



T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

BİR BİNEK ARAÇ DIŞ DİKİZ AYNASININ
VİBRASYON PERFORMANSINI ETKİLEYEN
PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Basri ÇALIŞKAN

Yüksek Lisans Tezi



BİR BİNEK ARAÇ DIŞ DİKİZ AYNASININ
VİBRASYON PERFORMANSINI ETKİLEYEN
PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Basri ÇALIŞKAN



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR BİNEK ARAÇ DIŞ DİKİZ AYNASININ VİBRASYON PERFORMANSINI
ETKİLEYEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ**

Basri ÇALIŞKAN

Dr. Öğr.Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Basri ÇALIŞKAN tarafından hazırlanan “BİR BİNEK ARAÇ DIŞ DİKİZ AYNASININ VİBRASYON PERFORMANSINI ETKİLEYEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr.Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN

Başkan : Dr. Öğr.Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN
B.U.Ü. Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Üye : Prof. Dr. Osman KOPMAZ
B.U.Ü. Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Üye : Dr. Öğr.Üyesi Selçuk KARAGÖZ
B.T.Ü. Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylıyorum.

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü
20.10.2019

**B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım
bu tez çalışmasında;**

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

beyan ederim.


20.06/2019
Basri ÇALIŞKAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR BİNEK ARAÇ DIŞ DİKİZ AYNASININ VİBRASYON PERFORMANSINI ETKİLEYEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Basri ÇALIŞKAN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr.Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN

Araçlarda güvenlik elemanı olarak kabul edilen ve yasal zorunluluklara tabi tutulan dış dikiz aynası, sürücünün görüş alanını arttırmasına yardımcı olmaktadır. Ancak dikiz aynasına gelen çeşitli kuvvetler (yol yükleri, aerodinamik yükler) aynada titreşime sebep olmakta ve bu titreşim, görüntü kalitesinin azalmasına yanı sıra trafikte yaya, yolcu ve sürücülerin can güvenliğinin tehlikeye atılmasına sebep olabilmektedir. Bu nedenle, dikiz aynasının modal analizinin yapılarak titreşim davranışının belirlenmesi sürüş güvenliği bakımından önemlidir.

Bu çalışmada, bir binek aracı dış dikiz aynasının titreşim performansına etkiyen parametreler tespit edilmiş, sonlu elemanlar modeli oluşturularak aynanın modal analizleri yapılmış ve ilgili parametrelerin etkileri karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

Belirlenen parametreler yardımıyla plastik bir brakete sahip dış dikiz aynasının dinamik performansı, -araç imalat firmalarının beklentilerini karşılayacak şekilde- arttırılmış ve çekiç testiyle simülasyonlar doğrulanmıştır.

Anahtar kelimeler: Dışdikiz aynası, sonlu elemanlar yöntemi, titreşim, doğal frekanslar, modal analiz, çekiç testi, Euler-Bernoulli giriş teoremi

2019, viii + 61 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

INVESTIGATION OF PARAMETERS WHAT EFFECTS THE VIBRATION PERFORMANCE OF THE EXTERNAL REAR VIEW MIRROR OF AN AUTOMOBILE

Basri ÇALIŞKAN

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Sevda TELLİ ÇETİN

The external side view mirror that is assumed as important safety component and is subject to legal regulations helps driver extend driver's field of view. However, various forces (road loads, aerodynamic forces, etc.) acting on the mirror causes undesired vibrations. These vibrations cause a decrease in the image quality of the mirror and life safety risk for driver, passengers and pedestrians.

In this study, parameters that affect the vibration performance of the external side view mirror of an automobile were defined. To this end, modal analysis of the mirror system was carried out after a finite element model of the mirror had been built. Influence of these parameters on the mirror was comparatively studied and assessed.

By the parameter that determined, dynamic performance of the external rear view mirror which has a polymer bracket was –to meet the expectations of vehicle manufacturer– increased. At the last stage, finite element simulations was validate by hammer test.

Key words: Outer rear view mirror, finite element method, vibration, natural frequency, modal analysis, hammer test, Euler-Bernoulli beam theory
2019, viii + 61 pages

TEŞEKKÜR

“BİR BİNEK ARAÇ DIŞ DİKİZ AYNASININ VİBRASYON PERFORMANSINI ETKİLEYEN PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ” isimli tez çalışmasını öneren ve çalışmamın başından itibaren her aşamasında bilgisi ve tecrübesi ile yol gösteren, çalışmanın başarılı bir şekilde neticelenmesi adına teşvik eden ve her türlü desteğini esirgemeyen hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Sevda Telli Çetin’e içten teşekkürlerimi sunarım.

Çekiç testine katkıda bulunan çalışma arkadaşım Erhan Ay’a ve test imkânı sağlayan Magneti Marelli firmasına çok teşekkür ederim.

Öğrenim hayatım süresince bana en büyük desteği veren aileme müteşekkir olduğumu belirtmek isterim.

Çalışmada emeği geçen ve adını burada sayamadığım herkese teşekkür eder; bu çalışmanın, yeni çalışmalara ışık tutmasını ve ülkemize faydalı olmasını temenni ederim.

20.10/2019

Basri ÇALIŞKAN

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|---|-------|
| ÖZET | i |
| ABSTRACT | ii |
| TEŞEKKÜR | iii |
| İÇİNDEKİLER | iv |
| SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ | vi |
| ŞEKİLLER DİZİNİ | vii |
| ÇİZELGELER DİZİNİ | ix |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI | 3 |
| 3. MATERYAL VE YÖNTEM..... | 10 |
| 3.1. Dış Dikiz Aynası ve Titreşim | 10 |
| 3.1.1. Dış Dikiz Aynasının Özellikleri | 11 |
| 3.1.2. Dış Dikiz Aynasının Alt Bileşenleri..... | 15 |
| 3.2. Titreşim | 19 |
| 3.3. Dış Dikiz Aynasının Sistemi Modeli | 21 |
| 3.4. Sonlu Elemanlar Modal Analizi..... | 27 |
| 3.4.1. Sonlu Elemanlar Tarihsel Gelişimi..... | 28 |
| 3.4.2. Dış Dikiz Aynasının Sonlu Elemanlar Modal Analizi..... | 29 |
| 3.5. Dış Dikiz Aynasının Modal Çekiç Testi..... | 35 |
| 3.6. Vibrasyon Dayanım Analiz ve Testi..... | 40 |
| 4. BULGULAR | 42 |
| 4.1. Analitik Bulguları | 43 |
| 4.2. Sonlu Elemanlar Simülasyonu Bulguları | 45 |
| 4.2.1. Modal Simülasyon Bulguları | 45 |
| 4.3. Çekiç Testi Bulguları..... | 49 |
| 4.4. Vibrasyon Dayanım Analiz ve Testi Bulguları | 52 |
| 5. TARTIŞMA VE SONUÇ | 58 |
| KAYNAKLAR | 61 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 64 |

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

| Kisaltmalar | Açıklama |
|------------------------|-------------------------------------|
| g | metre/saniye ² (İvme) |
| ρ | milimetre (Yarıçap) |
| Hz | Hertz (Frekans) |
| GPa | Gigapascal (Elastisite modülü) |
| KHz | KiloHertz (Frekans birimi) |
| mV/(m/s ²) | miliVolt/N (Hassasiyet birimi) |
| mV/N | miliVolt/Newton (Hassasiyet birimi) |
| FFT | Fast Fourier Transform |
| PA | Poliamit |
| PBT | Polibütilen Tereftalat |
| GF | Cam Elyaf katkısı |
| PP | Polipropilen |
| ABS | Akrilonitril bütadien stiren |
| LDPE | Düşük Yoğunluklu Polietilen |
| ω_n | rad/s (Doğal Frekans) |

ŞEKİLLER DİZİNİ

| | Sayfa |
|---|-------|
| Şekil 3.1. Indianapolis 500 marmon yarış aracı | 10 |
| Şekil 3.2. Marmon yarış aracı..... | 10 |
| Şekil 3.3. Günümüzde dış dikiz aynası | 11 |
| Şekil 3.4. Cam rezistans plakası..... | 11 |
| Şekil 3.5. Ayak aydınlatma/logo lambası | 12 |
| Şekil 3.6. Dış dikiz aynası üzerindeki yan sinyal lambası | 12 |
| Şekil 3.7. Kör nokta göstergeli dış dikiz aynası..... | 13 |
| Şekil 3.8. Dış dikiz aynası ve cam ayar motoru | 13 |
| Şekil 3.9. Dış dikiz aynası içindeki otomatik katlama motoru..... | 13 |
| Şekil 3.10. Araç kategorilerine göre ayna sınıfı | 14 |
| Şekil 3.11. Sınıf III sürücü görüş alanı | 15 |
| Şekil 3.12. Sanal ortamda tasarlanmış bir dış dikiz aynası..... | 16 |
| Şekil 3.13. Cam grubu ön/arka görünüş..... | 16 |
| Şekil 3.14. Bezel | 16 |
| Şekil 3.15. Alt kapak..... | 17 |
| Şekil 3.16. Üst kapak | 17 |
| Şekil 3.17. İç braket..... | 17 |
| Şekil 3.18. Bayonet..... | 18 |
| Şekil 3.19. Ara kapak..... | 18 |
| Şekil 3.20. Üçgen ayak..... | 18 |
| Şekil 3.21. Bağlantı braket..... | 19 |
| Şekil 3.22. 3 boyutlu conta..... | 19 |
| Şekil 3.23. Dikiz aynası eşdeğer modeli..... | 21 |
| Şekil 3.24. Ankastre giriş..... | 22 |
| Şekil 3.25. Serbest Cisim Diagramı | 22 |
| Şekil 3.26. Eğilen Giriş | 22 |
| Şekil 3.27. Orijinden geçen bir parabol | 23 |
| Şekil 3.28. Ankastre giriş-kütle modeli..... | 25 |
| Şekil 3.29. Kütle-yay modeli..... | 25 |
| Şekil 3.30. Dikiz aynası eşdeğer giriş modeli..... | 26 |
| Şekil 3.31. Tasarımı yapılan dış dikiz aynasının alt parça bağlantıları | 29 |
| Şekil 3.32. Dış dikiz aynası ANSYS program detayları | 29 |
| Şekil 3.33. Dış dikiz aynası ağ yapısı..... | 30 |
| Şekil 3.34. Ansys SOLID92 eleman tipi..... | 30 |
| Şekil 3.35. Dış dikiz aynası simülasyonunda bağlantı sınır şartları..... | 31 |
| Şekil 3.36. Federsiz bağlantı braket..... | 32 |
| Şekil 3.37. Federli bağlantı braket..... | 32 |
| Şekil 3.38. Çekiç testi analiz şeması..... | 33 |
| Şekil 3.39. DJB IH-01 darbe çekici..... | 33 |
| Şekil 3.40. PCB 356B21 ivmeölçer sensör..... | 34 |
| Şekil 3.41. Hassasiyet faktörü tanımlanan sensörün tanımlama öncesi ve sonrası..... | 34 |

| | |
|--|----|
| Şekil 3.42. İvmeölçer konumları..... | 35 |
| Şekil 3.43. Dış dikiz aynası ve ivmeölçerler..... | 35 |
| Şekil 3.44. DEWESoft veri derleyici..... | 36 |
| Şekil 3.45. 1. ölçüm noktası ölçüm değerleri | 36 |
| Şekil 3.46. Cam vuruş noktası..... | 37 |
| Şekil 3.47. Uç vuruş noktası..... | 37 |
| Şekil 3.48. Üçgen ayak vuruş noktası..... | 38 |
| Şekil 3.49. Çekiç vuruş noktalarının karşılaştırılması..... | 38 |
| Şekil 3.50. Vibrasyon dayanım testi..... | 39 |
| Şekil 3.51. Vibrasyon dayanım testi..... | 39 |
| Şekil 4.1 Federlerle güçlendirilmiş bağlantı braketi | 41 |
| Şekil 4.2. Simülasyonda tanımlanan kütle noktaları | 44 |
| Şekil 4.3. A aynası 1. doğal frekansı..... | 44 |
| Şekil 4.4. A aynası 2. doğal frekansı..... | 45 |
| Şekil 4.5. A aynası 3. doğal frekansı..... | 45 |
| Şekil 4.6. F aynası 1. doğal frekansı ve mod şekli..... | 46 |
| Şekil 4.7. F aynası 2. doğal frekansı ve mod şekli..... | 47 |
| Şekil 4.8. F aynası 3. doğal frekansı ve mod şekli..... | 47 |
| Şekil 4.9. 1. nokta ölçüm değerleri..... | 48 |
| Şekil 4.10. 2. nokta ölçüm değerleri..... | 49 |
| Şekil 4.11. 3. nokta ölçüm değerleri..... | 49 |
| Şekil 4.12. 4. nokta ölçüm değerleri..... | 50 |
| Şekil 4.13. X ekseninde ivme uygulanan ayna 2 mod(79 Hz) gerilme değerleri..... | 51 |
| Şekil 4.14. X ekseninde uygulanan ivme sonucu yüksek gerilme görülen parçalar..... | 51 |
| Şekil 4.15. X ekseninde uygulanan ivmenin frekans-salınım diyagramı..... | 52 |
| Şekil 4.16. Y ekseninde ivme uygulanan ayna 2 mod(79 Hz) gerilme değerleri..... | 52 |
| Şekil 4.17. Y ekseninde uygulanan ivme sonucu yüksek gerilme görülen parçalar..... | 52 |
| Şekil 4.18. Y ekseninde uygulanan ivmenin frekans-salınım diyagramı..... | 53 |
| Şekil 4.19. Z ekseninde ivme uygulanan ayna 2 mod(79 Hz) gerilme değerleri..... | 53 |
| Şekil 4.20. Z ekseninde uygulanan ivme sonucu yüksek gerilme görülen parçalar..... | 53 |
| Şekil 4.21. Z ekseninde uygulanan ivmenin frekans-salınım diyagramı..... | 54 |
| Şekil 4.22. Vibrasyon dayanım testi sonrası ayna..... | 55 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

| | Sayfa |
|--|-------|
| Çizelge 3.1. Sonlu elemanlar metodunda yaygın kullanılan elemanlar..... | 28 |
| Çizelge 3.2. Simülasyonda kullanılan parçaların malzeme detayları..... | 31 |
| Çizelge 4.1 İncelenen dış dikiz ayna modelleri..... | 42 |
| Çizelge 4.2. Analitik çözüm sonuçları..... | 43 |
| Çizelge 4.3. Farklı kütleli aynaların simülasyon sonuçları..... | 44 |
| Çizelge 4.4. Ayna modelleri ve simülasyon sonucunda elde edilen doğal frekanslar.... | 46 |
| Çizelge 4.5. F aynası vibrasyon simülasyonu maksimum gerilme değerleri..... | 51 |
| Çizelge 4.6. Vibrasyon simülasyon sonucu ve akma değer karşılaştırması..... | 54 |
| Çizelge 5.1. Karşılatırmalı çözümler..... | 57 |

1. GİRİŞ

Otomotiv sektöründe görünümün öneminin her geçen yıl artması, müşterinin değişen beğeni algısı, rekabetin artması gibi sebepler üretici firmaları farklı stillerde araçlar üretmeye zorlamaktadır. Bu stil değişikliklerinden araçların genelinde olduğu gibi dış dikiz aynalarını da etkilenmekte, her araca göre farklı geometri, yapı ve teknolojide aynalar tasarlanmaktadır. Günümüzde aynalara pek çok ilave özellik ve fonksiyon eklenmiştir (yan sinyal fonksiyonu, ayak aydınlatma, cam ısıtma, manuel katlama, kör nokta ikaz sistemi vb.). Ancak en temel beklenti sürücünün görüş açısını arttırması ve net bir görüntü sunmasıdır. Bu beklentinin de en büyük problemlerinden birisi aynanın titreşimidir. Tasarımcılar dış dikiz aynasını tasarlarken vibrasyon performansını dikkate almak zorundadırlar.

Karayollarında sürücüler için görüş hâkimiyeti sağlayan önemli araçlardan birisi dış dikiz aynalarıdır. Dikiz aynaları yol şartları, rüzgâr gibi dış etkenler ve motor çalışması nedeniyle çoğunlukla titreşime meyilli parçalardır. Dikiz aynalarında oluşan titreşimler insan gözünün tolere edebileceği seviyenin üzerine çıktığında bir bulanıklığa neden olmakta ve bu da hem sürücünün görüş kalitesini bozmakta hem de sürüş güvenliğini olumsuz yönde etkilemektedir (Yıldırım Aras, 2014).

Aynalarda gözlemlenen titreşim hareketi araç gövdesinden ve aynanın kendi bağlantılarından ayna camına iletilen titreşimdir. Titreşim, araçtan ayna braketine, braketten aynayı hareket ettirmeyi sağlayan ve ayna camının orta noktasına yerleştirilmiş olan ayar motoruna, oradan da ayna camına iletilmektedir. Camda ölçülen titreşim iki önemli sebepten kaynaklanmaktadır. Birincisi ayna camının yüzeyi etrafındaki ve kendi eksenine bağlı hareketinden, diğeri ise tüm aynanın yerdeğiştirmesinden kaynaklanmaktadır (Hwang ve ark. 2001).

Bu çalışmada, bir binek aracı dış dikiz aynasının titreşim performansına etkiyen parametreler tespit edilmiş, sonlu elemanlar modeli oluşturularak aynanın modal analizleri yapılmış ve ilgili parametrelerin etkileri karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

Belirlenen parametreler yardımıyla plastik bir brakete sahip dış dikiz aynasının dinamik performansı, araç imalat firmalarının beklentilerini karşılayacak şekilde artırılmış ve çekiç testiyle simülasyonlar doğrulanmıştır.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Araçların hafifletilmesi kapsamında, metal olan parçaların plastik veya kompozit malzemelerle değiştirilmesine yönelik pek çok çalışma yapılmaktadır. Geçmişte metal olan pek çok aksam bugün plastikten imal edilmektedir (tampon, far, dikiz aynası vb.). Dış dikiz aynalarında da metal malzemeleri azaltarak plastikleştirme yönünde bir eğilim mevcuttur.

Araç üstü güvenlik parçası olan ve yasal düzenlemelere tâbi olan dış dikiz aynasında, vibrasyon performansına dair bir teknik düzenleme yoktur. Ancak otomotiv imalatçıları, mühendislik şartnamelerinde bazı performans kriterleri koymaktadırlar. Ayna imalatçıları da bu kriterlere uymak zorundadırlar. Plastik malzemelerden oluşan bir aynada talep edilen vibrasyon performansını elde etmek için detaylı bir mühendislik çalışması yapılması zorunludur.

Tasarımı yapılan ve sonrasında endüstriyelendirilen parçanın performansı konusunda öngörüler yapabilmek için sonlu elemanlar programları etkin bir şekilde kullanılmalı, gerçeğe yakınsayacak çözümler üretilmelidir. Böylelikle öngörülemeyen sonuçlardan kaynaklanan maliyetler minimuma indirilerek rekabetçilik de elde edilmiş olacaktır.

Aşağıda özetleri derlenen yayınların bir kısmında araştırmacılar tarafından, teze konu olan yapılarının sonlu elemanlar modeli oluşturularak modal analizleri yapılmıştır. Devamında da çekiç testleri veya titreşim testleriyle elde ettikleri ampirik değerleri, oluşturdukları modeller ile karşılaştırmışlardır. Bazı yaynlarda ise nispeten düzenli geometriye sahip yapıların matematik modeller oluşturularak ilgili hareket denklemler çıkarılarak analitik çözümler elde edilmiştir.

Demirtaş (2013)'ın çalışmasında, üzerinde çeşitli ayırık elemanlar taşıyan kirişlerin (çubukların) matematik modelleri oluşturulmuş, hareket denklemleri çıkarılmıştır.

Sunguroğlu ve Özkol (2015) yayınlarında kiriş teorilerini konu almışlardır. Euler-Bernoulli, Rayleigh, Shear(kayma) ve Timoshenko kiriş teorileri bilinen en yaygın

teorilerdir. Bu tez çalışmasında; Kayma(shear) kiriş teorisi, en temel ve basit teori olan Euler-Bernoulli kiriş teorisi ile en kapsamlı kiriş teorisi olan Timoshenko kiriş teorisi genel hatlarıyla incelenip, formülleri verilerek karşılaştırılmıştır. Bu detaylı anlatımlar sonucunda sistemlerin doğal frekansının hesaplanabildiği formüller çıkarılıp gösterilmiştir. Kayma gerilmelerinin ve dönme ataletinin ihmal edildiği Euler Bernoulli kiriş teorisi, Euler-Bernoulli denkleminde farklı olarak kayma gerilmelerinin de dikkate alınmasıyla daha kapsamlı hale getirilen Euler-Bernoulli kiriş teorisine ek olarak kayma kuvvetinden kaynaklanan gerilmelerle beraber kesit dönme ataletinin etkisinin de değerlendirildiği Timoshenko kiriş teorisinin genel karşılaştırmaları, artıları ve eksileri değerlendirilmiştir.

