



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV AYDINLATMA GRUPLARINDA GÖVDE VE REFLEKTÖR
ARASINDA KULLANILAN YAY BAĞLANTISININ FARKLI SONLU ELEMAN
TEKNİKLERİYLE MODELLENMESİ VE DOĞRULANMASI

İbrahim YELEK

Doç.Dr.Rukiye ERTAN

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2018

TEZ ONAYI

İBRAHİM YELEK tarafından hazırlanan "OTOMOTİV AYDINLATMA GRUPLARINDA GÖVDE VE REFLEKTÖR ARASINDA KULLANILAN YAY BAĞLANTISININ FARKLI SONLU ELEMAN TEKNİKLERİYLE MODELLENMESİ VE DOĞRULANMASI" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Rukiye ERTAN

Başkan : Doç. Dr. Rukiye ERTAN
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Üye : Doç. Dr. Hande GÜLER ÖZGÜL
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Üye : Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ
Bursa Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

20..4..2018

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 yararlanması 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.

../../....

İmza

İBRAHİM YELEK

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OTOMOTİV AYDINLATMA GRUPLARINDA GÖVDE VE REFLEKTÖR ARASINDA KULLANILAN YAY BAĞLANTISININ FARKLI SONLU ELEMAN TEKNİKLERİYLE MODELLENMESİ VE DOĞRULANMASI

İbrahim YELEK

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç.Dr. Rukiye ERTAN

Otomotiv ön aydınlatma gruplarında, titreşimlere bağlı olarak meydana gelen salınım olayının genliğini en aza indirebilmek adına gövde ve yansıtıcı arasında sönümleme amacıyla yay elemanı kullanılmaktadır. Bu elemanın gövde üzerindeki kayma hareketi sonlu eleman analizlerinde doğrusal olmayan metotlarla çözülebilmektedir. Ancak komple bir ön aydınlatma grubu için doğrusal olmayan analizleri gerçekleştirmek hem süre hem de bilgisayar kapasitesi açısından oldukça maliyetlidir. Ayrıca doğrusal olmayan problemlerin çözümü esnasında karşılaşılan yakınsama problemleri çözüme ulaşmayı zorlaştırmaktadır.

Bu durumun önüne geçebilmek adına, yay elemanı ile gövde yüzeyleri arasında meydana gelen kayma durumuna ait analizler gerçekleştirilmiş farklı eksenlerdeki tanjant direngenlikleri tespit edilmiştir. Böylelikle doğrusal olmayan metotlarla çözülebilen sürtünme olayı, farklı eksenlerde direngenlik tanımlanarak doğrusal metotlarla çözülmüştür. Tespit edilen tanjant direngenlikleri doğrusal modal analiz çözümlerinde yay bağlantısında kullanılmıştır. Sonuçlarda ulaşılan frekans değerleri incelenmiş ve doğrusal olmayan zamana bağlı şok analizinden elde edilen verilerin hızlı fourier dönüşümleriyle tespit edilen frekans değerleriyle karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak doğrusal olmayan sürtünme durumu basitleştirilerek doğrusal hale getirilmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlar, daha sonra prototip ürün üzerinden yapılan testler ile karşılaştırılarak sonlu eleman modeli doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Otomotiv Aydınlatma, Modal Analiz, Doğrusal Olmayan Analizler, Tanjant Direngenliği, Hızlı Fourier Dönüşümleri (FFT)

2018, x + 79 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

MODELLING AND VALIDATION OF METAL SPRING CONNECTION BETWEEN HOUSING AND REFLECTOR WITH DIFFERENT FINITE ELEMENT TECHNIQUES IN AUTOMOTIVE LIGHTING

İbrahim YELEK

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Automotive Engineering

Supervisor: Assoc.Prof.Dr. Rukiye ERTAN

In order to reduce the amplitude of the movements depending on the vibrations, a spring element is used for damping between the housing and the reflector in automotive front lighting groups. The sliding motion of this element on the housing can be solved with nonlinear methods in the finite element analysis with using nonlinear friction. However, performing nonlinear analyses for a complex headlamp is costly in terms of both time and computer capacity. Also, there will be convergence problems that making harder to reach solutions while running nonlinear simulations.

To avoid this situation, analyses of the sliding condition between the spring element and the housing surfaces have been performed and tangent stiffnesses in different axes have been determined. The detected tangent stiffnesses were used in bushing element in linear modal analysis solutions and the results were examined. Than fast fourier transform has been applied on nonlinear transient simulation displacement results. Finally, all frequency results have been compared. The results obtained from the analyses were then compared with the tests made on the prototype product to verify the finite element model.

Keywords: Automotive Lighting, Modal Analysis, Nonlinear Analysis, Tangent Stiffness, Fast Fourier Transform (FFT)

2018, x + 79 pages

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimin boyunca gösterdiği anlayış ve yardımları nedeniyle değerli hocam ve danışmanım Doç.Dr. Rukiye ERTAN'a, bana bu çalışmayı yapma imkânı sağlayan Magneti Marelli Mako Elektrik Sanayi ve Ticaret A.Ő. firmasına, bilgi ve tecrübeleriyle bana destek olan Emre ÖZTÜRK ve Barış EDİZ'E, çalışmanın doğrulama testlerinin gerçekleştirilmesinde her türlü çalışmayı yapan ve yardımda bulunan Erhan AY ve Sedat ASLAN'a, son olarak her zaman beni destekleyen eşime ve aileme teşekkür ederim.

İbrahim YELEK
23/03/2018



İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	8
3.1. Far Tasarımı İç ve Dış Parçalar.....	11
3.2. Far tasarımı gereklilikler.....	12
3.3. Titreşim Nedir?.....	13
3.4. Sürtünme Olayı.....	16
3.5. Sonlu Elemanlar Metodu.....	17
3.6. Statik Analiz.....	18
3.7. Dinamik Analiz.....	18
3.7.1. Modal Analiz.....	19
3.7.2. Harmonik Analiz.....	20
3.7.3. Zamana Bağlı Analiz.....	21
3.8. Analizlerde Doğrusal Olmayan Durumlar.....	21
3.8.1. Doğrusal Olmayan Malzeme.....	22
3.8.2. Doğrusal Olmayan Temas Durumu.....	23
3.8.3. Doğrusal Olmayan Geometri.....	23
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	24
4.1. Ön Aydınlatma Grubu Geometrisi.....	24
4.2. Ön Aydınlatma Grubu Sonlu Eleman Modeli.....	25
4.3. Ön Aydınlatma Grubu Malzeme Özellikleri.....	26
4.4. Ön Aydınlatma Grubu Sınır Koşulları.....	27
4.5. Metal Yayın Temas Durumu.....	28

4.5.1. Rijit Bağlantı	29
4.5.2. Esnek Bağlantı	30
4.5.3. Sürtünme Katsayılı Kayar Temas	31
4.6. Metal Yay Sıkıştırma Analizi	33
4.7. Metal Yayın Gövde Üzerinde Kayma Analizleri.....	34
4.7.1. Kayma Analizlerinin Yapılma Amacı.....	34
4.7.2. X Ekseninde Kayma Analizi.....	36
4.7.3. Y Ekseninde Kayma Analizi.....	38
4.8. Ön Aydınlatma Grubu Modal Analizleri	40
4.9. Metal Yaysız Ön Aydınlatma Grubu Modal Analiz Sonuçları.....	41
4.10. Metal Yaylı Ön Aydınlatma Grubu Modal Analiz Sonuçları.....	43
4.10.1. Rijit Bağlantılı Modal Analiz Sonuçları	43
4.10.2. Esnek Bağlantılı Modal Analiz Sonuçları.....	46
4.11. Ön Aydınlatma Grubu Doğrusal Olmayan Zamana Bağlı Şok Analizi.....	50
4.12. Analiz Sonuçları ile Test Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	59
4.12.1. Güncel Tasarım Yaysız Modal Analiz Sonuçları.....	59
4.12.2. Güncel Tasarım Yaylı Modal Analiz Sonuçları.....	61
4.12.3. Güncel Tasarım Test Sonuçları.....	64
4.12.4. Test ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	71
5. SONUÇ	75
KAYNAKLAR	77
ÖZGEÇMİŞ	79

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
m	Kütle
L	Uzunluk
f	Frekans
T	Periyot
t	Zaman
K	Yay sabiti
X	Deplasman
F	Kuvvet
$f_{\text{sürtünme}}$	Sürtünme kuvveti
μ_s	Statik sürtünme katsayısı
μ_d	Dinamik sürtünme katsayısı
$f_{\text{max statik}}$	Maksimum statik sürtünme kuvveti
f_{statik}	Statik sürtünme kuvveti
f_{dinamik}	Dinamik sürtünme kuvveti
K	Rijitlik
σ	Gerilme
σ_{kopma}	Kopma gerilmesi
σ_{akma}	Akma gerilmesi
E	Elastisite modülü
ϵ	Gerinme
ϵ_{kopma}	Kopma gerinmesi
ϵ_{akma}	Akma gerinmesi
$[M]$	Kütle matrisi
$[C]$	Sönüm matrisi
$[K]$	Rijitlik matrisi
$\{\ddot{x}\}$	İvme vektörü
$\{\dot{x}\}$	Hız vektörü
$\{x\}$	Yer değiştirme vektörü
w_1	1. Rezonans frekansı
w_2	2. Rezonans frekansı
k_t	Tanjant direngenliği
Δ_x	Yer değiştirme
Δ_{zaman}	Zaman adımı
$[\xi]$	Sönüm matrisi
α_m	Alfa kütle katsayısı
β_k	Beta direngenlik katsayısı

Kısaltmalar	Açıklama
LED	Işık yayan diyot
PSD	Güç spektral yoğunluğu
NVH	Gürültü, titreşim, sertlik
Hz	Hertz
s	Saniye

FFT
N
G
MDAMP

Hızlı fourier dönüşümü
Newton
Yer çekimi ivmesi
Ansys doğal frekansa bağlı sönüm oranı kartı



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Gerçek yol verisi ve test yol verisi eşdeğer yorulma	3
Şekil 2.2. Düzeltilmiş PSD verisi.....	4
Şekil 2.3. Sonlu elemanlar sonrası risk içeren bölgeler	5
Şekil 2.4. Test sonrası hasar meydana gelen bölge	5
Şekil 2.5. Zaman alanında ivme cevabı, çatlak başlangıcı ve sonrası.....	6
Şekil 2.6. Frekans alanında ivme cevabı, çatlak başlangıcı ve sonrası	6
Şekil 3.1. Asetilen gaz lambası 1910 Locomobile	8
Şekil 3.2. Otomobilde sis farı.....	9
Şekil 3.3. Elipsoidal far tipi	9
Şekil 3.4. Osram H7 ampul	10
Şekil 3.5. Renault Clio LED Pure Vision Farlar	10
Şekil 3.6. Fiat Egea sedan far	11
Şekil 3.7. Audi Q7 üst segment araç farı	11
Şekil 3.8. Yorulma testi ve simülasyonu.....	12
Şekil 3.9. Işık titremesi test limitleri ve gerçekleşen titreşimler	12
Şekil 3.10. Basit sarkaç salınımı	13
Şekil 3.11. Serbest titreşim	13
Şekil 3.12. Sönümlü Serbest titreşim	14
Şekil 3.13. Sinüzoidal titreşim	14
Şekil 3.14. Fourier dönüşümü	15
Şekil 3.15. Statik ve dinamik sürtünme	16
Şekil 3.16. Yapısal analizler.....	17
Şekil 3.17. Tacoma Narrows köprüsü	19
Şekil 3.18. Ankastre çubuk mod şekilleri	19
Şekil 3.19. Frekans cevabı analizi grafiği	20
Şekil 3.20. Zamana bağlı analiz sonucu.....	21
Şekil 3.21. Gerilme-gerinim eğrisi.....	22
Şekil 3.22. Doğrusal olmayan geometri durumuna örnek balık oltası	23
Şekil 4.1. Ön aydınlatma grubu geometrisi.....	24
Şekil 4.2. Ön aydınlatma grubu sonlu eleman modeli	25
Şekil 4.3. Sonlu elemanlarda eleman tipleri	25
Şekil 4.4. Modele ait sınır koşulları	27
Şekil 4.5. Mafsallara ait sınır koşulları	27
Şekil 4.6. Metal yay bağlantı ve temas koşulları	28
Şekil 4.7. Metal yay ve gövde arasındaki rijit temas durumu.....	30
Şekil 4.8. Metal yay ve gövde arasındaki esnek temas durumu.....	31
Şekil 4.9. Metal yay ve gövde arasındaki sürtünmeli kayar temas durumu.....	32
Şekil 4.10. Bazı polimerlerle çelik arasındaki dinamik sürtünme katsayısı	32
Şekil 4.11. Metal yay sıkıştırma analizi	33
Şekil 4.12. Metal yay sıkıştırma analizinden elde edilen reaksiyon kuvveti	34
Şekil 4.13. İdeal koşullarda kayma durumu kuvvet-zaman grafiği	35
Şekil 4.14. İdeal koşullarda kayma durumu kuvvet-yerdeğiştirme grafiği.....	35
Şekil 4.15. Numerik çözümlerde tanjant direngenliği	36
Şekil 4.16. Metal yayın yüzey üzerinde X ekseninde kayma analizi.....	37
Şekil 4.17. Metal yayın X ekseninde kayma analizi sonuçları	37

Şekil 4.18. Metal yayın X ekseninde kayma analizi sonuçları	38
Şekil 4.19. Metal yayın Y ekseninde kayma analizi	39
Şekil 4.20. Metal yayın Y ekseninde kayma analizi sonuçları	39
Şekil 4.21. Metal yayın Y ekseninde kayma analizi sonuçları	40
Şekil 4.22. Metal yaysız modal analiz sonucu 1.Mod şekli	41
Şekil 4.23. Metal yaysız modal analiz sonucu 2.Mod şekli	42
Şekil 4.24. Metal yaysız modal analiz sonucu 3.Mod şekli	42
Şekil 4.25. Rijit bağlantılı modal analiz sonucu 1.Mod şekli	44
Şekil 4.26. Rijit bağlantılı modal analiz sonucu 2.Mod şekli	44
Şekil 4.27. Rijit bağlantılı modal analiz sonucu 3.Mod şekli	45
Şekil 4.28. Metal yay ve gövde temasının olduğu bölge	45
Şekil 4.29. Metal yay ve gövde temasının esnek bağlantılı modellenmesi.....	46
Şekil 4.30. Esnek bağlantılı modal analiz sonucu 1.Mod şekli.....	48
Şekil 4.31. Esnek bağlantılı modal analiz sonucu 2.Mod şekli.....	48
Şekil 4.32. Esnek bağlantılı modal analiz sonucu 3.Mod şekli.....	49
Şekil 4.33. 30G Yarım sinüs şok girdisi	50
Şekil 4.34. Sıkışma sonrası oluşan reaksiyon kuvvetinin gövde yüzeyine uygulanması	51
Şekil 4.35. Analiz sonrası yer değiştirme verisi toplanan 1.bölge	52
Şekil 4.36. X ekseninde 1.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi	52
Şekil 4.37. Y ekseninde 1.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi	53
Şekil 4.38. Z ekseninde 1.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi	53
Şekil 4.39. Analiz sonrası yer değiştirme verisi toplanan 2.bölge	54
Şekil 4.40. X ekseninde 2.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi	54
Şekil 4.41. Y ekseninde 2.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi	55
Şekil 4.42. Z ekseninde 2.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi	55
Şekil 4.43. Hızlı fourier dönüşümünden çıkarılan frekans cevabı	56
Şekil 4.44. Metal yaysız modal analiz sonucu 1.Mod şekli	60
Şekil 4.45. Metal yaysız modal analiz sonucu 2.Mod şekli	60
Şekil 4.46. Metal yaysız modal analiz sonucu 3.Mod şekli	61
Şekil 4.47. Metal yaylı modal analiz sonucu 1.Mod şekli	62
Şekil 4.48. Metal yaylı modal analiz sonucu 2.Mod şekli	63
Şekil 4.49. Metal yaylı modal analiz sonucu 3.Mod şekli	63
Şekil 4.50. Ön aydınlatma grubu titreşim testi.....	64
Şekil 4.51. İvme ölçer bağlantısı	64
Şekil 4.52. 02.01.2018 tarihli sol parça sinüs tarama test koşulları ve sonuçları.....	65
Şekil 4.53. 02.01.2018 tarihli sağ parça sinüs tarama test koşulları ve sonuçları	66
Şekil 4.54. 24.01.2018 tarihli sol parça sinüs tarama test koşulları ve sonuçları.....	67
Şekil 4.55. 24.01.2018 tarihli sol parça 0,5 oktav sinüs tarama test koşulları ve sonuç	68
Şekil 4.56. 24.01.2018 tarihli sol parça 1 oktav sinüs tarama test koşulları ve sonuç	69
Şekil 4.57. Rayleigh sönümü ve yarım güç metodu	72
Şekil 4.58. Harmonik analiz sonuçları ve test sonucunun karşılaştırılması	73
Şekil 4.59. MDAMP sönüm parametresi ile analiz ve test sonuçları.....	73
Şekil 4.60. Tüm test sonuçları ve MDAMP sönüm parametrelili analiz sonucu	74
Şekil 4.61. Yaylı ve yay eklenmemiş modele ait test sonuçları.....	74

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1. Malzeme bilgileri	26
Çizelge 4.2. Ansys® yazılımında temas durumları.....	29
Çizelge 4.3. Metal yaysız modal analiz sonuçları.....	41
Çizelge 4.4. Rijit Bağlantılı (Bonded Contact) Modal Analiz Sonuçları.....	43
Çizelge 4.5. Esnek bağlantı için analizde kullanılan direngenlik katsayıları.....	47
Çizelge 4.6. Esnek bağlantılı modal analiz sonuçları	47
Çizelge 4.7. Modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması	49
Çizelge 4.8. Doğrusal olmayan şok analizi FFT dönüşümü sonuçları.....	57
Çizelge 4.9. Tüm sonuçların karşılaştırılması.....	57
Çizelge 4.10. Metal yaysız modal analiz sonuçları.....	59
Çizelge 4.11. Metal yaylı modal analiz sonuçları	62
Çizelge 4.12. Metal yaylı modele ait test sonuçları	70
Çizelge 4.13. Metal yaysız modele ait test sonuçları.....	70

1.GİRİŞ

Günümüzde, otomotiv sektöründe titreşim kaynaklı problemlerin çözümleri için oldukça farklı teknolojiler kullanılmaktadır. Neredeyse her parça üzerindeki titreşimler bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yazılımları kullanılarak rahatlıkla analiz edilebilmektedir. Gerekli iyileştirmeler yapıldıktan sonra prototip ürün üzerinde testler yapılarak doğrulama çalışması yapılır. Böylelikle test aşamasında ki ürün ve zaman kaybı azaltılmış olur.

Bu tez çalışmasında otomotiv aydınlatma gruplarında titreşim sönümlenmesi amacıyla gövde ve reflektör parçaları arasında kullanılan metal yay elamanının davranışı sonlu elemanlar metoduyla incelenmiştir. Metal yay reflektöre civata ile bağlanırken gövde üzerinde herhangi bir bağlantısı bulunmamaktadır. Çalışma koşullarında metal yay bağlantısı yapıldığı sırada sıkıştırılmaktadır ve böylece üzerinde ön gerilme oluşmaktadır. Ön gerilme sayesinde metal yay gövde üzerinde aşırı esnek şekilde hareket edememektedir. Metal yayın gövde üzerindeki kayma durumuna göre reflektör üzerinde oluşan titreşim değişmekte olup rezonans frekanslarına da etkisi oldukça fazladır.

Sonlu elemanlarda rezonans frekanslarının tespit edilmesi amacıyla modal analizler yapılmaktadır. Ancak çözümler doğrusal yaklaşımla yapıldığı için doğrusal olmayan durumlar modal analizlerde modellenememektedir. Bu nedenle modal analiz çözümlerinde metal yayın gövde üzerindeki temas durumu sabit temas olarak çözülmektedir. Buna bağlı olarak metal yay ile gövde arasındaki temas durumu aşırı direngen olmakta ve çözümler sonrası elde edilen rezonans frekansları gerçekten daha yüksek çıkmaktadır.

Bu durumun önüne geçmek için modal analizlerde kullanılmak amacıyla metal yay ile gövde arasındaki kayma durumuna ait direngenlikler kayma ve sıkışma analizleriyle türetilmiştir. Daha sonra kayma durumunu temsil eden doğrusal olmayan zamana bağlı şok analizleri gerçekleştirilip sonuçlar üzerinde hızlı fourier dönüşümleri uygulanarak rezonans frekansları tepe noktaları seçme metoduyla belirlenmiştir. Ardından tüm sonuçlar arasında karşılaştırmalar yapılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonucunda

direngelik eklenen doğrusal modal analiz sonuçları, kayma durumunu temsil eden doğrusal olmayan zamana bağlı şok analizinden elde edilen sonuçlarla oldukça yakın çıkmıştır. Esnek bağlantı içeren model, doğrusal olmayan sürtünmeli kayma temas problemi içeren modelin analiziyle doğrulandıktan sonra test aşamasına geçilmiştir.

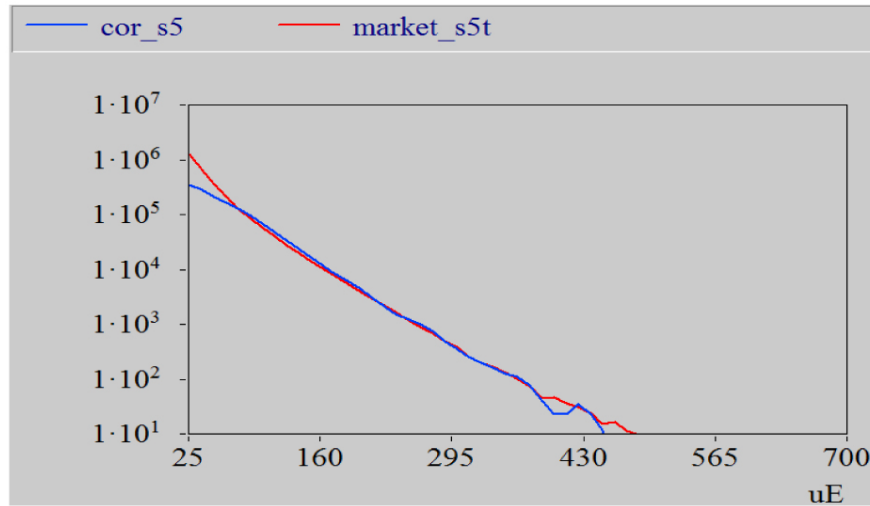
Analizi yapılan parçalara ait ürün, elektro dinamik sarsıcı kullanılarak test edilmiştir. Yapılan titreşim testinde sinüs tarama yapılarak reflektöre ait rezonans frekansları tespit edilmiştir. Reflektör üzerine uygun bölgelere tek eksenli bir ivme ölçer konularak frekans cevabına bakılmıştır. Testlerle elde edilen verilere göre, bilgisayar ortamında sonlu elemanlar metodu ile frekans cevabı analizi yapılmıştır ve sönüm oranının değişkenliğine göre analizden elde edilen verinin genliği test sonuçlarıyla kıyaslanmıştır. İlk olarak sabit sönüm kullanılmış ve sonuçlar karşılaştırılmış daha sonra sırasıyla Rayleigh sönüm ve MDAMP parametresiyle modal frekanslarda farklı sönümler kullanılmıştır. Rayleigh sönüm için alfa ve beta katsayıları Excel yazılımı kullanılarak bulunmuştur. Ancak test sonuçlarıyla daha iyi örtüşen bir sonuç için MDAMP kullanılmış ve farklı frekanslarda farklı sönüm eklenerek, test ve analiz sonuçları kıyaslanmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Otomotiv aydınlatma sektöründe titreşim kaynaklı problemlere yönelik literatürde birçok çalışma mevcuttur. Genel olarak titreşim kaynaklı yorulma ve dinamik unsurların tespit edilmesine yönelik bu çalışmalar tasarımların iyileştirilmesinde büyük rol oynamaktadır.

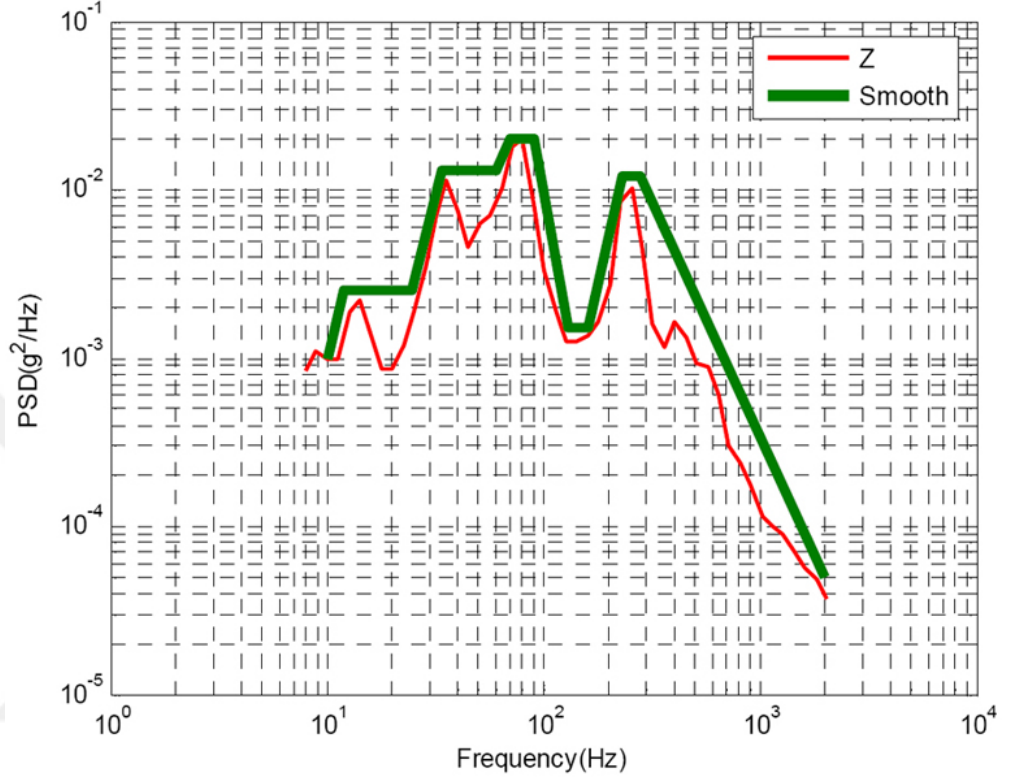
Tasarım aşamasında henüz ürün ortada yokken iyileştirme çalışmaları, sonlu elemanlar metoduyla bilgisayar ortamında gerçek koşullar yansıtılarak gerçekleştirilmektedir. Bu aşamada gerçekleştirilen analizlerden daha doğru ve hızlı sonuçlar elde etmek adına bu çalışmada titreşim problemine yönelik eklenen metal yay elemanının titreşim esnasındaki sürtünme durumları incelenerek sonlu eleman modeline aktarılmıştır. Ürün doğrulama çalışmaları yapıldıktan sonra prototip üzerinde testler gerçekleştirilerek test ve simülasyonlar arasında korelasyonlar sağlanmıştır.

Wei-Lun Chang ve arkadaşları (2011) yoldan gelen titreşimin far üzerinde yorulma etkilerini incelemişlerdir. Yoldan topladıkları zaman adımındaki verileri frekans alanına çevirerek yorulma üzerine çalışmalarda bulunmuşlardır. Eşdeğer yorulma hasar birikim metodunu kullanarak 100 000 km menzile eş değer 8 saatlik bir titreşim profili üretmişlerdir.



Şekil 2.1. Gerçek yol verisi ve test yol verisi eşdeğer yorulma (Wei-Lun Chan 2011)

Gerçek yoldan toplanan veri ile test pistinde toplanan verinin korelasyonu sağlandıktan sonra 100 000 km gerçek yol verisinin test pistinde 2 500 adet tura eş değer olduğunu tespit etmişlerdir. Daha sonra bu zamana eş değer olan PSD verisi düzgünleştirilerek laboratuvar ortamında testleri gerçekleştirmişlerdir.



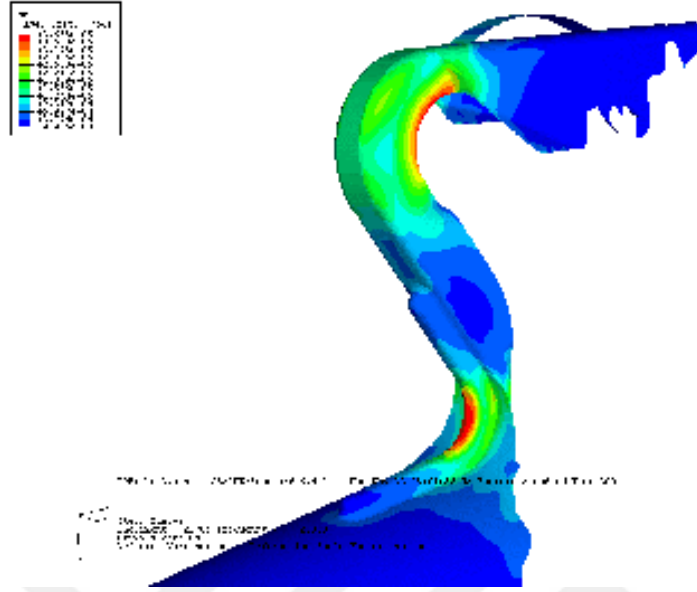
Şekil 2.2. Düzeltilmiş PSD verisi (Wei-Lun Chan 2011)

Odilon T. ve arkadaşları (2000) araç konforu üzerine yapmış oldukları çalışmada sürücü üzerindeki titreşim kaynaklı tepkileri hızlı fourier dönüşümleri kullanılarak zaman alanından frekans alanına geçirmişler ve frekans değerlerine karşılık gelen yer değiştirme genliklerini bulmuşlardır.

Mr. Surajkumar Kharche ve arkadaşları (2016) far modeli üzerinde sonlu elemanlar metodunu kullanarak rezonans frekanslarını hesaplamış daha sonra elektro-dinamik sarsıcı kullanarak tespit ettikleri rezonans frekanslarını doğrulamışlardır.

Curt D. Schrader ve Frances K. N. Hilburger (2005) yine far geometrisi üzerinde çalışmalarda bulunmuşlardır. Sonlu elaman analizleri gerçekleştirerek serbest titreşimin far üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Serbest titreşime maruz kalan far geometrisi

üzerinde yorulma meydana gelen bölgeleri tespit ederek daha sonra aynı etkiyi gerçek parça üzerinde elektro-dinamik sarsıcı kullanarak tekrarlamışlardır.

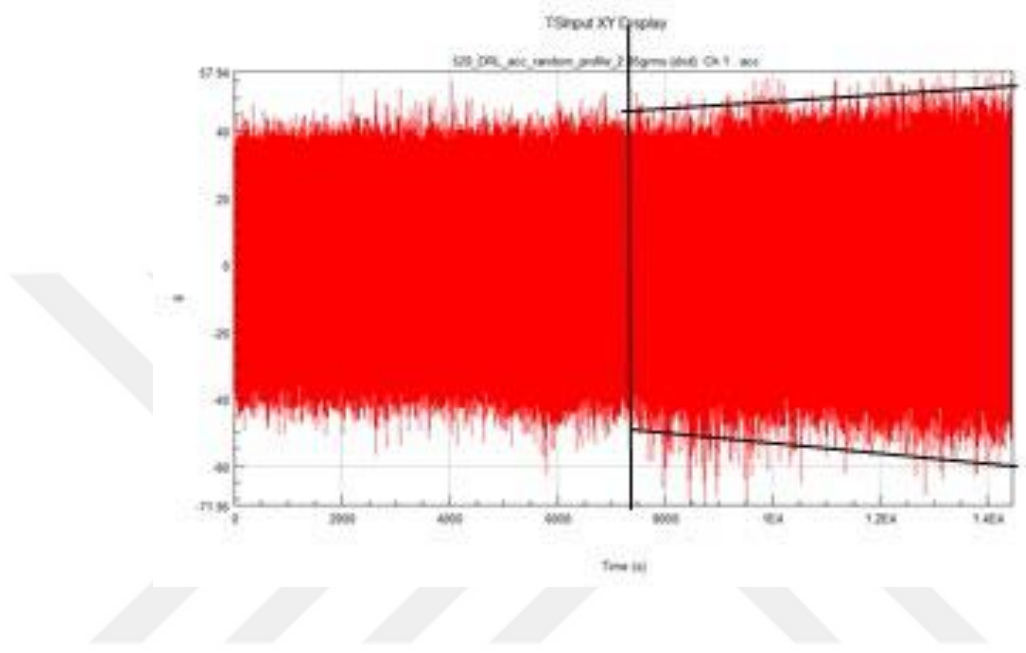


Şekil 2.3. Sonlu elemanlar sonrası risk içeren bölgeler (Schrader ve Hilburger 2005)

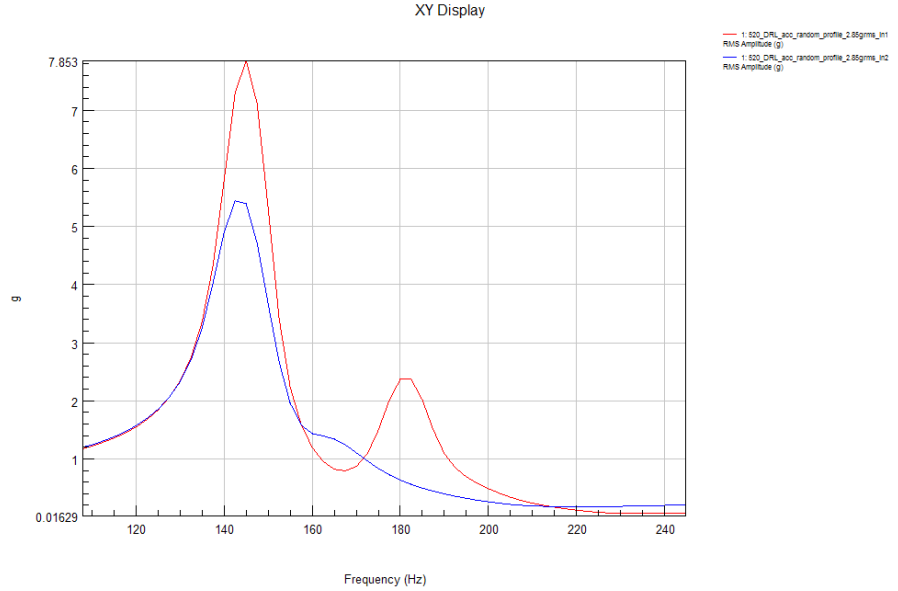


Şekil 2.4. Test sonrası hasar meydana gelen bölge (Schrader ve Hilburger 2005)

B.Ediz ve arkadaşları (2017) far grubunda meydana gelen yorulma olayını hızlandırılmış yeni PSD profilleri türeterek incelemiştir. 3 farklı PSD verisi aynı far geometrisi üzerinde koşturularak sonuçlar karşılaştırılmış hasarın meydana geldiği andan önce ve sonrası ivme cevapları üzerinde hızlı fourier dönüşümü uygulanarak frekans alanındaki genlikler incelenmiştir.



