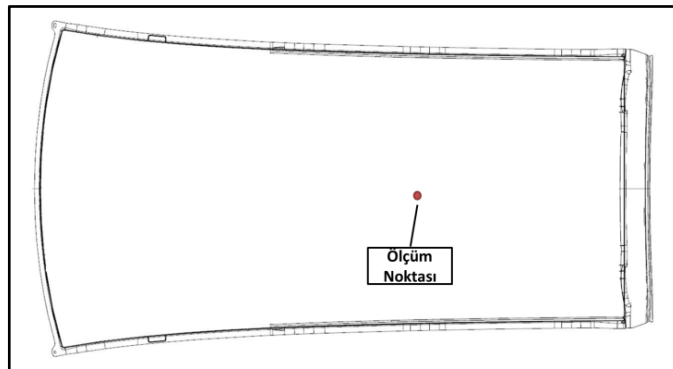
```
TABLED1, 1 ,
,0.,0.,5.0006-4,3.0859-6,1.0002-3,-3.087-5,1.5001-3,-6.359-5,
,2.0003-3,-1.828-5,2.5002-3,1.566-4,3.0001-3,-8.09-5,3.5-3,1.2226-4,
,4.0002-3,1.3072-5,4.5001-3,2.995-4,5-3,1.6027-4,5.5003-3,-3.978-5,
,6.0002-3,8.19-5,6.5001-3,2.2772-4,7.0003-3,-4.582-4,7.5002-3,-1.731-4,
,8.0001-3,-4.555-5,8.5-3,2.786-4,9.0002-3,-1.406-4,9.5001-3,4.0528-4,
,0.01,-1.433-4,1.05-2,-4.41-4,1.1-2,1.5847-4,1.15-2,1.4668-4,
,1.2-2,1.0063-5,1.25-2,-9.261-5,1.3-2,6.1658-4,0.0135,-4.132-4,
.
.
.
.
.
.
,0.134,-250.08,0.1345,-173.897,0.135,-224.74,0.1355,-239.092,
,0.136,-192.819,0.1365,-169.425,0.137,-185.993,0.1375,-82.6442,
,0.138,3.6993,0.1385,52.5439,0.139,117.564,0.1395,147.576,
,0.14,155.931,0.15,0.0,3.0,0.0 ENDT
```

Şekil 3.23. Zamana bağlı kuvvet verilerinin TABLED1 kartı ile oluşturulması

Şekil 3.23’de bulunan kuvvet tablosu incelendiğinde, yukarıdaki kısımda da belirtildiği üzere kuvvet etki süresi yaklaşık altı saliselik bir aralığa denk gelmesine rağmen toplamda üç saniyelik bir girdi sağlanmıştır. Bunun nedeni, ekstrapolasyonun önlenmesi için yapılmıştır. Dikkat edilirse 0,15’inci saniyeden üçüncü saniyeye kadar kuvvetin sıfırlandığı görülecektir.

Tavan panelinde çıktılar alınacağı noktaların belirlenmesi:

Bu bölümde tavan panelinde meydana gelen titreşim verisinin hangi noktadan ölçülmesi gerektiği belirlenmiştir. Araç üzerinde modal analiz gerçekleştirilerek tavan panelinin mod şekillerine bakarak deformasyonun en yüksek olduğu nokta ölçüm noktası olarak belirlenmiştir. Yapılan testteki sensörün koyulduğu noktanın konumu ile sonlu elemanlar modelindeki ölçümün alınacağı noktanın konumunun aynı olmasına dikkat edilmiştir.



Şekil 3.24. Tavan paneli üzerinde ölçüm noktasının belirlenmesi

Çözücü kartının oluşturulması:

Modal geçici tepki analizi NASTRAN programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. NASTRAN programında bu analiz SOL112 çözücüsü olarak isimlendirilmektedir. Daha önceki bölümde hazırlanan frekansa bağlı sönüm oranları, zamana bağlı kuvvet verileri, kuvvetin uygulanacağı nokta, çıktıların alınacağı nokta vb. bu analizde kullanılacaktır. Kuvvet verileri için ayrı bir dosya oluşturularak ana dosyanın içerisine gömülecektir. İlk olarak kuvvet için oluşturulan dosyanın içeriğinden bahsedilmiştir.

DLOAD	10000	1.0	1.0	1	TLOAD1 kartının tanımlanması.
\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$					
TLOAD1	1	20	0	1	DAREA ve TABLED1 kartının tanımlanması.
\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$					
DAREA	20	88413526	2	1.0	Kuvvetin uygulanacağı nokta ve yön tanımı.
\$					
TABLED1	1	Zamana bağlı kuvvet verilerinin girildiği tablo.			
,0.,0.,5.0006-4,3.0859-6,1.0002-3,-3.087-5,1.5001-3,-6.359-5,					
,2.0003-3,-1.828-5,2.5002-3,1.566-4,3.0001-3,-8.09-5,3.5-3,1.2226-4,					
,4.0002-3,1.3072-5,4.5001-3,2.995-4,5-3,1.6027-4,5.5003-3,-3.978-5,					
,6.0002-3,8.19-5,6.5001-3,2.2772-4,7.0003-3,-4.582-4,7.5002-3,-1.731-4,					
.					
.					
.					
.					
.					
.					
,0.136,-192.819,0.1365,-169.425,0.137,-185.993,0.1375,-82.6442,					
,0.138,3.6993,0.1385,52.5439,0.139,117.564,0.1395,147.576,					
,0.14,155.931,0.15,0.0,3.0,0.0 ENDT					
\$					
\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$-----\$\$					
ISTEP	9999	3000	1.0e-03	1	Zaman adımlarının tanımlandığı kart.

Şekil 3.25. Kuvvet dosyasının oluşturulması

Şekil 3.25’de oluşturulan kuvvet dosyası incelendiğinde;

- Zaman adımlarının tanımlanması,
- Kuvvet verilerinin tanımlanması,
- Kuvvetin uygulanacağı nokta ve kuvvet yönünün tanımlanması,
- Kuvvet çeşidinin belirlenmesi,
- Analiz tipine göre uygun kuvvet kartının seçilmesi,

İşlemleri gerçekleştirilmiştir. Zaman adımı tanımında da görüleceği üzere üç saniyelik zaman aralığı çözdürülecektir. Bu üç saniyelik zaman adımı üç bin aralığa bölünmüştür. Her bir adım aralığında sonuç alınmıştır.

Modal geçici cevap analizi için oluşturulan çözüm dosyası Şekil 3.26 ve Şekil 3.27’de açıklanmıştır.

```
NASTRAN SYSTEM(151)=1
NASTRAN BUFFSIZE=65537
NASTRAN MDAMPEXT=1
NASTRAN Q4TAPER=0.99
NASTRAN Q4SKEW=18.
ID      Modal Transient Response Analysis
SOL 112  Modal geçici cevap analizi çözücüsü.
CEND
$
$-----$
$                               Case Control Cards                               $
$-----$
TITLE = Tavan_Titresim
SUBTITLE = Modal_Transient
ECHO=SORT(PARAM)
$
SET 1 = 110,210,301,310,319,401,
        410,419
SET 2 = 417292      Ölçüm alınacak nokta.
$
DISPLACEMENT (PLOT, SORT1, REAL) = 2
ACCELERATION (PLOT, SORT1, REAL) = 2  Yer değişim ve ivme ölçümleri.
$
SUBCASE      1
LABEL = Dinamik Analiz
METHOD = 10
$
$ Kuvvet Girdisi
DLOAD = 10000      Kuvvet dosyasında tanımlanan kuvvet tanımının alınması.
$
SPC=100          Modelde tanımlı noktaların sabitlenmesi.
$
$ Zaman adımı
TSTEP = 9999      Kuvvet dosyasında tanımlanan zaman tanımının alınması.
$
$ Sonum oranı tablosu
SDAMPING = 912    Frekansa bağlı sönüm oranı tablosunun tanımlanması.
```

Şekil 3.26. Modal geçici cevap analizi çözüm kartı

```

$-----$
$                               Bulk Data Cards                               $
$-----$
BEGIN BULK
$
PARAM, AUTOSPC, YES
PARAM, K6ROT, 100.
PARAM, OUGCORD, GLOBAL
PARAM, PRGPST, NO
PARAM, POST, -2
PARAM, RESVEC, YES
PARAM, RESVNER, YES
PARAM, PRTMAXIM, YES
$
PARAM, DBALL, SCRATCH
SWLDPRM   GS PROJ   -1.0 PROJ TOL   0.15
$--1--><--2--><--3--><--4--><--5--><--6--><--7--><--8--><--9-->
TABDMP1    912      G      Frekansa bağlı sönüm oranı tablosu.
+          0.06 0.019998 10.59 0.020323 14.24 0.024945 14.69 0.020135
+          14.85 0.020018 15.15 0.026977 17.15 0.020003 17.28 0.023464
+          17.29 0.020012 17.86 0.020007 18.04 0.020004 18.94 0.020076
+          19.19 0.020178 20.41 0.021164 20.49 0.026769 20.89 0.020011
+          21.62 0.025727 21.91 0.020148 22.68 0.020035 23.05 0.024620
+          23.21 0.030903 23.39 0.023603 23.66 0.023429 24.41 0.048506
+          25.32 0.034415 25.44 0.020027 25.86 0.021554 26.56 0.021347
+          27.79 0.020145 28.34 0.020019 28.93 0.027962 29.15 0.020079
+          30.79 0.021813 31.44 0.029218 31.88 0.022401 32.23 0.021870
+          33.23 0.020184 33.54 0.020336 33.95 0.020093 34.05 0.020090
+          34.57 0.020246 34.84 0.020198 36.32 0.020017 36.38 0.020000
+          36.91 0.022785 37.57 0.020036 37.77 0.020007 37.88 0.020100
+          39.22 0.105823 39.38 0.021652 39.97 0.021121 40.39 0.025967
+          40.71 0.020637 40.94 0.020640 41.41 0.020783 41.53 0.020560
+          42.14 0.020321 42.70 0.020393 42.80 0.020009 43.57 0.020274
+          43.94 0.020397 44.19 0.020811 46.45 0.021081 46.46 0.027803
+          46.73 0.020472 48.58 0.021497 49.19 0.067126 49.38 0.020517
+          49.75 0.020334 49.89 0.021094 50.00 0.020000 90.00 0.020000
+          ENDT
$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$
EIGRL      10      0.0   50.0   50Hz e kadar öz vektörlerin çıkarılması.
$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$$-----$
INCLUDE 'Model.bdf'
INCLUDE 'Kuvvet.bdf'
$
ENDDATA