Yücel (2009), yaptıkları çalışmada gemilerde ortaya çıkan titreşim problemleri yerel ve genel titreşimler olarak iki ayrı bölümde incelenmiştir. Yerel titreşimler bölümünde titreşim açısından geminin “Kırlangıç” adı verilen köprüüstü uzantıları incelenmiştir. Bu uzantılar, çeşitli uzunluk ve destek açıları için çerçeve sistemleri şeklinde modellenerek sonlu eleman analizi ile doğal frekans ve mod şekilleri belirlenmiştir. Aynı modeller analitik yöntemle de çözümlenerek doğal frekans değerleri hesaplanmıştır. İncelenen kırlangıç yapılarının modelleri laboratuvar ortamında da hazırlanarak sonlu eleman analizi ve analitik yöntemlerle elde edilen sonuçlar deneysel modal analiz yöntemiyle doğrulanmıştır. Global gemi titreşimlerinin incelendiği bölümde ise tüm geminin katı modelleme yazılımıyla üç boyutlu katı modeli oluşturularak sonlu eleman analizi ile doğal frekans ve mod şekillerinin tespiti gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde geminin hangi frekanslarda rezonansa gireceği ve nasıl davranışlar sergileyeceği belirlenmiştir.

Erdoğan (2007), karmaşık dış lastik geometrisi yerine benzer ebatlardaki üç boyutlu eşdeğer silindirik geometrisinin hareket denklemleri analitik olarak elde edilmiş ve serbest titreşim analizi yaparak sistemin doğal frekansları bulunmuştur. Aynı geometri sanal ortamda modellenmiş ve sonlu elemanlar programı ABAQUS yardımıyla modal analiz yapılarak yapının doğal frekansları tespit edilmiştir. Sonrasında ise katmanlı kompozit yapıdaki üç boyutlu karmaşık dış lastik geometrisi ABAQUS programı kullanılarak modellenmiş, sistemin doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur.

Kocabıyk (2010) tarafından yapılan çalışmada, daha önceden tasarımı yapılan bir iş makinesi koruyucu kabınının ISO standartlarına göre testleri yapılmıştır. Modelleme sırasında CATIA V5 üç boyutlu tasarım yazılımı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modelini oluşturmak için ANSYS yazılımı, hesaplamalarını yapmak ve sonuçları görüntüleyebilmek için ise AUTODYN isimli mühendislik yazılımı kullanılmıştır.

Edis ve Tahralı (2006), çalışmalarında 4x4 aracının çeşitli arazi koşullarındaki dinamik davranışlarını incelenmiştir. Taşıtın yedi serbestlik dereceli analitik modeli ve sonlu elemanlar oluşturulmuştur. Ayrıca farklı yol koşulunda farklı yük durumları için benzetimler yapılmıştır. Sonrasında taşıtın doğal frekansları bulunarak hazırlanan yol senaryolarının araç karoserine etkileri incelenmiştir. Matematik model için Matlab ve Simulink kullanılırken doğal frekans ve yol analizi için ABAQUS kullanılmıştır.

Yıldırım Aras (2014) tarafından yapılan çalışmada; ticari araca ait metal braketli bir dış dikiz aynasının, sonlu elemanlar modeli oluşturulup modal analiz yapılarak doğal frekansları tespit edilmiştir. Bunun yanında modal çekiç testleri, sarsıcı testleri, lazer testleri ile aynanın doğal frekansı ölçülerek sonlu elemanlar analiz sonuçları ile karşılaştırılmış, kütle, elastisite modülü, yoğunluk gibi faktörlerin doğal frekanslarda nasıl bir etki oluşturduğunu anlamak üzere sonlu elemanlar programında parametrik çalışmalar yapılmıştır. Bu verilere dayanarak ayna prototipleri imal edilmiş ve bunlar gerek deney düzeneğinde, gerekse araç üzerinde test edilmiştir. Sonuçlar karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır.

Yukarıda gösterilen doğal frekans çalışmalarının bazılarında yapılar (taşıt, gemi) bir bütün halinde ele alınmıştır. Bazılarında lokal incelemeler yapılmıştır. Yapılan çalışmalar gerek yöntem gerek de uygulama olarak referans alınmıştır. Çalışmanın devamında sonlu elemanlar modeli kurularak, modal analiz yapılmış, doğal frekanslar bulunmuş, analitik veya modal çekiç testi ve titreşim testi gibi deneysel çalışmalar ile bulunan sonlu elemanlar analizi sonuçları karşılaştırılmıştır.

Türkçe kaynaklarda titreşim ve sonlu elemanlara içerikli pek çok araştırma, makale, tez çalışması olmasına rağmen, 2014 yayın tarihli Yıldırım Aras'ın çalışmaları haricinde dış

dikiz aynası odaklı özel bir araştırma yapılmamıştır. Buna karşın yabancı literatürde dış dikiz aynaları; statik, dinamik, aerodinamik, akustik olmak üzere çok boyutlu şekilde incelenmiştir.

Song ve Ayorinde (2005), çalışmalarında; sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş, malzeme ve geometride yapısal değişiklikler yapılarak modal değerlere olan etkileri incelenmiştir. Polimer esaslı modern mühendislik malzemelerinin baz alındığı çalışmada yoğunluk, elastisite modülü gibi özelliklere odaklanılmıştır. Ayna gövdesi ve braket parçalarının sonlu eleman modellerini hazırlayarak modal analizini yapmışlardır. Analiz değerleri, test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Benzer test farklı malzeme tipleri için de yapılmıştır. Doğal frekansın minimum hedef değerini 30 Hz olarak kabul edildiği çalışmada, malzeme değişikliğinin yanı sıra ayna braketindeki giriş yapılarının etkileri de sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

Culp (2002), yayında; genellikle dikiz aynanın performansının, ayna ve test ekipmanları üretilmeden ölçülemediği belirtilmiştir. Bu sebeple yayında deneysel analiz baz alınarak aynanın performansını öngörebilecek bir model hazırlanması amaçlanmıştır. Böylelikle, tasarım sürecinde aynanın revize edilerek, proje endüstriyel süreçlerinin kısaltmasında, kalıp maliyetlerinde azalma ve yüksek müşteri tatmininde büyük artış olacağı değerlendirilmiştir. Yapılan gözlemlerde 3 etkenin ayna rezonans frekansına etkisine karar verilmiştir. Bunlar; toplam deformasyon, moment ve rüzgar etkisi. 6 farklı ayna üzerinde yapılan ölçümler ve sanal analizlerin sonuçları referans alınarak her faktör arasında bir bağıntı oluşturulmuştur. Sonucunda, görsel stabilite denklemleri oluşturulmuştur.

Larchez (2007), dış dikiz aynanın aktif kontrolü üzerine çalışmalar yapılmıştır. Yol veya rüzgar kaynaklı titreşimin kompanze edilmesi planlanmıştır. Bu sebeple; farklı tipteki eyleyiciler yardımıyla, farklı düzenekler oluşturularak sanal ortamda ilgili yapıların matematik modellerini oluşturmuşlardır. Sistem modellemesi FxLMS yazılımı aracılığı ile yapılmıştır. Araç üzerinden topladıkları yol yüklerini bu modellere girerek ayna titreşim cevabını incelemişler, sanal ve gerçek değerleri karşılaştırmışlardır.

Sadadeo ve ark. (2015); istenmeyen vibrasyonlar ayna montajında, görüntü bozukluğuna, ayna camının kırılmasına, plastik montaj braketlerinin deforme olmasına sebep olduğunu belirtilmiştir. Yapılan çalışmanın esas amacı otomotiv ana sanayi firmalarının n tasarımlarındaki modellerinin vibrasyon analizlerini yapacak doğru bir model oluşturmak ve bu modelin performansını geliştirerek modal analiz sonucundaki birinci doğal frekans değerini arttırarak otomotiv ana sanayi firmalarının beklenti değerlerinin üzerine çıkmaktır. Bu sebeple Solidworks programında oluşturulan ayna, Hypermesh yardımıyla mesh yapıları oluşturulmuş ve Hypermesh Optistruct zmleyici ile zm gerçekleştirilmiş, doğal frekansları elde edilmiştir. Simülasyondan elde edilen birinci doğal frekansın test sonuçlarıyla örtüştüğü grlmştir. Sonrasında da doğal frekansı hedef değerin üzerine çıkarmak için ayna malzeme ve geometrisinde iyileştirmeler yapılmıştır.

Jaitlee (2006), 60km/sa- 120km/sa arasında çeşitli hızlardaki ayna aerodinamiğinin dış dikiz aynası vibrasyonuna etkisini belirlemek için, dış dikiz aynası yüzeyindeki basınç noktaları üzerine çalışmalar yapılmıştır. 1/4 araç modeli ve gerçek dikiz aynası kullanarak belirlenen noktalara yerleştirdikleri basınç sensörleri yardımıyla hız, basınç, titreşim frekansı gibi ampirik değerler toplanmıştır. Sonraki safhada ise farklı prototiplerle camı saran çerçevenin derinliği değiştirilerek (24 mm, 34 mm, 44mm) sonuçları karşılaştırılmıştır.

Thor ve ark. (2015)'nin çalışmalarında; dış dikiz aynası vibrasyonunun yol yükleri, motor titreşimi ve ayna etrafındaki hava akışı olmak üzere 3 faktörden kaynaklandığı belirtilmiştir. Ayna, temel kütle yay denklemleri ile bağdaştırılarak sonlu elemanlar modeli hazırlanmış ve modal analizini yapılmıştır. Aynanın 1., 2. ve 3. modları tespit edilmiş, ilgili mod frekansını iyileştirmek için yapısal değişiklikler yapılmıştır. 60 Hz kriter olarak alınmıştır. İlgili yapı test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bunun yanında CFD (ANSYS CFX) yazılımı aracılığı ile ayna sürtünme katsayısı tespit edilmiştir. Aerodinamik sürtünme katsayısının azaltılması adına geometrik değişikliklerle simülasyonlar tekrarlanarak sonuçlar karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır.

Olsson (2011), çalışmasında binek aracı dış dikiz aynasının, araç genel sürtünme katsayısına olan etkisi incelenmiştir. Buna göre; araç 60 km/sa ve üzerinde yol alırken sürtünme katsayısının kayda değer bir direnç oluşturmadığı görülmüştür. Oluşan bu direnç; aracın yol tutuşu, yakıt tüketimi, akustik vb... performans kriterlerine doğrudan etki etmektedir. Yapılan çalışmalar, dış dikiz aynasının aracın genel sürtünme katsayısı %2-%7 oranında etkileyebildiğini göstermektedir. Bu bağlamda; çalışmanın detayında araç ve aynanın sanal modeli oluşturulmuş, CFD yazılımı yardımıyla genel sürtünme katsayısı hesaplanmıştır. Aynı zamanda ¼ ölçülerde yapılan ayna modeli ile de rüzgar tüneli testleri yapılmış, testler sanal ortam değerleri ile karşılaştırılmıştır. Son olarak, dış kapak ve gövde yapısındaki eğriselliklerde, radyuslar değişiklikler yapılarak ayna geometrisine bağlı sürtünme katsayısı optimize edilmiştir.

Yuan ve ark., yayınlarda yazarlar tarafından dış dikiz aynası etrafındaki hava akışını deneysel sonuçlarla örtüştürecek modellerin araştırması yapılmıştır. Yapılan CFD analizi hibrid RANS-LES (DES) metodunun deneysel değerlere yakın sonuçlar oluşturduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, dikiz aynası etrafındaki havanın akış analizi yapılırken, DrivAer adlı araç modelinin kullanmanın serbest ayna hava akışına göre daha doğru olacağı sonucuna ulaşılmıştır. Araç A direğinin akışı türbülanslı arttırdığı belirtilmiştir.

Hwang ve ark. (2001), yaptıkları çalışmalarında; otomobil dış dikiz aynasının sonlu elemanlar modeli tasarlanmış ve analizini yapılmıştır. İlgili model, titreşim testleri ile doğrulanmıştır. Ansys programı kullanılarak modal analiz yapılmış, sonrasında harmonik analiz yapılarak dikiz aynasının camının dinamik yükler altındaki deformasyonuna bakılmıştır. Bu yayında, birinci doğal frekansta olduğu görülen maksimum deplasmanı azaltılması amaçlanmıştır. Titreşim genliğinin düşürme çalışmasında Deneysel Tasarım Sistematiği içinden Taguchi metodu kullanılmıştır. Yayında Deneysel Tasarım Sistematiğinden de özetle bahsedilmektedir. Yazarların incelemelerinde, doğrudan etkisi olmadığı belirtilen parçalar analize dahil edilmemiş, sadece noktasal bir kütle olarak değerlendirmeye katılmıştır. Modeli doğrulamak için çekiç testi yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizi ve deney sonuçlarının eşleşmesi için sonlu elemanlar modelinde kolerasyonlar yapılmıştır.

Kharazi ve ark. (2015), yayınlarında aynada oluşan aerodinamik vibrasyonları 2 adımda incelenmiştir. Birinci adımda, kararlı olmayan bir akışın oluşturduğu değişken basıncın ayna camı üzerinde doğrudan sebep olduğu vibrasyon. İkinci adım yani çalışmanın esas odak noktasında ise türbülanslı akışın, gövde üzerinden ayrılırken türbülanslı geçiş bölgesinin incelenmesidir. Akış davranışını doğrulamak, ayna vibrasyon performansını öngörmek amacıyla zamana bağlı hesaplamalı akışkan dinamiği yazılımı (CFD) yardımıyla model oluşturulmuştur. Türbülanslı akış CFD analizi ayna etrafındaki akış bölgesini ve türbülans kayma katmanını çözebilmek için DES adı verilen Deattached Eddy Simulation modelin kullanılmıştır. Metodu doğrulamak amacıyla pek çok akış karakteristiği ve bu karakteristiğin sonuçları oluşturularak, rüzgar tünelinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen gözlem ve simülasyon verileri neticesinde kabul edilebilir bir vibrasyon, ayna üzeri akışa bağlı basınç ilişkisi bulunmuştur. Bu ilişkiye göre düzeltilen CFD sonuçları, ayna vibrasyonunda öngörülebilirlik sağladığı görülmüştür.

Kletz ve ark. (2012), çalışmalarına göre; katı-rijit bir ayna, araç gövdesinin de tahrikini içeren titreşimleri tam anlamıyla sönümleyememekte, titreşim probleminin ortadan kaldırılmasında yetersiz kalmaktadır. Bu problemi çözmek için araç dinamiği ve taşıt dinamiğini yeniden tasarlamak gerekmektedir. İlgili problemin çözümünde yeni yaklaşım olarak; cam plakasını baz alan, elastik davranışlı, dışarıdan gelen yüklere karşı yüksek dayanıma sahip, çok eksenli vibrasyonu absorbe edebilecek bir arayüz üzerinde durulmuştur. Çalışmada; çift sarmallı, düşük katlıtaki piezo elektrik eyleyicili bu arayüzün özellikleri gösterilmiştir. Bu arayüzde, sadece aynanın dinamik özelliklerini geliştirmekle kalmayıp aynanın ayarlanmasını sağlayan motorun (çok fonksiyonlu bir eleman davranışı) yerine de kullanılmıştır.

Benzer şekilde yabancı kaynaklarda, çevre şartlarına göre dış dikiz aynasının performansının incelendiği dökümanlar bulmak mevcuttur.

Çalışmada mevcut kaynaklardan farklı olarak, dış dikiz aynanın doğal frekansının yaklaşık değerlerini hesaplayabilmek amacıyla bir analitik model kurulmuş, hesaplamaları yapılmıştır. Sonraki safhada sonlu elemanlar modeli hazırlanarak modal

analizi yapılmıştır. Sonraki bölümlerde detayları ile anlatılan farklı modellere göre üretilen aynanın çekiç testi ve vibrasyon dayanım testi yapılmıştır. Çalışmada analitik hesaplamalar, sonlu elemanlar analizi ve çekiç test değerleri kıyaslanmıştır.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 Dış Dikiz Aynası

Araç dış dikiz aynası farklı isimlerle, araç üzerinde farklı bölgelere yerleştirilmiştir. Çamurluk aynası, kanat aynası, kapı aynası vb. Farklı isimlere rağmen her zaman amaç, sürücünün görüş açısını, algı sınırını arttırmaktır.

Araçlarda dış dikiz aynasının tarihçesi 1911'e kadar gitmektedir. Ray Harroun Indianapolis 500 yarışlarında kullandığı Şekil 3.1'deki Marmon yarış aracına taktığı Şekil 3.2'de görülen dikiz aynasını arkasındaki rakiplerini gözlemlemek için kullanmıştır. Bu da kendisine avantaj sağlamıştır.



Şekil 3.1. Indianapolis 500 marmon aracı



Şekil 3.2. Marmon aracındaki dikiz aynası

Dış dikiz aynasının ilk patentini 1921'de Elmer Berger almıştır. Bu sebeple kendisi dikiz aynasının mucidi olarak kabul edilmektedir. Bu dönemde Amerika şehirlerarası yolları sadece iki şerit olduğundan dikiz aynası ihtiyaçtan çok bir lüks olarak kabul görmekteydi. 1960lı yıllarda zorunluluk olarak kabul edilene kadar dikiz aynaları araç üzerinde standart bir parça değillerdi.

Gelişen teknoloji ile zaman içerisinde değişim gösteren dikiz aynalarının, yapılan pazar araştırmalarına göre uzun yıllar aracın olmazsa olmaz emniyet parçalarından biri olarak kalacakları değerlendirilmektedir.

3.1.1 Dış Dikiz Aynasının Özellikleri



Şekil 3.3. Günümüzde dış dikiz aynası

Günümüzde araçlarda bulundurulması zorunlu olan aynaların etkinliğini ve özelliklerini arttırmak için temel fonksiyonuna ilave olarak çeşitli görevler eklenmektedir. Günümüzde kullanılan dış dikiz aynası örneğini Şekil 3.3'te gösterilmiştir.

Isıtmalı Cam : Dikiz aynasında yağmurlu havalarda buğu yapan cam, net görüntü sağlayamaz. Aynanın buğusunu hızlı bir şekilde giderebilmek için, ayna camının arka yüzeyine Şekil 3.4'te görüldüğü gibi çift taraflı yapışkan rezistans plaka yapıştırılmaktadır.



Şekil 3.4. Cam rezistans plakası

Logo Lambası : Şekil 3.5'te gösterildiği gibi dikiz aynasının alt bölümüne yerleştirilen lamba, zemini aydınlatarak araç dikkat çekiciliğini arttırmaktadır.



Şekil 3.5. Ayak aydınlatma lambası

Yan Sinyal Lambası : Aracın en dış noktası olan dikiz aynasında, Şekil 3.6'da olduğu gibi üzerine takılan yan sinyal lambası sayesinde aracın görünürliğini arttırmaktadır.



Şekil 3.6. Dış dikiz aynası üzerindeki yan sinyal lambası

Kör Nokta Sensörü : Aracın etrafında, dış dikiz aynaları ve iç dikiz aynalarına rağmen sürücünün görüş alanı dışında olan, sürücüye göre kör nokta olarak kalan bir alan mevcuttur. Bu tehlikeyi ortadan kaldırmak için ayna üzerine Şekil 3.7 de gösterildiği şekilde kör nokta sensörü eklenerek sürücünün trafikteki tehlikelere karşı uyarılması sağlanır.



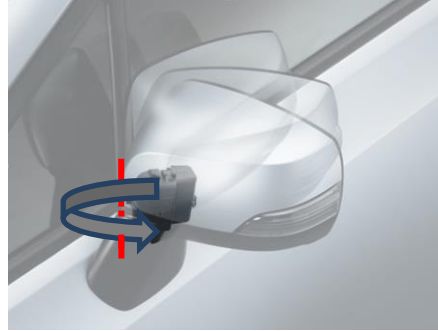
Şekil 3.7. Kör nokta göstergeli dış dikiz aynası

Motor Ayarlı Ayna : Dikiz aynası camının bir motor yardımıyla araç içerisindeki düğmelerden kontrol edilerek istenilen görüş açısında ayarlanmasına yardımcı olur. Şekil 3.8’de aynaya montajlanan motor gösterilmektedir.



Şekil 3.8. Dış dikiz aynası ve cam ayar motoru

Otomatik katlanma : Bu özellikle, dış dikiz aynası park edilmesinden sonra katlanma bölgesinde bulunan Şekil 3.9’daki ilave bir motor sayesinde otomatik bir şekilde katlanır.