Şekil 2.5. Zaman alanında ivme cevabı, çatlak başlangıcı ve sonrası (Ediz 2017)



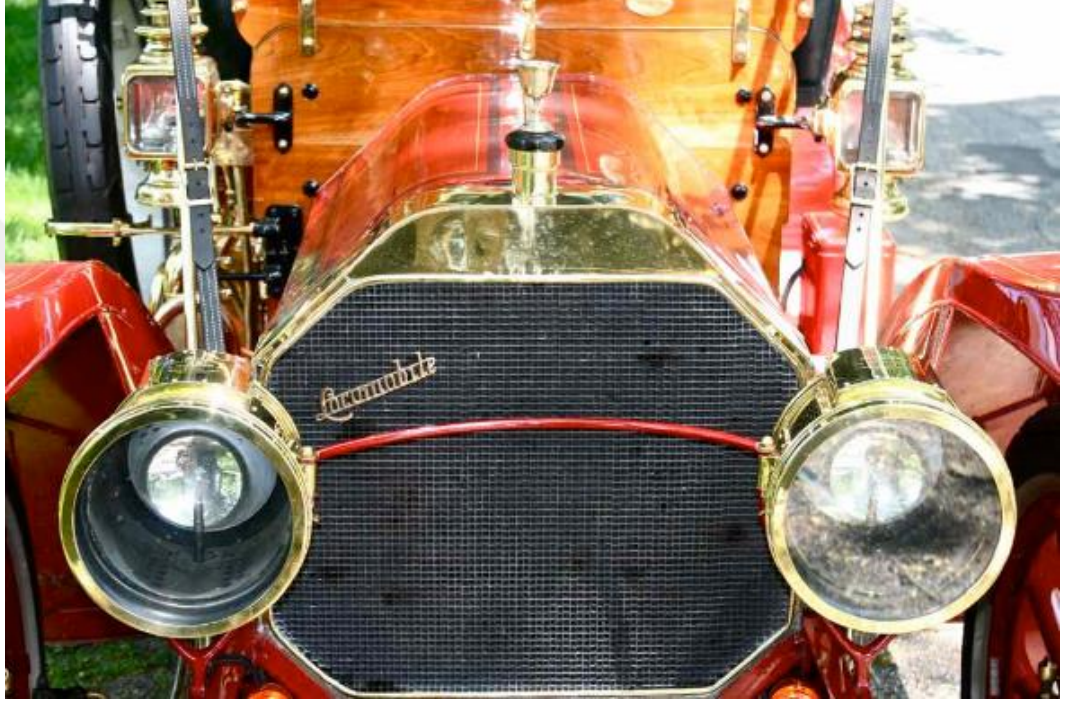
Şekil 2.6. Frekans alanında ivme cevabı, çatlak başlangıcı ve sonrası (Ediz 2017)

Otomotiv aydınlatma grupları üzerinde genel olarak titreşim yorulması üzerine çalışmalar yapılmış olup doğrusal olmayan çözümlere yönelik çalışma sayısı sınırlı kalmıştır. Bu tez de reflektör üzerinde meydana gelen titreşim frekansları ve genlikleri incelenmiş olup baz model üzerinde metal yay eklenerek titreşim frekansları daha yüksek değerlere çekilmiştir. Metal yayın gövde ve reflektör arasındaki kayma durumları metal yayın gövdeyle olan temasının farklı şekillerde modellenmesiyle incelenmiştir.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

Aydınlatma sistemlerinin araçlarda 1910 yıllarından sonra şarj sistemleriyle birlikte dinamlar ve elektrikli ampullerin kullanılmasıyla başlamıştır. (Şekil 3.1) 1917 yılında özel kaplamalı metal reflektör ve ampul taşıyıcılarının kullanılmaya başlanması odaklamayı iyileştirerek daha iyi bir aydınlatma sağlamaya atılan ilk adımlardır.



Şekil 3.1. Asetilen gaz lambası 1910 Locomobile (Old Motor,2018)

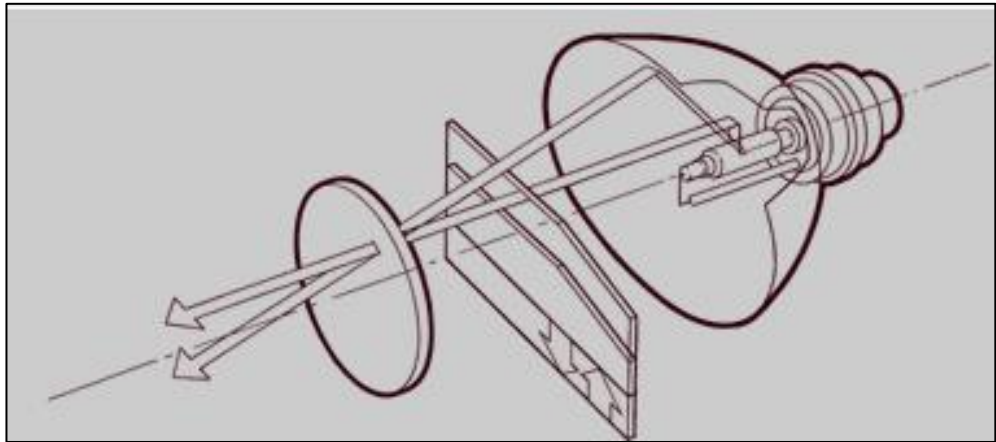
1919 yılında kısa ve uzun aydınlatma için aynı reflektör kullanılmaya başlandı. Bu şekilde uzun ve kısa far ayarlarının temelleri atılmış oldu. İlk yıllarda çok kısa mesafede aydınlatma sağlayan farlar günümüzde 200-300 metreleri aydınlatabilmektedir. Yıllar ilerledikçe çeşitli ihtiyaçlara göre farklı tasarımlarda reflektörler kullanılmış olup yeni türetilen ışık kaynakları sayesinde aydınlatma mesafesi bu seviyelere ulaşmıştır. Kısa ve uzun hüzmelerin yanı sıra ön aydınlatma grupları arasında sis ve sinyal fonksiyonları da bulunmaktadır. Sis farları adından da anlaşılacağı üzere kötü hava koşullarında görüş mesafesini arttırmak amacıyla ortaya çıkmış bir aydınlatma fonksiyonudur. Yağışlı ve sisli havalarda aydınlanmanın daha etkili olduğu koşullarda kullanılmak üzere 1931 yılından sonra sis farları kullanılmaya başlanmıştır. Sis farları normal farlara göre daha

parlak bir ışık yayarak görünürlüğü artırmakla beraber kötü hava koşullarında aydınlatma mesafesini de pozitif katkıda bulunmaktadır. (Şekil 3.2)



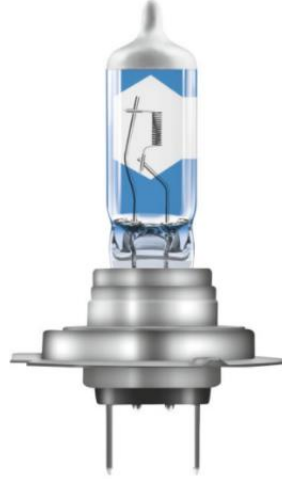
Şekil 3.2. Otomobilde sis farı (Micks Garage,2018)

Karşı tarafa daha az ışık yayılmasını sağlayan asimetrik kısa farlar 1945'li yıllarda kullanılmaya başlanmıştır. İlk halojen ampul H1 1962 yılında üretilmiştir. 1971 yılında ise H4 ampul üretilerek aynı reflektör üzerinde kısa ve uzun aydınlatma fonksiyonları sağlanabilmiştir. 1980'li yıllara gelindiğinde ilk elipsoidal far üretilmiş ardından serbest yüzeyli reflektör üretilerek daha fazla ışık üretilmiştir. (Şekil 3.3)



Şekil 3.3. Elipsoidal far tipi (Özen,2005)

1992 yılında halen aktif olarak kullanılmakta olan Şekil 3.4'te görülen H7 ampul üretilmiştir. 1997 yılında Xenon gazı içeren yüksek performanslı halojen ampuller üretildi. 2000'li yıllara girildikten sonra projektör mercekler bi-xenon farlar, Şekil 3.5'te görülen LED aydınlatmalı farlar ve günümüzde lazer aydınlatmalı farlar üretilerek aydınlatma sektöründe gelişim sürmektedir.



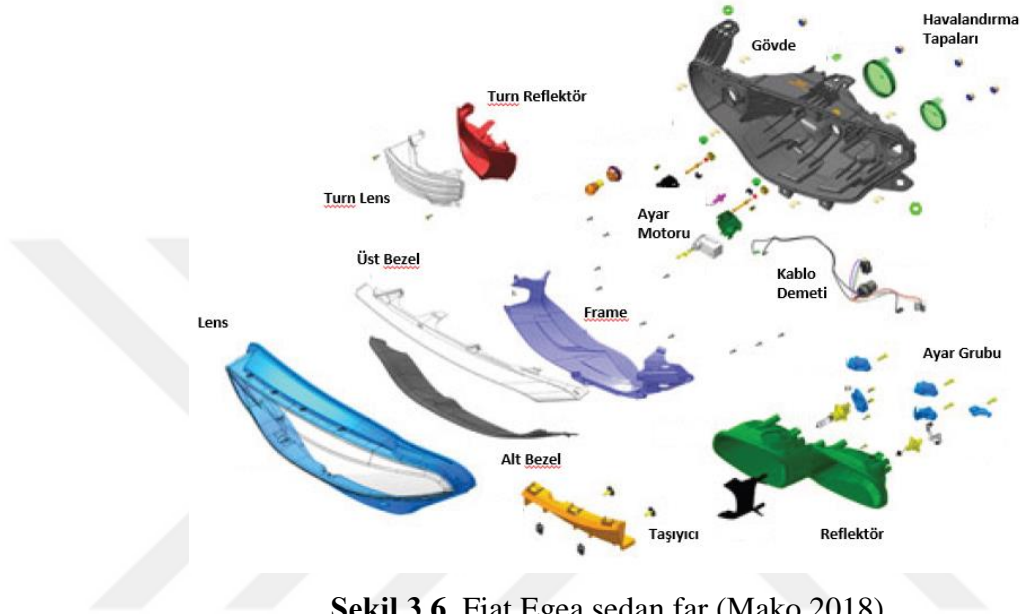
Şekil 3.4. Osram H7 ampul (Osram,2018)



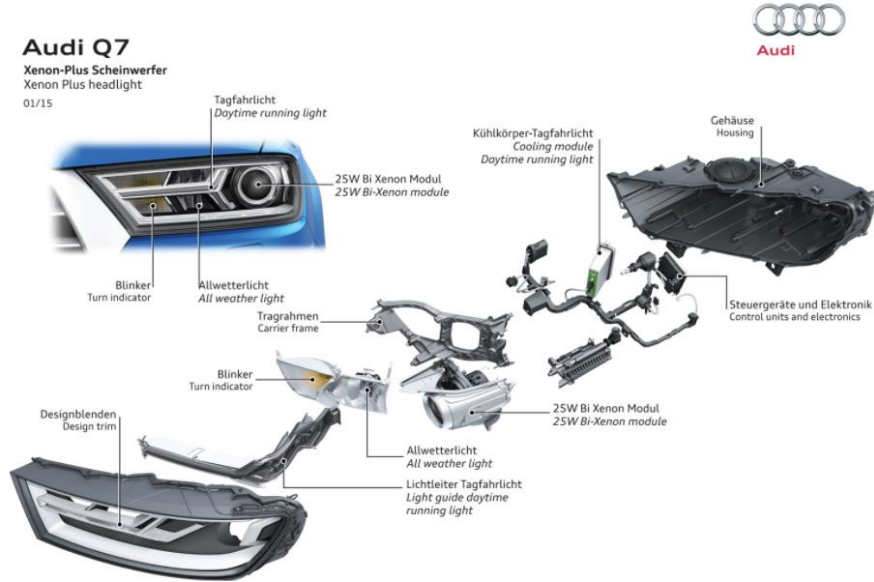
Şekil 3.5. Renault Clio LED Pure Vision Farlar (Renault,2018)

3.1. Far Tasarımı İç ve Dış Parçalar

Far tasarımında görsel dış parçalar, görsel iç parçalar, taşıyıcı parçalar ve aydınlatma unsuru olan elektronik aksamlar bulunmaktadır. Genel olarak bu parçalar binek araçta Şekil 3.6'daki gibidir. Üst seviye araçlarda far tasarımı teknolojik açıdan daha gelişmiş olup daha farklı aydınlatma elemanları kullanılmaktadır. (Şekil 3.7).



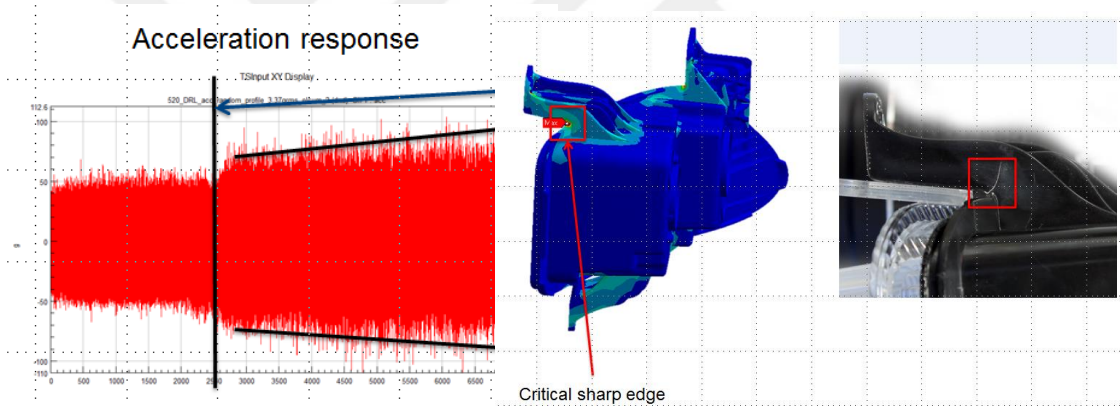
Şekil 3.6. Fiat Egea sedan far (Mako,2018)



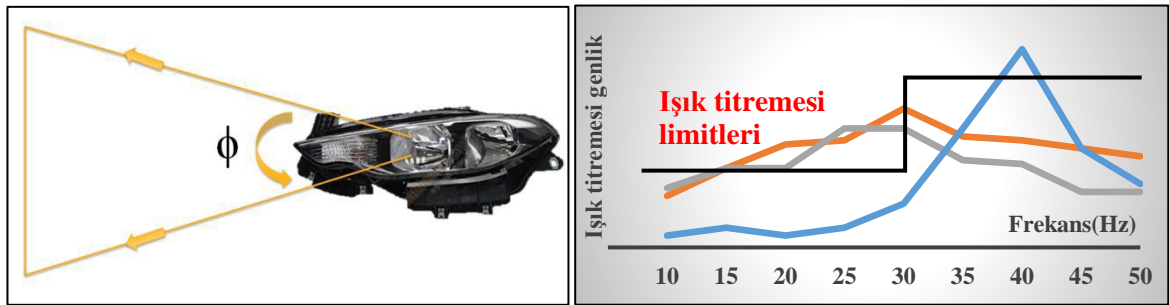
Şekil 3.7. Audi Q7 üst segment araç farı (Audi,2018)

3.2. Far tasarımı gereklilikler

Araç segmentlerine göre far tipleri değişmekte olup üst segment araçlarda daha teknolojik elektronik donanımlar kullanılmaktadır. Ancak genel olarak plastik parçalardan üretilen iç ve dış parçalar kalıplanabilir ve uygun şekilde montajlanabilir olacak şekilde tasarlanmaktadır. Parçalar tasarlanırken yasal gereklilikler ve ticari şirketlerin kendi standart şartnameleri göz önünde bulundurularak çalışmalar gerçekleştirilmektedir. Genel olarak standartlar mekanik açıdan incelenecek olursa; titreşim, yorulma, yaya güvenliği, statik yükleme vb. senaryolardan oluşmaktadır. (Şekil 3.8). Bu çalışmada da ön far grubunda meydana gelen titreşimler incelenmiştir. Şekil 3.9'da görülen müşteri standartlarına uygun olacak şekilde tasarım gerçekleştirilmiştir. Titreşim kaynaklı ışık titremesi olayı incelenerek olası problemlerin önüne geçilmiştir.



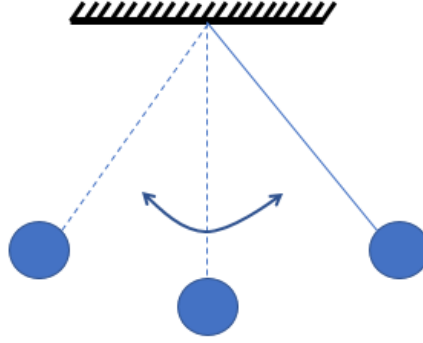
Şekil 3.8. Yorulma testi ve simülasyonu



Şekil 3.9. Işık titremesi test limitleri ve gerçekleşen titreşimler

3.3. Titreşim Nedir?

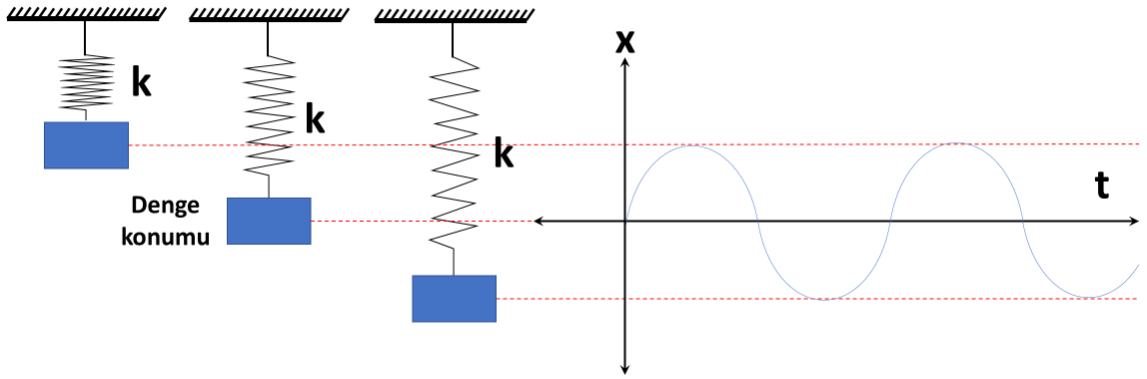
Titreşim bir denge noktası etrafındaki mekanik salınımdır. Bir yapının gösterdiği tekrarlı harekettir. T saniyede tekrar eden hareketlere periyodik hareket denir. En basit periyodik hareket harmonik harekettir.



Şekil 3.10. Basit sarkaç salınımı

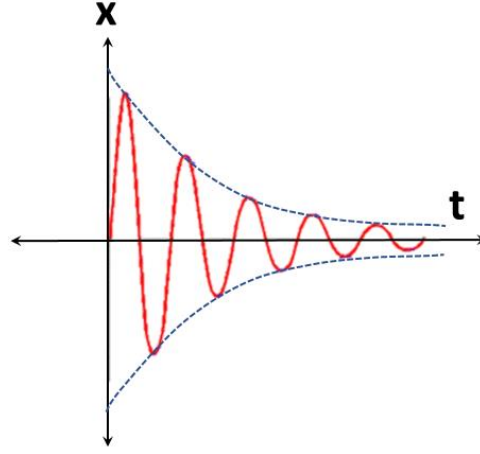
Şekil 3.10'daki gibi basit bir sarkacın hareketini incelersek, ucunda bir m kütlesi ve L uzunluğunda bir ip ile tavana bağlandığını düşünelim. Ayrıca ortamda enerjinin kaybolmadığını yani sürtünmesiz bir koşul olduğunu varsayarsak, sarkaç yerçekiminin etkisi ile enerjisinin kaybetmek sürekli olarak hareketine devam edecektir. Bu harekete göre tam bir salınım için geçen süreye periyot denir. Sarkacın 1 saniyede yaptığı salınım sayısına ise frekans denir. (Denklem 3.1). Şekil 3.11'de sönümsüz serbest titreşen bir cismin izlediği yol görülmektedir.

$$f = \frac{1}{T} \quad (3.1)$$



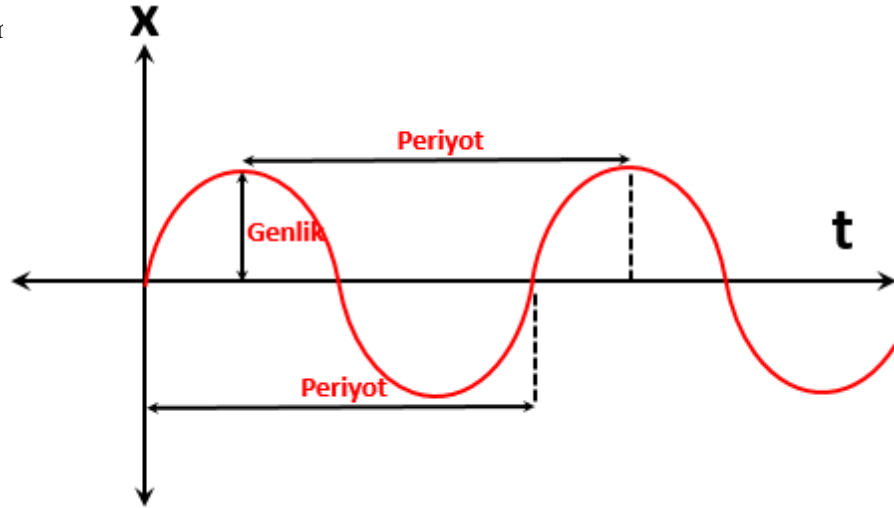
Şekil 3.11. Serbest titreşim

Titreşim olayı, serbest ve zorlanmış titreşim, sinüzoidal, rastgele, periyodik gibi tanımlarla sınıflandırabiliriz. Bir sistemin bir kuvvet veya hareket ile tepkiye sokulmasının ardından yaptığı titreşimlere serbest titreşim denir. Sürtünmesiz ortamda sistemde sönüm bulunmadığında titreşim sürekli olarak devam edecektir. Sönümlü bir sistemde ise Şekil 3.12'deki gibi titreşim zamanla azalır.



Şekil 3.12. Sönümlü Serbest titreşim

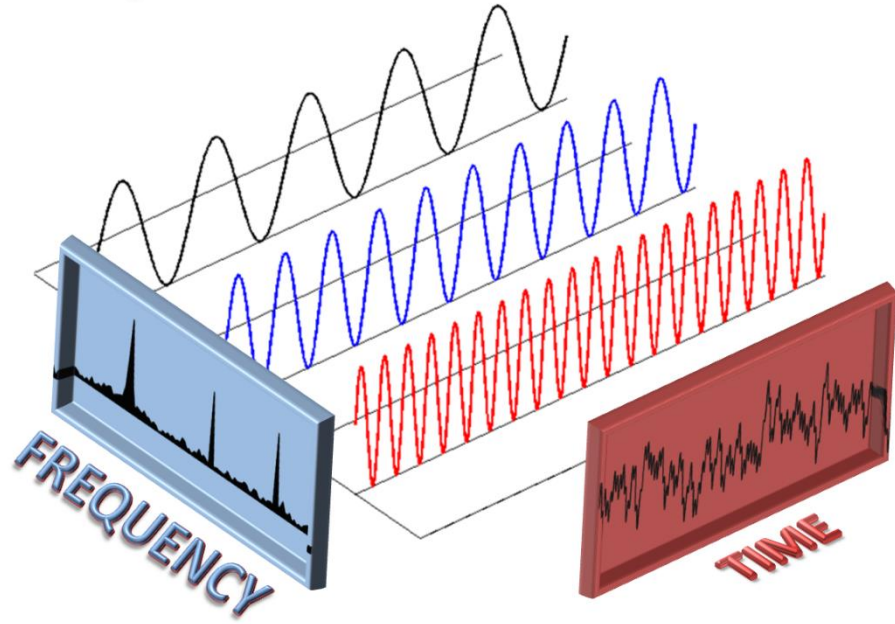
Şekil 3.13'te görülen sinüzoidal titreşim ise titreşim olayının özel bir tipidir. Bu titreşim tipinde sistem aynı frekansta ve belli bir genlikte tahrik edilmektedir. Bu tarz titreşimler özel durumlar için geçerli olmakla birlikte gerçekte doğal olarak oluşan titreşimler bu tipte oluşur



Şekil 3.13. Sinüzoidal titreşim

Sinüzoidal titreşimin zamana bağlı grafiğini incelersek, iki adet tepe arasının bir periyota denk geldiğini görürüz. Titreşim sürtünmesiz ve enerji kaybının olmadığı bir ortamda sönümsüz şekilde devam ediyorsa Şekil 3.13'te ki gibi hareket tekrarlı ve periyodiktir.

Rastgele titreşimlerde ise farklı etkilerin birleşerek aynı anda yapıyı tahrik etmesidir. Doğada oluşan titreşimler bu kategoriye örnektir. Aracın yolda ilerlerken yoldan gelen düzensiz etkiler bunun yanında motorun titreşim girdisi rastgele titreşime örnektir. Rastgele titreşimler birden çok sinüzoidal titreşimin bir araya gelmesiyle oluşan titreşimlerdir. Bu sebeple direk olarak bu titreşimlerden çıkarım yapmak olanaksızdır. Rastgele titreşimlerden ayrıklaşmış sinüzoidal titreşimler oluşturmak amacıyla fourier dönüşümleri yapılmaktadır. Zaman alanında toplanan veri üzerinde yapılan fourier dönüşümleri ile veri üzerindeki baskın frekanslar kolaylıkla tespit edilmektedir. (Şekil 3.14)



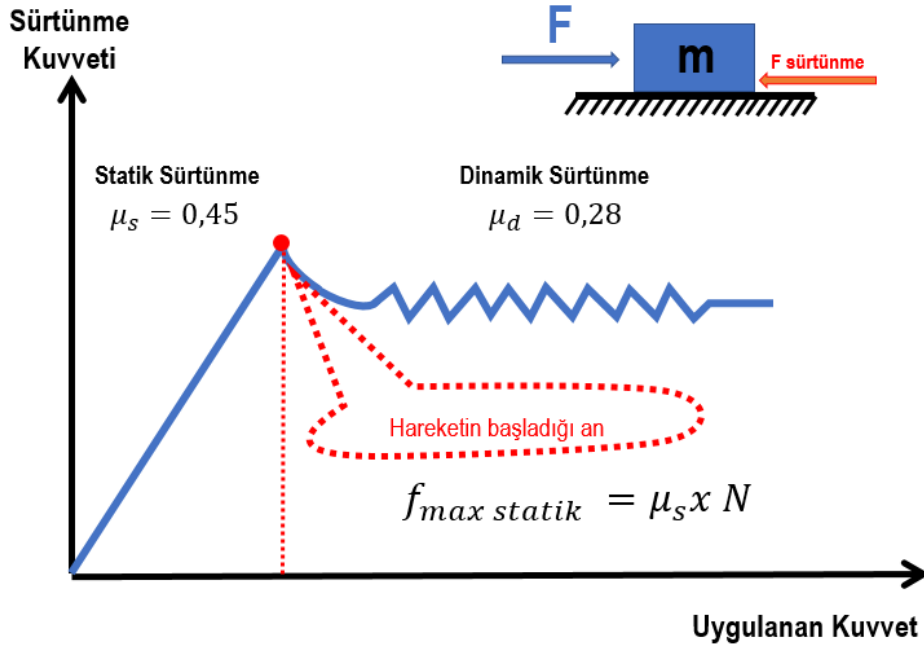
Şekil 3.14. Fourier dönüşümü (SRL-LLC,2018)

Fourier dönüşümü titreşim analizinde kullanılan, istatistik tabanlı, matematiksel bir işlemdir. Karışık sinyal yumaklarını ayrıştırır ve hangi frekansta ne şiddette bir titreşim olduğunu gösterir.

3.4. Sürtünme Olayı

Yüzeyleri birbirinin üstüne gelerek biri ötekisine ya da her ikisi birbirine ters yönde kayan iki cismin durumudur. Temas yüzeylerinin malzemesine göre sürtünme katsayıları değişkenlik göstermektedir. Yüzeyler üzerindeki pürüzlülük sürtünme katsayısına doğrudan etki etmektedir. Kayma durumunun başlayabilmesi için etki kuvvetinin sürtünme kuvvetinin yenmesi gerekmektedir. Sürtünme katsayısı statik ve dinamik olarak ikiye ayrılmaktadır. Statik ve kinetik sürtünme kuvvetinin farkı statik olanın cisim dururken, kinetik olanın cisim hareket ederken uygulanmasıdır. (Şekil 3.15). Statik duran, kinetik hareket eden demektir.

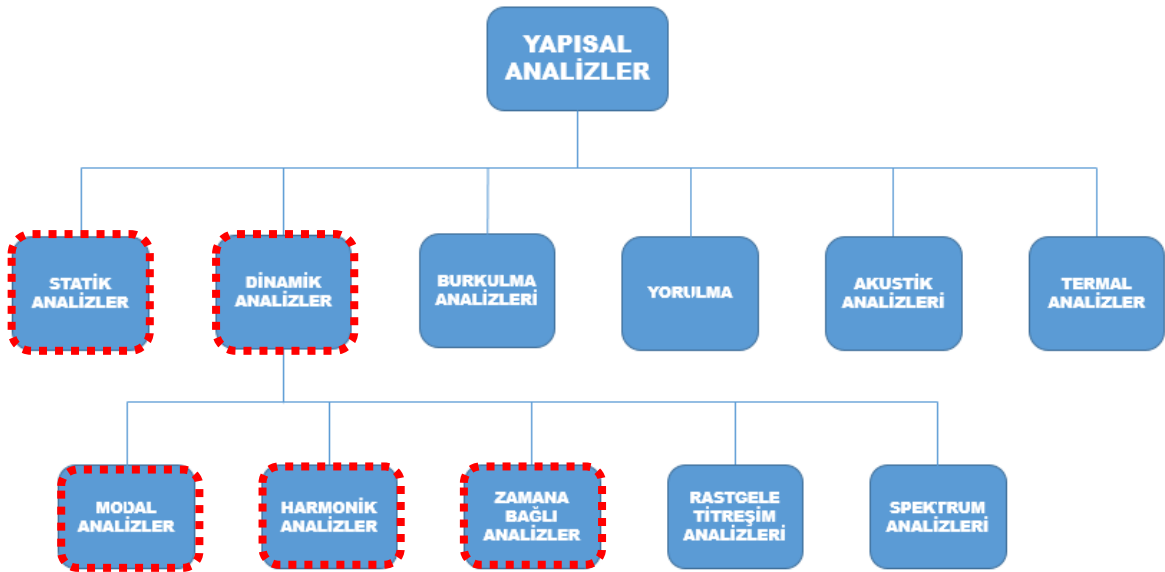
Statik sürtünme cisim bir yüzey üzerinde dururken var olan bir durumdur. Statik sürtünme kuvvetini aşacak bir kuvvet uygulandığında cisim hareket etmeye başlar. Harekete başladığı andaki sürtünme katsayısı azalır. Cismin yüzey üzerinde hareket ederken etki eden sürtünme kuvveti dinamik sürtünme kuvvetidir.



Şekil 3.15. Statik ve dinamik sürtünme

3.5. Sonlu Elemanlar Metodu

Doğada gerçekleşen olaylar çeşitli fizik kanunları ve matematik yardımıyla çözülmeye çalışılmaktadır. Teorik olarak problemlerin çözümlerinin çok karmaşık olduğu olaylarda zamanla gelişen teknoloji ve bilgisayarlar vasıtasıyla sonlu elemanlar metodu bir araç olarak kullanılmaya başlanmıştır. Sonlu elemanlar metodu mühendislik problemlerinde, kabul edilebilir yaklaşım ile çözümlere ulaşmaya yardımcı olan sayısal bir çözüm metodudur. Bu metot ile karmaşık bir sistem kendi içinde ayrıklaştırılarak basitleştirilir ve matematiksel olarak tanımlanır. Genel olarak sonlu eleman metodu, mühendislik problemlerinde sınır koşulları, malzeme ve geometrinin bilgisayar ortamında matematiksel olarak modellenmesi ve bu modelin yine bilgisayar aracılığıyla çözdürülüp sonuçlara ulaşılması amacıyla kullanılmaktadır. Günümüzde yapısal mekanik, akışkanlar dinamiği, termal konular, kinematik gibi oldukça geniş bir alanda bu yöntem kullanılmaktadır. Yapısal konularda genel olarak Şekil 3.16'daki alanlarda analizler gerçekleştirilmektedir.