```

Şekil 3.27. Modal geçici cevap analizi çözüm kartı (devam)

Şekil 3.26 ve Şekil 3.27’de tanımlanan modal geçici cevap analizi incelendiğinde, model ve kuvvet dosyalarının içine gömüldüğü görülecektir. Bu çözüm kartı kullanılarak analiz gerçekleştirilmiştir.

Analizin çözdürülmesi:

Çözüm kartları oluşturulduktan sonra, daha önce oluşturulan sonlu elemanlar modeli üzerinde NASTRAN 2013 versiyonu kullanılarak analiz sorunsuz olarak gerçekleştirilmiştir. Analiz yaklaşık olarak iki saat on sekiz dakika sürmüştür. Çözücü bilgisayar bilgileri;

- 16 Core 2600 MHz
- 256 Gb Memory
- 2 TB Scratch
- 4 SSD Raid0

Analiz sonucunda oluşan op2 uzantılı dosyanın içeriğinde çözüm çıktıları mevcuttur. Bu çıktı dosyası kullanılarak sonuçlar incelenmiştir.

3.4. Fiziksel Testlerin Gerçekleştirilmesi

Korelasyon seviyesinin ölçülebilmesi için, yapılan test ile sanal analiz çözüm sonuçlarının karşılaştırılması gerekmektedir. Bundan dolayı sanal analizden çıkan sonuçların doğruluğunu ölçmek adına fiziksel test gerçekleştirilmiştir. Yapılan testlerin sanal analiz modelinde kullanılan TB araç modeli ile aynı seviye bir araç olmasına dikkat edilmiştir. Fakat buna rağmen sanal model ve fiziksel araç arasında farklılıklar bulunmaktadır. Fiziksel araçta bulunup, sanal modelde bulunmayan farklılıklar sıralanacak olursa;

- Motor
- Şanzıman
- Tekerler
- Şaft
- Egzoz
- Süspansiyon sistemi vb.

Eldeki imkanlar doğrultusunda ancak bu sağlanabilmiştir. Fakat bu farklılıkların, sonuçları çok etkilemeyeceği düşünülmüştür.

3.4.1. Fiziksel test materyalleri

Test sırasında kullanılan test materyalleri ve özellikleri bu kısımda incelenebilir.

- LMS SCADAS Mobile data toplayıcı,
- Bilgisayar,
- Test Lab programı,
- B&K 4507-B-004 ivme sensörü,
- Aktarım kabloları,
- Kapı kapanma hızı ölçüm cihazı.



Şekil 3.28. Data toplayıcı, bilgisayar, Test Lab programı (LMS SCADAS)



Şekil 3.29. Kapı kapanma hızı ölçüm cihazı



Şekil 3.30. B&K 4507-B-004 ivme sensörü (www.bksv.com)

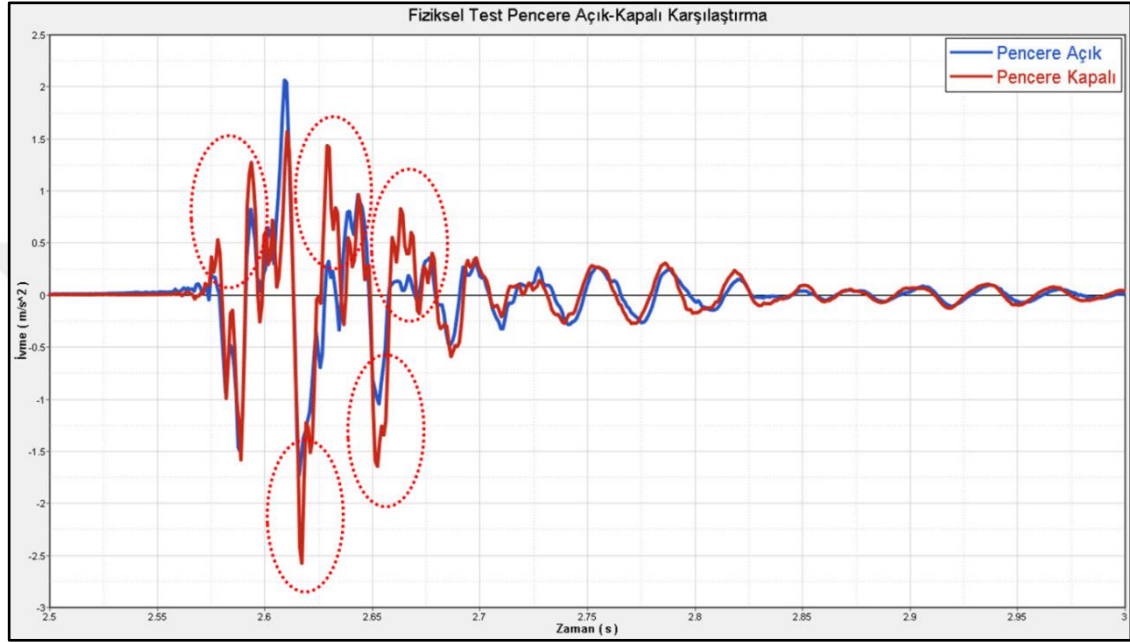
3.4.2. Fiziksel testin uygulanması

Yukarıdaki kısımda gösterilen materyaller kullanılarak testler gerçekleştirilmiştir. Test koşullarının titreşimsiz bir ortam olmasına dikkat edilmiştir. Araç çalışmıyor vaziyette iken ivme sensörleri araç tavan panelinde belirlenen noktalara konumlandırılmıştır. Konumlandırma yapılırken sanal analiz modelindeki ile aynı konumda olmasına dikkat edilmiştir. Sensörlerin hepsi numaralandırılarak data toplayıcıya kablolar ile bağlanmıştır. Bu sayede hangi ivme verilerinin hangi sensörden geldiği karıştırılmamıştır.

Araç üzerinde iki farklı test gerçekleştirilmiştir. İlki kapı kapandığı anda araç içerisinde oluşan basıncın tavan panelinde yarattığı etkininde görülmesi için bütün kapı ve camlar kapalı olarak konumlandırılmıştır. İkincisinde ise sol ön kapı hariç bütün camlar açılmıştır. Bu sayede araç içi basınç etkisi en aza indirilmiştir.

Araç ön sol kapısına, kapı kapanma hızını ölçen sensör yerleştirilmiştir. Bu sayede kapının kapanma hızı ölçülmüştür. Bunun yapılmasının sebebi, kapı kapanma kuvveti hesaplanırken ki hız ile aynı hızda kapatılması içindir. Kapı kapanma hızı belirlenen hızda oluncaya kadar testler tekrarlanmıştır. Kapı kapatma işleminden sonra yedi saniyelik süre içerisinde tavan sacına konumlandırılmış sensörlerden gelen veriler toplanmıştır.

Testler tamamlandıktan sonra verilerin anlamlılığı kontrol edilmiştir. Uygun olduğu düşünüldükten sonra test materyalleri kaldırılmıştır. Belirlenen noktadan sensör yardımı ile alınan ham ivme verileri data toplayıcı sayesinde bilgisayar ortamına alınmıştır. Excel dosyasında bulunan ivme verileri düzenlenip Hypergraph programı kullanılarak grafik ortamına atılmıştır. Ölçeklendirilen bu grafik Şekil 3.31’de incelenebilir.



Şekil 3.31. Fiziksel test ilgili nokta İvme - Zaman grafiği

Şekil 3.31’de kapı kapanma anında tavan panelinde meydana gelen ilgili noktanın ivme verilerinin olduğu grafik görülmektedir. Mavi grafik pencerenin açık olduğu yani basıncın olmadığı ivme değerleri, kırmızı grafik ise basıncın etkisinin de olduğu ivme değerleri olarak düşünülebilir. Bu grafikte basıncın tavan panelinde yarattığı etkide görülebilmektedir. Kırmızı bölgelerden de görüleceği üzere basınç etkisinden kaynaklı genlik artışları mevcuttur. Bu grafikler ileriki bölümlerde sanal analiz sonuçları ile karşılaştırılacaktır.