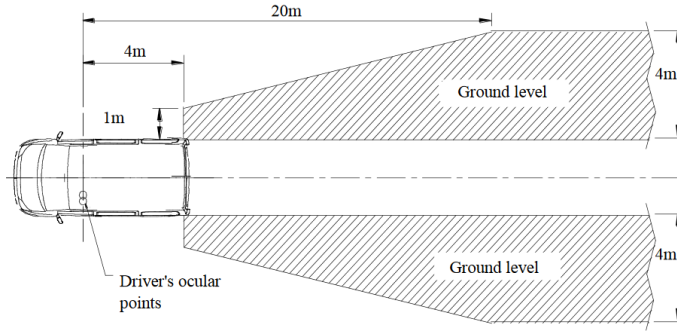
Şekil 3.9. Dikiz aynası içindeki otomatik katlama motoru

Bütün ticari ürünlerde olduğu gibi motorlu taşıtlar ve kendilerini oluşturan bütün alt bileşenleri de satılacakları pazarlarda, müşteriler tarafından kullanılabilmesi için ilgili pazar ülkelerinin yasal zorunluluklarına uymak zorundadırlar.

| Vehicle category | Interior mirror | | | Exterior mirrors | | |
|------------------|---|--|---|---|--|--|
| | Interior mirror Class I | Main mirror (large) Class II | Main mirror (small) Class III | Wide-angle mirror Class IV | Close-proximity mirror Class V | Front mirror Class VI |
| M ₁ | Compulsory Unless the vehicle is fitted with anything other than safety glazing material in the field of vision prescribed in paragraph 15.2.4.1. | Optional | Compulsory 1 on the driver's side and 1 on the passenger's side Class II mirrors may be fitted as an alternative. | Optional 1 on the driver's side and/or 1 on the passenger's side | Optional 1 on the driver's side and 1 on the passenger's side (both shall be fitted at least 2 m above the ground) | Optional (shall be fitted at least 2 m above the ground) |
| M ₂ | Optional (no requirements for the field of view) | Compulsory 1 on the driver's side and 1 on the passenger's side | Not permitted | Optional 1 on the driver's side and/or 1 on the passenger's side | Optional 1 on the driver's side and 1 on the passenger's side (both shall be fitted at least 2 m above the ground) | Optional (shall be fitted at least 2 m above the ground) |
| M ₃ | Optional (no requirements for the field of view) | Compulsory 1 on the driver's side and 1 on the passenger's side | Not permitted | Optional 1 on the driver's side and/or 1 on the passenger's side | Optional 1 on the driver's side and 1 on the passenger's side (both shall be fitted at least 2 m above the ground) | Optional (shall be fitted at least 2 m above the ground) |
| N ₁ | Compulsory Unless the vehicle is fitted with anything other than safety glazing material in the field of vision prescribed in paragraph 15.2.4.1. | Optional | Compulsory 1 on the driver's side and 1 on the passenger's side Class II mirrors may be fitted as an alternative. | Optional 1 on the driver's side and/or 1 on the passenger's side | Optional 1 on the driver's side and 1 on the passenger's side (both shall be fitted at least 2 m above the ground) | Optional (shall be fitted at least 2 m above the ground) |

Şekil 3.10. Araç kategorilerine göre ayna sınıfları

Bu tez çalışması kapsamında ele alınan dış dikiz aynası M1 kategorisinde yer alan bir binek araca ait olup aracın pazar alanı Avrupa bölgesi ve Kuzey Afrika ülkeleridir. Dolayısı ile tabii olduğu regülasyon Avrupa Birliği Parlamentosu ve Konsey Yönergesi, 46. yasadır (Anonim 2003). Bu sebeple araç, Şekil 3.10'da verilen araç kategorilerine göre ayna sınıflarından da görüleceği üzere 1 adet Class I (iç dikiz ayna), 2 adet Class III (yan dış dikiz aynası) taşımak zorundadır.



Şekil 3.11. Sınıf III sürücü görüş alanı

Şekil 3.11’de görülen taralı alan Sınıf III dikiz aynanın görüş açısı içinde kalması gereken zorunlu bölgedir. Ayrıca bunların da yasal beklentilerin karşılandığını göstermek için akredite test merkezlerinde ilgili testler yapılarak ayna üzerine uygun şekilde markalama yapılmalıdır. Çalışmanın bundan sonraki bölümlerinde dış dikiz aynası daha detaylı olarak incelenecektir.

3.1.2 Dış Dikiz Aynasının Alt Bileşenleri

Otomobil imalatçı firmaları yeni bir model çıkarmayı hedeflediklerinde stili oluşturmak üzere eskiz çalışmalarını yaparlar. Bu çalışmalar tasarım programları yardımıyla 3 boyutlu hale getirilerek kil modeli oluşturulur. Kil modelde de tatmin edici bir görselliğe ulaşılmasının ardından araç stili tamamlanır ve alt parça tedarikçi firmalarına kendileri ile ilgili parçaların stil yüzeyleri gönderilir. Tedarikçi firmalar da ana imalatçı firmaların görsel, termal, mekanik vb. beklentilerini karşılayacak şekilde tasarımlarını geliştirirler. Dış dikiz aynası için de aynı süreç geçerlidir.

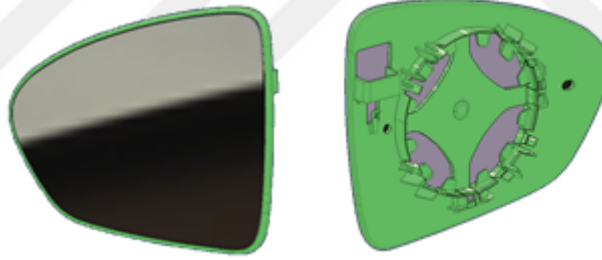
Dikiz aynası kabuk yüzeyi tedarikçi firmaya gönderilir. Tedarikçi firma tarafından camın sınırları optimum şekilde belirlenir. Üretilirlik ile ilgili temel analizler yapılır ve sonrasında detay çalışmalarla dış dikiz aynası tasarımına devam edilir. Detay çalışmalarda alt parçalar şekillendirilmektedir. Dış dikiz aynasını oluşturan esas parçalar; cam grubu, bezel, alt kapak, iç braket, bayonet, ara kapak, üçgen ayak, bağlantı braketi ve contadır.



Şekil 3.12. Sanal ortamda tasarlanmış bir dış dikiz aynası

Tez çalışması kapsamında üzerinde çalışma yapılan ayna Şekil 3.12’de gösterilmiştir. Aynanın 3B modeli Catia paket programı aracılığıyla yapılmıştır. Aynayı oluşturan alt bileşenler aşağıda detaylı şekilde yer almaktadır.

Cam Grubu : Şekil 3.13’teki görülen cam tutucu; cam, cam tutucu plaka ve ikisini birbirine bağlayan çift taraflı yapışkan plakadan oluşmaktadır. Cam tutucu plaka malzemesi genellikle PC veya ABS-PC’dir. Motor kontrollü aynalar için bu gruba cam motoru da dahil edilebilir.



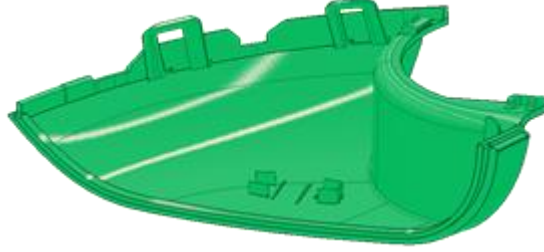
Şekil 3.13. Cam grubu ön-arka görünüş

Bezel : Dikiz aynası camını çevreleyen bezel, şekil 3.14 te görülmektedir. Camın arkasındaki kablo, vida vb. detayları kapatmaktadır. Malzemesi PP T20(%20 mineral katkılı Polipropilen)’dir. Gövdeye 3 vidayla montajlanmaktadır.



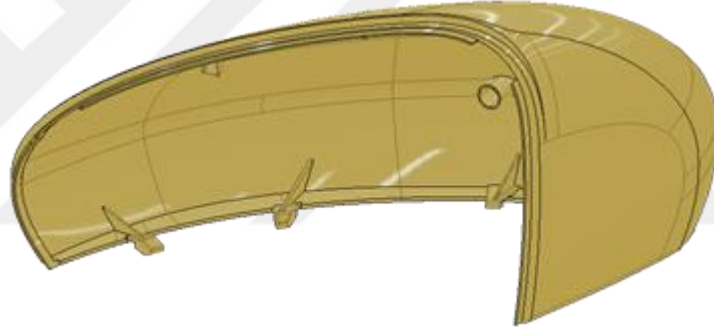
Şekil 3.14. Bezel

Alt Kapak : Dikiz aynasının alt kısmına montajlanan Şekil 3.15'teki alt kapak, iç braketle tırnaklar yardımıyla montajlanır. Hammaddesi PP T20'dir.



Şekil 3.15. Alt kapak

Üst Kapak : Şekil 3.16'da üst kapak görülmektedir. Aynaya, üzerindeki tırnaklar yardımıyla montajlanmaktadır. Hammaddesi ABS'dir.



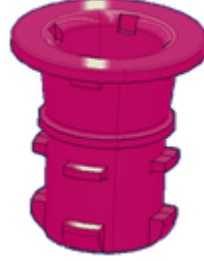
Şekil 3.16. Üst kapak

İç Braket : Şekil 3.17'de görülen iç braket, aynanın yük taşıyıcı parçalardan birisidir. Üzerine eklenen kirişlerle rijit bir yapıya sahip olması sağlanır. Ayna ayar motorunu ve ona bağlı cam grubunu taşıyan parçadır. Malzemesi PA66 GF50'dir.



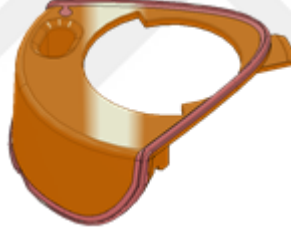
Şekil 3.17. İç braket

Bayonet : Şekil 3.18'deki bayonet, mekanik katlamalı olan aynada, aynanın katlama mekanizmasında yer alarak bağlantı yayının ön yüklemeli kalmasını sağlamaktadır. Malzemesi PA66GF50'dir.



Şekil 3.18. Bayonet

Ara Kapak : Ayna gövde ve araç grubu arasında kalan, katlanma mekanizmasındaki vida, yay vb... montaj detaylarını kapatmaktadır. Şekil 3.19'deki ara kapağın hammaddesi PP T20'dir.



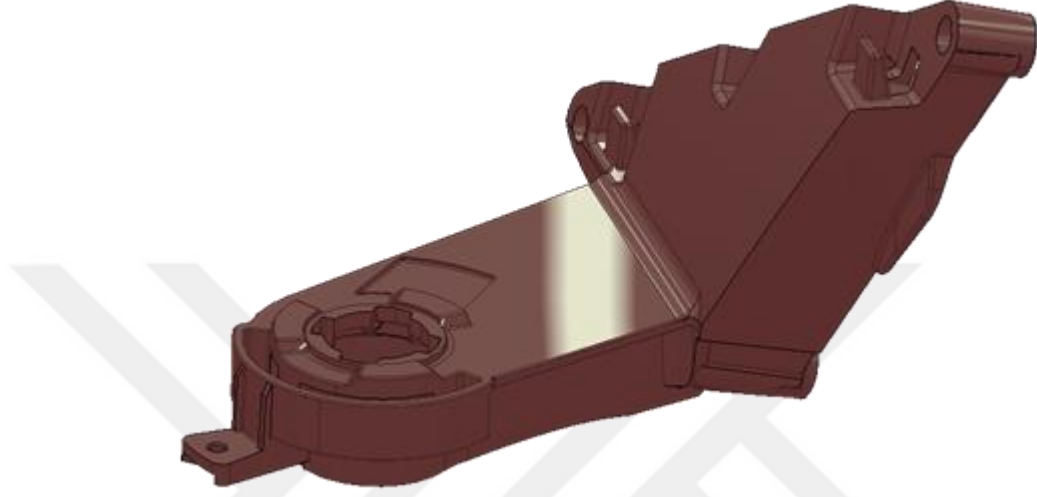
Şekil 3.19. Ara kapak

Üçgen Ayak : Aynanın araca bağlantı bölgesine bulunan şekil 3.20'deki üçgen ayak, bağlantı braketine vida ve tırnaklar yardımıyla montajlanır. Hammaddesi PP T20'dir.



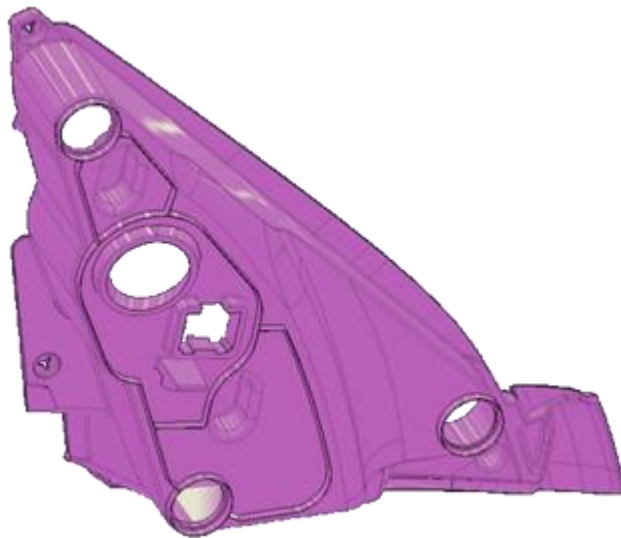
Şekil 3.20. Üçgen Ayak

Bağlantı Braketi : Aynanın araca bağlantısını sağlan taşıyıcı parça bağlantı braketidir. Şekil 3.21’de gösterilen bağlantı braketinin rijit bir yapıya sahip olması dinamik performans açısından önem arz etmektedir. Aynanın tüm parçaları doğrudan veya dolaylı olarak bağlantı braketini bağlıdır. Hammaddesi PBT GF50’dır.



Şekil 3.21. Bağlantı Braketi

3 Boyutlu Conta : Şekil 3.22 de görülen 3 boyutlu conta, bağlantı braketi ve araç sacı arasında montajlanır. Ayna bağlantı bölgesinde sızdırmazlığı sağlamaktadır. Hammaddesi LDPE’dır.



Şekil 3.22. 3 Boyutlu conta

3.2 Titreşim

Belirli bir zaman aralığında kendisini tekrarlayan hareketler titreşim veya salınım olarak adlandırılır. Sarkaçın sallanma veya gergin telin hareketi titreşimin tipik örnekleridir. Vibrasyon teorisi, kütlelerin salınım hareketi ve onlara uygulanan kuvvetleri açıklar. Genel olarak bir titreşim sistemi, potansiyel enerjiyi depolayan bir eleman (yay veya elastik eleman), kinetik enerjiye sahip bir eleman (kütle veya atalet) ve sistemdeki enerjiyi aşama aşama sistemden alan bir eleman (sönümleyici) içerir. Titreşim sistemi, kinetik enerjinin potansiyele ve potansiyel enerjinin kinetik enerjiye dönüşümünü kapsar. İlave olarak; sistem sönümlü ise, her titreşim periyodunda enerjinin bir kısmı sistemden atılır. Eğer böyle bir sistemin kararlı bir titreşim durumunda kalması istenirse sönümleyici dış kaynaklarca sistemden uzaklaştırılmalıdır (Rao, 2011).

Doğal frekans; bir cismin sadece esnekliğine ve kütlesine bağlı olan ve cismin o frekansta uyarıldığında yüksek genlikte ve sürekli titreşeceğini frekansa doğal frekans denir (Çağlayan, 2009).

Bir cismin ve/veya sistemin doğal frekansına çıkan bir frekansta uyarılması sonucu oluşan fiziksel duruma rezonans denir (Çağlayan, 2009).

Titreşim; uygulanan uyarı şartlarına göre, sistemin bünyesinde bulundurduğu eleman tiplerine göre vb. çeşitli şekilde sınıflandırılabilir.

Serbest Titreşim : Sistem; uyarılması sonrası kendiliğinden titreşmeye devam ediyorsa, ilgili titreşim serbest titreşim olarak tanımlanmaktadır. Sisteme etkiyen bir dış kuvvet yoktur. Basit sarkaç salınımı serbest titreşime bir örnektir.

Zorlanmış Titreşim : Sistem dış kuvvetler (sıklıkla, tekrarlı kuvvetler) tarafından zorlanması sonucu oluşan titreşim zorlanmış titreşim olarak bilinir.

Sönümsüz Titreşim : Sistemde, salınım süresince sürtünme veya bunun gibi dirence bağlı bir enerji kaybı oluşmuyorsa ilgili sistem sönümsüzdür.

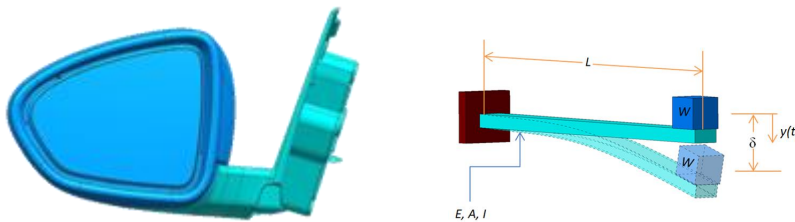
Sönümlü Titreşim : Sistemde, salınım esnasında bir enerji kaybı oluşuyorsa ilgili sistem sönümlü sistemdir. Pek çok fiziksel sistemde sönümün küçük olması sebebiyle ihmal edilir, dikkate alınmaz. Ancak rezonansa yakın titreşim frekanslarında sönüm ciddi bir önem arz etmektedir.

Mühendislik dallarının alt inceleme başlıklarından biri olan titreşim konusunda, genel olarak bir sistemin doğal frekansını bulmaya yönelik çalışmalar yapılır. Sistemin doğal frekansı ile uyarılma frekansı karşılaştırmaları yapılarak rezonans durumları incelenir.

Tüm mühendislik sistemlerinde olduğu gibi otomotiv sanayinde de titreşim üzerinde detaylıca durulması gereken bir faktördür. Başta güvenlik olmak üzere otomobil son kullanıcılarının kalite, konfor gibi beklentileri ile doğrudan ilişkilendirilebilir. Aracı meydana getiren alt parçaların doğal frekansının, araçta çeşitli sebeplerle oluşan titreşim frekanslarına yakın veya çakışık olması, parçaları fiziksel olarak olumsuz etkilemektedir. Otomobilde yer alan dış dikiz aynaları için de durum benzerdir. Aynanın doğal frekansının aracın çalışma frekanslarından farklı olması araç imalatçı firmaları tarafından özellikle talep edilmektedir. Aksi halde, aynada deformasyonlar meydana gelebilir, camdaki görüntülerde bulanıklık algılanabilir.

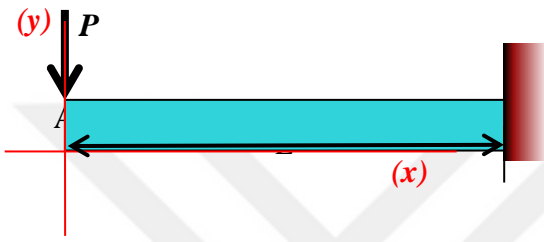
3.3 Dış Dikiz Aynasının Sistem Modeli

Mühendislik problemleri çözerken sistemlerin genel karakteristiklerini koruyarak sadeleştirmeler yapmak, kapsayıcı bir çözümün ilk adımıdır. Bu bağlamda dış dikiz aynası gibi karmaşık geometriye, homojen olmayan bir ağırlık dağılımına sahip yapıyı göz önüne alındığında; ilgili geometrinin eşdeğer karşılığı, şekil 3.23'te gösterildiği gibi ucunda yük taşıyan ankastre bir kiriş olarak kabul edilmiştir.

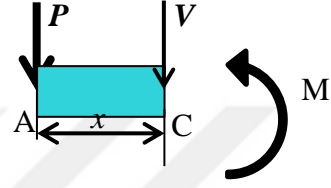


Şekil 3.23. Dikiz Aynası Eşdeğer Modeli

Ankastre kirişler için Kayma kiriş teorisi, Euler-Bernoulli kiriş teorisi, Timoshenko kiriş teorisi gibi farklı analitik teoriler mevcuttur. Bu çalışmada kullanılan model ise Euler-Bernoulli kiriş modelidir. Şekil 3.24 gösterildiği gibi serbest ucunda P tekil kuvveti etki eden bir ankastre kirişin her hangi bir noktasındaki yerdeğiştirmeyi ifade eden denklemler aşağıda çıkartılmıştır. Denklemlerin eldesinde kullanılan kirişe ait serbest cisim diyagramı Şekil 3.25’de verilmiştir.