Şekil 3.16. Yapısal analizler

Bu tez çalışmasında yukarıda kesik çizgiler ile belirtilen statik ve dinamik analizler, sonlu elemanlar yazılımı olan Ansys® ile gerçekleştirilmiştir. Matematiksel modeller yine Ansys Workbench® arayüzünde kurulmuştur.

3.6. Statik Analiz

Statik yükler yaşayan yapılar için çözülecek temel sonlu elemanlar denklemi Denklem 3.2'deki gibidir.

$$F = Kx \quad (3.2)$$

“K”, yapının rijitlik matrisini temsil etmektedir. “X” vektörü, yer değiştirme vektörünü temsil eder ve “F” ise yapıya uygulanan yüklerin vektörüdür. Yukarıdaki denklem, dış ve iç kuvvetlerin dengesini göstermektedir. Elementlerin nodal noktalarındaki bilinmeyen yer değiştirmeler hesaplandıktan sonra, gerilmeler, malzeme değerlerine göre hesaplanabilir. Deformasyonların elastik aralıkta olduğu doğrusal gerilme analizi için, yani gerilmelerin, gerinimlerin doğrusal fonksiyonları olduğu varsayılırsa, Hooke yasası gerilmeleri hesaplamak için kullanılabilir. Hooke'un yasası Denklem 3.3'teki gibi ifade edilebilir.

$$\sigma = E\varepsilon \quad (3.3)$$

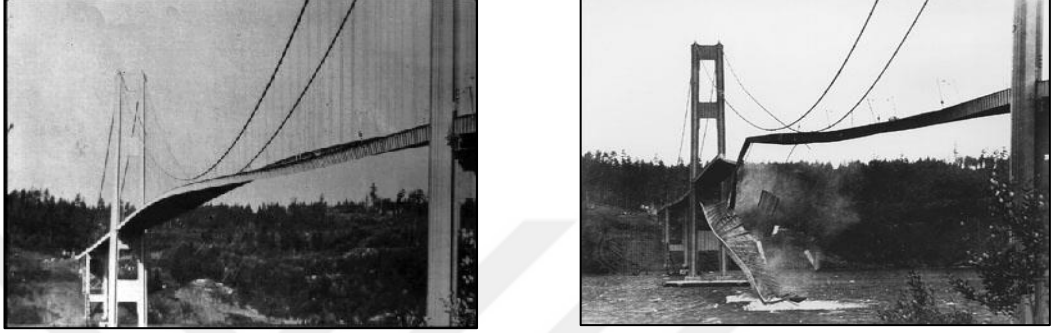
“σ”, gerilmeyi, “E” malzemenin elastisite modülünü, “ε” ise gerinim değerlerinin göstermektedir.

3.7. Dinamik Analiz

Bilindiği üzere tüm cisimler üzerinde titreşim meydana gelir. Yapıların belirli frekanslarda titreşim genlikleri normal titreşim genliklerinin çok üzerindedir. Bu frekanslar yapının rezonans frekanslarıdır. Rezonans olayı yapıların normalden daha çok salınım gösterdiği küçük kuvvetlerle bile büyük genliklerde tepkilerin meydana gelebileceği frekanslarda meydana gelir.

Yapıların rezonans frekanslarında etkileşime girmesi yıkıcı sonuçlara zemin hazırlamaktadır. Bu nedenle dinamik analizler gerçekleştirilerek yapıların rezonans frekansları tespit edilir. Rezonansa en iyi örneklerden biri Tacoma Narrows köprüsünün yıkılması olayıdır. (Şekil 3.17). 7 Kasım 1940'da rüzgâr yüklerinin yapının rezonans frekanslarıyla çakışmasıyla yapıyı rezonansa sokarak çökmesine sebep olmuştur.

Sürekli olarak yapıları kendi rezonans frekanslarında tahrik etmek yapıların ömürlerini hızlı tüketmelerine statik açıdan sorun oluşturmayacak yükler altında bile hasarın meydana gelmesine yol açmaktadır. Ayrıca dinamik analizler, kimi zaman gerçek durumla eş zamanlı sonuçları görebilmek adına zaman veya frekans alanında gerçekleştirilerek yapı hakkında zamana veya frekansa bağlı sonuçlar elde etmeye de yaramaktadır.

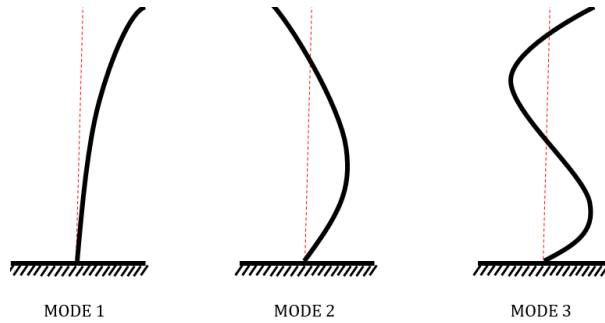


Şekil 3.17. Tacoma Narrows köprüsü (Google,2018)

3.7.1. Modal Analiz

Özdeğer analizi veya özdeğer çıkarma olarak da adlandırılan modal analiz, bir yapının sergileyeceği titreşim şekillerini ve ilişkili frekansları hesaplamak için kullanılan bir tekniktir. (Şekil 3.18). Bu frekansları bilmek önemlidir, çünkü bu frekanslarda çevrimsel yükler uygulanırsa, yapı yıkıcı bir hasara yol açacak bir rezonans durumuna girebilir. Rezonans durumuna neden olacak noktalarda yüklerin uygulanmadığından emin olmak için mod şekillerini de bilmek önemlidir. Modal analiz için çözüm, Denklem 3.4'teki gibidir.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = F \quad (3.4)$$

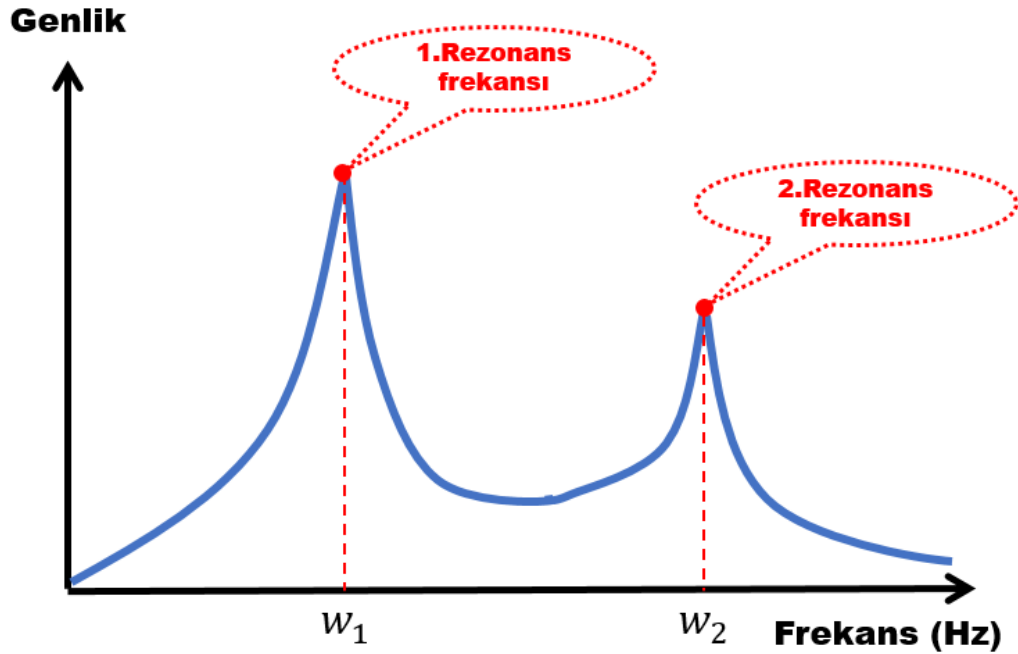


Şekil 3.18. Ankastre çubuk mod şekilleri

“M”, kütle matrisini, “C”, sönümü matrisini “K” ise rijitlik matrisini göstermektedir. \ddot{x} , ivmeyi, \dot{x} , hızı ve x ise yer değiştirme vektörlerini temsil etmektedir. Serbest titreşimler için C ve F terimleri “0” kabul edilir denklem buna göre çözümlür.

3.7.2. Harmonik Analiz

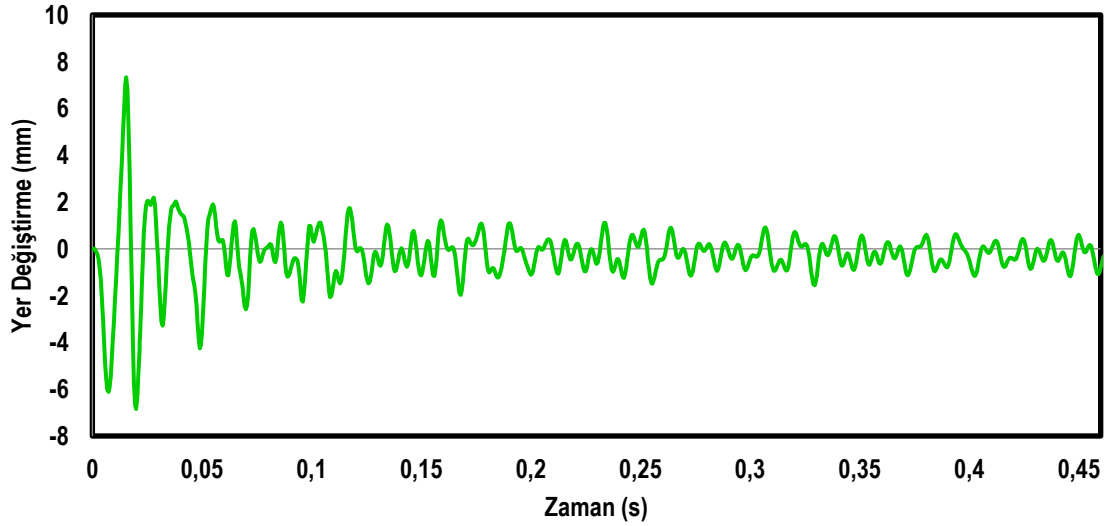
Harmonik (frekans cevabı analizi) analiz, bir yapının kararlı durum salınımlı uyarımına tepkisini hesaplamak için kullanılır. Tipik uygulamalar; taşıtlar, dönen makineler, şanzımanlar ve aktarma organları sistemlerinde gürültü, titreşim ve sertlik (NVH) analizidir. Harmonik analiz, sabit bir frekans alanında gerçekte geçici olan yapının tepkisini hesaplamak için kullanılır. Yükleme sinüzoidaldir ve belirli bir frekansta verilen bir genliktedir. Yanıt aynı frekansta gerçekleşir ve matematik modele eklenen sönüm ile yapının tepkisi tespit edilmeye çalışılır. Yüklere kuvvetler, yer değiştirmeler, hız ve ivme olabilir. Bir frekans yanıt analizinin sonuçları, yer değiştirmeler, hızlar, ivmeler, kuvvetler, gerilmeler ve gerinimlerdir. (Şekil 3.19). Cevaplar genellikle ya büyüklük ve faz açısı ya da reel ve sanal bölüm olarak verilen karmaşık sayılardır.



Şekil 3.19. Frekans cevabı analizi grafiği

3.7.3. Zamana Bağlı Analiz

Zamana bağlı analiz (geçici cevap analizi), bir yapının zamana bağlı yüklere verdiği yanıtı hesaplamak için kullanılır. Tipik uygulamalar; depremlere, rüzgâra, patlamaya veya bir çukurdan geçen bir araca maruz kalan yapılardır. Yükler zamana bağlı kuvvetler ve yer değiştirmelerdir. Uygulanan yük zamana bağlı olarak yapıya etki ettirilir. Bir geçici cevap analizinin sonuçları genellikle yer değiştirmeler, hızlar, ivmeler, kuvvetler, gerilmeler ve gerinimlerdir. (Şekil 3.20). Elde edilen sonuçlar zaman alanında çıkarılmıştır. Bu tip analiz sonuçlarından elde edilen veriler üzerinde fourier dönüşümleri uygulanarak zaman alanından frekans alanına geçiş sağlanır. Böylelikle tepkisi ölçülen sisteme ait rezonans frekansı tespit edilebilir.



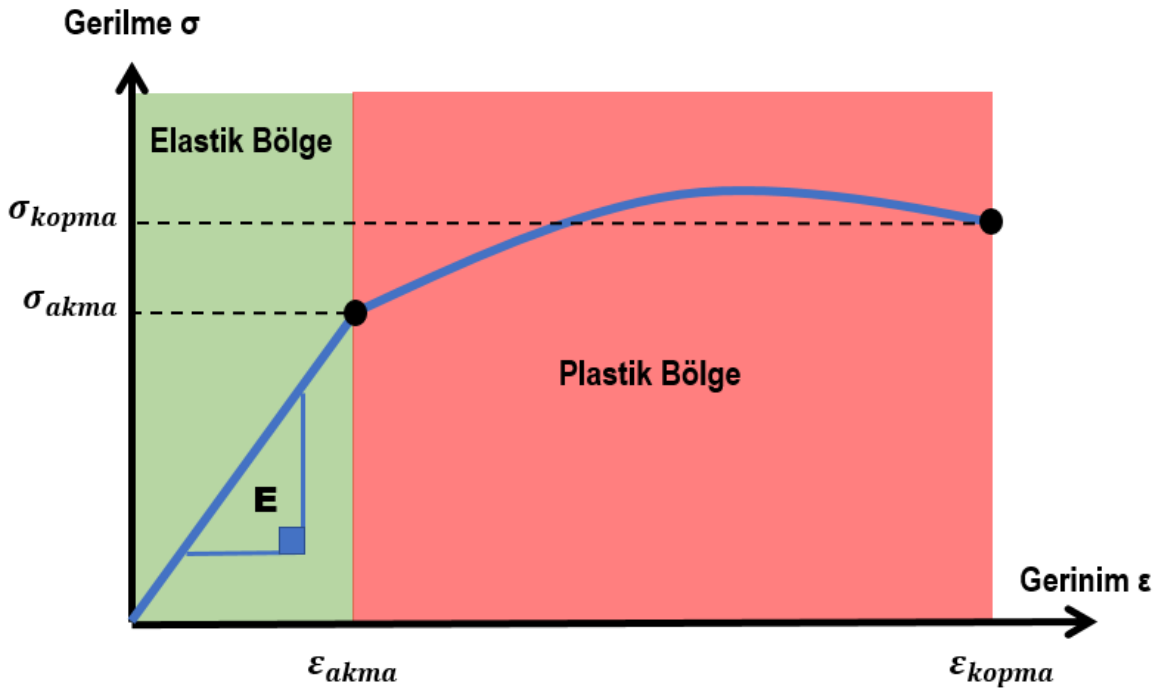
Şekil 3.20. Zamana bağlı analiz sonucu

3.8. Analizlerde Doğrusal Olmayan Durumlar

Analiz tipleri belirlendikten sonra önemli bir diğer konu ise çözümlerin doğrusal olup olmadığını tespit etmektir. Doğrusal ve doğrusal olmayan analiz tipleri ile çeşitli konularda yakınsama metotları kullanılarak gerçek sonuçlara en yakın en tutarlı sonuçlar elde edilmektedir. Yapısal analizlerde üç farklı konu üzerinde doğrusal olmayan durum mevcuttur.

3.8.1. Doğrusal Olmayan Malzeme

Hooke kanununa göre bilindiği üzere malzemeler elastik bölgede doğrusal sonuçlar vermektedir. Yer değiştirme ve gerilme analizlerinde malzemenin elastisite modülü ve geometrisi sonuçlara direkt olarak etki etmektedir. Doğrusal bölgede elastisite modülü ile sonuçlara ulaşılabilmektedir. Ancak bu bölgenin dışına çıktığında malzemeye ait Şekil 3.21’de yer alan gerilme-gerinim eğrilerine ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 3.21. Gerilme-gerinim eğrisi

Şekil 3.21’de görülen gerilme-gerinim eğrisinde elastik bölgede yapı yük kalktıktan sonra ilk haline geri döner kalıcı bir deformasyon meydana gelmez. Ancak plastik bölgede ise yapı üzerinde kalıcı deformasyonlar meydana gelir ve yük kalktıktan sonra yapı üzerinde deformasyon kalmaktadır. Eğrilerin yapısı gereği elastik bölge doğrusal malzeme davranışı gösterirken plastik bölge ise doğrusal olmayan malzeme davranışı göstermektedir.

3.8.2. Doğrusal Olmayan Temas Durumu

Analizlerde geometrilerin yüzeyleri arasındaki temas durumları fiziksel duruma göre farklılık göstermektedir. Gerçek koşullarda aslında birbiri ile temas halinde olan yüzeyler arasında kayma olayı her zaman meydana gelebilir. Ancak analiz koşullarında yüzeyler arasında sabit bir durum mevcut ise kaymanın meydana gelemeyeceği kabul edilerek yapışık temas türünde modelleme yapılır. Böyle durumlarda temas durumu doğrusal olarak matematiksel modelde çözdürülür. Fakat bu durumun dışındaki olaylarda yani iki yüzey arasında kaymanın meydana gelebileceği durumlarda doğrusal temas ile modelleme yapılamaz. Bunun yerine kayma hadisesinin temas parametreleri içerisinde modellenmesi gerekmektedir. Böyle durumlarda analizlerde temas durumu doğrusal metotlarda çözdürülemez. Bu sebeple modelleme yapılırken doğrusal olmayan metotlar kullanılır.

3.8.3. Doğrusal Olmayan Geometri

Doğrusal olmayan geometri içeren analizlerde, yapısal deformasyonlar olarak geometride meydana gelen değişiklikler denge denklemlerinin formüle edilmesinde dikkate alınır. Birçok mühendislik uygulaması, doğrusal olmayan geometri temelli büyük deformasyon analizinin kullanılmasını gerektirir. Metal şekillendirme, lastik analizi ve tıbbi cihaz analizi gibi uygulamalar bu tarz uygulamalara dahildir.



Şekil 3.22. Doğrusal olmayan geometri durumuna örnek balık oltası (Ntv,2018)

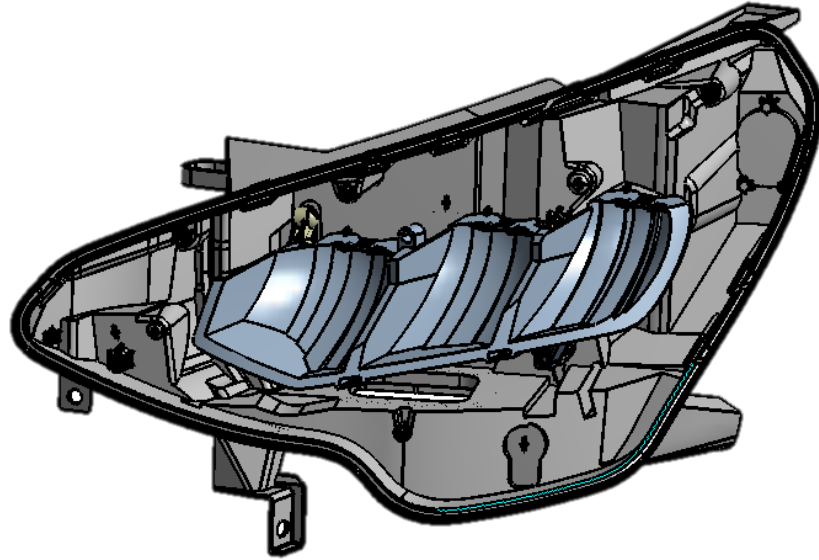
Şekil 3.22'deki balık oltası örneğinde, oltaya takılan balığın ağırlığı sebebiyle oltada yüksek seviyede deformasyonlar meydana gelmektedir. Bu şekilde yüksek deformasyonlar içeren problemlerde doğrusal olmayan geometri tanımlı büyük deformasyon analizi yapılır.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Otomotiv ön aydınlatma gruplarında, titreşimlere bağlı olarak meydana gelen salınım olayının genliğini en aza indirebilmek adına gövde ve yansıtıcı arasında sönümlenme amacıyla yay elemanı kullanılmaktadır. Bu elemanın gövde üzerindeki kayma hareketi sonlu eleman analizlerinde doğrusal olmayan metotlarla çözülebilmektedir. Ancak komple bir ön aydınlatma grubu için doğrusal olmayan analizleri gerçekleştirmek hem süre hem de bilgisayar kapasitesi açısından oldukça maliyetlidir. Bu durumun önüne geçebilmek adına, yay elemanı ile gövde yüzeyleri arasında meydana gelen kayma durumuna ait analizler gerçekleştirilmiş farklı eksenlerdeki tanjant direngenlikleri tespit edilmiştir. Tespit edilen tanjant direngenlikleri doğrusal modal analiz çözümlerinde yay bağlantısında kullanılarak sonuçlar incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışma için prototip parçalar üzerinde testler yapılmış modellerin doğrulamaları gerçekleştirilmiştir.

4.1. Ön Aydınlatma Grubu Geometrisi

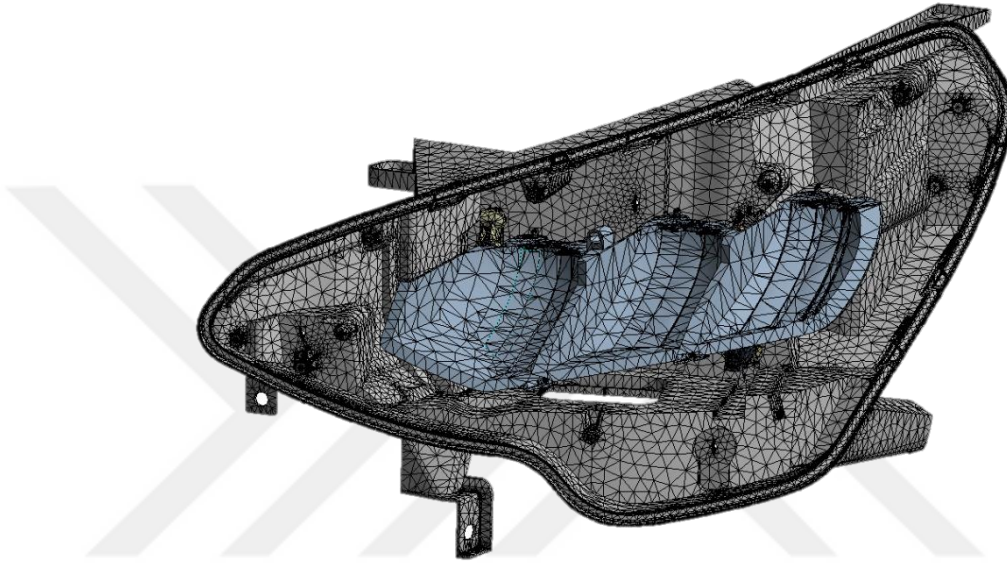
Analizlerde çözüm sürelerinin fazla sürmemesi için ön aydınlatma geometrisi basitleştirilmiştir. Şekil 4.1’de görüldüğü üzere gövde, reflektör ayar grubu elemanları, ayar grubu motoru ve metal yay analizlerde kullanılmıştır.



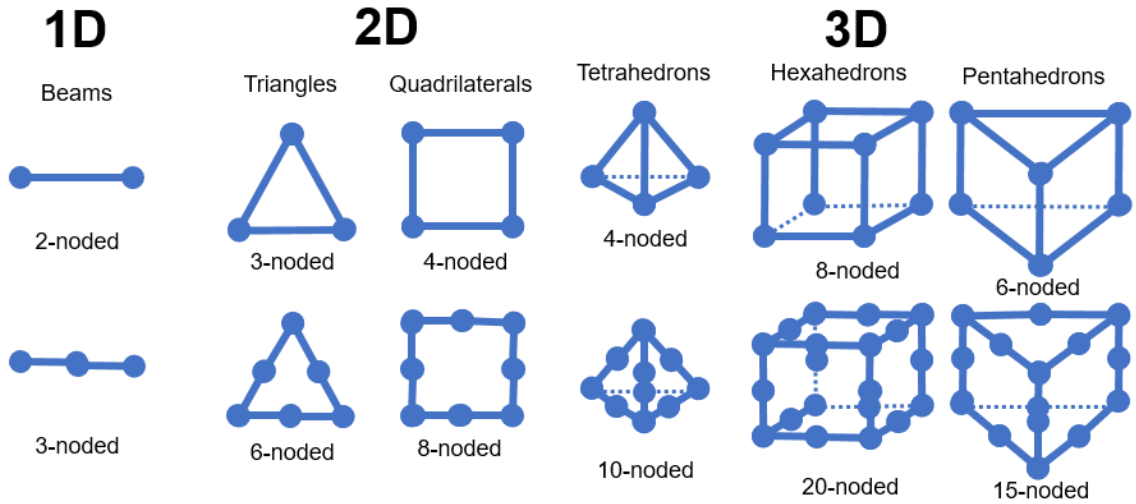
Şekil 4.1. Ön aydınlatma grubu geometrisi

4.2. Ön Aydınlatma Grubu Sonlu Eleman Modeli

Ön aydınlatma grubu için analizlerde kullanılmak üzere sonlu eleman modeli Ansys Workbench® yazılımı kullanılmıştır. (Şekil 4.2). Analizlerde kullanılan modelde yaklaşık olarak 500 000 adet düğüm noktası ve 300 000 adet eleman kullanılmıştır. Eleman tipi olarak ikinci dereceden 10 düğüm noktalı tetrahedral SOLID92 elemanlar seçilmiştir. (Şekil 4.3).



Şekil 4.2. Ön aydınlatma grubu sonlu eleman modeli










Şekil 4.3. Sonlu elemanlarda eleman tipleri (Martins,2012)

4.3. Ön Aydınlatma Grubu Malzeme Özellikleri

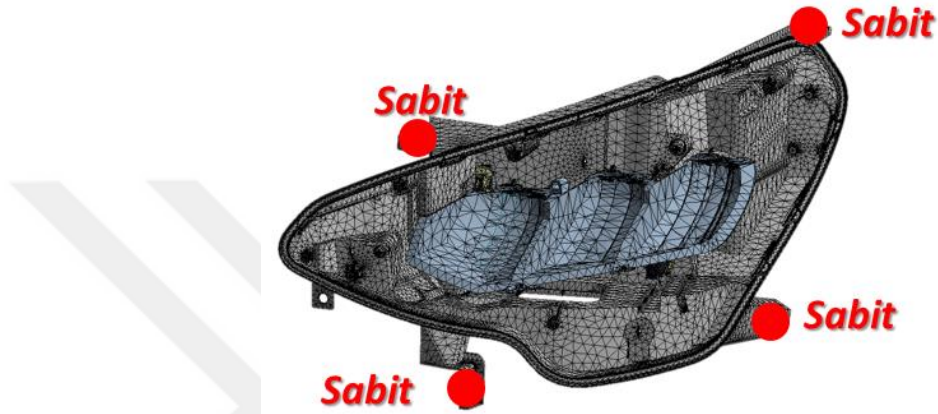
Ön aydınlatma grubunda kullanılan komponentlere ait malzemeler genel olarak termoplastik malzemelerdir. Gövde, %40 talk ilaveli polipropilen malzemenen üretilmiştir. Yine benzer şekilde ayar grubu için cam elyaf katkılı polibütilen tereftalat malzeme seçilmiştir. Ancak reflektör, termoset malzeme olan BMC'den üretilmektedir. Bunun yanında metal yay malzemeside standart çelik malzemedir. Analizde kullanılan geometilere ait malzemeler ve malzeme özellikleri Çizelge 4.1'de paylaşılmıştır.

Çizelge 4.1. Malzeme bilgileri

Geometri	Parça Adı	Malzeme	Elastisite Modülü(MPa)	Yoğunluk(kg/m ³)
	Gövde	Sabic PPTD40	5 333	1 250
	Reflektör	BMC	11 000	2 000
	Metal Yay	Çelik	200 000	7 850
	Ayar Grubu	PBT GF30	9 600	1 520
	Mafsal F	POM	2 900	1 420
	Mafsal H	POM	2 900	1 420
	Mafsal V	POM	2 900	1 420

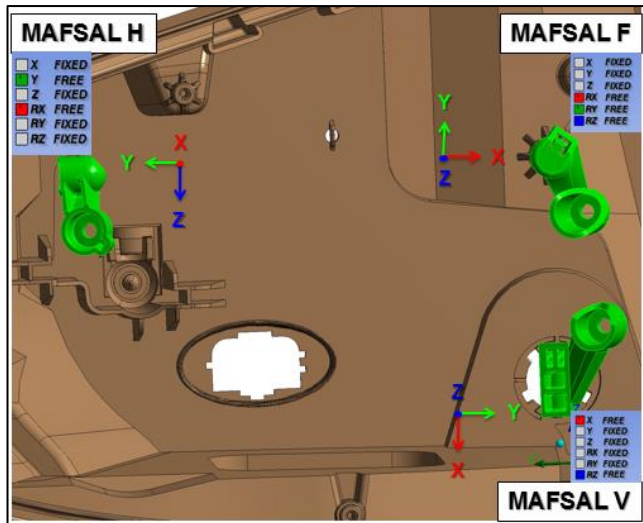
4.4. Ön Aydınlatma Grubu Sınır Koşulları

Analizler kullanılan sonlu eleman modeli oluşturulduktan sonra sınır koşulları belirlenerek tanımlaması gerçekleştirilmiştir. Gövdenin Şekil 4.4'te görüldüğü gibi dört noktadan bağlantısı bulunmaktadır. Bu bağlantı noktalarındaki serbestlik dereceleri, doğrulama testlerinde kullanılacak fikstür bağlantısına göre belirlenmiş ve bütün bağlantılar için tüm serbestlik dereceleri harekete kısıtlanmıştır.



Şekil 4.4. Modele ait sınır koşulları

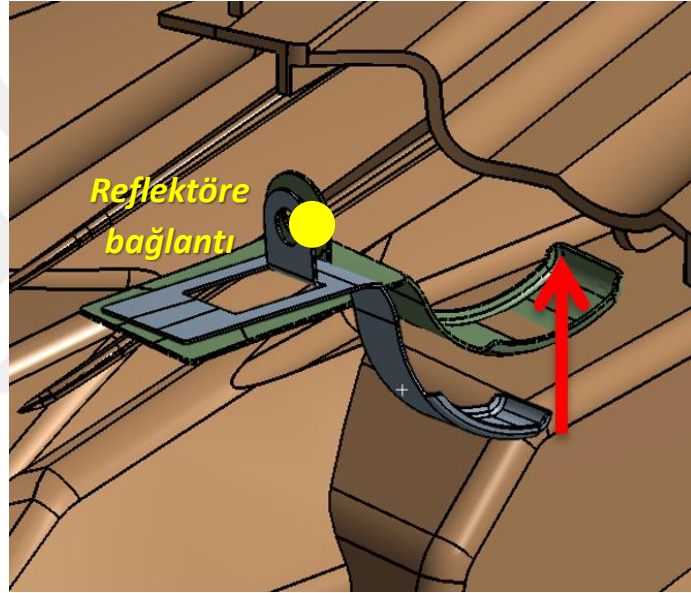
Reflektörün gövde ile bağlantısı için kullanılan mafsallara ait serbestlik dereceleri Şekil 4.5'te ki gibidir. Reflektörün X eksenindeki ayarlarının yapılabilmesi amacıyla Mafsalsal V'nin bu eksenindeki hareketi serbest bırakılarak tasarım yapılmaktadır.



Şekil 4.5. Mafsallara ait sınır koşulları

4.5. Metal Yayın Temas Durumu

Tasarımın başlangıcında gövde ile reflektör arasında metal yay kullanılması yapılan analizler ile öngörülmüştür. Buna göre metal yayın kullanılmaması durumunda ışık titremesi olayının gerçekleşebileceği ve tasarlanan ön aydınlatma grubunun uygulanan testlerden başarısız olacağı tespit edilmiştir. Bu sebeple gövde ile reflektör arasında metal yay elamanının kullanılması uygun bulunmuştur. (Şekil 4.6). Metal yay bir cıvata ile reflektöre doğrudan bağlanıp gövde üzerinde ise serbest harekete sahiptir. Ancak metal yay bağlantısı yapıldıktan sonra sıkışarak ön gerilmeye sahip olmaktadır. Bu ön gerilme sayesinde gövde üzerinde yapacağı kayma hareketi çok fazla olmamaktadır.