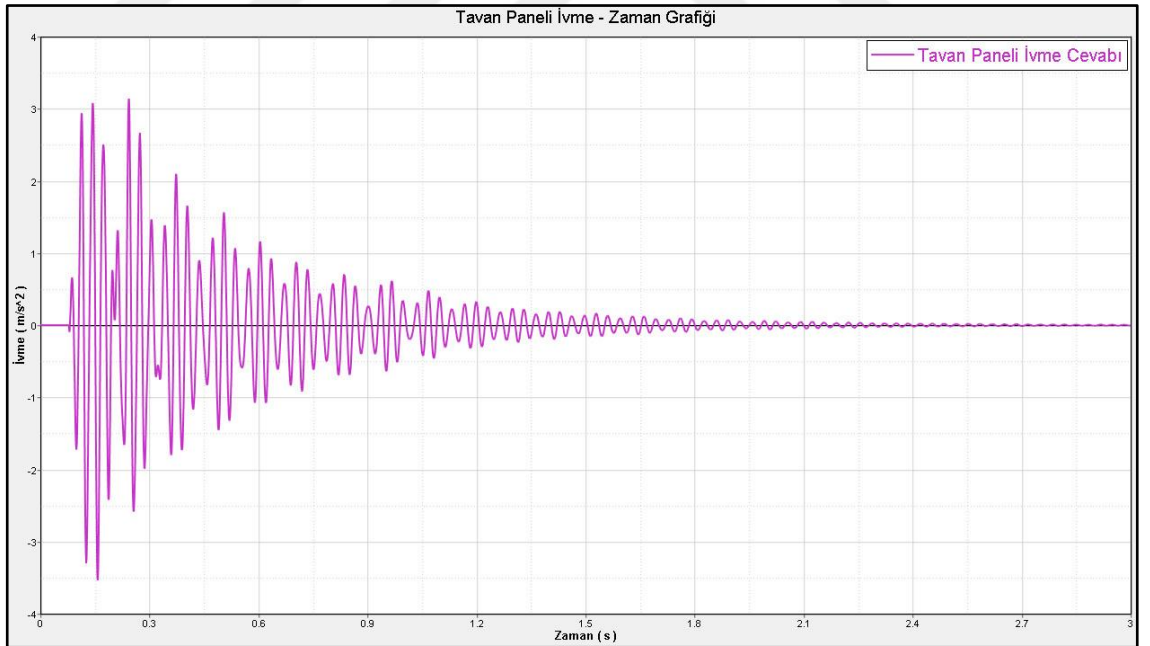
4. BULGULAR

Bu bölümde, belirlenmiş metot ile yapılan analiz sonuçları incelenmiştir. Yapılan analizin korelasyon seviyesini ölçmek adına, fiziksel testten çıkan sonuçlar ile sanal analiz çalışmasından çıkan sonuçlar karşılaştırılmıştır.

4.1. Modal Geçici Cevap Analizi Sonucunun İzlenmesi

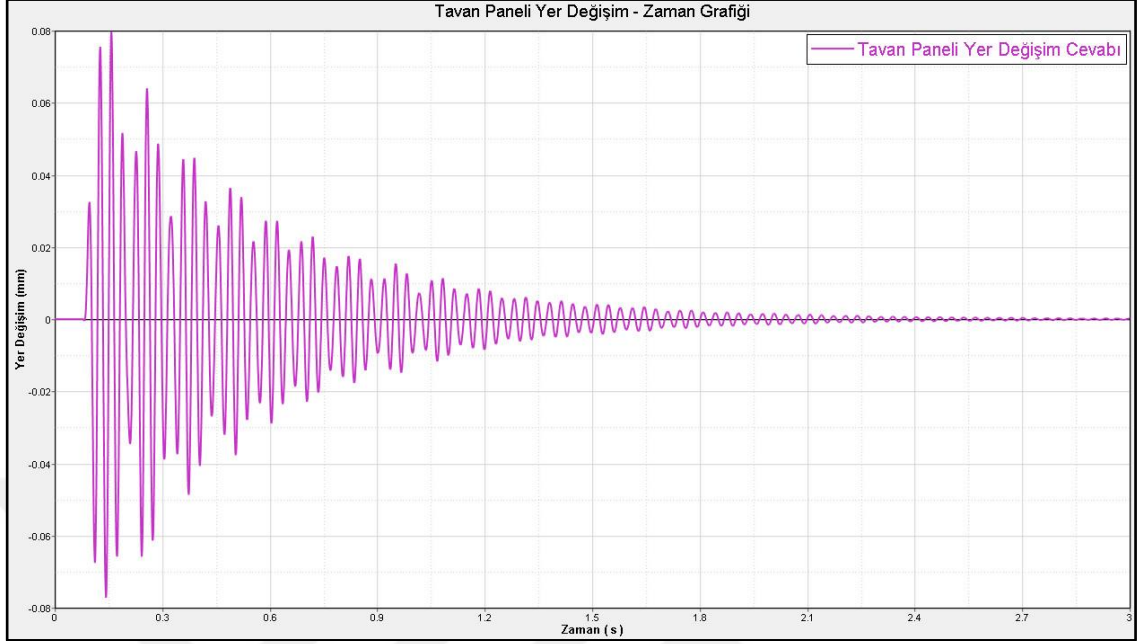
Yukarıdaki kısımda modal geçici cevap analizi gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde ise gerçekleştirilen analizin sonuçları incelenmiştir. Çalışmada gerçekleştirilen analizin bütün sonuçları ölçeklendirilmiştir. Grafikler incelenirken bu durum dikkate alınmalıdır.

Şekil 4.1’de ki ivme zaman grafiğinden de görüleceği üzere kuvvet uygulandıktan sonraki ilk 0,2 saniyede genlik en yüksek seviyesindedir. Yaklaşık iki saniye sonrasında ise sönümlenmektedir.



Şekil 4.1. Tavan paneli İvme - Zaman grafiği

Şekil 4.2’de yer değişimi zaman grafiği incelenebilir.



Şekil 4.2. Tavan paneli Yer Değişim - Zaman grafiği

Modal geçici cevap analizi sonucunda aracın verdiği cevap görsel olarak incelenmiştir. Analiz sonucunda elde edilen animasyondan alınmış araç tavan paneli kesiti Şekil 4.3’de görülebilir. Deforme olan kesit ile deforme olmayan kesit arasındaki farkın daha iyi görülebilmesi için görüntü ölçeklendirilmiştir.

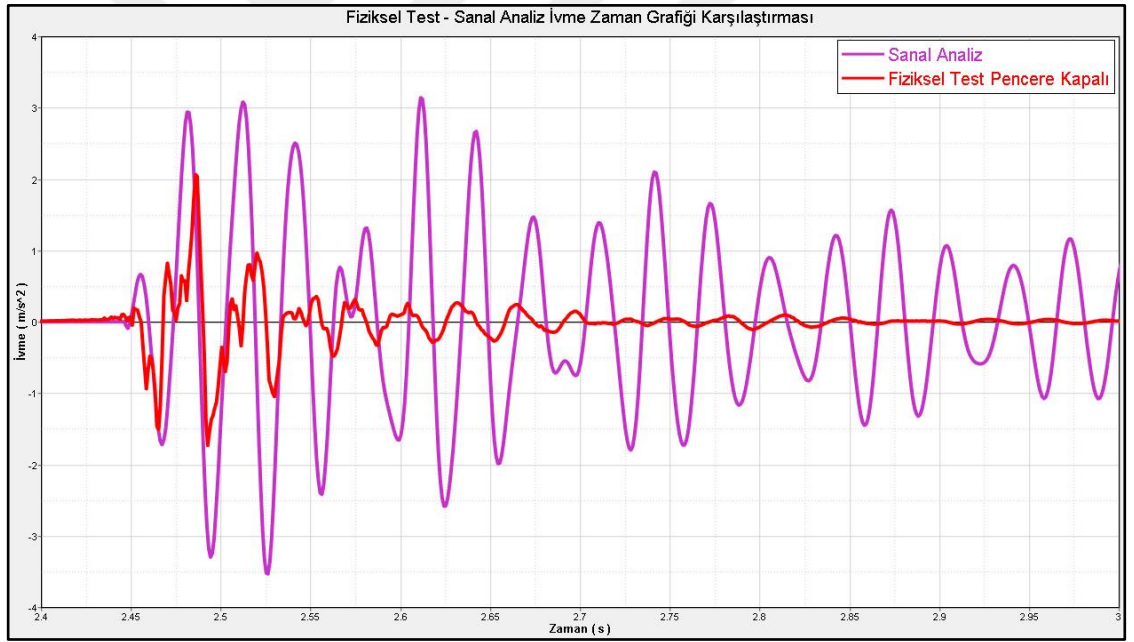


Şekil 4.3. Tavan titreşimi animasyon kesiti

4.2. Fiziksel Test Sonuçları ile Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Sanal doğrulamalar açısından analiz sonuçlarının, fiziksel test sonuçları ile karşılaştırılması önem arz etmektedir. Bu sayede gerçekleştirilen analizin doğruluğu hakkında bilgi edinilmiş olunur. Eğer sonuçlar arasında farklar kabul edilemeyecek seviyelerde ise yapılan çalışmada bir problem olduğu anlamına gelir. Bu problemin üzerine gidilerek analizin doğruluk seviyesi arttırılır. Bu bölümde analiz sonuçları ile fiziksel test sonuçları karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.4'te yapılan karşılaştırmadan da görüleceği üzere sanal analiz grafiği +x ekseninde 2,3 saniye ötelenmiştir. Bu sayede kapı kapanma sonucunda oluşan titreşim zaman alanında eşitlenmeye çalışılmıştır.



Şekil 4.4. Fiziksel test sanal analiz İvme - Zaman grafiği karşılaştırma

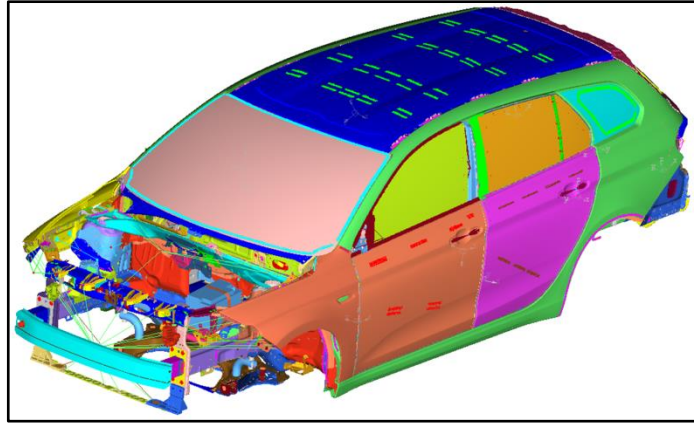
Karşılaştırma grafikleri incelendiğinde ilk saniyelerde grafiklerin karakterleri birbirine benzemektedir fakat sanal analiz sonucunda oluşan titreşimin genliği fiziksel teste göre oldukça yüksektir. İleriki saniyelerde ise fiziksel titreşimin sönümlenmesi sanal analize göre oldukça hızlı olmaktadır. Korelasyon seviyesinin arttırılması açısından bu iki durumun incelenmesi gerekmektedir.

4.3. Korelasyon Seviyesini Arttırma Çalışması

Yukarı bölümde fiziksel test ile sanal analiz sonuçları arasındaki farkların kabul edilemeyecek seviyede olduğu görülmüştür. Bu bölümde, sanal analiz sonucunda çıkan verilerin fiziksel test sonuçları ile arasındaki farklılıkların kabul edilebilir seviyeye gelmesi için çalışma yapılmıştır. İlk olarak sonlu elemanlar TB model detay etkisi incelenmiştir. Sonrasında ise araç içi basıncı etkisi ve sönüm oranının sonuçlara olan etkisi incelenmiştir.

4.3.1. TB model detayının etkisinin incelenmesi

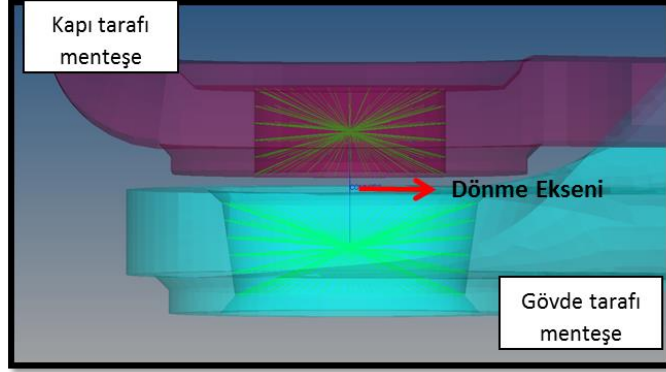
TB modelinin detaylarından ve kurulum aşamasından Bölüm 3.1’de bahsedilmiştir. Belirtildiği üzere bütün kapılar kütle elemanlar ile modellenerek ağırlığı ve atalet momenti tanımlanıp araç gövdesine RB3 elemanlar ile tutturulmuştu. Bundan dolayı kapı fitilleri ve elastik tamponlar modele eklenememişti. Korelasyon seviyesini arttırmak için yapılan bu çalışmada kapıların, fitillerin ve elastik tamponların sonlu elemanlar modeli TB modeline eklenmiştir. Şekil 4.5’de güncellenmiş TB modeli görülebilir.



Şekil 4.5. Kapı modelinin bulunduğu TB modeli

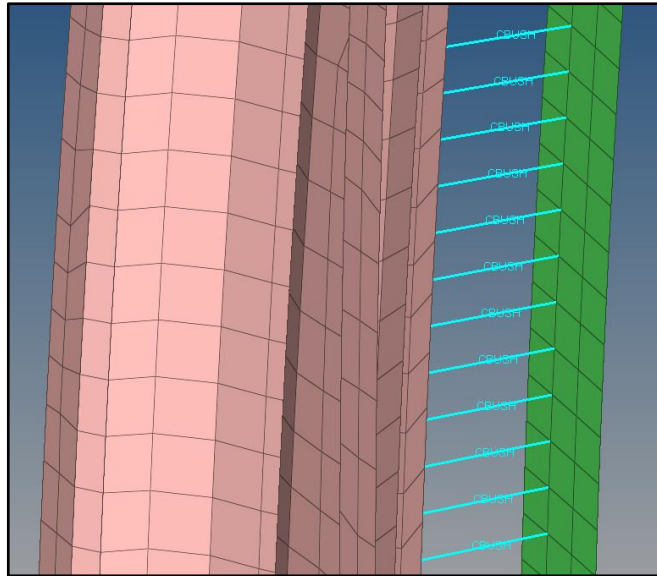
Eklenen kapıların tamamı gövdeye menteşelerden tutturulmuştur. Bu menteşelere kapının dönme ekseninde serbestlik tanınmıştır. Aynı zamanda kapı kilidi ile

karşılığında bulunan kanca arasında kaskatı elemanlarla bağlantı kurularak kanca ekseninde serbestlik verilmiştir.

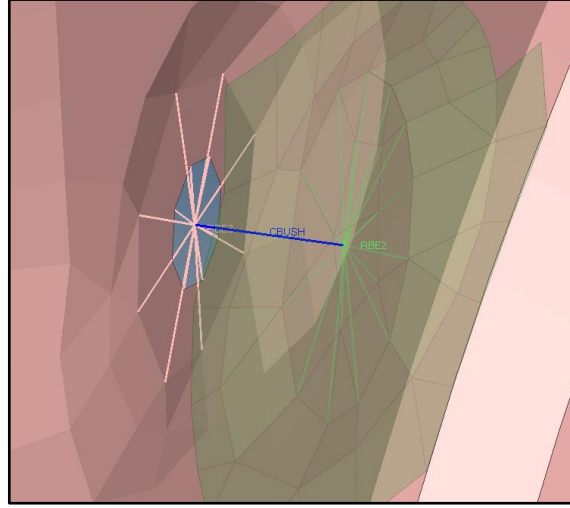


Şekil 4.6. Kapı menteşe dönme eksenini

Kapı fitilleri ve elastik tamponlar TB modelde bir boyutlu yay elemanı olan CBUSH elemanları ile modellenmiştir. Kapı kapalı olduğu anda fitiller ve elastik tamponlar üzerinde oluşan deformasyondan dolayı kuvvet meydana gelmektedir. Bu kuvvet etkisinin modele aktarılması için sıkışma miktarından toplam kuvvet miktarı hesaplanmıştır. Bu sayede, kullanılan yay elemanı miktarı da düşünülerek yay sabiti CBUSH elemanlarına tanımlanmıştır. Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de modellemeler görülebilir.



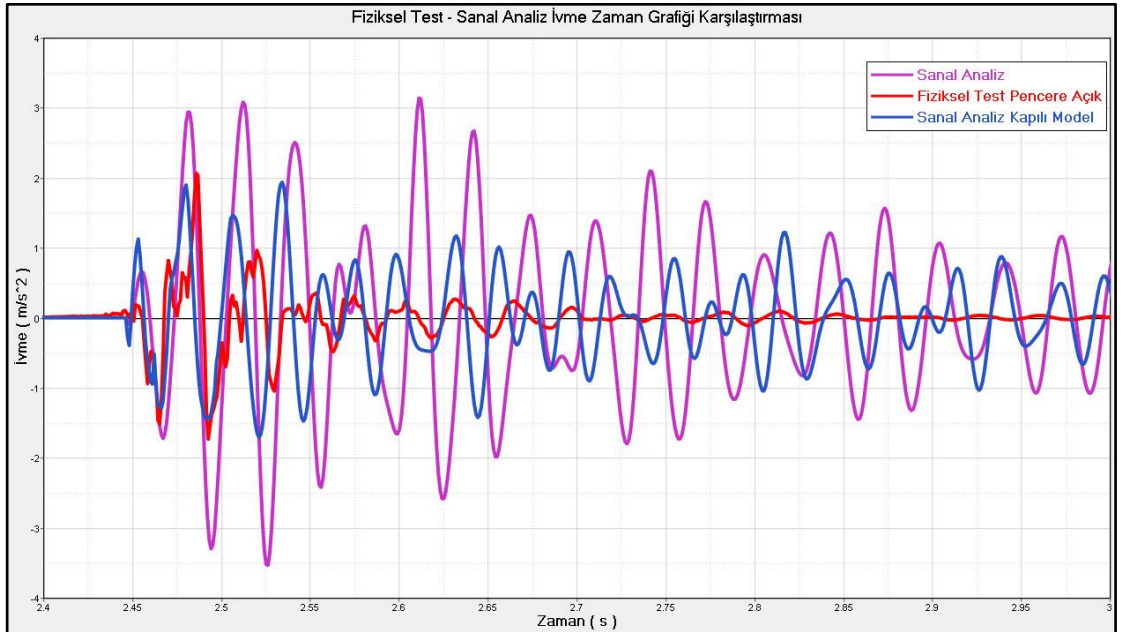
Şekil 4.7. Kapı fitillerinin modellenmesi



Şekil 4.8. Elastik tampon modellenmesi

Güncellenen TB modeli kullanılarak analizler tekrarlanmıştır.

Şekil 4.9’da gösterilen sonuçlar incelenirse, kapı, fitil ve elastik tampon modelinin bulunduğu sonuçlardaki genlik miktarının azaldığı görülecektir. İlk saniyelerdeki ivme seviyesi açısından test sonuçlarına oldukça yaklaşılmıştır. Fakat sonraki saniyelerde test sonuçlarındaki ivme grafiği oldukça hızlı sönümlenmektedir. Korelasyonun diğer aşamalarında kapılı model kullanılarak devam edilecektir.



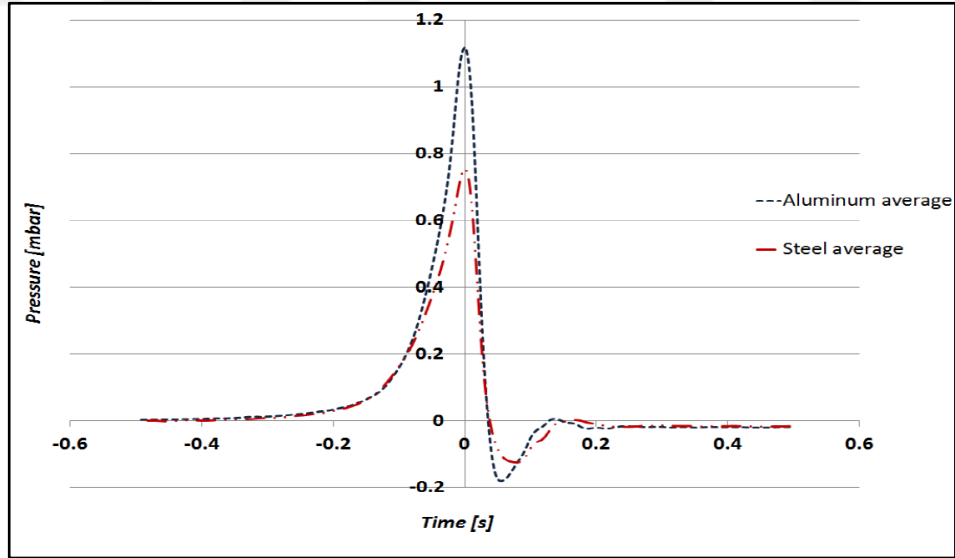
Şekil 4.9. Güncellenen TB modeli sonuçları

4.3.2. Araç içi basınç etkisi

Kapı kapatıldığı anda araç içerisinde ani basınç yükselmesi meydana gelmektedir. Ani basınç değişikliği aracın tavan panelinde meydana gelen titreşimin genliğini değiştirebilir. Meydana gelen bu basınç değişikliğinin sonuçlara olan etkisini görmek adına analiz gerçekleştirilmiştir.

Ani basınç değişikliğinin zamana bağlı verilerini ölçmek için gerekli test olanağına sahip olunmadığı için bu bilgiler literatür araştırması ile elde edilmiştir. Bundan dolayı bu kısımda kullanılacak basınç değeri varsayımsal olarak oluşturulmuştur.

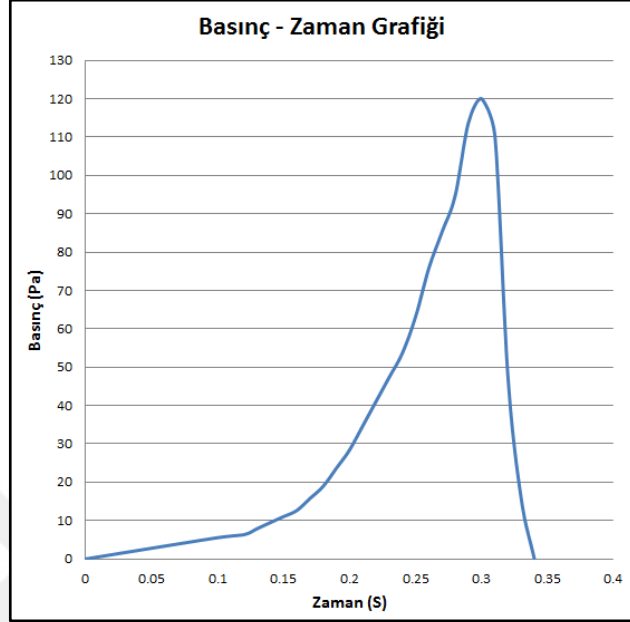
Mozzone (2013), kapı ile fitil arasında temas başladığı anda araç içi basıncının ani bir şekilde yükseldiği gözlemlenmiştir. Kapı kilitlendiği anda en yüksek seviyeye ulaşarak sonraki saniyelerde ise hava tahliye deliklerinden boşalan havadan dolayı basınç seviyesi giderek azalmıştır. Mozzone (2013) yaptığı çalışmada yaptığı test sonucunda zamana bağlı ölçümlerde Şekil 4.10'daki grafik elde edilmiştir.



Şekil 4.10. Kabin içerisindeki ortalama basınç değişimi (Mozzone 2013)

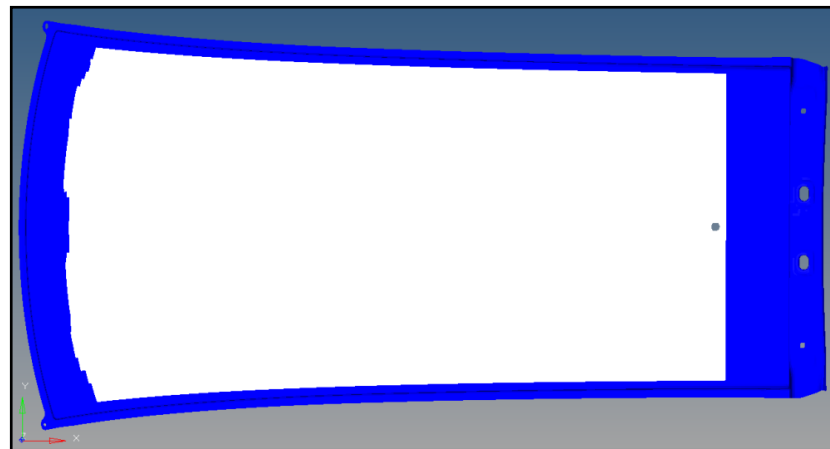
Şekil 4.10'da görüleceği üzere araç içi basınç seviyesi neredeyse yüz yirmi Pa seviyesine kadar çıkmaktadır. Yapılan bu çalışmada, Şekil 4.10'daki grafik baz alınarak

kullanmak üzere yeni bir basınç eğrisi elde edilmiştir. Oluşturulan bu grafik Şekil 4.11'de görülebilir.



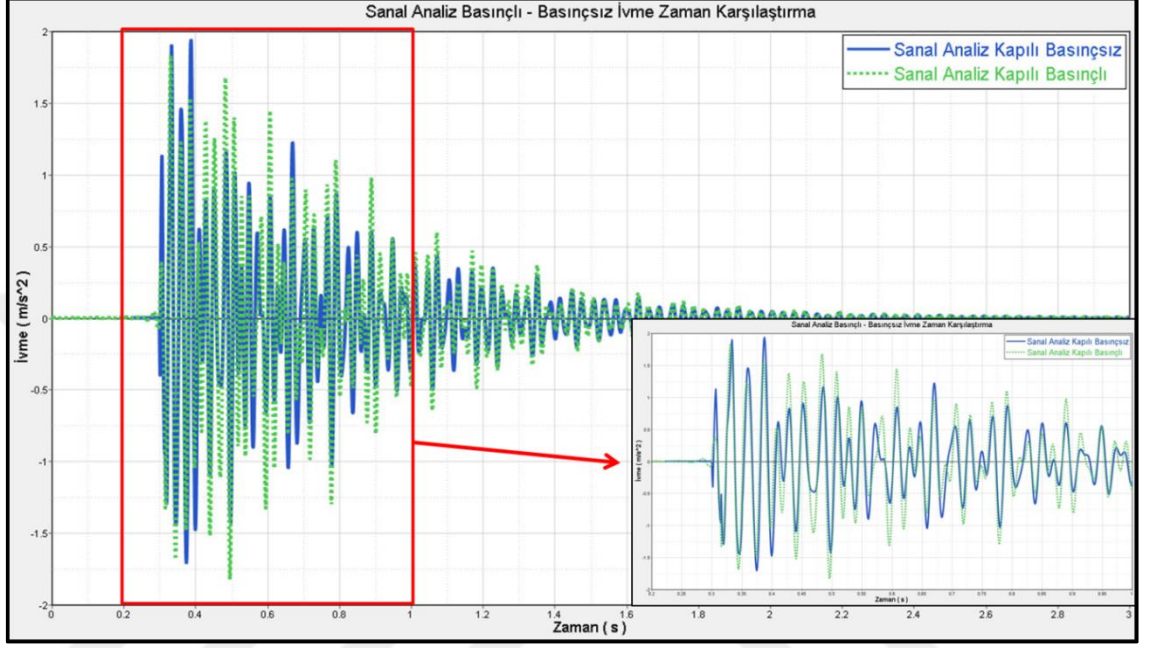
Şekil 4.11. Elde edilen Basınç - Zaman grafiği

Yukarıda belirtildiği üzere, basınç seviyesi en tepe noktaya geldiğinde kapı kapanma kuvvetinin uygulanmaya başlaması için zaman ayarı yapılmıştır. Bu sayede basınç ve kapı kapanma kuvveti aynı anda uygulanmıştır. Varsayımsal olarak oluşturulan basınç verileri çözüm kartına işlenerek analiz gerçekleştirilmiştir. Basıncın uygulandığı bölge Şekil 4.12'de görülebilir.

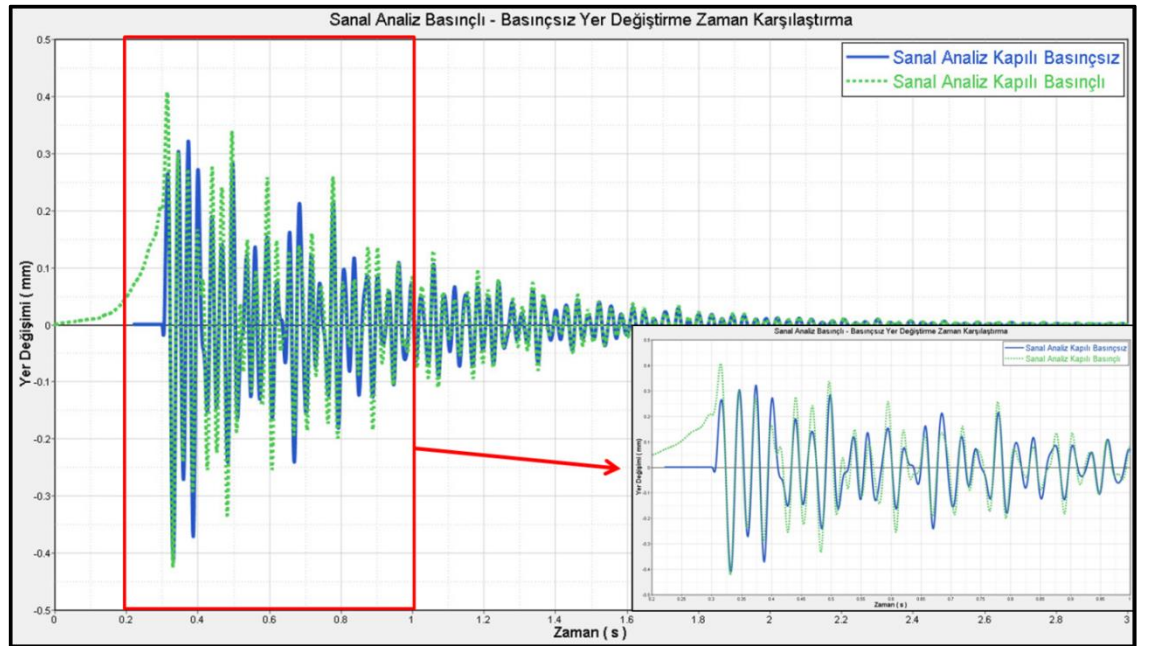


Şekil 4.12. Basınç uygulanan bölge

Analiz problemsiz bir şekilde çözüme ulaşmıştır. Basıncın tavan panelinde meydana getirdiği etkiyi görmek adına, basınçlı ve basınçsız analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te basınç etkisinin uygulandığı analiz sonuçları ile uygulanmadığı analiz sonuçlarının karşılaştırılması görülebilir.



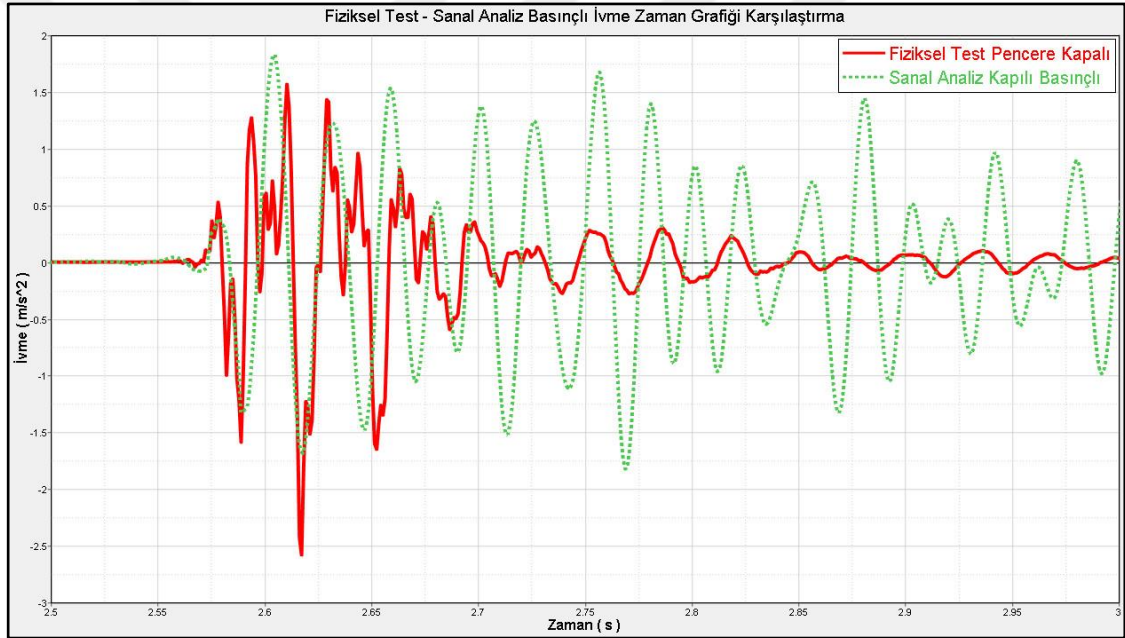
Şekil 4.13. Sanal analiz basınçlı ve basınçsız İvme - Zaman grafiği



Şekil 4.14. Sanal analiz basınçlı ve basınçsız Yer Değişimi - Zaman grafiği

Grafikler incelendiğinde görüleceği üzere ivme ve yer değişimi miktarlarında değişiklik gözlemlenmiştir. İvme grafiğinin ilk saniyelerinde genlik seviyesinde düşüş görülmüştür fakat ileriki saniyelerde tam tersine genliklerde artışlar meydana gelmiştir. Daha sonrasında ise seviyeler eşitlenerek sönümlenmiştir. Şekil 4.14'te maksimum yer değiştirme miktarlarında artışlar görülmüştür.

Hatırlanacağı üzere fiziksel testler gerçekleştirilirken basınç etkisinin gözlemlenmesi için iki farklı koşulda test gerçekleştirilmiştir. Pencere kapalı durumda gerçekleştirilen test sonuçları ile sanal analizde uygulanan basınçlı yöntemin sonuçları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma Şekil 4.15'de görülebilir.



Şekil 4.15. Fiziksel test sanal analiz basınçlı İvme - Zaman Grafiği karşılaştırması

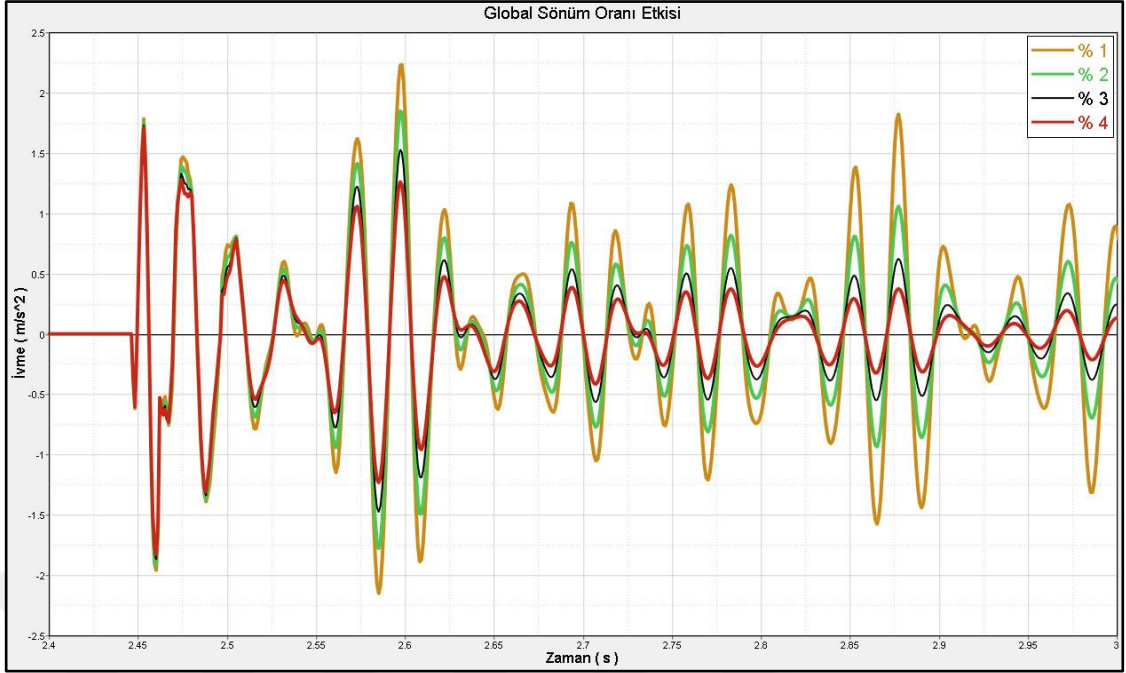
Şekil 4.15'de gösterilen sonuçlar incelendiğinde, ilk saniyelerdeki genlik miktarının ve grafik karakteristiğinin benzer olduğu görülmüştür. Fakat sonraki saniyelerde fiziksel test sonuçlarındaki ivme grafiği, sanal analiz sonuçlarına göre oldukça hızlı sönümlenmektedir.

4.3.3. Sönüm oranı etkisi

Korelasyon çalışmasında fiziksel test sonuçları ile sanal analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalarda da görüleceği üzere ilk saniyelerdeki genlik miktarı ve karakteri benzer olmasına rağmen sonraki saniyelerde fiziksel test sonuçları, sanal analiz sonuçlarına göre hızlı sönümlenmekteydi. Bu farklılığı azaltmak adına değişken sönüm oranları kullanılarak analizler tekrarlanmıştır.

Hatırlanacağı üzere sönüm günümüzde bile çok anlaşılammış gri bir alandadır. Çözücü programlarının kapasiteleri doğrultusunda sönüm oranları tanımlanabilmektedir. Teknoloji geliştikçe çözücü programlarının da kabiliyetleri bu konuda artacaktır. Bu çalışmada geçmiş deneyimlerden de yola çıkarak PARAM G ile yapısal sönüm oranı değeri yüzde iki olarak kullanılmıştı. Bu değer genel olarak kullanıcıya bağlı bırakıldığı için hata payı olabilmektedir. Bundan dolayı makul bir değer olan yüzde iki seçilmişti.

Bunun yanında tavan paneli ile destek braketleri arasında kullanılan macunun malzeme sönüm oranı, tedarikçinin yaptığı test bilgilerinden alınarak model kartında GE kısmında tanımlanmıştı. Global sönüm oranının sonuçlara etkisini görmek adına, malzeme sönüm oranı ve fitil sönüm oranı modelden çıkarılarak, çözüm kartındaki global sönüm oranı yüzde bir den başlayarak kademeli olarak arttırılmıştır. Her sönüm oranı için analiz tekrarlanmıştır. Şekil 4.16'da yüzde dört e kadar tanımlanmış global sönüm oranlarının karşılaştırmalı grafikleri görülebilir.

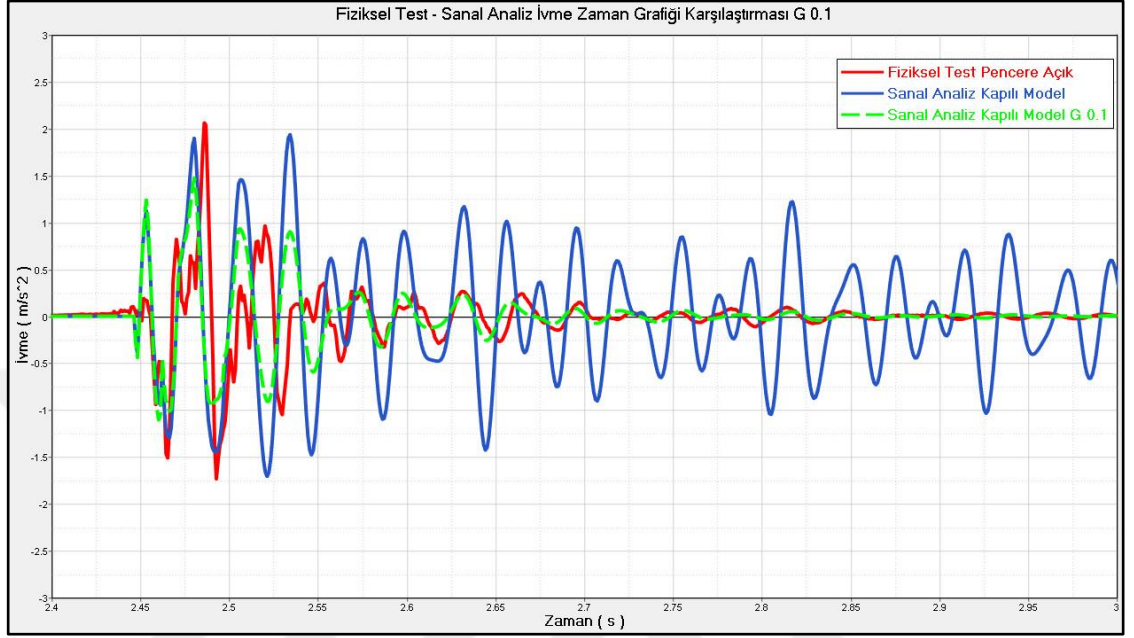


Şekil 4.16. Global sönüm oranı etkisi

Global sönüm oranının genliklere etkisini görmek için yapılan bu dört farklı analizde ana TB modeli kullanılmamıştır. Kesik model kullanılarak çözüm süreleri kısaltılmaya çalışılmıştır. Bundan dolayı bu grafiklerde sadece global sönüm oranlarının sonuçlara olan etkisi incelenmiştir. Daha sonrasında karar verilen sönüm oranı ile ana modelde çözüm yaptırılmıştır.

Şekil 4.16'daki sonuçlarda da görüleceği üzere global sönüm oranının artması ilk saniyelerdeki genlik miktarında çok büyük değişiklik yaratmamıştır. Fakat sonraki saniyelerde titreşim hızlıca sönümlenmektedir. Hatırlanacağı üzere fiziksel test sonuçları ile sanal analiz sonuçları arasında sönümlenme hızı ile ilgili farklılık vardı. Bu grafiklerden yapılan çıkarıma göre farklılığı gidermek için global sönüm oranını arttırmak korelasyona olumlu katkı sağlayacaktır. Fakat yüzde dördlük global sönüm değeri bile bu farklılığı gidermek için yeterli olmamıştır. Bundan dolayı, malzeme sönümü ve fitil sönümünün de içinde olduğu asıl model kullanılarak global sönüm değeri yüzde on olarak tanımlanıp analiz tekrarlanmıştır.

Şekil 4.17’de gösterilen karşılaştırmalı sonuçlar incelendiğinde global sönüm oranının yüzde on olarak kullanılması sonraki saniyelerde doğruluk oranını arttırmıştır. İlk saniyelerdeki genlik miktarında ise bir miktar düşüş sağlamıştır.



Şekil 4.17. Global sönüm oranının %10 olması durumu

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Yapılan bu çalışmanın amacı bir binek aracın kapısı kapatıldığı anda tavan panelinde meydana gelen titreşimin analiz metodu ile tahminin yapılmasıydı. Bu amaç doğrultusunda ihtiyaçlar belirlenerek gerekli adımlar uygulanmıştır.

Her analiz metodu ile istenilen sonuçları almak mümkün değildir. Her metodun kendine özgü çözüm alanı mevcuttur. Bundan dolayı yapılan çalışmalarda gerekli metodun doğru bir şekilde belirlenmesi önem arz etmektedir. Bunun için girdilerin ve çıktılarının net bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir. Bunun yanında bazı kısıtlar mevcuttur. Bu kısıtlar göz önüne alındığında eldeki imkanlar dahilinde en uygun metodu uygulamak mümkün olmayabilir. Bu kısıtlar, zaman, materyaller, teknoloji vb. olabilir.

Bu çalışmada istenen girdiler ve çıktılar net bir şekilde belirlenerek gerekli metotlar araştırılmıştır. Eldeki imkanlar dahilinde en uygun olduğu düşünülen metot olan kompleks öz değer analizi sonucunda çıkan modal sönüm oranlarını kullanan geçici tepki analizi metodu uygulanmıştır. Bu metotta yapısal/malzeme sönüm oranı değerleri direkt girdi olarak kullanılamamıştır. Bunun sebebi bu metot modal tabanlı olduğu için kompleks yapıda matrisleri çözememesinden kaynaklanmaktadır. Aslında doğrusal geçici tepki analizi bu konuda daha avantajlı bir konuma sahiptir. Fakat avantajının yanında bu çalışma için en büyük dezavantaj olan zaman ve imkan kısıtları içerisinde değildir. Bundan dolayı modal geçici tepki analizi metoduna frekans tabanında sönüm değerleri uygulanarak bu problem aşılmıştır. Fakat buda tam anlamı ile yapısal sönüm oranlarını işleme katamamaktadır. Ara bir değer olduğu taktirde iç kestirim veya dış kestirim yaparak yeni bir değer kullanabilmektedir. Buda sonuçlarda istenmeyen genliklerin çıkmasına sebep olabilir.

Analiz sonuçlarının test sonuçları ile karşılaştırılması bu gibi çalışmalarda çok önemlidir. Bundan dolayı belirlenen metot uygulandıktan sonra çıkan sonuçların doğruluk seviyesini anlamak adına testler gerçekleştirilmiştir. Yapılan testlerin uygun koşullarda ve doğru bir şekilde yapılması da önemlidir. Aksi taktirde test sonuçları da hatalı olabilir. Bundan dolayı test yapılırken koşulların ve seçilen materyallerin

uygunluğuna dikkat edilmiştir. ıkan sonuçlarda ham datalar kullanılarak filtreleme farklılıklarından kaynaklı hatalar ortadan kaldırılmıştır.

İlk test sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında genliklerde oldukça büyük farklılık saptanmıştır. Doğruluk seviyesini arttırmak adına çeşitli aksiyonlar planlanarak analizler tekrarlanmıştır. İlk olarak kapı modeli, fitil ve elastik tampon modelleri TB modeline koyulmuştur. ıkan sonuçlar tekrardan test sonuçları ile karşılaştırıldığında genlikler bir miktar daha sönümlenmiştir. Genliklerin düşmesinin sebebi kapının sonlu elemanlar modeli kullanılarak o bölgeye daha da katılık sağlanmasından kaynaklanmıştır. Aynı zamanda fitiller ve elastik tamponlar kapı hareketinden kaynaklı titreşimi sönümleyerek genlikleri azaltmıştır. Bu çalışmada sonlu elemanlar kapı modelinin kullanılmasının önemli olduğu saptanmıştır.

Kapı kapandığı takdirde araç içerisinde ani basınç artışı meydana gelmektedir. Ani basınç artışının tavan panelinde meydana getirdiği etkiyi görmek adına çalışma yapılmıştır. Çalışma sonucunda bulunan ivme ve yer değişimi ıktıları karşılaştırılmıştır. Hem test sonuçları hem de sanal analiz sonuçları aynı etkiyi göstermektedir. Basınç artışından kaynaklı oluşan titreşimde genlikler bir miktar artmaktadır. Bundan dolayı araç üzerindeki hava tahliye deliklerinin tasarımı önem arz etmektedir.

Yukarıdaki bölümlerde de bahsedildiği üzere sönüm günümüzde dahi çok anlaşılamamıştır. Bu konuda analiz programları dahi hâlâ istenilen ıktıları sağlamakta zorlanmaktadır. Bundan dolayı sönüm tanımlamalarında hata payı olabilmektedir. Bu çalışmada ileriki saniyelerdeki korelasyon seviyesini arttırmak adına sönüm oranlarının analiz sonuçlarına etkisi incelenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında yüzde ikilik yapısal sönüm tanımlanmıştı fakat fiziksel test sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında test sonuçlarının oldukça hızlı sönümlendiği gözlemlendi. Bundan dolayı global sönüm oranını beş kat arttırılarak korelasyon seviyesi iyileştirildi. Tanımlanan yüzde onluk yapısal sönüm değerı deneme yanılma yolu ile belirlendi. Fakat neden yüzde on olduğu konusunda bir sonuca varılamadı. PARAM G de tanımlanan global sönüm değerı

genellikle korelasyon seviyesi kontrol edilerek ve geçmiş tecrübelerle göre belirlenmektedir.

Yapılan çalışmalardaki sonuçların doğru olabilmesi için girdilerin ve çıktılarn doğru olarak tanımlanması gerekmektedir. Yapılan bu çalışmada fiziksel koşullar ile sanal koşullar arasında farklılıklar bulunmaktadır. Bunlardan en önemlileri fiziksel araç ile sanal araç modeli arasındaki farklılıklardır. Örnek vermek gerekirse;

- Motor,
- Aktarma organları,
- Süspansiyon sistemleri,
- Egzoz,
- İç trim parçaları,
- Kalıp kaynaklı sac parçaların kalınlık değişkenlikleri vb.

Bunun yanında fiziksel şartlarda gerçekleşen sınır koşulları ile sanal analiz sınır koşulları arasında farklılıklar mevcuttur. Örnek vermek gerekirse;

- Araç içi hava basıncının tüm yüzeylere etkimesi,
- Kapı kapanması durumundaki dinamik davranış,
- Kapı kapanma kuvvetinin fiziksel olarak test edilememesi vb.

Yukarıda sıralanan farklılıklar düşünülürse varılan sonucun korelasyon seviyesinin iyi bir oranda olduğu söylenebilir. İleriki zamanlarda teknolojinin gelişmesi ile birlikte yeni metotların tanımlanması veya iyileştirilmesi, analiz programlarının daha doğru ve hızlı sonuçlar vermesi, bilgisayarların daha detaylı modelleri çözecek kadar gelişmesi ile birlikte korelasyon seviyeleri daha da iyileşecektir.

KAYNAKLAR

Anonim, 2016. Dynamic Analysis User's Guide. MSC Software Corporation, USA

Arıkan, S., 2005. Sonlu Elemanlar Metodunun Mühendislikte Uygulamaları. Mühendislik Mimarlık Odası, <http://arsiv.mmo.org.tr/pdf/10944.pdf>-(Erişim tarihi:15.07.2017).

Arora, V. 2013. Structural damping identification method using complex FRFs. *Journal of Sound and Vibration*, 51(2014): 133-143.

Arora, V. 2014. Direct structural damping identification method using complex FRFs. *Journal of Sound and Vibration*, 339(2015): 304-323.

Clough, R.W. 1960. The Finite Element in Plane Stress Analysis. Proc. 2nd A.S.C.E. Conf. On Electronic Computation, Pittsburgh.

Demir, C., 2017. Makine Mühendisliğinde Sonlu Elemanlar Yöntemi. Yıldız Teknik Üniversitesi, http://www.yildiz.edu.tr/~cdemir/sonlu_elemanlar.pdf-(Erişim tarihi:10.07.2017).

Durgun, İ. 2015. Otomotiv geliştirme sürecinde prototip imalatının dünü bugünü ve yarını. Üretim Araştırmaları Sempozyumu, 14-16 Ekim, 2015, Ege Üniversitesi, İzmir.

Ewins, D. J. 1984. Theoretical Basis: Modal Testing Theory and Practice, Research Studies Press LTD., England, pp: 19-82

Gambino, C. 2015. Vibration damping via acoustic treatment attached to vehicle body panels. *Master Thesis*. Faculty of Applied Science, University of Windsor, Canada

Hörnlund, M., Papazoglu, A. 2005. Analysis and measurements of vehicle door structural dynamic response. *Master Thesis*, Structural Mechanics, Division of Structural Mechanics, Sweden.

Hrennikof, A. 1941. Solution of Problems in Elasticity by the Framework method. *Journal of Applied Mechanics*, A(8): 169-175.

Küten, U. 2011. Sonlu elemanlar yöntemiyle 5500 DWT'luk kimyasal tankerin eksu kütleli serbest titreşim frekanslarının hesaplanması ve rezonans kontrolü. *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

McHenry, D. 1943. A Lattice Analogy for the Solution of Plane Stress Problems. *Journal of Inst. Civil Eng*, 21: 59-82.

Mozzone, M. 2013. Study of the door closing performance of fan aluminum door. *Master Thesis*. Faculty of Applied Science, University of Windsor, Canada

Özgelen, O. 2014. Development of a modal analysis software platform. *Yüksek Lisans Tezi*, ODTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.

Öztürk, F., Şendeniz, G. 2014. Yolcu koltuklarında sac pres ayakta topoloji optimizasyonu çalışması. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26-27 Mayıs, 2014, Sheraton, Bursa.

Rao, S. S. 2004. Free Vibration of Single Degree of Freedom Systems: Mechanical Vibrations, Ed.: Horton, M. J., Prentice Hall, USA, pp: 124-256

Saha, P., 2001. Developing vehicle sound packages. Sound & Vibration, <http://www.sandv.com/downloads/1110saha.pdf>-(Erişim tarihi:25-08-2017).

Seto, W. W., Toprak, T. 2003. Mekanik Titreşimler. Birsen Yayınevi, İstanbul, 319 s.

Sheng, G. 2012. Introduction to Vehicle Vibrations and Sound: Vehicle Noise Vibration and Sound Quality, Ed.: Swiss, M. B., SAE, USA, pp: 2-9

Solmaz, H. 2014. Dört silindirli dört zamanlı bir dizel motorun dinamik modeli ve titreşimlerinin incelenmesi. *Doktora Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Eğitimi Anabilim Dalı, Ankara.

Şimşek, A. 2010. Bir iş makinası kabininin modal analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Sakarya.

Uslu, M. 2010. Panel titreşimlerinin kabin gürültüsüne olan katkılarının incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Çağrı AKDENİZ
Doğum Yeri ve Tarihi : Tarsus 30.09.1990
Yabancı Dili : İngilizce, İtalyanca

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Mersin 75. Yıl Anadolu Öğretmen Lisesi 2004-2008
Lisans : Çukurova Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği 2008-2013
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği 2014-2017

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : TOFAŞ Türk Otomotiv Fabrikası A.Ş. 2013 -

İletişim (e-posta) : cagri-akdeniz@hotmail.com

Yayımları : Akdeniz, Ç., Bilal, H., Yalçın, E. 2016. Bir binek araç sonlu elemanlar modelinin burulma modu optimizasyonu. Otekon'16 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 23-24 Mayıs, 2014, Bursa