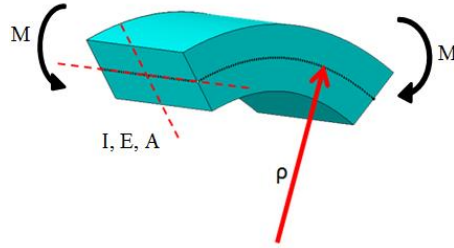
Şekil 3.24. Ankastre Kiriş



Şekil 3.25. Serbest Cisim Diyagramı

Ucuna P kuvveti uygulanan L boyundaki bir ankastre kirişin x’e bağlı eğilme momenti;

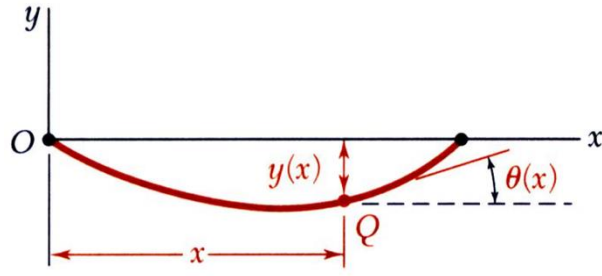
$$M(x) = -P \cdot x \quad (3.1)$$



Şekil 3.26. Eğilen Kiriş

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M(x)}{EI} \quad (3.2)$$

Şekil 3.26 daki gibi eğilen bir kirişin yarıçapını hesaplamak için, düzlemsel bir eğrinin belirli bir $Q(x,y)$ (Şekil 3.27) noktasındaki eğrilik yarıçapını veren aşağıdaki formül kullanılabilir.



Şekil 3.27. Orijinden geçen bir parabol

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\frac{d^2y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}} \quad (3.3)$$

Rijit kirişlerde eğilme çok düşük olacağından $\frac{dy}{dx}$ ifadesi 0 olarak kabul edilerek 1'in yanında ihmal edilirse aşağıdaki ifade elde edilmiş olur.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (3.4)$$

Denklem (3.3) ile Denklem (3.5) eşitlenerek gerekli düzeltmeler yapılırsa;

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI}$$

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = -Px \quad (3.5)$$

elde edilir.

Böylelikle kirişin elastik eğrisini ikinci dereceden diferansiyel denklemi elde edilir. Denklem (3.5) x'e göre integrali alındığında

$$EI \frac{dy}{dx} = \int_0^x -Px dx + C_1$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \int_0^x M(x) dx + C_1$$

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{2}Px^2 + C_1 \quad (3.6)$$

Şekil 3.24'e bakıldığında B noktasında $x=L$ olmaktadır. Ayrıca B noktasında kirişin eğimi de $\theta = \frac{dy}{dx} = 0$. Denklem (3.6) bu değerlere göre çözüldüğünde $C_1 = \frac{1}{2}PL^2$ olarak bulunur. Denklem (3.6)'nın düzenlenmiş hali Denklem (3.7)'de görülmektedir.

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{2}Px^2 + \frac{1}{2}PL^2 \quad (3.7)$$

Denklem (3.7)'nin x 'e göre integrali alındığında Denklem (3.8) elde edilir.

$$EIy = -\frac{1}{6}Px^3 + \frac{1}{2}PL^2x + C_2 \quad (3.8)$$

Şekil 3.24'te görülen B noktası ($x = L$, $y = 0$) sınır şartları Denklem (3.8)'e uygulandığında,

$$C_2 = -\frac{1}{3}PL^3$$

olmaktadır. Denklem (3.8) elde edilen C_2 değerine göre düzenlendiğinde,

$$EIy = -\frac{1}{6}Px^3 + \frac{1}{2}PL^2x - \frac{1}{3}PL^3$$

yada,

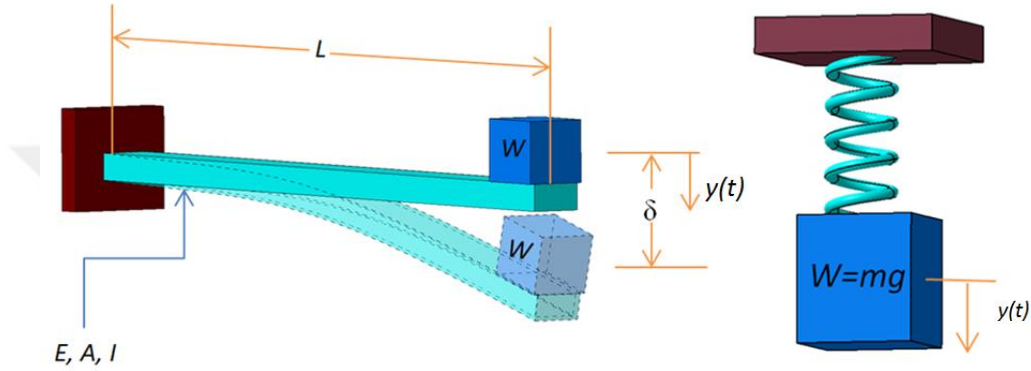
$$y = \frac{P}{6EI}(-x^3 + 3L^2x - 2L^3) \quad (3.9)$$

A noktasının ($x=0$), Y eksenindeki sehimi için $x=0$ sınır şartı tanımlandığında;

$$y_A = -\frac{PL^3}{3EI} \quad (3.11)$$

$$\theta_A = \frac{dy}{dx} = \frac{PL^2}{2EI} \quad (3.12)$$

Elde edilen denklemler, Şekil 3.28’de ankastre kirişin kuvvet altındaki yer değiştirmesini tanımlamaktadır. Bu durum, Şekil 3.29’daki temel kütle-yay modeline uyarlanmıştır.



Şekil 3.28. Ankastre Kiriş-Kütle Modeli

Şekil 3.29. Kütle Yay Modeli

Denklem (3.11) deplasman denklemi düzenlendiğinde,

$$y \cdot \left(\frac{3EI}{L^3}\right) = -P \quad (3.13)$$

olmaktadır. Tipik bir helisel yay ele alındığında; k yay sabiti için kuvvet-deplasman ilişkisi,

$$y \cdot k = P \quad (3.14)$$

olmaktadır. Bu durumda, bir ucu serbest ankastre kiriş için yay sabiti,

$$k_{kiriş} = \left(\frac{3EI}{L^3}\right) \quad (3.15)$$

olarak ifade edilebilir. Basit kütle yay modelinin doğal frekansı da,

$$y \cdot k = m\omega_n^2 y \quad (3.16)$$

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$2\pi f_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.17)$$

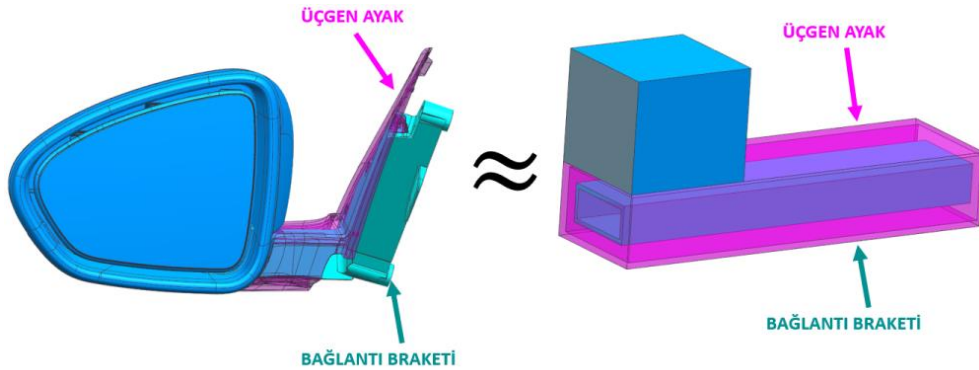
olarak tanımlanmaktadır. Ankastre kiriş için Denklem (3.15)'te elde edilen $k_{kiriş}$ ifadesi Denklem (3.17) üzerinde yerine konularak düzenlendiğinde,

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{3EI}{L^3 m}\right)} \quad (3.18)$$

Yukarıdaki denkleme göre, sönümü ihmal ettiğimizde, dikiz aynasının dinamik davranışlarına etkileyen parametreler aşağıda belirtilmiştir.

- Kütle değişikliği (M)
- Bağlantı noktasına mesafesi (L)
- Elastisite modülü (E)
- Kesit Ataleti (I)

İlerleyen kısımda; teze konu olan dikiz aynanın, 1. doğal frekansını bulabilmek için yukarıda derlenen denklemlerden faydalanılmıştır.



Şekil 3.30. Dikiz Aynası Eşdeğer Modeli

Dikiz ayna bünyesindeki 1 adet bağlantı braketini, Şekil 3.30'da gösterildiği gibi yapıdaki ankastre giriş görevini görmektedirler. Ayna bünyesindeki diğer parçalar bu brakete veya braketin taşıdığı bir diğer parçaya montajlanmaktadır.

Sonraki bölümde; bulduğumuz etken parametreler, sonlu elemanlar modelimizde farklı niceliklerle kullanmak koşuluyla ayna doğal frekansındaki değişimler tespit edilerek ana sanayinin talep ettiği değerlere ulaşılması hedeflenmektedir.

3.4 Sonlu Elemanlar Modal Analizi

Sonlu elemanlar metodu; karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak, her birinin kendi içinde incelenmesiyle sonucun bulunduğu bir çözüm şeklidir. Metot ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Sonlu elemanlar metodunda genellikle karşılaşılan problemler kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilen fiziksel problemlerdir. Örneğin; elastik cisim mekaniğinde aranan sonuç cismin yaptığı yer değiştirmedir. Bu ise gerilme ve yer değiştirmeler arasında kurulan ikinci dereceden bir kısmi diferansiyel denklemin çözümü ile elde edilir. Denklemler basit geometriler ve yükleme durumları için kesin sonuçlar elde edilecek şekilde çözülebile de karmaşık problemlerde yaklaşık çözümlerin elde edilmesi kaçınılmaz hale gelir. Yaklaşık çözümler de genellikle potansiyel enerji ve varyasyonel yöntemleri kullanırlar (Kocabıyık,2010).









3.4.1 Sonlu Elemanlar Tarihsel Gelişimi

Öncelikli olarak yapısal analizlerde kullanılmaya başlanan sonlu elemanlar yöntemine ait ilk çalışmalar 1940'ların ilk yarısında ortaya çıkmaktadır. A. Hrennikoff ve M. C. Henry yarı analitik analiz metodlarıyla bu alandaki ilk çalışmalarını ortaya koymuşlardır. Sonlu elemanlar yöntemi ile burulma problemi için çözüm, 1943 yılında üretilmiştir.

1950-1970 arasında pek çok teorik, nümerik çalışmanın sonrasında genel amaçlı sonlu elemanlar yazılımları (ANSYS, MARC, NASTRAN, DYNA3D) ortaya çıkışı 1970'li yıllardır. 1980'lilerin sonlarında gelişen ve yaygınlaşan bilgisayar teknolojisi,

yazılımların küçük bilgisayarlarda da kullanılmasını mümkün kılmıştır. Günümüzde artarak devam eden çalışmalarla gelişip evrilen sonlu elemanlar metodu ve bu yöntemleri kullanan yazılımlar karmaşık yapıların, çok disiplinli problemlerin (örneğin, akış, ısı transferi, yapısal vb...) çözümlerinde problemin tipine göre Şekil 3.1'deki elemanlar kullanılarak çok daha düşük hata oranlarını oldukça hızlı bir şekilde mümkün kılmaktadırlar.

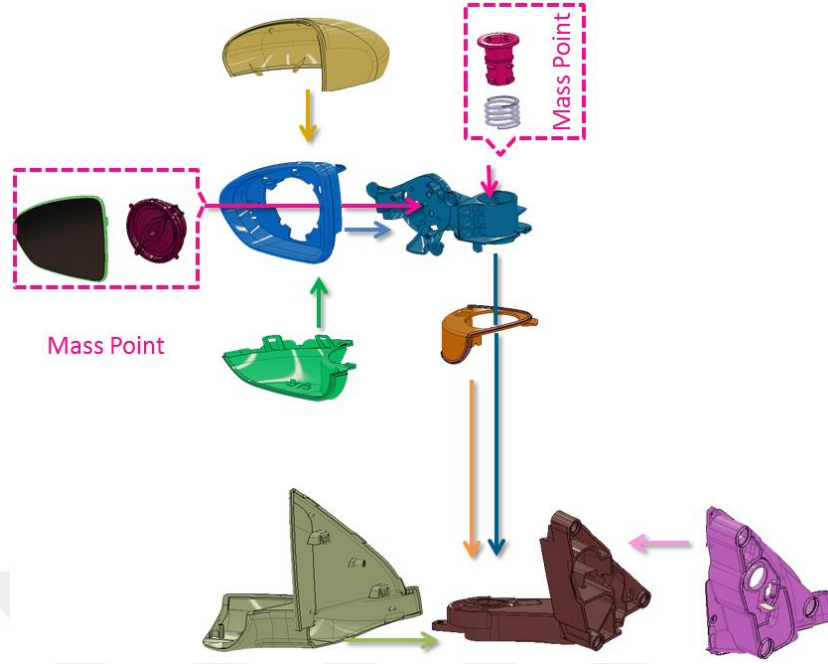
Çizelge 3.1. Sonlu elemanlar metodu yaygın kullanılan elemanlar

| BOYUT | ELEMAN DERECESESİ | ELEMAN ŞEKLİ | ELEMAN TİPİ |
|---------------|-------------------|---|-----------------|
| 1B (DĞRÜ) | Lineer |  | Kiriş |
| | Kuadratik |  | Kiriş |
| | Kübik |  | Kiriş |
| 2B (ALAN) | Lineer |  | Tabaka Kabuk |
| | Kuadratik |  | |
| | Kübik |  | |
| 3B (HACİM) | Lineer |  | |
| | Kuadratik |  | |

3.4.2 Dış Dikiz Aynası Sonlu Elemanlar Modal Analizi

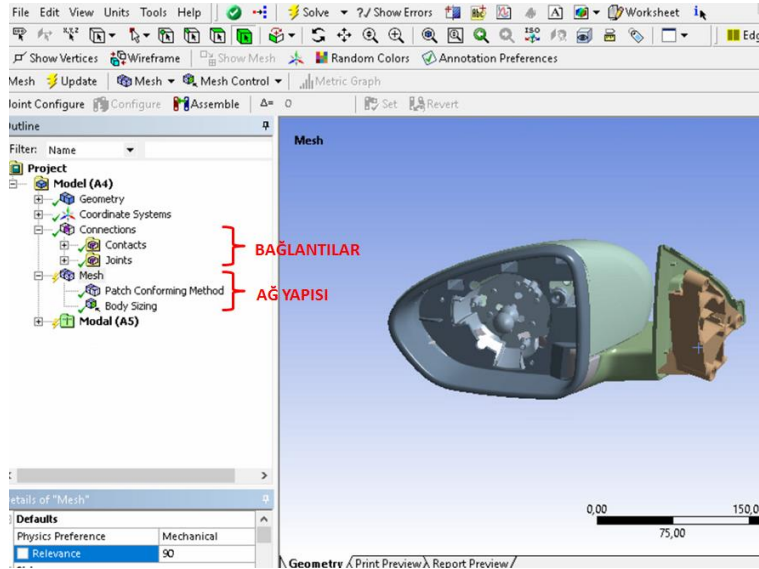
Vibrasyon performansı iyileştirilmek istenen dikiz aynanın, üzerinde değişiklik yapılabilecek parametreler yukarıda belirtilmiştir.

Aynadaki vibrasyonun; çevresindeki hava akışından, motor titreşimlerinden ve ağırlıklı olarak aracın yol yüklerinden kaynaklandığından bahsedilmiştir. Bu sebeple çalışmanın içeriğinde performans iyileştirmesi için ayna-araç bağlantı bölgesine odaklanılmıştır.



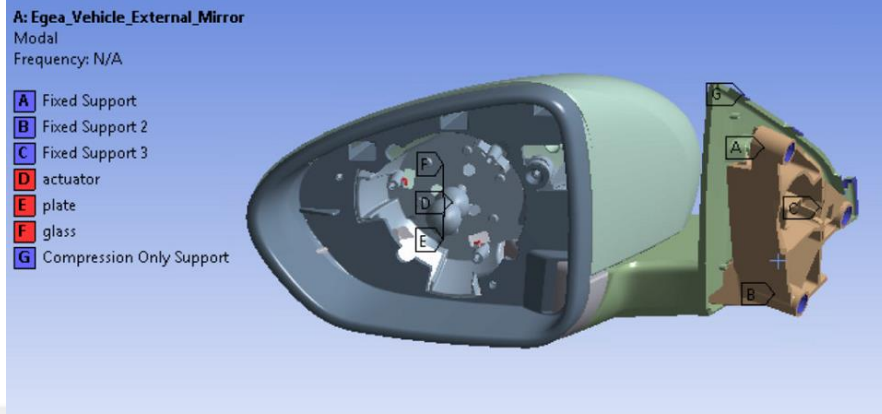
Şekil 3.31. Tasarımı yapılan dış dikiz aynası alt parça bağlantıları

Ankastre kiriş olarak değerlendirilen dikiz aynasının stil yüzeylerindeki değişikliğin kabul edilmemesi sebebiyle dikiz aynasının bağlantı noktasına olan uzaklığın da değiştirilemeyeceği varsayılmaktadır. Dolayısı ile kütle, elastisite modülü, kesit ataleti parametrelerindeki değişikliklerle ayna vibrasyon performansının iyileştirilmesi hedeflenmektedir.



Şekil 3.32. Dikiz dikiz aynası ANSYS program detayları

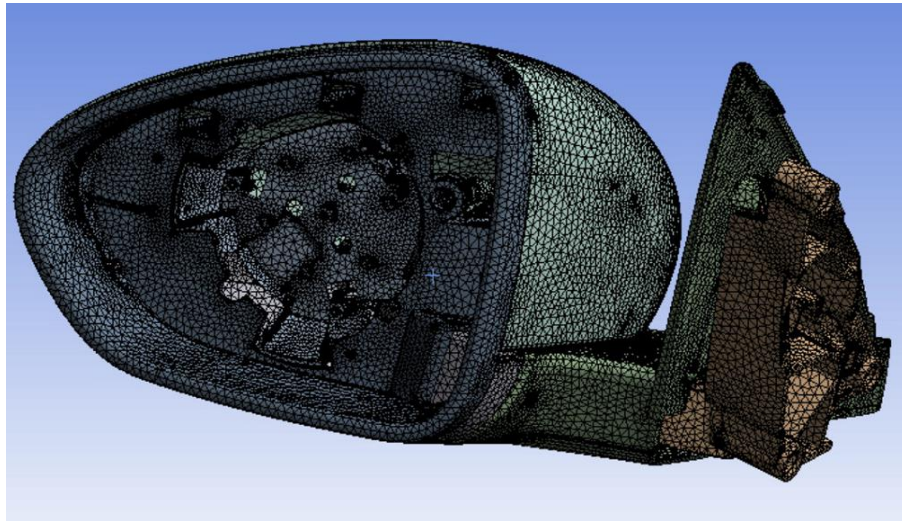
Modal simülasyon Şekil 3.32’te gösterildiği gibi ANSYS yazılımı yardımıyla gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.33. Dış dikiz aynası simülasyon bağlantı sınır şartları

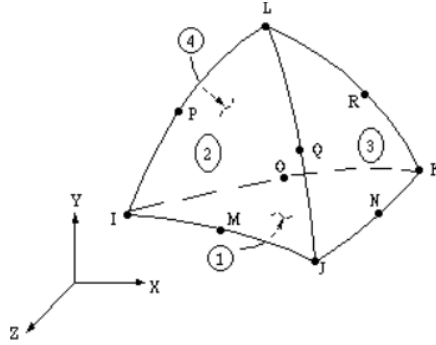
Aynanın araç üzerine vidalandığı noktalar Fixed Support” olarak tanımlanmıştır. Ayrıca aynanın araca temas eden yüzeyleri Compression Only Support olarak tanımlanmıştır. Bu tanım, sadece bası olması durumunda aynaya karşı direnç göstermektedir. Cam, cam tutucu ve cam motorunu Mass Point olarak tanımlanmıştır.

Yazılım kendi içerisindeki alt yazılımı yardımıyla mesh adı verilen ağ yapısı örülerek nod adı verilen ve denklemlerin çözümleri için referans olarak kullanılan düğüm noktaları oluşturulmuştur.



Şekil 3.34. Dış dikiz aynası ağ yapısı

Dikiz aynası ağ örgüsü(Şekil 3.34), ANSYS yazılımı içerisindeki gösterilen SOLID92(Şekil 3.35) eleman tipi kullanılarak yapılmıştır. Buna göre yapıda; 2785117 adet düğüm noktası ve 1876796 adet eleman mevcuttur.



Şekil 3.35. Ansys SOLID92 elemanı tipi

Çizelge 3.2’de, simülasyonda tanımlanan alt parçaların detayları verilmiştir. Burada en kritik parçanın araç bağlantı braketi olduğu değerlendirilmiştir. Bağlantı braketine malzeme değişikliği yapılmak şartıyla simülasyonlar yapılarak vibrasyon performansı incelenmiştir. Böylelikle elastisite modülünün etkisi değerlendirilmiştir.