Şekil 4.6. Metal yay bağlantı ve temas koşulları

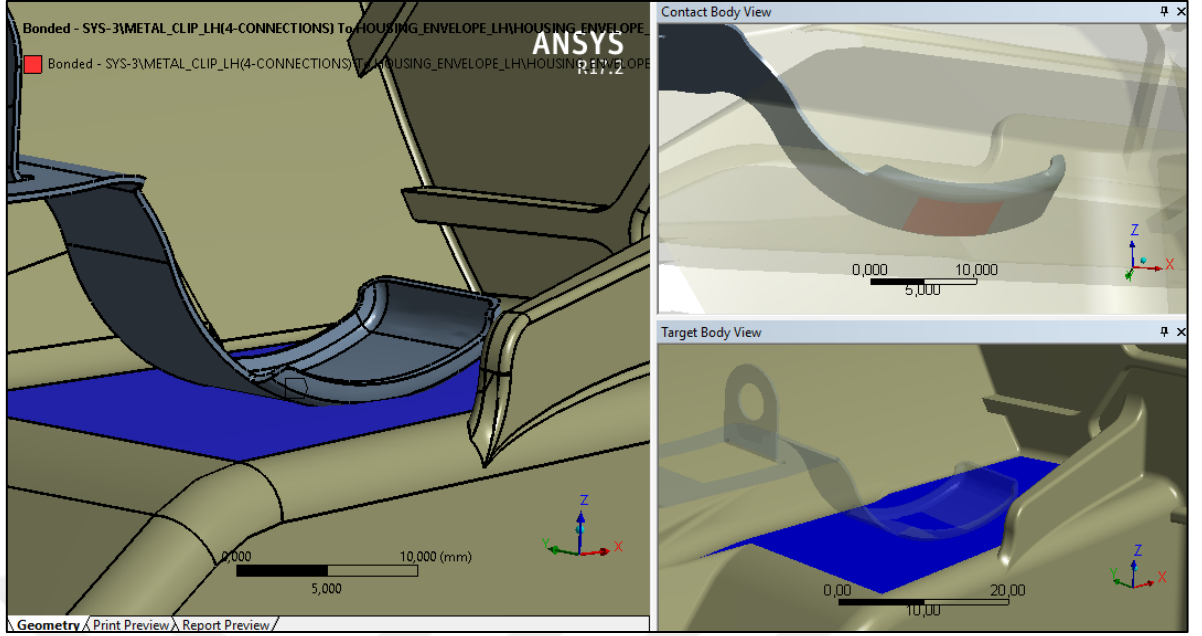
Şekil 4.6’da metal yayın bağlantı ve temas durumu görülmektedir. Mavi renkli yay, metal yayın bağlantı öncesi durumunu temsil ederken yeşil renkli metal yay ise parçanın bağlantılarının yapıldıktan sonraki durumunu temsil etmektedir. Bağlantısı yapılan metal yay yaklaşık olarak 12 mm sıkışarak ön gerilmeli hale gelmektedir. Gerçek koşullarda yayın gövde üzerinde az miktarda olsa kayabilme durumu mevcuttur. Bu sebeple yayın temas durumunun sürtünmeli kayar olarak tanımlanması gerekmektedir. Ancak Çizelge 4.2’de de görüldüğü gibi bu temas türü doğrusal olmayan analizlerde modellenebilmektedir ve modal analizler doğrusal metotla çözülebilmektedir. Bu koşullar altında yapılan modal analizlerde rijit temas (bonded contact) ile temas koşulları tanımlanmıştır.

Çizelge 4.2. Ansys® yazılımında temas durumları

Temas Türü	Statik Analiz	Modal Analiz		
		Başlangıç teması	Temas Bölgesinde	Temas Bölgesini Dışında
Bonded	Bonded	Bonded	Bonded	Temas Yok
No Separation	No Separation	No Separation	No Separation	Temas Yok
Rough	Rough	Bonded	Temas Yok	Temas Yok
Frictionless	Frictionless	No Separation	Temas Yok	Temas Yok
Frictional	Frictional	Bonded	Temas Yok	Temas Yok

4.5.1. Rijit Bağlantı

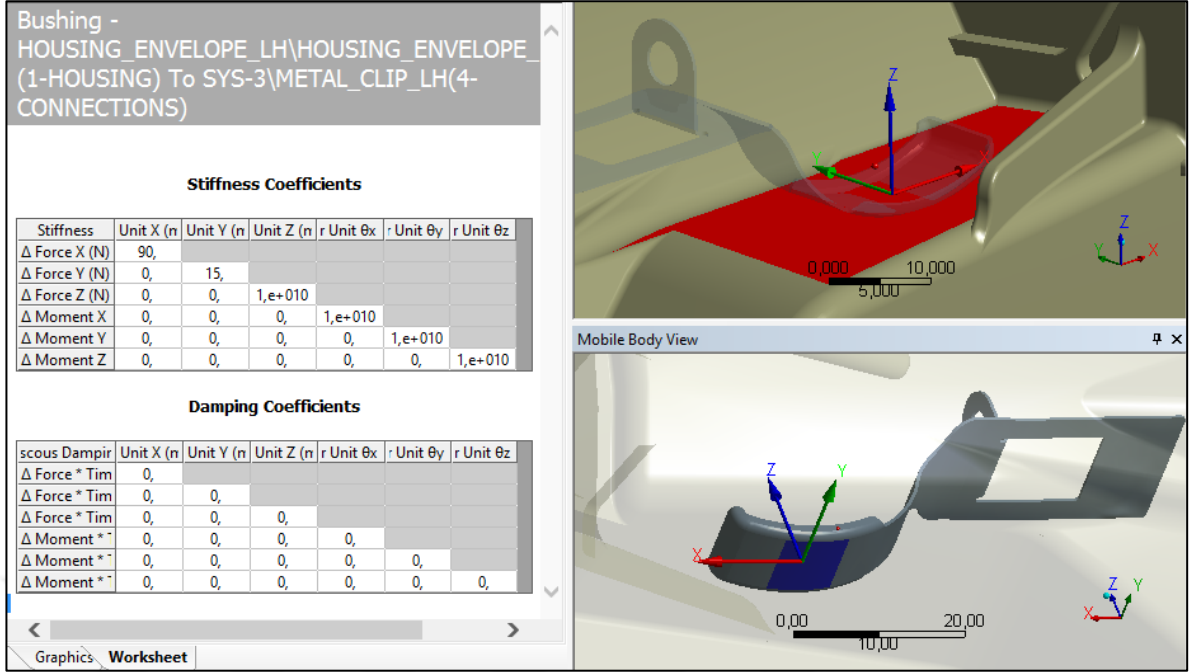
Bu temas tipi ile gövde yüzeyi ile metal yay yüzeyleri arasında oluşabilecek kayma durumları ihmal edilmiş olup yüzeylerin tamamen birbirine yapışık olduğu kabul edilmiştir. Gerçek koşulları tam olarak yansıtmayan bu temas tipi ile bu bölgedeki temas direngenliği olduğundan daha rijit halde modellenmiş olup yayın sonuçlara olan pozitif etkisi gerçekte var olan koşuldan daha fazla görülmektedir. Reflektöre ait doğal frekans(rezonans) değerleri rijit bağlantı sebebiyle daha yüksek çıkmaktadır. Bu durumda da elde edilen sonuçların hata payı artmakla birlikte ürün geliştirme sürecine doğrudan negatif şekilde etki etmektedir. Tüm bu sebepler nedeniyle bağlantı tipi üzerine farklı çalışmalar yapılmıştır. Şekil 4.7’de metal yay yüzeyi ile gövde yüzeyi arasındaki rijit temas durumu görülmektedir.



Şekil 4.7. Metal yay ve gövde arasındaki rijit temas durumu

4.5.2. Esnek Bağlantı

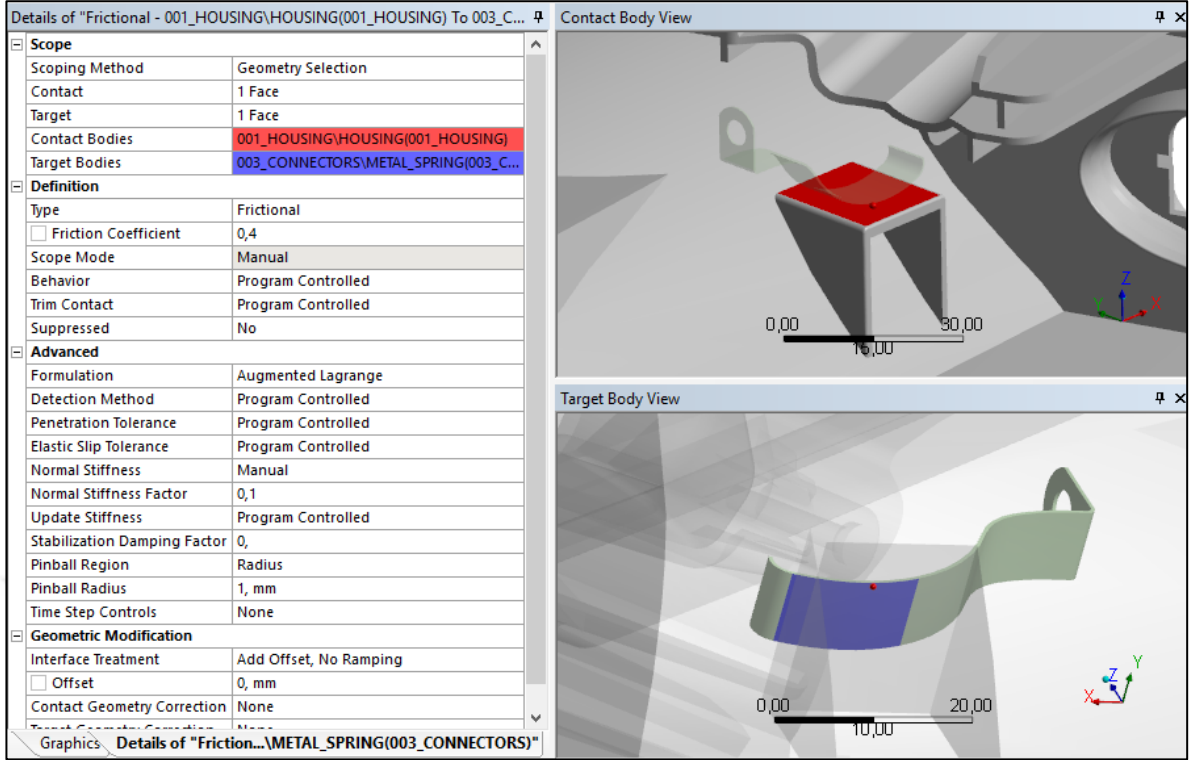
Metal yayın gövde üzerindeki temasın daha doğru ve gerçekçi modellenebilmesi amacıyla esnek bağlantı tanımlaması modelde kullanılmıştır. (Şekil 4.8). Modal analizlerde yalnızca doğrusal temas durumları kullanılabilirdiği için kayma durumu ihmal edilerek rijit gerçekleştirilen bağlantı tipi uygulanmıştır. Ancak elde edilen sonuçlarda bu sebeple gerçeklikten uzaklaşmaktadır. Bu durumun önüne geçmek amacıyla yayın sıkışma ve kayma durumları analiz edilerek tanjant direngenlik katsayıları çıkarılmıştır. Bu katsayılar temas durumunu temsil edecek şekilde bağlantı(bushing) elemanında tanımlanmıştır. Gerçek koşullarda temas kayma durumunu içermektedir. En doğru modelleme şekli, temasın sürtünme katsayısı ekleyerek doğrusal olmayan metotlarla çözülmesi gerekmektedir. Modal analizlerde bu durum uygulanamadığı için zamana bağlı doğrusal olmayan analizler çözülerek sonuçlar birbirleriyle kıyaslanmıştır. Buna göre en doğru sonuç sürtünme katsayılı temas içeren doğrusal olmayan analizden elde edilmiş olup bu sonuçlara esnek bağlantı içeren modal analiz sonuçları ile rijit bağlantı içeren modal analiz sonuçlarından daha fazla yaklaşmış hata oranı oldukça azaltılmıştır.



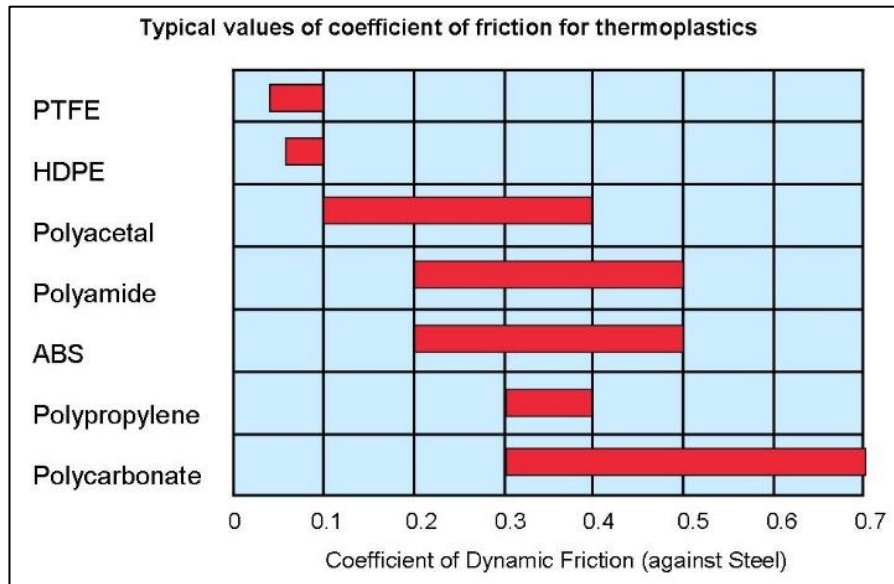
Şekil 4.8. Metal yay ve gövde arasındaki esnek temas durumu

4.5.3. Sürtünme Katsayılı Kayar Temas

Metal yayın temas durumunu gerçek koşullara en yakın şekilde modelleyebilmek için sürtünme katsayısı içeren kayar temas modeli doğrusal olmayan zaman bağlı analizlerde, sıkıştırma analizinde ve kayma analizinde kullanılmıştır. Özellikle yayın kayma durumuna ait tanjant direngenliklerinin tespit edilmesi için yapılan sıkıştırma ve kayma analizlerinde bu tip temas modelin kullanılması şarttır. Ayrıca kayma durumuyla modelleme yapılarak, gerçek koşullardaki doğal frekanslar, doğrusal olmayan zaman bağlı analizlerin çıktılarına hızlı fourier dönüşümleri uygulanmış ve gerçeğe en yakın sonuçlar tespit edilmiştir. Metal yay ile PPTD40 gövde malzemesi arasındaki sürtünme katsayısı Şekil 4.10'daki gibi 0,4 alınmıştır. Sürtünme katsayısı hardiepolymers.com adresinden alınmış olup çelik ile polipropilen arasındaki dinamik sürtünme katsayısı kullanılmıştır. Ayrıca kullanılan temas modeli için Augmented Lagrange formülasyonu seçilmiştir. Temas modeline ait diğer parametreler Şekil 4.9'da görüldüğü gibidir.



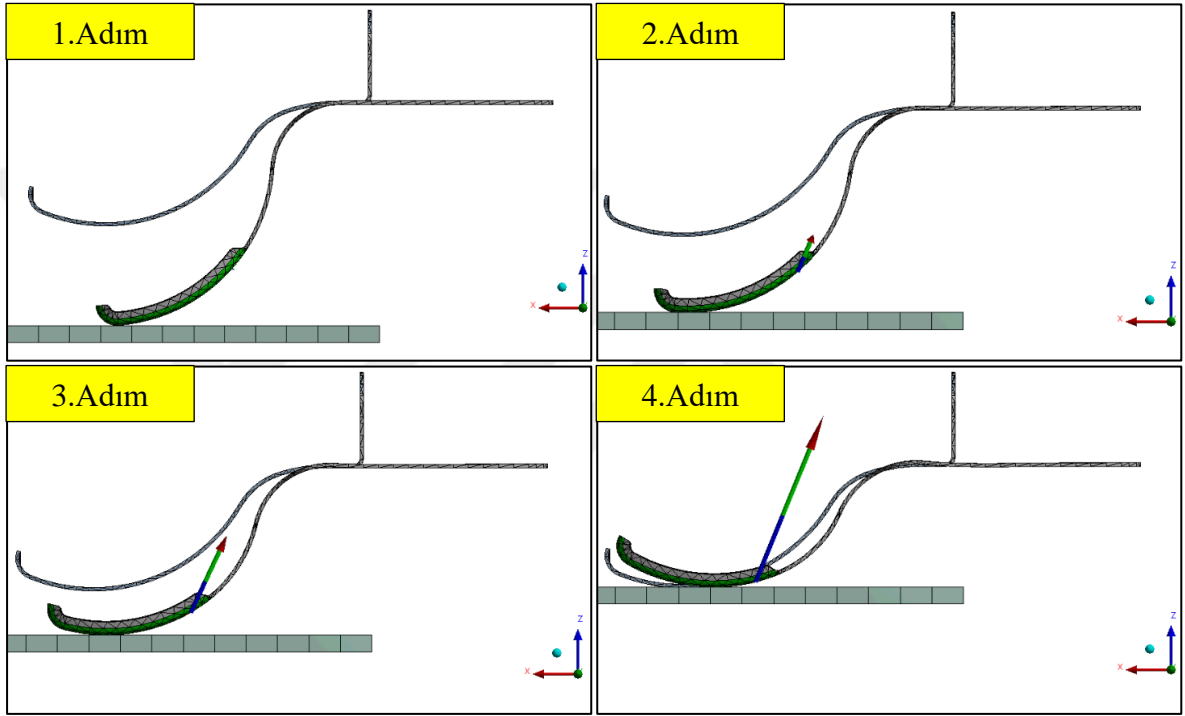
Şekil 4.9. Metal yay ve gövde arasındaki sürtümlü kayar temas durumu



Şekil 4.10. Bazı polimerlerle çelik arasındaki dinamik sürtünme katsayısı (Hardie Polymers,2018)

4.6. Metal Yay Sıkıştırma Analizi

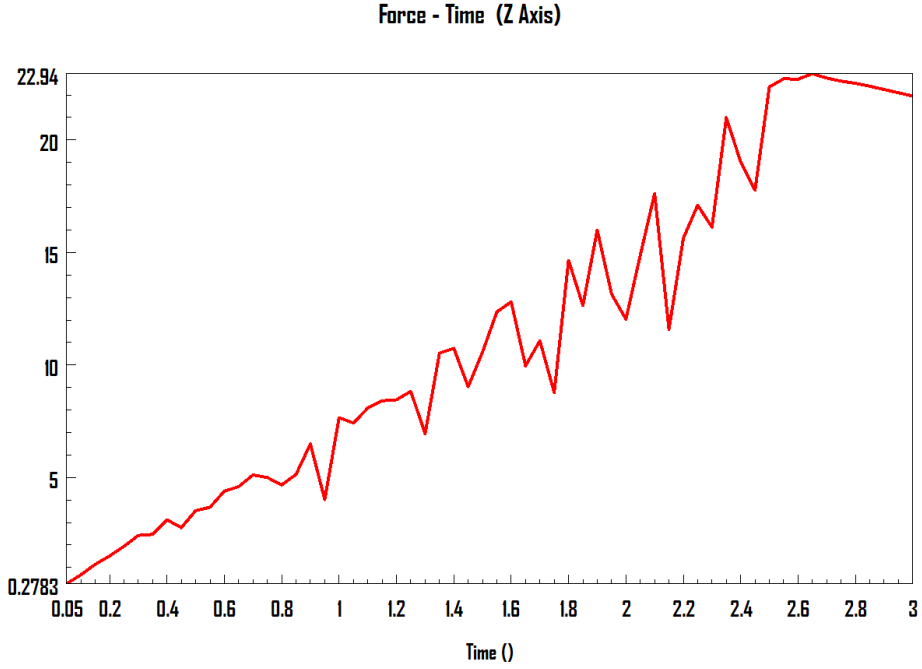
Metal yayın bağlantısı yapıldıktan sonraki durumda üzerindeki reaksiyon kuvvetini tespit edebilmek amacıyla sıkıştırma analizi gerçekleştirilmiştir. (Şekil 4.11). Yüzeyler arasında temas durumu sürtünmeli kayar temas modeli olarak modellenmiş olup 0,4 sürtünme katsayısı kullanılmıştır. Bunun yanında Augmented Lagrange temas formülasyonu seçilmiştir.



Şekil 4.11. Metal yay sıkıştırma analizi

Şekil 4.11’de görüldüğü üzere metal yay Z ekseninde sıkıştırılmıştır. Sıkışma miktarı Z ekseninde yaklaşık olarak 12 mm’dir. Metal yay ile temas eden yüzey için Z eksenindeki tüm serbestlik dereceleri kısıtlanarak doğrusal olmayan analizin yakınsama problemlerinin önüne geçilmiştir. Sıkışma tamamlandıktan sonra reaksiyon kuvveti yaklaşık olarak 23 Newton olarak ölçülmüştür. Yay üzerinde analiz boyunca meydana gelen reaksiyon kuvveti Şekil 4.12’de paylaşılmıştır. Bu kuvvet değeri metal yayın Z eksenindeki reaksiyon kuvvetidir ve temas yüzeyinden elde edilmiştir. Yayın bu miktarda sıkışmasından sonra ortaya çıkan gerilmeler çelik malzemenin akma değerinin altında kalmıştır. Bu sebeple malzeme modeli olarak elastik model kullanılmıştır. Bu analiz

çalışması ile, metal yay çalışma konumuna gelmiş olup böylelikle bir sonraki kayma analizleri için ön analiz çalışması da yapılmıştır.



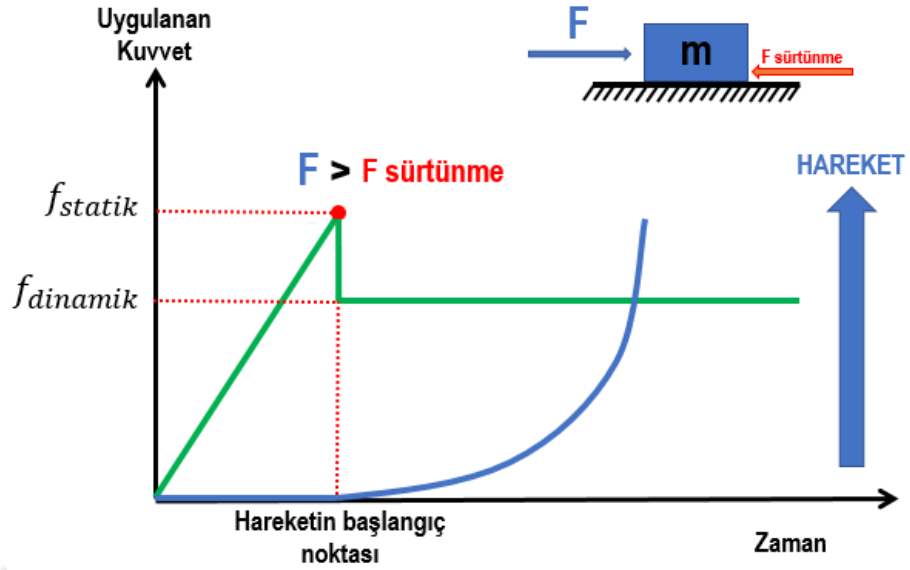
Şekil 4.12. Metal yay sıkıştırma analizinden elde edilen reaksiyon kuvveti

4.7. Metal Yayın Gövde Üzerinde Kayma Analizleri

Metal yayın sıkıştırma analizleri ile çalışma konumuna getirilmesinin ardından bu konumdayken gövde yüzeyi üzerindeki kayma durumları yine doğrusal olmayan analizler ile incelenmiştir. Metal yay yüzeyi ile gövde yüzeyi arasında kullanılan sürtünmeli kayar temas için önceki analizdeki parametrelerin aynısı kullanılmıştır.

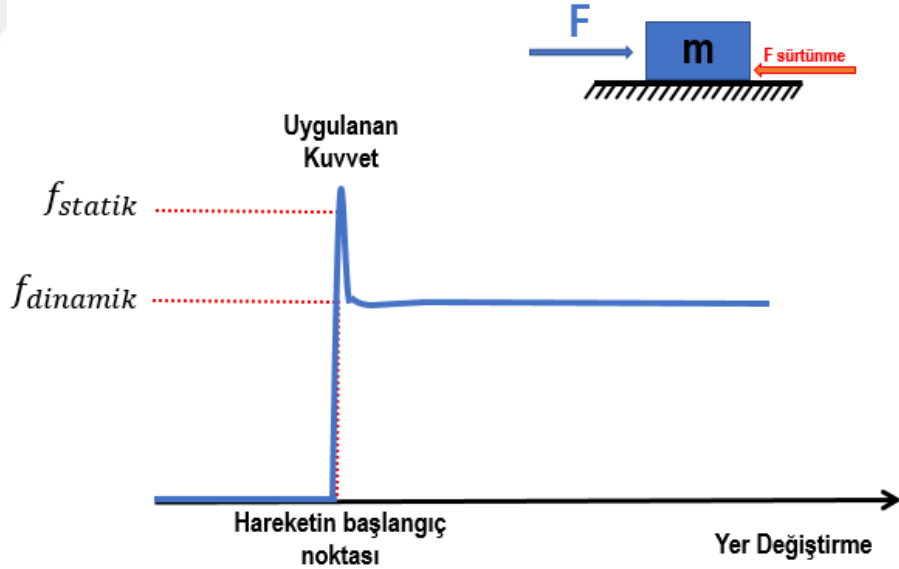
4.7.1. Kayma Analizlerinin Yapılma Amacı

Metal yayın kayma analizleri yapılarak farklı eksenlerdeki tanjant direngenlikleri bulunmuştur. Böylelikle bu tanjant direngenlikleri doğrusal analiz olan modal analiz içerisinde esnek bağlantı tanımlaması içinde rahatlıkla kullanılmış ve daha gerçekçi sonuçlar elde edilmiştir. İdeal koşullarda kaymanın başlayabilmesi için cisme verilen kuvvet değerinin statik sürtünme kuvvetini yenmesi gerekmektedir. Eğer uygulanan kuvvet statik sürtünme kuvvetinden fazla ise kayma hareketi başlar.



Şekil 4.13. İdeal koşullarda kayma durumu kuvvet-zaman grafiği (Autodesk,2017)

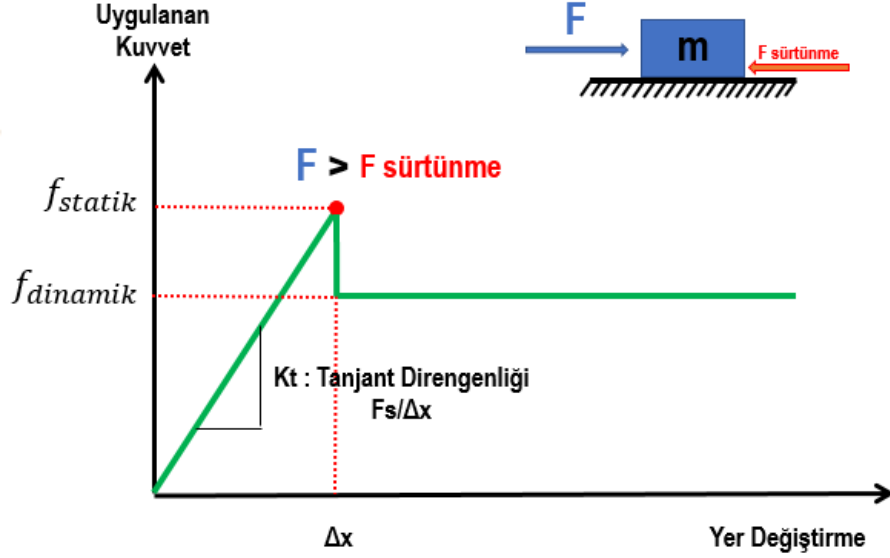
Şekil 4.13’de ideal durum için kaymanın başlama anı gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere etki kuvveti sürtünme kuvvetini geçtikten sonra hareket başlamaktadır. Mavi renkli çizgi hareketi göstermekte olup yeşil renkli çizgide sürtünme kuvvetini göstermektedir.



Şekil 4.14. İdeal koşullarda kayma durumu kuvvet-yerdeğiştirme grafiği (Autodesk,2017)

İdeal durumda etki kuvveti sürtünme kuvvetini yendiği anda direk olarak hareket başlar. (Şekil 4.14). Bu durumu, kayma içeren temas modelini doğrusal olmayan metotla çözmek gerekmektedir. Ancak çok ani şekilde hareket başladığı için çözüm esnasında denge

problemleri meydana gelmektedir. Bunun önüne geçmek için, numerik analizlerde çözücü tarafından parçanın kayma durumu tanjant direngenliği denilen bir parametre ile kontrol edilir. (Şekil 4.15).

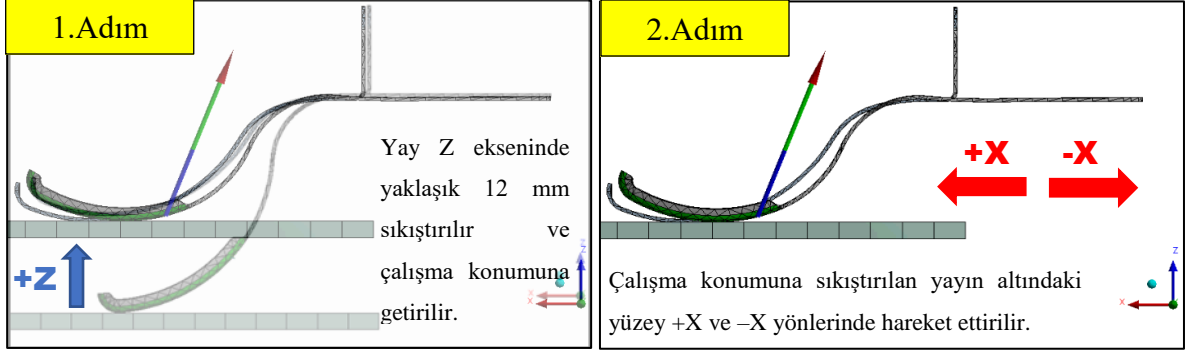


Şekil 4.15. Numerik çözümlerde tanjant direngenliği (Autodesk,2017)

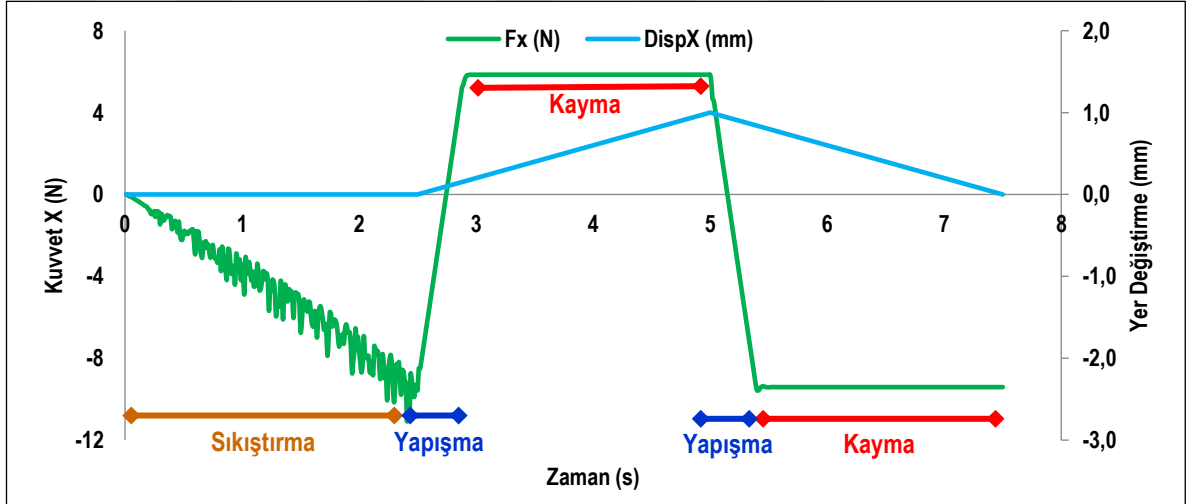
Kayma olayı tam olarak başlamadan önce çok küçük bir yer değiştirme meydana gelir. Bu yer değiştirme meydana geldiği anda kuvvetin yer değiştirmeye oranı tanjant direngenliği olarak adlandırılmaktadır.

4.7.2. X Ekseninde Kayma Analizi

Metal yayın X ekseninde göstermiş olduğu tanjant direngenliğinin tespit edilmesi amacıyla sıkıştırılmış yay, gövde üzerinde Şekil 4.16'da görüldüğü gibi +X ve -X yönlerinde hareket ettirilmiştir. Analiz sonucunda temas yüzeyinden Şekil 4.17'deki kuvvet-deplasman grafikleri çıkartılmıştır. Daha sonra grafik üzerinde doğrusal artış gösteren eğriye ait eğim hesaplanarak tanjant direngenliği hesaplanmıştır. Analizler iki adımda çözdürülmüştür. İlk adımda yay çalışma konumuna sıkıştırılmış, ikinci adımda ise yay, temas yüzeyi üzerinde +X ve -X yönlerinde hareket ettirilerek kuvvet-deplasman grafikleri türetilmiştir.