Çizelge 3.2. Analizde kullanılan parçaların malzeme detayları

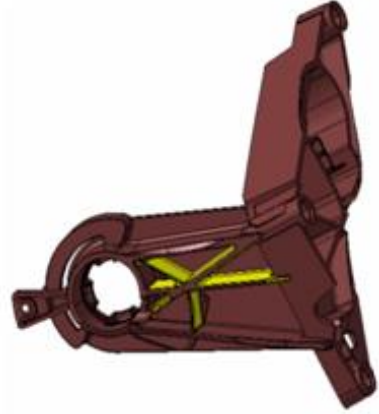
| PARÇA ADI | MALZEME TİPİ | ELASTİSİTE MODÜLÜ (GPa) | POISSON ORANI | YOĞUNLUK (gr/cm ³) | AĞIRLIK (gr) | AÇIKLAMA |
|----------------------------------|---|-------------------------|---------------|--------------------------------|-------------------|--|
| AYNA | CAM | 61 | 0,2 | 2,5 | 85 gr | MASS POINT |
| CAM TUTUCU | ABS-PC | 2,4 | 0,35 | 1,15 | 47 | MASS POINT |
| MOTOR | | | | | 187 | MASS POINT |
| ÇERÇEVE | PPTD20 | 2,6 | 0,35 | 1,07 | 116 | |
| ALT KAPAK | PPTD20 | 2,6 | 0,35 | 1,07 | 27,5 | |
| ÜST KAPAK | ABS | 2,4 | 0,35 | 1,05 | 144,5 | |
| İÇ BRAKET | PA66 GF50 | 10 | 0,35 | 1,55 | 190 | 16 Gpa (Nem<%50) 10 Gpa (Nem>%80) |
| BAYONET | PA66 GF50 | | 0,35 | 1,55 | 21 | MASS POINT |
| YAY | ÇELİK | | 0,35 | 7,1 | 40 | MASS POINT |
| ARA KAPAK | PPTD20 | 2,6 | 0,35 | 1,07 | 27,5 | |
| ÜÇGEN AYAK | PPTD20 | 2,6 | 0,35 | 1,07 | 140 | |
| 3D CONTA | LDPE | 0,3 | 0,4 | 0,96 | 60 | |
| BAĞLANTI BRAKETİ | A) PBT GF30 B) PA66 GF50 C) PBT GF50 | 3,4 10 17 | 0,35 | 1,47 1,55 1,73 | 154 162 181 | 3 farklı malzeme denemesi yapılmıştır. |
| BAĞLANTI BRAKETİ (İLAVE FEDERLİ) | A) PBT GF30 B) PA66 GF50 C) PBT GF50 | 3,4 10 17 | 0,35 | 1,47 1,55 1,73 | 173 181 201 | 3 farklı malzeme denemesi yapılmıştır. |

Aynanın dinamik parametrelerinden bir diğerrinin de kütle olduğu denklemler yardımıyla gösterilmiştir. Kütlenin doğal frekansa etkisini görmek adına da ayrı simülasyon yapılmıştır. Bu simülasyonda aynanın kütle noktası (mass point) olarak tanımlanan cam grubunun ağırlığı sanal ortamda 250 gr arttırılarak simülasyon girdileri tekrar düzenlenmiştir. Bu simülasyonda bağlantı braketi PBT GF30 olarak tanımlanmış, simülasyon sonuçları elde edilmiştir.

Aynanın öngörülen performans hedefine ulaşabilmesi için malzeme değişikliği ve kütle etkisinin yanı sıra Şekil 3.36'deki braketeye feder eklenerek braket kesitinde Şekil 3.37 gösterilen değişiklik yapılmış (kesit ataleti arttırılmıştır) ve bunun yapıya olan etkisi simülasyonlarla yorumlanmıştır.



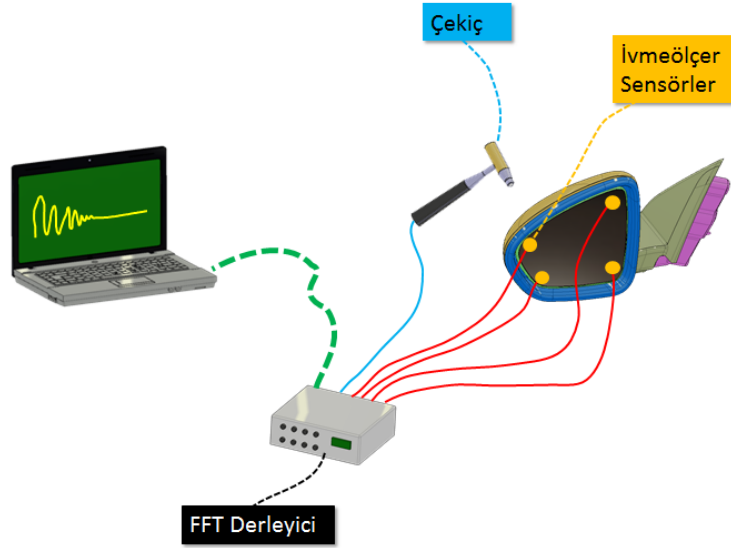
Şekil 3.36. Federsiz bağlantı braketi



Şekil 3.37. Federli bağlantı braket

3.5 Modal Çekiç Testi

Bir geometrinin, modal değerlerini ampirik olarak elde etmek için kullanılan en yaygın yöntem çekiç testidir. Bunun için Şekil 3.38'de görüleceği üzere, 1 adet kuvvet ölçer çekiç, ivme sensörleri, analiz derleyici ve bilgisayar gerekmektedir.



Şekil 3.38. Çekiç testi analiz şeması

Çekiç testinde, üzerinde kuvvet ölçer sensörü bulunan bir çekiç yardımıyla sisteme adım girdi tahriki uygulanır. Tahrik kuvvetine göre yapı, bir salınım hareketi yapar. Salınım sonucunda, ölçüm yapılmak istenen noktaların ivme değerleri ivmeölçerler yardımıyla 3 ekseninde ölçülerek derleyiciye gönderilir. Derleyici, sensörlerden gelen elektronik sinyalleri anlamlı, sayısal değerlere dönüştürerek bilgisayara gönderir. Böylelikle veriler saklanabilir, sonuçları incelenip kıyaslanabilir, görselleştirilebilir. Aşağıda, ayna üzerinde yapılan ölçüm detaylı bir şekilde anlatılmış, kullanılan ekipmanlar belirtilmiştir.

Araç üzerinde, yapılan bu testte dış dikiz aynası kapıya montajlanmış haldedir. Dikiz aynası araca 3 adet M6 vida ile montajlanmaktadır. Ölçüsel, görsel, ağırlık olarak kalite kontrolü yapılan test aynası araca uygun şekilde montajlandıktan sonra DJB marka 25mV/N kuvvet hassasiyeti ve 2.55 mV/(m/s²) ivme hassasiyetine sahip Şekil 3.39'da gösterilen naylon uçlu çekiçle tahrik edilmiştir.

| IH-01 | | | |
|--------------------|--------------------------------------|------------------|--|
| Sensitivity | 25mV/n 2.55mV/(m/s ²) | Hammer Head Ø | Ø 21mm Ø 0.83in |
| Measuring Range | 200N | Hammer Length | 250mm 9.84in |
| Hammer head Weight | 38gm 0.99oz | Output Connector | BNC |
| Hammer Mass | 160gm 6.35oz | Tips Supplied | s/steel, aluminium rubber, nylon |



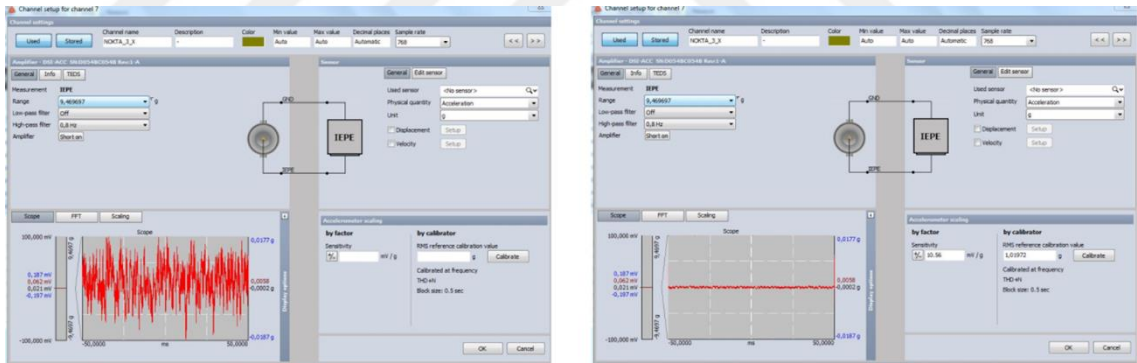
Şekil 3.39. DJB IH-01 darbe çekiçi

Ayna üzerine PCB markasının 356B21 model ivme ölçer sensörlerinden (Şekil 3.40) 4 adet yerleştirilmiştir.



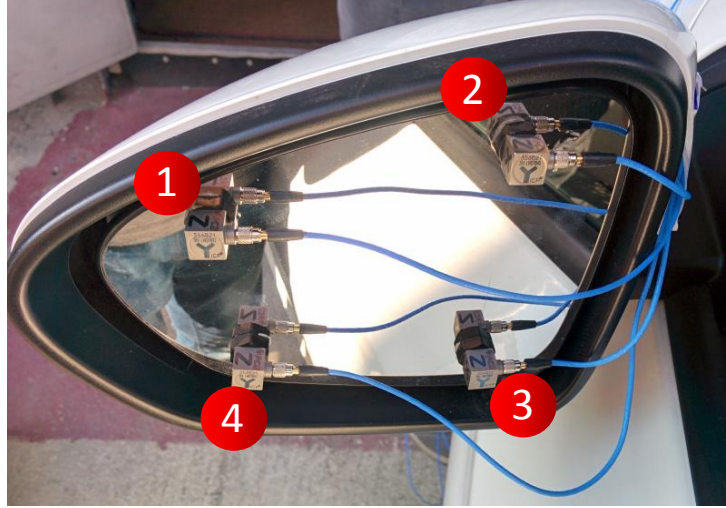
Şekil 3.40. PCB 356B21 ivme ölçer sensör

1.02 mV/(m/s²) hassasiyete sahip bu ivme ölçerler 10 KHz frekansa kadar hassas şekilde ölçüm yapabilmektedirler. Bu sensörlerden gelen elektronik sinyaller DEWESoft derleyicisi ve yazılımı yardımıyla bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Test öncesinde her sensörün kendisine özel olarak tanımlanan hassasiyet faktörlerini DEWESoft yazılımında tanımlamak gerekmektedir. Böylece Şekil 3.41’de görülen sensörlerdeki gürültü sinyalleri filtrelenerek daha doğru ve hassas ölçümler yapılabilmektedir.



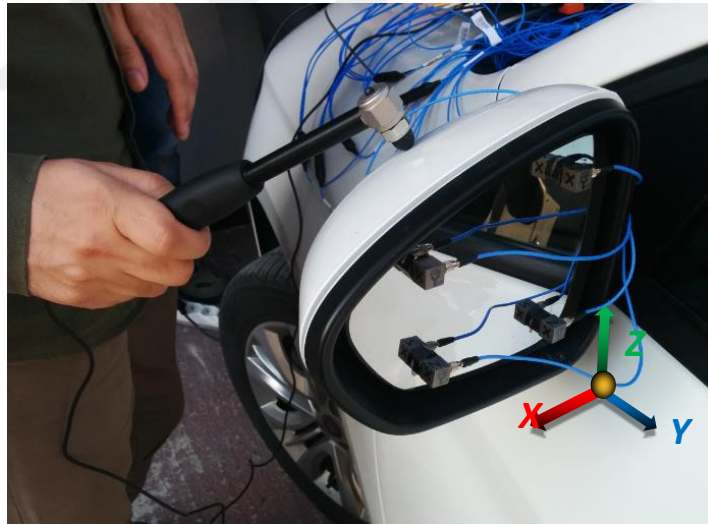
Şekil 3.41. Hassasiyet faktörü tanımlanan sensör öncesi ve sonrası

Örneğin; 2 numaralı ölçüm noktasına ait sensörün hassasiyet faktörü 1,01978 g'dir. Test yazılımında bu değer tanımlandığında sensördeki gürültü sinyallerinin azaldığı görülmüştür.



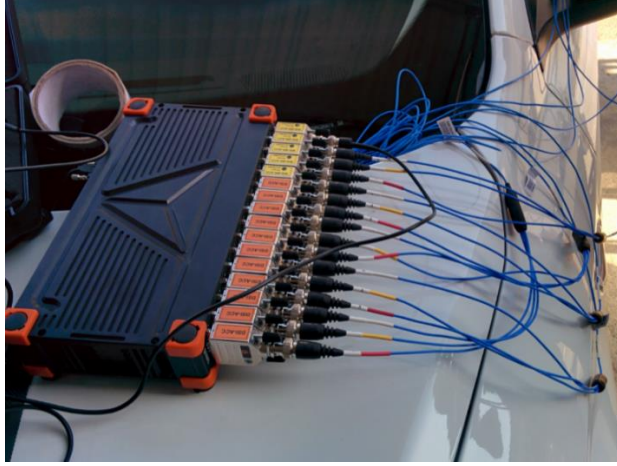
Şekil 3.42. İvme ölçer konumları

Camın köşegen noktalarına yerleştirilen sensörler Şekil 3.42 'te gösterildiği gibi numaralandırılmıştır. Köşegenlerin seçilmesinin sebebi, 4 noktanın da camın sabitleme noktasından uzakta olmasıdır.



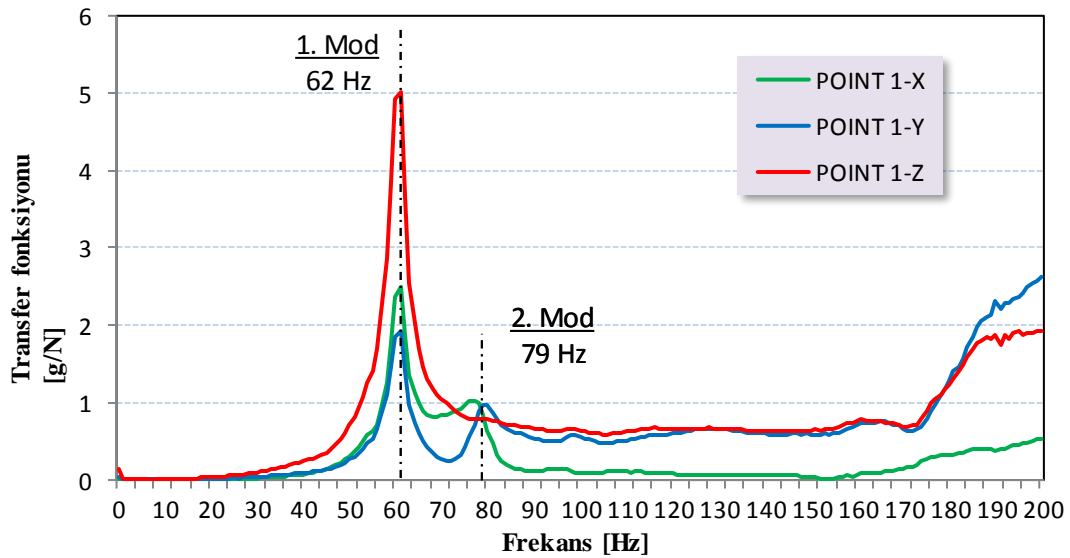
Şekil 3.43. Dikiz ayna ve ivmeölçerler

Yukarıdaki Şekil 3.43'te cam üzerine 4 adet ivme ölçer yapıştırılmış. Görselde olduğu şekilde $-Z$ yönünde aynaya girdi uygulanmıştır.



Şekil 3.44. DEWESoft veri derleyici

Modal darbe çekici ile yapılan vuruşlar sonucu oluşan titreşim hareketi, ivme ölçerler tarafından tespit edilerek, Şekil 3.44’de gösterilen veri derleyiciye sinyaller gönderilmektedir. Derleyici ilgili sinyalleri sayısal verilere çevirerek bilgisayara gönderir. Bilgisayarda da sayısal verileri Şekil 3.45’deki gibi yorumlanabilir grafiklere dönüştürülür.



Şekil 3.45. 1.Ölçüm noktası ölçüm değerleri

Test sırasında vuruş yapılan noktanın doğal frekansa etkisini görebilmek adına aynanın farklı noktalarına da vuruşlar yapılmıştır. Farklı darbe noktalarının doğal frekansa etkisi Şekil 3.49’de gösterilmiştir. Eğrideki değerler, 3 numaralı sensörün Z eksenli değerleridir.



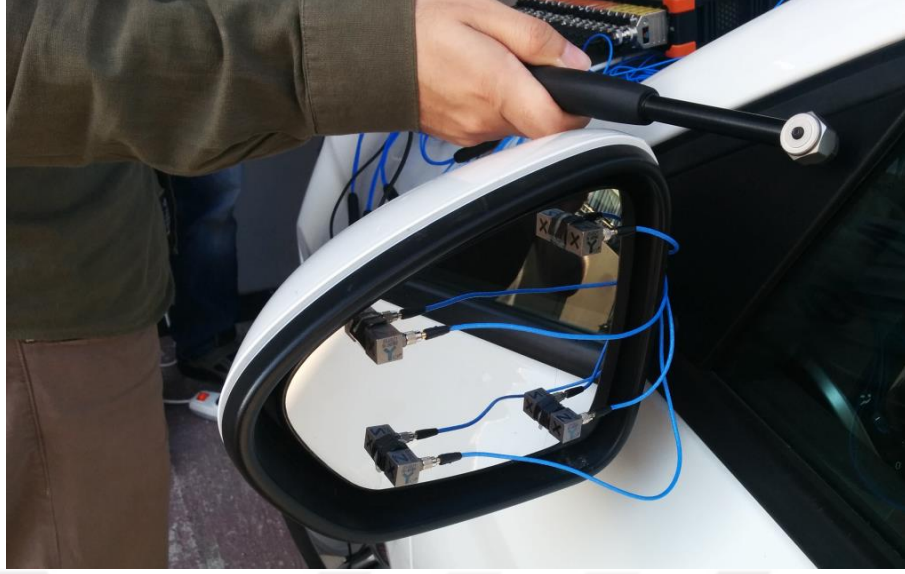
Şekil 3.46. Cam vuruş noktası

Şekil 3.46'da gösterildiği gibi dış dikiz aynasında cam merkezine vurularak da ölçüm alınmıştır.



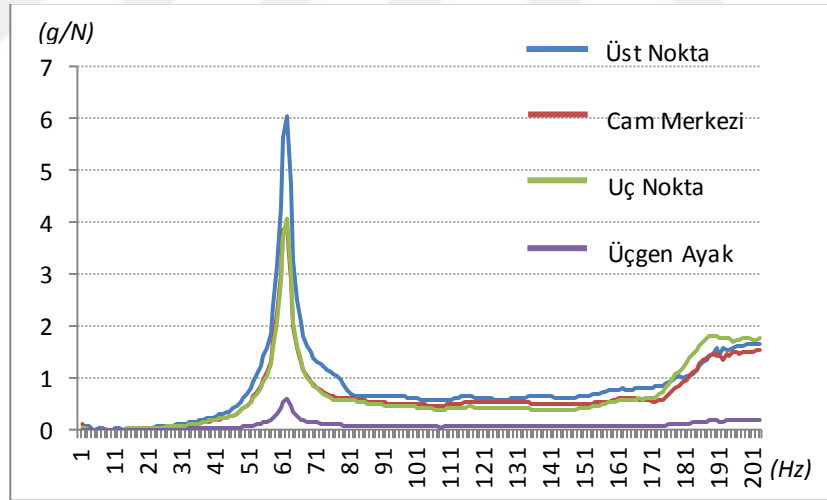
Şekil 3.47. Uç vuruş noktası

Diğer bir vuruş noktası da Şekil 3.47'de gösterilen aynanın en uç noktasıdır.



Şekil 3.48. Üçgen ayak vuruş noktası

Dikiz aynasına yapılan çekiç tahriklerinden bir tanesi Şekil 3.48'deki aynanın araca bağlandığı bölge olan üçgen ayak bölgesidir.



Şekil 3.49. Çekiç vuruş noktalarının karşılaştırılması

Yapılan ölçümde 1 numaralı ölçüm noktasından alınan değerlere bakıldığında, darbenin yönüne göre salınım genliği ve ivme büyüklüğü değişmektedir. Ancak modal noktalarda herhangi bir değişiklik görülmemiştir. Genel olarak eğilim ayındır. Buna dayanarak da vuruş noktasının modal değerler üzerinde etkisinin olmadığı söylenebilir.

3.6 Dış Dikiz Ayna Vibrasyon Dayanımı

Dış diki aynasının araç üzerine montajlandıktan sonra, zaman içerisinde çeşitli sebeplerle titreşime maruz kalacağı belirtilmişti. Titreşim kaynaklı deformasyonları görebilmek için, ayna seri üretim öncesinde vibrasyon dayanım testine tabi tutulmaktadır. Test şartları OEM firmalarına göre değişiklik göstermektedir.



Şekil 3.50. Dikiz Aynası Harmonik Analizi

Teze konu olan dikiz aynaya, sonlu elemanlar simülasyonunda tespit edilen 1, 2 ve 3. doğal frekanslarında Şekil 3.50’te gösterildiği gibi 30 m/s^2 ivme X, Y ve Z eksenlerinde ayrı ayrı uygulanarak harmonik cevap analizi yapılmıştır.



Şekil 3.51. Vibrasyon dayanım testi

Analizler sonrasında, imalatı gerçekleştirilen ayna vibrasyon dayanım testine tabi tutulmuştur. Test boyunca, X ekseninde 30 m/s^2 ’lik ivmelenmeye sahip girdi 4 saat boyunca aynaya uygulanır. Sonrasında, Y ekseninde 30 m/s^2 ’lik girdiler 4 saat boyunca uygulanır, son olarak aynı Z ekseninde de 4 saat boyunca aynaya 30 m/s^2 ’lik girdi

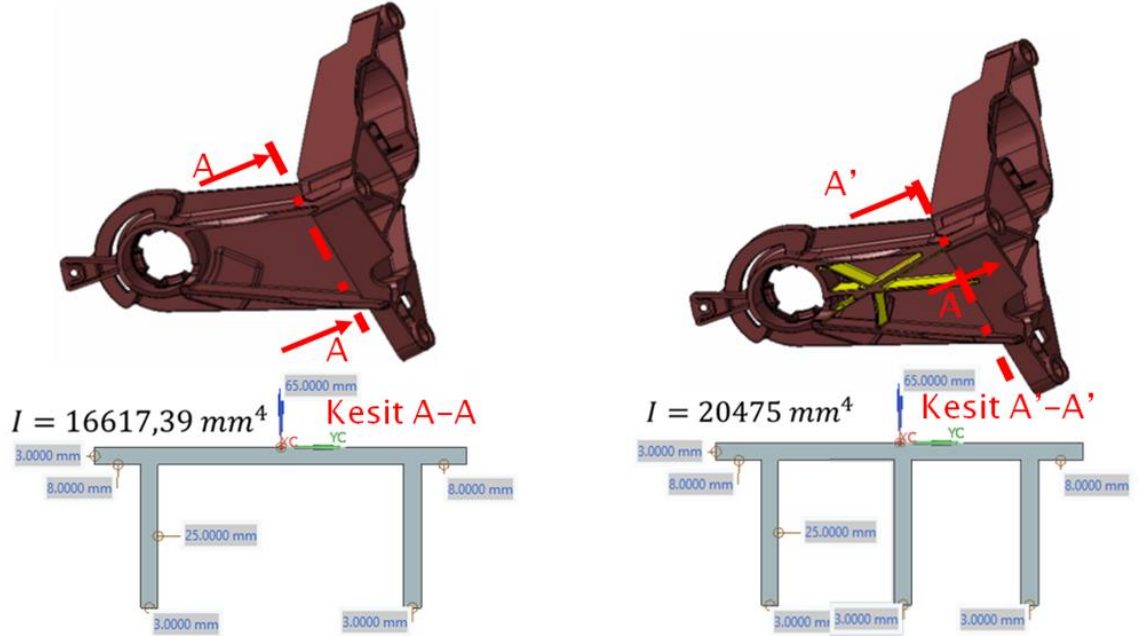
uygulanır. Ayrı ayrı 3 ekseninde 4'er saatlik titreşim zorlamaları sonrasında, ayna alt parçaları tek tek incelenerek herhangi bir deformasyon olup olmadığı gözlemlenir.



4. BULGULAR

Çalışmanın başında, dış dikiz aynasının doğal frekansını analitik yöntemle belirleyebilmek için bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabullere göre düzenlenen denklemler yardımıyla, aynanın 1. doğal frekans hesaplanmıştır. Doğal frekansın daha daha gerçekçi bir model üzerinden belirlenebilmesi için sonlu elemanlar yazılımı ile sanal simülasyonlar yapılmıştır. Yapılan ilk hesaplama ve simülasyonlar sonucunda bulunan değerler hedef değerinin altında kalmıştır. Bu sebeple, analitik denklemin (Denklem 3.18) dinamik parametreleri olan kütle(m), parça elastisite modülleri(E) ve geometrik rijitlik(k) değerlerinde değişiklikler yapılarak hesaplama ve simülasyonlar tekrarlanmıştır.

Aşağıda detayları anlatılan simülasyonlarda öncelikle kütle etkisi kıyaslanmıştır. Sonrasında malzeme değişikliklerinin aynaya olan etkisini görebilmek adına simülasyon farklı malzemelerle tekrarlanmıştır. Sonraki adımda da aynanın bağlantı braketine Şekil 4.1'de gösterilen federler eklenerek geometrik rijitliğinin artırılması simüle edilmiştir.



Şekil 4.1. Federlerle güçlendirilmiş bağlantı braketini

Yapılan diğer bir simülasyon da harmonik analizdir. Harmonik analizde, üretilmiş olan gerçek aynaya yapılacak vibrasyon testi simüle edilmiştir. Simülasyon sonucunda, tanımlanan titreşim şartlarının aynada fiziksel deformasyon sebep olup olmayacağı değerlendirilir.

Simülasyon sonuçlarına göre hedef doğal frekans ve deformasyon kriterini sağlayan dikiz aynası modelinin imalatı gerçekleştirilerek modal çekiç testi ve vibrason testi yapılmış, sonuçları da simülasyon değerleri ile karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4.1. İncelenen Dış Dikiz Aynası Modelleri

| MODEL ADI | BRAKET MALZEMESİ | AYNA KÜTLESİ (Kg.) |
|-----------|------------------|--------------------|
| A | PBT GF30 | 1,29 |
| A' | PBT GF30 | 1,54 |
| B | PA66 GF50 | 1,30 |
| C | PBT GF50 | 1,32 |
| D | PBT GF30 | 1,30 |
| E | PA66 GF50 | 1,32 |
| F | PBT GF50 | 1,35 |

Çalışmanın analitik ve simülasyonlar safhası için Tablo 4.1'de gösterildiği gibi 7 ayna modeli kurulmuştur. A aynasının taşıyıcı braket malzemesi PBT GF30 kabul edilirken, B aynasında PA66 GF50, C aynasının bağlantı braketini hammaddesi PBT GF50 olarak tanımlanmıştır. Ağırlığın etkisini görmek için, hammaddesi PBT GF30 olan A aynasına 250 gr. eklenerek oluşturulan modelin analitik ve sonlu elemanlar sonuçları da elde edilmiştir. D, E, F aynalarında, A, A', B, C aynalarından farklı olarak Şekil 4.1'de gösterilen destek federleri ile güçlendirilmiş braket kullanılmıştır. D braketinin hammaddesi PBT GF30, E braketinin hammaddesi PA66 GF50, F aynasının hammaddesi de PBT GF50 olarak analitik ve sonlu elemanlara tanımlanmıştır.

4.1. Analitik Bulgular

Yukarıda analitik model kısmında elde edilen 3.15 denklemi Çizelge 3.2 ve Çizelge 4.1 ve Şekil 4.1'deki verilere göre çözüldüğünde;

$$I = 16617 \text{ mm}^4$$

$$E = 11 \text{ Gpa (PBT GF30 malzeme için)}$$

$$L = 170 \text{ mm}$$

$$M = 1,29 \text{ Kg}$$

olarak alındığında bağlantı braketi yay katsayısı için;

$$k_{bağlantı\ braketi} = \left(\frac{3 \times (11000 \text{ MPa}) \times (16617 \text{ mm}^4)}{(170 \text{ mm})^3} \right)$$

$$k_{bağlantı\ braketi} = 111,614 \text{ N/mm} = 111614 \text{ N/m}$$

elde edilir. Denklem 3.18 yukarıdaki değerlere göre çözüldüğünde dikiz aynasının frekansı;

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{111614}{1,29}}$$

$f_n = 46,8 \text{ Hz}$ olarak bulunur.

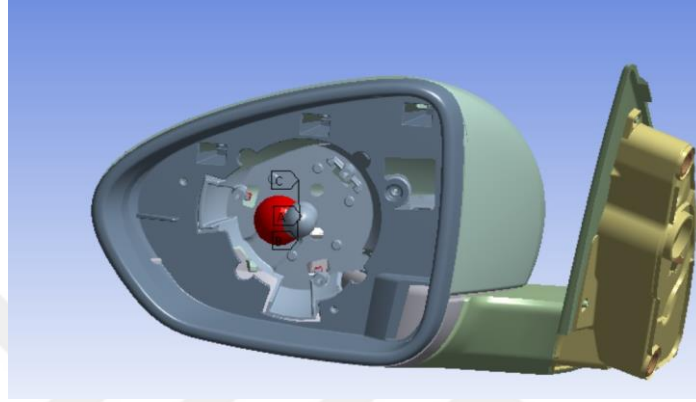
Denklem 3.18; Çizelge 3.2, Şekil 3.37 ve Şekil 3.38'deki bilgilere göre düzenlendiğinde elde edilen sonuçlar Çizelge 4.1'deki gibi olmaktadır. Yukarıda analitik hesaplama bölümünde elde edilen 46,8 Hz değeri, hedef değer olarak kabul edilen 60 Hz altında kalmıştır. Bu sebeple hesaplamada görüldüğü gibi farklı malzemeler ve onlara ait kütle-elasticite değerleri de değerlendirilmiştir. Çizelge 4.2'de 7 adet ayna modeline ait analitik sonuçlar görülmektedir.

Çizelge 4.2. Analitik Çözüm Sonuçları

| BRAKET YAPISI | AYNA TİPİ | BRAKET MALZEMESİ | KÜTLE (Kg.) | ELASTİSTE MODÜLÜ(Mpa) | f (Hz) |
|---------------|-----------|------------------|-------------|-----------------------|--------|
| | A | PBT GF30 | 1,29 | 11000 | 46,8 |
| | A' | PBT GF30 | 1,54 | 11000 | 42,8 |
| | B | PA66 GF50 | 1,3 | 15000 | 54,5 |
| | C | PBT GF50 | 1,32 | 17000 | 57,5 |
| | D | PBT GF30 | 1,31 | 11000 | 51,6 |
| | E | PA66 GF50 | 1,32 | 15000 | 59,9 |
| | F | PBT GF50 | 1,35 | 17000 | 63,2 |

4.2. Sonlu Elemanlar Simülasyon Bulguları

Kütlenin, yapı üzerindeki etkisi görmek için 47 gr. olan cam tutucu plakaya 250 gr. ilave edildiği kabul edilerek Şekil 4.2’de görülen kütle nokta (Mass Point) ağırlığı 297 gr. olarak değiştirilerek simülasyon tekrarlanmıştır.

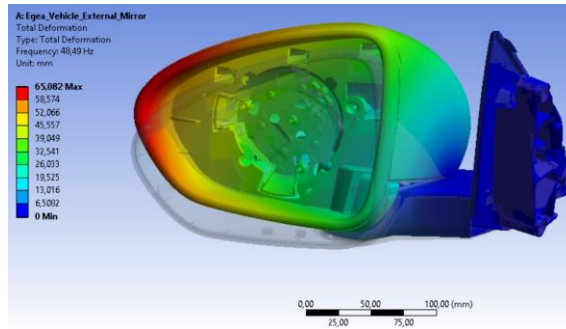


Şekil 4.2. Simülasyonda tanımlanan kütle noktaları

Simülasyonlar sonucunda Çizelge 4.3 deki sonuçlar elde edilmiştir. Aynaya eklenen kütle, doğal frekansta ciddi bir düşüş yaratmıştır.

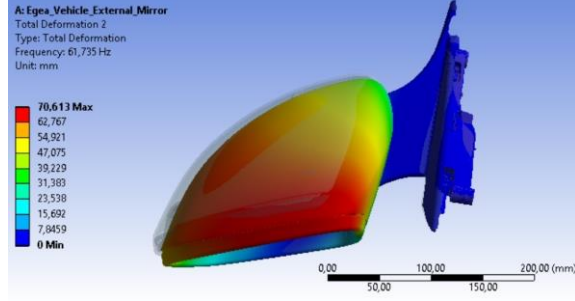
Çizelge 4.3. Farklı kütleli aynaların simülasyon sonuçları

| MODEL ADI | MALZEME | 1. MOD | 2. MOD | 3. MOD | CAM TUTUCU KÜTLE | AÇIKLAMA |
|-----------|----------|--------|--------|--------|------------------|---|
| A | PBT GF30 | 48,49 | 61,735 | 102,54 | 47 Gr. | |
| A' | PBT GF30 | 40.812 | 44.359 | 95.954 | 297 Gr. | Cam tutucu plaka kütlesi 250 Gr. arttırılmıştır |



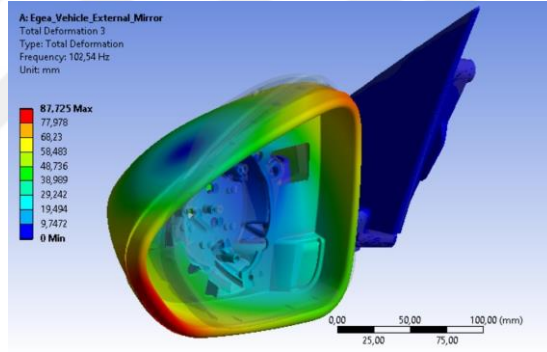
Şekil 4.3. A Aynası 1. Doğal Frekans

Şekil 4.3’de görüldüğü üzere ayna 1. Doğal frekansı 48,49 Hz’dir. 1. Doğal frekans’da kütle, Z doğrultusunda hareket etmektedir.



Şekil 4.4. A Aynası 2. Doğal Frekans

Aynanın 2. Doğal frekansının 61.74 Hz olduğu Şekil 4.4’te görülmektedir. Ayrıca 2. doğal frekans salınımı Y eksenı doğrultusundadır.

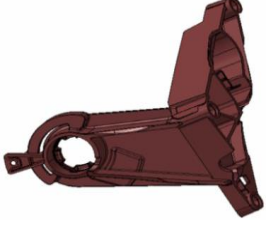
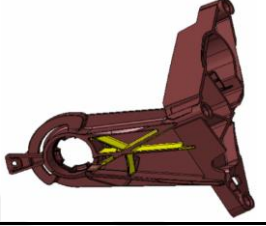


Şekil 4.5. A Aynası 3. Doğal Frekans

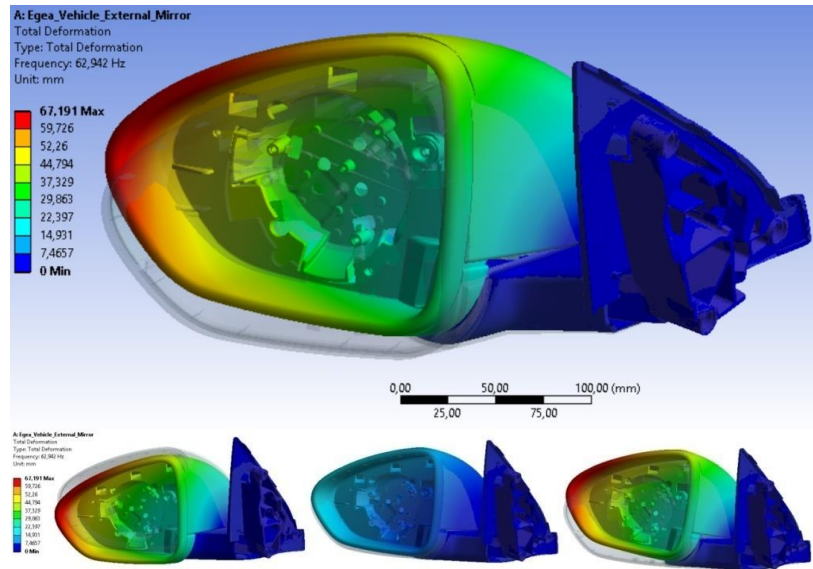
3. Doğal frekans değeri de Şekil 4.5’te görüldüğü üzere 102.54 Hz’dir. Ayna, üçüncü doğal frekansında X eksenı doğrultusunda burulma eğilimi göstermektedir.

Oluşturulan simülasyon modelinde A aynasının PBT GF30 olan bağlantı braketinde farklı hammaddeler kullanarak simülasyonlar yapılmıştır. Böylelikle, elastisite modülünün dikiz aynası vibrasyonundaki etkisini karşılaştıracak sayısal çıktılar elde edilmiştir. Simülasyon için denenen diğer malzemeler PA66 GF50 ve PBT GF50’dir. Tercih edilen üç malzeme de otomotiv sektöründe taşıyıcı, karkas gibi rijitlik beklenen parçalarda yaygın olarak kullanılmaktadır.

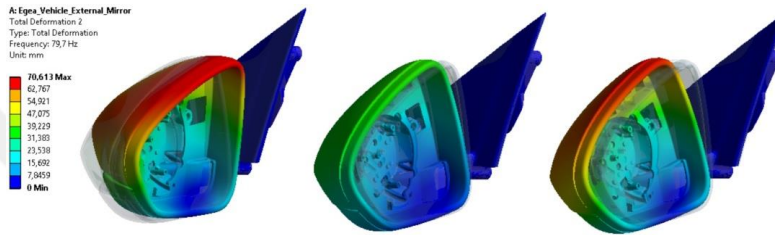
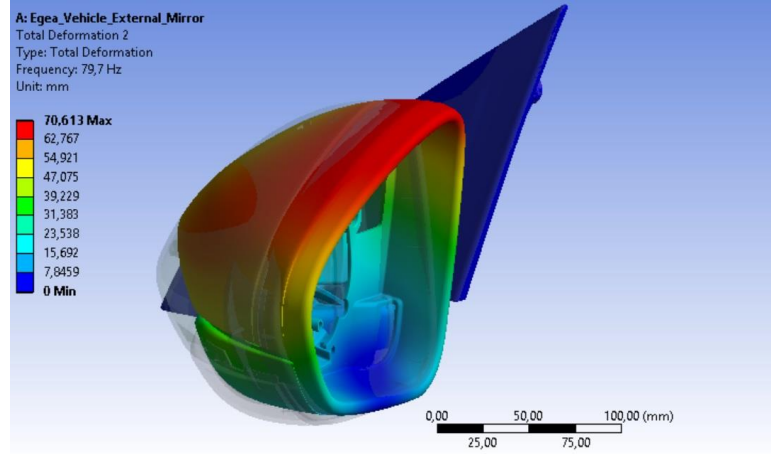
Çizelge 4.4. Ayna modelleri ve simülasyon sonucunda elde edilen doğal frekanslar

| GEOMETRİ | MODEL ADI | MALZEME | 1. MOD | 2. MOD | 3. MOD |
|---|-----------|-----------|--------|--------|---------|
|  | A | PBT GF30 | 48,49 | 61,735 | 102,582 |
| | B | PA66 GF50 | 52,54 | 68,036 | 105,79 |
| | C | PBT GF50 | 59,893 | 77,02 | 112,126 |
|  | D | PBT GF30 | 50,35 | 62,717 | 104,19 |
| | E | PA66 GF50 | 53,84 | 69,048 | 105,79 |
| | F | PBT GF50 | 62,94 | 79,7 | 114,01 |

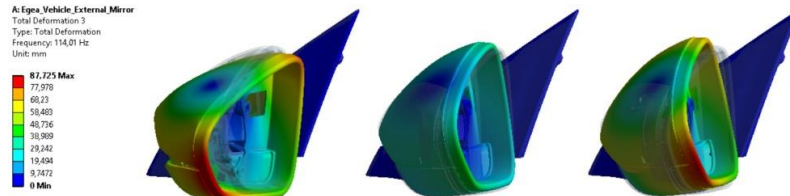
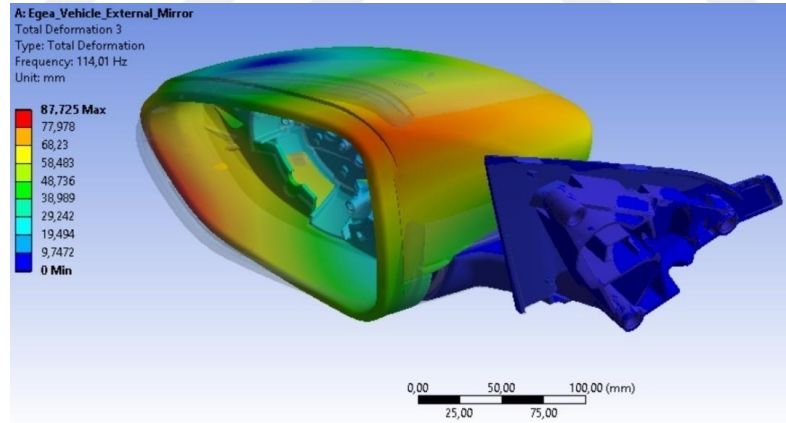
Bağlantı braketinde denenilen 3 farklı malzemeden sonra, ilgili yapıyı taşıyan kirişin kesit ataletinin etkisini görebilmek için Şekil 4.1'deki gibi destek federleri eklenmiştir. Yapısı değiştirilen bağlantı braketini ile simülasyonlar tekrarlanmıştır.