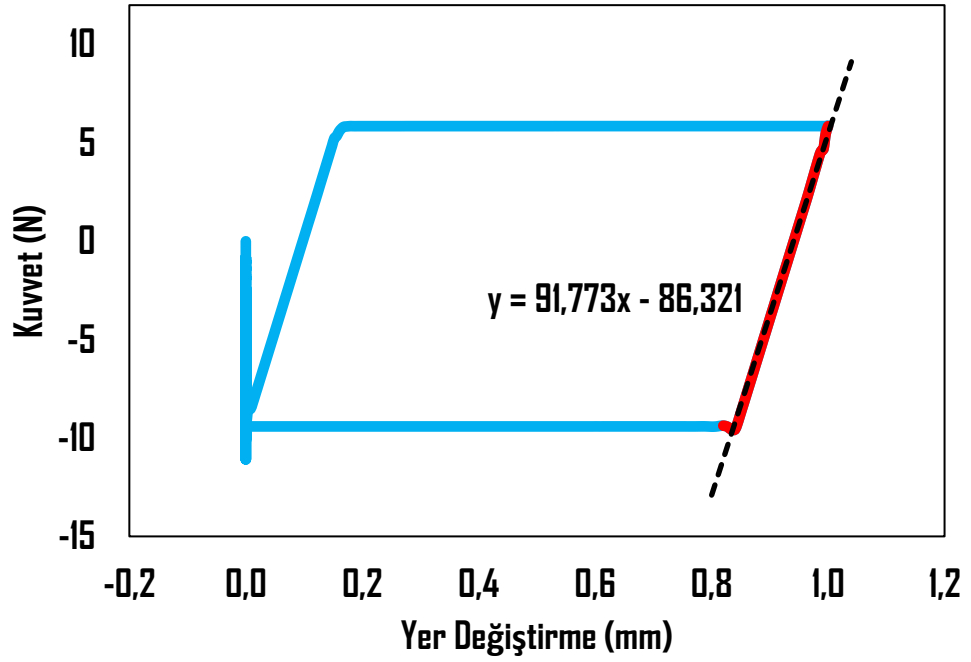


Şekil 4.16. Metal yayın yüzey üzerinde X ekseninde kayma analizi



Şekil 4.17. Metal yayın X ekseninde kayma analizi sonuçları

Analiz sonuçları elde edildikten sonra tanjant direngenliğinin çıkarılması için öncelikle kuvvet-yer değiştirme eğrisi sonuçlardan alınmıştır. Kuvvet-yer değiştirme eğrisi türetildikten sonra veri Excel® yazılımı içine aktarılarak veri üzerinde doğrusal eğilim çizgisi türetilmiştir. Eğilim çizgileri Şekil 4.17’de yer alan yapışma bölgelerinde elde edilen veri üzerinden çıkarılmıştır. Çıkarılan eğrinin birinci dereceden fonksiyonu türetildiğinde x’e ait katsayı tanjant direngenliğini vermektedir. Basitçe Şekil 4.17’de yapışma durumuna ait kuvvet-yer değiştirme grafiğinin eğimi tanjant direngenliğini vermektedir. Tanjant direngenliği değeri Şekil 4.18’de gösterilmiştir.

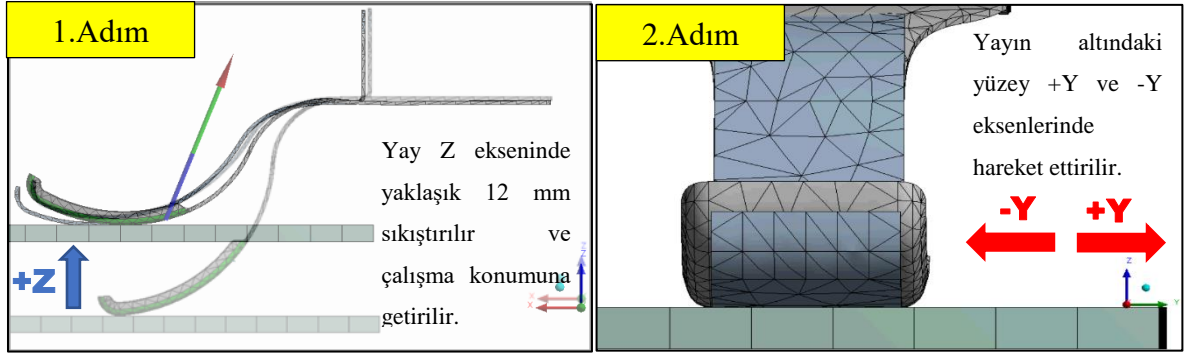


Şekil 4.18. Metal yayın X ekseninde kayma analizi sonuçları

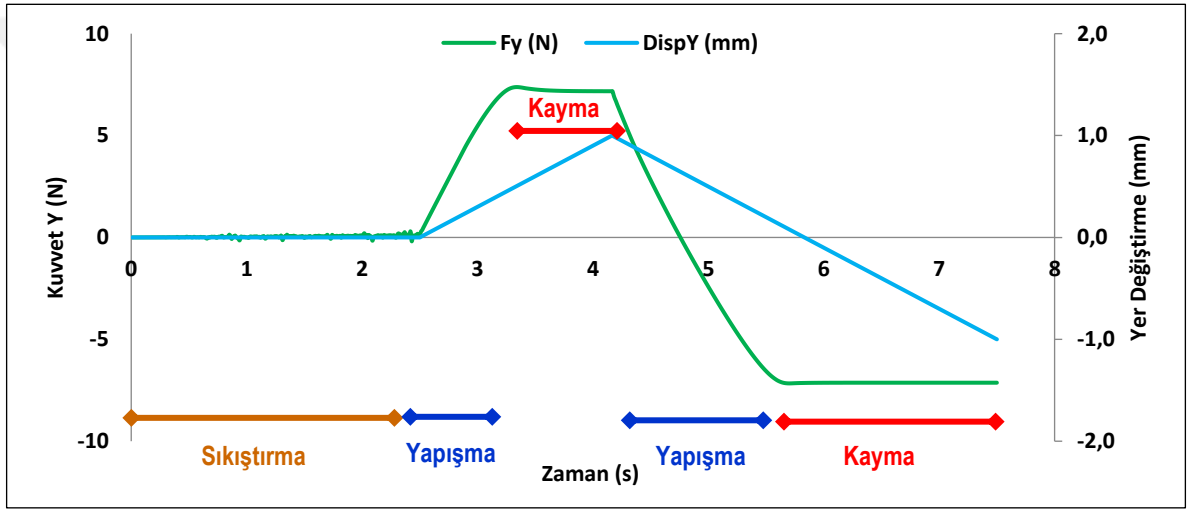
Metal yayın X ekseninde kayma analiz sonuçlarına göre, sürtünme katsayısı 0,4 alınmış kayar temas modeliyle tanjant direngeliği yaklaşık olarak 90 N/mm olarak kabul edilmiş ve sonraki analizlerde bu şekilde kullanılmıştır.

4.7.3. Y Ekseninde Kayma Analizi

X ekseninde yapılmış olan kayma analizi, benzer şekilde Y ekseninde gerçekleştirilmiştir. Öncelikle yay Z ekseninde çalışma pozisyonuna sıkıştırılmış daha sonra Şekil 4.19’da görüldüğü gibi +Y ve –Y ekseninde gövde yüzeyi üzerinde hareket ettirilerek kayma durumu analiz edilmiştir. Analiz sonucunda yüzeyi teması üzerinde Şekil 4.20’deki kuvvet-deplasman eğrileri türetilerek Y eksenindeki tanjant direngeliği hesaplanmıştır.

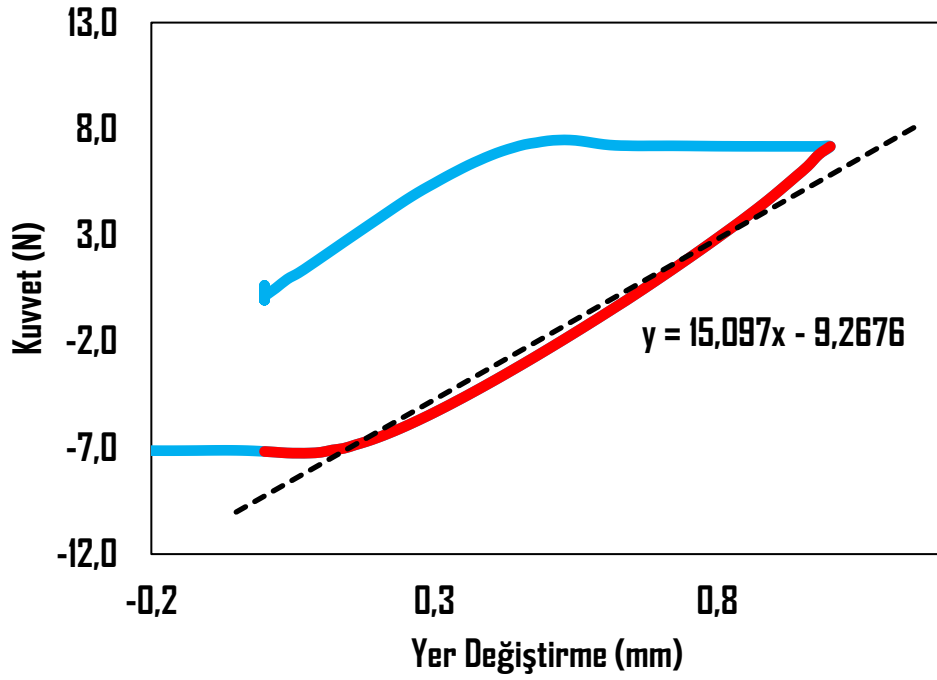


Şekil 4.19. Metal yayın Y ekseninde kayma analizi



Şekil 4.20. Metal yayın Y ekseninde kayma analizi sonuçları

X ekseninde yapılan uygulama aynı şekilde Y ekseninde gerçekleştirilen kayma analizinden sonra da uygulanmıştır. Öncelikle analiz verilerine göre kuvvet-yer değiştirme eğrisi çıkarılmıştır. Daha sonra Şekil 4.20’de yer alan yapışma bölgelerine denk gelen bölgeden, doğrusal eğilim çizgisi Excel® ile bastırılıp bu eğriye ait birinci dereceden fonksiyon eğri üzerinde gösterilmiştir. Fonksiyona göre eğim yaklaşık olarak 15’tir ve bu değer Y eksenini için tanjant direngenliğine denk gelmektedir. (Şekil 4.21).



Şekil 4.21. Metal yayın Y ekseninde kayma analizi sonuçları

Metal yayın Y ekseninde kayma analizlerinden sonra tanjant direngenliği 15 N/mm olarak kabul edilmiştir. X eksenindeki temas durumu için kullanılan parametreler Y ekseninde yapılan analiz içinde geçerlidir. Kayar temas için sürtünme katsayısı 0,4 alınmıştır ayrıca Augmented Lagrange temas algoritması kullanılmıştır.

4.8. Ön Aydınlatma Grubu Modal Analizleri

Ürünlerde titreşim kaynaklı problemlerin tespit edilebilmesi amacıyla öncelikle modal analizler gerçekleştirilerek olası problemler henüz daha tasarım esnasında tespit edilir ve gerekli iyileştirmeler yapılır. Bu amaç doğrultusunda henüz ilk tasarım üzerinde modal analiz gerçekleştirilmiş ve reflektör parçasında titreşim kaynaklı olası bir problemin ilerleyen aşamada ortaya çıkacağı tespit edilmiştir.

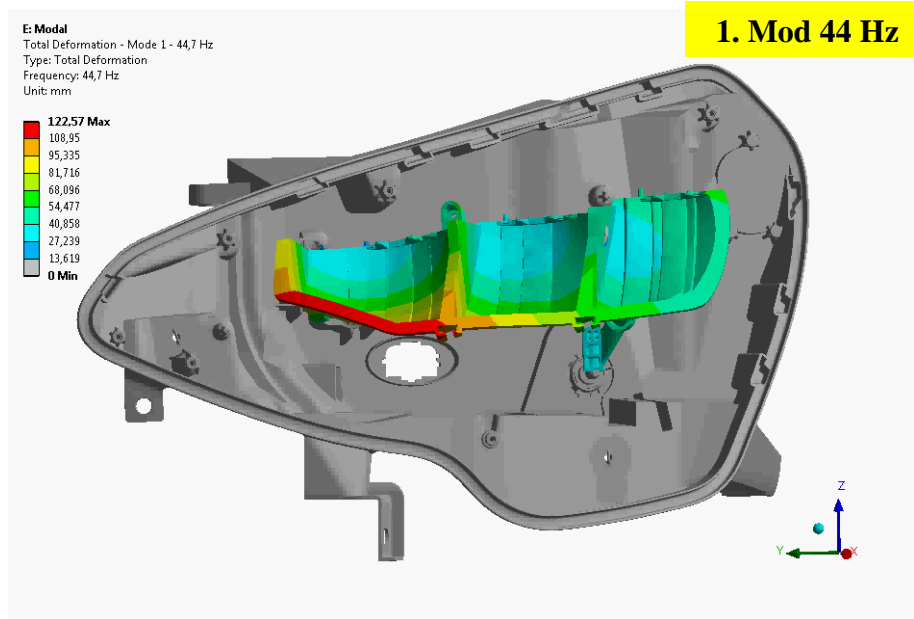
4.9. Metal Yaysız Ön Aydınlatma Grubu Modal Analiz Sonuçları

Ürün geliştirme aşamasında ilk olarak metal yaysız modal analiz çözümleri gerçekleştirilmiştir. Işık titremesi olayı baz alınarak ilk 6 moda ait frekans değerleri hesaplanmıştır. Standartlar gereği ışık titremesi için 10-50 Hz civarlarında kontroller yapılmaktadır bu nedenle çok yüksek doğal frekans değerleri ve mod şekilleri incelenmemiştir. İlk 6 moda ait rezonans frekansları Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. Metal yaysız modal analiz sonuçları

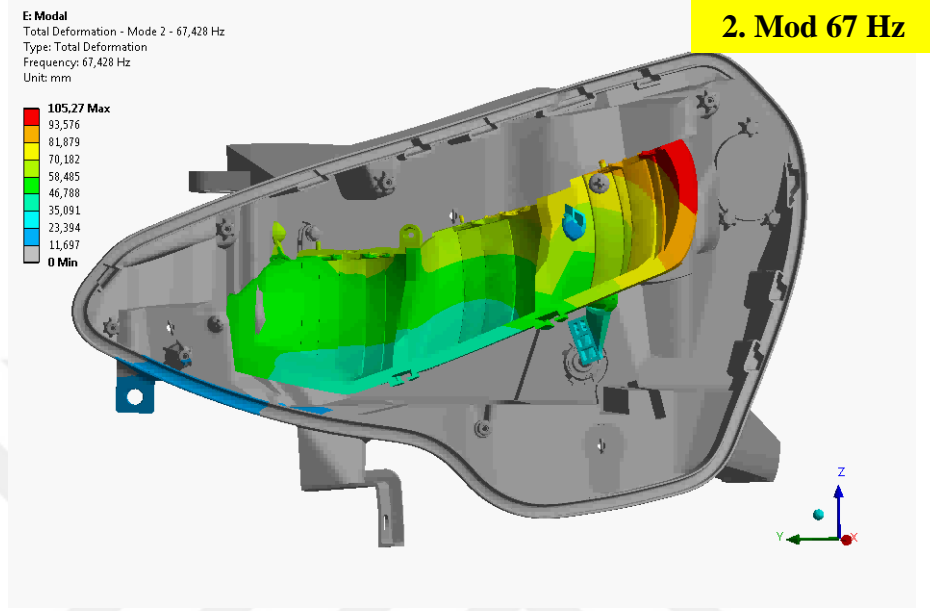
Mod Numarası	Frekans [Hz]
1	44,7
2	67,42
3	76,9
4	99,46
5	115,2
6	142,1

İlk rezonans frekansı 44 Hz çıkmıştır ve mod şekli Şekil 4.22'teki gibidir.

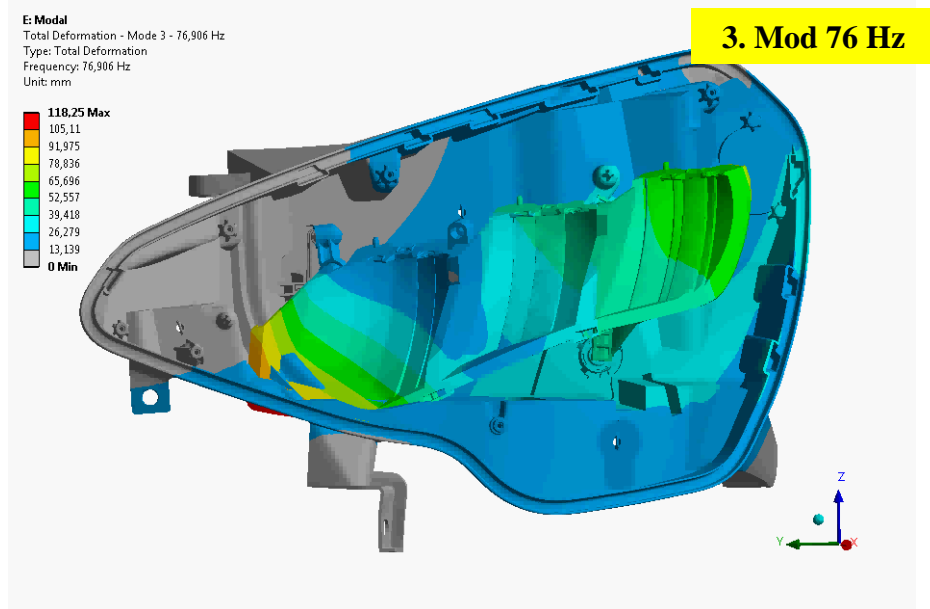


Şekil 4.22. Metal yaysız modal analiz sonucu 1.Mod şekli

Şekil 4.23'te 2.mod şekli ve rezonans frekansı görülmektedir. 76 Hz mertebesinde olan 3.mod şekli de Şekil 4.24'te görülmektedir.



Şekil 4.23. Metal yaysız modal analiz sonucu 2.Mod şekli



Şekil 4.24. Metal yaysız modal analiz sonucu 3.Mod şekli

Analiz sonuçlarına göre reflektöre ait ilk rezonans frekansının 44 Hz mertebesinde olduğu tespit edilmiştir. Bu değer istenilen sınır değerinin altında kalmaktadır buna bağlı olarak da üründe ışık titremesi olayı meydana gelme riski oldukça yüksektir. Yapılan analiz sonuçlarında rezonans frekanslarının düşük olması sebebiyle, reflektör ile gövde arasında sönümlenme elemanı olarak davranış gösterecek bir metal yay parçasının eklenmesine karar verilmiştir. Buna göre hedeflenen durum, metal yay hem reflektöre ait rezonans frekansını öteleyecek hem de Z ekseninde yapacağı salınım hareketinin genliğini azaltarak riski ortadan kaldıracaktır.

4.10. Metal Yaylı Ön Aydınlatma Grubu Modal Analiz Sonuçları

İlk analiz sonuçlarının hedeflenen frekans değerlerinin altında kalmasından ötürü metal yay parçasının kullanılması kararlaştırılmıştır. Buna göre reflektör ile gövde arasında metal yay kullanılarak reflektöre ait titreşim probleminin önüne geçilecektir. Önceki analizde kullanılan sonlu eleman modeline ek olarak metal yay eklenmiştir.

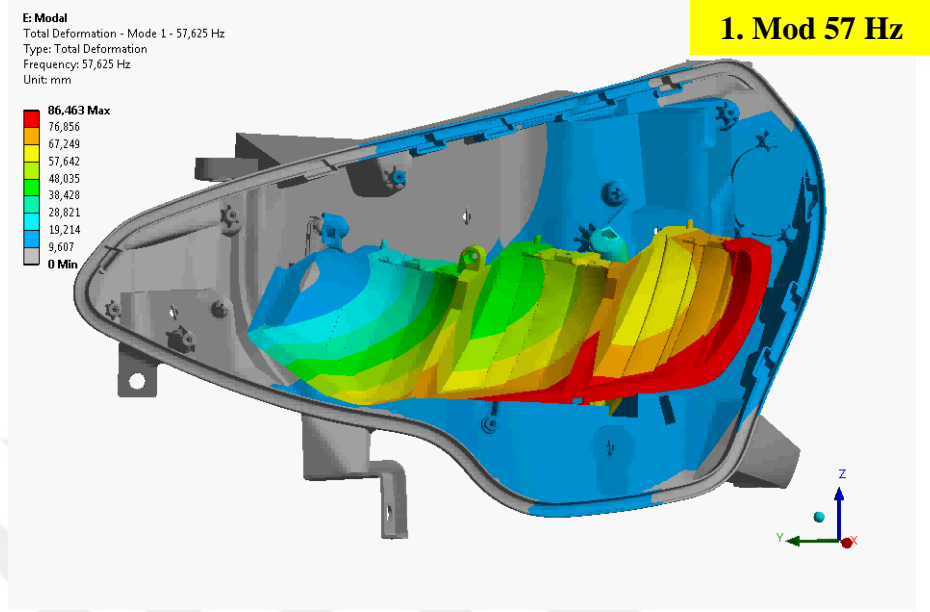
4.10.1. Rijit Bağlantılı Modal Analiz Sonuçları

Metal yayın temas durumu, “4.5. Metal Yayın Temas Durumu” bölümünde detaylı olarak açıklanmıştır. Modal analiz çözümlerinde iki farklı tipte bağlantı kullanılmıştır. İlk olarak temas durumu rijit (bonded contact) kabul edilerek çözümler gerçekleştirilmiştir. Daha önceki analizde olduğu gibi ilk 6 mod frekansları ve şekilleri incelenmiştir. (Çizelge 4.4).

Çizelge 4.4. Rijit Bağlantılı (Bonded Contact) Modal Analiz Sonuçları

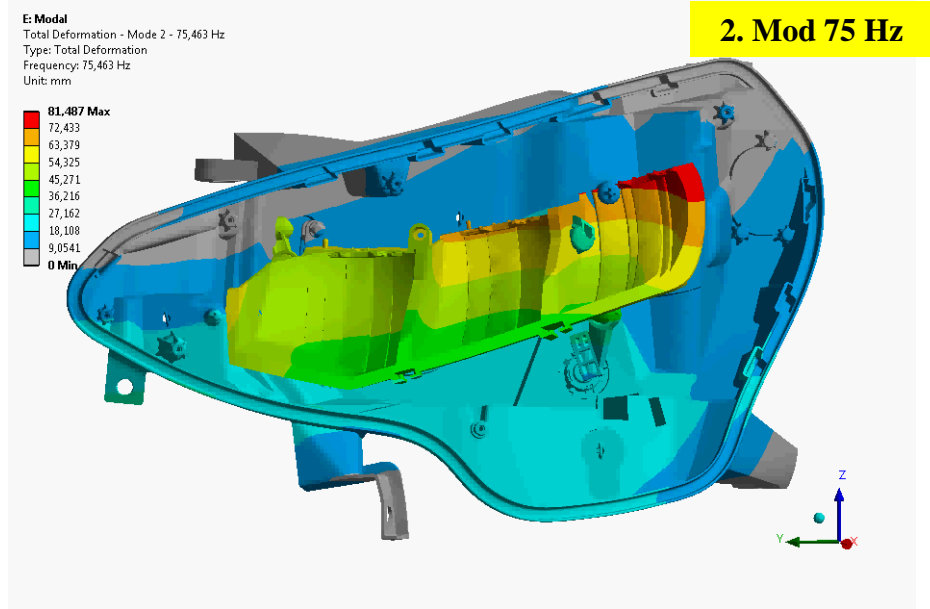
Mod Numarası	Frekans [Hz]
1	57,6
2	75,4
3	95,4
4	114,8
5	125,8
6	155,4

Rijit bağlantı ile yapılan modal analiz sonuçlarına göre ilk rezonans frekansı 57 Hz çıkmıştır. (Şekil 4.25).

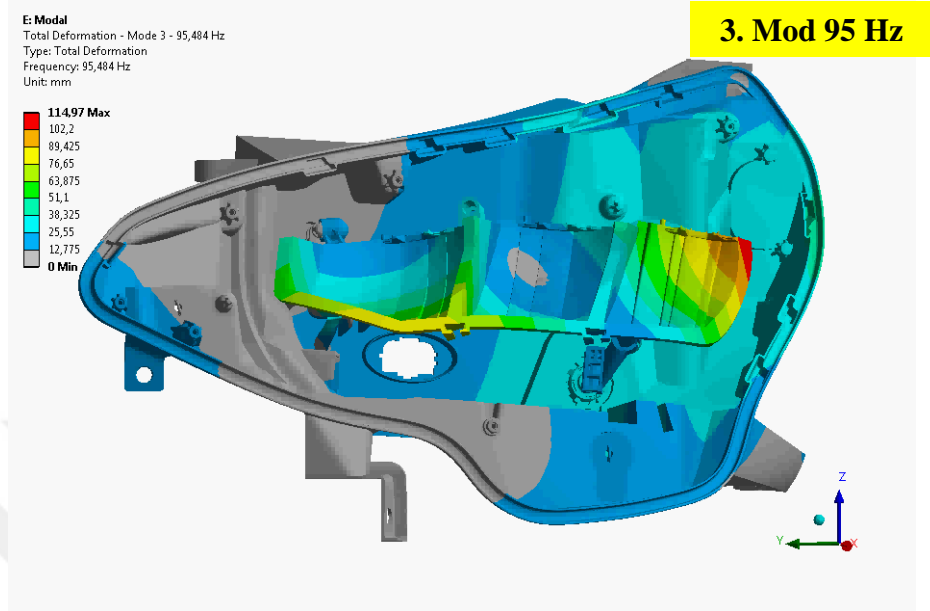


Şekil 4.25. Rijit bağlantılı modal analiz sonucu 1.Mod şekli

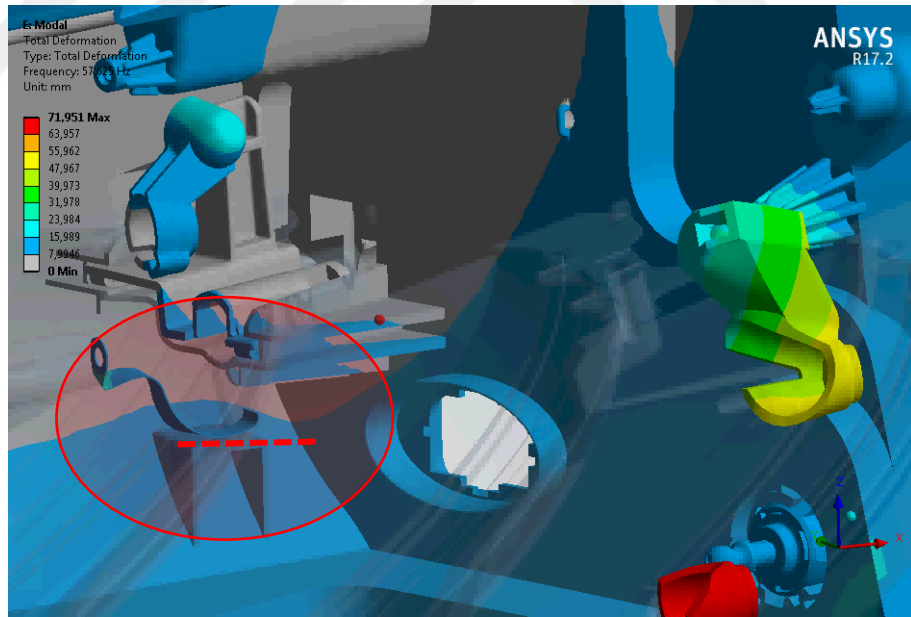
Rijit bağlantı ile yapılan modal analiz sonuçlarına göre ikinci rezonans frekansı 75 Hz çıkmıştır ve mod şekli Şekil 4.26'da görüldüğü gibidir. Ayrıca 3.mod şeklide Şekil 4.27'de görüldüğü gibidir.



Şekil 4.26. Rijit bağlantılı modal analiz sonucu 2.Mod şekli



Şekil 4.27. Rijit bağlantılı modal analiz sonucu 3.Mod şekli



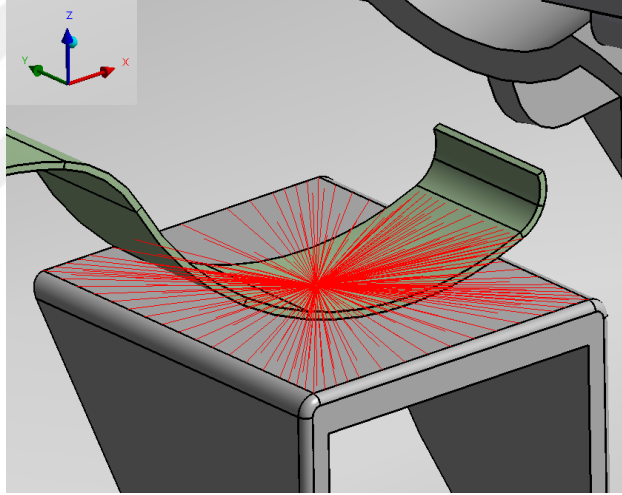
Şekil 4.28. Metal yay ve gövde temasının olduğu bölge

Şekil 4.28'de görülen temas bölgesinde yay ile gövde yüzeyleri arasında kayma bulunmamaktadır bu sebeple yayın etkisi gerçek koşullara göre daha fazladır. Buna bağlı olarak analizlerden elde edilen rezonans frekansları gerçek duruma göre daha yüksektir.

Rijit bağlantılı gerçekleştirilen modal analiz sonuçlarında ilk doğal frekans değeri 57 Hz olarak tespit edilmiştir. Reflektörün ilk doğal frekansı, ışık titremesi olayında limit değer olan 50 Hz' den daha yüksek bir değere metal yay ile çıkarılmıştır. Fakat burada ulaşılan değer doğruluğu tartışmalıdır. Çünkü önceden belirtildiği gibi metal yay ile gövde yüzeyleri arasında hareket bulunmamaktadır ve bu durum bu bölgedeki direngenliği olağandan fazla hesaplanmasına sebebiyet vermektedir. Bu sebeple bağlantı türü değiştirilerek analizler tekrarlanmıştır.

4.10.2. Esnek Bağlantılı Modal Analiz Sonuçları

Analiz sonuçlarının doğruluğunu artırmak amacıyla esnek bağlantılı modal analiz çözümleri gerçekleştirilmiştir. X ve Y ekeni için daha önceden yapılan sıkıştırma ve kayma analizleri ile elde edilen tanjant direngenlikleri, esnek bağlantı içerisinde direk olarak kullanılarak, rijit temas modeli yerine direngenlik içeren model kullanılmıştır.



Şekil 4.29. Metal yay ve gövde temasının esnek bağlantılı modellenmesi

Şekil 4.29'da görüldüğü gibi yay ve gövde yüzeyleri arasında rijit temas kaldırılarak direngenlik içeren esnek bağlantı tanımlanmıştır. Esnek bağlantı için X ve Y eksenlerinde yalnızca öteleme direngenlik değerleri kullanılmış olup, Z ekseninde hem öteleme hem dönme durumu, X ve Y eksenini için dönme durumları rijit kabul edilerek yüksek direngenlik katsayıları modelde tanımlanmıştır. (Çizelge 4.5). Yapılan bağlantı hakkında detaylı bilgi “4.5. Metal Yayın Temas Durumu” isimli bölümde bulunabilir.

Çizelge 4.5. Esnek bağlantı için analizde kullanılan direngenlik katsayıları

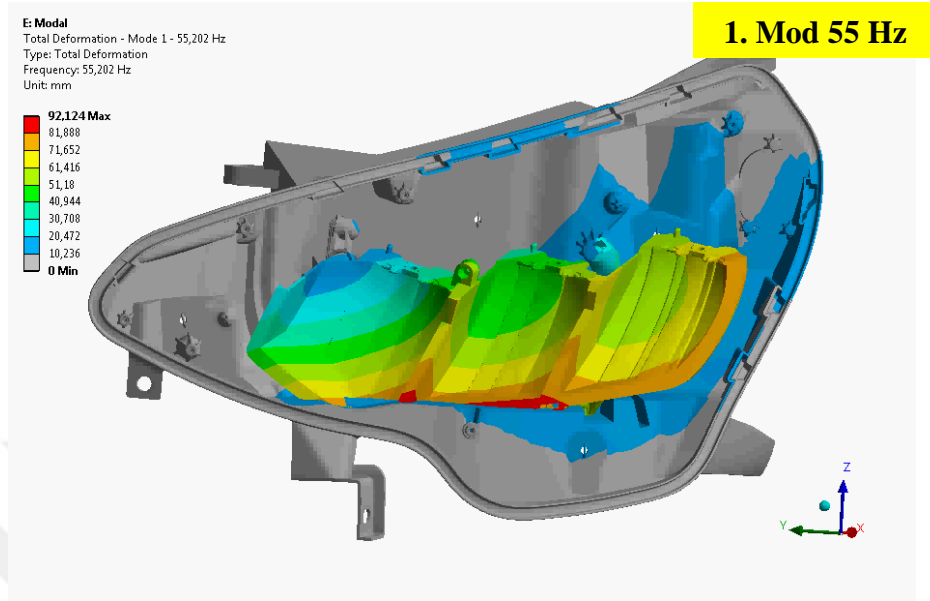
Stiffness Coefficients			
Stiffness	Per Unit X (mm)	Per Unit Y (mm)	Per Unit Z (mm)
Δ Force X (N)	90,		
Δ Force Y (N)	0,	15,	
Δ Force Z (N)	0,	0,	1,e+010
Δ Moment X (N-mm)	0,	0,	0,
Δ Moment Y (N-mm)	0,	0,	0,
Δ Moment Z (N-mm)	0,	0,	0,

Çizelge 4.6. Esnek bağlantılı modal analiz sonuçları

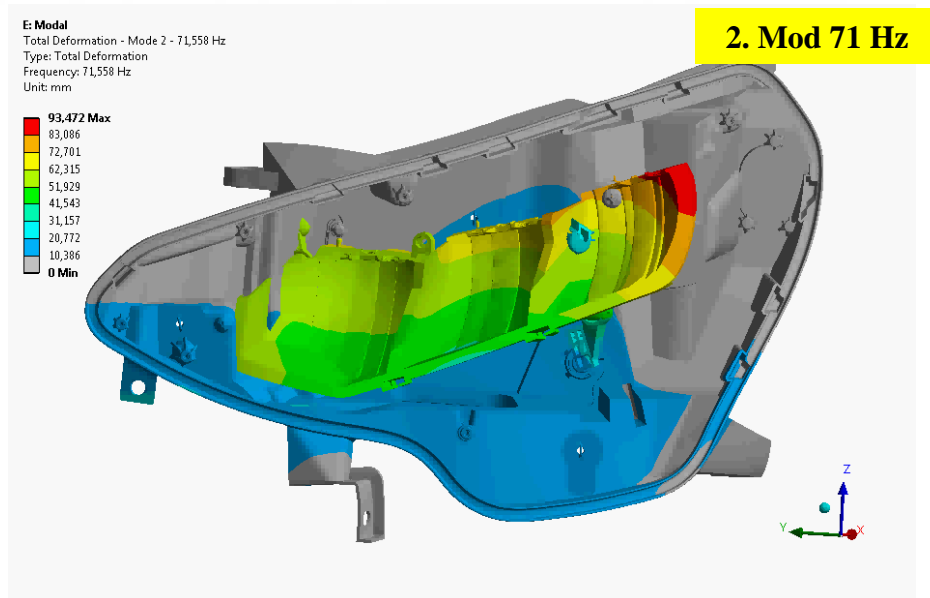
Mod Numarası	Frekans [Hz]
1	55,2
2	71,5
3	89,0
4	112,4
5	121,4
6	153,3

Esnek bağlantıyla yapılan analiz sonuçlarında ilk rezonans frekans değeri 55 Hz çıkmıştır. (Çizelge 4.6). Rijit bağlantıyla gerçekleştirilen analiz sonucuna göre 2 Hz'lik bir azalma olmuştur. (Şekil 4.30). Ancak diğer rezonans frekanslarındaki fark daha fazladır. Yapılan analizler sonrasında en doğru çözümü elde etmek amacıyla doğrusal olmayan zaman bağlı analiz gerçekleştirip sonuçlar karşılaştırılmıştır.

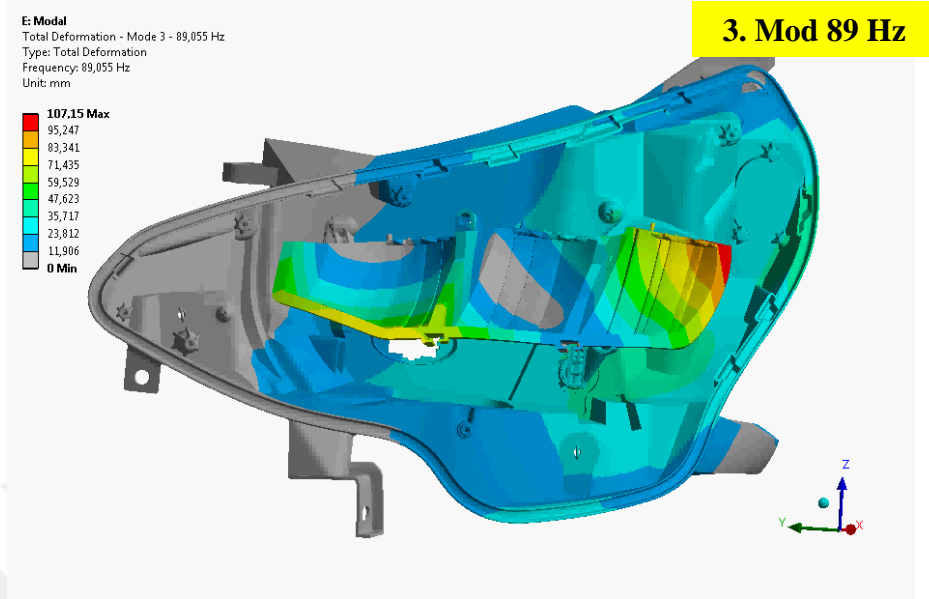
Şekil 4.31’de esnek bağlantılı analize ait 2.mod frekans değeriyle birlikte mod şekli gösterilmiştir. 3.moda ait rezonans frekansı ve mod şekli Şekil 4.32’de görülmektedir.



Şekil 4.30. Esnek bağlantılı modal analiz sonucu 1.Mod şekli



Şekil 4.31. Esnek bağlantılı modal analiz sonucu 2.Mod şekli



Şekil 4.32. Esnek bağlantılı modal analiz sonucu 3.Mod şekli

Yapılan analizlere ait tüm sonuçların karşılaştırılması Çizelge 4.7’de verilmiştir. Buna göre metal yay ekli modellerde birinci doğal frekans değerlerinde kayda değer artış gözlemlenmiştir.

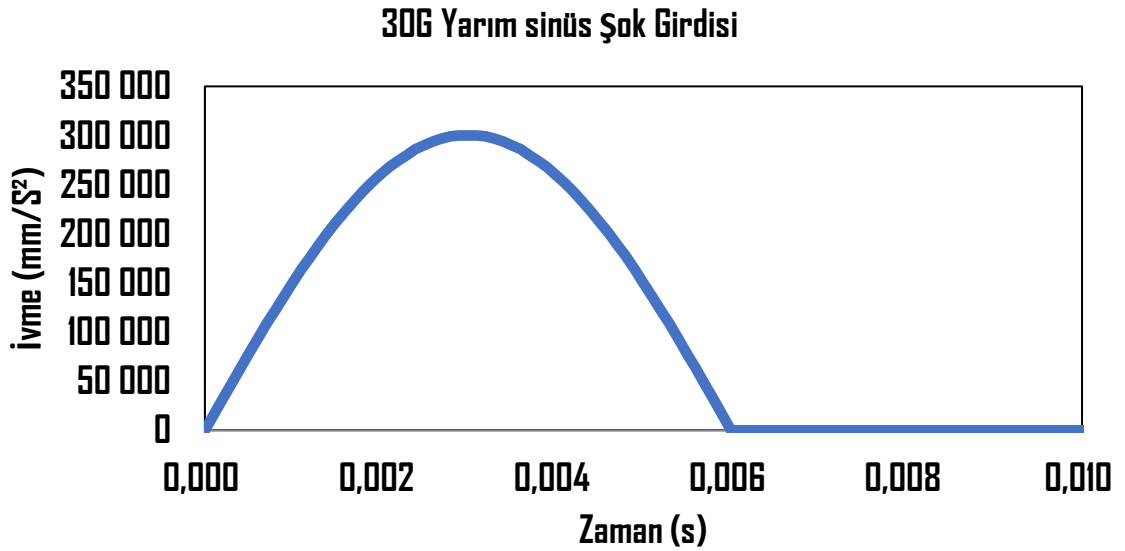
Çizelge 4.7. Modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Modal Analiz Yay eklenmemiş		Modal Analiz Yay eklenmiş – bağlantısı rijit (bonded contact)			Modal Analiz Yay eklenmiş – bağlantısı esnek (bushing joint)		
Mod	Frekans [Hz]	Frekans [Hz]	Fark [Hz]	Fark %	Frekans [Hz]	Fark [Hz]	Fark %
1	44,7	57,62	12,92	28,9	55,2	10,5	23,5
2	67,42	75,46	8,04	11,9	71,55	4,13	6,1
3	76,9	95,48	18,58	24,2	89,05	12,15	15,8
4	99,46	114,8	15,34	15,4	112,4	12,94	13,0
5	115,2	125,8	10,6	9,2	121,4	6,2	5,4
6	142,1	155,4	13,3	9,4	153,3	11,2	7,9

4.11. Ön Aydınlatma Grubu Doğrusal Olmayan Zamana Bağlı Şok Analizi

Bundan önce yapılan modal analizlerin sonuçlarını gerçeğe en yakın sonuç ile kıyaslamak ve doğrulamak adına doğrusal olmayan zamana bağlı şok analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analiz yönteminde sürtünme davranışını içeren temas modeli kullanılabilir. Ancak bu yöntemde çözümün yakınsayıp sonuca ulaşması uzun süreler almakta olup bazı problemlerin yakınsamama durumları da oldukça sık karşılaşılmaktadır. Çözüm sonrası oluşan dosya boyutları da doğrusal modal çözümlere göre oldukça fazladır. Bu sebeple iş akışında bu tip çözümlerin kullanılması zaman ve uygulanabilirlik açısından uygun değildir. Bu yüzden esnek bağlantılı doğrusal modal analiz sonuçlarıyla bu analizin sonuçları tutarlılık göstermesi hedeflenmiş ve daha sonraki çalışmalarda, bu analiz yerine daha uygulanabilir olan esnek bağlantılı modal analizin kullanılması öngörülmüştür.

Şekil 4.33'deki şok girdisi kullanılarak sistem tahrik edilmiştir. Analizde kullanılan zaman adımı da Denklem 4.1'deki formüle göre belirlenmiştir. Sönüm katsayısı nümerik olarak program kontrollü uygulanmıştır. Kayma analizlerinde olduğu gibi sürtünme katsayısı 0,4 alınmış olup temas formülasyonu Augmented Lagrange seçilmiştir.

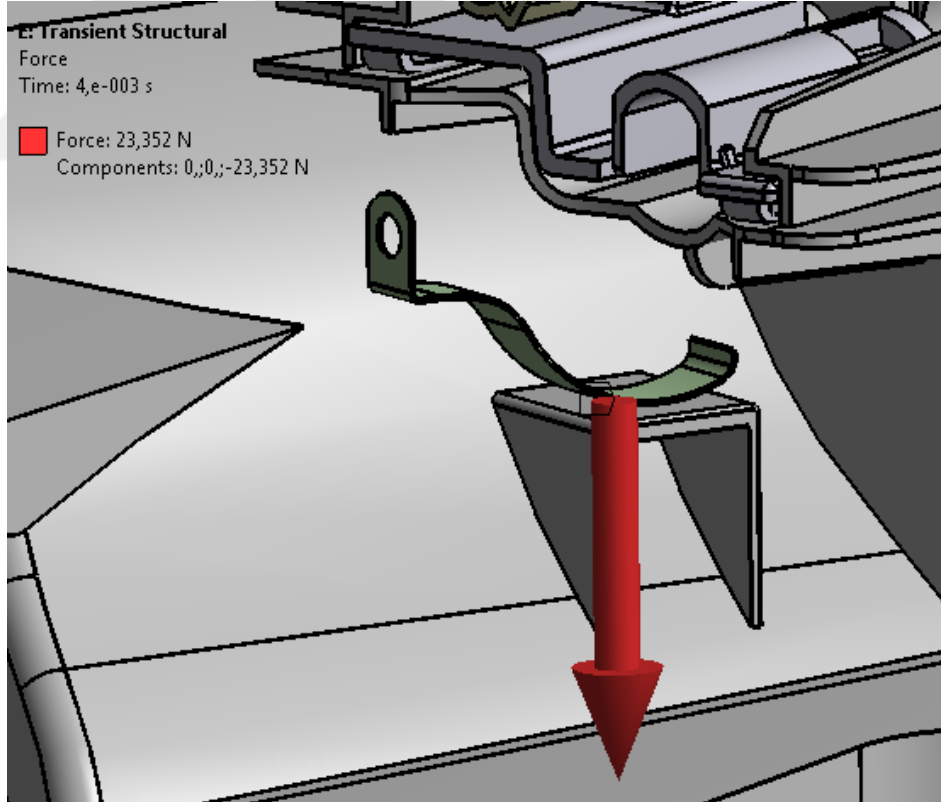


Şekil 4.33. 30G Yarım sinüs şok girdisi

Ayrıca zamana bağlı analiz yapıldığı için ve yaklaşık 150 Hz'ye kadar olan tepkileri görebilmek adına aşağıdaki formülasyona göre zaman adımı belirlenmiştir.

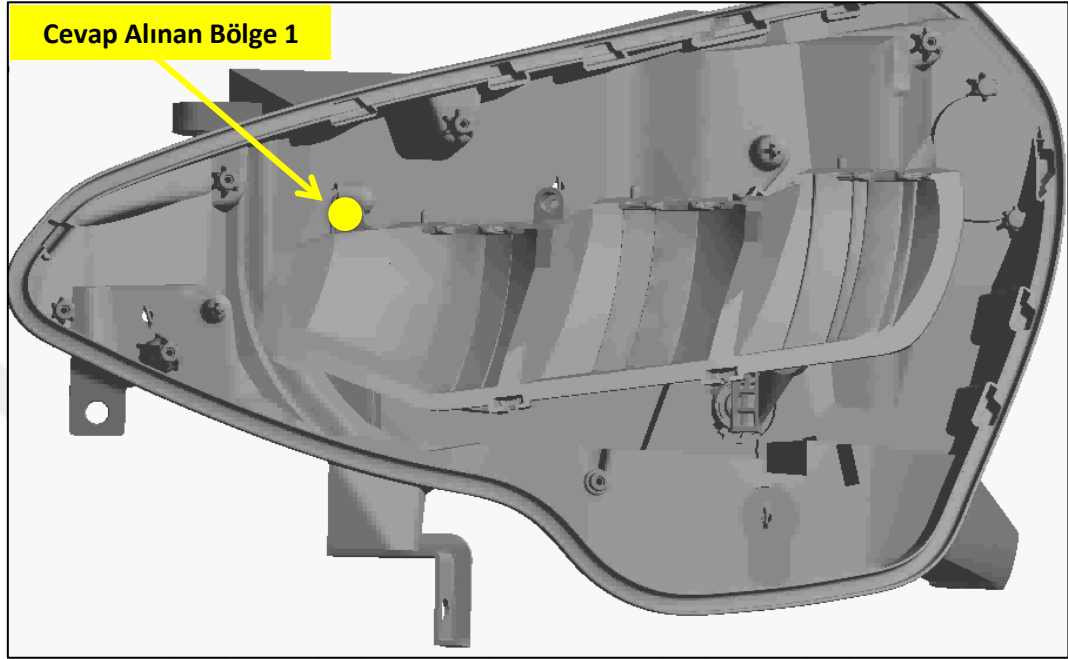
$$\Delta_{zaman} = \frac{1}{20 \times \text{ilgilenilen maksimum frekans}} \quad (4.1)$$

Kurulan sonlu eleman modelinde, metal yayın çalışma pozisyonuna ait geometrisi, sıkıştırma analizi sonunda çalışma konumuna gelen modelin .stl formatında dışarı çıkarılmasıyla elde edilmiştir. Ayrıca çalışma konumunda ön yüklemesi olan yaya sıkıştırma analizinden elde edilen reaksiyon kuvveti, Şekil 4.34'te görüldüğü gibi, yük olarak tanımlanarak, metal yüzeyinin gövde yüzeyinden ayrılmasının önüne geçilmiştir. Aksi durumda şok etkisi uygulandığında, sürtünme içeren temas modeli, yüzey normal ekseninde herhangi bir etki göstermediğinden yüzeylerin birbirinden ayrılarak analizin yakınsamamasına neden olmaktadır.

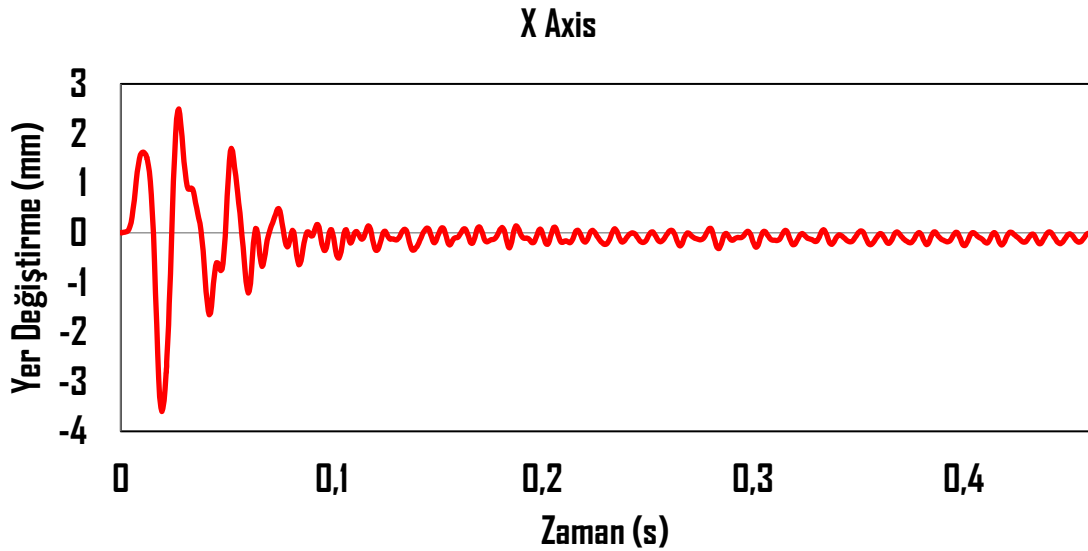


Şekil 4.34. Sıkıştırma sonrası oluşan reaksiyon kuvvetinin gövde yüzeyine uygulanması

Yapılan analiz sonrasında yaklaşık yarım saniyelik yer değiştirme cevap verisi reflektörün maksimum hareket eden bölgelerinden X, Y ve Z eksenlerinde ayrı ayrı toplanmıştır. Buna göre ilk olarak Şekil 4.35'te gösterilen birinci bölgeden analiz sonucu alınmıştır. Şekil 4.36'da X eksenine yer değiştirme-zaman eğrisi gösterilmiştir.

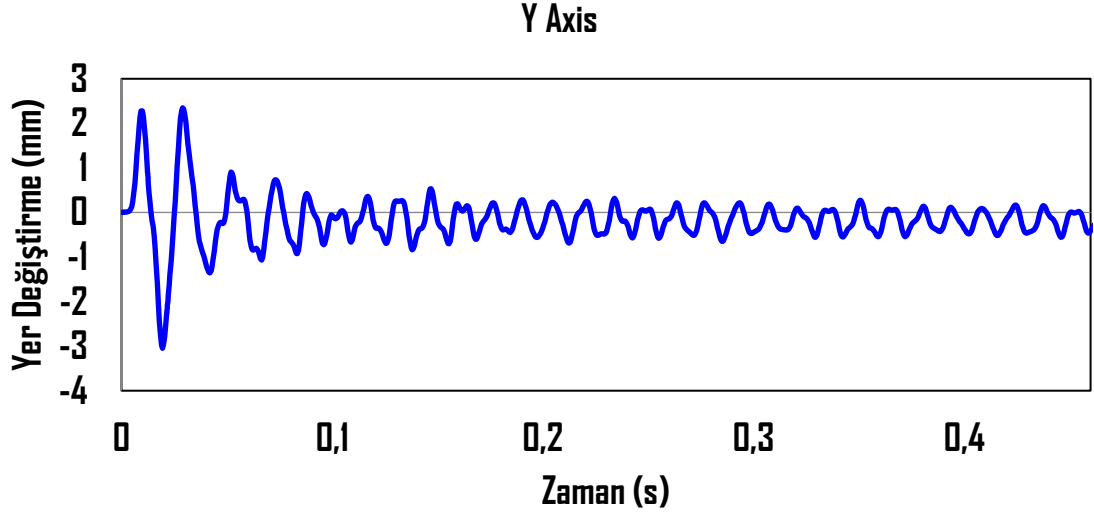


Şekil 4.35. Analiz sonrası yer değiştirme verisi toplanan 1.bölge



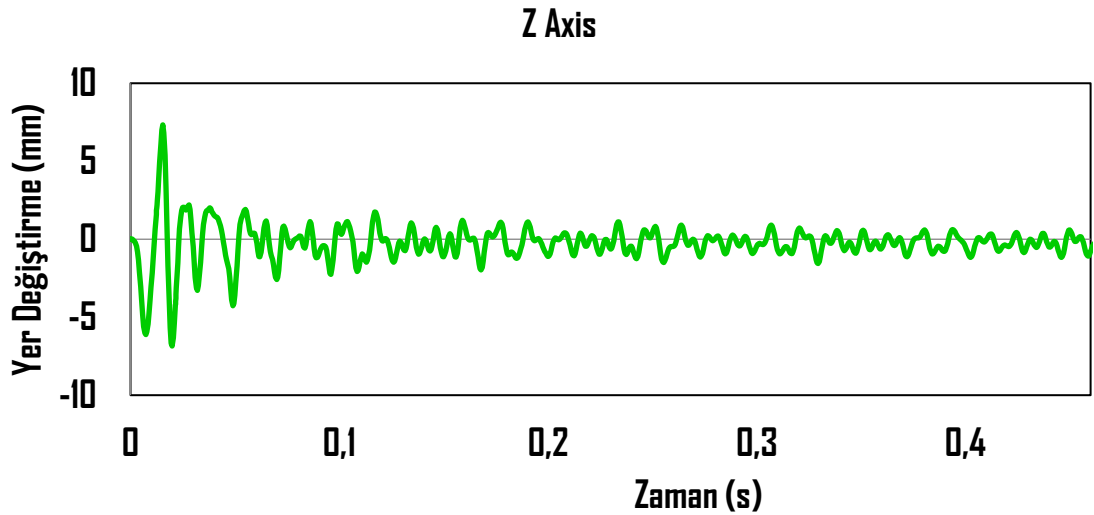
Şekil 4.36. X ekseninde 1.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi

Şekil 4.37’de Y eksenine ait zamana bağlı yer değiştirme eğrisi gösteriştir. Maksimum yer değiştirme 2 mm civarında mininumum ise -3 mm civarında tespit edilmiştir.



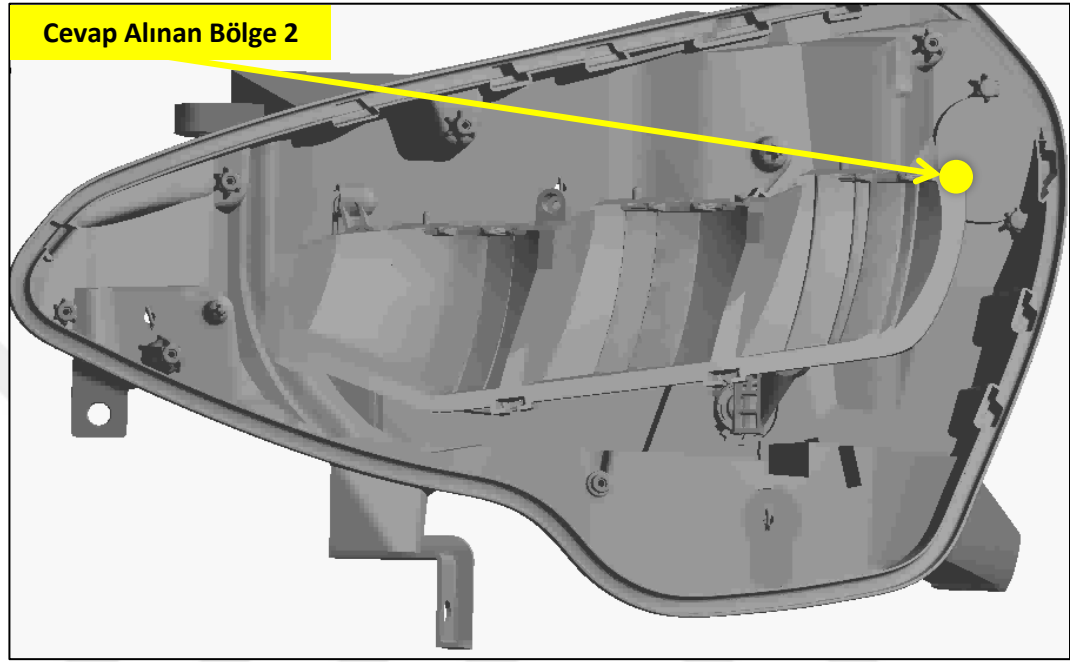
Şekil 4.37. Y ekseninde 1.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi

Şekil 4.38’de Z eksenine ait zamana bağlı yer değiştirme eğrisi gösteriştir. En yüksek genlik bu eksende gerçekleşmiştir. Analizde uygulanan ivme Z ekseninde olduğu için bu sonuç beklenen bir sonuçtur.

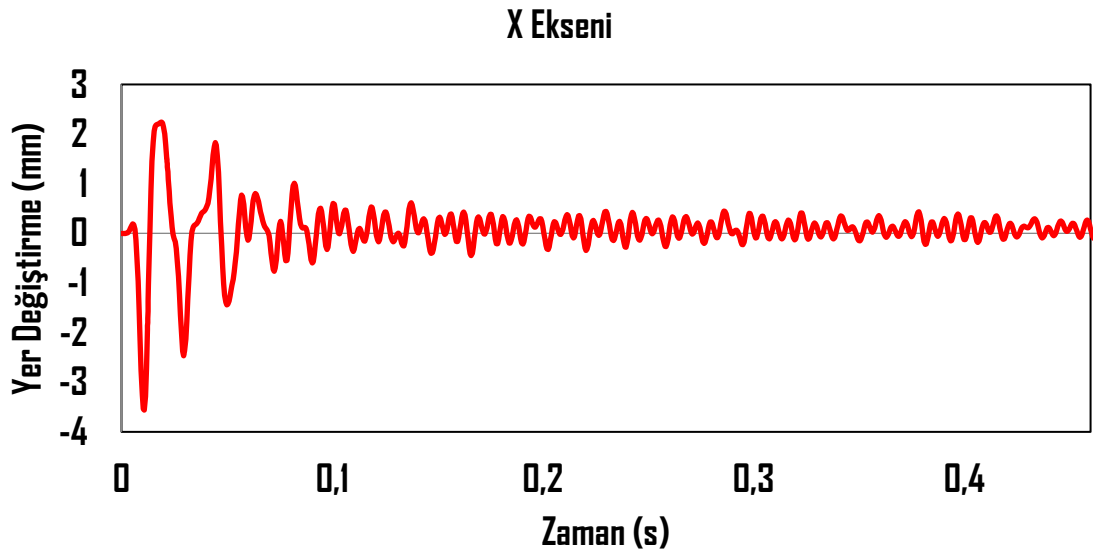


Şekil 4.38. Z ekseninde 1.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi

Tüm doğal frekansların, zaman verisi kullanılarak hızlı fourier dönüşümü ile tespit edilebilmesi amacıyla reflektör üzerinde başka bir noktadan da sonuç alınmıştır. (Şekil 4.39). Buna göre X ekseninde zamana bağlı yer değiştirme eğrisi Şekil 4.40'da gösterilmiştir.

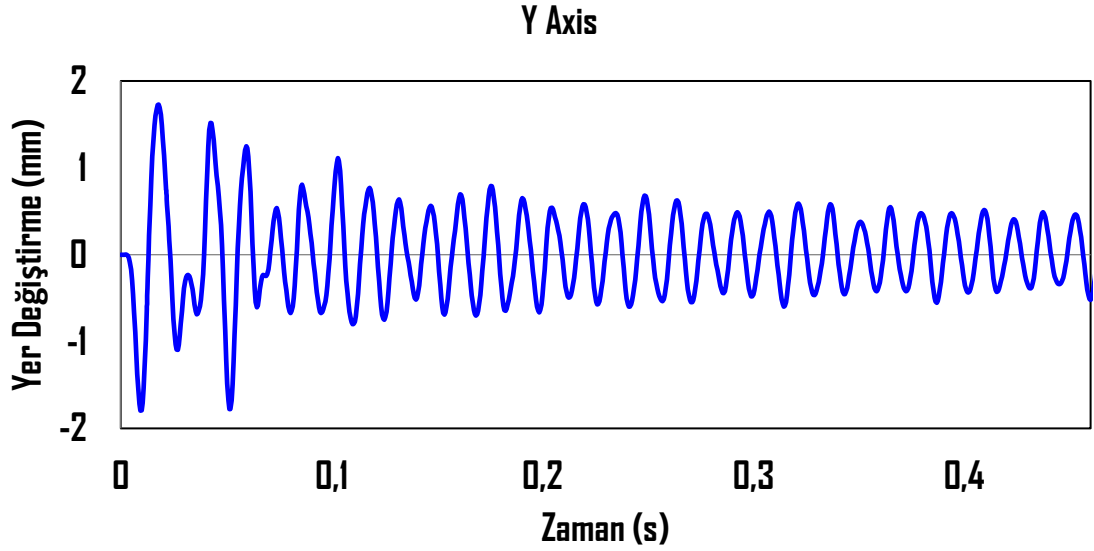


Şekil 4.39. Analiz sonrası yer değiştirme verisi toplanan 2.bölge



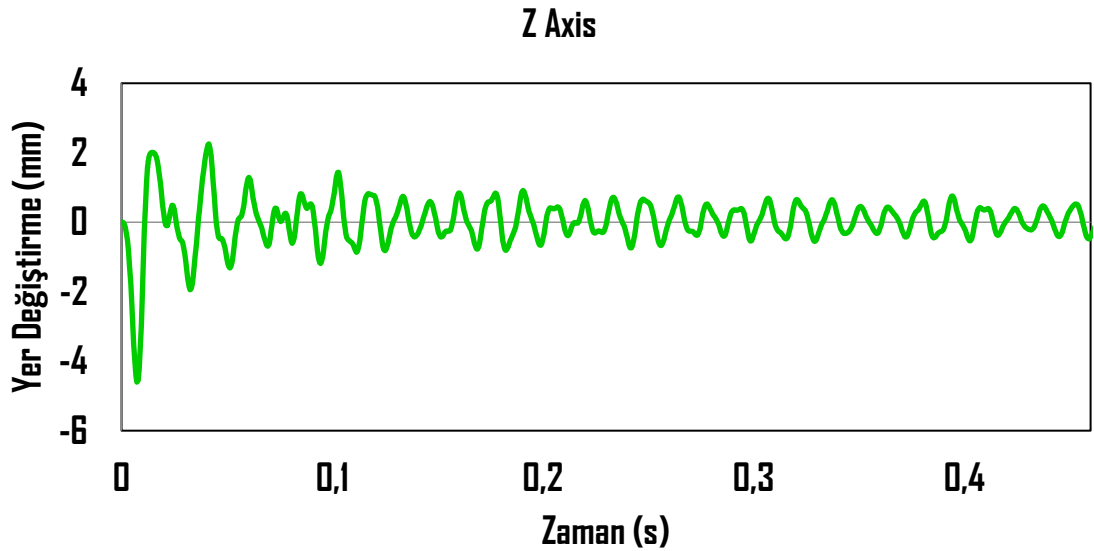
Şekil 4.40. X ekseninde 2.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi

Y ekseninde alınan cevaba ait sonuçlar ise Şekil 4.41’de paylaşılmıştır. İlk anlarda şok girdisinin yüksek genliği sebebiyle alınan cevaba ait sonuçlarda tepe yapmıştır. Ancak zamanla sönüm etkisi ile titreşim azalmıştır.



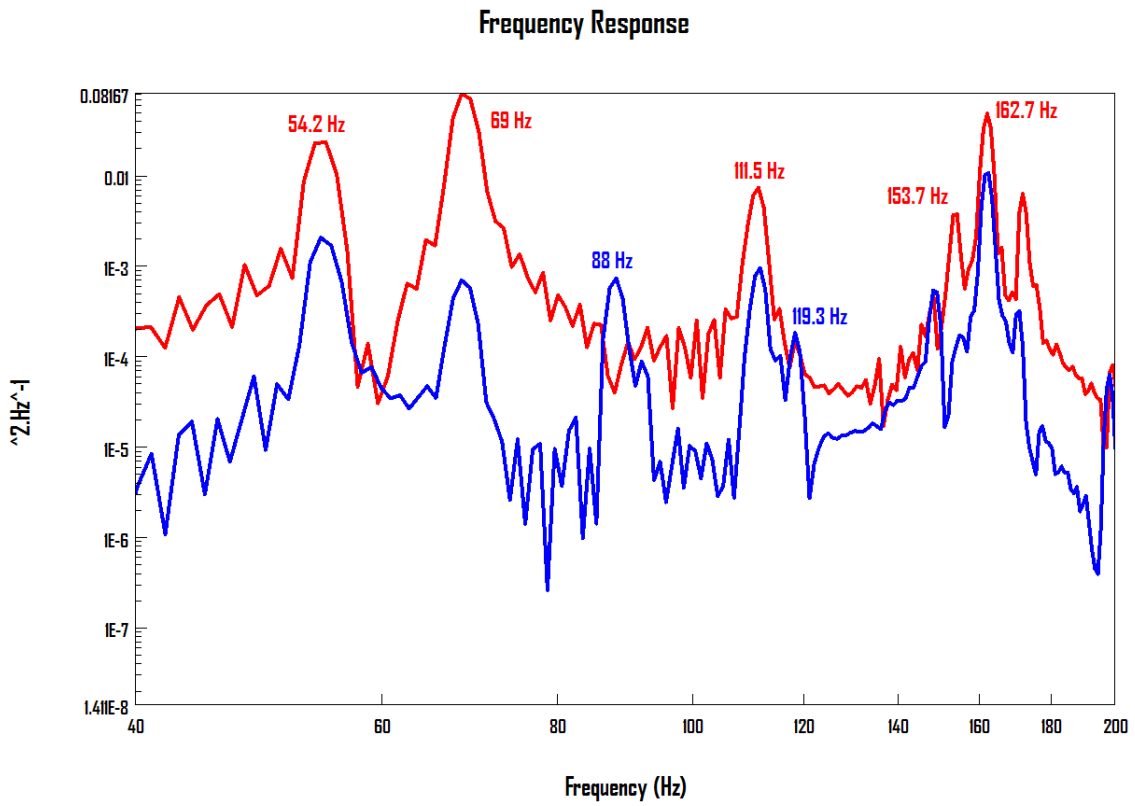
Şekil 4.41. Y ekseninde 2.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi

Z ekseninde alınan zamana bağlı yer değiştirme sonuçları ise Şekil 4.42’de gösterilmiştir. Buna göre yine en yüksek genlik değerine Z ekseninde ulaşılmıştır.



Şekil 4.42. Z ekseninde 2.bölgeden zamana bağlı yer değiştirme verisi

Alınan sonuçlar zaman alanında oldukları için yapıya ait rezonans frekanslarını çıkarmak için hızlı Fourier dönüştürme işleminin yapılması gerekmektedir. Hızlı Fourier dönüşümü zaman alanında toplanan verinin frekans alanına geçirmekte kullanılan matematiksel bir işlemidir. Farklı frekanslarda toplanan verileri ayrıştırarak hangi frekans değerinde ne kadar genlikte bir titreşim olduğunu göstermektedir. Alınan veri işlenerek Şekil.4.43'teki gibi frekans alanında cevaplar görülmektedir. Hızlı Fourier dönüşümü nCode® yazılımında gerçekleştirilmiştir. Dönüşüm yapıldıktan sonra ortaya çıkan eğriler üzerinde tepe noktalar seçilerek rezonans frekansları tespit edilmiştir.



Şekil 4.43. Hızlı fourier dönüşümünden çıkarılan frekans cevabı

Fourier dönüşümleri yapıldıktan sonra frekans alanında sonuçlar Şekil 4.43'deki gibidir. Dönüşümler tüm eksenlerde yapılarak kontrol edilmiştir. Z ekseninde tüm frekansların tepe noktaları yakalanabildiği için sonuçlarda Z ekseninde toplanan yer değiştirme eğrileri kullanılmıştır. Buna göre doğrusal olmayan şok analiz sonuçlarına uygulanan fourier dönüşümünden tespit edilen rezonans frekansları Çizelge 4.8'deki gibidir.

Çizelge 4.8. Doğrusal olmayan şok analizi FFT dönüşümü sonuçları

Mod Numarası	Frekans [Hz]
1	54,2
2	68,6
3	88,3
4	111,5
5	119,3
6	153,8

Çizelge 4.9. Tüm sonuçların karşılaştırılması

Modal Analiz Yay eklenmemiş				Modal Analiz Yay eklenmiş – bağlantısı rijit (bonded contact)			Modal Analiz Yay eklenmiş – bağlantısı esnek (bushing joint)			Doğrusal Olmayan Zamana Bağlı Şok Analizi
Mode	Frekans [Hz]	Fark [Hz]	Fark %	Frekans [Hz]	Fark [Hz]	Fark %	Frekans [Hz]	Fark [Hz]	Fark %	Frekans [Hz]
1	44,7	-9,5	-17,5	57,62	3,4	6,3	55,2	1,0	1,8	54,2
2	67,42	-1,2	-1,7	75,46	6,9	10,0	71,55	3,0	4,3	68,6
3	76,9	-11,4	-12,9	95,48	7,2	8,1	89,05	0,8	0,8	88,3
4	99,46	-12,0	-10,8	114,8	3,3	3,0	112,4	0,9	0,8	111,5
5	115,2	-4,1	-3,4	125,8	6,5	5,4	121,4	2,1	1,8	119,3
6	142,1	-11,7	-7,6	155,4	1,6	1,0	153,3	-0,5	-0,3	153,8

Intel Xeon CPU E5-2650 v2@2.60 GHz 16 Cores 128 GB RAM Workstation HP Z820	Yay Elemanı Sıkıştırma Analizleri	Yay Elemanı Kayma Analizleri	Modal Analiz Yay eklenmiş – bağlantısı esnek (bushing joint)	Doğrusal Olmayan Zamana Bağlı Şok Analizi
Modelleme Süresi[dk]	10	20	30	30
Çözüm Süresi[dk]	3	30	5	3000
Sonuçları Görüntüleme[dk]	3	15	5	30
Toplam Süre[dk]	16	65	40	3060
<p>-5% <Kabul Aralığı< +5% Modal analiz sonuçları, doğrusal olmayan zamana bağlı şok analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.</p> <p>Toplam Süre~ 2 Saat Sabit Diskte Kullanılan Yer~ 10 GB</p> <p>Toplam Süre~ 50 Saat Sabit Diskte Kullanılan Yer~ 400 GB</p>				

Doğrusal olmayan analizler her zaman çözüm vermeyebilir, yakınsama problemleri oluşabilir ayrıca zamana bağlı olduklarında çözüm dosyası boyutları aşırı büyük olabilmektedir. Bu çalışmada ön aydınlatma grubu içinde bulunan gövde ile yansıtıcı arasında kullanılan titreşim genliğini düşürmeye yarayan yay elemanının sonlu elemanlarla modellenmesi incelenmiş olup sürtünme durumu doğrusal hale getirilmiştir. Bu işlem yay üzerindeki sürtünme olayının tanjant direnç katsayıları hesaplanarak modal analiz çözümlerinde kullanılmasıyla sağlanmıştır. Modal analiz rezonans frekans sonuçları, doğrusal olmayan zamana bağlı şok analizinden alınan cevap titreşimlerinin hızlı fourier dönüşümü ile frekans alanına geçerek tepe bölgelerdeki frekans değerleriyle karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda yayın sürtünme durumunun direnç katılarak gerçekleştirilmesi, şok analiz sonuçlarıyla türetilen frekans değerlerine daha yakın frekans değerleri elde etmemizi sağlamıştır. Böylece modal analiz çözümlerinde sürtünme içeren durumları daha doğru şekilde modellememize yarayacak bir teknik türetilmiştir.

Çizelge 4.9'da görüldüğü gibi sürtünme içeren doğrusal olmayan zamana bağlı dinamik analiz çözümü yaklaşık 50 saat sürmüş olup 400 GB çözüm dosyası ile sabit diskte oldukça fazla yer kaplamıştır. Bunun yerine dirençlikleri önceden gerçekleştirilen kayma analizleriyle tespit edilen bağlantı kullanılarak gerçekleştirilen doğrusal modal analizin tüm çözüm süreci yaklaşık 2 saat sürmüş bilgisayarda da 10 GB alan kaplamıştır.

4.12. Analiz Sonuçları ile Test Sonuçlarının Karşılaştırılması

Modal analizde kayma durumuna yönelik bir esnek bağlantı geliştirildikten sonra prototip model üzerinde test çalışmaları yapılarak analizler, test çalışmalarıyla doğrulanmıştır. Ancak ürün geliştirme çalışmaları devam ettiği için, tasarımda değişiklikler meydana gelmiştir. Bu sebeple daha önce yapılan modal analizler yaylı ve yaysız olarak yeni geometriler ile tekrarlanarak test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

4.12.1. Güncel Tasarım Yaysız Modal Analiz Sonuçları

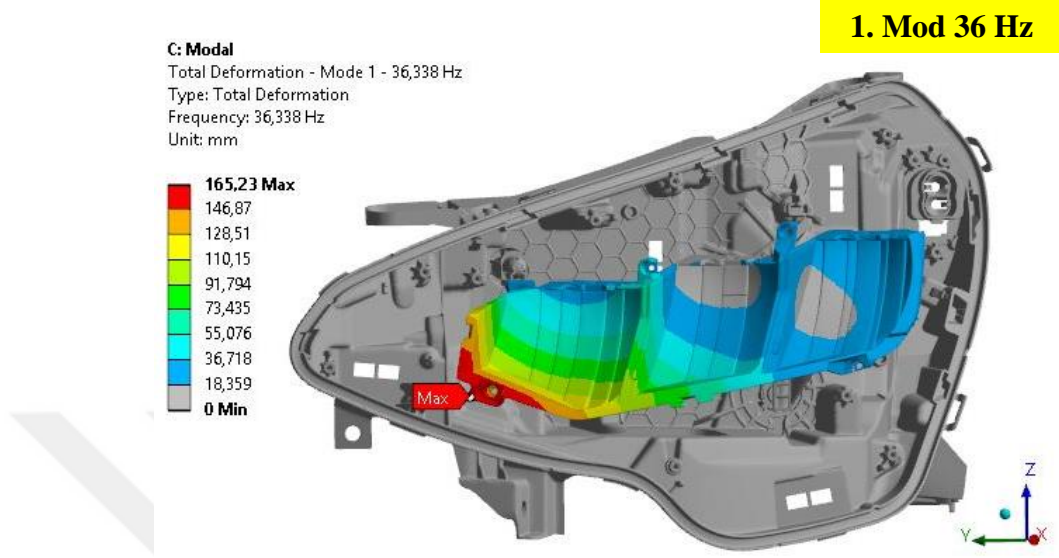
Çalışma süresi boyunca geçen zamanla geometri üzerinde değişiklikler geldiği için analiz sonuçlarında değişik olasıdır. Özellikle gövde bağlantı kulaklarında yapılan zayıflatma çalışmaları ve ayrıca reflektörün gövdeye bağlantısını sağlayan bir mafsalda ki değişim sebebiyle frekans değerlerinde azalma öngörülmüştür. Analizlerde aynı parçaların güncel geometrileri kullanılmıştır.

Çizelge 4.10. Metal yaysız modal analiz sonuçları

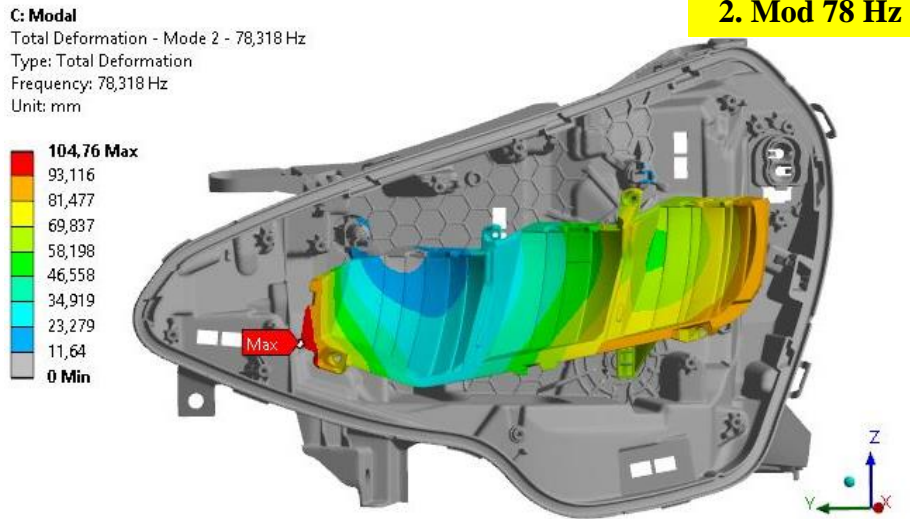
Mod Numarası	Frekans [Hz]
1	36,3
2	78,3
3	95,2
4	112,8
5	128,0
6	156,6

Çizelge 4.10'da görüldüğü gibi özellikle ilk doğal frekansında kayda değer düşüş meydana gelmiştir. Çalışma başında yapılan analizler stil geometriler üzerinden yapıldığı için bu sonuçlar beklenen sonuçlardır. Metal yay modelde kullanılmadığında ilk doğal frekans değerleri istenilen seviyede değildir. Şekil 4.44'te güncel modelin yay bulunmayan haline ait frekans değeriyle mod şekli gösterilmiştir.

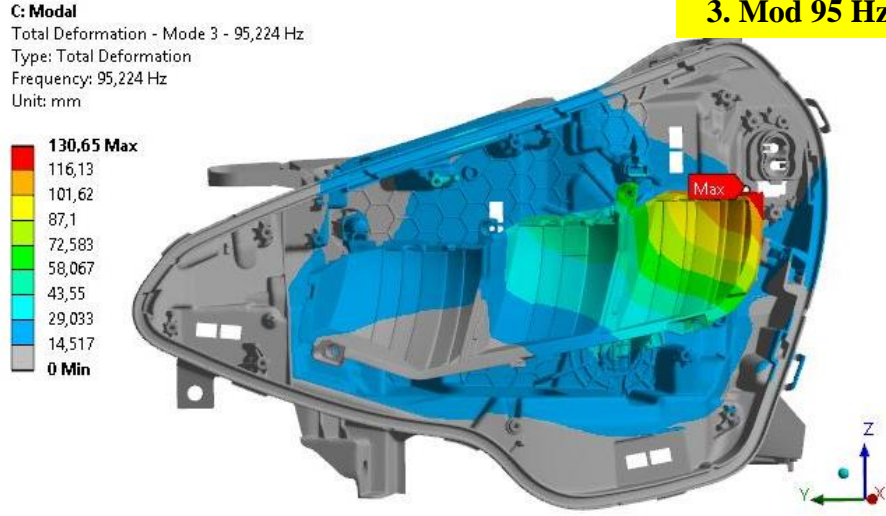
Şekil 4.45 ve Şekil 4.46’da yay bulunmayan güncel modele ait diğer rezonans frekansları ve mod şekilleri paylaşılmıştır.



Şekil 4.44. Metal yaysız modal analiz sonucu 1.Mod şekli



Şekil 4.45. Metal yaysız modal analiz sonucu 2.Mod şekli



Şekil 4.46. Metal yaysız modal analiz sonucu 3.Mod şekli

4.12.2. Güncel Tasarım Yaylı Modal Analiz Sonuçları

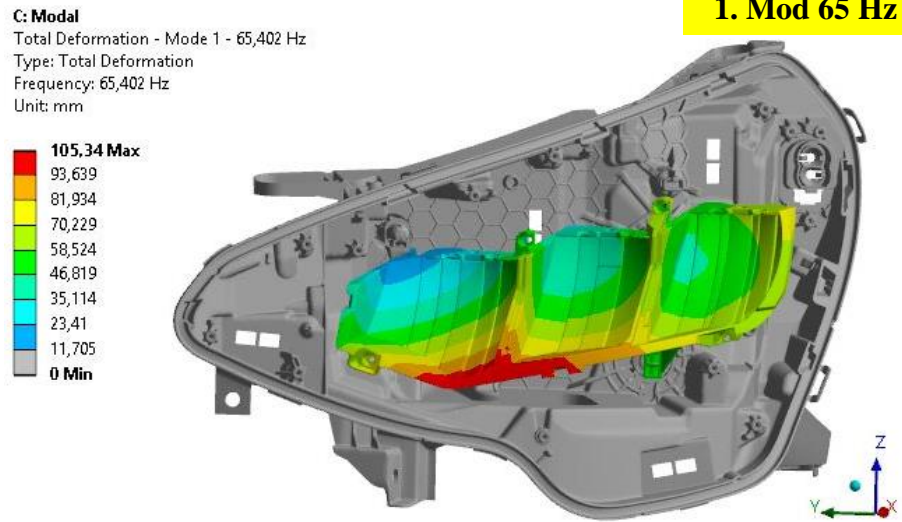
Metal yaysız gerçekleştirilen modal analiz sonuçlarına göre, reflektöre ait ilk doğal frekans değeri yaklaşık olarak 36 Hz mertebesinde çıkmıştır. İlk doğal frekans değerinin bu denli az olması sebebiyle metal yay elemanının kullanılması ve sonuçların tekrar incelenmesi gerekmektedir. Daha önceden yapılan çalışmaya göre, metal yayın en doğru şekilde modele eklenebilmesi amacıyla, yayın gövde üzerinde kaymasını temsil edecek esnek bağlantı kullanılmış ve kayma eksenlerinde direngenlikler ile modal analiz gerçekleştirilmiştir.

Metal yay eklenmiş sonlu eleman modeli ile gerçekleştirilen analizler sonucunda, reflektöre ait ilk doğal frekans değeri arzu edilen seviyelere çıkarılmıştır. (Çizelge 4.11). Buna bağlı olarak titreşim kaynaklı problemlerin tasarım aşamasında önüne geçilmesi amaçlanmıştır. Metal yay eklenmesi ile reflektöre ait ilk doğal frekans değerinde yaklaşık olarak 30 Hz'lik artış meydana gelmiştir. Ancak bu artış miktarının yalnızca gövde, reflektör, bağlantı mafsalları ve metal yay kullanılan modelde meydana geldiği dikkat edilmelidir. Tüm parçaların olduğu modelde, reflektör üzerine yerleştirilen alüminyum soğutucu elamanların ağırlıkları ve reflektöre bağlantıların ortaya çıkardığı ek rijitlik sebebiyle fark bu denli fazla olmayacaktır.

Çizelge 4.11. Metal yaylı modal analiz sonuçları

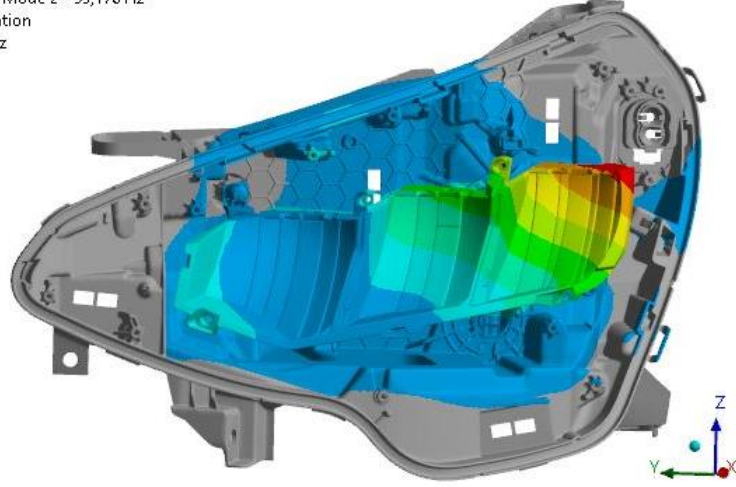
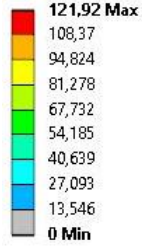
Mod Numarası	Frekans [Hz]
1	65,4
2	95,1
3	98,1
4	122,3
5	135,5
6	158,6

Şekil 4.47’de güncel modelin yay içeren versiyonuna ait 1.mod frekans değeri ve mod şekli görülmektedir. 2.mod frekansı yaklaşık 95 Hz civarında tespit edilmiştir. (Şekil 4.48). 3. doğal frekans değeri ise yaklaşık 98 Hz’dir. (Şekil 4.49). Esnek bağlantı kullanılarak modele ait rezonans frekansları tespit edilmiştir.



Şekil 4.47. Metal yaylı modal analiz sonucu 1.Mod şekli

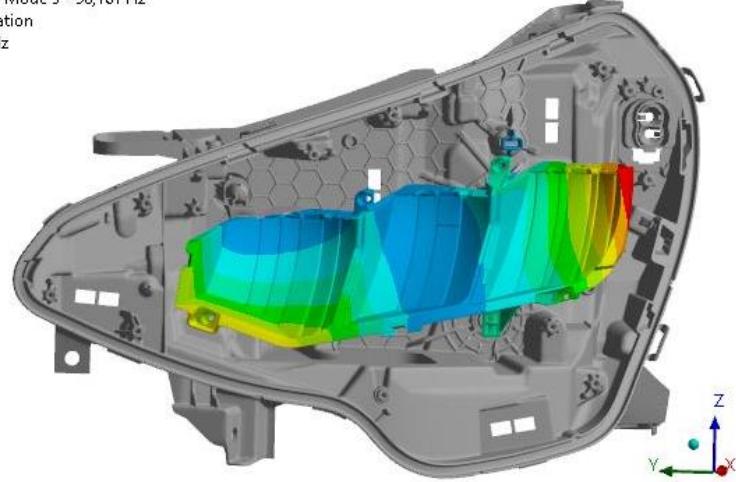
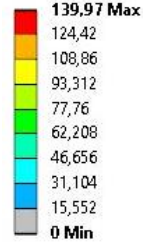
C: Modal
Total Deformation - Mode 2 - 95,176 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 95,176 Hz
Unit: mm



2. Mod 95 Hz

Şekil 4.48. Metal yaylı modal analiz sonucu 2.Mod şekli

C: Modal
Total Deformation - Mode 3 - 98,161 Hz
Type: Total Deformation
Frequency: 98,161 Hz
Unit: mm



3. Mod 98 Hz

Şekil 4.49. Metal yaylı modal analiz sonucu 3.Mod şekli

4.12.3. Güncel Tasarım Test Sonuçları

Model doğrulama çalışmaları amacıyla titreşim testleri analizde kullanılan model üzerinde gerçekleştirilmiştir. Test cihazı olarak Dongling elektrodinamik sarsıcı kullanılmıştır. Sinüs tarama yapılarak reflektör üzerinden ivmelenme verisi toplanmıştır. Veri toplama amacıyla, Vibstar Vibration Controller yazılımı ve tek eksenli PCB marka ivmeölçerler kullanılmıştır. Şekil 4.50’de titreşim testi yapılan geometri görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.51’de ise ivme ölçerin bağlanıldığı yer görülmektedir.

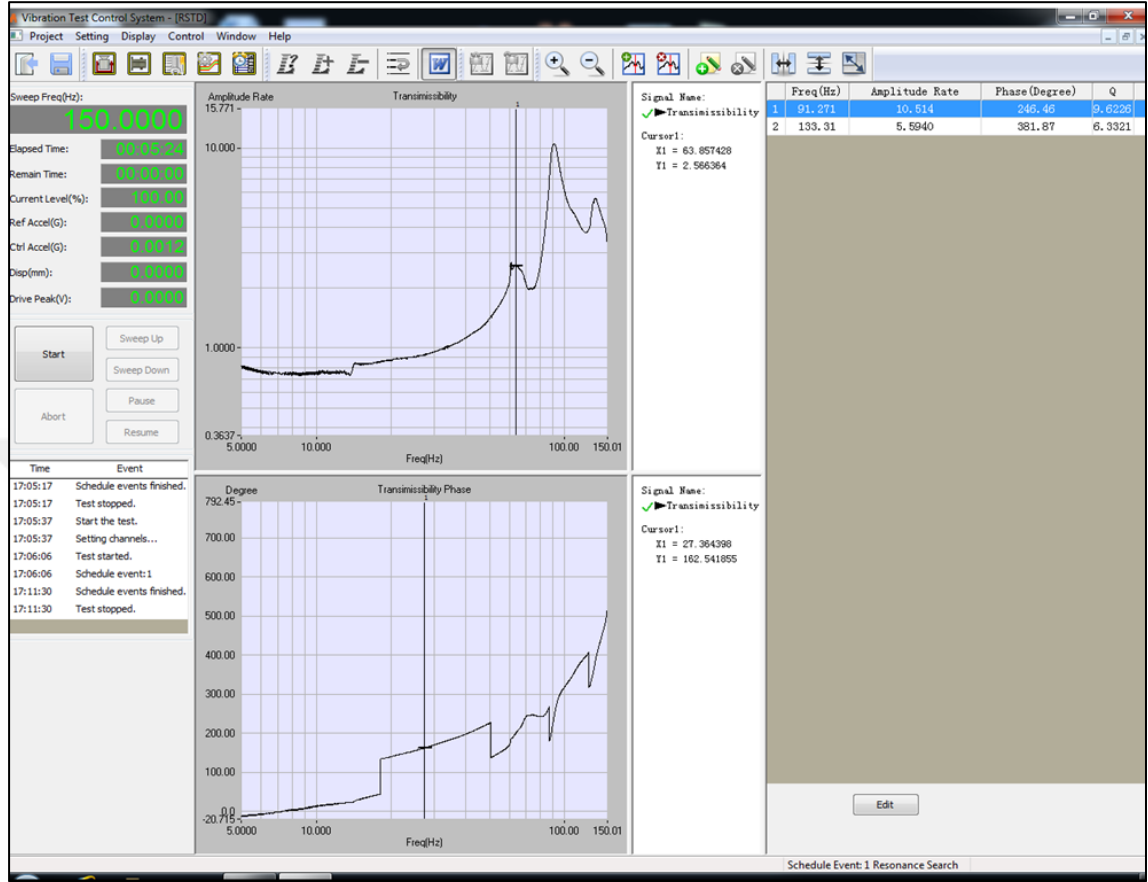


Şekil 4.50. Ön aydınlatma grubu titreşim testi



Şekil 4.51. İvme ölçer bağlantısı

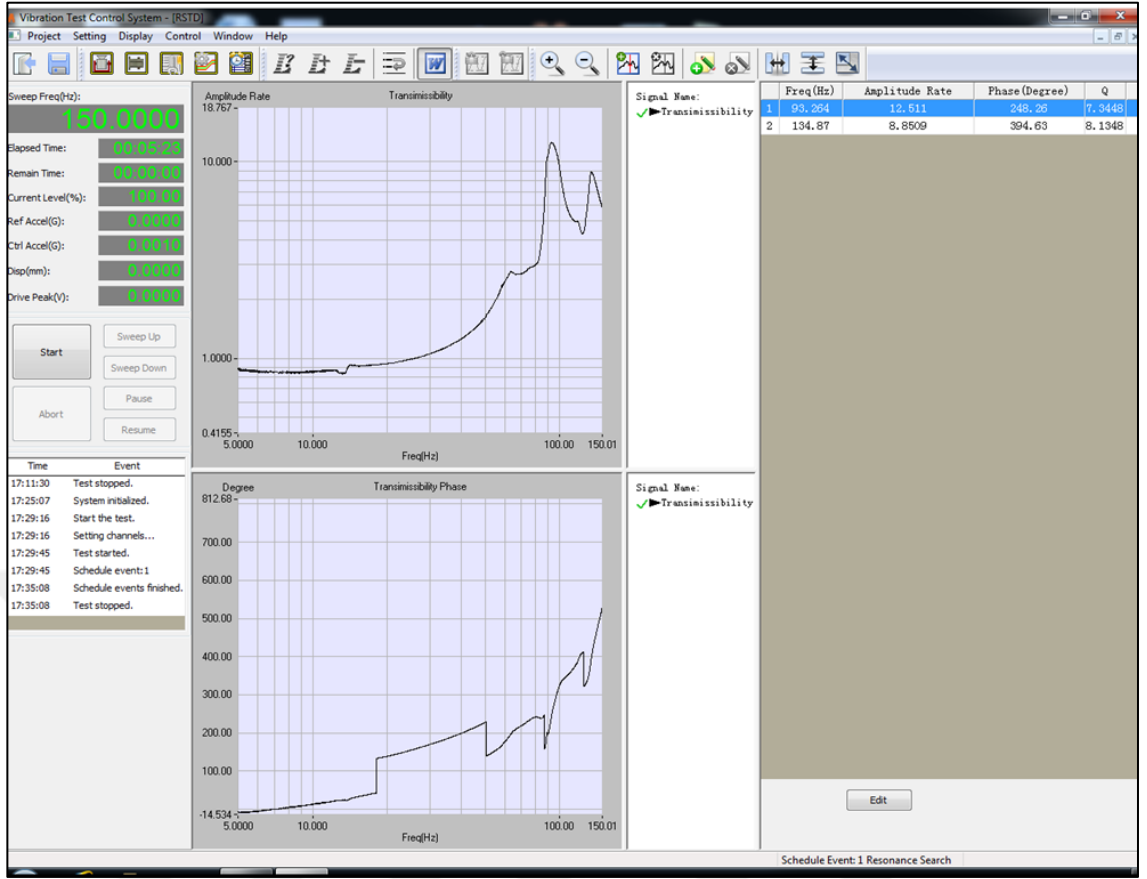
Sinus tarama genel olarak 5 – 150 Hz arasında uygulanmıştır. Ön aydınlatma grubuna uygulanan ivme yönü Z eksenindedir.



	Low Freq(Hz)	High Freq(Hz)	Response Signal
1. Resonance Search	5	150	Input3
	Excitation Signal	Sweep Mode	Level(%)
	Control	Log	100
	Sweep Rate(Oct/Min)	Q Factor	Amplitude Rate
	1	1	1

Şekil 4.52. 02.01.2018 tarihli sol parça sinüs tarama test koşulları ve sonuçları

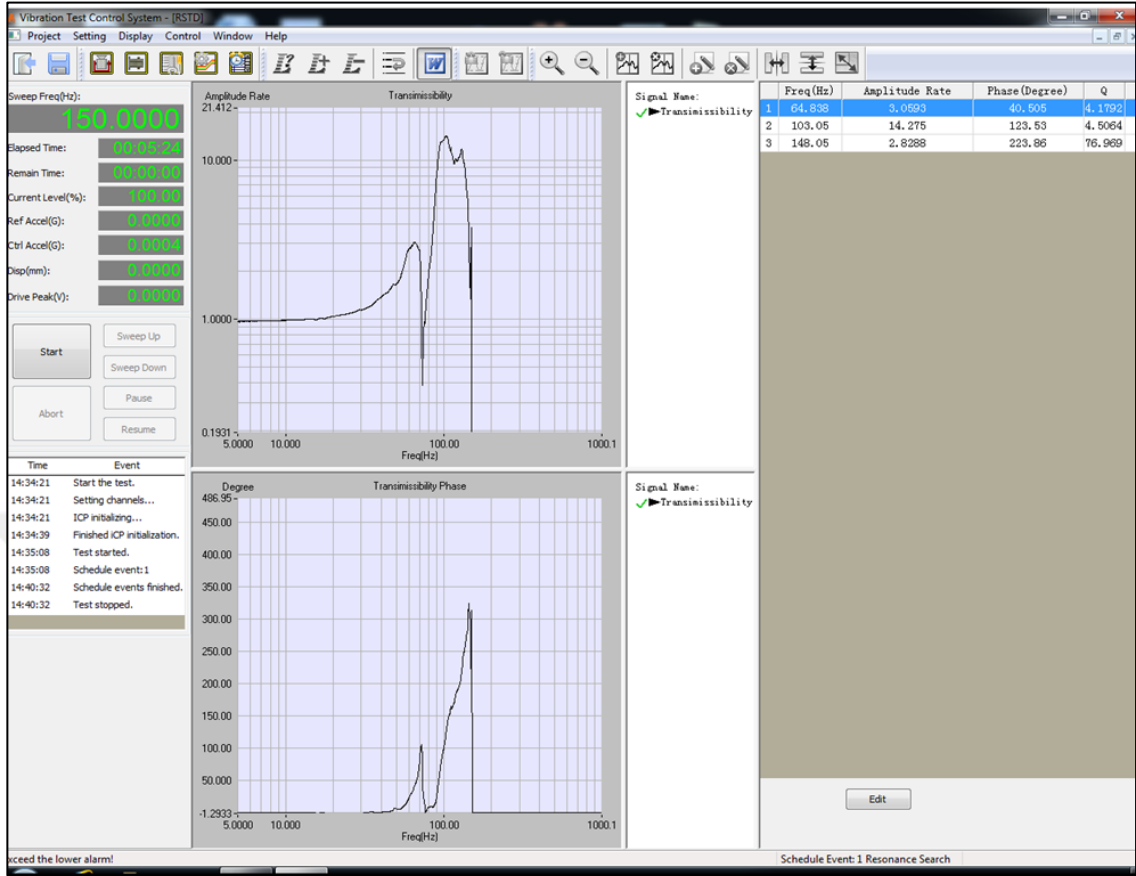
Yapılan teste kullanılan modelde metal yay mevcuttur. 5-150 Hz arasında sinüs tarama yapılmıştır. Tarama hızı dakikada 1 oktavdır. Şekil 4.52’de tarama sonuçlarına ait değerler mevcuttur.



1. Resonance Search	Low Freq(Hz)	High Freq(Hz)	Response Signal
	5	150	Input3
	Excitation Signal	Sweep Mode	Level(%)
	Control	Log	100
	Sweep Rate(Oct/Min)	Q Factor	Amplitude Rate
	1	1	1

Şekil 4.53. 02.01.2018 tarihli sağ parça sinüs tarama test koşulları ve sonuçları

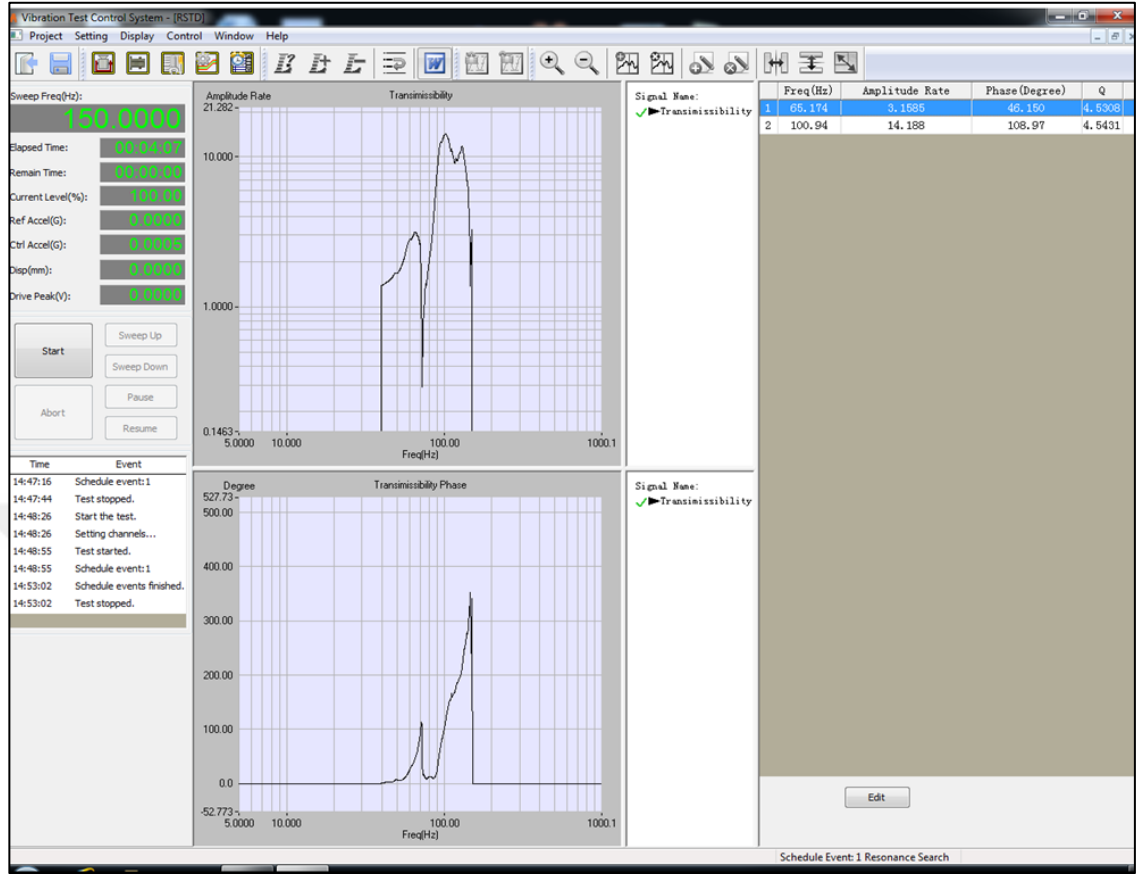
Testte metal yay kullanılmıştır, tarama 5-150 Hz frekans değerleri arasında 1 oktav/dakika hız ile gerçekleştirilmiştir. Genlik değerleri arzu edilen değere ulaşmadığı için ilk doğal frekansı tespit edilememiştir. (Şekil 4.53)



1. Resonance Search	Low Freq(Hz)	High Freq(Hz)	Response Signal
	5	150	Input3
	Excitation Signal	Sweep Mode	Level(%)
	Control	Log	100
	Sweep Rate(Oct/Min)	Q Factor	Amplitude Rate
	1	1	1

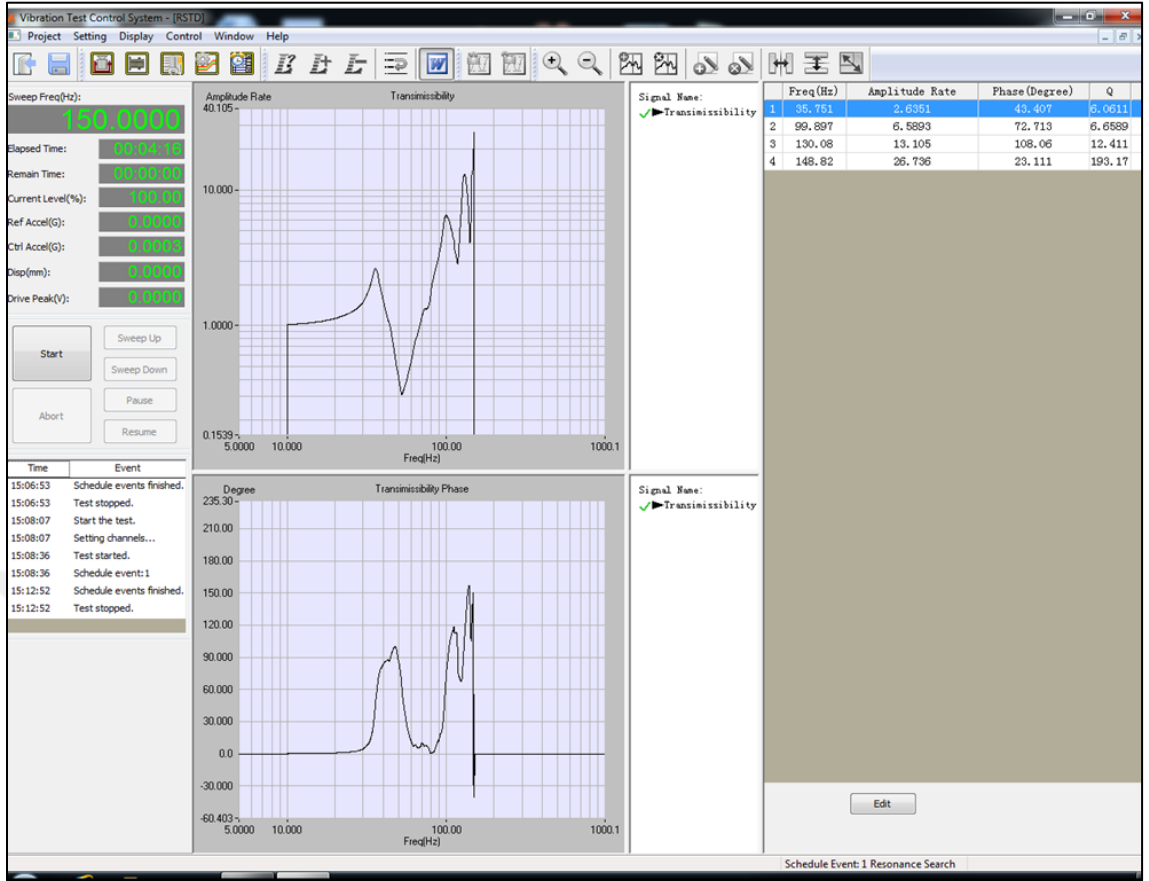
Şekil 4.54. 24.01.2018 tarihli sol parça sinüs tarama test koşulları ve sonuçları

Testte metal yay kullanılmıştır, tarama 5-150 Hz frekans değerleri arasında 1 oktav/dakika hız ile gerçekleştirilmiştir. (Şekil 4.54).



1. Resonance Search	Low Freq(Hz)	High Freq(Hz)	Response Signal
	40	150	Input2
	Excitation Signal	Sweep Mode	Level(%)
	Input1	Log	100
	Sweep Rate(Oct/Min)	Q Factor	Amplitude Rate
	0.5	1	1

Şekil 4.55. 24.01.2018 tarihli sol parça 0,5 oktav sinüs tarama test koşulları ve sonuçları
 Testte metal yay kullanılmıştır, tarama 40-150 Hz frekans değerleri arasında 0,5 oktav/dakika hız ile gerçekleştirilmiştir. (Şekil 4.55).



1. Resonance Search	Low Freq(Hz)	High Freq(Hz)	Response Signal
	10	150	Input2
	Excitation Signal	Sweep Mode	Level(%)
	Input1	Log	100
	Sweep Rate(Oct/Min)	Q Factor	Amplitude Rate
1	1	1	

Şekil 4.56. 24.01.2018 tarihli sol parça 1 oktav sinüs tarama test koşulları ve sonuçları

Testte metal yay kullanılmamıştır, tarama 10-150 Hz frekans değerleri arasında 1 oktav/dakika hız ile gerçekleştirilmiştir. (Şekil 4.56).

Çizelge 4.12. Metal yaylı modele ait test sonuçları

02.01.2018_SOL		02.01.2018_SAG		24.01.2018_SOL_1oktav		24.01.2018_SOL_0.5oktav	
Frekans (Hz)	Genlik (G)	Frekans (Hz)	Genlik (G)	Frekans (Hz)	Genlik (G)	Frekans (Hz)	Genlik (G)
91,271	10,514	93,264	12,511	64,838	3,0593	65,174	3,1585
133,31	5,594	134,87	8,8509	103,05	14,275	100,94	14,188
				148,05	2,8288		

Test sonuçlarına bakacak olursak ilk prototip geometriler üzerinden toplanan verilerde reflektöre ait ilk rezonans frekansı yakalanamamıştır. Ancak frekans cevabı grafiğinde 60 Hz civarında tepe olduğu kolaylıkla gözlemlenmiştir. (Çizelge 4.12). Ayrıca ilk üretilen parçalarda üretim kaynaklı problemler nedeniyle sonuçlarda küçük farklılıklar meydana gelmiştir. Daha sonra yapılan testlerde de ilk doğal frekans değeri 65 Hz mertebesinde tespit edilmiştir.

Çizelge 4.13. Metal yaysız modele ait test sonuçları

	Frekans(Hz)	Genlik(G)
24.01.2018_SOL_0.5oktav_yaysız	35,751	2,6351
	99,897	6,5893
	130,08	13,105
	148,82	26,736

Metal yay eklenmemiş modelin test sonuçlarında ilk doğal frekans değeri 35 Hz civarında tespit edilmiştir. (Çizelge 4.13). Test sonuçlarında, sonlu eleman analizlerinden elde edilen ara frekans değerleri saptanamamıştır. Bunun sebebi olarak testin sadece Z ekseninde yapılması ve ölçüm yapan ivmeölçerinde tek eksenli ivmeölçer olmasıdır. Bu nedenle diğer eksenlerdeki doğal frekanslarda oluşan hareketlerin genlikleri veri toplama esnasında çok küçük kaldığı için sinüs tarama testlerinde frekans cevabı olarak tespit edilememiştir. Işık titremesi olayının Z ekseninde meydana gelen bir problem olmasından ötürü testler ve kullanılan ivmeölçer yalnızca Z ekseninde çalıştırılmıştır.

4.12.4. Test ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Sinüs tarama testinden elde edilen sonuçlarla analiz sonuçlarının karşılaştırılabilmesi için Ansys® ile harmonik analiz gerçekleştirilmiştir. 20-150 Hz aralığında 1 G ile model Z ekseninde sarsılarak test koşullarıyla aynı sınır şartları sağlanarak harmonik analiz yapılmıştır. Analiz çıktısı olarak ivme değeri alınmıştır.

Genlik değerlerinin tespit edilmesinde büyük rol oynayan sönüm oranı için farklı denemeler yapılmıştır. İlk olarak tüm frekanslar için sabit bir sönüm oranı uygulanmış ve sonuçlar incelenmiştir. (Şekil 4.58). Sabit sönüm ile test ve analiz genliklerin uyuşmaması sonucunda farklı sönüm modelleri analizde kullanılarak sonuçlar yakınsatılmıştır.

Farklı frekans değerlerinde farklı sönüm uygulayabilmek amacıyla öncelikli olarak Rayleigh sönüm modeli denenmiştir. (Denklem 4.2). Rayleigh sönümünü kullanabilmek için alfa(kütle) ve beta(direnç) katsayılarının hesaplanması gerekmektedir. Denklem 4.2 kullanılarak alfa ve beta katsayıları Excel® arayüzünde oluşturulan bir hesaplama sayfası ile bulunmuştur. (Şekil 4.57).

$$[\xi] = \frac{\alpha_m}{2w} + \frac{w\beta_k}{2} \quad (4.2)$$

Reflektörün 1. Ve 2. doğal frekansı için hedeflenen sönüm değerlerini tespit edebilmek amacıyla Excel'deki program kullanılmış ancak beta değerinin negatif çıkması ve negatif değerlerin analiz programında girdi olarak verilememesi sebebiyle, analizden elde edilen sonuçlar test sonuçlarıyla tam olarak tutarlılık gösterememiştir.

Son olarak test verisi üzerinde yarım güç metodu uygulanarak sönümler her tepe noktası için ayrı ayrı bulunmuştur. Daha sonra analiz programında MDAMP kartı ile frekansa karşılık sönüm değerleri girdi olarak verilmiş ve sonuçlar incelenmiştir. (Şekil 4.59). En iyi sonuç bu şekilde alınmıştır. Küçük genlik ve frekans kaymaları olduğu için sönüm değerleri üzerinde oynama yapılarak sonuçlar yakınsatılmıştır. Tüm test sonuçlarıyla birlikte MDAMP parametresi kullanılan analiz sonuçları karşılaştırılmış ve sonlu eleman modeli doğrulanmıştır. (Şekil 4.60). Yaylı ve yaysız modele ait test sonuçları ise Şekil 4.61'de karşılaştırılmıştır.

Rayleigh Damping Calculator

Damping Ratio Calculator

DO NOT CHANGE RED VALUES, ENTER ONLY GREEN

1 st Frequency	65,00 Hz
	408,407 rad/s
Alfa α (mass)	139,218
Beta β (Stiffness)	-2,47E-04
Damping Ratio ζ ₁ @1 st Freq	0,12

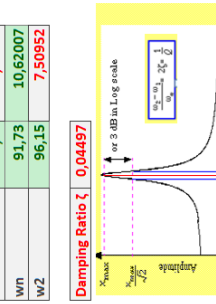
2 nd Frequency	98,00 Hz
	615,752 rad/s
Alfa α (mass)	139,2182
Beta β (Stiffness)	-0,00025
Damping Ratio ζ ₂ @2 nd Freq	0,037
stability coefficient	3,243271

Alfa - Beta coefficient Solver

Go to -> Data-Solver and Run

First Frequency	65,00 Hz
Second Frequency	98,00 Hz
Enter ζ ₁	0,120
Enter ζ ₂	0,037
ζ ₁	0,12000
ζ ₂	0,03700
w1	408,407 rad/s
w2	615,752 rad/s
Alfa α (mass)	139,218
Beta β (Stiffness)	-2,47E-04

Half Power Method

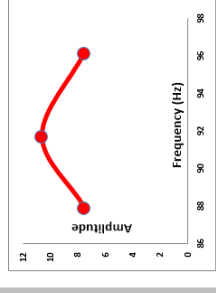


Damping Ratio ζ = 0,04487

or β dB as Log scale

$\frac{X_{Peak}}{X_{Base}} = \frac{1}{2\zeta}$

wn	Amplitude
w1	87,90
wn	91,73
w2	96,15
	7,50952

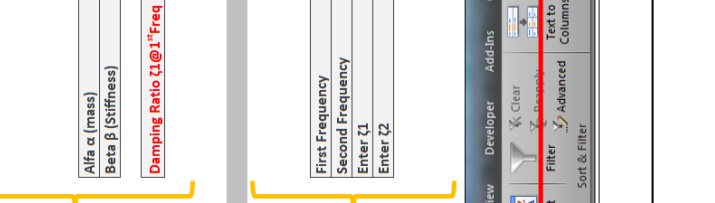


To specify both α and β damping:

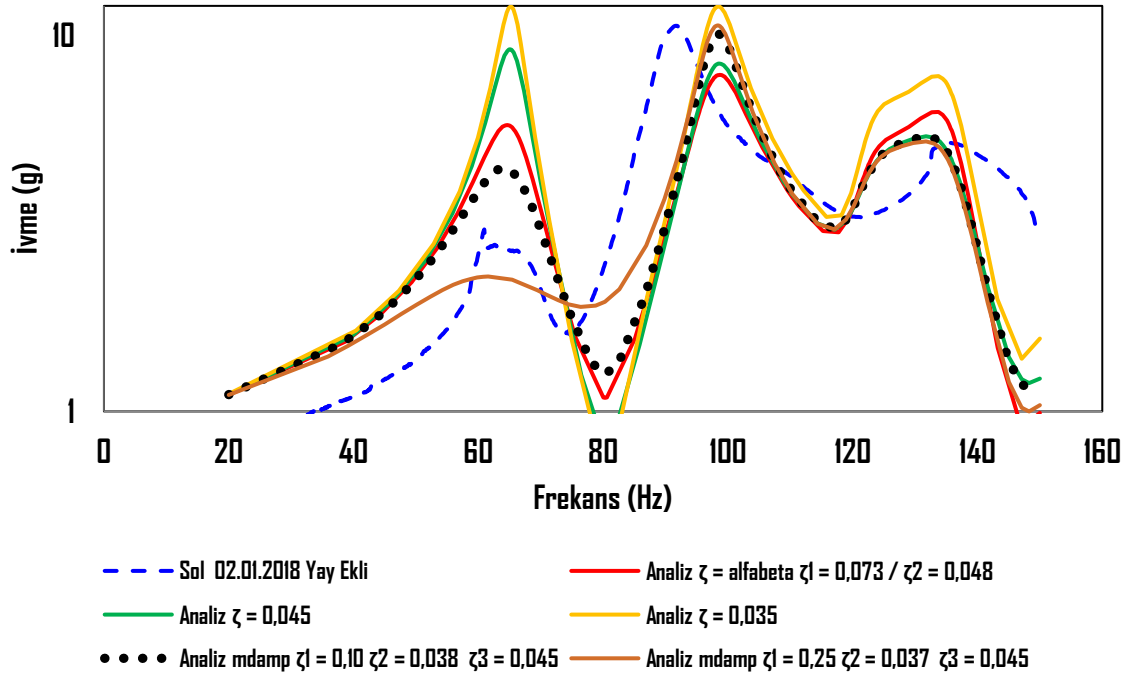
- Use the relation $\alpha/Z_{m1} + \beta\omega/Z = \xi$
- Since there are two unknowns, assume that the sum of alpha and beta damping gives a constant damping ratio ξ over the frequency range ω₁ to ω₂. This gives two simultaneous equations from which you can solve for α and β.

$$\xi = \alpha/Z_{m1} + \beta\omega_1/Z$$

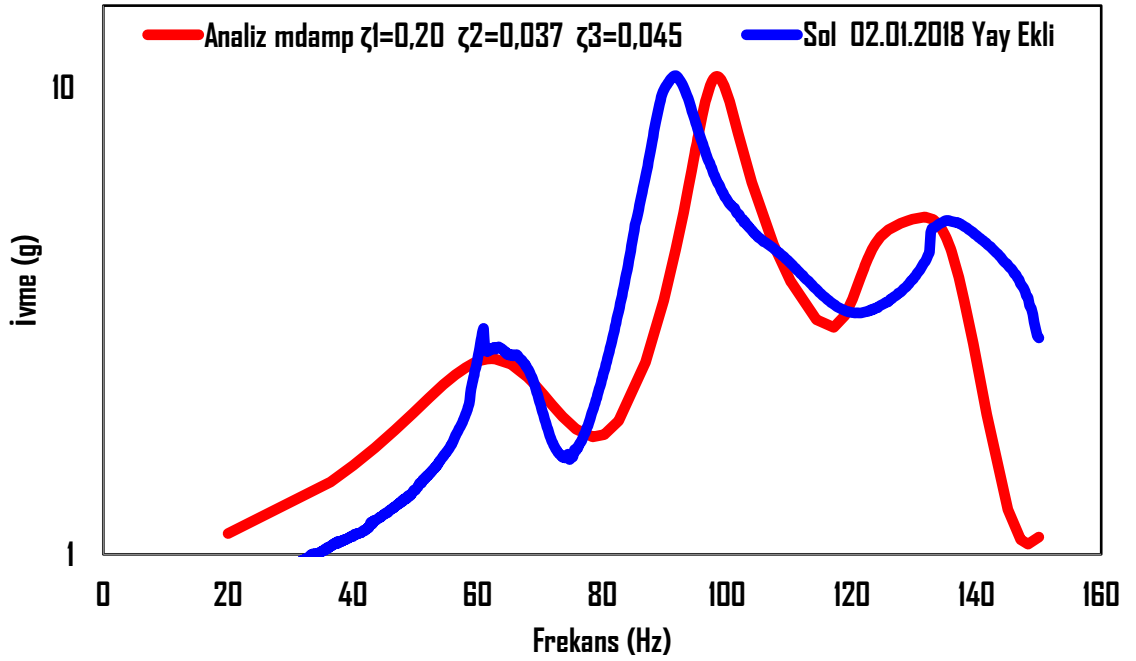
$$\xi = \alpha/Z_{m2} + \beta\omega_2/Z$$



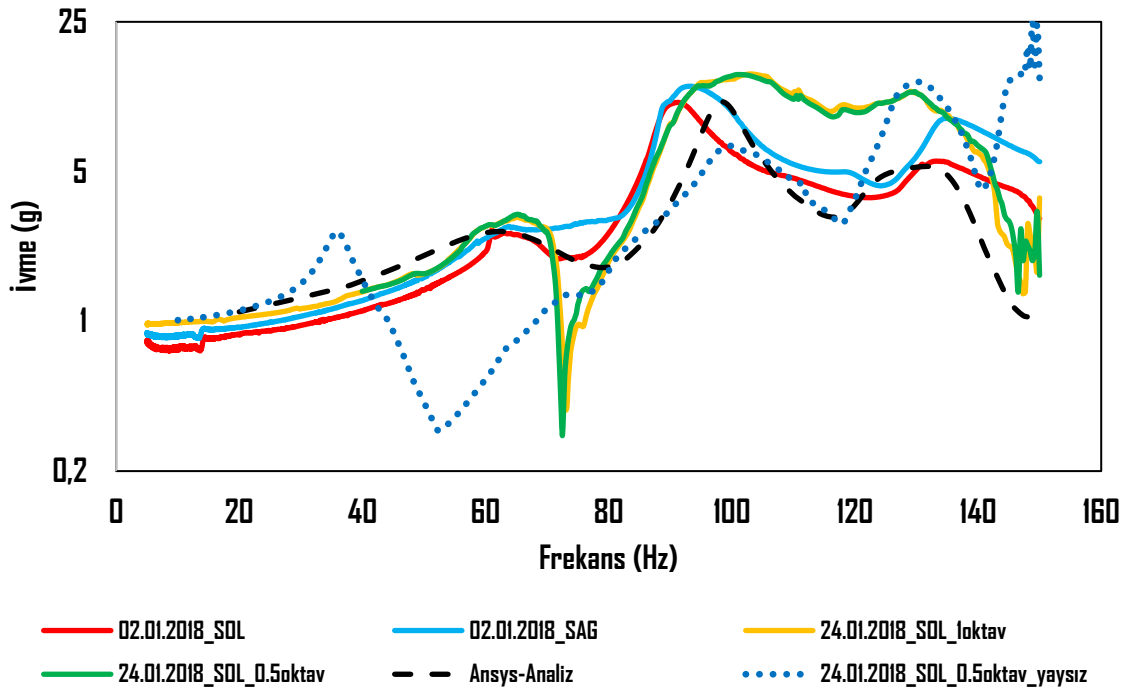
Şekil 4.57. Rayleigh sönümü ve yarım güç metodu



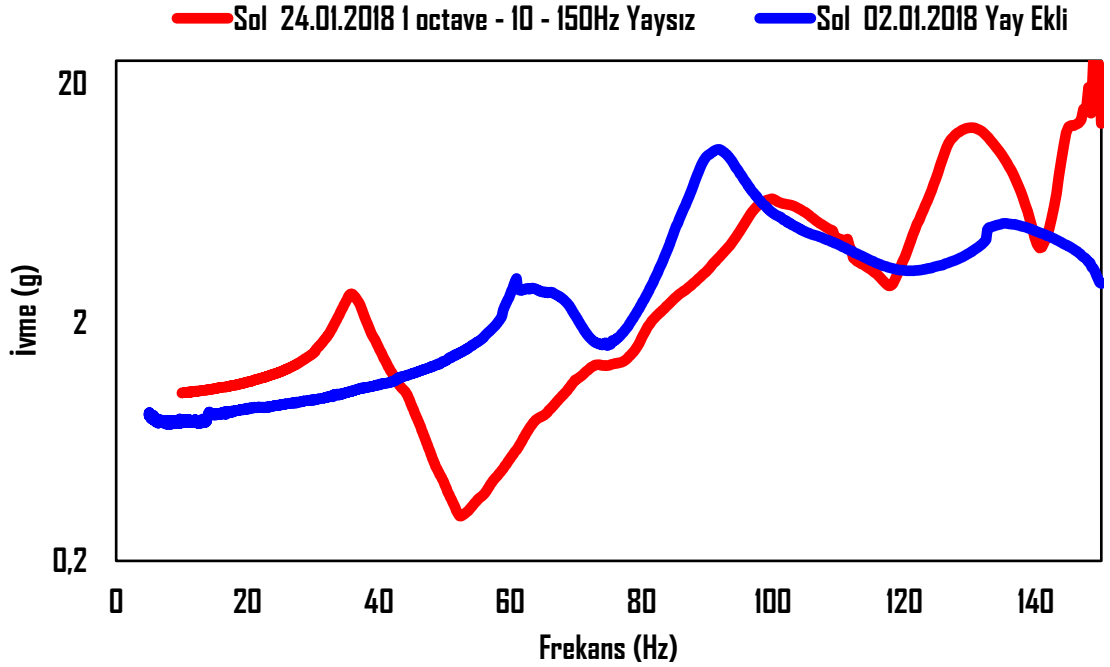
Şekil 4.58. Harmonik analiz sonuçları ve test sonucunun karşılaştırılması



Şekil 4.59. MDAMP sönüm parametresi ile analiz ve test sonuçları



Şekil 4.60. Tüm test sonuçları ve MDAMP sönüm parametrelili analiz sonucu



Şekil 4.61. Yaylı ve yay eklenmemiş modele ait test sonuçları

5. SONUÇ

Ön aydınlatma grubunda, titreşim kaynaklı problemlerin başında ışık titremesi olayı gelmektedir. Hem sürücü hem karşı taraftan gelen aracın sürücünü etkileyen bu olayın önüne geçmek amacıyla, ön aydınlatma grubu reflektör parçasının titreşim performansı iyileştirilmektedir.

Reflektör elemanının Z ekseninde yaptığı salınımların genliği ve hangi frekanslarda salınım yaptığı, ışık titremesi tespitinde büyük önem taşımaktadır. Tasarım koşullarında ışık titremesi problemi geometrik değişimler ile giderilemediği zaman, gövde ile reflektör arasında sönümleme elemanı olarak metal yay parçası eklenmektedir. Reflektöre civata ile montajlanan ancak gövde ile arasında bir bağlantı elemanı bulunmayan bu yay, montajlandıktan sonra bir miktar sıkışarak üzerinde ön gerilme oluşmaktadır. Bu sayede gövde üzerinde serbest hareketi bir miktar kısıtlanmaktadır. Fakat yüzey üzerindeki küçük kaymalar, bağlantı elemanı kullanılmadığı için kaçınılmazdır.

Ürün geliştirme sırasında sonlu elemanlar çözümleri oluşturularak titreşim kaynaklı oluşabilecek problem tasarım aşamasında tespit edilmektedir. Modal analizler gerçekleştirilerek ürüne ait dinamik parametreleri doğal frekans ve mod şekilleri incelenmektedir. Modal analiz çözümlerinin doğrusal çözümler olması dolayısı, metal yay kullanılan ürünlerdeki modal analiz çözümleri tam olarak gerçeğe yakın çözümler olmamaktadır. Bunun sebebi metal yayın gövde üzerinde kayma durumunun modal analizlerde modellenememesidir.

Metal yayın modal analize uygun kayma durumunun geliştirilmesi amacıyla, yay ait sıkıştırma ve kayma analizleri yapılmıştır. Kayma analizlerden elde edilen kuvvet – yer değiştirme grafikleri kullanılarak, kayma yönündeki eksenlere ait tanjant dirençlik değerleri tespit edilmiş ve bu değerler modal analizde, metal yay ile gövde arasında esnek bağlantı tipi içinde kullanılarak yeni bir yöntem geliştirilmiştir. Yöntemin doğruluğu, her türlü doğrusal olmayan durumun çözümlenebildiği doğrusal olmayan zaman bağımlı analiz çözümleriyle kontrol edilmiştir.

Doğrusal olmayan zamana bağlı analizlerde, kayma problemleri, malzemenin plastik bölgesindeki davranışı ve geometrik doğrusal olmayan problemler belirli yakınsama parametreleriyle çözümlenebilmektedir. Ancak çözümlerde, sonuçlara yakınsamak çok kolay ve hızlı olmamaktadır. Bu nedenle ticari amaçla bu tür analizleri gerçekleştirmek hem performanslı bir bilgisayar hem de uzun zaman ihtiyacı doğurmaktadır. Ancak bir defaya mahsus olmak ve esnek bağlantı ile yapılan modal analiz sonuçlarıyla kıyaslamak üzere, doğrusal olmayan zamana bağlı şok analizi yapılmıştır. Sonuçlardan elde edilen yer değiştirme verileri zamana bağlı cevaplar olduğundan bu veriler üzerinde fourier dönüşümü yapılmış ve veriler frekansa bağlı olarak incelenmiştir. Frekansa bağlı veriler üzerinde tepe noktaları seçme metodu ile doğal frekanslar tespit edilmiş ve esnek bağlantı kullanılan doğrusal modal analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonuçlar %2-3 sapmayla tutarlılık göstermiş ve bu şekilde doğrusal olmayan temas durumu doğrusal hale getirilmiştir.

Modal analizlerde kullanılmak üzere geliştirilen yeni metot ile analizlere devam edilmiş ve prototip parçalar üzerinde test sonuçlarıyla karşılaştırmalar yapılmıştır. Doğrulama çalışmaları için elektro dinamik sarsıcı üzerinde sinüs tarama testleri yapılmıştır. Yay eklenmiş ve yay eklenmemiş ürüne ait testler yapılarak metal yayın etkileri incelenmiştir. Geliştirilen esnek bağlantı sadece modal analizlerde değil tüm doğrusal dinamik analizlerde kullanılabilir. Sinüs tarama testlerinin sonuçları doğrusal harmonik analizler ile karşılaştırılmış sönüm oranları tespit edilerek analiz ve test sonuçlarının korelasyonu sağlanmıştır.

KAYNAKLAR

- Audi**, **2018.** Q7 Far, http://images.caricos.com/a/audi/2016_audi_q7/images/1600x1200/2016_audi_q7_106_1600x1200.jpg (Erişim tarihi : 23.03.2018)
- AUTODESK Help,** **2017.** Coloumb Friction, <https://knowledge.autodesk.com/support/simulation-mechanical/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2017/ENU/SimMech-UsersGuide/files/GUID-1C5CBD32-7B67-42A2-9708-F2D46C717DB8-htm.html> (Erişim tarihi : 23.03.2018)
- Chang, W., Lin, K., Hsueh, C., Chang, J., 2011.** Vibration Test Specification Design and Reliability Analysis. *SAE Int. J. Mater. Manuf.* 675-684
- Curt D. Schrader and Frances K. N. Hilburger, 2005.** Development and Correlation of Three Axes Random Vibration Simulation on Automotive Lighting, Sae Technical Paper Series 2005 SAE World Congress, Detroit, Michigan.
- Damping, Lecture 3,** ANSYS Mechanical Linear and Nonlinear Dynamics.
- Ediz, B., Çal, T., Ay, E., Çetin, S.T., 2017.** Comparison of Vibration Durability Test Specifications with respect to Fatigue Damage & Validation Study. *European Mechanical Science* 2017, 1(4): 141-150.
- Google,** **2018.** Tacoma Narrows Köprüsü, <https://www.google.com.tr/search?q=tacoma+narrows+k%C3%B6pr%C3%BCs%C3%BC&oq=tacoma+na&aqs=chrome.1.69i57j35i39j0l4.2265j0j4&sourceid=chrome&ie=UTF-8> (Erişim tarihi : 23.03.2018)
- Hardie Polymers,** **2018.** Sürtünme Katsayıları, Metal-Çelik yüzeyler <https://www.hardiepolymers.com/knowledge/what-determines-friction-between-thermoplastic-components/> (Erişim tarihi : 23.03.2018)
- Harmonic Analysis, Lecture 5, 2016.** ANSYS Mechanical Linear and Nonlinear Dynamics.
- Kharche, S., Karajagi, P., Kulkarni, R., 2016.** Design Development and Vibration Analysis of MCM300 Headlamp. *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)* – 168-175.
- Magneti Marelli Mako Elektrik Sanayi A.Ş., 2018.** Mekanik tasarım, http://www.mako.com.tr/upload_from_ck/images/far_patlatilmis.jpg (Erişim tarihi : 23.03.2018)
- Martins J., Kövesdy,I ,2012.** Engineering Overview in the Application of FEM in Mining and the Study of Case: Stress Analysis in Pulleys of Stacker-Reclaimers: *FEM vs. Analytical, Finite Element Analysis – Applications in Mechanical, Intech - 277-296.*
- Mechanical Nonlinear, Interface Treatments Frictional Contact Options, 2016.** Ansys Mechanical Notes.
- Micks Garage,** **2018.** Sis farı, <https://www.micksgarage.com/blog/wp-content/uploads/2016/10/1-1.jpg> (Erişim tarihi : 23.03.2018)
- Modal Analysis, Lecture 4, 2016.** ANSYS Mechanical Linear and Nonlinear Dynamics.
- Module 03: Introduction to Contact Module 03.02 Contact Formulations, 2016.** ANSYS Mechanical Basic Structural Nonlinearities,
- Ntv, 2018.** Balık oltası, https://cdn1.ntv.com.tr/gorsel/turkiye/balikcinin-oltasi-hayatini-karartti,XLOgNmisdUG-zvHOIMR_gQ.jpg?width=620&mode=crop&scale=both&v=20170727091703431&meta=rectangl (Erişim tarihi : 23.03.2018)

Odilon T., Persegum, A. Costa Neto, Marcos A. Argentino C. F. Nogueira, P. Federico Neto, M. A. Fogaça and A. Dybal, M. D. Torre Garcia, 2000. Comfort and Vibration Study of a Tractor and Trailer Combination Using Simulation and Experimental Approaches: the Jumping Ride Behavior, Sae Technical Paper Series Truck and Bus Meeting and Exposition, Portland, Oregon.

Old Motor, 2018. Asetilen gaz lambası 1910 Locomobile, <http://theoldmotor.com/wp-content/uploads/2011/07/Loco-III1.jpg> (Erişim tarihi : 23.03.2018)

Osram, 2018. H7 Night Breaker Laser, https://www.osram.com/am/ecat/NIGHT%20BREAKER%20LASER-Halogen%20headlight%20lamps-Cars-Automotive%20Lighting/com/en/GPS01_2780218/PP_EUROPE_Europe_eCat/ZMP_4009400/ (Erişim tarihi : 23.03.2018)

Özen, A., Erkan, A., İdacı A., 2005. Otomotiv Aydınlatma Sistemlerinde Teknolojik Gelişmeler, TMMOB Makina Mühendisleri Odası IX. Otomotiv ve Yan Sanayi Sempozyumu Bursa, Türkiye.

Renault , 2018. Clio LED Farlar, <https://www.renault.com.tr/araclar/binek-araclar/clioph2/tasarim.html> (Erişim tarihi : 23.03.2018)

S. Graham Kelly, 2012. Mechanical Vibrations: Theory and Applications.

SRL-LLC, 2018. Anonim, <http://www.srl-llc.com/wp-content/uploads/sFFT5.png> (Erişim tarihi : 23.03.2018)

Wikipedia, 2018. Fast fourier transform, https://en.wikipedia.org/wiki/Fast_Fourier_transform (Erişim tarihi : 23.03.2018)

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : İbrahim Yelek
Doğum Yeri ve Tarihi : Eskişehir / 05.07.1988
Yabancı Dili : İngilizce
Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)
Lise : Şükrü Şankaya Anadolu Lisesi 2002-2006
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği 2009-2013
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği 2013-...
Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl
: DTA Mühendislik 2012-2015
: Magneti Marelli Mako Elektrik San. A.Ş 2016-2018
: Borçelik Çelik Sanayii A.Ş 2018-...
İletişim (e-posta) : ibrahimyelek@gmail.com