Şekil 4.6. F ayna modeli 1. doğal frekansı(62.942 Hz) ve mod şekilli



Şekil 4.7. F ayna modeli 2. doğal frekansı(79.7 Hz) ve mod şekilli



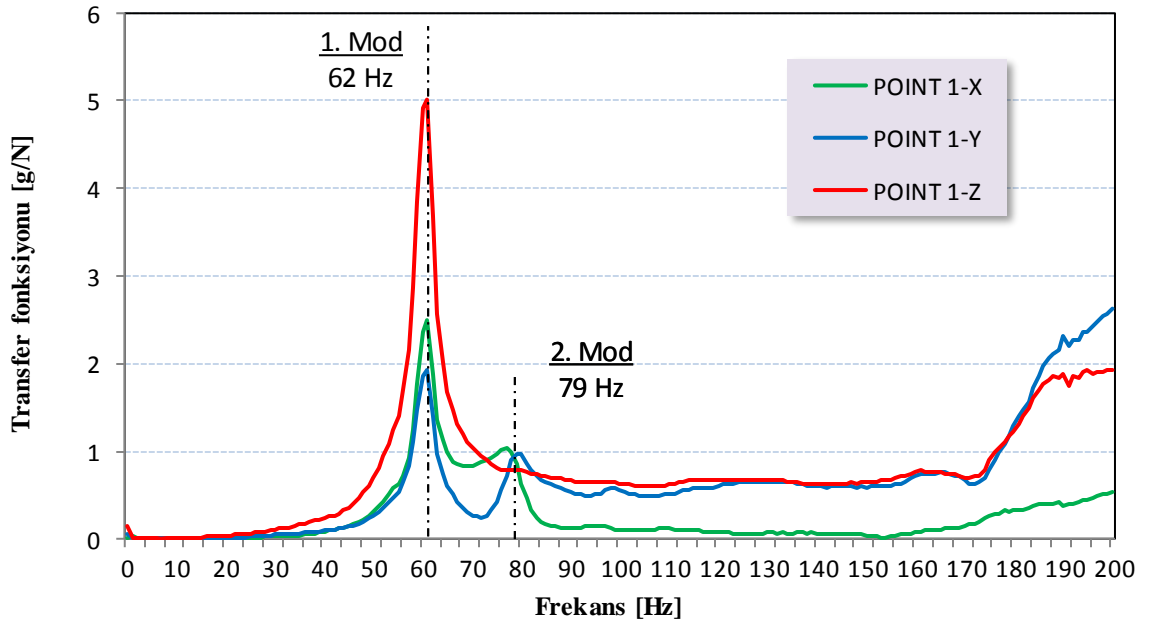
Şekil 4.8. F ayna modeli 3. doğal frekansı(114.01 Hz) ve mod şekilli

Şekil 4.5- Şekil 4.7 arasında, F model dikiz aynasının doğal frekansları ve mod şekilleri gösterilmiştir. F aynasına ait detaylar Çizelge 4.1 belirtilmiştir. Elastik modülü artırılarak yapılan modellerde ayna doğal frekansının da arttığı görülmektedir. Doğal frekansın iyileştirilmesi için bağlantı braketine eklenen federler de doğal frekansın artmasına katkı sağlamıştır.

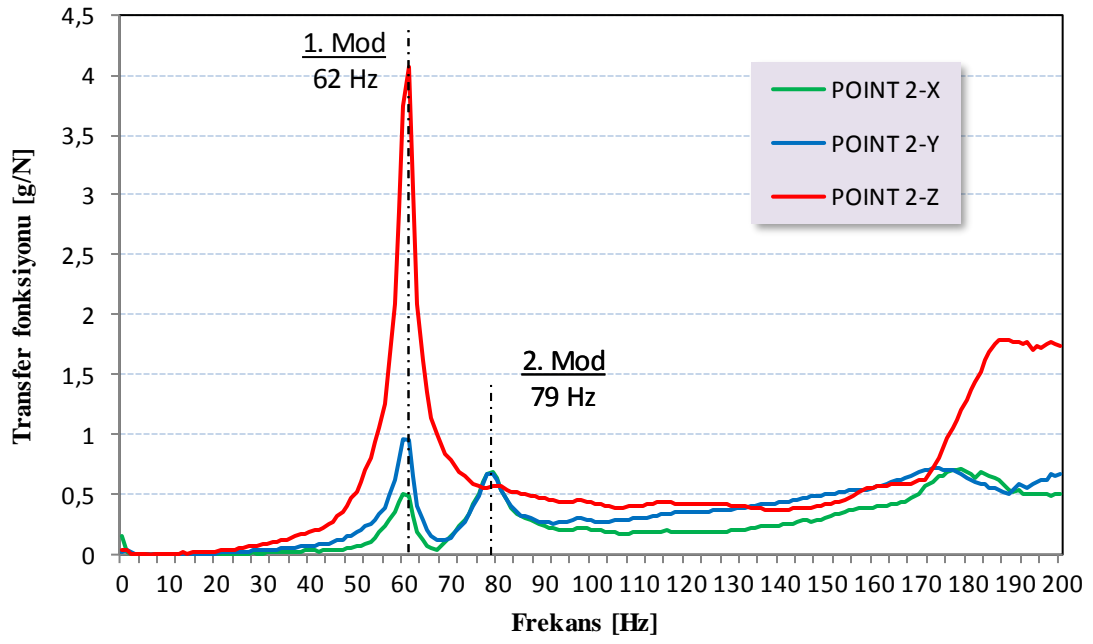
4.3 Çekiç Testi Bulguları

A, B, C, D, E, F aynalarıyla yapılan sonlu elemanlar simülasyonları arasında, hedef kriterleri sağlayan ayna, F modeli olmuştur. Bu sebeple, F modeli aynanın prototip üretimi yapılmış ve üzerinde modal testler gerçekleştirilmiştir.

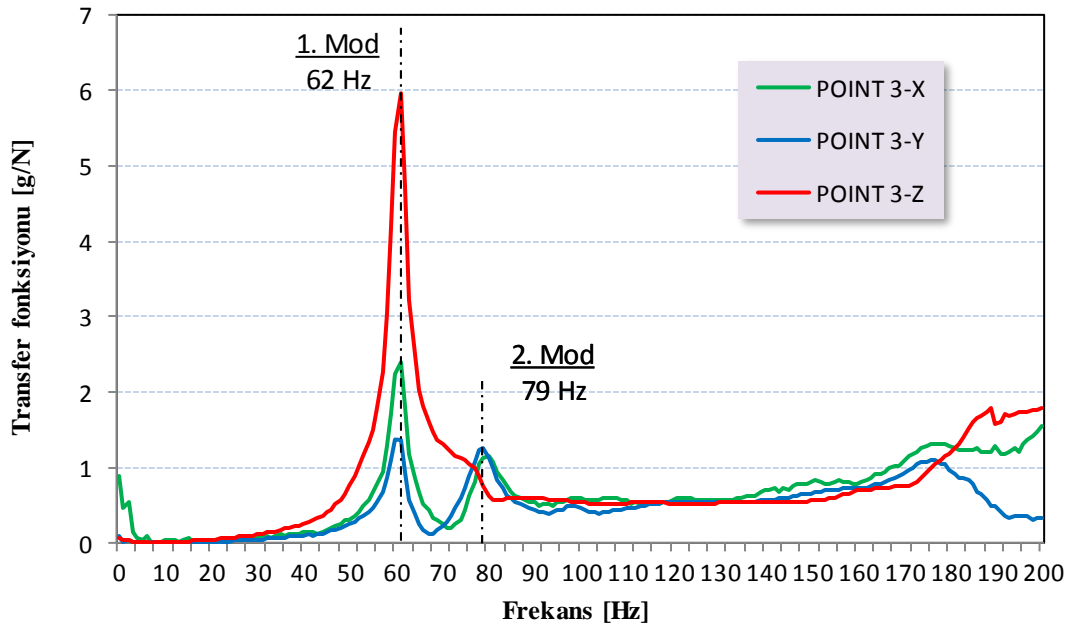
Yapılan çekiç testinde 4 noktaya ivmeölçer yerleştirilmiştir. Her nokta için toplanan X, Y ve Z ivme değerleri Şekil 4.9-Şekil 4.12’de grafik haline getirilmiştir. 1. ve 2. doğal frekanslar grafiklerdeki belirgin tepe noktaları sayesinde tespit edilebilmektedir.



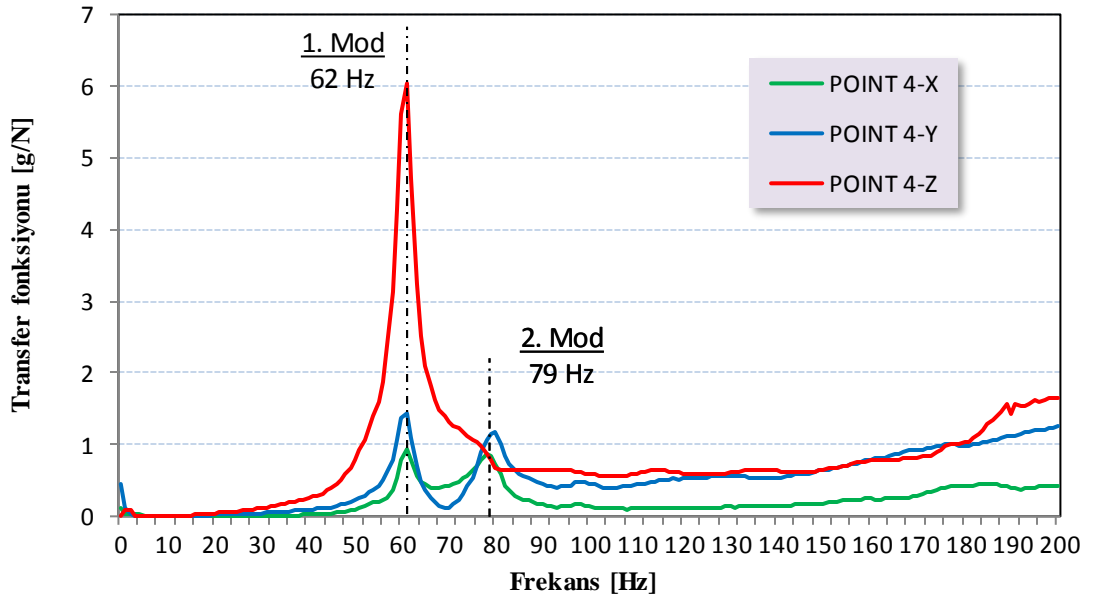
Şekil 4.9. 1.Nokta Ölçüm Değerleri



Şekil 4.10. 2.Nokta Ölçüm Değerleri



Şekil 4.11. 3.Nokta Ölçüm Değerleri



Şekil 4.12. 4.Nokta Ölçüm Değerleri

Çekiç testinde, aynanın birinci ve ikinci doğal frekansı 0-200 Hz aralığında belirgin şekilde ortaya çıktığı halde üçüncü doğal frekans modal çekiç testinde tespit edilememiştir. Aynanın analiz ve test sonuçları karşılaştırıldığında, birinci ve ikinci doğal frekansın test değerleri ile uyumlu olduğunu görülmüştür. Çekiç testinde 3.doğal frekansın belirlenememiş olmasının muhtemel sebepleri; kullanılan çekiç ucunun uygun seçilmemesi veya çekiç darbesinin bu modu uyarmak için yeterli olmamasıdır. Plastik uçlu çekiç yerine metal uçlu çekiç kullanılması veya çekiç darbesini uygulayan kişinin bu konuda daha ehil olması sağlanırsa doğal frekansların tespitinin daha sağlıklı yapılabileceği düşünülmektedir.

4.4 Vibrasyon Dayanım Analiz ve Testi Bulguları

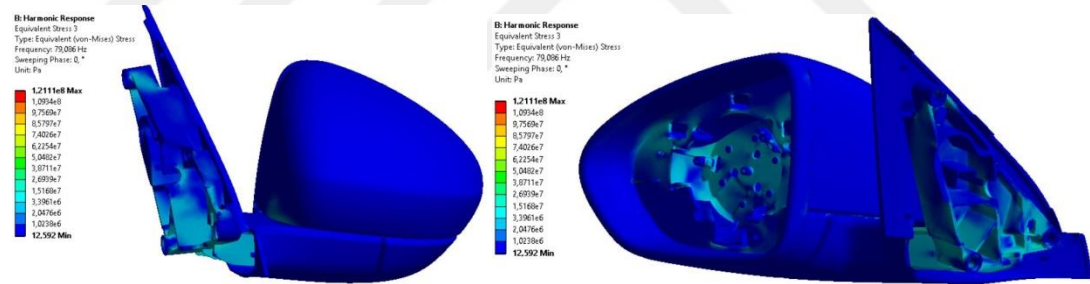
Vibrasyon testi, 1. doğal frekans değerleri 60 Hz altındaki aynalar için yapılmamış, sadece 1. doğal frekansı 63 Hz olan F aynası simüle edilmiştir.

Buna göre; parçalar üzerinde görülen gerilme değerleri Çizelge 4.5'te gösterilmiştir. Çizelgeye göre en yüksek gerilme 79 Hz civarında (2. doğal frekansta) görülmektedir. Şekil 4.13 ve Şekil 4.15, X eksenini doğrultusunda uygulanan ivme sonucu

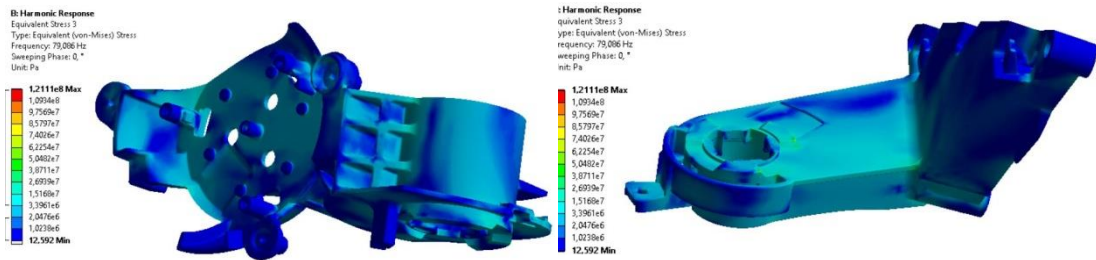
oluşan gerilmeleri ve frekans salınım değerlerini gösterirken; Şekil 4.16-Şekil 4.18, Y eksenine doğrultusunda uygulanan ivme sonucu oluşan gerilmeleri ve frekans-salınım durumunu göstermektedir. Son olarak Şekil 4.119 ve Şekil 4.21 Z ekseninde uygulanan ivmenin aynada oluşturduğu gerilmeler ve frekans-salınım ilişkisi gösterilmiştir.

Çizelge 4.5. F aynası vibrasyon sımülasyonu maksimum gerilme değerleri

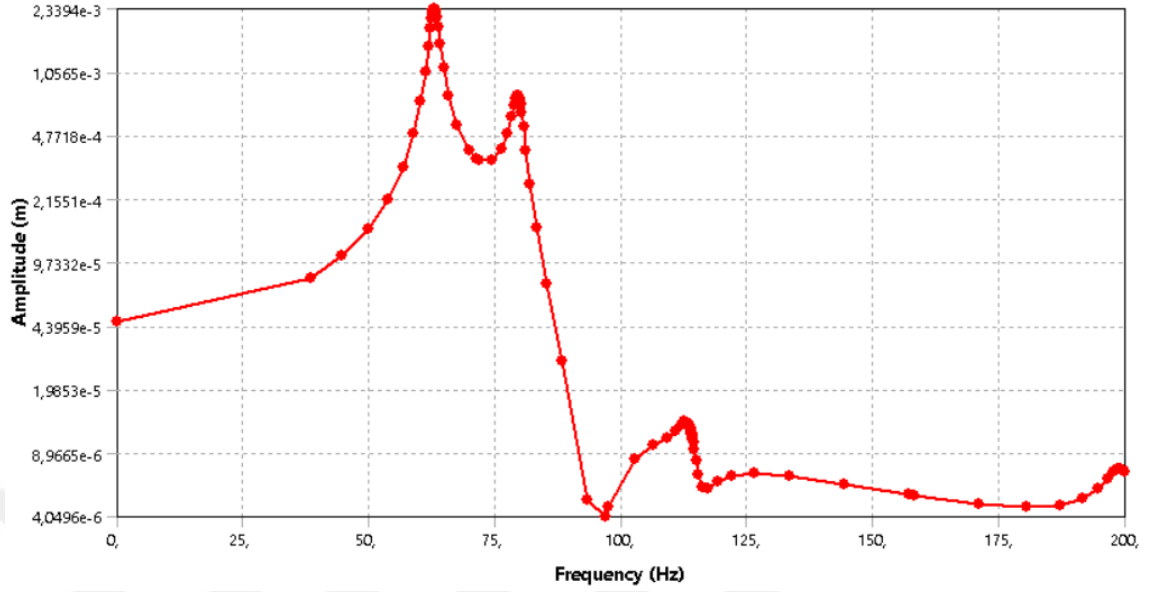
| GİRDİ YÖNÜ | GERİLME DEĞERLERİ (Mpa) | | |
|------------|-------------------------|---------------|----------------|
| | MOD 1 (63 Hz) | MOD 2 (79 Hz) | MOD 3 (114 Hz) |
| X | 12,5 | 96,2 | 6,4 |
| Y | 23,6 | 121,1 | 7,7 |
| Z | 84,4 | 131,3 | 12,3 |



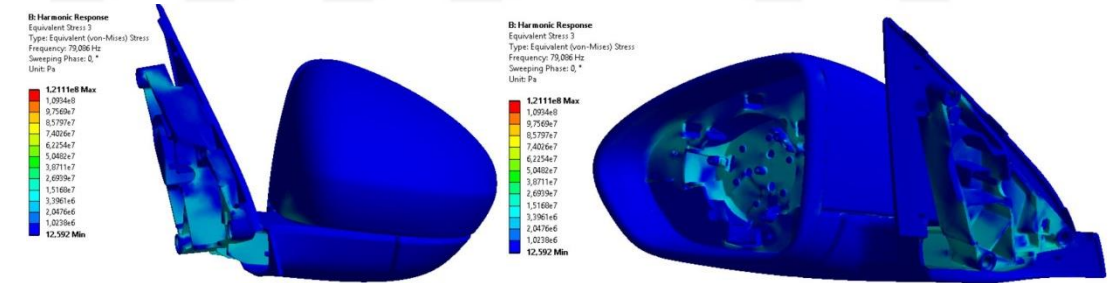
Şekil 4.13. X ekseninde ivme uygulanan ayna 2 mod(79 Hz) gerilme değerleri



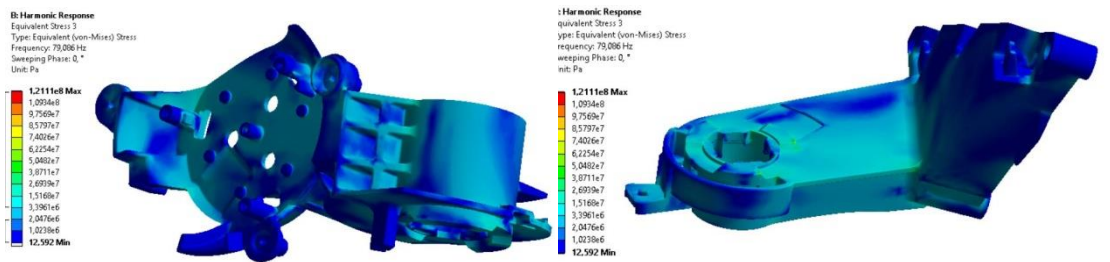
Şekil 4.14. X ekseninde uygulanan ivme sonucu yüksek gerilme görülen parçalar



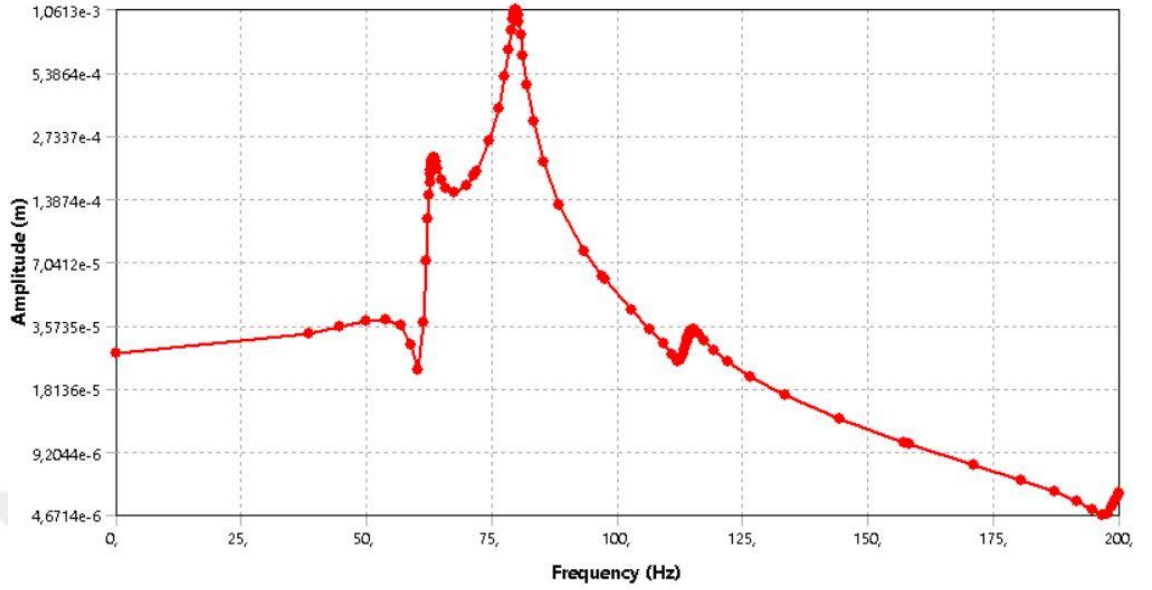
Şekil 4.15. X ekseninde uygulanan ivmenin frekans-salınım diyagramı



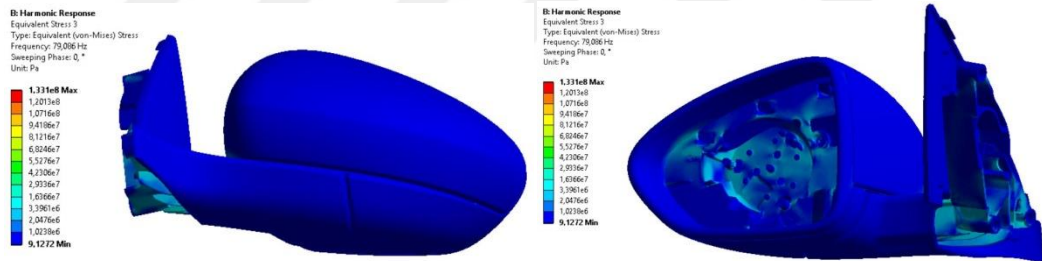
Şekil 4.16. Y ekseninde ivme uygulanan ayna 2 mod(79 Hz) gerilme değerleri



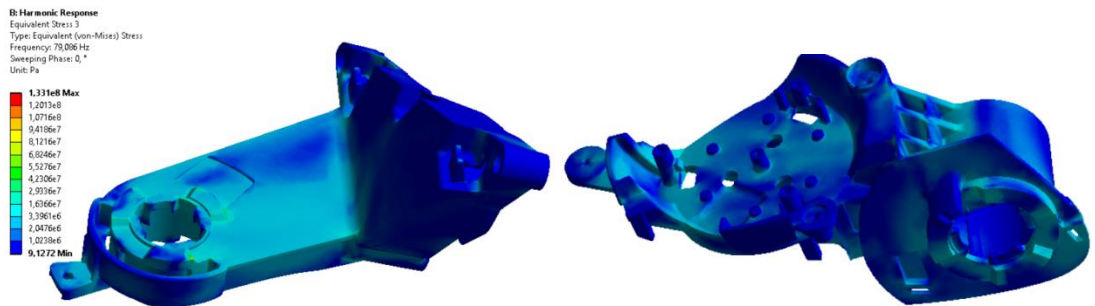
Şekil 4.17. Y ekseninde uygulanan ivme sonucu yüksek gerilme görülen parçalar



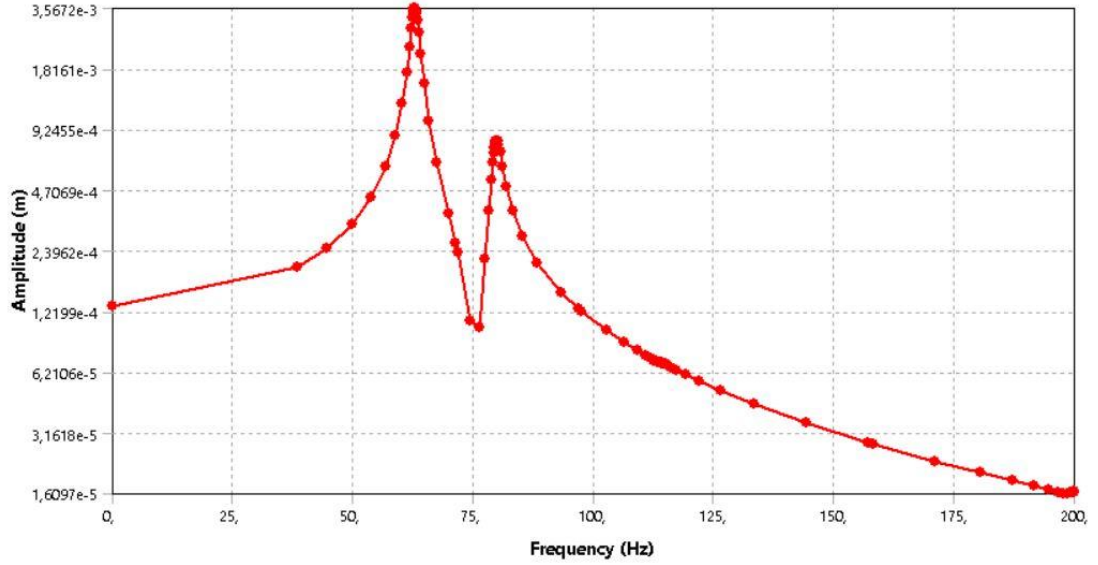
4.18. Y ekseninde uygulanan ivmenin frekans-salınım diyagramı



Şekil 4.19. Z ekseninde ivme uygulanan ayna 2 mod(79 Hz) gerilme değerleri



Şekil 4.20. Z ekseninde uygulanan ivme sonucu yüksek gerilme görülen parçalar



Şekil 4.21. Z ekseninde uygulanan ivmenin frekans-salınım diyagramı

Simülasyon sonucunda görülen en yüksek gerilmeler bağlantı braketini ve iç braketin birleşim noktalarıdır. Ancak her 2 parça üzerindeki gerilmeler, akma değerlerinden düşüktür. Bu sebeple parçada herhangi bir deformasyon görülmemektedir. Sonlu elemanlar yazılımıyla tespit edilen taşıyıcı braketin gerilmeleri Çizelge 4.6’da gösterilmiştir. Değerler malzeme akma gerilmesinin altındadır.

Çizelge 4.6. Vibrasyon simülasyonu sonucu ve akma değeri karşılaştırması

| GİRİDİ YÖNÜ | GERİLME DEĞERLERİ (Mpa) | | | AKMA DEĞERLERİ (Mpa) | |
|-------------|-------------------------|---------------|----------------|----------------------|---------------------|
| | MOD 1 (63 Hz) | MOD 2 (79 Hz) | MOD 3 (114 Hz) | PBT GF50 (170 Mpa) | PA66 GF50 (140 Mpa) |
| X | 12,5 | 96,2 | 6,4 | OK | OK |
| Y | 23,6 | 121,1 | 7,7 | OK | OK |
| Z | 84,4 | 131,3 | 12,3 | OK | OK |

1.(62,9 Hz) ve 2.(78,9 Hz) doğal frekanslar, simülasyondaki grafikte baskın bir şekilde görülmektedir. 3.(114 Hz) doğal frekansta parça burulma eğilimi gösterdiği için X,Y,Z’deki yer değiştirmesi çok fazla olmamaktadır.

Vibrasyon dayanımı için yapılan F aynasına yapılan simülasyon dikkate alındığında; parçaların üzerinde oluşan gerilmelerin, akma değerlerinin altında olduğu tespit

edilmiştir. Vibrasyon dayanım testine tabi tutulan Şekil 4.22'deki aynanın alt parçaları test sonrasında tekil olarak görsel kontrole tabi tutulmuştur. Ayna alt parçalarında herhangi bir plastik deformasyon, kırılma, çatlama görülmemiştir.



Şekil 4.22. Vibrasyon dayanım testi sonrası ayna

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Günümüz şartlarında gerek ülkemizde gerekse dünya çapında otomotiv sektöründe rekabet oldukça ileri seviyededir. Otomotiv imalatçı firmalarının artması, yükselen kalite algısı ve beklentiler, ana sanayi firmaları ve dolayısı ile bu firmalarla çalışan tedarikçi firmaları rekabetçi olmaya zorlamaktadır. Tedarikçi firmaların ana sanayi firmaları ile çalışabilmeleri için sadece düşük maliyetli imalat yeterli olmamaktadır. Üretimde olduğu gibi mühendislik de güçlü ve düşük maliyetli olmalıdır. Güçlü mühendislik; ürünün seri üretimine geçilmeden bütün hataların öngörülebilmesi ve elimine edilmesi anlamına gelmektedir.

Bu çalışma kapsamında bir binek araç dış dikiz aynasının tasarım iyileştirmeleri yapılmıştır. Tasarım sürecinde; OEM firmanın isterleri dikkate alınmış ve dikiz aynasının hafifletilmesi amacıyla, aynanın karkas yapısında metal yerine plastik malzemeden oluşan braketler kullanılmıştır. Çalışmada; dış dikiz aynasının 1. doğal frekansının 60 Hz'den büyük olması hedeflenmiştir. Ancak metale göre mekanik değerleri çok düşük olan plastik malzemelerle yapılan ilk çalışmalar(analitik ve sonlu elemanlar) bu beklentinin altında kalmıştır.

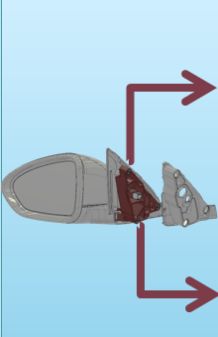
Ana sanayi firmanın titreşim performans beklentisini karşılamak için öncelikle dış dikiz aynasının dinamik davranışlarını anlayabilmek adına teorik bağlantılar oluşturulmuştur. Dikiz aynasının yük taşıyan ankastre giriş olduğu kabul edilerek Euler-Bernoulli giriş modeli denklemleri çıkarılmıştır. Denklemdaki parametreler üzerinden değişiklikler yapılarak sonuca olan etkileri sonlu elemanlar yazılımı yardımıyla gözlenmiştir.

- Kütle(M) artışı doğal frekansını düşürmektedir.
- Bağlantı noktasına mesafesi (L)'nin değiştirilmesi önerisi ana sanayi tarafından kabul edilmediği için etkisi sayısal olarak gözlenenmiştir (Ancak ilgili denklemlere göre; artan uzaklık, yapının doğal frekansını düşürmektedir.)
- Yüksek elastisite modülü(E) doğal frekansını arttırmaktadır.
- Kesit Ataleti (I) kesit ataletini arttırmak doğal frekansını arttırmaktadır.

Ayna ön tasarımının tamamlanmasından sonra seçilen malzeme ve geometrik ölçülere göre Denklem (3.18) çözülmüştür.

Çizelge 5.1’de analitik, sonlu elemanlar yönetim ve modal çekiç testiyle elde edilen değerler verilmiştir. Burada; analitik sonuçların, sonlu elemanlar simülasyonlarına oldukça yakın olduğu görülmektedir. Ön tasarımda analitik çözümü kullanmak, hedeflenen doğal frekans değerine olan uzaklığı/yakınlığı anlayabilmek adına fikir verebilmektedir. Analitik yöntem yardımıyla yapılacak ön iyileştirme, sonlu elemanlar simülasyonundaki optimizasyon tekrarlarını azaltmakta, zaman kazanımı sağlamaktadır.

Çizelge 5.1. Karşılaştırılmalı çözümler

| BRAKET YAPISI | | AYNA TİPİ | BRAKET MALZEMESİ | ANALİTİK ÇÖZÜM | | SONLU ELEMANLAR SİMÜLASYONU | | | ÇEKİÇ TESTİ DEĞERLERİ | | |
|--|----------|-----------|------------------|----------------|--------|-----------------------------|--------|--------|-----------------------|--------|--|
| | | | | 1. Mod | 1. Mod | 2. Mod | 3. Mod | 1. Mod | 2. Mod | 3. Mod | |
|  | A | PBT GF30 | 46,8 | 48,49 | 61,735 | 102,582 | | | | | |
| | A' | PBT GF30 | 42,8 | 40,812 | 44,359 | 95,954 | | | | | |
| | B | PA66 GF50 | 54,5 | 52,54 | 68,036 | 105,79 | | | | | |
| | C | PBT GF50 | 57,5 | 59,893 | 77,02 | 112,126 | | | | | |
| | D | PBT GF30 | 51,6 | 50,35 | 62,717 | 104,19 | | | | | |
| | E | PA66 GF50 | 59,9 | 53,84 | 69,048 | 105,79 | | | | | |
| F | PBT GF50 | 63,2 | 62,94 | 79,7 | 114,01 | 62 | 79 | | | | |

Simülasyonlar sonucundaki en yüksek 1. doğal frekansa sahip ayna Çizelge 4.3’de görüldüğü üzere PBT GF50 malzeme ve federlerle güçlendirilen bağlantı braketini F ayna modelidir. F ayna modeli kullanılarak yapılan harmonik analiz sonucunda aynada fiziksel bir deformasyon olmayacağı öngörülmüş, kalıpları hazırlanarak seri üretime uygun şekilde üretimi yapılmıştır.

Üretim sonrasında F model aynaya yapılan çekiç testinde elde edilen sonuçlar Şekil 4.17-4.20 arasında görülmektedir. Buradaki 1. ve 2. doğal frekanslar oluşan belirgin tepe noktaları sayesinde tespit edilebilmiştir. Çekiç testi ve simülasyon çıktıları birbirine yakın değerlerdir. Çekiç testinde 3. doğal frekans gözlenememiştir. Yukarıda da belirtildiği

üzere; gerek Song ve Ayorinde (2005) yaptıkları çalışmada, gerek Yıldırım Aras (2014) çalışmalarında ayna vibrasyonunun lineer olmayan bir karakteristiğe sahip olduğunu belirtmektedirler. Sonlu elemanlar simülasyonlarında mükemmel geometriler ve homojen dağılıma sahip olduğu varsayılan mükemmel malzemeler tanımlanmaktadır. Ancak imalat şartları düşünüldüğünde; birbirleri ile temas eden parçaların yüzey kaliteleri farklı sürtünme katsayıları meydana getirmektedir. Plastik enjeksiyon imalatı aşamasına bakıldığında, plastikteki heterojen soğumalar sebebiyle parçada homojen bir kristalleşme görülemez. Bunu gibi etkenler gerçek parçanın karakteristiğini lineerlikten uzaklaştırmaktadır.

Sonuç olarak, dış dikiz aynasının titreşimi bir mühendislik problemi olarak ele alındığında, kabul edilen kütle-ankastre giriş yapısının 1. doğal frekans değeri tespitinde yaklaşık değerler (Çizelge 5.1’de görülen hesaplama ve simülasyonlar arasında görülen sapma %10) elde edilebileceği görülmüştür. Simülasyon ve çekiç test değerleri arasındaki fark %1 civarındadır.

Yukarıdaki değerlendirmeler neticesinde; üretimi tamamlanmamış bir ürünün doğal frekanslarını belirlemenin en doğru ve hızlı yolunun çekiç testi olacağı söylenebilir. Ancak çekiç testi için kullanılan ekipman özellikleri ve kişilerin becerileri sonuçları etkileyebilmektedir.

Tasarımı yeni yapılacak bir ürün için analitik hesaplamalar kullanılarak yaklaşık değerlerde 1. doğal frekansı elde etmek mümkündür. Tasarımı şekillendirilmiş bir aynanın doğal frekanslarını düşük bir hata oranıyla(%1-%2) tespit etmek için sonlu elemanlar paket programları kullanılabilir.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2003.** Type-approval of devices for indirect vision and of vehicles equipped with these devices, amending Directive 70/156/EEC and repealing Directive 71/127/EEC. *Directive 2003/97/EC of the European Parliament and the council of November 2003*, Bruxelles.
- Anar N. 2013.** Destek federli standart kirif tipi tırnak yapılarında sonlu elemanlar analizi ile optimum tasarımın bulunması. *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Culp T.C. 2002.** Predicting the Image Stability Rating for an Automotive Side View Mirror System. *SAE Technical Paper Series*, 2002-01-0015
- Çağlayan, İ.H., 2009.** Rezonans: Makinaların ve yapıların gizli düşmanı. *Mühendis ve Makine*, 50(598): 55-60.
- Demirtaş S. 2013.** Çeşitli elemanlar taşıyan bir kirif (çubuk) halinde karakteristik denklemin elde edilmesi ve ilgili özdeğer hassasiyetlerinin hesaplanması. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Edis, K. 2006.** 4x4 Arazi taşıtlarının şasi ve karoserlerinde gerilme ve titreşim analizleri. *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Erdoğan, A. 2007.** Radyal dış lastiğin serbest titreşim analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Gere M. J., 2004.** Mechanics of Material, 6th edition, Stanford University, California, USA, P594-P600
- Hwang K.H., Lee K.W., Park G.-J. 2001.** Robust optimization of an automobile rearview mirror for vibration reduction Struct Multidisc Optim 21, P300–P308
- Jaitlee R. 2006.** Mean and Fluctuating Pressures on an Automotive External Rear View Mirror, *Master's degree thesis*, School of Aerospace, Mechanical and Manufacturing engineering, RMIT University, Melbourne, Australia
- Kharazi, A., Duell, E., Kimbrell, A., and Boh, A., 2015.** "Prediction of Flow-Induced Vibration of Vehicle Side-View Mirrors by CFD Simulation," *SAE Technical Paper* 2015-01-1558, 2015, doi:10.4271/2015-01-1558
- Kletz B.T., Melcher J., Sinapius M. 2012.** Active Vibration Isolation of Rear-View Mirrors Based on Piezoceramic "Double Spiral" ISMA2012, International Conference on Noise and Vibration Engineering, 2012, 17. - 19. Sept. 2012, Löwen, Belgium
- Kocabiyik K.R. 2010.** Bir iş makinesi kabinine uygulanan dinamik analizlerin bilgisayar ortamında simülasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Larchez A. 2007.** Adaptive predictive vibration control in vehicular rear view mirrors. *Master's degree thesis*, School of Electrical, Computer and Telecommunication Engineering University of Wollongong, Paris/France
- Yücel A. 2009.** Gemilerde ortaya çıkan yerel titreşim problemlerinin teorik ve deneysel analizi. *Doktora Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- Olsson M. 2011,** Designing and Optimizing Side-View Mirrors. *Master's degree thesis*, Division of Vehicle Engineering and Autonomous systems Chalmers University of technology, Göteborg/Sweeden
- Özben T. 2005.** Termoplastik plakaların elastik ve elasto-plastik davranışlarına mesnet tipi ve malzeme parametrelerinin etkisi. *Doktora Tezi*, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara

- Rao S. R. 2010.** Mechanical Vibrations, 5th edition, Miami University, Miami, USA P13, P16, P17
- Sadadeo B. S. , Swami M.C., 2015.** The vibration analysis of automobile outer rear view mirror with its development and optimization. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, eISSN: 2319-1163 | pISSN: 2321-7308, Volume: 04 Issue: 08
- Song F. Ayorinde E.O. 2005.** Influence of material property on vibration characteristics of the automotive rearview mirror. *Journal of Thermoplastic Composite Materials*, Vol. 18 July 2005 0892-7057/05/04 0291–15 DOI: 10.1177/0892705705049558
- Sunguroğlu N.G. 2015.** Sivriltilmiş ankastre kiriş yapılarında kiriş teorilerinin incelenmesi ve titreşim analizi uygulamaları. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Thor, S., Chippa, S., and Majage, A. 2015.** Dynamic Analysis of Outside Rear View Mirror, *SAE Technical Paper* 2015-26- 0220 , doi:10.4271/2015-26-0220
- Yıldırım Aras S. 2014.** Hafif ticari araçlarda dış dikiz aynalarının mekanik titreşim özelliklerinin incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- Yuan, H., Yang, Z., and Li, Q., 2017.** Effects of Installation Environment on Flow around Rear View Mirror, *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 10(2):2017, doi:10.4271/2017-01-1517.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Basri ÇALIŞKAN
Doğum Yeri ve Tarihi : Haskova/BULGARİSTAN 30.11.1986
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Bursa Anadolu Erkek Lisesi 2002-2006
Lisans : Dokuz Eylül Üniversitesi 2006-2010
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi 2013-2019

Çalıştığı Kurumlar : Feka Otomotiv A.Ş. Bursa 2012-2015
Magnetik Marelli Bursa 2015-2017
Karsan Otomotiv Bursa 2017-

İletişim (e-posta) : bsr.caliskan@gmail.com

Yayımları : **Çalışkan B., Kamaş İ., Karshoğlu T. (2014)** Araç Yol Yüklerinin Dış Dikiz Aynaya Etkileri ve Dış Dikiz ayna titreşim Parametrelerinin İncelenmesi, OTEKON 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi