

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
DOKTORA PROGRAMI**

**BİNEK OTOMOBİL JANTININ VİRAJ KOŞULLARINDA
MEKANİK DAVRANIŞININ SAYISAL VE NÜMERİK
OLARAK İNCELENMESİ**

Ahmet Fatih AK

**Danışman
Doç. Dr. Gözde SARI**

MANİSA-2025

Ahmet
Fatih AK

BİNEK OTOMOBİL JANTININ VİRAJ KOŞULLARINDA
MEKANİK DAVRANIŞININ SAYISAL VE NÜMERİK

2025

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını, tamamen kendi çalışmam olduğunu, her alıntıya kaynak gösterdiğimi, tezin yazımında akademik ve etik kurallara aykırı herhangi bir yapay zekâ ve program kullanmadığımı beyan ederim.

İmza
Ahmet Fatih AK



ÖZET

Doktora Tezi

Ahmet Fatih AK
Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Gözde SARI

Günümüz teknolojik gelişmeleriyle birlikte otomotiv sektöründe birçok aksam yapısal değişime uğramaktadır. Bu dönüşümden etkilenen kritik parçalardan biri de janttır. Jant, araç parçaları arasında işlevi göz önünde bulundurulduğunda hayati öneme sahip bir parçadır. Jant üzerine farklı disiplinler ile ilgili birçok araştırma ve geliştirme çalışması yapılmaktadır. Jant üzerinde yapılan araştırma faaliyetleri ve bunların doğrulanması için yapılan birçok farklı test bulunmaktadır. Bu testlerden en önemlilerinden birisi virajlı yorulma testidir. Yapılan çalışmalar kapsamında belirlenen jant modeli üzerinde nümerik ve deneysel araştırmalarda bulunulmuştur. Sürdürülen çalışmalarda modal analizler farklı şartlar için incelenmiş hem nümerik hem de deneysel olarak araştırılmıştır. Virajlı yorulma testi düzeneğinde çalışma şartları altında ivme analizleri gerçekleştirilerek doğruluk oranları paylaşılmıştır. Çalışmalar sayesinde oluşturulan nümerik model ile gerilme değerleri tespit edilerek, deneysel gerilme analizleri ile karşılaştırılmış ve jant üzerinde ağırlık azaltılabilecek noktalar önerilmiştir. Bu çalışma deneysel ve nümerik analizler ile desteklenmiş olup, üniversite-sanayi iş birliği çerçevesinde uygulamaya dönük katkılar sunacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Literatürde bu konu farklı açılardan ele alınmış olsa da, bu çalışmada benimsenen kapsamlı analiz yaklaşımı, detay seviyesiyle dikkat çekici bir katkı sağlamaktadır.

Anahtar Kelimeler: Jant, Deneysel Analiz, Nümerik Analiz, Virajlı Yorulma Testi, Modal Analiz, Harmonik Analiz, Gerilme Analizi

2025, 106 sayfa

ABSTRACT

PhD Thesis

Ahmet Fatih AK
Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Gözde SARI

With today's technological advancements, many components in the automotive industry are undergoing structural changes. Among the critical parts affected by this transformation is the wheel rim. The wheel is a vital part considering its function among vehicle parts. Many research and development studies related to different disciplines are carried out on the wheel. There are many different tests performed for research activities on the wheel and their verification. One of the most important of these tests is the cornering fatigue test. Numerical and experimental investigations were carried out on the wheel model determined within the scope of the studies. In the ongoing studies, modal analyses were investigated both numerically and experimentally for different conditions. Accuracy rates were shared by performing acceleration analysis under operating conditions in the cornering fatigue test setup. In the ongoing studies, modal analyses were investigated both numerically and experimentally for different conditions. Stress values were determined with the numerical model created with the studies, compared with experimental stress analysis and points where the weight can be reduced on the wheel were suggested. The Study was supported by experimental and numerical analyses and was carried out in a way that offers practical contributions within the framework of university-industry collaboration. Although this topic has been addressed from various perspectives in the literature, the comprehensive analytical approach adopted in this study provides a noteworthy contribution through its level of detail.

Keywords: Rim, Experimental Analysis, Numerical Analysis, Cornering Fatigue Test, Modal Analysis, Harmonic Analysis, Stress Analysis

2025, 106 pages

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması kapsamında, bir jant modeline ait dinamik davranışlar hem dinamik hem de nümerik olarak karşılaştırılarak incelenmiştir. Nümerik model geliştirilerek, deney ortamı detaylı olarak incelenmiş ve jant tasarımında ağırlık azaltma çalışmaları yapılarak sonuçları paylaşılmıştır.

Yüksek lisans eğitimimden bu yana ve özellikle doktora eğitimim boyunca bilgi ve tecrübeleriyle akademik hayatıma sağladığı katkılardan dolayı çok değerli hocam Sayın Doç. Dr. Gözde SARI'ya, doktora tezimin tüm aşamalarında karşıma çıkan sorunların aydınlatılması konusunda yoluma ışık tutan pek kıymetli hocalarım Prof. Dr. B. Burak ÖZHAN ve Doç. Dr. Aytaç GÖREN'e sonsuz teşekkür ve şükranlarımı sunuyorum.

Tezimin deneysel çalışmalarında sağladıkları desteklerden dolayı DÖKTAŞ firması Ar&Ge Müdürü Haldun Baykal'a, Ufuk Şirin'e ve DÖKTAŞ Laboratuvar ekibi çalışanlarından Erkan KARATAŞ ve Tuncay SARTIK'a çok teşekkür ederim.

Çalışmalar süresince hem teknik hem de tedarik konularında desteklerini esirgemeyen SENSORTEK firma Genel Müdürü Emre TOLAY ve Satış&Teknik Müdürü Ozan ŞENLİK'e çok teşekkür ederim.

Çalışmalarım sürecinde destek olan ve talaşlı imalat desteği ile tez sürecime yön veren METAMOLD firma sahibi Nevzat SARI'ya çok teşekkür ederim.

Hayatıma girdiği ilk günden beri her zorlukta yanımda olan ve ihtiyacım olan her an varlığını hissettiren, doktora tez sürecimde sağladığı yardım ve gösterdiği sabır için sevgili eşime ve kızıma çok teşekkür ederim.

Hayatım boyunca ellerinden gelen maddi ve manevi desteği gösteren, hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan ve asla minnet borcumu ödeyemeyeceğim sevgili anne ve babama sonsuz teşekkür ve şükranlarımı sunuyorum.

Bu çalışma, Manisa Celal Bayar Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından 2024-19 numaralı Sanayi İş Birliği Projesi kapsamında desteklenmiştir.

Ahmet Fatih AK
Manisa, 2025

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Al	Alüminyum
d	Göbek Ofset Mesafesi
Dk	Dakika
Dev/Dak	Devir/Dakika
e	Eksantrik Kütle
EUWA	Avrupa Tekerlek Üreticileri Birliği
F	Kuvvet
FRF	Frekans Cevap Eğrisi
FFT	Hızlı Fourier Dönüşümü
Fr	Janta Uygulanan Dik Kuvvet
GPa	Gigapascal (Gerilme Birimi)
gr	Gram
Hz	Saniye Başına Düşen Devir Sayısı
ISO	Uluslararası Standartlar Teşkilatı
Kg	Kilogram
L	Uzunluk
m	Metre
mm	Milimetre
M_{bmax}	En Büyük (Maksimum) Eğilme Momenti
Mg	Magnezyum
MPa	Mega Pascal (Gerilme Birimi)
Nm	Newton Metre (Tork Birimi)
R_{dyn}	Dinamik Yarıçap
R	Lastiğin Yapı Tipini İfade Eder
s	Saniye
S-N	Gerilme- Ömür
SAE	Amerikan Otomotiv Mühendisleri Birliği
Si	Silisyum

TUV	Teknik Gözetim Kurumu
μ	Sürtünme Katsayısı
$\varnothing$	Çap
Ω	Ohm (Elektriksel Direnç Birimi)
$^{\circ}\text{C}$	Santigrat Derece
k-faktörü	Gerinim Ölçer Katsayısı
δ	Yer Değiştirme Miktarı
θ	Açı



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1. Otomobil Jantı Gerilme-Ömür Eğrisi [12]	4
Şekil 2. Jant Üzerinden Darbe Testi Sırasında Gerilme Ölçümlerinin Yapılması [18].	5
Şekil 3. Virajlı Yorulma Test Makinesi Ekipmanları ve Kesit Görünümleri [20].	6
Şekil 4. Jant ve Aks İkilisinin Nümerik Doğal Frekans Analizleri [20].....	7
Şekil 5. Lastikli Jantın Mod Şekilleri [25].....	8
Şekil 6. Jant ve Jantın Bölümleri	12
Şekil 7. Çelik Jant [37]	14
Şekil 8. Magnezyum Alaşımli Jant [38]	14
Şekil 9. Kompozit Alaşımli Jant [39]	15
Şekil 10. Alüminyum Döküm Jant	15
Şekil 11. Alüminyum Jantın Alçak Basıncılı Döküm Yöntemi ile İmalat Aşamaları	16
Şekil 12. 90° Darbe Test Görseli [41].....	17
Şekil 13. 13° Darbe Testi Örnek Şekli [42]	18
Şekil 14. Radyal Yorulma Testi Düzeneği [37].....	18
Şekil 15. Zwart Test Düzeneği [21]	19
Şekil 16. Virajlı Yorulma Test Düzeneği (a) Jantın Test Düzeneğine Mesnetli Görüntüsü, (b) Test Düzeneğinin Tahrik ve Dengesiz Kütle Mekanizması	21
Şekil 17. Virajlı Yorulma Testi Düzeneğinin Şematik Gösterimi [39]	21
Şekil 18. Viraj Alırken Tekerlek Üzerinde Etkili Olan Kuvvetleri Gösteren Şematik Diyagram [23]	22
Şekil 19. Modal Analiz Arayüzü Eklentisi	24
Şekil 20. Modal Analiz Arayüzü Eklentisi	24
Şekil 21. Janta ait 3-Boyutlu model.....	24
Şekil 22. Janta Ait Ağ Örgüsü Görüntüsü	26
Şekil 23. Lineer ve Kuadratik Eleman Gösterimi.....	26
Şekil 24. Modal Analiz Deney Düzeneği Modeli.....	28
Şekil 25. Jant Modelinin Serbest Şekilde Bağlanması.....	28
Şekil 26. Jant Modelinin Yan Yüzeylerinde İşaretlenen Noktaların Görünümü	29
Şekil 27. Jant Modelini Temsil Eden Noktalar Kümesinin Görünümü	29
Şekil 28. Janta Ait Sınır Şartları	30
Şekil 29. Virajlı Yorulma Testi Deney Düzeneği.....	30
Şekil 30. Janta Ait Yan Yüzeyler.....	31
Şekil 31. Janta Ait Yüzeyler ve Numaraları	31
Şekil 32. ANSYS Ara Yüzünde Modal ve Harmonik Analiz.....	32
Şekil 33. Nümerik Analiz İçerisinde Uygulanan Sınır Şartları.....	33
Şekil 34. Jantın Nümerik Modelinde Uygulanan Sınır Şartları	33
Şekil 35. Tam Harmonik Analiz Modülü	34
Şekil 36. Tam Harmonik Analizi Kapsamında Sisteme Verilen Girdiler.....	34
Şekil 37. Janta Ait 3-Boyutlu Model	35
Şekil 38. Janta Ait Ağ Örgüsü Görüntüsü	36
Şekil 39. Lastik ve Jant Montajlı Durum için Deney Düzeneği	37

Şekil 40. Jant Üzerinde Belirlenen 78 Noktayı Temsil Eden Reflex Programında Oluşturulmuş Jant Geometrisi.....	37
Şekil 41. Lastik Üzerinden Alınan Her Bir Ölçüme Karşılık Gelecek Şekilde Oluşturulan Noktaların Birleşmesi ile Meydana Gelen Lastik Geometrisi	38
Şekil 42. Farklı Parametreler Denenerek Modelin Doğrulanması.....	39
Şekil 43. Nümerik Analiz İçerisinde Uygulanan Sınır Şartları.....	40
Şekil 44. Elektrikli Şekil Değiştirme Aletleri (a) Bir Doğrultu Boyunca Şekil Değişimi Ölçen Alet, (b) 45° Şekil Değiştirme Rozeti, (c) 60° Şekil Değiştirme Rozeti [49].....	41
Şekil 45. Viraj Testinin Nümerik Olarak Modellenmesi ve Gerinim Ölçer Yardımıyla Ölçümlerinin Yapılması [51].	42
Şekil 46. Yüzey Temizleme Uygulaması.....	42
Şekil 47. Gerinim Ölçerin Harici Bir Plaka Üzerinde Hazırlanması	43
Şekil 48. Gerinim Ölçer Pozisyonun Belirlenmesi	43
Şekil 49. Gerinim Ölçer için Yüzeye Yapıştırma Çalışması	44
Şekil 50. Gerinim Ölçer Kablolarının Soket ile Bağlantısı.....	44
Şekil 51. Sekiz kanallı Veri Kaydedici	45
Şekil 52. Üst Yüzeye Yapıştırılmış Olan Gerinim Ölçer Uygulaması	46
Şekil 53. Alt Yüzey Bölgesine Yapıştırılmış Olan Gerinim Ölçer Uygulaması	46
Şekil 54. Jant için Virajlı Yorulma Testi Bağlantı Şekli	47
Şekil 55. Ağırlık Çıkarma Önerileri İçin Belirtilen Bölgeler	48
Şekil 56. Ağırlık Azaltma Prosesi Sonrası Jant Görseli	49
Şekil 57. Deng ve Arkadaşları Tarafından Tespit Edilen Mod Yapıları [54].....	51
Şekil 58. Yang ve Arkadaşları Tarafından Paylaşılan Mod Şekilleri [59].	52
Şekil 59. Serbest Serbest Şartlar İçin Jant Frekans Cevap Eğrisi Sonuçları.....	53
Şekil 60. Modal Analiz Stabilitate Diyagramı.....	53
Şekil 61. Mevcut Çalışmada Yapılan Mod Şekillerinin Karşılaştırılmalı Olarak Değerlendirilmesi	56
Şekil 62. Deneysel Çalışmaya Ait Frekans-Cevap Grafiği.....	57
Şekil 63. Deney Şartları Altında Mod Şekillerinin Nümerik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılmalı Olarak Değerlendirilmesi	60
Şekil 64. Deney Şartları Altında Jantın Doğal Frekansının Altındaki Frekans Değerlerinde Meydana Gelen Mod Şekilleri	63
Şekil 65. Nümerik ve Deneysel Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	69
Şekil 66. Jant ve Lastik Montajlı Olarak Yapılmış Serbest-serbest Modal Analiz Çalışmaları Sonucunda Elde Edilmiş FRF Grafiği [64]	71
Şekil 67. Deneysel Çalışmalar Sonucunda Ortaya Konulan Mod Yapıları Jant, Lastik ve Lastik ile Jantın Montajlı Durumu için Paylaşılmıştır [24].....	72
Şekil 68. Jant Üzerinde 78 Noktadan Elde Edilen FRF Analizi Sonuçları.....	73
Şekil 69. Lastik Üzerinde 56 Noktadan Elde Edilen FRF Analizi Sonuçları	73
Şekil 70. Jant Üzerinden Çekiç Yardımı ile 78 Noktadan Darbe Oluşturularak Girdi Sağlanmış ve İvme Metre ile Tek Noktadan Ölçüm Alınmış Mod Şekil Sonuçları..	74
Şekil 71. Jant Üzerinden Çekiç Yardımı ile 78 Noktadan Darbe Oluşturularak Girdi Sağlanmış ve İvme Metre ile Tek Noktadan Ölçüm Alınmış Mod Şekli Sonuçları..	75

Şekil 72. Jantın Lastiksiz Yapılan Çalışmalardaki Nümerik ve Deneysel Sonuçları ile Lastikli Yapılmış Olan Nümerik Analiz Sonuçları Karşılaştırması.....	77
Şekil 73. Lastik Üzerinden Çekiç Yardımı ile 1 Noktadan Darbe Oluşturularak Girdi Sağlanmış ve İvme Metre ile 56 Noktadan Ölçüm Alınmış Mod Şekil Sonuçları	79
Şekil 74. Jant ve Mil Elemanlarının Montajlı Durumları için Mod Yapılarının İncelenmesi	80
Şekil 75. Farklı Parametreler Denenerek Maksimum Gerilme Değerleri İçin Modelin Doğrulanması	81
Şekil 77. Jant Konumunun Döndürülerek Değiştirilmesi	82
Şekil 78. 1. Gerinim Ölçer Bölgesi için 1500 dev/dak ve 2200 Nm Değerinde Nümerik Analiz Sonuçları.....	83
Şekil 79. 2. Gerinim Ölçer Bölgesi için 1500 dev/dak ve 2200 Nm Değerinde Nümerik Analiz Sonuçları.....	83
Şekil 80. Statik Analiz ve Harmonik Analiz En Yüksek Gerilme Değerlerinin Karşılaştırılması	84
Şekil 81. 1500 Dev/Dak Dönme Devri için FFT Grafiği	85
Şekil 82. 1750 Dev/Dak Dönme Devri için FFT Grafiği	86
Şekil 83. 2000 Dev/Dak Dönme Devri için FFT Grafiği	87
Şekil 84. Ağırlık Eksiltme Çalışmalarının Atalet ve Doğal Frekans Üzerindeki Etkisi	89

TABLolar DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 1. Janta Ait ve Nümerik Analizde Kullanılan Malzeme Özellikleri	25
Tablo 2. Yanıt/Uyarım Sinyallerinin ve Frekans Analizörünün Özellikleri	27
Tablo 3. Veri Okuyucu Teknik Özellikleri.....	45
Tablo 4. Gerinin Ölçer Özellikleri	45
Tablo 5. Ağırlık Eksiltme Önerilerinin Açıklamaları ve Tasarım Üzerindeki Ağırlık Sonuçları	48
Tablo 6. Lineer ve Kuadratik Ağ Örgüsüyle Modellenen Jantların Doğal Frekanslarının Karşılaştırılması	50
Tablo 7. Serbest-Serbest Şartlarda Yapılan Analizlerin Karşılaştırmalı Sonuçları- Doğal Frekanslar	54
Tablo 8. Deney Şartları Altında Doğal Frekans Değerlerine Göre Kütle Katılım Oranları	61
Tablo 9. Kasnak ve Çevresi için Deneysel Olarak 2200 Nm Moment Değeri için Toplanan İvme Ölçüm Sonuçları	65
Tablo 10. Kanatların Orta Bölgesi için Deneysel Olarak 2200 Nm Moment Değeri için Toplanan İvme Ölçüm Sonuçları	66
Tablo 11. Göbek Bölgesi için Deneysel Olarak 2200 Nm Moment Değeri için Toplanan İvme Ölçüm Sonuçları	67
Tablo 12. Titreşim Sonuçları İçin Maksimum İvme Değerleri	69
Tablo 13. Farklı Bijon Sıkma Kuvvetlerinin İvme Değerlerine Etkisi	70
Tablo 14. Deneysel ve Nümerik Çalışmaların Jant, Lastik ve Lastik ile Jantın Montajlı Durumu için Karşılaştırmalı Olarak Paylaşılmıştır [24].	71
Tablo 15. Konum Değişimine Bağlı 1500 Dev/Dak için Gerilme ve İvme Değerleri	82
Tablo 16. Doğal Frekans Değerlerinin Tasarım Önerilerine Göre İncelenmesi	88
Tablo 17. Tasarım Üzerinde Ağırlık Azaltma Tasarımlarının 1500 Dev/Dak için Farklı Moment Değerleri İçin Gerilme Değerleri	88
Tablo 18. Tasarım Değişikliği Öncesi Kanat Üzerinden 2200Nm Moment Değeri için Alınan İvme Ölçüm Sonuçları	90
Tablo 19. Tasarım Değişikliği Sonrası 2200 Nm Moment Değeri için Kanat Üzerinden Alınan İvme Ölçüm Sonuçları.....	91
Tablo 20. Tasarım Değişikliği Sonrası 3300 Nm Moment Değeri ve 1500 Dev/Dak için Kanat Üzerinden Alınan İvme Ölçüm Sonuçları	92
Tablo 21. Tasarım Değişikliği Sonrası 3300 Nm Moment Değeri ve 1500 Dev/Dak için Kanat Üzerinden Alınan İvme Ölçüm Sonuçları	92
Tablo 22. Tasarım Değişikliği Öncesi ve Sonrası 2200 Nm Moment Değeri ve 1500 Dev/Dak için Gerilme Değerleri	93
Tablo 23. Tasarım Değişikliği Öncesi ve Sonrası 3300 Nm Moment Değeri ve 1500 Dev/Dak için Gerilme Değerleri	94

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	I
ABSTRACT	II
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	III
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	IV
ŞEKİLLER DİZİNİ	VI
TABLolar DİZİNİ	IX
İÇİNDEKİLER	X
BİRİNCİ BÖLÜM.....	1
GİRİŞ	1
1.2. Literatür Araştırması	1
İKİNCİ BÖLÜM	12
JANT HAKKINDA GENEL BİLGİLER.....	12
2.1. Jant, Jant Tipleri ve Üretim Yöntemleri	12
2.1.1. Jant Hakkında Genel Bilgiler.....	12
2.1.2. Jant Üretim Yöntemleri	12
2.1.3. Jant Çeşitleri ve Üretim Metotları	13
2.2. Jant Üzerinde Uygulanan Testler	16
2.2.1. 90° Darbe Testi	16
2.2.2. 13° Darbe Testi	17
2.2.3. Radyal Yorulma Testi	18
2.2.4. Zwart Yorulma Testi.....	19
2.2.5. Virajlı Yorulma Testi.....	19
ÜÇÜNCÜ BÖLÜM	23
MATERYAL VE METOT	23
3.1. Jant Modelinin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Modal Analizleri.....	23
3.1.1. Jant Modelinin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Nümerik Modal Analizleri	23
3.1.2. Jant Modelinin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Deneysel Modal Analizleri	27
3.2. Jant Modelinin Virajlı Yorulma Test Düzenğinde Mesnetli Sınır Şartında Nümerik ve Deneysel Modal Analizi	29
3.2.1. Nümerik Modal Analiz	29
3.2.2. Deneysel Modal Analiz	30

3.3. Jant Modelinin Virajlı Yorulma Testinde Nümerik ve Deneysel İvme Analizi.....	32
3.3.1. Nümerik İvme Analizi	32
3.3.2. Deneysel İvme Analizi.....	35
3.4. Lastik Montajı Yapılmış Jant Modelinin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Modal Analizleri	35
3.4.1. Lastik Montajı Yapılmış Jant Modelinin Nümerik Modal Analizleri	35
3.4.2. Lastik Montajı Yapılmış Jant Modelinin Deneysel Modal Analizleri.....	36
3.5. Jant Modeli İçin Virajlı Yorulma Testi Çalışma Şartları Altında Gerilme Analizi	38
3.5.1. Nümerik Olarak Gerilme Analizi Çalışmaları	38
3.5.2. Deneysel Olarak Gerilme Analizi Çalışmaları	40
3.6. Jant Modeli İçin Ağırlık Azaltma Çalışmaları	47
3.6.1. Nümerik Olarak Ağırlık Azaltma Çalışmaları.....	47
3.6.2. Deneysel Olarak Ağırlık Azaltma Çalışmaları	48
DÖRDÜNCÜ BÖLÜM	50
SONUÇLAR	50
4.1. Jant Modeli İçin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Nümerik ve Deneysel Analiz Sonuçları	50
4.2. Jant Modeli İçin Virajlı Yorulma Testi Deney Şartları Altında Yapılan Nümerik ve Deneysel Modal Analiz Sonuçları.....	56
4.3. Jant Modeli İçin Virajlı Yorulma Testi Deney Şartları Altında Yapılan Nümerik ve Deneysel İvme Analizi Sonuçları	63
4.4. Lastik Montajı Yapılmış Jant Modelinin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Nümerik ve Deneysel Modal Analiz Sonuçları	70
4.5. Jant Modeli İçin Çalışma Şartları Altında Yapılan Nümerik ve Deneysel Gerilme Analiz Sonuçları	79
4.6. Jant Modeli İçin Nümerik ve Deneysel Olarak Ağırlık Azaltma Çalışmalarının Sonuçları.....	87
4.6.1. Jant Tasarımı İçin Nümerik Olarak Ağırlık Azaltma Çalışmalarının Sonuçları	87
4.6.2. Jant Modeli İçin Tasarım Değişikliği Sonrası Çalışma Şartları Altında Yapılan Deneysel Olarak Gerilme Analiz Sonuçları	89
BEŞİNCİ BÖLÜM	95
DEĞERLENDİRME ve ÖNERİLER	95
KAYNAKÇA	99
EK.1 İvme Ölçüm Sonuçlarının Görselleştirilmesi.....	105

BİRİNCİ BÖLÜM

GİRİŞ

1.1. Çalışmanın Amacı ve Motivasyon

Gelişmekte olan otomotiv sektöründe değişmeyen tek gerçek, jantın araç için önemidir. Jant, araç ve yol arasındaki teması sağlayan, dinamik ve statik yüklere karşı çalışan, aracın hayati tehlikeler karşısındaki en önemli parçalarından birisidir. Jantın temel görevi araç hareketinin yola iletimi veya yoldaki tepkileri karşılamaktır. Bu sebeple, jant üzerinde yapılan çalışmalar hassasiyetle takip edilmekte, jant tasarımlarında yapılan değişiklikler birçok test sonrasında onaylanmaktadır. Bu testler çok önemlidir, ancak hepsi farklı amaçlar için kullanılmaktadır. Birçok test arasında, viraj şartları altında jant üzerindeki etkileri düşünülerek planlanmış olan test virajlı yorulma testidir. Virajlı yorulma testi hareket halindeki aracın virajda yol alırken maruz kaldığı kuvvetler uygulanarak jantın dayanımını test etmek ve jantın davranışını gözlemlemek için yapılan bir güvence testidir. Tekerlek üzerindeki dönme sırasında yanal yükler sebebiyle ortaya çıkan eğilme etkisi, kritik elemanlar üzerinde elde edilen geçici gerilme durumları kapsamlı bir şekilde benzetimi (simülasyonu) yapılabilir.

Otomotiv sektöründe önemli bir yere sahip olan testlerin geliştirilmesi bu testlerden daha fazla veri toplamak ve yeni nümerik analiz modelleri ortaya koyarak mümkün olabilecektir. Ayrıca tasarım aşamasında jantların dayanıklılığının ve yorulmasının erken değerlendirilmesi, jantların geliştirilmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Erken dönemde fark edilmeyen hatalar, zaman ve maliyet açısından kayba sebep olmaktadır.

1.2. Literatür Araştırması

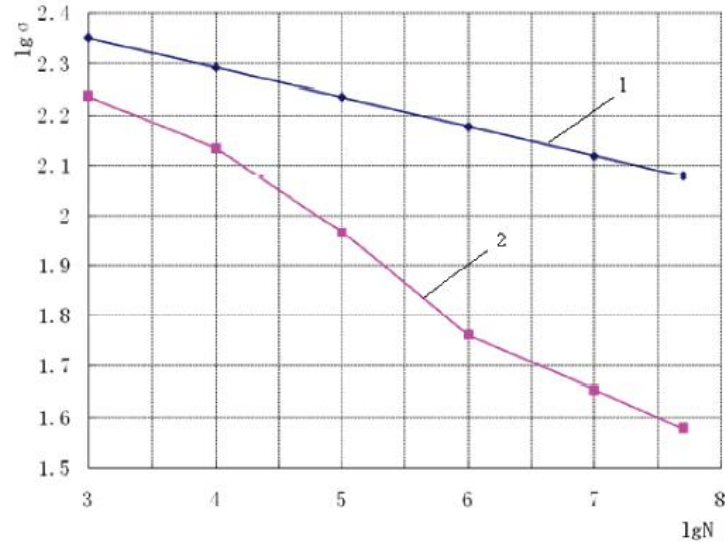
Jant üzerinde hem nümerik hem de deneysel çalışmalar başta olmak üzere farklı amaçlar için birçok çalışma yapılmıştır. Jantların nümerik olarak modellenip statik analizlerinin yapılmasına yönelik literatürde çalışmalar bulunmaktadır. Kocabıçak ve Fırat (2001), tasarım aşamasında jantların dayanıklılığının ve yorulmasının erken değerlendirilmesi, otomotiv jantlarının geliştirilmesinde önemli bir rol oynadığını belirtmiştir. Virajlı yorulma testi, jant üreticileri arasında çalışma şartları altında dayanıklılığı doğrulamak için yaygın olarak uygulanan dayanıklılık testlerinden biridir [1]. Yadav ve arkadaşları (2012) yaptıkları çalışmada, statik analiz gerçekleştirerek gerilme değerlerini incelemişlerdir. Gerçekleştirdikleri nümerik analizlerden faydalanan jant üzerinde kütle eniyileme (optimizasyon) çalışmaları sürdürmüşlerdir. Nümerik analizleri, deneysel darbe testi ile karşılaştırmaları sonucunda, deneysel çalışmalar ile nümerik analizler arasında %10 fark olduğunu

tespit etmişlerdir [2]. Jiang ve arkadaşları (2018) yaptıkları çalışmada, nümerik olarak virajlı yorulma testi sınır şartlarını kullanarak jantı modellemişlerdir. Mil yüzeyine kuvvet uygulamışlar ve jantın flanş bölgesinden sabitlemişlerdir. Analizlerinde jant malzemesi olarak, magnezyum alaşım ile alüminyum alaşımını dikkate almışlardır. Magnezyum alaşım kullanılan jant modeli için daha güvenli olduğu sonucunu paylaşmışlardır [3]. Praveen ve Gopichand (2014) yaptıkları çalışmada, jant üzerinde yapılan analizlerde gerilme ve birim şekil değiştirme değerlerini istenilen seviyenin altına indirmeyi hedeflemişlerdir. Jantın tasarımının nümerik analiz sonuçlarına göre, tasarım ortamında optimize edilmesi için ilgi çeken ve üzerinde çalışmalar yapılan konulardan olduğunu belirtmişlerdir. Dört farklı tasarım üzerinde nümerik analizler yapmışlar, gerilme ve yorulma değerlerini karşılaştırarak en iyi tasarımı belirlemişlerdir [4]. Zheng ve arkadaşları (2010) yaptıkları çalışmada bir jantın statik şartlarda nümerik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, çalıştıkları jant simetrik bir yapıya sahip olduğu için, jantın sadece bir kısmını modelleyerek analizlerini sürdürmüşlerdir. Nümerik sonuçları ile test sonuçlarının deplasman değerlerini kıyaslamışlar, hata oranlarını simetrik jant modeli ile çalışılan nümerik sonuçlar için %15 ile %20 arasında olduğunu belirtmişlerdir [5]. Mohanasaravanan ve arkadaşları (2021) yaptıkları çalışmada, bisiklet jantına, çeşitli malzemeler için farklı dönme hızları uygulayarak, statik analiz simülasyonu yapmışlardır. Sonuçlar kıyaslandığında, alüminyuma göre %66, çeliğe göre %88 daha az gerilme değerleri ile en dayanıklı jantın polipropilen malzemeden yapılmış jant olduğunu belirtmişlerdir [6]. Theja ve Krishna (2013) çalışmalarında statik analiz yaparak, jant üzerindeki kanat sayısının ve malzeme yapısının gerilmeye etkisini incelemişlerdir. Kanat adedini optimize ederek 5 ve 6 kanatlı jantlara göre 4 kanatlı jant sonuçlarının daha iyi olduğunu, alüminyum alaşımlı çalışmalara kıyasla magnezyum alaşımlı jantların daha dayanıklı olduğunu tespit etmişlerdir. 4 kanatlı jant modeli, alüminyum ve magnezyum malzemeleri frenleme torku için kıyaslandığında, alüminyum alaşımlı jant akma mukavemeti 225 MPa kabul edilmesi sebebiyle, oluşan yaklaşık 250 MPa gerilme değeri için güvenli kabul edilmezken, akma mukavemeti 382 MPa olan magnezyum alaşımlı jant güvenli kabul edilmiştir [7]. Yapılan bu çalışmalar jantın sadece statik durumunun dayanımı hakkında bilgi vermektedir, ancak dinamik durumu hakkında bilgi vermemektedir. Ayrıca deneysel çalışma ve nümerik çalışma arasında ilişki kurulmamıştır.

Jantın statik olarak dayanımının yanında dinamik yüklere verdiği tepkileri belirlemek de önemlidir. Radyal yorulma testi jantın dinamik olarak zorlandığı önemli testlerden biridir. Topaç ve arkadaşları (2012) yaptıkları çalışmalarda, bir ağır vasıta jantının yorulma ömrünü tespit etmek için nümerik analizler ile radyal yorulma testini ANSYS programını kullanarak modellemişlerdir. Yaptıkları çalışmalarda jantın en kritik bölgelerinin hava kanallarına ve bijon deliklerine yakın bölgeler olduğunu gözlemlemişlerdir. Bu sonuçlar deneysel çalışmalarla desteklemişler ve nümerik model ile %73 doğruluk oranına ulaştıklarını açıklamışlardır [8]. Fırat ve arkadaşları (2009), sac kamyon jantının radyal yorulma testi üzerinde çalışmışlardır. Geliştirdikleri nümerik model için statik analiz yapmışlardır. Hem test döngüsü sayısı

hem de çatlak başlangıç bölgelerini tahmin ederek deneysel çalışmalar ile desteklemişlerdir. Nümerik çalışmalara ait sonuçlar ve deney verileri kıyaslandığında, gerilme değerleri arasındaki farklar, oldukça küçüktür ve sonuç olarak yorulma hasarındaki hata oranı önemsiz görülmüştür [9]. Ünal ve arkadaşları (2020) yaptıkları çalışmada, bir kamyon sac jantını radyal yorulma testinde nümerik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Jantın üzerine lastik de bağlanmıştır ve lastik basıncı da hesaplamalara katılmıştır. Test sırasında jant üzerine gerilme değerlerine ulaşabilmek için gerinim ölçer rozetleri yerleştirilmiştir. Radyal doğrultudaki yükler, nümerik çalışmalar için lastik topuğunun janta oturduğu 60°'lik, 90°'lik ve 120°'lik bölgelere uygulanarak, deneysel sonuç ile kıyaslama yapılmıştır. Janta 120° için çalışılan yük değerleri, deneysel olarak elde edilen değerlere çok yakın elde edilmiştir. Çalışmalar, kuvvetin uygulandığı alanın önemini ortaya koymuştur. Jant üzerinde yapılacak ağırlık azaltma gibi optimizasyon çalışmaları için bu sayede gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edilecektir [10].

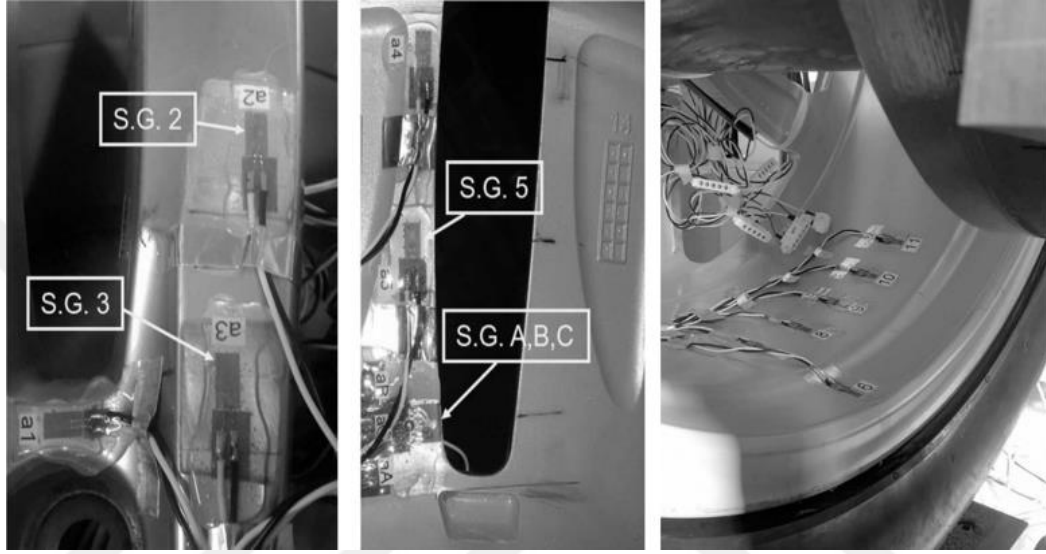
Kunal ile Deore (2011) yaptıkları çalışmada, farklı boyutlardaki jantlar üzerinden belirli noktalardan elde edilmiş deney verilerini, statik şartlar altında gerçekleştirilmiş olan nümerik analizler ile karşılaştırmışlardır. Radyal yükler altında jantın gerilme değerlerini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Deneysel ve nümerik çalışmalar arasındaki farkın yaklaşık %5 olduğunu belirtmişlerdir [11]. Satyanarayana ve Sambaiah (2012) yaptıkları çalışmada, radyal yorulma testini ANSYS programı ile statik olarak modellemişlerdir. Çalışmalarında Şekil 1'de jant için paylaşılan S-N eğrisini kullanmışlar ve çevrim süresi ile yük büyüklüğünün ilişkisini incelemişlerdir. Hasar bölgelerinin jant üzerindeki havalandırma kanallarının etrafında toplandığını tespit etmişlerdir [12]. Raju ve arkadaşları (2006) yaptıkları çalışmada, radyal yorulma testi deney şartlarında yorulma ömrü analizini nümerik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Deney şartları altında S-N eğri oluşturmuşlardır. Çalışmalar kapsamında 6 adet gerinim ölçer ile çalışmışlardır. Çalışmalarında parametrik olarak yükün uygulanma açısı ile güvenlik faktörü arasındaki ilişkiyi gerilme sonuçlarını kontrol ederek karşılaştırmışlardır. Gerilme değerlerini karşılaştırmak için eşdeğer gerilmeden faydalanmışlardır. Deneysel çalışmalar ve nümerik çalışmaları kıyasladıklarında sonuçların birbirine çok yakın olduğunu ve çatlak oluşum bölgelerinin aynı olduğunu vurgulamışlardır. Çalışmanın sonucunda verileri karşılaştırmalı olarak incelediklerinde, güvenlik faktörünün 2 olarak kabul edilmesinin gelecekteki geliştirmelerde avantaj sağlayacağını belirtmişlerdir [13]. Jantların radyal yorulma testindeki davranışları ile ilgili yapılan çalışmalarda jantların doğal frekanslarının ve mod şekillerinin etkilerinin dikkate alındığı çalışmaya rastlanmamıştır.



Şekil 1. Otomobil Jantı Gerilme-Ömür Eğrisi [12]

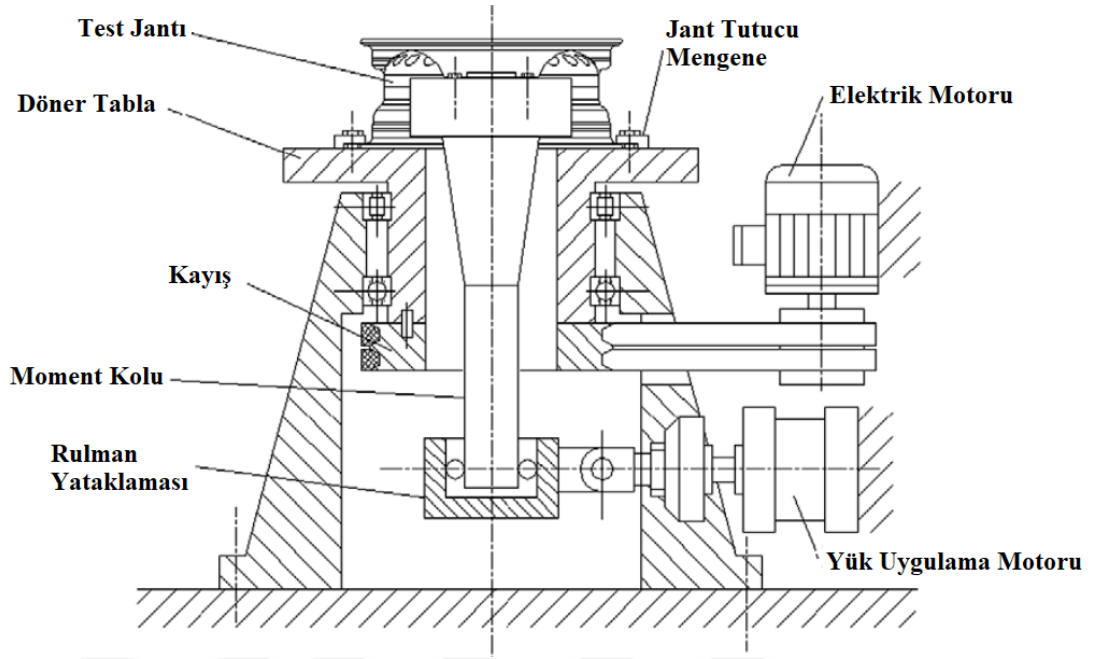
Jantların, maruz kalabileceği yanal darbelere karşı dayanımlarını belirlemek için jantlara 13 derece darbe testi uygulanmaktadır. Chang ve arkadaşları (2009), darbe testinin simülasyonunu yapmak için jantı doğrusal olmayan dinamik olarak sonlu elemanlar metoduyla (SEM) modellemişlerdir. Maksimum gerilme değerlerini, kanatların, göbek kısmı ile birleştiği bölgelere yakın alanlarda gözlemlemişlerdir. Deneysel ve nümerik analizler arasında gerinim değerlerini karşılaştırmış ve maksimum %10 farklılık gözlemlemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçların jant kırılmasını tahmin etmek için kullanılabileceğini belirtmişlerdir [14]. Neves ve arkadaşları (2010), nümerik ve deneysel çalışmalar gerçekleştirerek, darbe testlerinin lastik ve jant ikilisi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Farklı açılarda darbe uygulayarak, jant ve jant ile lastik ikilisi üzerinde meydana gelen ivme ile kuvvet değerleri ölçülmüştür. Yüksek hızlı kamera ile alınan ölçümlerde ağırlığın lastiğe ulaştığı andaki etki ve geri tepme süresi farkları da incelenmiştir. Deneysel ve nümerik analizler için kuvvet ölçümleri arasındaki farklar %37 mertebelerine kadar çıkmaktadır [15]. Wan ve arkadaşları (2019), 13° darbe testi üzerinde nümerik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Yaptıkları deneysel çalışmalarda farklı lastik boyutları uygulanarak jant ile lastik ikilisi için ve yalnız jant için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Gerinim ölçerler ile deneysel çalışmalarda elde ettikleri sonuçları ile nümerik sonuçları kıyaslamışlardır. En düşük hata payını %0.4 ile sadece jant ile yapılan çalışmalarda tespit etmişlerdir. Testler sonucunda jant performansının kullanılan lastik ile de ilişkili olduğunu tespit etmişlerdir [16]. Wang ve arkadaşları (2019) yaptıkları çalışmada, alüminyum ve magnezyum alaşımlı jantlar üretmişlerdir. Üretilen jantlar için 13° ve 90° darbe testleri kapsamında gerinim ölçerler kullanarak, nümerik analiz sonuçları ile kıyaslamışlardır. Yaptıkları çalışmada malzemeleri kıyaslamışlar ve jant ağırlığını azaltmayı amaçlamışlardır. Sonuçlar incelendiğinde %10 mertebelerine kadar fark tespit etmişlerdir [17]. Ballo ve

arkadaşları (2020), janta ait deneysel ve nümerik doğal frekans sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Yapılan çalışmalarda darbe testleri incelenmiş, gerinim ölçer yardımı ile ölçümler alınmış ve nümerik analizler ile karşılaştırılmıştır. Şekil 2’de gösterildiği üzere, jantın farklı bölgelerine gerinim ölçer yerleştirmişlerdir. Gerinim ölçer aracılığıyla elde edilen gerilme değerleri sayesinde, deneysel çalışmalar ile nümerik çalışmalar arasında bir ilişki kurmuşlardır. Farklı deney şartları altında nümerik ve deneysel çalışmalar arasındaki farkları %9-20 arasında değişmiştir [18].

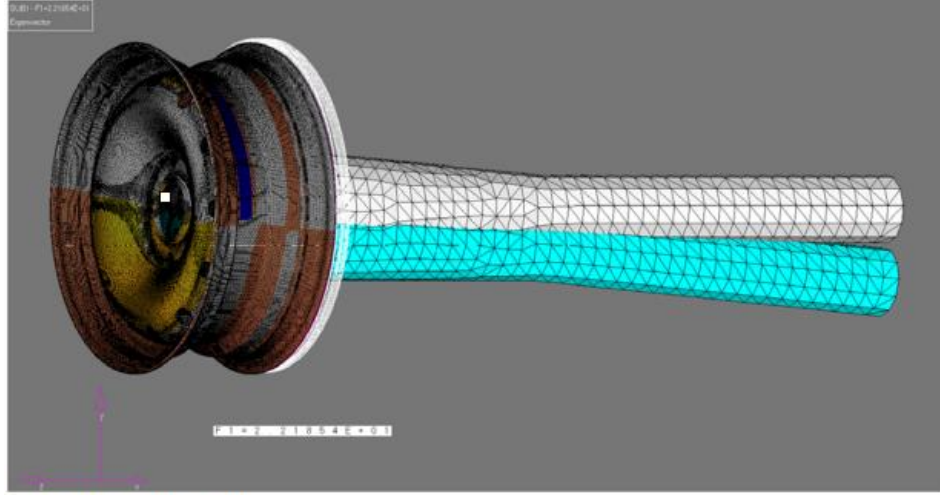


Şekil 2. Jant Üzerinden Darbe Testi Sırasında Gerilme Ölçümlerinin Yapılması [18].

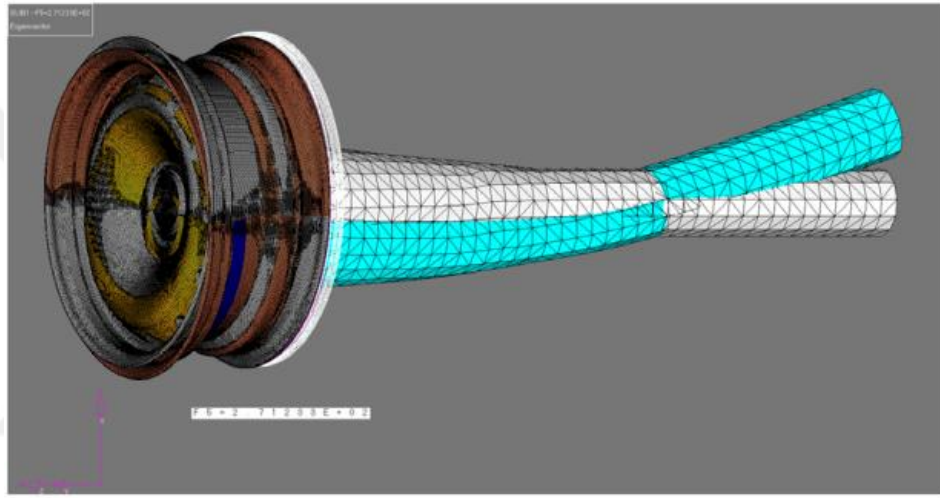
Jantların yoldaki viraj süresince dinamik yüklenme sonucundaki davranışını gözlemlemek için jantlar virajlı yorulma testine tabi tutulur. Shang ve arkadaşları (2009), jantın deneysel ve nümerik olarak virajlı yorulma testi şartlarında incelemişlerdir. Nümerik çalışmalarda uygulanmış olan sınır şartlar için jantın flanş bölgesinde 8 adet mengene alanlarını tanımlamışlar ve sabitlemişlerdir. Göbek bölgesinden ise moment uygulamışlardır. Deneysel çalışmada oluşan hasar ile nümerik çalışmalarda en düşük emniyet katsayısına sahip ve en yüksek gerilmenin olduğu bölgenin benzer olduğu ve çatlak oluşan bölgenin jantın kolları üzerinde olduğunu tespit etmişlerdir. Çalışmalar kapsamında 2 adet jant için deneysel çalışmalar yürütülmüş ve ikisinde de benzer sonuçlar elde edilmiştir [19]. Wang ve arkadaşları (2010), bir yolcu araç jantının virajlı yorulma testindeki davranışını incelemişlerdir. Simülasyon çalışmalarında Şekil 3’te açıklanan deneysel kurulumu baz alarak mil ve jant ikilisini modellemişler ve mil yüzeyine kuvvet uygulayarak, jantı flanş bölgesinde sabit tutmuşlar, virajlı yorulma testi şartları için simülasyon gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışmalar sonucunda çatlak olan bölgelere odaklanmışlardır. Jant ve mil deney sırasında montajlı oldukları için montajlı halinin doğal frekansları ve mod şekilleri dikkate almışlardır. Şekil 4’te milin doğal frekansları görülmektedir [20].



Şekil 3. Virajlı Yorulma Test Makinesi Ekipmanları ve Kesit Görünümleri [20].



1. Mod 22.2 Hz



5. Mod 271.2 Hz

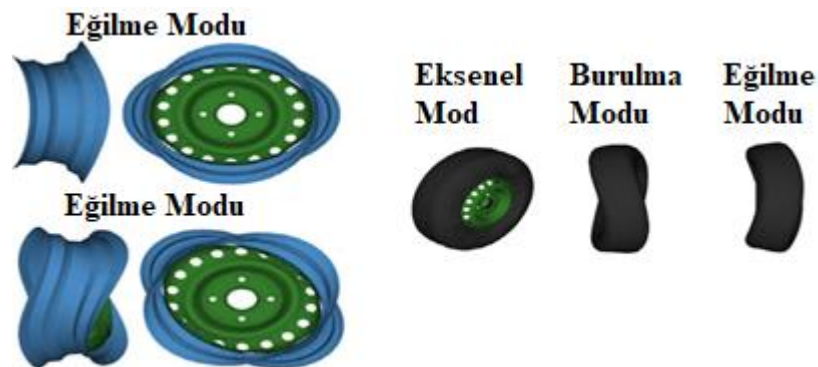
Şekil 4. Jant ve Aks İkिलisinin Nümerik Doğal Frekans Analizleri [20]

Zheng ve arkadaşları (2014) çalışmalarında, virajlı yorulma testi koşullarını kullanmışlardır. Sac jant üzerinde çalışmalar yapmışlar ve jantı flanş bölgesinden sabitlemiş, mil ile jant ikilisini bijon bölgelerinden birbirlerine kaynaklı gibi tanımlamış ve mil yüzeyinden kuvvet uygulamışlardır. Yaptıkları çalışmalarda nümerik sonuçlarda maksimum gerilme çıkan bölgeler ile deneysel çalışmalar sonucunda çatlak oluşan bölgeler arasında bir ilişki yakalamışlardır ve hata paylarını ortalama %11.9 olarak tespit etmişlerdir. Maksimum gerilmeleri göbek bölgeleri ile hava kanalları arasında kalan bölgelerde gözlemlemişlerdir [21]. Karakaş (2020) yaptığı çalışmalarda, virajlı yorulma testi süresi üzerinde çalışmıştır. Standartlara göre gereklilik olan çevrim sayısını sabit tutarak, sadece test süresince dönme devir hızını değiştirmiş ve test süresinden zaman kazanmayı hedeflemiştir. Farklı devir sayıları için yorulma verileri oluşturmuş ve Minitab kullanılarak gerilme değerleri ile devir sayısı arasındaki ilişkiyi tahminlemeye çalışmıştır. Elde edilen sonuçlarda istenen dönme devri 1790 dev/dk değerinden 2285 dev/dk ya çıkarıldığında, jantın

gereksinimlerine göre istenilen çevrim sayısı tamamlanana kadar hasar almayacağını tahminlenmiştir. Bu çalışmaları yaparken bir nümerik analiz programında, statik analiz yöntemlerini kullanmıştır. Çalışmalar sonucunda, deney düzeneği çevrim sayısını arttırarak, deney süresini güvenli bölge içerisinde kısaltmış ve zamandan tasarruf etmiştir [22].

Das ve arkadaşları (2020), yaptıkları çalışmalarda nümerik ve deneysel olarak bir jant üzerinde virajlı yorulma testini incelemişlerdir. Nümerik olarak yaptıkları çalışmalarda, virajlı yorulma testi düzeneğinde kullanılan mil modeline benzer bir tasarım oluşturmuşlar ve milin uç yüzeyinden kuvvet uygularken, virajlı yorulma testi düzeneğinin aksine, alt bölgeden değil jantın üst bölgesindeki flanş bölgesinden sabitlemişlerdir. Elastik ve plastik şartlarda dahil olmak üzere birçok farklı şart altında simülasyon yapmışlar ve en yakın yorulma ömrü değerlerini ön gerilmeli elastik ve plastik şartlar altında yapılan analizde elde etmişlerdir. Hasar bölgelerindeki malzeme yapılarını da inceleyerek hasar sonrası jant yüzeyinde oluşan kusurları değerlendirmişlerdir [23].

Jantların mekanik titreşim davranışları üzerine yapılmış çalışmalar literatürde mevcuttur. Yam ve arkadaşları (2000), jant üzerinde yaptıkları çalışmalarda mod şekillerini incelemişlerdir. Jantı serbest koşullar altında doğal frekansı 1 Hz'in altında olan bir bağlantı kullanarak asmışlardır. Radyal ve teğetsel uyarılar altında sırasıyla radyal, teğet ve yanal yönlerindeki mod şekillerini incelemişlerdir [24]. Farahani ve Mahjoob (2018) yaptıkları çalışmada, lastikli jantın hem deneysel hem de nümerik modal analizlerini yapmışlardır. Çalışmalarında rezonans değerlerini, frekans cevap eğrilerini ve mod şekillerini incelemişlerdir. Doğal frekans deneysel ve nümerik analiz sonuçlarının arasında maksimum %5 farklılık olduğunu tespit etmişlerdir. Deneysel analizleri serbest şartlar altında lastik ile yapmışlardır. Mod şekillerini ortaya çıkarmışlar ve sınıflandırmışlardır. Yapmış oldukları sınıflandırmaya ait görsel Şekil 5'te paylaşılmıştır [25].



Şekil 5. Lastikli Jantın Mod Şekilleri [25]

Hebbal ve Dabair (2019), ANSYS Workbench kullanarak alaşımlı bir otomobil jantının statik, modal ve harmonik analizini incelemişlerdir. Nümerik model oluşturulurken, jantın kasnak bölgesinden 40Pa değerinde hava basıncını temsil edecek şekilde basınç uygulamışlar ve flanş bölgelerinden kuvvet uygulamışlardır. Kasnak bölgesinden de sabitlemişlerdir. Jantın mevcut durumunu değerlendirdiklerinde, akma mukavemetinin çok altında değerler ile zorlandığını belirlemişlerdir. Çalışmalarını daha iyi performans ve verimlilik ile jantın ağırlığını optimize etmek için kullanılabileceğini belirlemişlerdir [26]. Aydın ve arkadaşları (2021), Solaris 10 güneş arabasının 2018 ve 2019 model jantlarının doğal frekansları, serbest sınır koşulları altında darbe çekiç testi ile deneysel olarak belirlenmiştir. Mod şekilleri ANSYS-Modal Analizinde ifade edilmiş ve ANSYS-Parametrik Tasarım kullanılarak, jant modeli için parametrik olarak ağırlık azaltma çalışması gerçekleştirilmiştir [27]. Aydın (2021), yapmış olduğu çalışma kapsamında doğal frekans değerleri gerçek sınır koşulları altında lastikli ve lastiksiz olarak hem nümerik çalışmalarla hem de deneysel olarak tespit etmiştir. Nümerik analizler sırasında ağ örgüsü yapısı değerlendirilmiş ve en iyi ağ örgüsü yapısı oluşturulmaya çalışmıştır. Lastik boşluğunun etkisi akustik analizler ile deneysel olarak incelenmiştir [28]. Somayaji ve arkadaşları (2022) alüminyum bazlı karbon fiber takviyeli optimize alaşımlı jantların modal analizini yapmışlardır. Modal analizle jantın doğal titreşimleri matematiksel olarak incelenerek jantın rijitliği hakkında araştırmalar yapmışlardır [29]. Jantların doğal titreşim davranışlarını araştıran çalışmalarda mod şekillerinin ve doğal frekanslarının tespiti yapılmaktadır, ancak virajlı yorulma testi üzerinde bu testler gerçekleştirilmemiş ve jantların doğal titreşim davranışları ile değerlendirilmemiştir. Benzer şekilde jant üzerinden mekanik testlerde bazı gerilme ölçümleri yapılmış olmasına rağmen, bu testlerin sistemin doğal titreşim davranışları ile değerlendirmesi yapılmamıştır.

Czypionka ve Kienhöfer (2019), virajlı yorulma testi şartlarını kullanarak karbon fiber kompozit otomotiv jantı üzerinde uygulamalı çalışmalar yapmışlardır. Deneysel gerinim ölçümleri ile nümerik analizlerini karşılaştırmış ve %10 oranına kadar farklar gözlemlemişlerdir. Alternatif malzeme dizilimleri ile rijitliği arttırılırken, ağırlık eksiltme çalışmaları yapılmış ve yaklaşık 152 gram ağırlık kazancı sağlamışlar. Böylece jant, alüminyum eşdeğerine göre %18 daha hafif hale getirmişlerdir [30].

Solazzi ve Mazzoni (2023), dinamik yorulma testi şartları altında tarım veya arazi araçları için gerçekleştirilen kesit alma yöntemi ile dinamik analiz metodunu kullanmışlardır. Jant üretimi sırasında uygulanan şekil verme işlemleriyle oluşan sertlik artışı ve artık basma gerilmelerinin etkisiyle, jantın dayanımı artırılmıştır. Sonuçlar değerlendirildiğinde %36 ile %50 oranında dayanım artışı sağlamıştır. Dayanım artışını ölçmek için gerinim ölçerler kullanmışlar ve çatlak takibi yapmışlardır. Test sürecinde malzemenin yorulmaya başladığı gerilme değeri ile karşılaştırma yapmışlardır. Bu yöntemin özellikle arazi jant uygulamaları için gerçekçi ve tekrarlanabilir bir alternatif sunduğunu belirtmişlerdir [31].

Maglio ve arkadaşları (2022), yaptıkları çalışmada bir tren aksını telemetri yöntemiyle uzun süre gerilme değerlerini sahadaki çalışma şartları altında toplamışlardır. Genellikle ölçülen gerilmeler 60 MPa ve altında olmuştur. Deneysel çalışmaları, nümerik analizler ile kıyaslandıklarında en fazla %10'a kadar farklılıklar tespit etmişlerdir. Yaptıkları çalışmaların, demir yolu taşıtlarında kontrollü bakım şartlarının iyileştirebileceğine değinmişlerdir [32].

Nieminen ve arkadaşları (2023), yaptıkları çalışmada bir tren tekerleğini çalışır şartlarda test etme sürecinin zorlukları sebebiyle, tekerlek takımı taşıyıcısı için gerilme analizlerini sürdürmüşlerdir ve bu yöntemi nümerik sonuçlar ile kıyaslamışlardır. Çalışmalarına nümerik analizler ile başlayarak, deneysel çalışmalarda gerinim ölçerleri yerleştirebilecekleri alanları belirlemişlerdir. 21 adet gerinim ölçer uygulaması ile çalışmaları sürdürmüşlerdir. Çalışmalar süresince sistemin modal davranışı değerlendirilmiş ve mod yapılarına kıyasla 4 kat düşük frekanslarda çalıştığı belirtilmiştir. Nümerik çalışmalar ile deneysel çalışmalar arasındaki gerinim verilerinin uyumluluğu incelendiğinde %90 ve üzeri uyum tespit etmişlerdir [33].

Santiciolli ve arkadaşları (2017), yaptıkları çalışmada ZWARP testi için yüksek doğrulukta bir nümerik model oluşturmayı hedeflemişler deneysel ve nümerik gerinim değerlerini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Yük altında şekil değiştirmedeği varsayılan tam rijit gövde elemanlarından oluşan 1. modeli, elastik deformasyonları hesaba katmadığı için gerinim tahmini yapılamamaktadır. 2. model ise rijit bağlantıları kiriş tipi elemanlarla değiştirerek sınırlı elastikiyet sağlamaktadır. Ancak karmaşık geometrik etkileri, yerel gerilme yığılmalarını veya gerçek yük yollarını doğru şekilde yansıtamamaktadır. 3. model, 3 boyutlu hacimsel sonlu elemanlardan oluşan tam elastik bir yapıdır ve hem geometrik karmaşıklığı hem de yük aktarım karakteristiklerini detaylı şekilde temsil etmektedir. Özellikle jant ve test düzeneği üzerindeki gerinim ölçümleriyle faz ve genlik bakımından en yüksek uyumu sağlamıştır. Oluşturulan 3. model diğerlerine göre deneysel veriler ile kıyaslandığında, deneysel verilere %20 daha yakın olduğunu belirlemişlerdir [34].

Wang ve arkadaşları (2012), yaptıkları çalışmada araç aksı bileşenlerinin dayanıklılığını ve ömrünü değerlendirmeyi amaçlamışlardır. Araç aksını modellemek için katı, kabuk ve levha şeklinde modelleme elemanlarından faydalanmışlardır. Çalışmalarını, statik analizler kapsamında yürütmenin yeterli olacağını vurgulamışlardır. Gerçekleştirmiş oldukları nümerik analizleri deneysel çalışmalarda toplamış oldukları veriler ile kıyasladıklarında %-2 ile %20 arasında hata oranları tespit etmişlerdir [35].

Maglio ve arkadaşları (2022), yaptıkları çalışmada demiryolu akslarının yorulma ömrünü tahmin etmek amacıyla saha testlerinden elde edilen gerilme verilerini telemetri yöntemi ile incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmalar kapsamında eş değer gerilmelerden faydalanarak, nümerik analiz destekli gerilme hesapları ve Monte Carlo simülasyonlarından faydalanmışlardır. Toplanan veriler değerlendirildiğinde hasara katkı sunan gerilmelerin %80'i düşük değerlerdir. Ancak yüksek gerilme

değerlerinin ihmal edilmesinin, dingillerin yorulma ömürlerinin belirlenmesinde yanlışlıklara sebep olacağından, göz önünde bulundurulması gerektiğini belirtmişlerdir. İstatiksel analizler, nümerik analizler ve deneysel sonuçlar göz önüne alındığından %15'e kadar hata payı tespit etmişlerdir [36].

Mevcut çalışmada jantın deneysel olarak serbest şartlarda ve virajlı yorulma test makinesine mesnetli şartlarda doğal titreşim davranışı belirlenmiştir. Elde edilen bu davranışlarla ilişki kurularak, nümerik jant modeli elde edilmiştir. Literatür araştırmalarında virajlı yorulma test şartlarında detaylı ivme analizleri ile karşılaşılmamıştır. Virajlı yorulma testi şartları altında ivme analizleri gerçekleştirilerek, detaylı araştırmalar gerçekleştirilmiştir. Virajlı yorulma testi şartlarında jant üzerinden gerilme verileri toplanmış ve jantın kritik bölgeleri belirlenerek, jant tasarımı üzerinde ağırlık azaltma çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Ağırlık azaltma çalışmalarının sonuçları hem nümerik hem de deneysel sonuçlar ile kıyaslanmıştır.

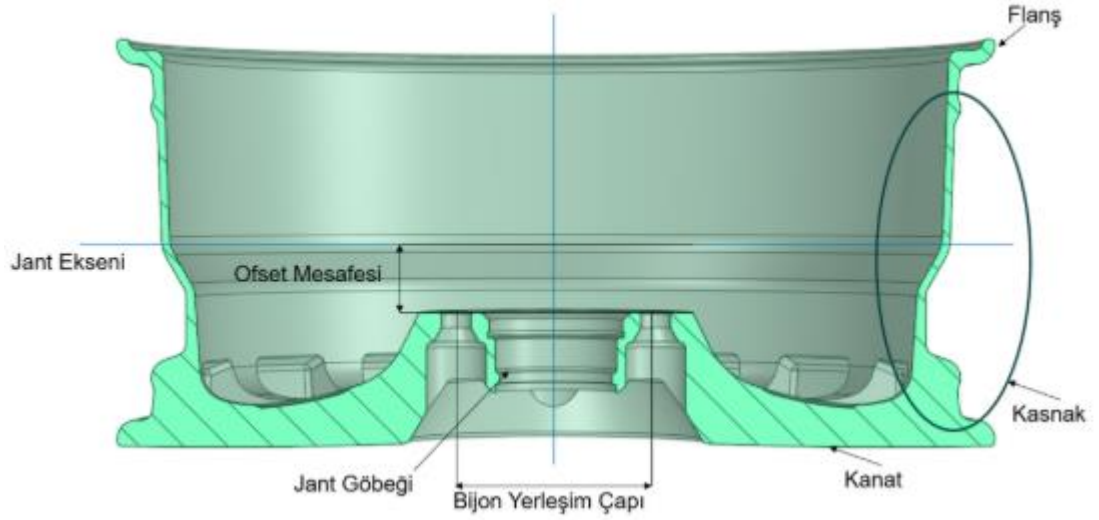
İKİNCİ BÖLÜM

JANT HAKKINDA GENEL BİLGİLER

2.1. Jant, Jant Tipleri ve Üretim Yöntemleri

2.1.1. Jant Hakkında Genel Bilgiler

Jant, otomotiv sektöründe kullanılan en kritik parçalardan birisidir. Lastik ile montajlı olarak kullanılan ve aracın yolda sürüş halinde lastikten sonra yol ile bağlantısını sağlayan parçadır. Araç ile bağlantısı bijon ve porya kolu aracılığı ile sağlanmaktadır. Sürüş süresince, jant farklı yönlerde yük ve darbelere maruz kalır. Bu nedenle jantın mukavemet özellikleri hem performans hem de güvenlik için çok önemlidir. Jant ve lastik arasındaki montaj, hava basıncı ile sağlanmaktadır. Araç üzerinden gelen yük lastik ile yere aktarılırken, yoldan gelen yükler ise jant aracılığı ile araca aktarılır. Jant ağırlığı çok önemlidir, çünkü araç yol tutuşu, süspansiyon sistemi ve yakıt tüketimi üzerinde etkisi yüksektir. Jant ile ilgili bazı bölümler Şekil 6'da gösterilmiştir.



Şekil 6. Jant ve Jantın Bölümleri

2.1.2. Jant Üretim Yöntemleri

Jantlar genel olarak dört farklı üretim yöntemi ile üretilirler. Bunlar; döküm, dövme, sac şekillendirme ve kompozit üretim teknikleridir.

Döküm yöntemi ile üretim, alüminyum külçeler ve gerekli alaşımların ergitme yöntemi ile hazırlanarak, yüksek sıcaklıkta sıvı hale getirilmesi ile yapılır. Eriyik metal farklı döküm yöntemleri kullanılarak kalıp içerisine dökülür ve metal katılaştıktan

sonra jantın kaba hali ortaya çıkmış olur. Döküm prosesi tamamlanmış olan jant ısıtım işlem sürecine tabi tutulur. Ürünün son haline getirilebilmesi için talaşlı imalat yöntemi ile talaş kaldırma işlemi yapılır. Ölçüsel olarak son haline getirilmiş olan ürün, ölçü kontrol testleri sonrasında, ürün gereksinimlerine göre kaplama prosesine tabi tutulur ve son halini alır.

Dövme yöntemi ile üretim, istenilen özelliklere göre hazırlanmış olan metal, uygun sıcaklığa getirildikten sonra, dövme kalıbının üzerine yerleştirilir. Yüksek tonajlı presler aracılığı ile dövülerek jantın kaba şekli verilir. Kaba haldeki jant talaşlı imalat prosesine tabi tutularak son haline gelir. Gerekmesi durumunda daha önceden planlanmış olan proses akışına göre jant ısıtım işlem ve yüzey işlem sürecine tabi tutulabilir.

Sac şekillendirme yöntemi ile üretim, rulo halinde bulunan ve istenilen özelliklere sahip çelik sac rulo, öncelikle istenilen boyutlarda kesilir. Pres çalışma boyutlarına getirilmiş olan sac malzeme, pres yardımı ile bükülür. Dış halka ve iç disk bu şekilde oluşturulduktan sonra kaynak işlemi ile birleştirilir. Kaynak işlemi sonrası yüzey kusurlarına gidermek için zımparalama ve yüzey işlemleri uygulanır.

Kompozit üretim yöntemi ile jant imalatı, karbon fiber malzeme ya da istenilen ek malzemeler jant tasarımına göre kalıp üzerine yerleştirilir. Reçine enjeksiyon kalıplama yöntemiyle, reçine fiber katmanlarına uygulanır. Daha sonra fırınlama işlemi ile ısı ve basınç altında malzeme mukavemeti artırılır. Jantın yüzey kusurlarını gidermek ve son halini kazandırmak için talaşlı imalat ve yüzey işlem prosesleri ile süreç tamamlanır.

2.1.3. Jant Çeşitleri ve Üretim Metotları

Jantlar, malzeme ve üretim metotlarına göre gruplandırılmaktadırlar. En yaygın bilinen jant çeşitleri çelik jant, magnezyum alaşımlı, kompozit jantlar ve alüminyum jantlardır.

2.1.3.1. Çelik Jantlar

Sac rulo halinde olan çelik malzeme presler ve presler içerisinde janta özel olarak hazırlanmış kalıplar kullanılarak şekillendirilir. Çelik jantlar dış çember kısmı ve göbek kısmı olmak üzere iki ayrı parçadan oluşur. İki parça kaynak yöntemi ile birleştirilir. Düşük maliyetli ve yüksek dayanım özelliklerine sahip olmasına karşın ağırlıkları diğer jant tiplerine göre fazladır. Örnek bir çelik jant görseli Şekil 7’de paylaşılmıştır.



Şekil 7. Çelik Jant [37]

2.1.3.2. Magnezyum Alaşımli Jantlar

Magnezyum alaşımli jantlar, magnezyum alaşımlarının döküm ya da dövme metoduyla şekillendirilmesi sonrasında talaşlı imalat yöntemi ile üretilir. Hafif ve yüksek dayanıma sahip olmalarına karşın, üretim maliyetleri çok yüksektir. Bu sebep ile yarış otomobilleri ve lüks spor araçlarda kullanılırlar. Örnek bir magnezyum alaşımli jant görseli Şekil 8’de paylaşılmıştır.



Şekil 8. Magnezyum Alaşımli Jant [38]

2.1.3.3. Kompozit ve Karbon Fiber Jantlar

Kompozit ve karbon fiber jantlar, reçine enjeksiyon veya katmanlı imalat gibi yöntemler ile üretilirler. Ağırlıkları çok düşüktür, dayanımlarının çok yüksek olmasına karşılık, maliyetleri çok yüksektir. Bu sebeple sadece yarış otomobillerinde ve lüks spor araçlarda kullanılırlar. Örnek bir kompozit alaşımli jant görseli Şekil 9’da paylaşılmıştır.



Şekil 9. Kompozit Alaşım Jant [39]

2.1.3.4. Alüminyum Jantlar

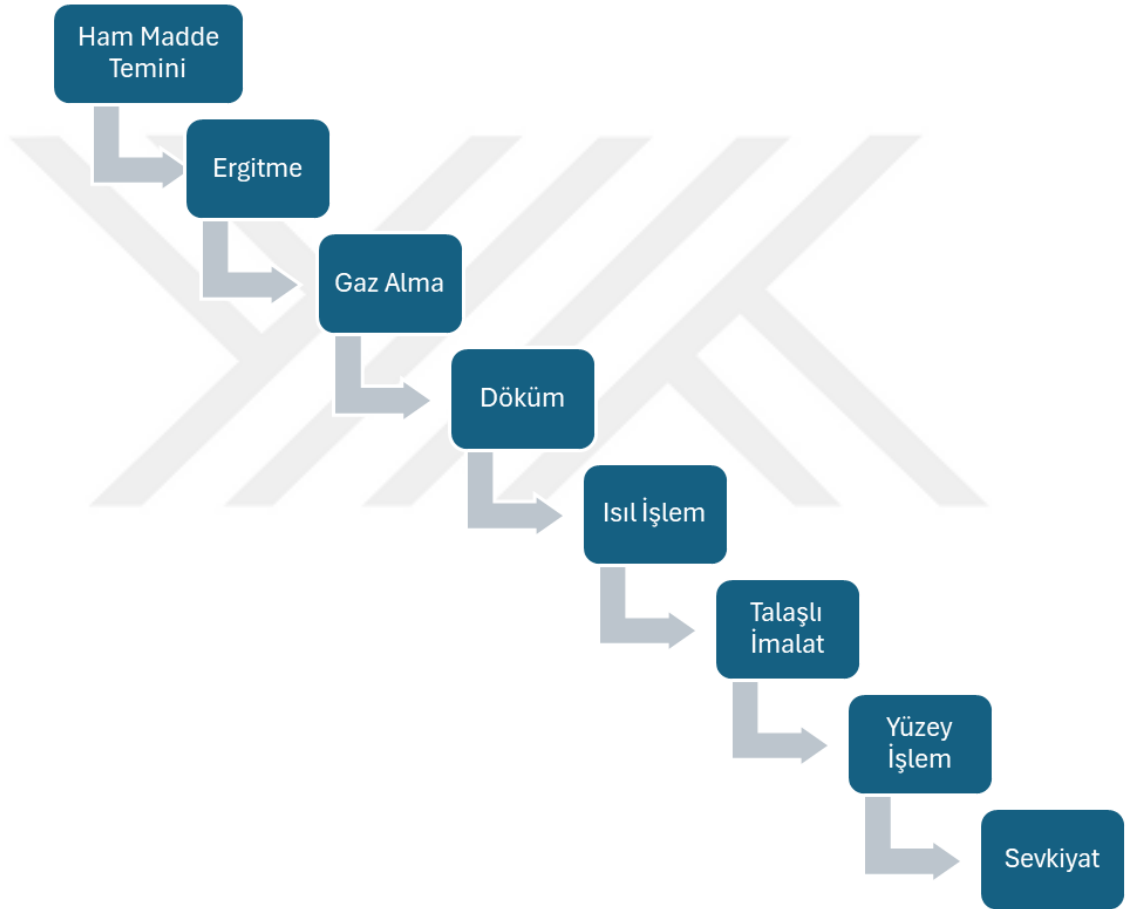
Alüminyum alaşımlarının döküm ya da dövme ile şekillendirme metoduyla kaba modelin oluşturulması sonrasında talaşlı imalat ile ürünün son haline getirilmesi ile üretilir. Ağırlık yönünden çelik jantlara göre daha hafif olmasına karşın üretim maliyetleri daha yüksektir. Kullanım yeri ve amacı ile istenilen özellikler göz önünde bulundurularak farklı alaşım içerikleri ile üretilirler. Şekil 10'da mevcut çalışma kapsamında da kullanılan bir alüminyum jant görseli paylaşılmıştır.



Şekil 10. Alüminyum Döküm Jant

Alüminyum alaşımların çoğunluğu alçak basınçlı döküm yöntemi ile imal edilmektedir [40]. Alçak basınçlı imal yönteminde öncelikle istenilen eriyik metal çözelti şeklinde hazırlanır. Malzeme testleri yapıldıktan sonra hazır hale gelmiş olan

alaşım, içerisindeki istenmeyen gazların bertarafı için gaz alma sürecine tabi tutulur. Sonrasında döküm işlemi gerçekleştirir. Döküm sonrası soğumuş olan ürünler, ısıtım işlemine tabi tutulur. Isıtım işlem sürecinden sonra soğuması tamamlanmış jantlar, talaşlı imalat prosesine tabi tutularak ölçümsel özellikleri son hale getirilir. Belli sıklıklar ile kalite kontrolleri yapılan jantlar, kalite sonuçlarına göre bir sonraki proses adımı olan yüzey kaplama işlemine tabi tutulur. Yüzey kaplama işleminin amacı jantın korozyona karşı dayanımını arttırmaktır. İmalat süreci tamamlanan jant son kontrolleri yapılarak sevkiyata hazır hale getirilir. Şekil 11’de jantın üretim aşamaları ana hatları ile şema şeklinde paylaşılmıştır.



Şekil 11. Alüminyum Jantın Alçak Basıncılı Döküm Yöntemi ile İmalat Aşamaları

2.2. Jant Üzerinde Uygulanan Testler

2.2.1. 90° Darbe Testi

Jant üzerinde lastikli olarak yapılan 90° darbe testi, dik olarak gelecek olan kuvvetleri test etmek için uygulanmaktadır. Test içerisinde Şekil 12’de paylaşıldığı üzere, lastiğe göre 90° olarak konumlandırılmış V şeklinde bir çekiç ile standartlara

göre hesaplanan yük değeri, önceden hesaplanmış olan yükseklikten bırakılarak uygulanmaktadır. Test sonrasında deformasyon, çatlak analizi ve lastikte ortaya çıkabilecek olan basınç kayıpları incelenmektedir [41].

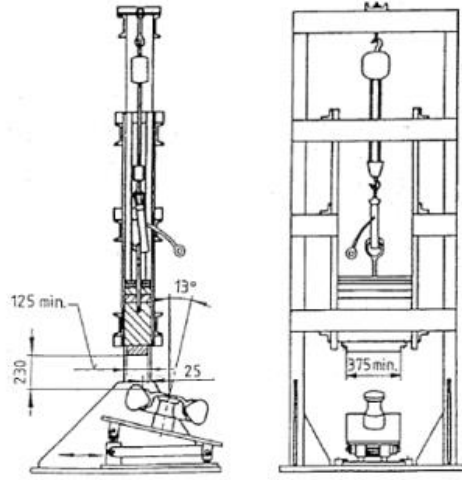


Şekil 12. 90° Darbe Test Görseli [41]

2.2.2. 13° Darbe Testi

Jant ve üzerinde bulunan lastik ile montajlı olarak test makinesine yerleştirilir. Jantın bijon düzlemi yataydaki düzleme göre 13° açı yapacak şekilde durmalıdır. Jant araç üzerinde olduğu gibi bijon deliklerinden, araç üzerinde bağlanacak olduğu bijon sıkma değerlerine göre montaj yapılarak test süreci başlatılır. Yol kenarında bulunan bir tümsek ya da kaldırım gibi bir istenmeyen yüksekliğe çarpma ve yol üzerinde oluşmuş olan çukurlara lastik çarptığında oluşan ani darbelerde jantın deformasyon, şekil değiştirme, çatlama ya da kopma gibi davranışlarının araştırılması için yapılmaktadır. Yük, jantın flanşına etkimektedir.

Test sonuçlarına göre jant üzerinde hasar oluşması ya da istenilen sonuçların elde edilememesi sonucunda jant testi geçememektedir. Şekil 13'te örnek bir darbe testi modeli paylaşılmıştır.



Şekil 13. 13° Darbe Testi Örnek Şekli [42]

2.2.3. Radyal Yorulma Testi

Radyal yorulma testi, jantın ömrü süresince etkisi altında kalabileceği gerilme ve deformasyonları periyodik bir yük etkisi uygulanarak simülasyonunu gerçekleştirmektir. Jantlar EUWA ya da SAE standartlara uygun olarak, tekrarlanabilir şekilde yük altında çalışmasının benzetimi test düzeneği ile gerçekleştirilir. Test düzeneği, döner bir tambur ve janta yükü uygulayan hidrolik veya pnömotik sistemden oluşur. Yük, jantın düzlemine dik yönde uygulanmaktadır. Uygulanan yük için frekans ve genlik değerleri, farklı yol şartları için değiştirilebilir. Şekil 14’te örnek bir radyal yorulma test düzeneği görseli paylaşılmıştır.



Şekil 14. Radyal Yorulma Testi Düzeneği [37]

2.2.4. Z warp Yorulma Testi

Yol şartları altındaki yorulma davranışlarını test etmek için uygulanan z warp testi çift eksenli yorulma testi olarak da bilinmektedir. Çift eksen olarak anlatılmak istenen virajlı ve düz bir yolda maruz kalınan eksenel ya da dikey yüklerin jant üzerinde benzetiminin gerçekleştirilmesidir. Z warp testinde tekrarlı ya da değişken tur sayısına sahip yüklemeler için ortaya çıkabilecek yorulma davranışları analiz edilmektedir. Z warp testi için en önemli parça tamburdur. Tambur janta dönme hareketini vermenin yanı sıra aynı zamanda yol şartları simülasyonunu gerçekleştirmektedir. Şekil 15’te örnek bir z warp test düzeneği gösterilmektedir.



Şekil 15. Z warp Test Düzeneği [21]

2.2.5. Virajlı Yorulma Testi

Virajlı yorulma testi, jantın viraj şartları altında dayanımını test etmek için kullanılan deney düzeneğidir. Virajlı yorulma testini diğer testlerden ayıran en önemli fark, lastiksiz olarak gerçekleştirilmesidir. Virajlarda ortaya çıkan merkezkaç ve yanıl kuvvetleri temsil ederek, janta ait en zayıf bölgelerin deney şartları altında incelenmesi ve önceden tespit edilmesi için kullanılır. Sürüş sırasında tek bir tekerlek üzerinde oluşan koşulların benzetimi gerçekleştirilir. Virajlı yorulma testi düzeneğine ait görseller Şekil 16’da paylaşılmıştır. Virajlı yorulma test düzeneğinde jant bijon deliklerinden bağlanmaktadır. Ayrıca jant flanş kısmından da test düzeneğine rijit bir şekilde bağlanmaktadır (Şekil 16(a)). Mengeneler ile jantın alt flanşı sabitlenir ve jantın montaj yüzeyine test düzeneğinde bulunan bir yük kolu mili ile montajı yapılır. Kol mili ucuna sabit dönüş hareketi yapan bir test yükü uygulanır. Bu dengesiz kütle, kayış kasknak mekanizması ile bağlı motor ile döndürülmektedir (Şekil 16(b)). Virajlı yorulma test süresince, sabit veya değişken eğme momenti janta uygulanır. ISO standardına göre hesaplanmış olan moment değeri tezgâh üzerinde MAKRA firmasına ait yazılım üzerinde tanımlanır ve yazılım daha önceden tanımlanmış olan tezgâh özelliklerini göz önünde bulundurarak, eklenmesi ya da çıkarılması gereken ağırlığı

ve ağırlığın bulunması gereken konumu belirterek test şartlarının oluşturulmasına yardımcı olur. Ağırlığın konumunun belirlenmesi önemli girdilerden birisi de dönme devridir. Dönme devri değiştikçe ağırlığın da eklenmesi gereken konum ve miktarı değişiklik göstermektedir. Dönen dengesiz kütle radyal bir harmonik kuvvet oluşturmaktadır. Bu kuvvet janta aksın boyu kadar uzaklıktan uygulanmaktadır. Bu nedenle janta harmonik olarak eğilme momenti etki etmektedir. Çalışmalarda kullanılan her bir dönme devri için ayrı bir ağırlık ayarı yapılmıştır. Virajlı yorulma testi ürünün ömür tayini için kullanılan önemli testlerden birisidir.

Şekil 17’de Virajlı yorulma testi şematik olarak gösterilmektedir. Şekil 18’de bir araç tekerleğinin virajda hareket halindeyken etki altında olduğu kuvvetler şematik olarak gösterilmektedir. ISO, SAE ve TÜV gibi çeşitli kuruluşlar tarafından belirlenen test protokolleri mevcuttur. Kuruluşlar tarafından belirlenen protokoller kapsamında, jant üzerine uygulanacak kuvvet ürüne özel olarak hesaplanmaktadır. ISO 3006 standardına göre virajlı yorulma testinin nasıl yapılacağı ve kuvvetlerin nasıl hesaplanacağı belirtilmiştir [43,44]. ISO 3006 standardına göre jant boyutuna özgü hesaplanmış olan moment girdisi dengesiz kütle, devir sayısı ve dengesiz kütlenin aksın merkezinden uzaklığı değiştirilerek ayarlanabilmektedir. Momenti hesaplamak için kullanılan ve TÜV tarafından da kullanılan Denklem (1) test yapılan jantın şartnamelerine göre hesaplanmaktadır. Test sonucunda jant üzerinde meydana gelebilecek olan çatlak oluşum varlığı ya da kırılma gibi kriterler incelenmektedir. Jantın test düzeneğinden sökülmesi aşamasında, bijonlarda gevşeme olup olmadığı da incelenmektedir.

$$M_{bmax}=2 \times F_r \times (\mu \times r_{dyn} + e) \times 9.81 \quad \text{Denklem (1)}$$

Denklem (1)’deki M_{bmax} : maksimum eğilme momenti, F_r : radyal kuvvet (janta uygulanan dik kuvvet), μ : sürtünme katsayısı (μ): jantın yere temas ettiği noktadaki sürtünme katsayısı, R_{dyn} (dinamik yarıçap): önerilen en büyük lastiğin yarıçapı, e : eksantrik mesafe (genellikle jantın merkezinden eksantrik bir kütleyle olan mesafe), 9.81: yerçekimi ivmesidir (m/s^2).

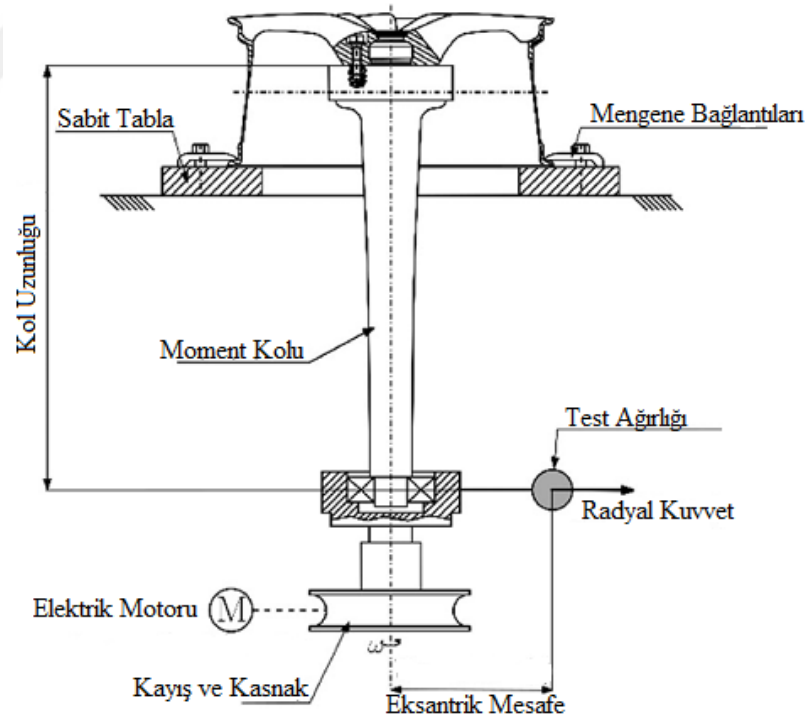


(a)

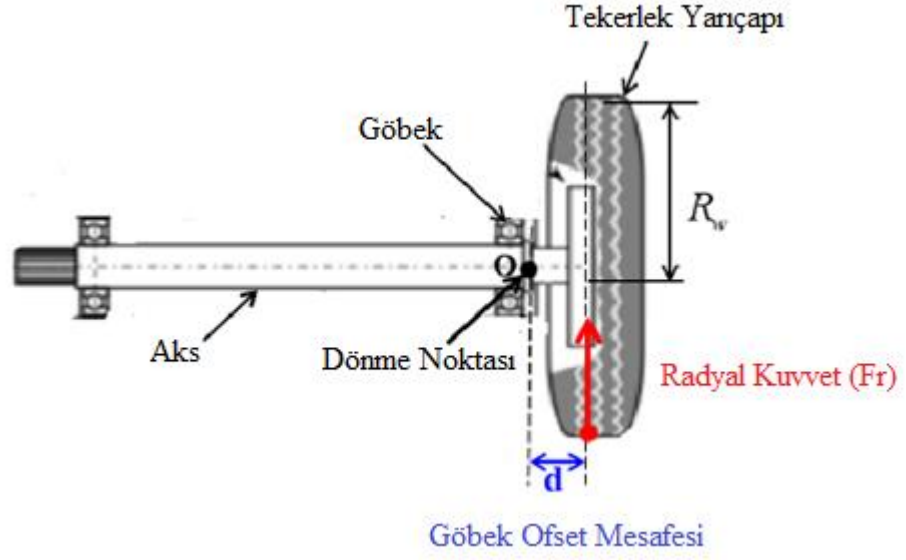


(b)

Şekil 16. Virajlı Yorulma Test Düzenegi (a) Jantın Test Düzenegine Mesnetli Görüntüsü, (b) Test Düzeneginin Tahrik ve Dengesiz Kütle Mekanizması



Şekil 17. Virajlı Yorulma Testi Düzeneginin Şematik Gösterimi [39]



Şekil 18. Viraj Alırken Tekerlek Üzerinde Etkili Olan Kuvvetleri Gösteren Şematik Diyagram [23]

ÜÇÜNCÜ BÖLÜM

MATERYAL VE METOT

3.1. Jant Modelinin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Modal Analizleri

3.1.1. Jant Modelinin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Nümerik Modal Analizleri

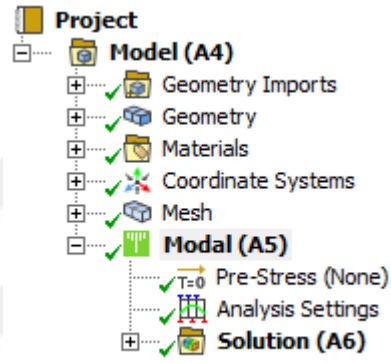
Bu çalışmada, jantın doğal frekansları ve titreşim modlarını belirlemek amacıyla modal analiz yönteminden yararlanılmıştır. Serbest şartlar altında modal analiz yapılarak, jantın mod yapıları ve doğal özellikleri hakkında bilgi toplanmıştır. Doğal frekans bölgelerinde ortaya çıkan mod yapıları incelenmiş ve şekilleri yorumlayarak, jantın zorlama karşısında nasıl şekil değiştireceği hakkında yorumlar yapılmak istenmiştir. Ayrıca, jantın doğal frekansı ve çalışma frekansları arasında ilişki olup olmadığı incelenmiştir. Çünkü, doğal frekans bölgelerinde çalışan bir yapı, çok küçük zorlama kuvvetlerinde bile çok büyük genlikler üretebileceği bilinmektedir [45].

Statik durum için yapılan doğal frekans analizleri içerisinde birçok sınır şart ile analiz yapılmaktadır. Fakat bunlardan en sık kullanılanı serbest – serbest durum için yapılan analizlerdir. Çünkü birebir çalışma şartları sağlanamadığı halde oluşturulan sınır şartları yanlış bir yönlendirme ortaya koyabilir. Serbest – serbest yapılan analizleri sonlu elemanlar metodu (SEM) ile karşılaştırmak, sınır şartı kullanılmadığı için yaygın kullanılır. Ancak, eklenen her bir sınır şart sistemin doğal frekansını etkilemesi sebebiyle, serbest – serbest analizlerin çalışma şartları için fikir ortaya koyamayacağı açıktır.

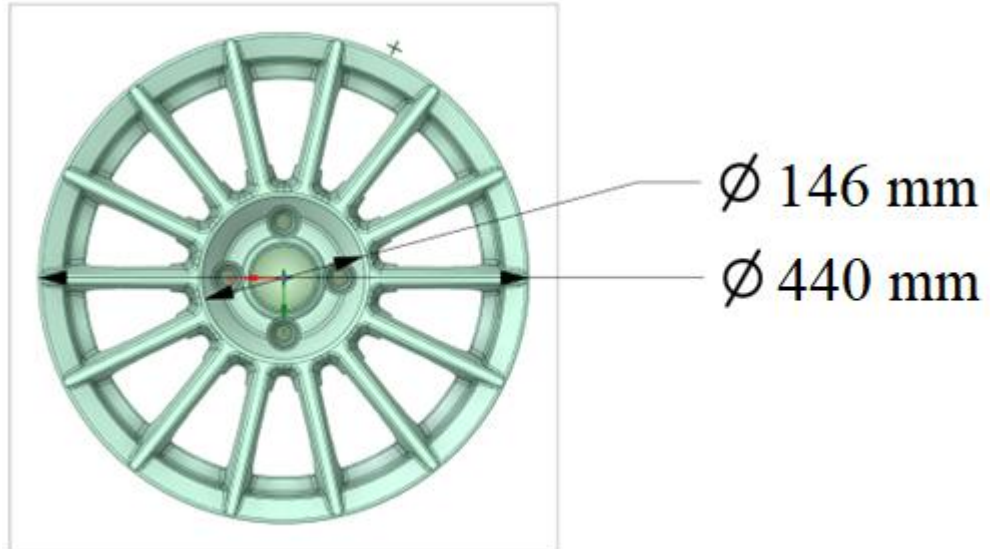
Jant modeli üç boyutlu ticari bir tasarım programı ile DÖKTAŞ firması tarafından hazırlanmıştır. Jant modeli, tasarım programından dışa aktarılarak STEP formatı ile kayıt altına alınmıştır. ANSYS programı ile Şekil 19’da paylaşılan modal analiz arayüzünde bulunan geometri sekmesini kullanarak, tasarım ara yüzü içerisine aktarılmıştır. Aktarım esnasında oluşabilecek karışıklıklar için geometrik düzenlemeler yapılarak, modelin taşınması kaynaklı oluşan, hatalar giderilmiştir. Şekil 20’de görüleceği üzere herhangi bir sınır şartı belirlemeden, jant sanki uzayda serbest şartlar altındaymış gibi modellenerek, nümerik analizler yapılmıştır. Hazırlanmış olan geometri görseli Şekil 21’de paylaşılmaktadır.

	F
1	Modal
2	Engineering Data ✓
3	Geometry ✓
4	Model ✓
5	Setup ✓
6	Solution ✓
7	Results ✓

Şekil 19. Modal Analiz Arayüzü Eklentisi



Şekil 20. Modal Analiz Arayüzü Eklentisi



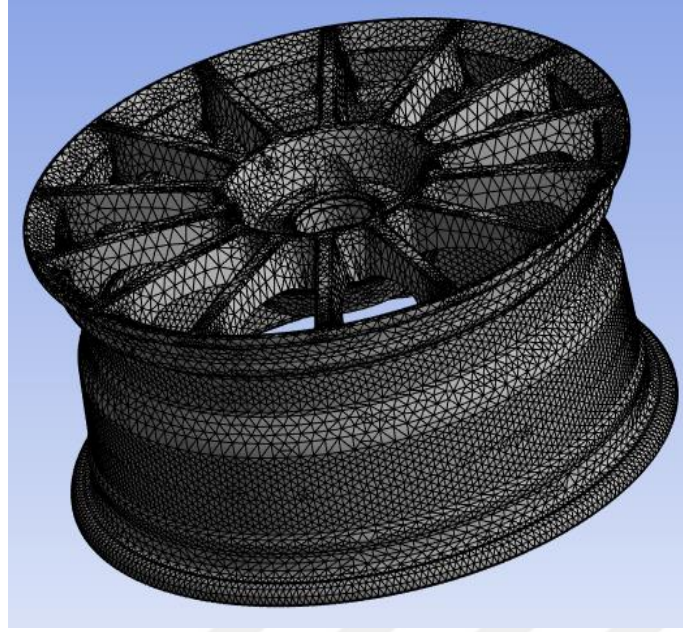
Şekil 21. Janta ait 3-Boyutlu model

Deneyde kullanılacak olan jant, deneysel çalışmalar ile karşılaştırma yapılacağı için, jant modelinin malzemesi olan AlSi11Mg malzeme özellikleri ANSYS programı üzerinde tanımlanmıştır. Malzemeye ait özellikler Tablo 1’de paylaşılmıştır.

Tablo 1. Janta Ait ve Nümerik Analizde Kullanılan Malzeme Özellikleri

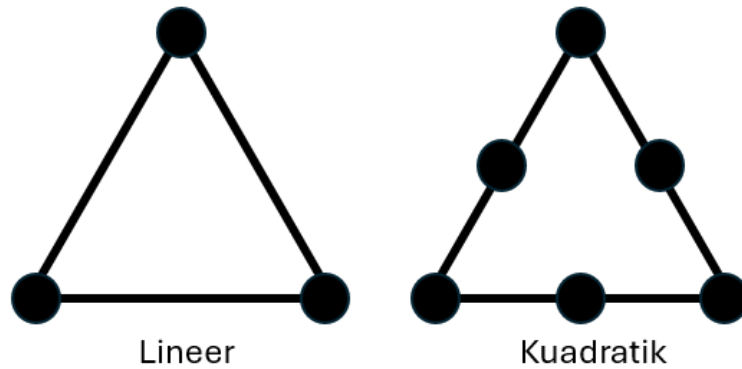
Tanım	Değer
Malzeme	AlSi11Mg
Elastisite Modülü	76.6 GPa
Yoğunluk	2700 kg/m ³
Akma Gerilmesi	251 MPa

Nümerik modelin matematiksel hesaplamalarında önemli rol oynayan ağ örgüsü yapısının belirlenmesi önem arz etmektedir. Ağ örgüsü yapısının belirlenmesi için birden fazla parametre değiştirilerek karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiş ve kıyaslanmıştır. Ağ örgüsü yapısının belirlenmesindeki önemli parametreler, ağ örgüsünün oluşturulma şekli, boyutu ve kullanılması planlanan ağ örgüsü derecesi olarak belirlenmiştir. Ağ örgüsü için üçgen şeklinde yapı oluşturulması planlanmış ve eleman derecesi olarak lineer eleman ile kuadratik eleman karşılaştırılarak, deneysel çalışmalara en yakın olan eleman derecesi seçilmiştir. Ağ örgüsü yapısı için üçgen tip ile çalışılan ağ görüntüsü Şekil 22’de paylaşılmıştır. Ağ örgüsü boyutunun belirlenmesi için birçok boyut parametre metodu ile denenmiştir. Çözüm hızları, sonuçlar arasındaki farklar değerlendirilmiş ve en uygun olanı seçilmiştir.



Şekil 22. Janta Ait Ağ Örgüsü Görüntüsü

Sonlu elemanlar yöntemiyle gerçekleştirilen analizler için çalışmaların doğruluğu çok önemlidir. Çalışmaların doğruluğunda kullanılan eleman tipinin kuadratik ya da lineer olması çalışmanın süresi ve kalitesi üzerinde önemli bir etkindir. Çünkü sonlu eleman yöntemiyle öncelikle büyük yapıyı, seçilen üçgen yapıya göre bölecektir. Üçgen yapı için, lineer eleman tipi seçildiğinde köşelerde birer tane düğüm noktası bulunmaktadır, ancak kuadratik eleman tipi seçildiğinde köşelerde birer adet ve ortalarında birer adet olmak üzere 6 adet düğüm noktası bulunmaktadır. Şekil 23'te lineer ve kuadratik eleman derecesi için örnek bir görsel paylaşılmıştır. Lineer eleman tipi için oluşturulan polinomlar birinci derecedendir, ancak kuadratik eleman için oluşturulan polinomlar ikinci dereceden polinomlardır [46].



Şekil 23. Lineer ve Kuadratik Eleman Gösterimi

3.1.2. Jant Modelinin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Deneysel Modal Analizleri

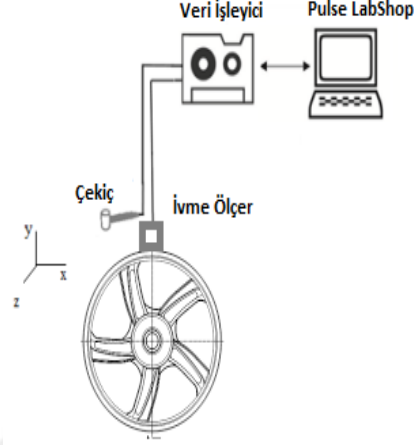
Nümerik analizlerde, jant üzerinde bulunan hareketsiz noktalar belirlenmiştir. Nümerik analiz sonuçlarının çıktıları göz önünde bulundurularak, titreşim sensörünün konumlandırılabilceği bölgeler tespit edilmiştir. Jant asılı halde modellemek için kullanılan lastiklerin seçimi göz önünde bulundurulduğunda, doğal frekansları çok düşük olduğu için yapılan analizleri etkilemeyeceği ön görülmüştür. Sivaraj ve arkadaşları (2020), yaptıkları çalışmada jantı lastikler ile asmışlardır ve tüm koordinat sistemlerinde serbest olduğunu belirtmişlerdir [47].

Deney çalışmalarında kullanılmak üzere, düzeneğinin ekipmanları olarak, bir veri toplayıcı (Bruel & Kjaer-3050-B-040), bir darbe çekici (Bruel & Kjaer-type 8202), bir üç eksenli ivme sensörü (Bruel & Kjaer-Type 4533-B) kullanılmıştır. Kullanılan ekipmanlara ait özellikleri içeren bilgiler Tablo 2’de paylaşılmıştır. Deneysel analizler yapılırken jantın serbest şartlarda asılı kalma hareketini yapabilmesi için sigma profiller ile bir iskelet tasarlanmıştır. Jant iskelet üzerine, lastikler yardımıyla asılmıştır. Jantın deney kurulumu Şekil 24’te detaylı olarak gösterilmiştir. Jantın lastik ile bağlanmış haline ait görsel Şekil 25’te paylaşılmaktadır. İvme sensörü Şekil 25’te gösterilen bölgeye yerleştirilmiştir. Çalışmaların doğruluğunu arttırmak ve mod şekillerini de ortaya koyabilmek için 120 noktadan tahrik edilerek, her bir x, y ve z eksenini için hep aynı noktadan ölçüm alınmıştır. 120 Noktanın 78 tanesi ivme metrenin de bulunduğu üst bölgede bulunurken, kalan 42 tanesi Şekil 26’da görüldüğü gibi yan bölgelere yerleştirilmiştir. Deneysel olarak tüm ölçümler, Pulse programı ile her bir x, y ve z eksenini için programda tanımlamalar yapılarak kayıt altına alınmıştır. Alınan ölçümlerin her birisi kendi içerisinde uyumlu olup olmadığı, uyum eğrileri takip edilerek incelenmiştir. Ölçümler içerisinde aynı noktadan yapılan en az 2 tahrikin uyum eğrisinin 1’e yakın olması gerekmektedir ve bu sayede doğru vuruş yapıldığından emin olunur. Reflex programında janta çok yakın olan ve Şekil 27’de görseli paylaşılan bir geometri oluşturularak modellenmiştir. Deney sırasında tahrik edilen tüm bölgeler model üzerinde tanımlanmıştır. Tanımlanan her numara için kayıt altına alınmış olan ölçümler, deneysel model üzerinde karşılık gelen konumlara aktarılmış ve her bir noktanın frekans bazlı tepkileri mod bölgelerine bağlı olarak incelenmiştir.

Tablo 2. Yanıt/Uyarım Sinyallerinin ve Frekans Analizörünün Özellikleri

Yanıt Sinyali		Uyarı Sinyali		Frekans Analizör Özellikleri	
Hassasiyet	x eksen: 967.8 $\mu\text{V/m/s}^2$ y eksen: 1036 $\mu\text{V/m/s}^2$ z eksen: 1033 $\mu\text{V/m/s}^2$	Zaman Penceresi	Eşit Aralıklı	Çözünürlük	3200
Ölçüm Aralığı	700ms ² tepe değeri	Kanal Hassasiyeti	2.27mV/N	Frekans Aralığı	1.6 kHz
Ağırlık	6 g	En Yüksek Tepe Girdisi	10V 4.405 kN	Ortalama Alan	Spektrum Ortalaması

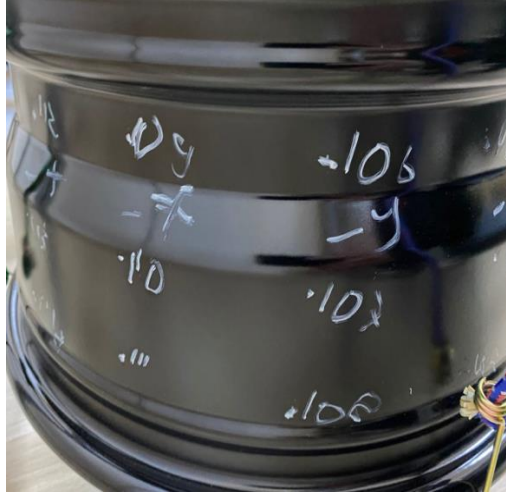
Kasa Malzemesi	Titanyum	Filtreler	7 Hz (0.1dB)	Ortalama Modu	Taban Bant
Sensör Elemanı	PZ-23			Analiz Modu	Lineer-5 ortalama



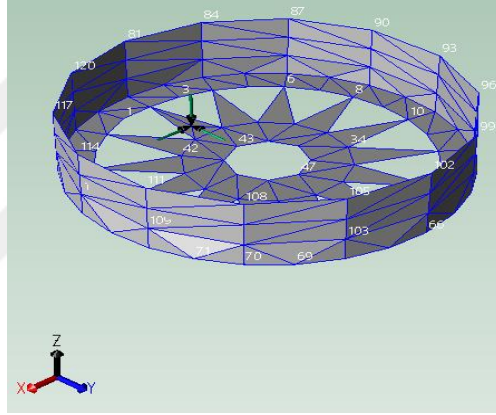
Şekil 24. Modal Analiz Deney Düzeneği Modeli



Şekil 25. Jant Modelinin Serbest Şekilde Bağlanması



Şekil 26. Jant Modelinin Yan Yüzeylerinde İşaretlenen Noktaların Görünümü

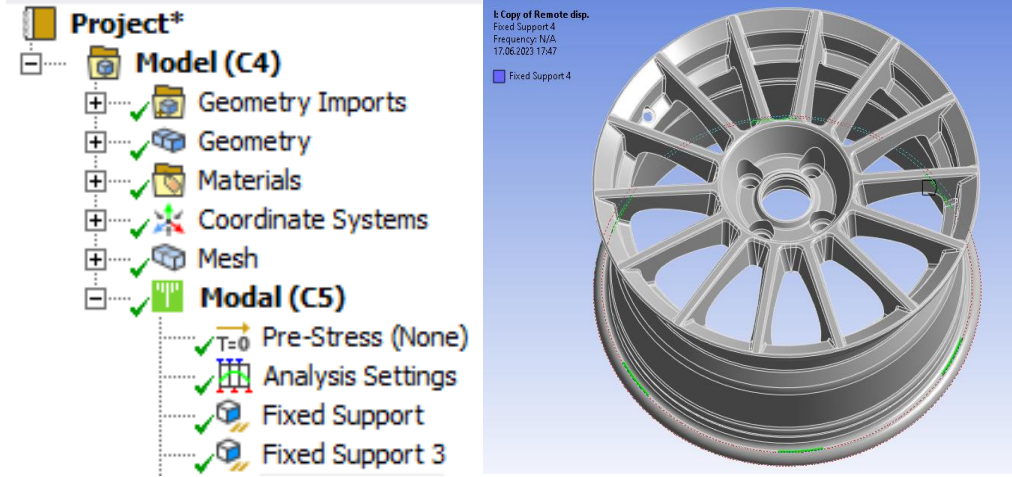


Şekil 27. Jant Modelini Temsil Eden Noktalar Kümesinin Görünümü

3.2. Jant Modelinin Virajlı Yorulma Test Düzenğinde Mesnetli Sınır Şartında Nümerik ve Deneysel Modal Analizi

3.2.1. Nümerik Modal Analiz

Nümerik model için mesnetlenme koşulları planlanırken, deney şartları göz önüne alınmıştır. Jant deney şartlarında, alt bölgesinden (arka flanş bölgesinden) mengene ile sıkılır ve bijon bölgelerinin hepsinden bijon yardımı ile montajı yapılır. Nümerik analizde ise, mengene ile sıkılan bölgenin amacı dönmeyi ve hareketi engellemek olduğu için sabit olarak kabul edilmiştir. Mesnet şartları Şekil 28’de gösterilmektedir.



Şekil 28. Janta Ait Sınır Şartları

3.2.2. Deneysel Modal Analiz

Deneysel analizler yapılırken jantın deney şartlarında, tabla üzerinde jantın alt kısmından (arka flanş bölgesinden) mengene ile sabitlenerek ve deney düzeneğine ait tahrik milinin mafsal ile bağlanmış olduğu flanş üzerine göbek bölgesinden bijonlar yardımı ile yerleştirilir. Jantın bağlanma şekli Şekil 29’da paylaşılmaktadır.



Şekil 29. Virajlı Yorulma Testi Deney Düzeneği

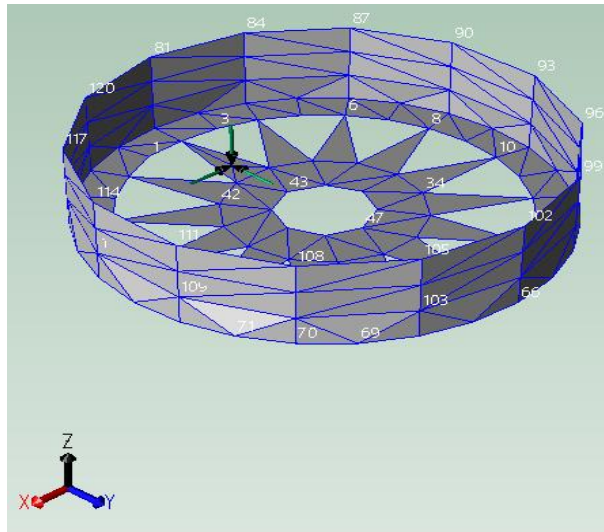
Virajlı yorulma testi üzerinde yapılan çalışmalar incelendiğinde, modal analiz çalışmalarının daha önce deney şartlarında simülasyonuna rastlanmamıştır. İvme sensörü Şekil 29’da gösterilen ve serbest-serbest modal analiz çalışmalarında belirlenen bölgeye yerleştirilmiştir. Çalışmaların doğruluğunu arttırmak ve ilerleyen süreçlerde mod şekillerini de ortaya koyabilmek için serbest serbest çalışmalarda kullanılan 120 noktadan tahrik edilerek, hep aynı noktadan ölçüm alınmıştır. 120

noktanın 78 tanesi ivme metrenin de bulunduğu üst bölgede bulunurken kalan 42 tanesi Şekil 30’da görüldüğü gibi yan bölgelerde belirlenmiştir.



Şekil 30. Janta Ait Yan Yüzeyler

Ölçüm sonuçları 120 noktadan toplandıktan sonra her bir x, y ve z eksenini için programda tanımlanmıştır. Deneyel olarak tüm ölçümler toplanarak PulseLabshop programı ile kaydedilmiştir. Reflex programında janta çok yakın olan Şekil 31’de görseli paylaşılan bir geometri oluşturularak modellenmiştir. Deney sırasında tahrik edilen tüm bölgeler model üzerinde tanımlanmıştır. Tanımlanan her bir numaraya ölçümlerde karşılık gelen veriler aktarılmış ve doğal frekans bölgelerinin mod şekilleri incelenmiştir.



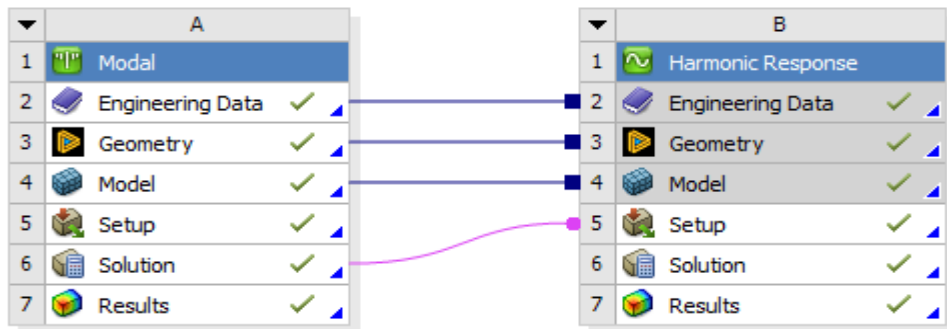
Şekil 31. Janta Ait Yüzeyler ve Numaraları

3.3. Jant Modelinin Virajlı Yorulma Testinde Nümerik ve Deneysel İvme Analizi

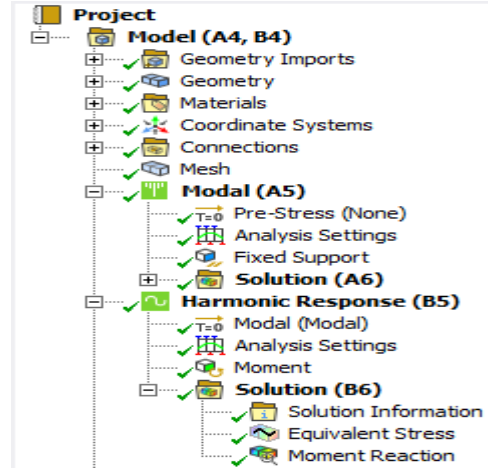
3.3.1. Nümerik İvme Analizi

Jant için çalışma şartları altında ivme verilerini nümerik olarak yorumlayabilmek için öncelikle modal analiz ve daha sonrasında harmonik analiz yapılmıştır. Nümerik olarak süperpozisyon teorimi ile harmonik analizde gerçekleşen çözümler, modal analizde tespit edilen doğal frekans bölgeleri için gerçekleştirilmektedir ve kalan bölgelerdeki sonuçları iterasyon yöntemi ile hesaplanmaktadır. Modal ve harmonik analiz ara yüzlerinin birbirleri arasında aktarımları Şekil 32’de gösterilmiştir. Şekil 33’te ise analiz içerisinde tanımlanan uygulamalar paylaşılmıştır. Mesnetlenme koşulları planlanırken, deney şartları göz önüne alınmıştır. Nümerik analizde ise, mengene ile sıkılan bölgenin amacı dönmeyi ve hareketi engellemek olduğu için sabit olarak kabul edilmiştir. Janta ait tasarım modeli ve simülasyon çalışmasına ait sınır şartları görseli Şekil 34’te paylaşılmaktadır.

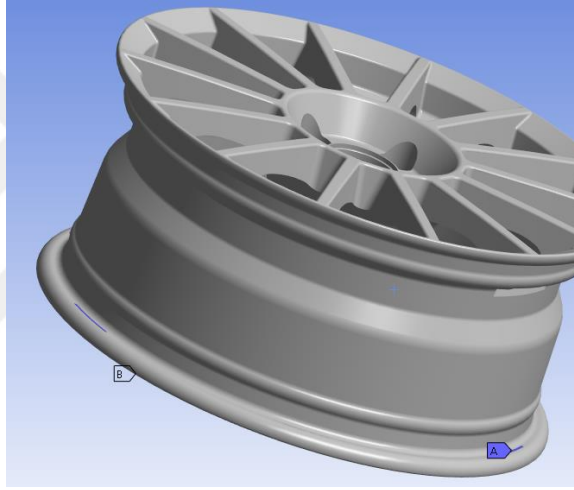
Denklem (1) için, M_{bmax} : maksimum eğilme momentinin hesaplanması gerekmektedir. F_r : radyal kuvvet değeri 6572N, sürtünme katsayısı (μ) değeri: jantın yere temas ettiği noktadaki sürtünme katsayısı 0.9, R_{dyn} (dinamik yarıçap) değeri 0.3344, e : eksantrik mesafe (jantın merkezinden eksantrik bir kütleyle olan mesafe) değeri 0.035m. Belirtilen veriler denklemde yerine konularak hesaplandığında, moment değeri 4400 Nm’dir. Ancak, Ceylan ve Aydoğan (2022) yaptıkları çalışmada, teorik olan hesaplanan moment değerinin gerçek çalışma koşullarını yansıtmaması sebebiyle ve TÜV standartlarına göre binek araçlar için hesaplanan değerlerin %75’inin test kapsamında uygulanması gerektiğini belirtmişlerdir [48]. Mevcut çalışma kapsamında hesaplanmış olan 4400Nm değeri için %75’i yaklaşık olarak 3300 Nm moment değerine karşılık gelmektedir. Çalışmalar kapsamında deneyin birçok kez tekrarlanması planlanmıştır. DÖKTAŞ firması ile alınan ortak karar, moment değeri emniyetli kalması ve jantın hasar görmemesi için 2200 Nm olarak çalışmaların yürütülmesi olmuştur.



Şekil 32. ANSYS Ara Yüzünde Modal ve Harmonik Analiz



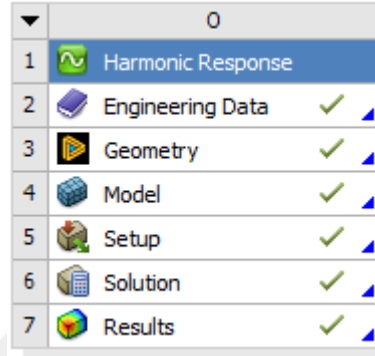
Şekil 33. Nümerik Analiz İçerisinde Uygulanan Sınır Şartları



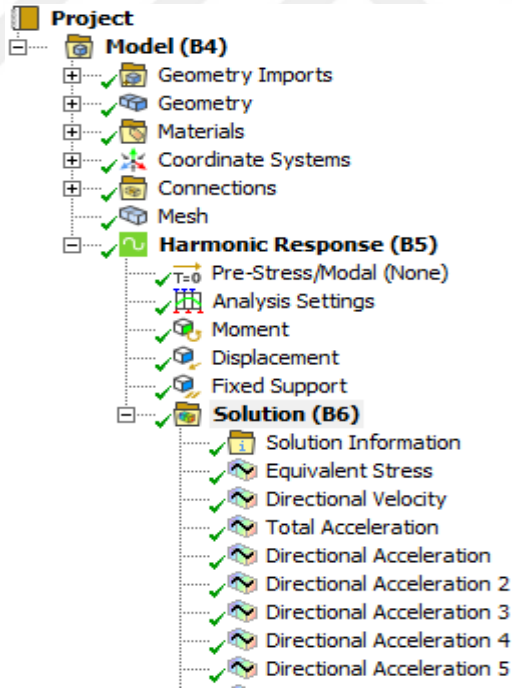
Şekil 34. Jantın Nümerik Modelinde Uygulanan Sınır Şartları

DeneySEL çalışmalara benzer olacak şekilde nümerik model geliştirilmiş ve deneySEL veriler ile karşılaştırılmıştır. Nümerik çalışmalar kapsamında, tüm harmonik yanıtlarının hesaba katıldığı tam (Full) harmonik olarak bir deneme çalışması daha yürütülmüştür. Tam harmonik analiz, frekans alanında doğrudan bir çözüm gerçekleştirir ve tüm modları kapsayarak yüksek doğruluk sağlar. Bu yöntem karmaşık sistemler için uygundur ve doğrusal olmayan etkileri hesaba katabilir. Modal ve harmonik analiz, modal süperpozisyon yöntemine dayalı olarak, tam harmonik çözüm yöntemi ile kıyaslandığında daha kısa bir hesaplama süresi sunar. Ancak, sadece doğal frekans bölgelerinde çözümler yapması sebebiyle doğruluk daha düşüktür. Şekil 35'te tam harmonik çözebilmek için gerekli ANSYS arayüzü görseli paylaşılmıştır. Tam harmonik analiz için izlenen metot, jant modelinin sonlu elemanlar yöntemiyle, kuadratik denklemler kullanılarak modellenmesi, jantın merkezinden ve kasnak kısmından sabitlenmesi, moment yükünün uygulanması ve sonuç olarak jantın ivme

değerlerinin bulunmasıdır. Ayrıca, tam harmonik analizin karmaşık sistemler uygun olması sebebiyle, virajlı yorulma testi üzerindeki milde modellenmiştir. Test şartları altında kontrol edilen milin, farklı eksenlerde hareket edebildiği gözlemlenmiştir. Nümerik modelin, test şartlarına benzer olarak modellenebilmesi için mil üzerinde farklı eksenlerde serbestlik tanımlanmıştır. Tam harmonik analiz kapsamında kullanılan sınır şartlar Şekil 36’da paylaşılmıştır.



Şekil 35. Tam Harmonik Analiz Modülü



Şekil 36. Tam Harmonik Analizi Kapsamında Sisteme Verilen Girdiler

3.3.2. Deneysel İvme Analizi

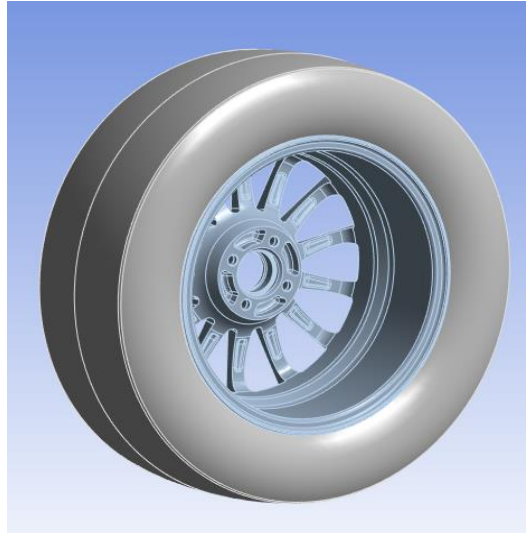
Virajlı yorulma testi üzerinde yapılan çalışmalar incelendiğinde, sistemin ivme analizlerine daha önce deney şartlarında incelendiği bir çalışmaya rastlanmamıştır. Çalışmaların doğruluğunu arttırmak ve ilerleyen süreçlerde mod şekillerini de ortaya koyabilmek için tam 92 noktadan ölçüm alınmıştır. 78 nokta modal analizlerde belirlenen ve üst yüzey bölgesinde kullanılan noktalar ile aynı iken, kalan 14 nokta kanatların orta bölgeleri olarak seçilmiştir.

Ölçüm sonuçları 92 noktadan toplandıktan sonra her bir x, y ve z eksen için ayrı ayrı kayıt altına alınmıştır. Deneysel olarak tüm ölçümler toplanarak PulseLabshop programı ile kaydedilmiştir.

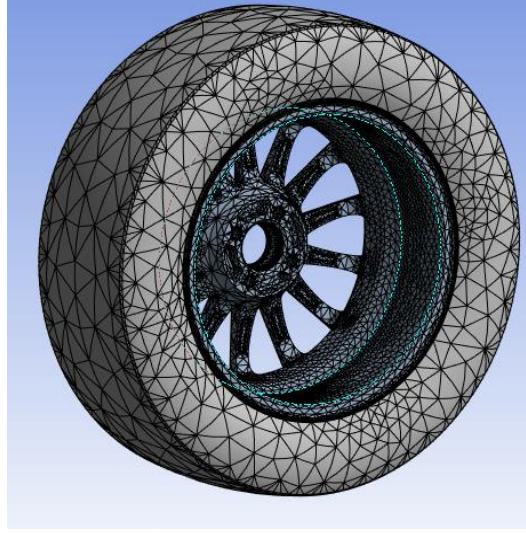
3.4. Lastik Montajı Yapılmış Jant Modelinin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Modal Analizleri

3.4.1. Lastik Montajı Yapılmış Jant Modelinin Nümerik Modal Analizleri

Lastik ve jant ikilisi montajlı olarak yapılan serbest serbest modal analizler için nümerik şartlar altında oluşturulan geometri görseli Şekil 37’de paylaşılmaktadır. Nümerik model için mesnet tanımlanmamıştır. Şekil 38’de ağ örgüsü modeli tamamlanmış jant ve lastik ikilisine ait ağ örgüsü görseli paylaşılmıştır.



Şekil 37. Janta Ait 3-Boyutlu Model



Şekil 38. Janta Ait Ağ Örgüsü Görüntüsü

3.4.2. Lastik Montajı Yapılmış Jant Modelinin Deneysel Modal Analizleri

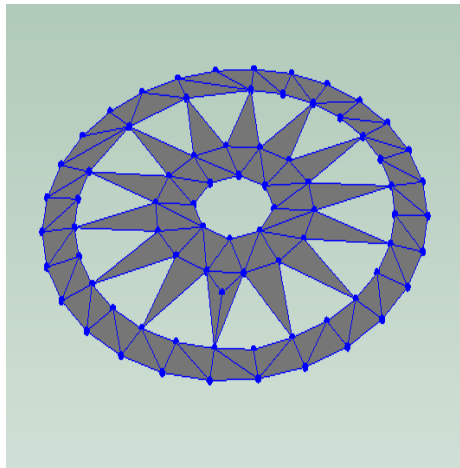
Yapılar gerçeğe ne kadar yakın analiz edilirse, çalışma şartları üzerinde o kadar doğru veriler elde edilir. Jant ürününün kullanım koşulları değerlendirildiğinde, lastik ile montajlı olarak çalışmaktadır. Bu sebep ile lastik ve jant ikilisinin, montaj yapılmış halleri için serbest-serbest şartlarda doğal frekans analizleri yapılarak dinamik davranışları incelenmek istenmiştir. Lastik üzerinde çekiç ile kuvvet girdisi oluşturulduğunda, ivme metrede genlik cevabı tespit edilememiştir. Farahani ve Mahjoob (2018) yaptıkları çalışmalarda lastik üzerinden uygulamış oldukları darbeler için bir adet plaka kullanmışlar ve kuvveti plaka üzerine uygulamışlardır [24]. Lastik üzerine bir adet plaka yapıştırılmıştır. Kuvvet sadece plaka üzerine uygulanmıştır. Değerler lastik üzerine yerleştirilen ve her bir nokta için gezdirilen ivme metre ile kayıt altına alınmıştır. Şekil 39’da lastik serbest duruyormuş gibi analiz edebilmek için lastik ve jant ikilisinin montajlı olarak deney düzeneğindeki görseli paylaşılmıştır.



Şekil 39. Lastik ve Jant Montajlı Durum için Deney Düzenegi

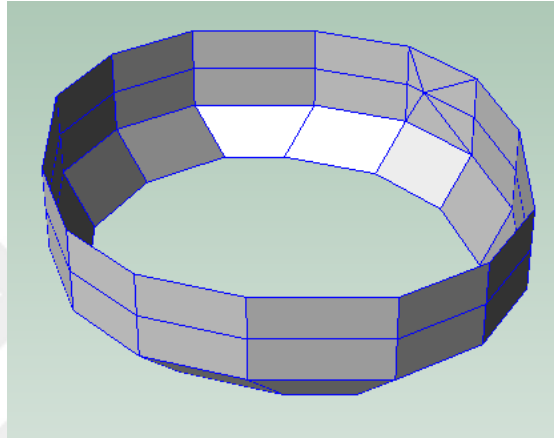
Mevcut çalışma kapsamında yapılan incelemelerde jant üzerinden iki farklı yöntem ile ölçüm alınmıştır. Ölçüm sonuçları, 78 adet jant yüzeyinden ve 56 adet lastik yüzeyinden olmak üzere toplam 134 noktadan toplandıktan sonra her bir x, y ve z eksenini için programda tanımlanmıştır. Lastik ve jant üzerinden alınan ölçümler ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

Jant üzerinden alınan ölçümler 78 noktada çekiç yardımı ile girdi oluşturularak tek bir noktadan toplanmıştır. 78 farklı noktadan girdi oluşturulmasının en önemli sebebi jantın yüzeyinde bulunan ölçüm sayısını artırarak gerçeğe en yakın modal yapısının analiz edilmesi amaçlanmıştır. Jant üzerinden alınan ölçümler için Reflex programında 78 nokta konumlandırılarak jant yapısına benzer bir geometri oluşturulmuştur. Reflex programında oluşturulmuş olan geometri Şekil 40'ta paylaşılmıştır.



Şekil 40. Jant Üzerinde Belirlenen 78 Noktayı Temsil Eden Reflex Programında Oluşturulmuş Jant Geometrisi

Lastik üzerinden alınan ölçümler için yan yüzeyinde 56 nokta belirlenmiştir. Çekiç darbesi, plaka üzerine uygulanmıştır. Jant üzerinden alınan ölçümlerden farklı olarak, lastik ölçümlerinde aynı yerden darbe uygulanırken 56 nokta için ivme metre gezdirilerek ölçümler alınmıştır. Yapılan bu çalışmaların sonuçlarının değerlendirilebilmesi için Reflex programında ölçüm alınan her bir noktaya karşılık gelecek şekilde noktalar oluşturulmuş ve jantın lastik tasarımına benzer olacak şekilde Şekil 41’de görseli paylaşılmış olan geometri oluşturulmuştur. Deney sırasında tahrik edilen tüm bölgeler model üzerinde tanımlanmıştır. Tanımlanan her numaraya ölçümlerde karşılık gelen veriler aktarılmıştır.



Şekil 41. Lastik Üzerinden Alınan Her Bir Ölçüme Karşılık Gelecek Şekilde Oluşturulan Noktaların Birleşmesi ile Meydana Gelen Lastik Geometrisi

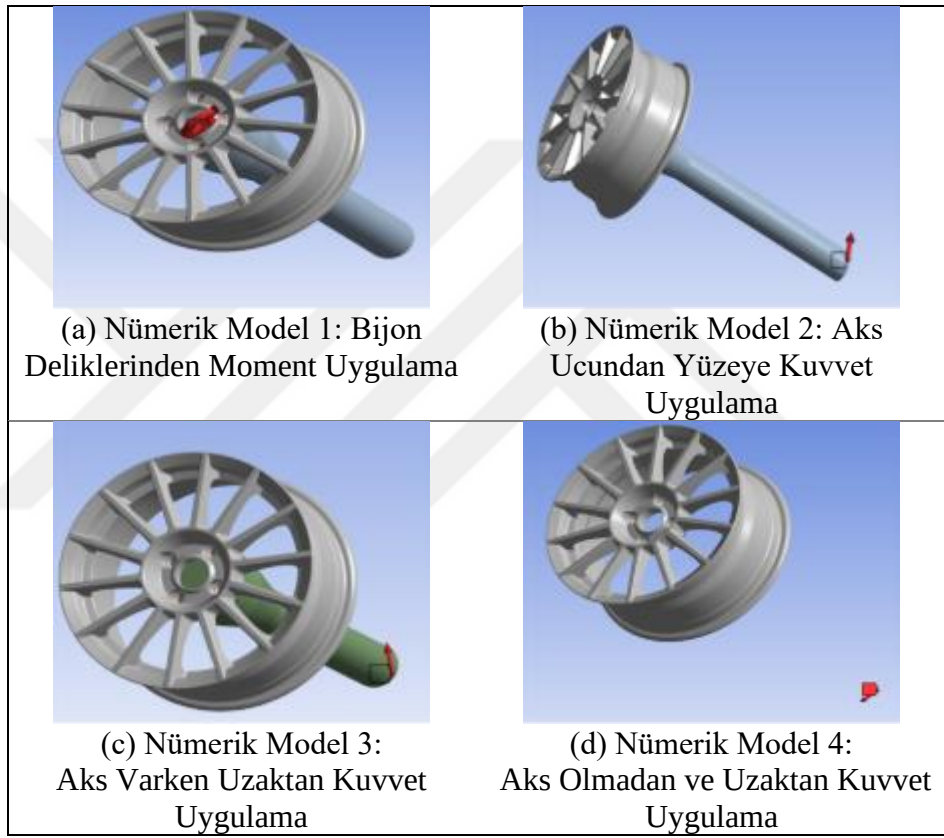
3.5. Jant Modeli İçin Virajlı Yorulma Testi Çalışma Şartları Altında Gerilme Analizi

3.5.1. Nümerik Olarak Gerilme Analizi Çalışmaları

Virajlı yorulma test düzeneği incelendiğinde, moment uygulaması jantın merkezine rijit bağlı flanş ve flanşa küresel mafsallarla bağlı aksın diğer ucundaki dengesiz kütlenin döndürülmesiyle sağlanmaktadır. Dinamik olarak uygulanan momentin nümerik ortamda simülasyonun gerçekleştirilmesi için farklı analiz kurguları denenmiştir. Özellikle aks bağlantısı üzerinde durularak, aksın janta ve dengesiz kütleye bağlı uçlarında sınır şartı koşulları geliştirilmiştir. Harmonik olarak analiz edilen jant yüzeyinde elde edilen nümerik ivme değerleri ile deneysel ivme sonuçları karşılaştırılarak en iyi nümerik model şartları belirlenmiştir. Ayrıca, çalışmalar yapılırken gerilme değerleri de kayıt altına alınarak en yüksek gerilme değerleri üzerinden nümerik çalışmalar ile karşılaştırma yapılmıştır.

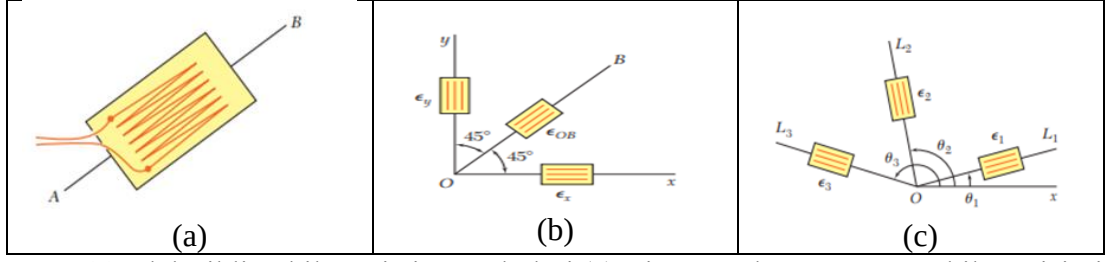
Harmonik analiz için dört farklı analiz modeli oluşturulmuştur ve çalışmalar gerçek moment değeri olan 3300 Nm ile sürdürülmüştür: birinci modelde jantın bijon

deliklerinden moment uygulanmaktadır. İkinci modelde, deney düzeneği ile benzer şekilde, jant üzerinde 3300 Nm moment oluşturacak şekilde aksın ucundan kuvvet uygulanmıştır. Üçüncü model için ikinci modelden farklı olarak, aks yine modelde bulunmakta, ancak uzaktan kuvvet uygulama metodu uygulanarak kuvvet girdisi sağlanmıştır. Dördüncü model için aks kaldırılmış ve uzaktan kuvvet uygulanarak jantta 3300 Nm'lik moment uygulanacak şekilde analiz yapılmıştır. Şekil 42'de hazırlanan nümerik modellere ait üç boyutlu görseller paylaşılmıştır. Dört nümerik modelde de jant flanş bölgesinin üst kısmından 8 yüzey oluşturularak mangelere benzer bir biçimde sabitlenmiştir.



Şekil 42. Farklı Parametreler Denenerek Modelin Doğrulanması

Jant ve mil elemanları montajlı durumları için nümerik analizler sürdürülmüştür. Nümerik model oluşturulurken ortaya konulmuş olan model Şekil 43'te paylaşılmıştır. Mil boyutu ve tasarımı gerçeğe yakın olarak modellenmiş ve mil ucundan yüzeye kuvvet uygulanarak çalışmalar sürdürülmüştür.



Şekil 44. Elektrikli Şekil Değiştirme Aletleri (a) Bir Doğrultu Boyunca Şekil Değişimi Ölçen Alet, (b) 45° Şekil Değiştirme Rozeti, (c) 60° Şekil Değiştirme Rozeti [49].

$$\gamma_{xy} = 2 \epsilon_{OB} - (\epsilon_x + \epsilon_y)$$

Denklem (2)

Böylelikle ölçüm noktasındaki kayma gerilmesi değerleri de belirlenebilecektir. Bir noktadaki ϵ_x , ϵ_y ve γ_{xy} şekil değiştirme bileşenleri bu noktadan geçen herhangi üç doğru boyunca yapılan normal şekil değişimi ölçümlerinden belirlenebilir. Bu üç doğrunun x eksenleri ile yaptığı açıları bilmek yeterlidir. 45° rozet gerinim ölçer konfigürasyonları için, Denklem (3) içerisinde üç farklı yöndeki (θ_1 , θ_2 , θ_3) gerinim ölçerlerden alınan ϵ_1 , ϵ_2 , ϵ_3 verilerinin nasıl hesaplandığı gösterilmektedir [49].

$$\epsilon_1 = \epsilon_x \cos^2 \theta_1 + \epsilon_y \sin^2 \theta_1 + \gamma_{xy} \sin \theta_1 \cos \theta_1$$

$$\epsilon_2 = \epsilon_x \cos^2 \theta_2 + \epsilon_y \sin^2 \theta_2 + \gamma_{xy} \sin \theta_2 \cos \theta_2$$

$$\epsilon_3 = \epsilon_x \cos^2 \theta_3 + \epsilon_y \sin^2 \theta_3 + \gamma_{xy} \sin \theta_3 \cos \theta_3$$

Denklem (3)

Poyraz (2020), yapmış olduğu çalışmada, aynı özelliklere sahip üç jant kullanarak, virajlı yorulma test düzeneğini doğrulamak istemiştir. Üç janttan birisini dış kuruluşa test ettirmiş, iki tane jantı ise doğrulamak istedikleri virajlı yorulma cihazında test etmişlerdir. Test sonuçlarını yorumlayabilmek için gerinim ölçerlerden elde edilen, gerilme ölçümlerinden faydalanmış ve test cihazlarını karşılaştırmalar yaparak doğrulamıştır [50]. Dong ve arkadaşları (2020), virajlı yorulma testinde janta gelen kuvvetleri hesaplamak için teorik hesaplara başvurmuşlardır. Şekil 45'te görüldüğü üzere yaptıkları deneysel çalışmalarda gerinim ölçer kullanılarak alınan ölçümler ile nümerik çalışmalarda elde edilen sonuçlar ile karşılaştırabileceğini belirtmişlerdir. Deneysel veriler ile nümerik verileri kıyasladıklarında, nümerik olarak elde ettikleri ömür döngüsünün %29 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir [51].



Şekil 45. Viraj Testinin Nümerik Olarak Modellenmesi ve Gerinim Ölçer Yardımıyla Ölçümlerinin Yapılması [51].

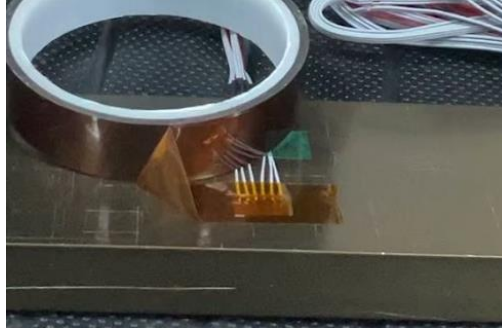
Virajlı yorulma testi üzerinde gerilme ölçümü çalışmaları için öncelikle iki adet gerinim ölçer jant üzerine yerleştirilerek çalışmalara başlanmıştır. Gerinim ölçeri yüzeye yerleştirmek için yapılması gereken çalışmalar vardır. Gerinim ölçer uygulaması için yüzeyin temizlenmesi, gerinim ölçerin yüzey ile doğru bağlantıyı sağlayabilmesi çok önemlidir. Yüzey, zımpara ile temizlenmiş ve özel solüsyon yardımı ile pamuk kullanarak silinmiştir, temizleme işleminde Şekil 46’da paylaşılan ekipman kullanılmıştır.



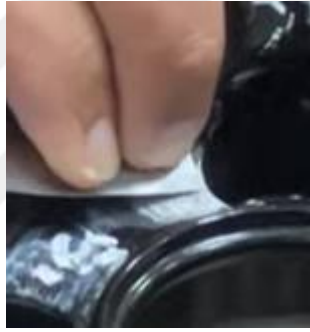
Şekil 46. Yüzey Temizleme Uygulaması

Gerinim ölçer yüzeyi hassas ve dış etmenlerden etkilenmeye açık olduğu için doğrudan yapıştırma işlemine uygun değildir. Bu sebep ile öncelikle Şekil 47’de gösterildiği üzere harici bir platform üzerinde bir bant yardımı ile ön hazırlığının yapılması gerekmektedir. Gerinim ölçer uygulamalarında, özellikle dar alanlarda gerçekleştirilen çalışmalar için temizlendiği yüzey ortalımalıdır ve tellerin

bulunduğu bđlgeler uygulama yapılacak yzzey izerine yapışmış olmalıdır. Gerekli şartların sağlanabilmesi için uygulama yapılacak yzzeyin ölçlmesi ve belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 48’de basit bir ölçüm yöntemi paylaşılmıştır. Gerinim ölçerin yzzeyi tutması için ise özel bir yapıştırıcı kullanılmıştır.



Şekil 47. Gerinim Ölçerin Harici Bir Plaka Üzerinde Hazırlanması



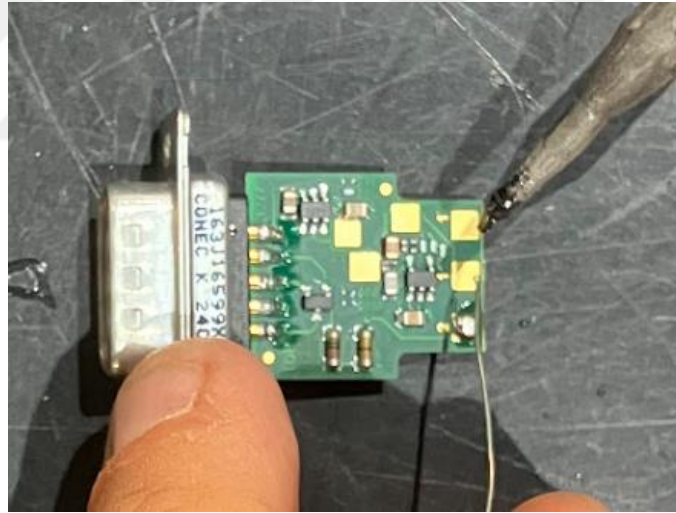
Şekil 48. Gerinim Ölçer Pozisyonunun Belirlenmesi

Gerinim ölçer hassas bir yapı olduğu için ön hazırlık aşamasında kullanılan bant yardımı ile yapıştırılacak olduğu yzzeyde pozisyonlaması yapılmalıdır. Pozisyonlaması daha önceden ölçölere hazırlanmış olan bölge üzerinde hazırlandıktan sonra, özel bir yapıştırıcı yardımı ile, üzerine kuvvet uygulanarak güçlü bir şekilde yapıştırılmalıdır. Pozisyonlama ve yapıştırma prosesi için uygulama görselleri Şekil 49’da paylaşılmıştır.



Şekil 49. Gerinim Ölçer için Yüzeye Yapıştırma Çalışması

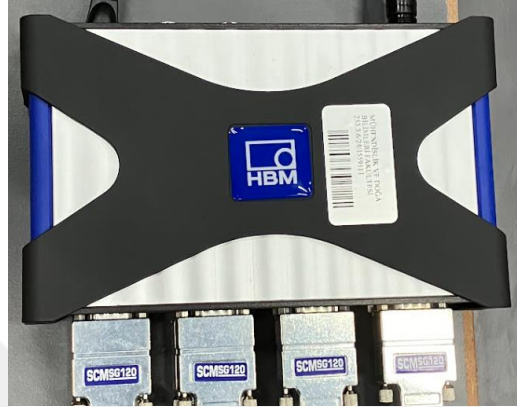
Sensörler ile analizör arasındaki bağlantıyı sağlayan bir soket bağlantısı yapılması gerekmektedir. Mevcutta bulunan gerinim ölçerler sadece kablo bağlantısı ile gönderildiği için, kablo ve soket bağlantısının lehim yardımı ile yapılması gerekmiştir. Şekil 50’de kabloların soketler ile birleştirme uygulamasına ait bir görüntü paylaşılmıştır.



Şekil 50. Gerinim Ölçer Kablolarının Soket ile Bağlantısı

Çalışmalar süresince Şekil 51’de gösterilen QuantumX-MX840 veri okuyucu kullanılmıştır ve veri okuyucu tarafından aktarılan bilgiler, EasyCatman isimli HBM firmasına ait yazılım tarafından işlenerek incelenmiştir. Veri okuyucuya ait özellikler Tablo 3’te detaylı olarak paylaşılmıştır. Kullanılan gerinim ölçer 3 yönde ölçüm alma kabiliyetine sahip ve rozet bağlantı olarak seçilmiştir. Veri okuyucu 8 kanallı olduğu için en fazla 2 adet rozet bağlantı yapma kapasitesine sahiptir ve 6 kanal kullanılmıştır. Gerinim ölçer için detaylı özellikler Tablo 4’te paylaşılmıştır. Gerinim ölçer pozisyonu jant üzerinde kritik olabilecek ve geçmişte tamamlanan çalışmaların sonuçları göz

önünde bulundurularak jant üzerindeki konumlar belirlenmiştir. Gerinim ölçer genişliği yaklaşık 10 mm olması sebebiyle, uygulama yapılacak bölgelerin seçiminde dikkate alınmıştır. İki adet rozet bağlantı imkânı sunan gerinim ölçer, jant üzerinde iki farklı noktaya yapıştırılmıştır. Şekil 52’de jantın üst yüzeyine yapıştırılan gerinim ölçer bağlantısı görünmektedir ve 2 numara olarak kodlanmıştır. Şekil 53’te ise jantın alt yüzeyine yapıştırılan gerinim ölçer bağlantısı görünmektedir ve 1 numara olarak kodlanmıştır.



Şekil 51. Sekiz kanallı Veri Kaydedici

Tablo 3. Veri Okuyucu Teknik Özellikleri

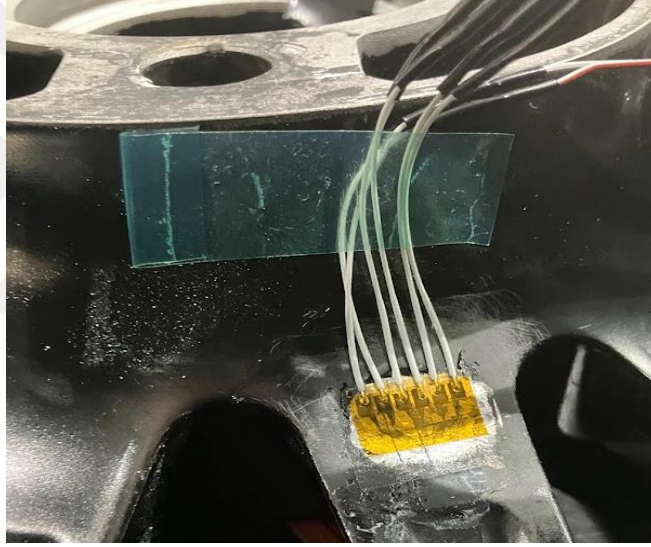
Özellik	Açıklama
Kanal Sayısı	8 adet çok amaçlı giriş kanalı
Desteklenen Ölçüm Tipleri	Gerinim ölçer, voltaj, akım vb.
Gerinim Ölçer Direnç Değeri	120 Ω , 350 Ω ve 1000 Ω (seçilebilir)
Gerinim Ölçer Katsayısı (k-faktörü)	Kullanıcı tarafından girilebilir – hassasiyet için önemlidir
Ölçüm Frekansı	1 Hz – 40,000 Hz aralığında
Senkron Ölçüm	Tüm kanallar senkronize ölçüm yapabilir
Veri Aktarımı	Ethernet
Çalışma Sıcaklığı Aralığı	-20 °C ila +60 °C

Tablo 4. Gerinin Ölçer Özellikleri

Özellik	Açıklama
Tipi	3/120 CRY83-3L-2M
Direnç Değeri	120 $\Omega \pm 0,35\%$
Gerinim Ölçer Katsayısı (k-faktörü)	a: 2,03 $\pm 1,0\%$, b: 2,06 $\pm 1,0\%$, c: 2,03 $\pm 1,0\%$
Enine Duyarlılık	a: %0,5, b: %0,2, c: %0,5



Şekil 52. Üst Yüzeye Yapıştırılmış Olan Gerinim Ölçer Uygulaması



Şekil 53. Alt Yüzey Bölgesine Yapıştırılmış Olan Gerinim Ölçer Uygulaması

Ölçümler için jant hep aynı şekilde deney düzeneği üzerinde konumlandırılmıştır. Ancak jant 4 bijon ile bağlanması gerektiği ve 14 kanat üzerinde konumlandırıldığı için, bijon delikleri kendi içerisinde döndürüldüğünde, gerinim ölçer üzerinden alınan verilerde değişkenlik olup olmayacağı 1500 dev/dak ve 2200Nm için incelenmiştir. Virajlı yorulma testi düzeneği üzerinde bağlantı planı Şekil 54’te paylaşılmıştır.

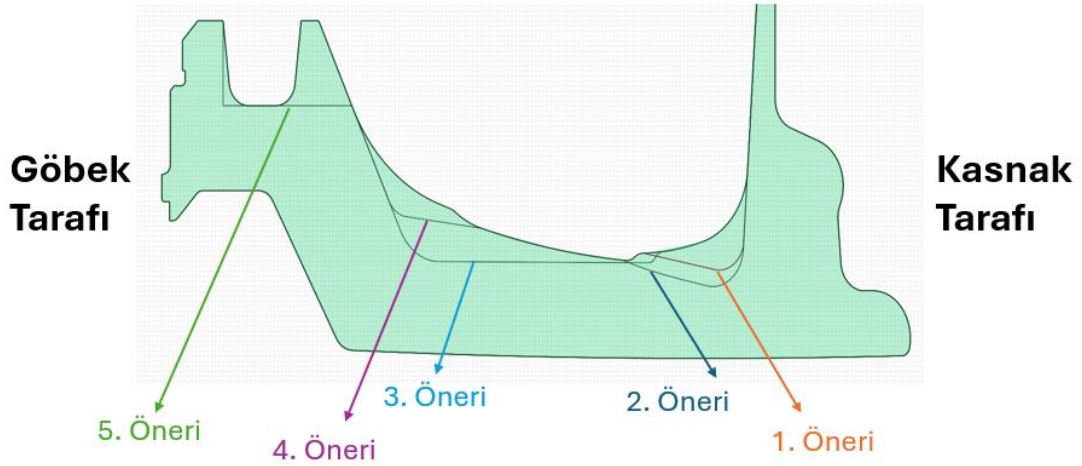


Şekil 54. Jant için Virajlı Yorulma Testi Bağlantı Şekli

3.6. Jant Modeli İçin Ağırlık Azaltma Çalışmaları

3.6.1. Nümerik Olarak Ağırlık Azaltma Çalışmaları

Jant modeli üzerinde gerçekleştirilen çalışmalarda hem gerilme hem de titreşim verileri toplanmıştır. Toplanan veriler göz önünde bulundurularak, jantın farklı bölgelerinden farklı miktarlarda ağırlık eksiltilmesi durumunda ortaya çıkacak sonuçlar nümerik olarak incelenmiştir. 5 farklı şekilde ağırlık çıkarma bölgesi belirlenmiştir. Ağırlık çıkarma bölgeleri seçilirken, mevcut jant üzerinde geliştirme süreçlerinde kullanılan ve kanat üzerinde yer alan ağırlık eksiltme bölgeleri göz önünde bulundurulmuştur. Ağırlık eksiltilebilecek bölümler Şekil 55’te paylaşılmıştır. 5 farklı ağırlık azaltma önerisi için farklı kombinasyonlarda birleştirilerek toplamda 7 öneri üzerinde değerlendirmeler yapılmıştır. Gerçek Ağırlığı 8458 gram olan jant için ağırlık eksiltme çalışmasına ait tüm açıklamalar ve ağırlık değerleri Tablo 5’te paylaşılmıştır. Belirlenen her bir model için nümerik analizler yapılmış ve sonuçları incelenmiştir. Ağırlık eksiltilecek bölümler planlanırken, talaşlı imalat prosesinde nasıl bir talaşlı imalat prosesi planlanması gerektiği dikkate alınmıştır. Nümerik analiz sonuçları ve talaşlı imalat prosesi göz önüne alınarak jant için uygun olan öneri belirlenmiştir.



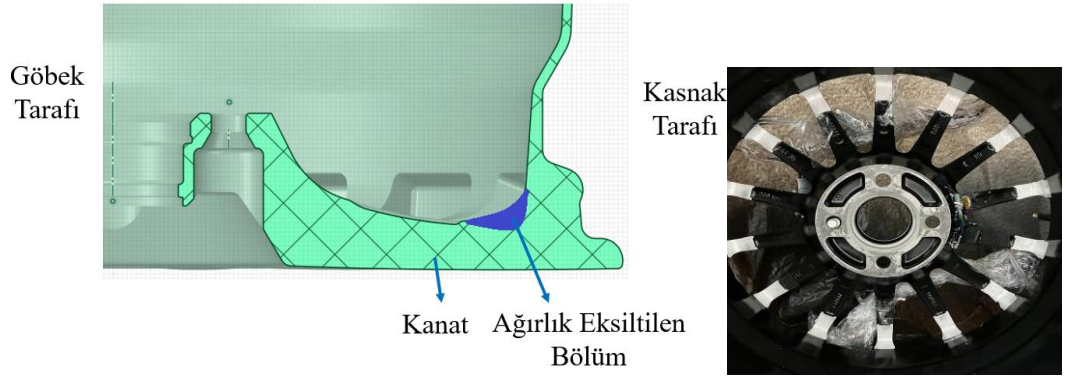
Şekil 55. Ağırlık Çıkarma Önerileri İçin Belirtilen Bölgeler

Tablo 5. Ağırlık Eksiltme Önerilerinin Açıklamaları ve Tasarım Üzerindeki Ağırlık Sonuçları

Öneri Numarası	Öneri Açıklaması	Jant Ağırlığı (gr)	% azalma
1	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	8367	1.08%
2	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	8304	1.82%
3	Göbek tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	8092	4.33%
4	Göbek tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	8330	1.51%
5	Göbek bölgesi ağırlık azaltma	8396	0.73%
6	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ve Göbek bölgesinden ağırlık azaltma (1. Öneri ve 5. Öneri Birlikte)	8305	1.81%
7	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ve Göbek bölgesinden ağırlık azaltma (2. Öneri ve 5. Öneri Birlikte)	8242	2.55%

3.6.2. Deneysel Olarak Ağırlık Azaltma Çalışmaları

Nümerik analiz çalışmalarının sonuçlarına göre yapılan değerlendirmeler sonucunda, Şekil 56'da hem 3 boyutlu tasarım üzerinde gösterimi hem de talaş imalat işlemi sonrası jant üzerinde görünümü paylaşıldığı üzere jant üzerinden ağırlık azaltma işlemi yapılmıştır. Ağırlık azaltma işlemi sonrasında, jant tekrardan virajlı yorulma testi şartları altında test edilerek sonuçları nümerik analiz sonuçları ile kıyaslanmıştır.



Şekil 56. Ağırlık Azaltma Prosesi Sonrası Jant Görseli

DÖRDÜNCÜ BÖLÜM

SONUÇLAR

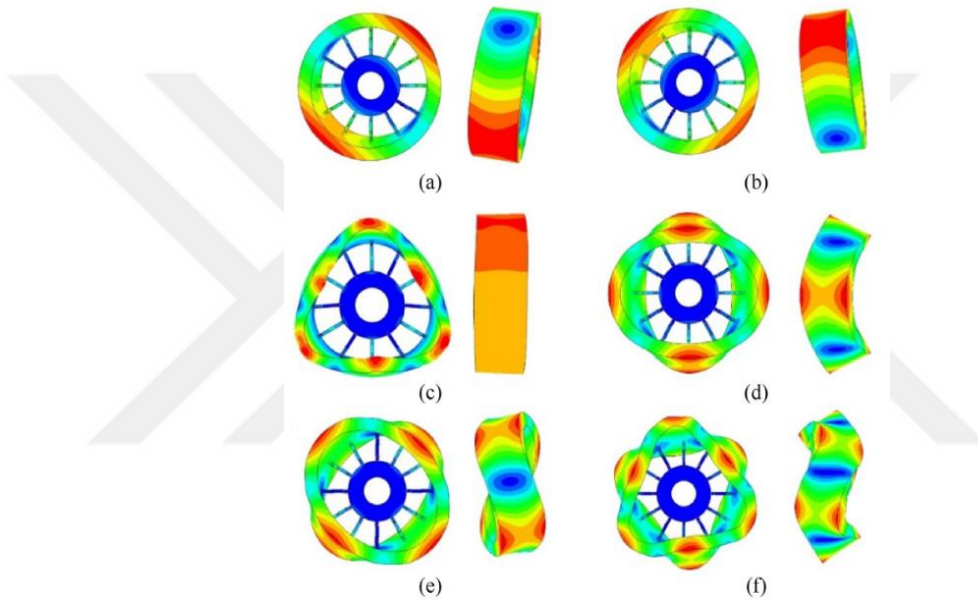
4.1. Jant Modeli İçin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Nümerik ve Deneysel Analiz Sonuçları

Jant modeli üzerinde gerçekleştirilen çalışmalarda nümerik model sonuçlarının değerlendirilmesi önemli bir aşamadır. Nümerik modelin doğru değerlendirilebilmesi için ağ örgüsünün doğru belirlenmesi kritik bir parametredir. Nümerik model oluşturulurken kullanılan eleman derecesi sonuçlara doğrudan etki etmektedir. Çünkü karmaşık yapılarda lineer eleman veya kuadratik eleman kullanılması arasında farklar oluşabilmektedir. Lineer ve kuadratik eleman derecesi için sonuçlar Tablo 6'da paylaşılmıştır. Ağ örgüsü boyutu seçilirken çözücü hızı ve ağ örgüsü boyutları arasındaki değişkenlik göz önünde bulundurulmuştur. Gören ve arkadaşları (2020, 2022), yaptıkları çalışmalarda 3 mm ağ örgüsü boyutu üzerinde durmuşlardır ve bu boyutu çalıştıkları geometrinin boyutları ile de ilişkilendirmişlerdir [52, 53]. Ancak bizim çalışmamızda 3 mm ve 10 mm ağ örgüsü boyutları karşılaştırıldığında farklılık 0.0008 olarak tespit edilmiş ve bu değişkenlik zamandan tasarruf sağlayabilmek için göz ardı edilmiştir. Tespit edilen nümerik sonuçlar, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak, gerçeğe en yakın olan metot ile devam etmeye karar verilmiştir.

Tablo 6. Lineer ve Kuadratik Ağ Örgüsüyle Modellenen Jantların Doğal Frekanslarının Karşılaştırılması

Mod Numarası	Lineer Ağ Örgüsü (Hz)	Kuadratik Ağ Örgüsü (Hz)
1	411.1	350.3
2	412.5	350.7
3	931.8	779.3
4	934.6	779.8
5	1303.4	1218.2
6	1624.9	1327.8
7	1627.7	1328.3
8	1720.3	1605.7
9	1723.8	1607.4

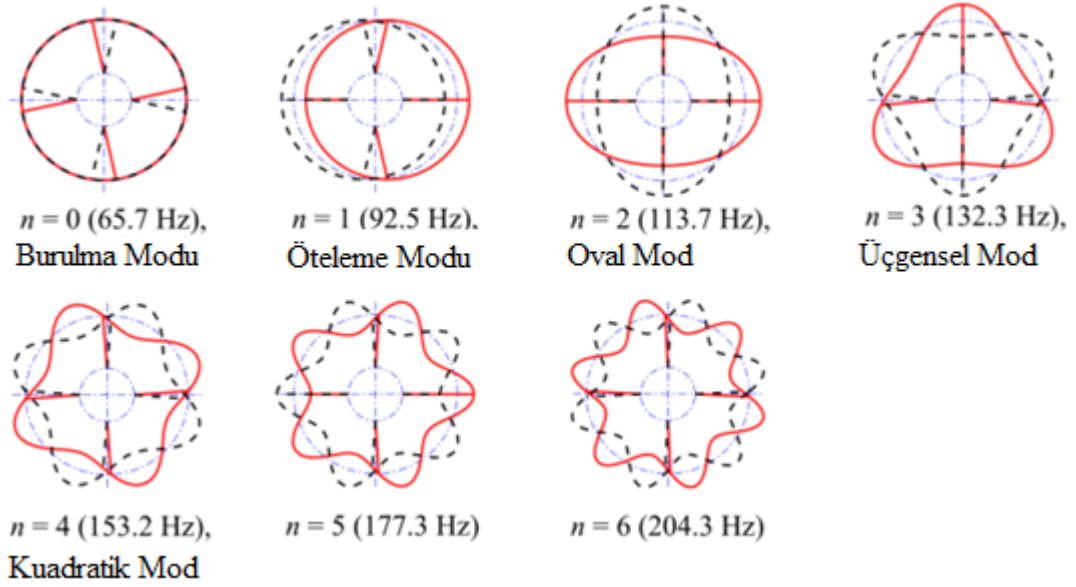
Deng ve arkadaşları (2022), yaptıkları çalışmada, yol tekerleklerinin titreşim modları: radyal titreşim, yanal titreşim ve çevresel titreşim olmak üzere üç türe ayırmışlardır. Yüksek frekanslı titreşimin tüm araç üzerinde çok az etkisi olduğu göz önüne alındığında, yaptıkları çalışmada yol tekerleklerinin ilk altı titreşim modu üzerinde durmuşlardır. Tespit ettikleri mod şekilleri Şekil 57’de paylaşılmıştır [54]. Yam ve arkadaşları (2000), yaptıkları çalışmada jantı orta bölgeden bir ip yardımıyla asmışlardır. Elde ettikleri mod şekilleri mevcut çalışma ile çok benzerdir ancak jantın orta bölgesinde bir hareket görememişlerdir ve mod şekillerini oluşum sıralarına göre numaralandırmışlardır [55]. Han ve arkadaşları (2015), yaptıkları çalışmalarda mod şekillerini değerlendirmişlerdir. Aynı mod görüntüsü farklı yönlerde olduklarında, bunları farklı mod şekilleri olarak kabul etmişler ve mod şekillerini numaralandırırken buna dikkat etmişlerdir. 200 Hz ve üzeri için incelemelerde bulunmamışlardır [56].



Şekil 57. Deng ve Arkadaşları Tarafından Tespit Edilen Mod Yapıları [54].

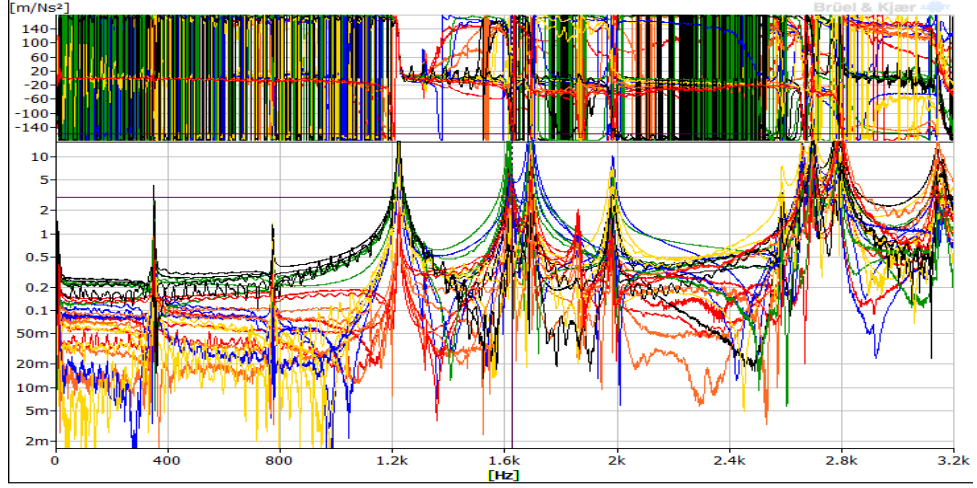
Zhao ve arkadaşları (2018), yaptıkları çalışmada bir ip yardımıyla jantı orta bölgeden asmışlardır ancak açıklamış oldukları mod yapılarında jantın orta bölgesinin görüntüsünü hiç paylaşmamışlardır. Nümerik ve deneysel çalışmalar karşılaştırmalı olarak incelendiğinde jantın orta bölgesinde ortaya çıkan mod şekli haricindeki mod şekilleri için gerçekleştirdikleri deneysel ile örtüşmektedir. Çalışmalarında sıcaklığın doğal frekans üzerindeki etkisine değinmişlerdir [57]. Yang ve arkadaşları (2020), yaptıkları çalışmada statik şartlar altında bulunan bir jantın mod yapılarını incelemiştir. Yang ve arkadaşları tarafından bulunan mod yapıları ile mevcut çalışmadaki sonuçlar karşılaştırıldığında, sonuçların benzer olduğu ancak mod yapı sıralarının farklı olduğu gözlemlenmiştir. Yaptıkları çalışma sonuçlarında mod şekillerini Şekil 58’deki gibi değerlendirmişlerdir [58]. Jiang ve arkadaşları (2019), yaptıkları çalışmada, karmaşık yapılara sahip mekanik bileşenlerin modal parametrelerini belirlemek için deneysel modal analiz yöntemlerinin kullanılması,

dinamik özelliklerinin anlaşılması açısından önemli olduğunu belirtmişlerdir. Yapmış oldukları deneysel analiz sonuçlarını, doğal frekans değerlerini nümerik analiz sonuçları ile kıyaslamışlar ve maksimum farkı %5.9 olarak tespit etmeleri sebebiyle, çalışmalarının doğru olduğunu vurgulamışlardır [59].



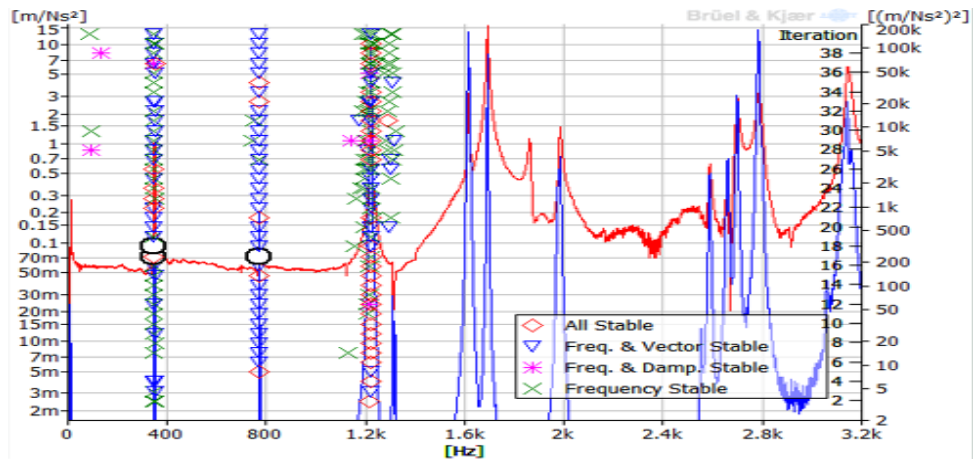
Şekil 58. Yang ve Arkadaşları Tarafından Paylaşılan Mod Şekilleri [59].

Mevcut çalışmada, serbest serbest şartlar altında jant üzerindeki 120 tahrik noktadan elde edilen sonuçlar ile sentezlenmiş frekans cevap eğrisi (FRF) analizinin sonuçları Şekil 59’da sunulmaktadır. Bu fonksiyon, janta ait frekans değerlerine karşılık gelen ivme değerlerini sunmaktadır.



Şekil 59. Serbest Serbest Şartlar İçin Jant Frekans Cevap Eğrisi Sonuçları

Çalışmalar süresince elde edilen analog veriler, dijital bir sinyale dönüştürülür ve fiziksel mod frekanslarını belirlemek için kararlılık diyagramı elde edilir. Böylece hem kanatlarda hem de rotorda frekans tepkisi verileri elde edilir. PolyMAX tahmincisi, modal parametre tahmin edicilerinden biridir ve bu tahmin edici çok net stabilizasyon diyagramları verir [60]. Tahmin edici, Reflex Modal Yazılımı kullanılarak sağlanan stabilite diyagramından modal parametreleri belirlemek için uygulanır ve parametre tahmin sonuçları Şekil 60'ta gösterilir; burada '▽' sembolü frekans ve özvektör kararlılığını, frekans kararlılığını 'x', frekans ve sönüm kararlılığı için 'x', kararlılık kriterleri altında tüm kararlı frekans tahmini için '◇' sembolleri kullanılmaktadır [61].



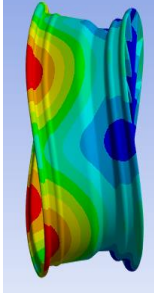
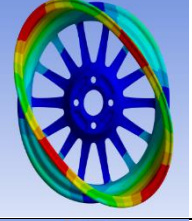
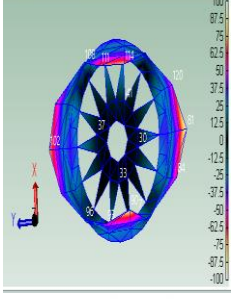
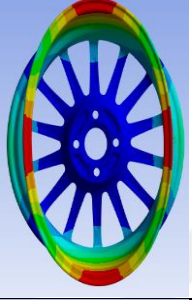
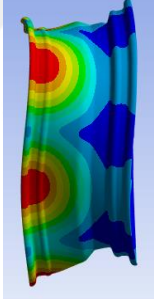
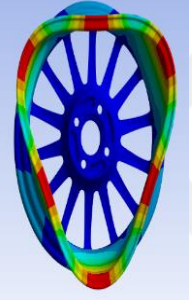
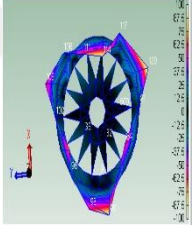
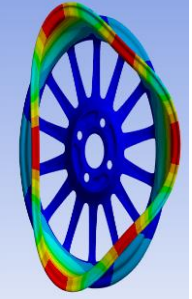
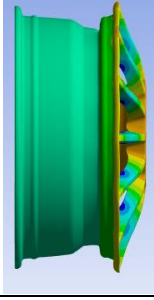
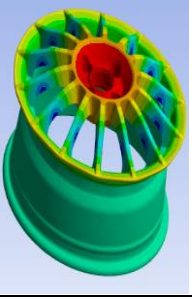
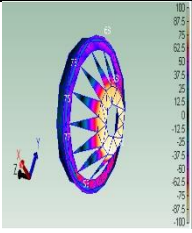
Şekil 60. Modal Analiz Stabilite Diyagramı

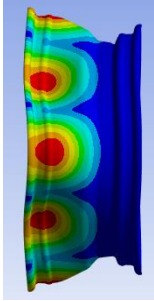
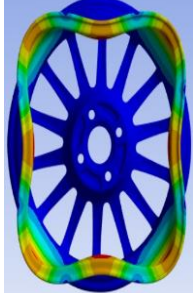
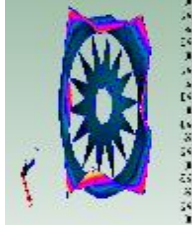
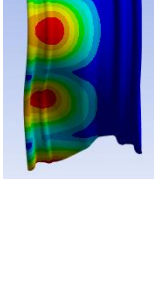
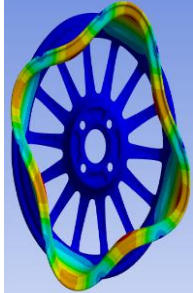
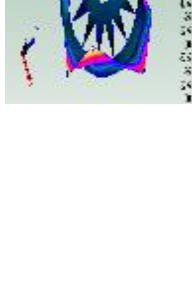
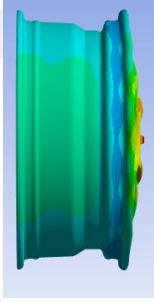
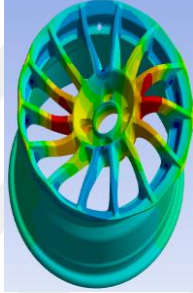
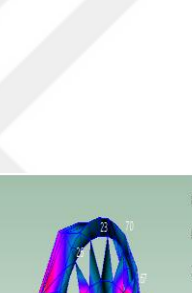
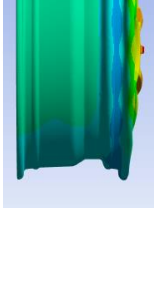
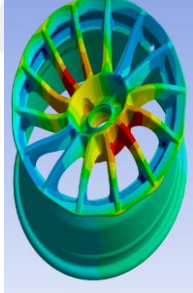
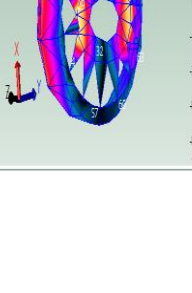
Mevcut çalışma kapsamında yapılan nümerik analiz ve deneysel çalışmaya ait karşılaştırma Tablo 7’de paylaşılmıştır. Yapılan bu çalışmada ilk 5 deneysel mod ve 1600 Hz e kadar olan mod yapıları dikkate alınmıştır. Ancak nümerik analizde, deneysel moda karşılık gelen 9 farklı mod tespit edilmiştir, bunun sebebi ise aynı mod şekline ait farklı yönlerdeki frekansların nümerik analizde deneyselle göre daha kolay ayırt edilmesidir. Lineer ağ örgüsü ile kuadratik ağ örgüsü değerleri deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda görülmüştür ki kuadratik ağ örgüsü sonuçları deneysel verilere çok daha yakındır. Bu çalışma kapsamında ortaya çıkan hata oranlarının çok düşük olması sebebiyle, yapılacak olacak çalışmalarda tespit edilmiş olan, kuadratik ağ örgüsü yapısının kullanılmasının gerektiği sonucuna varılmıştır.

Sonuçlar nümerik ve deneysel mod şekilleri ile bir arada Şekil 61’de görüleceği üzere karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Jantın 1. modu oval mod olarak değerlendirilmiştir.

Tablo 7. Serbest-Serbest Şartlarda Yapılan Analizlerin Karşılaştırmalı Sonuçları-Doğal Frekanslar

Serbest – Serbest Şartlar			
Mod Numarası	Nümerik Analiz (Hz)	Deneysel Analiz (Hz)	Hata Oranı
1	350.3	346	0.57%
2	350.7		
3	779.3	772	0.52%
4	779.8		
5	1218.2	1213	0.41%
6	1327.8	1312	1.2%
7	1328.3		
8	1605.7	1617	0.62%
9	1607.4		

Mod	Mod Değeri (Hz)	Mod Devri (Devir /Dk)	Nümerik Analiz Sonuçları		Deneyisel Analiz Sonuçları	Mod Şekli
1.Mod	350.28	21017				Oval Mod
2.Mod	350.74	21044				
3.Mod	779.27	46756				Üçgensel Mod
4.Mod	779.84	46790				
5.Mod	1218.2	73092				Öteleme Modu

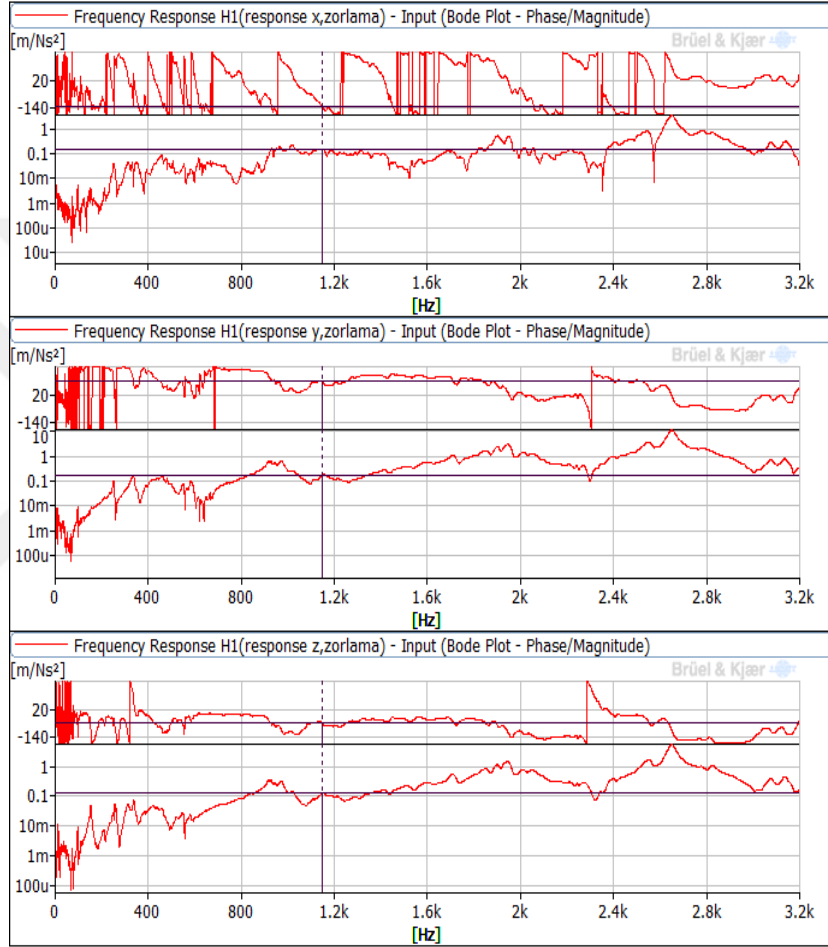
6.Mod	1327.8	79668				Kuadratik Mod
7.Mod	1328.3	79698				
8.Mod	1605.7	96342				Burulma Modu
9.Mod	1607.4	96444				

Şekil 61. Mevcut Çalışmada Yapılan Mod Şekillerinin Karşılaştırılmalı Olarak Değerlendirilmesi

4.2. Jant Modeli İçin Virajlı Yorulma Testi Deney Şartları Altında Yapılan Nümerik ve DeneySEL Modal Analiz Sonuçları

Virajlı yorulma deney şartları altında, nümerik modal analizler için mil tasarımı ve diğer bağlantı elemanları çalışmalara dahil edilmemiştir. Ancak mesnet koşulları deney şartlarına göre uygulanmıştır. Sivaraj ve arkadaşlarının yaptığı çalışmalarda, deneysel olarak serbest koşullarda jantın modal analizleri incelenmiştir. Aynı jant modelini araç üzerinde montajlı durumda da modal analiz çalışmaları yaparak serbest şartlar ile karşılaştırmışlar. Yaptıkları çalışmalarda araç üzerinde montajlı durumda elde ettiği doğal frekans sonuçları çok daha düşük bulmuşlardır [47].

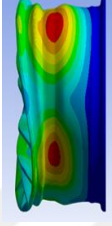
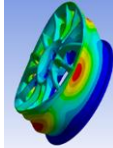
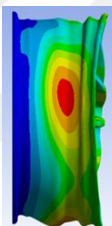
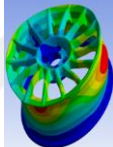
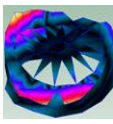
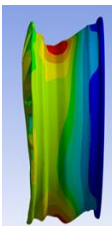
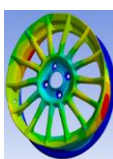
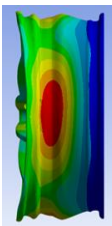
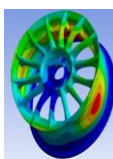
Şekil 62’de çalışmaya ait frekans-cevap grafiği paylaşılmıştır. Yapılan çalışmalarda 3000Hz’e kadar veriler toplanmıştır. Ancak deney çalışmalarının 60 Hz’e kadar sürdürülmesi ve jant çalışma şartlarının 1000 Hz üzerine hiçbir zaman çıkmaması sebebiyle, deneysel çalışmalarda 1000 Hz ve üzeri frekans aralıklarında inceleme yapılmamıştır. Literatürde yayınlanan çalışmalarda 1100 Hz ve üzeri için incelemeler sürdürülmemiştir. En fazla ilk 10 mod yapısı incelenmiş ve çalışma şartlarından çok uzaklaşmamıştır [28,62].

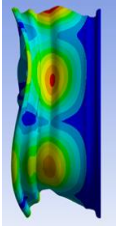
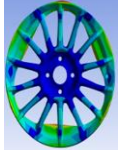
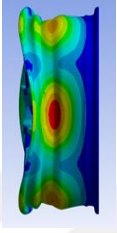
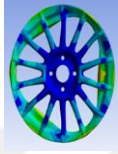
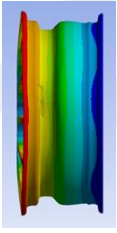
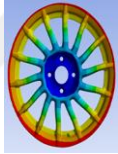
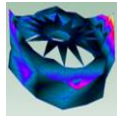
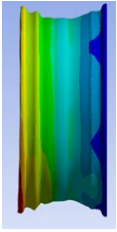
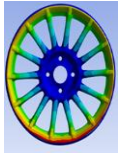
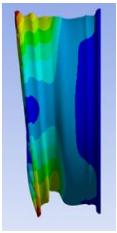
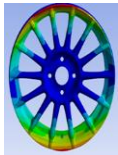
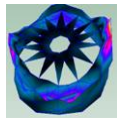


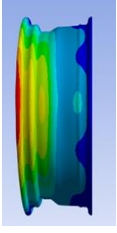
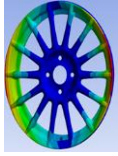
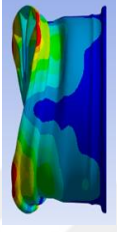
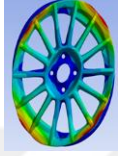
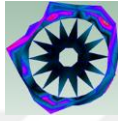
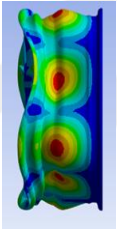
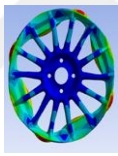
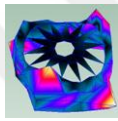
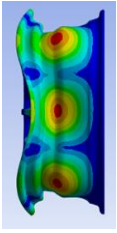
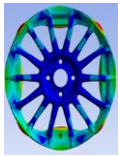
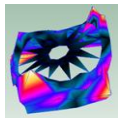
Şekil 62. Deneysel Çalışmaya Ait Frekans-Cevap Grafiği

Deney şartlarında hem ortam değişkenleri hem de jantın bağlandığı deney şartları üzerinde birden fazla değişken olduğundan, deney düzeneği bire bir olarak modellenmemiştir. Araştırmanın deneysel ve nümerik sonuçları arasındaki farklılıkları belirleyen birkaç faktör, mesnet koşulları ve mil tasarımıdır. Nümerik araştırmalar, deneysel çalışmalarda mil ve diğer bağlantı parçalarının düşük frekanslara neden olduğunu göstermiştir. Nümerik çalışmalara ait sonuçlar, deneysel karşılaştırmaları ile Şekil 63’te paylaşılmıştır. Kütle katılım oranı, bir mod şeklinin yapının kütlelerini ne kadar etkilediğini gösterir. Mod yapılarına ait kütle katılım oranları Tablo 8’de

paylaşmıştır. Deneysel çalışmalara ait olup, jantın doğal frekanslarının altındaki frekans değerlerinde meydana gelen mod şekilleri Şekil 64’te görülmektedir.

Mod	Nümerik Analiz Mod Değeri (Hz)	Mod Devri (Devir/Dk)	Nümerik Analiz Sonuçları		Deneysel Analiz Sonuçları	Mod Şekli
1.	2205	132330				Oval Mod- x yönünde yüksek olmak üzere x-y-z yönlerinde öteleme etkisi mevcuttur
2.	2324	139410				Oval Mod – x yönünde yüksek olmak üzere x-y-z yönlerinde öteleme etkisi mevcuttur. Ayrıca y yönünde dönme etkisi mevcuttur.
3.	2331	139872				
4.	2335	140094				Üçgensel Mod – y yönünde öteleme etkisi ve x yönünde dönme etkisine maruz kalmıştır.

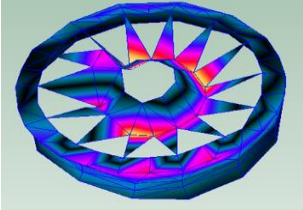
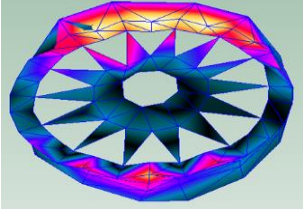
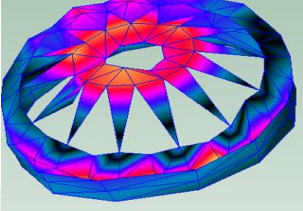
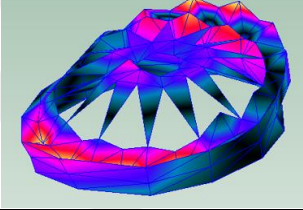
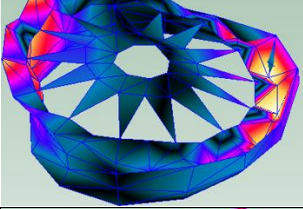
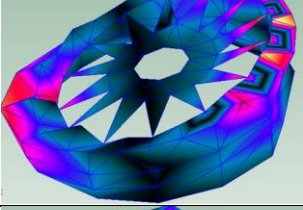
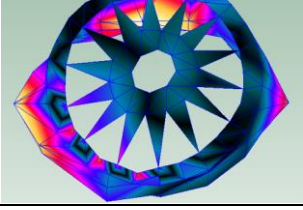
5.	2472	148290				Üçgensel Mod – y yönünde öteleme etkisi mevcuttur.
6.	2479	148734				
7.	2797	167838				Burulma Mod- Kütle katılım oranları incelenmiş ve z yönünde dönme etkisi olduğu belirlenmiştir. z yönünde öteleme etkisinde mevcuttur.
8.	2799	167964				
9.	2886	173184				Oval Mod- x ve y yönlerinde dönme etkisi mevcuttur.

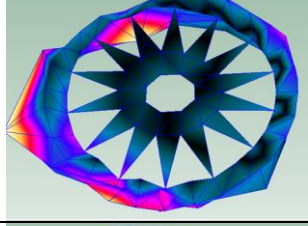
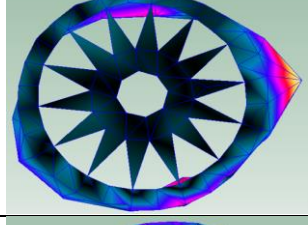
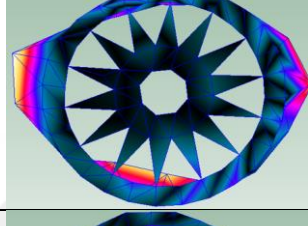
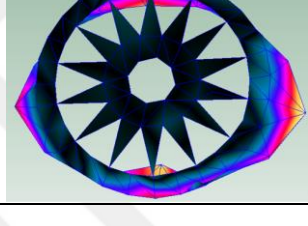
10.	2903	174186				
11.	3030	181776				Oval Mod- x-y-z yönlerinde öteleme ve dönme etkisi mevcuttur.
12.	3095	185724				Kuadratik Mod- x-y-z yönlerinde öteleme ve dönme etkisi mevcuttur.
13.	3107	186390				Kuadratik Mod- x-y-z yönlerinde öteleme ve dönme etkisi mevcuttur.

Şekil 63. Deney Şartları Altında Mod Şekillerinin Nümerik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılmalı Olarak Değerlendirilmesi

x- yönü			y- yönü			z- yönü		
Mod	Frekans (Hz)	Etkin Kütlenin Toplam Kütleye Oranı	Mod	Frekans	Etkin Kütlenin Toplam Kütleye Oranı	Mod	Frekans	Etkin Kütlenin Toplam Kütleye Oranı
1	2205.46	0.436345E-03	1	2205.46	0.100352E-06	1	2205.46	0.109821E-04
2	2323.46	0.870418E-01	2	2323.46	0.248978	2	2323.46	0.741268E-05
3	2331.18	0.462623	3	2331.18	0.748285E-01	3	2331.18	0.339450E-04
4	2334.94	0.571273E-02	4	2334.94	0.233449	4	2334.94	0.584249E-04
5	2471.54	0.218752E-01	5	2471.54	0.383861E-03	5	2471.54	0.243629E-04
6	2478.92	0.610898E-03	6	2478.92	0.196487E-01	6	2478.92	0.186939E-04
7	2797.34	0.289648E-05	7	2797.34	0.457258E-05	7	2797.34	0.495379E-01
8	2799.37	0.486653E-05	8	2799.37	0.300529E-04	8	2799.37	0.456676
9	2886.43	0.683305E-03	9	2886.43	0.407020E-01	9	2886.43	0.403607E-02
10	2903.05	0.398977E-01	10	2903.05	0.384766E-03	10	2903.05	0.518998E-03
11	3029.64	0.134338E-06	11	3029.64	0.507164E-04	11	3029.64	0.166346E-03
12	3095.36	0.608995E-05	12	3095.36	0.336092E-06	12	3095.36	0.260844E-05
13	3106.47	0.388954E-06	13	3106.47	0.106997E-03	13	3106.47	0.506445E-03
x- yönü dönme			y- yönü dönme			z- yönü dönme		
Mod	Frekans (Hz)	Etkin Kütlenin Toplam Kütleye Oranı	Mod	Frekans (Hz)	Etkin Kütlenin Toplam Kütleye Oranı	Mod	Frekans (Hz)	Etkin Kütlenin Toplam Kütleye Oranı
1	2205.46	0.145722E-04	1	2205.46	0.328575E-03	1	2205.46	0.605459E-05
2	2323.46	0.176494	2	2323.46	0.608242E-01	2	2323.46	0.811717E-05
3	2331.18	0.502928E-01	3	2331.18	0.311066	3	2331.18	0.157686E-04
4	2334.94	0.154727	4	2334.94	0.377962E-02	4	2334.94	0.346692E-05
5	2471.54	0.287986E-03	5	2471.54	0.148698E-01	5	2471.54	0.190886E-04
6	2478.92	0.129616E-01	6	2478.92	0.401834E-03	6	2478.92	0.129756E-06
7	2797.34	0.503384E-03	7	2797.34	0.149490E-05	7	2797.34	0.666385
8	2799.37	0.214240E-02	8	2799.37	0.232886E-03	8	2799.37	0.725961E-01
9	2886.43	0.327134	9	2886.43	0.384507E-02	9	2886.43	0.708155E-04
10	2903.05	0.428294E-02	10	2903.05	0.339189	10	2903.05	0.788134E-05
11	3029.64	0.141155E-03	11	3029.64	0.273151E-03	11	3029.64	0.492323E-04
12	3095.36	0.308853E-04	12	3095.36	0.477080E-05	12	3095.36	0.460302E-03
13	3106.47	0.648768E-03	13	3106.47	0.120611E-04	13	3106.47	0.476757E-07

Tablo 8. Deney Şartları Altında Doğal Frekans Değerlerine Göre Kütle Katılım Oranları

Mod Numarası	Mod Frekansı (Hz)	Mod Devri (Devir/Dk)	Deneysel Analiz Mod Şekilleri
1.	150	9000	
2.	261	15660	
3.	322	19320	
4.	337	20220	
5.	555	33300	
6.	1318	79080	
7.	1437	86220	

8.	1556	93360	
9.	1666	99960	
10.	1735	104100	
11.	1807	108420	

Şekil 64. Deney Şartları Altında Jantın Doğal Frekansının Altındaki Frekans Değerlerinde Meydana Gelen Mod Şekilleri

Deneyisel çalışmalar yapılarak, sistemin doğal frekansı incelenmiştir. Virajlı yorulma deney düzeneğinin çalışma şartları altındaki doğal frekansı, çekiç testi yapılarak araştırılmıştır. Yapılan çalışmalar ve sonuçlar göstermiştir ki, deney süresinde uygulanan dönme devirlerinde doğal frekans bölgelerinde test yapılmamaktadır.

4.3. Jant Modeli İçin Virajlı Yorulma Testi Deney Şartları Altında Yapılan Nümerik ve Deneyisel İyeme Analizi Sonuçları

Nümerik ve deneyisel analizler karşılaştırılarak, aralarında bir ilişki elde edilmek istenmiştir. Çünkü gelecekte yapılacak çalışmalarda, analizler arasındaki hata payının bilinmesi, deneyisel analizler ile zaman kaybedilmeden çalışmaların ilerlemesinde fayda sağlayacaktır.

Şirin, yaptığı çalışmalarda (2017), virajlı yorulma testi deney düzeneğinin çalışma aralıklarının 10 Hz ile 40 Hz arasında olduğunu belirtmiştir. Deneysel modal analiz sonuçlarına bakıldığında ise 10Hz ile 40 Hz arasında bir doğal frekans ile karşılaşmamıştır. 10 Hz ve 40 Hz aralığı makinenin teknik verilerindeki çalışma değerleri olduğunu ve sistem doğal frekanslarının çalışma aralıklarından yüksek olması sebebiyle, test çalışmalarının güvenli bölgelerde yapıldığını belirtmiştir [40]. Shang ve arkadaşları (2002) deneysel modal analiz tekniklerini kullanarak lastiklerin dinamik viraj özelliklerini araştırmışlardır. Modal parametreler, lastiklerin titreşim frekanslarını ve mod şekillerini belirlemektedir. Çalışmanın sonuçları, lastiklerin modal parametrelerinin aracın kontrolünü ve sürüş performansını etkilediğini vurgulamışlardır [63].

Virajlı yorulma testi şartları altında testin çalışır durumda toplanan ivme değerleri ve ANSYS Nümerik analiz programında harmonik analizler ile karşılaştırmıştır. Deney şartlarında hem ortam değişkenleri hem de jantın bağlandığı deney şartları üzerinde birden fazla değişken olması sebebiyle, deney düzeneği bireysel olarak modellenmemiştir. Ancak, sınır şartları jant üzerinde nümerik çalışmalarda uygulanmıştır. Araştırmanın deneysel ve nümerik sonuçları arasındaki farklılıkları belirleyen birkaç faktör, mesnet koşulları ve mil tasarımıdır. 92 noktadan ölçüm alınmıştır. 78 nokta diğer çalışmalarda da kullanılan noktalar ile ortaktır. Ek olarak hem literatür hem de DÖKTAŞ firmasına ait geçmiş tecrübelerden faydalanılarak jant kolları üzerindeki orta bölgelerden de toplam 14 ölçüm alınmıştır. Gerçekleştirilen çalışmalarda 1500 dev/dak, 1750 dev/dak ve 2000 dev/dak üzerinde durulmuştur.

Mevcut jant üzerine farklı lastikler uygulanabilmektedir. Ancak, lastik boyutları 195/40 R16 olan bir lastik kullanıldığında, lastik dış çap büyüklüğü yaklaşık 562 mm olmaktadır. Bu durumda, 1500 dev/dak için 159 km/s, 1750 dev/dak için 185 km/s, 2000 dev/dak için 212 km/s hıza karşılık gelen değerler ile 2200Nm moment değeri için testler sürdürülmektedir. Ölçümler ivme metrenin 3 eksenli ölçüm alabilme özelliği ile x, y ve z eksenleri olmak üzere 3 eksen de her bir nokta için kayıt altına alınmıştır. Deneysel çalışmalarda toplanılan ivme ölçümleri Tablo 9'da jantın kasnak tarafında bulunan 56 nokta, Tablo 10'da kanatların orta bölgeleri için 14 nokta ve Tablo 11'de göbek bölgesi için 32 nokta için paylaşılmıştır. Ölçüm verileri her bir eksen için Python yazılım uygulamasından faydalanılarak görselleştirilmiş ve değerlendirilmiştir. 1500 dev/dak, 1750 dev/dak ve 2000 dev/dak değerleri için ortaya konmuş ve Şekil 65'te nümerik sonuçlar ile karşılaştırmalı olarak paylaşılmıştır. Deneysel analizin grafik haline getirilmesi için Python yazılım programında kullanılan kod Ek 1'de sunulmuştur. Tablo 12'de nümerik ve deneysel çalışmalara ait maksimum sonuçlar için tablo halinde sunulmuştur.

Tablo 9. Kasnak ve Çevresi için DeneySEL Olarak 2200 Nm Moment Değeri için Toplanan İvme Ölçüm Sonuçları

Numara	1500 dev/dak			1750 dev/dak			2000 dev/dak		
	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)
1	1.45	-1.59	0.88	1.47	-1.69	1.13	1.66	-2.17	1.53
2	0.47	-0.53	1.6	0.21	-1.66	0.52	0.11	-2.32	1.27
3	1.36	-1.62	0.86	1.36	-1.61	1.05	1.50	-2.21	1.39
4	0.30	-1.68	0.82	0.11	-1.64	0.82	0.24	-2.36	1.4
5	1.32	-1.68	1.00	1.29	-1.71	1.13	1.56	-2.32	1.32
6	0.32	-1.67	0.81	0.17	-1.70	1.00	0.43	-2.30	1.59
7	1.31	-1.67	0.94	1.39	-1.68	1.17	1.59	-2.15	1.31
8	0.30	-1.74	1.63	0.14	-1.83	1.35	0.75	-2.24	2.88
9	1.38	1.64	1.11	1.40	1.63	1.20	1.66	2.13	1.56
10	0.35	1.8	1.52	0.12	1.75	1.22	0.53	1.85	2.44
11	1.28	1.68	1.00	1.28	1.73	1.21	1.68	2.20	1.50
12	0.29	1.82	1.29	0.05	1.84	1.47	0.32	2.38	1.89
13	1.35	1.7	1.17	1.27	1.72	1.24	1.66	2.20	1.53
14	0.31	1.59	1.24	0.10	1.75	1.19	0.43	2.34	1.79
15	1.32	1.71	1.07	1.33	1.75	1.19	1.58	2.14	1.51
16	-0.37	1.73	0.61	-0.19	1.82	1.11	-0.40	2.27	1.23
17	-1.31	1.73	0.68	-1.30	1.64	1.08	-1.60	2.20	1.24
18	-0.37	1.65	0.66	-0.19	1.82	0.82	-0.29	2.27	1.06
19	-1.39	1.76	0.96	-1.37	1.72	1.02	-1.51	2.20	1.33
20	-0.40	1.76	0.69	-0.19	1.70	0.97	-0.17	2.27	1.49
21	-1.33	1.62	1.10	-1.36	1.63	1.10	-1.57	2.14	1.45
22	-0.30	1.56	1.02	-0.24	1.67	0.93	-0.41	2.15	1.84
23	-1.34	-1.61	1.02	-1.34	-1.59	0.99	-1.62	-2.06	0.82
24	-0.35	-1.55	0.97	-0.16	-1.64	1.04	-0.19	-2.14	1.61
25	-1.29	-1.65	0.70	-1.33	-1.57	0.97	-1.56	-2.03	1.57
26	-0.43	-1.39	1.00	-0.18	-1.66	0.87	-0.56	-2.14	1.80
27	-1.62	-1.64	0.63	-1.35	-1.62	1.00	-1.66	-2.09	1.58
28	-0.25	-1.54	0.76	-0.46	-1.63	0.82	-0.29	-2.22	1.93
51	0.76	-1.54	0.35	0.56	-1.54	0.28	0.58	-2.14	0.59
52	0.37	-1.64	0.13	0.17	-1.66	0.75	0.33	-2.27	0.11
53	0.72	-1.57	0.42	0.61	-1.62	0.35	0.72	-2.16	0.31
54	0.41	-1.65	0.14	0.17	-1.68	0.18	0.42	-2.34	0.83
55	0.71	-1.56	0.34	0.59	-1.61	0.49	0.55	-2.20	0.36
56	0.41	-1.7	0.05	0.26	-1.70	0.09	0.57	-2.26	0.29
57	0.73	-1.57	0.47	0.63	-1.56	0.47	0.63	-2.10	0.69
58	0.47	-1.64	0.07	0.30	-1.67	0.19	0.16	-2.24	0.13

59	0.74	1.58	0.51	0.64	1.55	0.59	0.75	2.06	0.63
60	0.43	1.67	0.10	0.27	1.67	0.07	0.14	2.17	0.16
61	0.70	1.65	0.44	0.60	1.62	0.46	0.65	2.01	0.55
62	0.44	1.71	0.11	0.26	1.73	0.02	0.23	2.16	0.16
63	0.71	1.64	0.41	0.59	1.53	0.44	0.63	2.02	0.66
64	0.42	1.67	0.19	0.20	1.68	0.09	0.43	2.20	0.86
65	0.70	1.61	0.41	0.62	1.65	0.50	0.79	2.01	0.68
66	-0.36	1.73	0.17	-0.18	1.77	0.14	-0.48	2.18	0.24
67	-0.74	1.56	0.22	-0.62	1.70	0.39	-0.79	2.12	0.38
68	-0.37	1.70	0.70	-0.18	1.73	0.05	-0.39	2.19	0.33
69	-0.70	1.62	0.46	-0.59	1.60	0.45	-0.62	2.10	0.49
70	-0.39	1.66	0.02	-0.31	1.69	0.10	-0.90	2.22	0.17
71	-0.76	1.53	0.43	-0.67	1.52	0.34	-0.77	2.07	0.45
72	-0.44	1.63	0.09	-0.27	1.59	0.16	-0.42	2.13	0.38
73	-0.82	-1.49	0.44	-0.68	-1.57	0.46	-0.65	-1.90	0.46
74	-0.42	-1.63	0.02	-0.18	-1.63	0.25	-0.26	-2.13	0.48
75	-0.76	-1.48	0.40	-0.65	-1.48	0.35	-0.93	-1.87	0.72
76	-0.43	-1.61	0.21	-0.22	-1.61	0.04	-0.12	-2.16	0.54
77	-0.71	-1.53	0.41	-0.59	-1.55	0.39	-0.62	-2.07	0.61
78	-0.40	-1.58	0.65	-0.20	-1.57	0.05	-0.26	-2.21	0.18

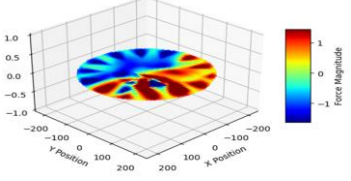
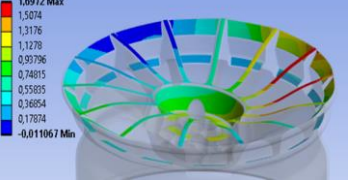
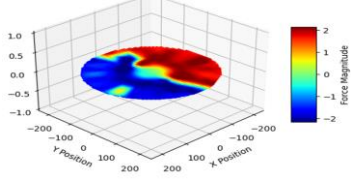
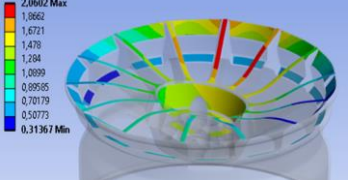
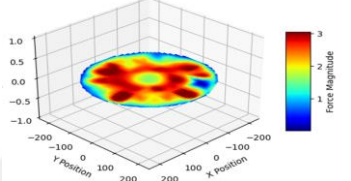
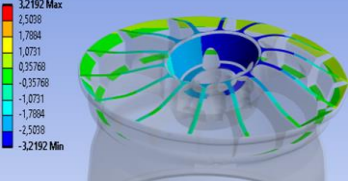
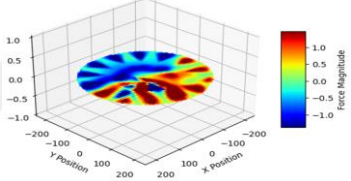
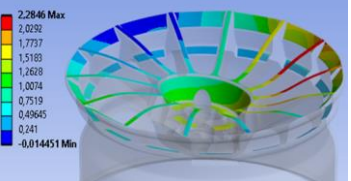
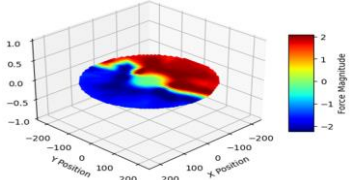
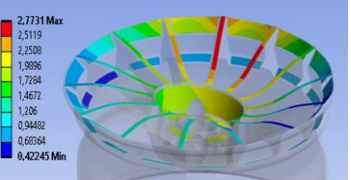
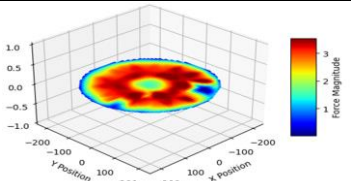
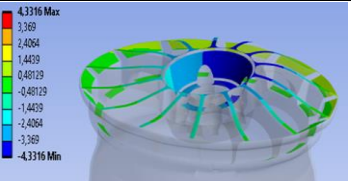
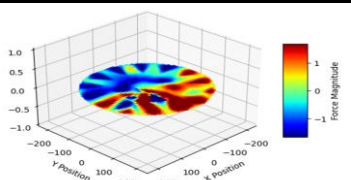
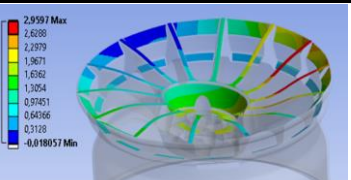
Tablo 10. Kanatların Orta Bölgesi için Deneysel Olarak 2200 Nm Moment Değeri için Toplanan İvme Ölçüm Sonuçları

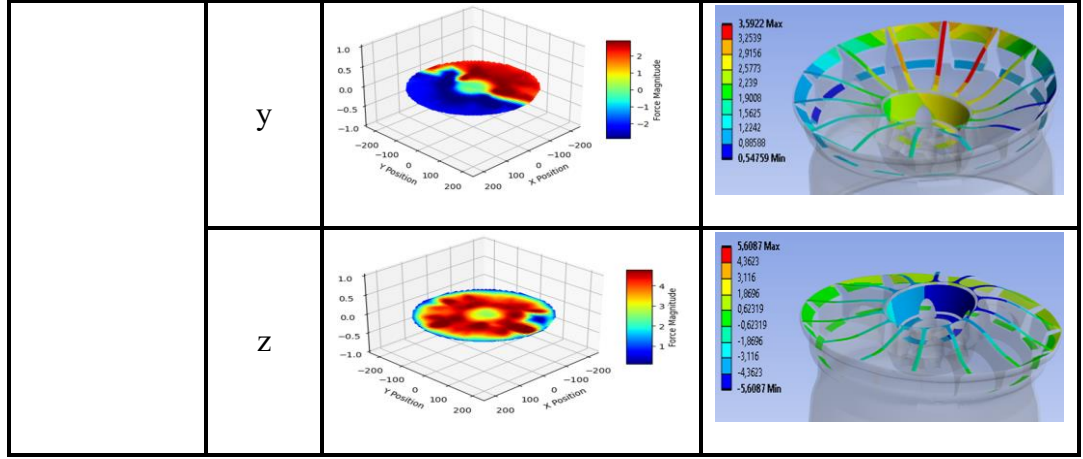
	1500 dev/dak			1750 dev/dak			2000 dev/dak		
Numara	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)
2 Orta	0.88	-1.95	2.71	0.89	-2.11	3.25	0.81	-2.84	4.41
4 Orta	0.77	-2.02	2.56	0.56	-1.99	3.46	0.57	-2.87	4.63
6 Orta	0.84	-2.03	2.09	0.53	-1.98	3.20	0.83	-2.75	4.52
8 Orta	0.70	-2.04	2.53	0.78	-2.05	3.39	0.88	-2.82	4.61
10 Orta	0.63	1.92	2.53	0.95	2.09	2.94	1.04	2.72	4.22
12 Orta	0.93	2.06	2.54	0.64	2.02	3.47	0.92	2.90	4.32
14 Orta	0.78	2.02	2.32	0.79	2.08	3.28	1.00	2.78	4.52
16 Orta	-0.79	1.92	2.78	-0.63	2.05	3.43	-0.77	2.74	4.49
18 Orta	-0.98	2.14	2.15	-0.50	2.05	3.13	-0.34	2.78	4.10
20 Orta	-0.84	1.95	2.43	-0.51	2.00	3.17	-0.56	2.67	4.51
22 Orta	-1.15	-2.16	1.93	-0.60	-2.03	3.17	-1.00	-2.68	4.36
24 Orta	-0.73	-1.93	3.04	-0.65	-1.94	3.03	-1.00	-2.78	4.36
26 Orta	-0.81	-1.91	2.84	-0.79	-1.95	3.35	-0.95	-2.75	3.96

28 Orta	-0.81	-1.91	2.84	-0.86	-2.24	3.24	-0.70	-2.67	4.76
---------	-------	-------	------	-------	-------	------	-------	-------	------

Tablo 11. Göbek Bölgesi için Deneysel Olarak 2200 Nm Moment Değeri için Toplanan İvme Ölçüm Sonuçları

Numara	1500 dev/dak			1750 dev/dak			2000 dev/dak		
	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)	x (m/s ²)	y (m/s ²)	z (m/s ²)
29	1.26	-1.84	2.84	1.27	-1.83	3.24	1.67	-2.62	4.45
30	1.20	-1.97	2.75	1.22	-1.98	3.40	1.29	-2.61	4.64
31	1.20	-1.93	2.74	1.10	-1.98	3.30	1.46	-2.62	4.68
32	1.27	-1.88	2.84	1.24	-1.92	3.40	1.54	-2.47	4.40
33	1.25	1.90	2.80	1.23	2.02	3.42	1.54	2.57	4.50
34	0.98	2.13	3.05	1.18	1.97	3.44	1.46	2.65	4.60
35	1.22	1.94	2.88	1.28	1.96	3.33	1.42	2.57	4.37
36	-1.21	2.01	2.75	-1.26	1.95	3.54	-1.59	2.51	4.49
37	-1.22	1.90	2.92	-1.13	1.95	3.48	-1.41	2.54	4.48
38	-1.14	1.99	2.68	-1.27	1.85	3.18	-1.28	2.60	4.54
39	-1.26	1.91	2.68	-1.27	1.96	3.45	-1.56	2.49	4.74
40	-1.28	-1.96	2.66	-1.23	-1.88	3.28	-1.64	-2.55	4.55
41	-1.24	-1.90	2.80	-1.20	-2.00	3.48	-1.53	-2.61	4.57
42	-1.21	-1.91	2.80	-1.20	-1.91	3.36	-1.57	-2.55	4.80
43	0.88	-0.81	2.06	0.80	-0.7	2.40	0.89	-0.56	3.42
44	0.85	-0.76	2.08	0.73	-0.63	2.34	0.69	-0.64	3.56
45	0.86	0.90	2.15	0.81	0.66	2.35	0.75	0.71	3.18
46	0.83	0.83	2.17	0.78	0.63	2.42	0.70	0.75	3.36
47	-0.92	0.80	2.03	-0.78	0.60	2.30	-0.86	0.63	3.16
48	-0.78	0.87	2.03	-0.74	0.60	2.37	-0.66	0.54	3.43
49	-0.89	-0.90	2.07	-0.76	-0.62	2.15	-0.79	-0.68	3.55
50	-0.81	-0.82	2.02	-0.75	-0.58	2.28	-0.69	-0.64	3.56

Dev/dak	Eksen	Deneysel ivme grafiği	Nümerik ivme grafiği
1500 dev/dak	X		
	Y		
	Z		
1750 dev/dak	X		
	Y		
	Z		
2000 dev/dak	X		



Şekil 65. Nümerik ve Deneysel Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Tablo 12. Titreşim Sonuçları İçin Maksimum İvme Değerleri

	Eksen	Deneysel İvme Sonuçları (m/s ²)	Nümerik İvme Sonuçları (m/s ²)
1500 dev/dak	x	1.45	1.69
	y	2.14	2.05
	z	3.05	3.21
	Bileşke	4.00	4.17
1750 dev/dak	x	1.47	2.28
	y	2.09	2.77
	z	3.54	4.33
	Bileşke	4.37	5.62
2000 dev/dak	x	1.68	2.96
	y	2.90	3.59
	z	4.80	5.61
	Bileşke	5.85	7.28

Test düzeneğinde jantların ivme değerlerini deneysel olarak ölçerek, bölgesel olarak ivme değişimlerini incelenmiştir. İvme değerlerinin devir yükseldikçe arttığı

belirlenmiştir. Bölgesel olarak yapılan incelemelerde en yüksek genliklerin kanatların orta noktalarında olduğu görülmüştür. Bu bulgular, gerilme ölçümleri ile desteklenerek jantın en zayıf noktalarının ve olası kırılma bölgelerinin önceden tahmin edilmesine yardımcı olacaktır.

Jant virajlı yorulma testine bijonlar yardımı ile bağlanması sebebiyle her bir bijon için bir sıkma kuvveti uygulanmaktadır. Yapılan bijon bağlantısı eğer ki farklı tork değerleri için yapılırsa çalışmalar sırasında jant yüzeyinde farklı ivme değerleri görülmektedir. Piyasada bijonlar hava basınçlı tabancalar ile ya da 100 Nm üzerindeki bir tork değeri ile sıkılmaktadır. Bu durum ise jant testlerini etkileyebileceği ön görülmüştür ve Tablo 13'te farklı tork değerlerine ait denemeler 1500 dev/dak için yapıldığında oluşan ivme değerleri paylaşılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde ise tüm bijonların aynı ivme değerleri ile bağlanıyor olmasının önemli olduğu tespit edilmiştir ve 200Nm tork ile çalışmalar sürdürülmüştür.

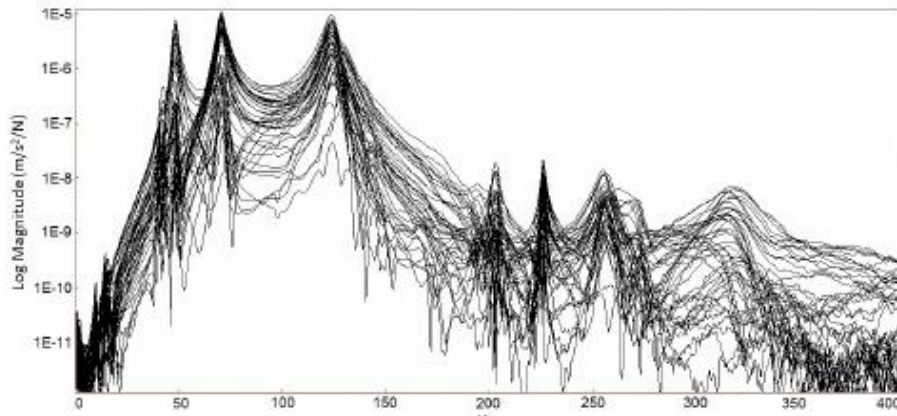
Tablo 13. Farklı Bijon Sıkma Kuvvetlerinin İvme Değerlerine Etkisi

Bijon Deliklerine Uygulanan Sıkma Torku	X (m/s²)	Y (m/s²)	Z (m/s²)
Hepsi 100 Nm Tork	0.695	2.2	3.98
32 Numaralı Bijon 200 Nm Tork	0.674	2	3.51
32-29-39-36 Numaralı Bijonlar 200 Nm Tork	0.75	2.1	4.07

4.4. Lastik Montajı Yapılmış Jant Modelinin Serbest Serbest Şartlar Altında Yapılan Nümerik ve Deneysel Modal Analiz Sonuçları

Lastik montajı yapılmış durumdaki jant sistemi için ölçüm sonuçları hem jant üzerinden alınan sonuçlar hem lastik üzerinden alınan sonuçlar hem de hepsi beraber olmak üzere 3 farklı durum için incelenmiştir.

Mohamed, yapmış olduğu çalışma (2014) kapsamında jant-lastik montajlı durumu için 80 farklı noktadan girdi sağlayarak bir nokta üzerinden ölçümler toplamıştır. Topladığı ölçümlerin sonucunda elde etmiş olduğu FRF grafiği Şekil 66'da paylaşılmıştır. Yapmış olduğu çalışmalarda ivme metre lastik üzerine yerleştirilmiş, fakat boşluk rezonansını tespit edemediğini belirtmiştir [64].



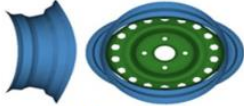
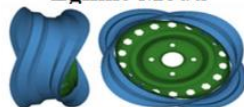
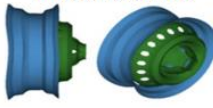
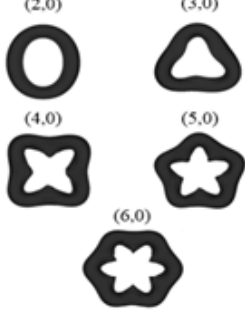
Şekil 66. Jant ve Lastik Montajlı Olarak Yapılmış Serbest-serbest Modal Analiz Çalışmaları Sonucunda Elde Edilmiş FRF Grafiği [64]

Farahani ve Mahjoob (2018) yaptıkları çalışmada, jant, lastik ve jant ile lastik ikilisinin montajlı hali için hem nümerik hem de deneysel sonuçlar ve mod şekilleri ile sırasıyla Tablo 14’te belirtilmiştir. Mod yapıları için yapılan karşılaştırmalar Şekil 67’de sunulmuştur. Jant ve lastik birleştiğinde mod şekillerinin lastiğe göre daha yüksek frekanslarda oluştuğunu ve sebebinin sistemin rijitliğinin artmasından kaynaklandığını belirtmişlerdir. [25].

Tablo 14. Deneysel ve Nümerik Çalışmaların Jant, Lastik ve Lastik ile Jantın Montajlı Durumu için Karşılaştırmalı Olarak Paylaşılmıştır [24].

Janta Ait Çalışma Sonuçları				
Mod Numarası	Deneysel Rezonans Frekansı (Hz)	Nümerik Modelin Rezonans Frekansı (Hz)	Mod Şekli	Hata Oranı (%)
Yedinci	245	245.9	Eğilme	0.3
Sekizinci	251	257.1	Burulma	2.4
Dokuzuncu	671	692	(3.0)	3.1
On birinci	1210	1178.1	(4.0)	2.6
On üçüncü	1390	1328.3	Eksenel	4.4
Lastik İçin Çalışma Sonuçları				
Mod Numarası	Deneysel Rezonans Frekansı (Hz)	Nümerik Modelin Rezonans Frekansı (Hz)	Mod Şekli	Hata Oranı
Yedinci	41	43.2	(2.0)	5.3
Sekizinci	60	57.5	(3.0)	4.1
Dokuzuncu	80	84.7	(4.0)	5.8
On	138	145.3	(5.0)	5.2

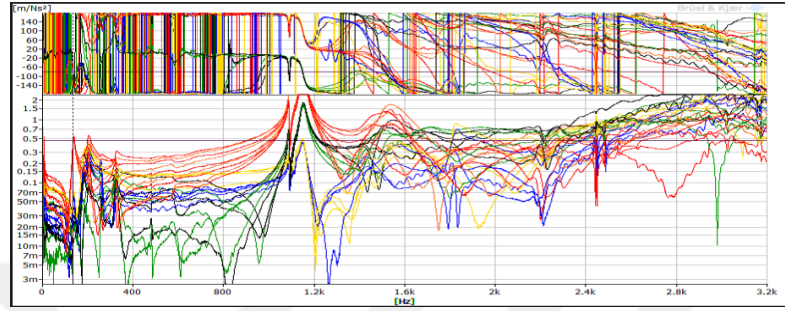
On birinci	190	202.1	(6.0)	6.3
Jant ve Lastik Montajlı Durum İçin Çalışma Sonuçları				
Mod Numarası	Deneyisel Rezonans Frekansı (Hz)	Nümerik Modelin Rezonans Frekansı (Hz)	Mod Şekli	Hata Oranı (%)
Yedinci	69	69.5	Eksenel	0.7
Sekizinci	99	91.2	Eğilme	7.8
Dokuzuncu	101	92.8	Burulma	8.1
On	124	124.2	(2.0)	0.2
On birinci	151	154.3	(3.0)	2.1
On ikinci	180	185.6	(4.0)	3.1
On üçüncü	213	210.1	(5.0)	1.4
On dördüncü	246	265.4	(6.0)	7.8

Jant Sonuçları	Lastik Sonuçları	Lastik ve Jant Montajlı Durum için Sonuçlar
Eğilme Modu  Eğilme Modu  3. ve 5. Modlar (İkiz modlar)  Eksenel Mod 		Eksenel Mod Burulma Modu Eğilme Modu  (2,0) (3,0)  (4,0) (5,0)  (6,0) 

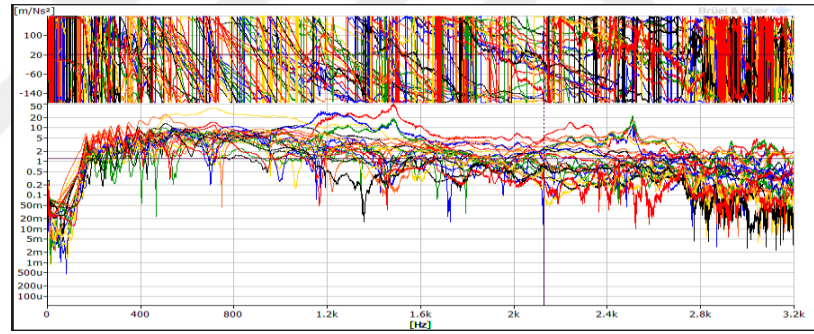
Şekil 67. Deneyisel Çalışmalar Sonucunda Ortaya Konulan Mod Yapıları Jant, Lastik ve Lastik ile Jantın Montajlı Durumu için Paylaşılmıştır [24].

Lastikli jant için, jant üzerinden çekiç yardımı ile darbe oluşturularak, jant üzerindeki 78 noktadan tahrik oluşturularak 1 noktadan alınan ölçümler ile yapılan çalışmalarda elde edilen FRF analizinin sonuçları Şekil 68’de sunulmaktadır. Lastik üzerinden plakaya darbe uygulayarak darbe oluşturulan ve ivme metrenin lastik üzerinde gezdirme metodu ile ölçüm toplandığı çalışmalarda 56 noktadan elde edilen FRF grafiği sonuçları Şekil 69’da paylaşılmıştır. Sonuçlar değerlendirildiğinde, jant üzerinden alınan ölçümlerin, serbest serbest koşullar altında lastiksiz jant üzerinde

yapılan testler ile benzerlik gösterdiği tespit edilmiştir. Bu durum lastiğin jant üzerindeki etkisinin, serbest şartlar altında doğal frekansları belirleme yöntemi kapsamında, oldukça az olduğunu göstermektedir. Lastik üzerinden alınan ölçümlerde ise, jant üzerinden alınan ölçümlerdeki sonuçlar kadar kararlı bir grafik elde edilememiş ve bunun sebebi de literatürdeki çalışmalar ile yorumlandığında, lastik ve jant arasındaki havanın akustik etkisi olduğu görülmüştür.

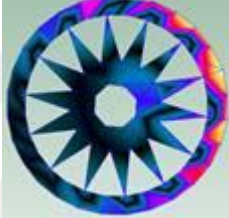


Şekil 68. Jant Üzerinde 78 Noktadan Elde Edilen FRF Analizi Sonuçları

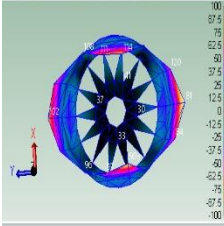
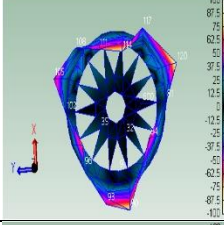
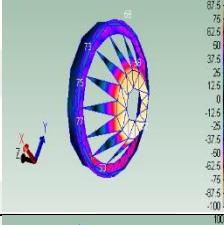
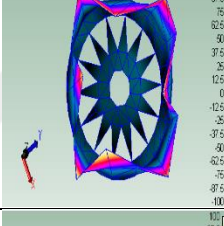
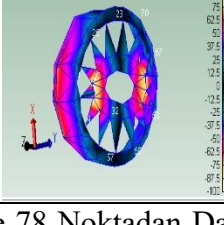


Şekil 69. Lastik Üzerinde 56 Noktadan Elde Edilen FRF Analizi Sonuçları

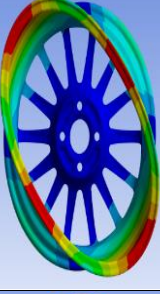
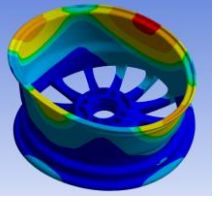
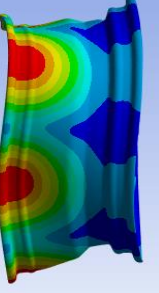
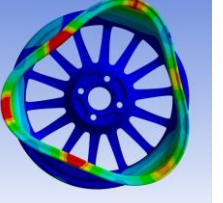
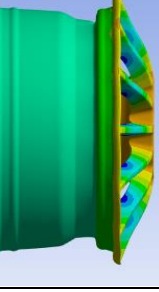
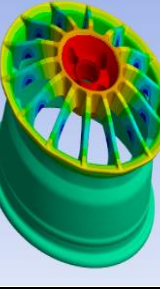
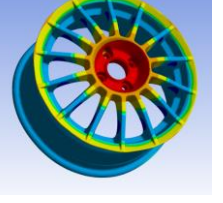
Jant üzerinden 78 noktaya darbe uygulanmış ve bir adet noktadan ivme metre yardımı ile toplanılan verilere ait mod yapıları Şekil 70'te paylaşılmıştır. Şekil 71'de jantın lastiksiz olarak yapılan modal analiz sonuçları, lastik takılı modal analizlerde elde edilen doğal frekans değerleri (Hz) temel alınarak tekrar değerlendirilmiş ve ilgili mod şekilleri yeniden incelenmiştir. 1. Mod şekillerinin aynı olduğu görülmüştür. Şekil 72'de jantın lastiksiz yapılan çalışmalardaki nümerik sonuçları ile lastikli yapılmış olan nümerik analiz sonuçları karşılaştırmalı olarak paylaşılmıştır. Şekil 73'te lastikli jantın deneysel modal analiz sonuçları, lastik üzerinden okunan değerlerden faydalanılarak derlenmiştir. Lastik üzerinden toplanan veriler de lastik etkisi sebebiyle Şekil 73'te görüleceği üzere çok fazla doğal frekans bölgesi elde edilmiştir. Bu sebep ile jant üzerinden elde edilen değerler ile eşleştirilememişlerdir. Jant modeli ve lastikli jant modeli arasındaki doğal frekans ilişkisi karşılaştırılmıştır ve jantın doğal frekansının değişmediği gözlemlenmiştir.

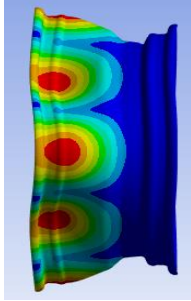
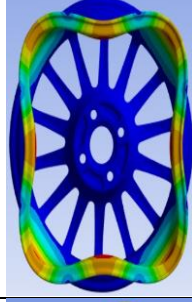
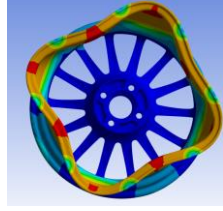
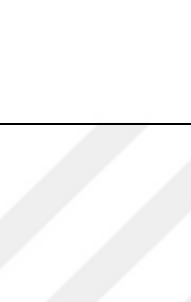
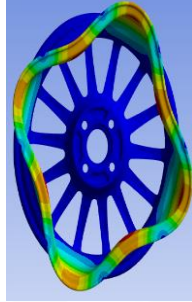
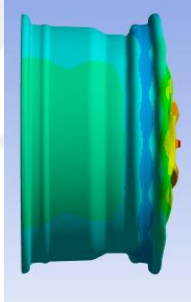
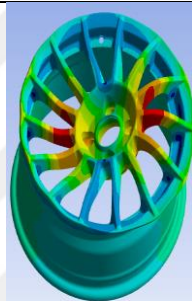
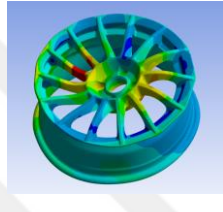
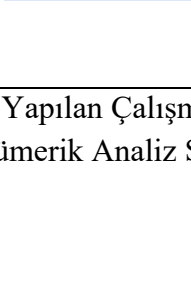
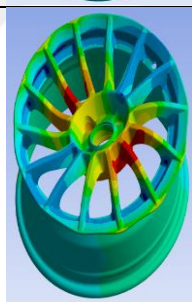
Mod	Deneysel Analiz Mod Frekans Değeri (Hz)	Mod Devri (Devir/Dak)	Deneysel Analiz Sonuçları	Mod Şekli
1.Mod	346	20760		Oval Mod
2.Mod	348	20880		Oval Mod
3.Mod	771	46260		Öteleme Mod
4.Mod	772	46320		Öteleme Mod
5.Mod	1220	73200		Öteleme Mod
6.Mod	1221	73260		Öteleme Mod

Şekil 70. Jant Üzerinden Çekiç Yardımı ile 78 Noktadan Darbe Oluşturularak Girdi Sağlanmış ve İvme Metre ile Tek Noktadan Ölçüm Alınmış Mod Şekil Sonuçları

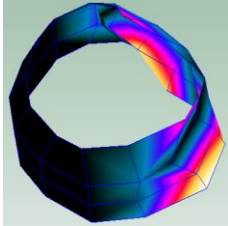
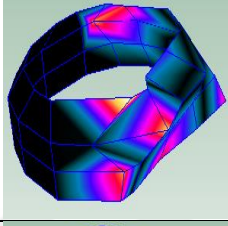
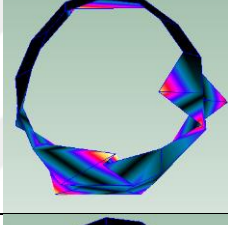
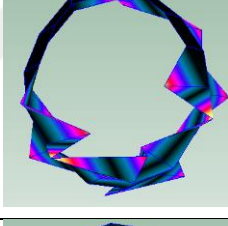
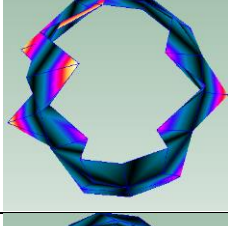
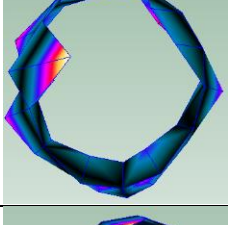
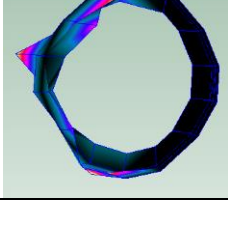
Mod	Deneysel Analiz Mod Frekans Değeri (Hz)	Mod Devri (Devir/Dak)	Deneysel Analiz Sonuçları	Mod Şekli
1.Mod	346	20760		Oval Mod
2.Mod	771	46260		Üçgensel Mod
3.Mod	1213	72780		Öteleme Mod
4.Mod	1312	78720		Kuadratik Mod
5.Mod	1617	97020		Burulma Mod

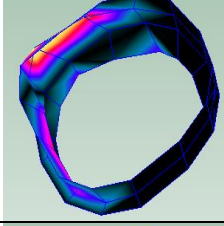
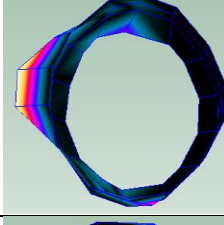
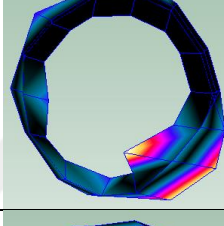
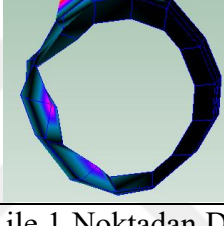
Şekil 71. Jant Üzerinden Çekiç Yardımı ile 78 Noktadan Darbe Oluşturularak Girdi Sağlanmış ve İvme Metre ile Tek Noktadan Ölçüm Alınmış Mod Şekli Sonuçları

Mod	Mod Frekans Değeri (Hz)	Mod Devri (dev/dak)	Lastiksiz Jant için Nümerik Analiz Sonuçları		Lastikli olan Jant için Nümerik Analiz Sonuçları	Mod Şekli
1.Mod	350.28	21017				Oval Mod
2.Mod	350.74	21044				
3.Mod	779.27	46756				Üçgensel Mod
4.Mod	779.84	46790				
5.Mod	1218.2	73092				Öteleme Mod

6.Mod	1327.8	79668				Kuadratik Mod
7.Mod	1328.3	79698				
8.Mod	1605.7	96342				Burulma Modu
9.Mod	1607.4	96444				

Şekil 72. Jantın Lastiksiz Yapılan Çalışmalardaki Nümerik ve Deneysel Sonuçları ile Lastikli Yapılmış Olan Nümerik Analiz Sonuçları Karşılaştırması

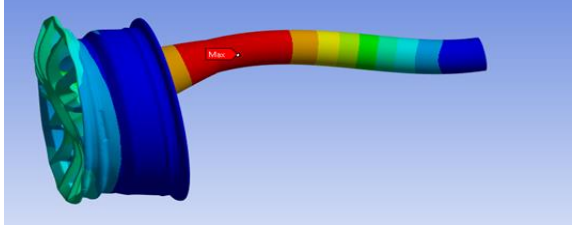
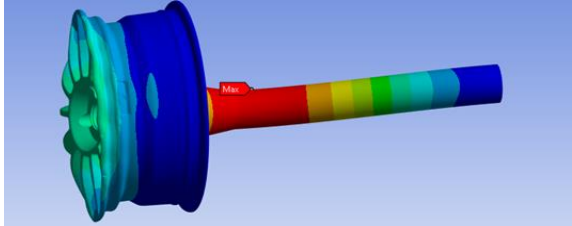
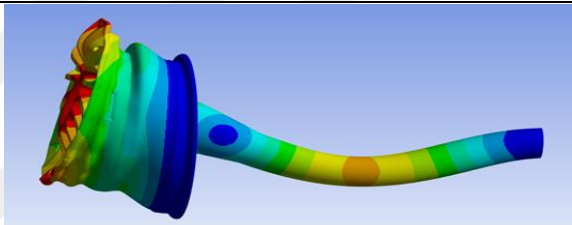
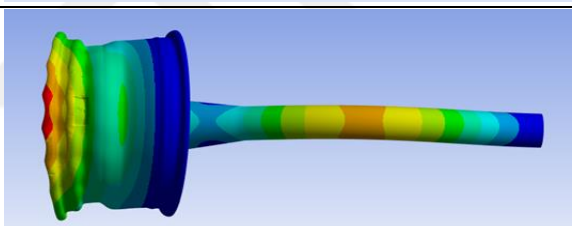
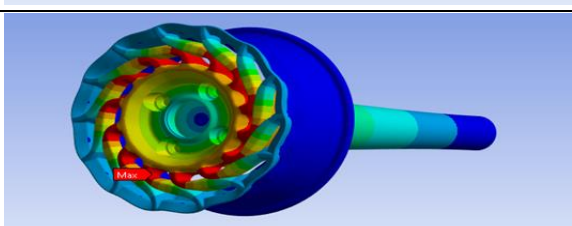
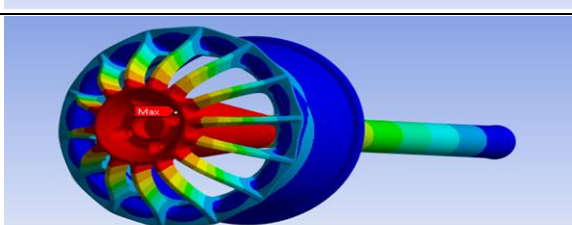
Mod	Deneysel Analiz Mod Frekans Değeri (Hz)	Mod Devri (dev/dak)	Deneysel Analiz Sonuçları	Mod Şekli
1.Mod	171	10260		Öteleme Mod
2.Mod	199	11940		Öteleme Mod
4.Mod	252	15120		Öteleme Mod
5.Mod	303	18180		Üçgensel Mod
6.Mod	350	21000		Oval Mod
7.Mod	448	26880		Oval Mod
8.Mod	472	28320		Öteleme Mod

9.Mod	542	32520		Öteleme Mod
10.Mod	705	42300		Öteleme Mod
11.Mod	783	46980		Öteleme Mod
12.Mod	1266	75960		Öteleme Mod

Şekil 73. Lastik Üzerinden Çekiç Yardımı ile 1 Noktadan Darbe Oluşturularak Girdi Sağlanmış ve İvme Metre ile 56 Noktadan Ölçüm Alınmış Mod Şekil Sonuçları

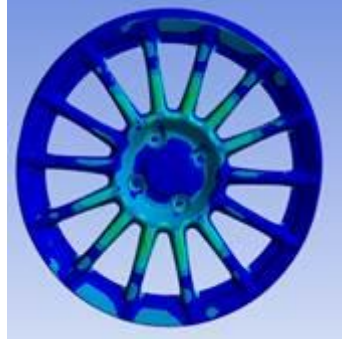
4.5. Jant Modeli İçin Çalışma Şartları Altında Yapılan Nümerik ve Deneysel Gerilme Analiz Sonuçları

Jant ve mil parçalarının montajlı durumları için serbest şartlar altında doğal frekans analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 74'te jant ve mil parçalarının montajlı durumları için ilk 6 mod şekli paylaşılmıştır. Nümerik modeli belirlenen tasarım için gerilme analizleri sürdürülmüştür. Şekil 75'te harmonik analiz kurgularına ait gerilme değerleri sunulmuştur. Maksimum gerilme bölgeleri incelendiğinde gerilme değerlerinin 69-80 MPa mertebesinde olduğu görülmektedir. Maksimum gerilme değeri 2. modelde ve kanat bölgelerinde olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, ivme analizlerinde jantın en yüksek ivme değerlerinin gözlemlendiği nokta kanatların orta bölgesidir. Bu nedenle aksın jant ile modellenmesi gerekmektedir ve maksimum gerilmenin olduğu 2. model kurgusunun kullanılması önerilmektedir. Şekil 75'teki 2. Model ve Şekil 74'te bulunan mod yapıları birlikte incelendiğinde, tercih edilen 2. Modelin, modal analizdeki jantın şekil değişimi ile benzediği tespit edilmiştir.

Mod	Mod Frekans Değeri (Hz)	Mod Devri (devir/dak)	Nümerik Analiz Sonuçları
1	310	18616	
2	310	18616	
3	710	42619	
4	710	42624	
5	933	56008	
6	1179	70728	

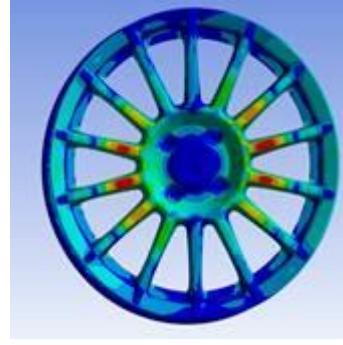
Şekil 74. Jant ve Mil Elemanlarının Montajlı Durumları için Mod Yapılarının İncelenmesi

(a) Nümerik Model 1: Bijon Deliklerinden Moment Uygulama



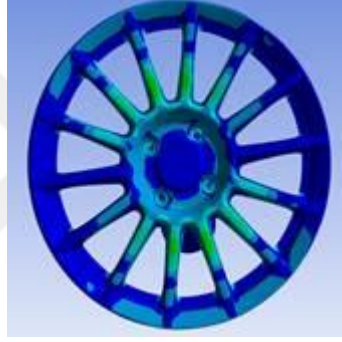
69 MPa

(b) Nümerik Model 2: Aks Ucundan Yüzeye Kuvvet Uygulama



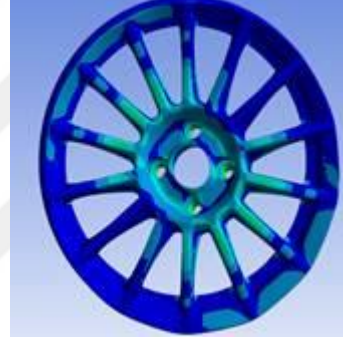
80 MPa

(c) Nümerik Model 3: Aks Varken Uzaktan Kuvvet Uygulama



79 MPa

(d) Nümerik Model 4: Aks Olmadan ve Uzaktan Kuvvet Uygulama



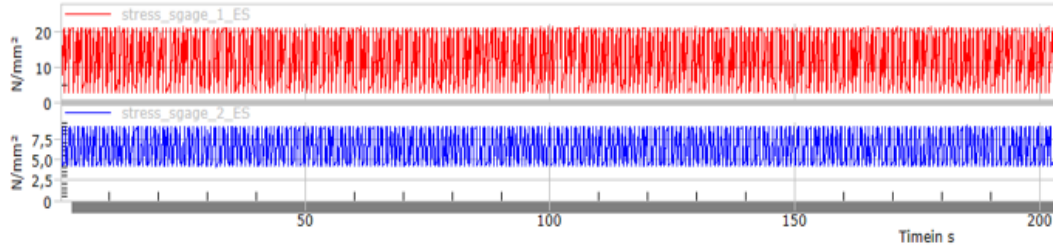
76 MPa

Şekil 75. Farklı Parametreler Denenerek Maksimum Gerilme Değerleri İçin Modelin Doğrulanması

Yapılan çalışmalarda sınır şartları göz önüne alındığında tam harmonik analiz ile gidilmesi gerektiği ortaya konmuştur. Çünkü, deneysel çalışmalar göz önünde bulundurulduğunda, deney seti üzerinde bulunan şaft için x, y ve z eksenlerinde küçük de olsa serbestlik bulunduğu tespit edilmiştir. Bunun sebebi kullanılan yataklama tipleri olduğu yorumu yapılmıştır. Deney sistemi üzerinde bulunan esnek sınır şartlarının, harmonik analizde uygulanabilmesi için tam harmonik analizler ile çalışmaya devam edilmiştir. Şaft üzerinde her bir eksen için farklı serbestlikler tanımlanarak nümerik analizler sürdürülmüştür.

Gerilme analizleri belirli bir süre aralığı için toplanmış ve maksimum ile minimum gerilme değerleri baz alınmıştır. Şekil 76'da çalışmalar süresince alınan ölçümler içerisinde bir tanesi örnek olarak paylaşılmaktadır. Bijon konumlarının jant simetrik dahi olsa, jantın farklı yönlerde bağlanması durumu incelenmiştir. 4 farklı durum için bijon konumları saat yönünde, Şekil 77'de gösterildiği üzere döndürülerek oluşturulmuştur. 4 farklı durum kapsamında gerinim ölçerlere yakın noktalardan

titreşim ölçümü yapılarak hem titreşim değerleri hem de gerilme değerleri karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Tablo 15’te 4 farklı bijon konumlandırması için 1500 dev/dak ve 2200Nm için elde edilmiş sonuçlar paylaşılmıştır.



Şekil 76. Örnek Eşdeğer Gerilme-Zaman Grafiği Ölçümü



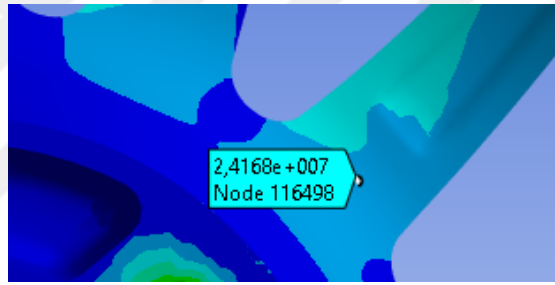
Şekil 77. Jant Konumunun Döndürülerek Değiştirilmesi

Tablo 15. Konum Değişimine Bağlı 1500 Dev/Dak için Gerilme ve İvme Değerleri

Gerinim Ölçer	Birinci Durum	İkinci Durum	Üçüncü Durum	Dördüncü Durum
1. Sensör (Alt bölgede bulunan sensör) (MPa)	21	25	23	24
2. Sensör (Üst bölgede bulunan sensör) (MPa)	9	12	9	9
İvme Ölçer ile Tespit Edilen Sonuçlar				
1. Sensör (m/s ²)	3.7	3.5	3.0	3.5
2. Sensör (m/s ²)	2.3	2	2.3	2.2

Tablo 15'teki en yüksek titreşim verilerine sahip olan 4. durumdaki değerler ile nümerik veriler karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Sonuçların nümerik çalışmalar ile 1500 dev/dak ve 2200 Nm için örtüştüğü görülmüştür. Şekil 78'de 1. gerinim ölçer verilerine karşılık gelen nokta için, Şekil 79'da ise 2. gerinim ölçer verilerine karşılık gelen nokta için nümerik analiz çalışmaları ile tespit edilen gerilme değerleri paylaşılmıştır.

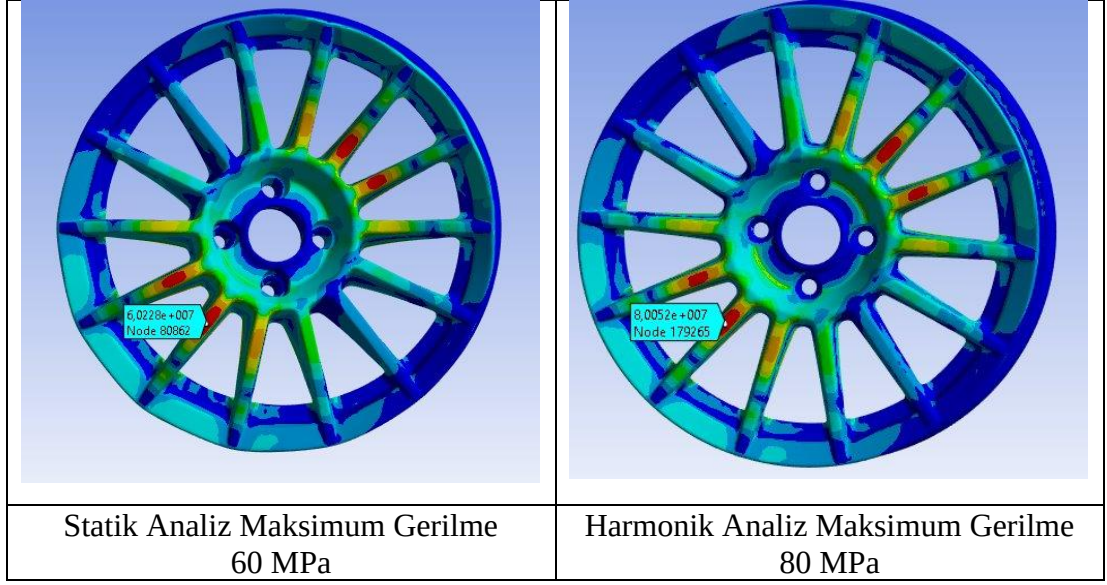
Literatür bölümünde paylaşıldığı üzere birçok çalışma statik analiz kurgusu ile gerçekleştirilmiştir. Yürütülen çalışma kapsamında birçok deneysel çalışmanın harmonik analiz çıktıları ile örtüştüğü paylaşılmış ve değerlendirilmiştir. Statik analiz zaman olarak çok daha hızlı sonuçlanmış olmasına rağmen, aynı sınır şartları altında 3300 Nm için harmonik analiz ile kıyaslandığında, harmonik analizde 80 MPa olan maksimum gerilme değerinin, statik analizde 60 MPa olduğu tespit edilmiş ve bu farkın 33% olması sebebiyle, çalışmalarda harmonik analiz ile devam etmenin önemli olduğu belirlenmiştir. Şekil 80'de statik analiz ve harmonik analiz karşılaştırılması paylaşılmıştır.



Şekil 78. 1. Gerinim Ölçer Bölgesi için 1500 dev/dak ve 2200 Nm Değerinde Nümerik Analiz Sonuçları

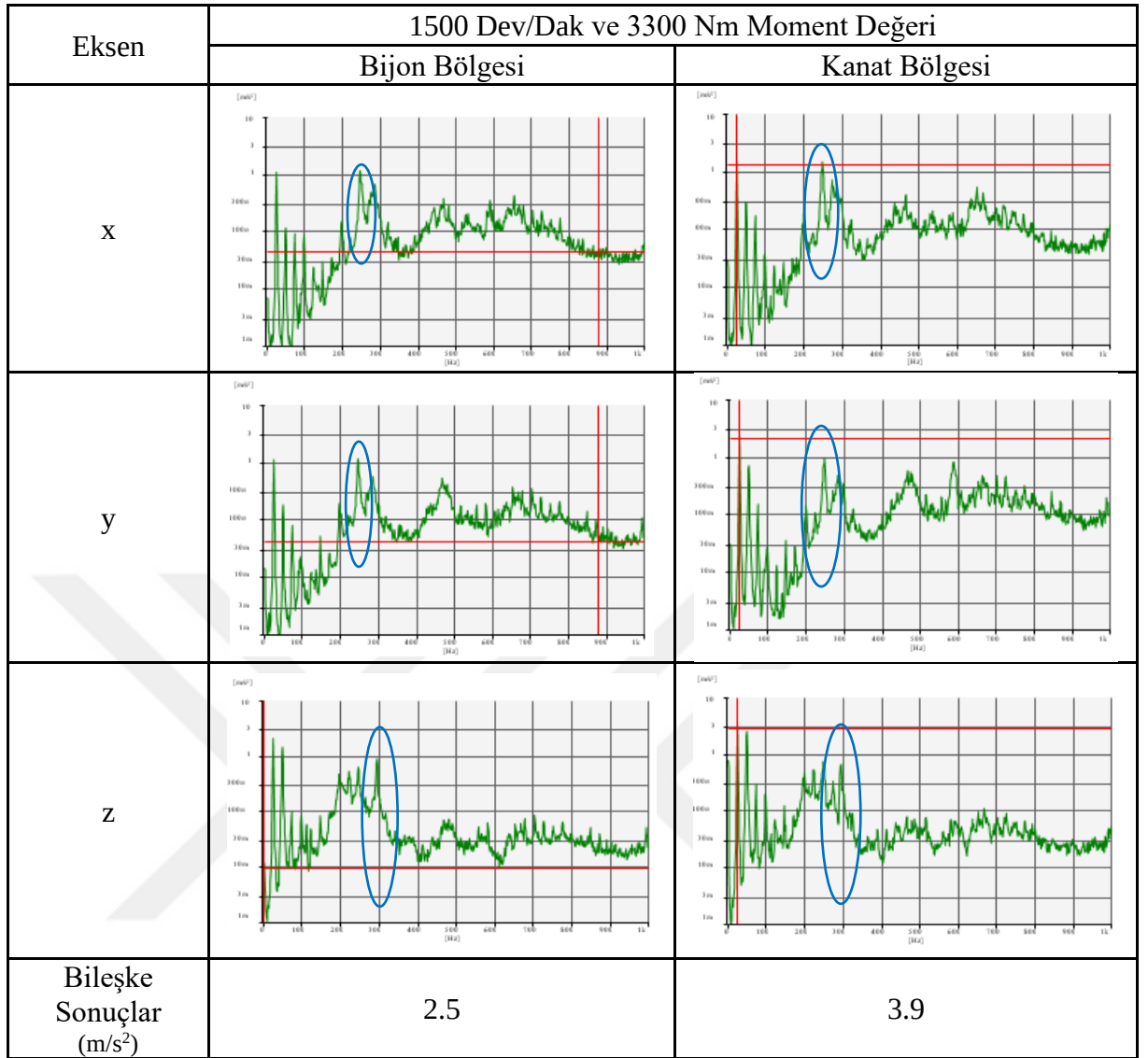


Şekil 79. 2. Gerinim Ölçer Bölgesi için 1500 dev/dak ve 2200 Nm Değerinde Nümerik Analiz Sonuçları

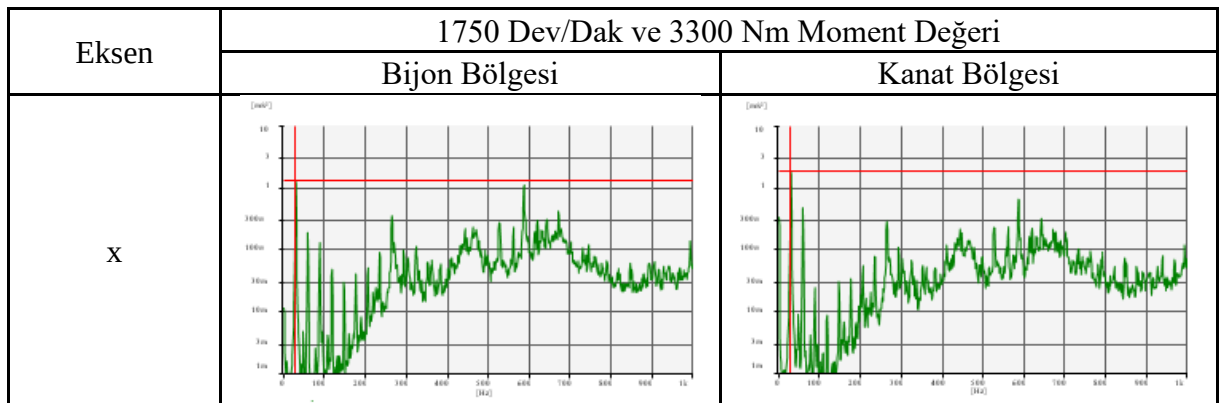


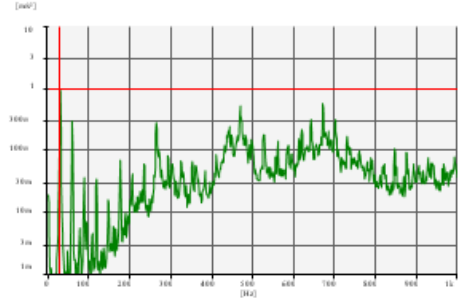
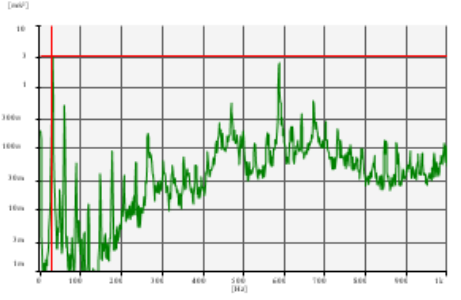
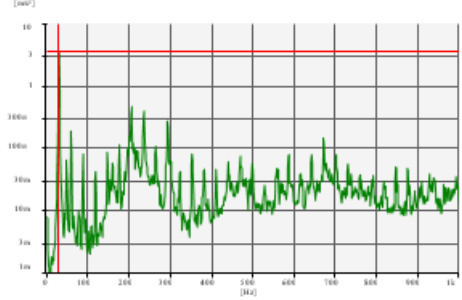
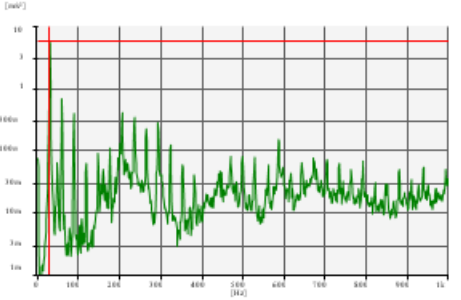
Şekil 80. Statik Analiz ve Harmonik Analiz En Yüksek Gerilme Değerlerinin Karşılaştırılması

Virajlı yorulma deney şartları altında yapılan çalışmalarda gerçek test değeri olan 3300 Nm moment değeri içinde ivme ölçüm verileri toplanmıştır. Ölçümler 1. gerinim ölçere en yakın noktadan toplanarak bijon bölgesi için tek noktadan ve 2. gerinim ölçere en yakın noktadan kanat bölgesi için tek noktadan toplanmıştır. FFT grafikleri kayıt altına alınarak incelemelerde bulunulmuştur. İvme ölçümleri 1500 dev/dak, 1750 dev/dak ve 2000 dev/dak için gerçekleştirilmiştir. x, y ve z yönünde toplanılan ivmeler FFT grafikleri ile 1500 dev/dak dönme devrinde sonuçlar Şekil 81’de, 1750 dev/dak için sonuçlar Şekil 82’de ve 2000 dev/dak için sonuçlar Şekil 83’te paylaşılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde devir arttıkça ivme değerlerinin arttığı gözlemlenmiştir. Elde edilen 1. pik değerlerinin dönme devirleri ile eşdeğer olduğu tespit edilmiştir. Diğer pik değerleri incelendiğinde dönme devri katlarında küçük pikler, harmonikleri olarak oluştuğu tespit edilmiştir. 1500 Devir/dak için harmonikler örnek olarak mavi çember içerisinde gösterilmiştir. Bu harmoniklerin görülmesi jantın yüksek mod şekillerin de titreşim yaptığını göstermektedir. Bu nedenle tasarımcının dönme frekansının katlarına tekabül eden mod şekillerini de dikkate alması gerekmektedir.

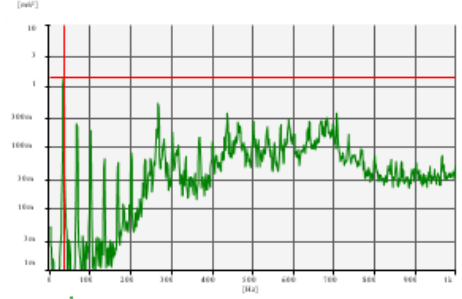
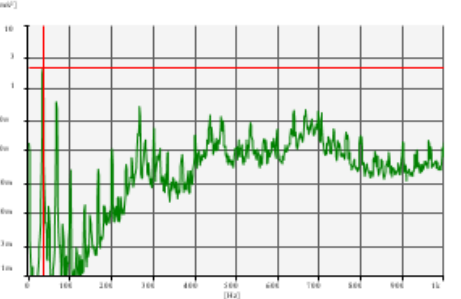
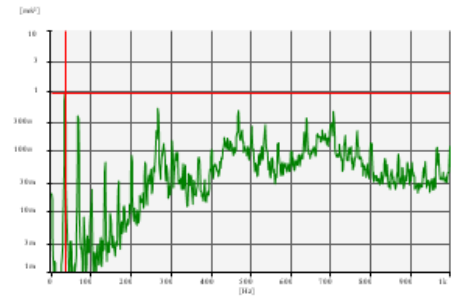
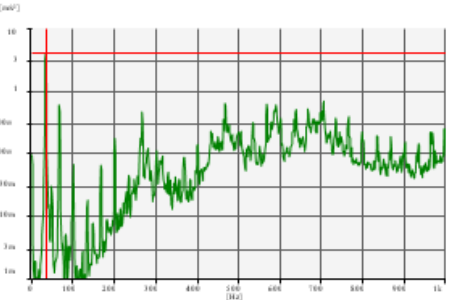


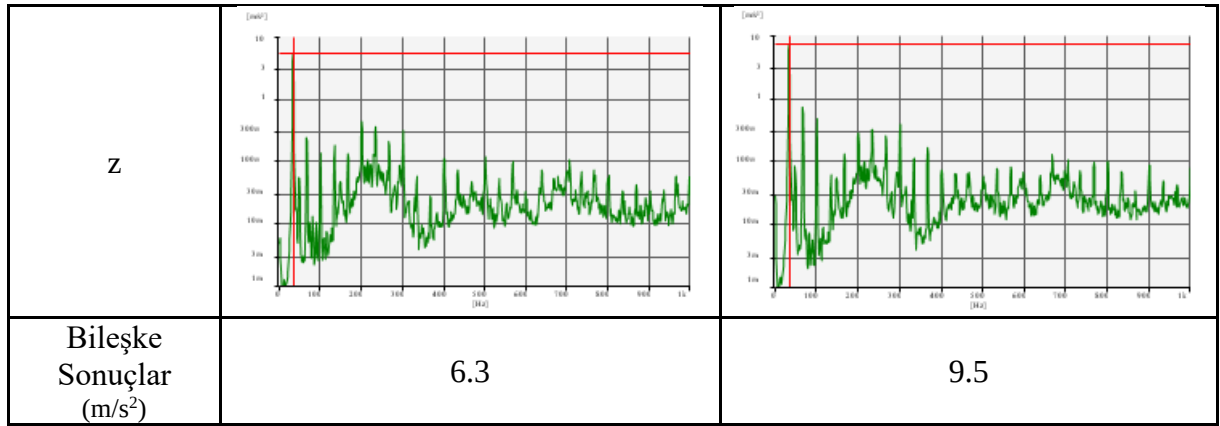
Şekil 81. 1500 Dev/Dak Dönme Devri için FFT Grafiği



y		
z		
Bileşke Sonuçlar (m/s ²)	4.4	7.6

Şekil 82. 1750 Dev/Dak Dönme Devri için FFT Grafiği

Eksen	2000 Dev/Dak ve 3300 Nm Moment Değeri	
	Bijon Bölgesi	Kanat Bölgesi
x		
y		



Şekil 83. 2000 Dev/Dak Dönme Devri için FFT Grafiği

4.6. Jant Modeli İçin Nümerik ve DeneySEL Olarak Ağırlık Azaltma Çalışmalarının Sonuçları

4.6.1. Jant Tasarımı İçin Nümerik Olarak Ağırlık Azaltma Çalışmalarının Sonuçları

Tasarım üzerinde 7 farklı ağırlık azaltma önerisi üzerinde durulmuştur. Her bir tasarım önerisi için hazırlanan serbest şartlarda nümerik olarak incelenmiş olan doğal frekans değerleri orijinal jant tasarımı ile karşılaştırmalı olarak Tablo 16’da sunulmuştur. Sürdürülen harmonik analizler iki farklı moment değeri için çalışılmıştır. Çünkü, jantın uzun süreli çalışmalarda yorulmaması için tercih edilen 2200 Nm moment değeri için analizler sürdürülmüş ve aynı zamanda gerçek test değerlerinde kullanılan 3300 Nm moment değeri için de çalışmalar tekrarlanmıştır. Tablo 17’de nümerik sonuçlara ait sonuçlar 7 durum için ve hem test moment değeri hem de gerçek moment değeri için paylaşılmıştır. Gerçekleştirilen incelemeler 1500 Dev/dk için yapılmıştır. Önerilen tasarımlar için doğal frekans değerleri, tasarım değişikliği sonrası ağırlıkları ve tasarım değişikliğine bağlı olarak yeni atalet değerleri karşılaştırmalı olarak Şekil 84’te incelenmiştir. Ağırlık azaltıldığında atalet değeri düşmüş ve doğal frekans değeri de bu duruma paralel olarak azalmıştır. Ancak, her durum için doğru orantılı bir değişim söz konusu olmamıştır. Bunun sebebi de tasarım değişikliğinin yapıldığı bölgelerin farklılığından kaynaklanmaktadır. Malzeme çıkarma işlemleri sistemin rijitliğini farklı oranlarda etkilediği tespit edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde en yüksek gerilme değerleri göbek tarafında kanat alt bölgeden ağırlık azaltıldığında meydana gelmektedir (4 numaralı tasarım) ancak DÖKTAŞ firması ile de yapılan görüşmelerde, tercih edilen tasarım 1 numaralı tasarım olmuştur. Çünkü, talaşlı imalat yöntemi ile işleme prosesi göz önüne alındığında göbek tarafında bulunan gerinim ölçer sensörünün zarar görebileceği ve bu riskin çalışmanın gidişatını etkileyeceği göz önünde bulundurularak 1 numaralı çalışma seçilmiştir.

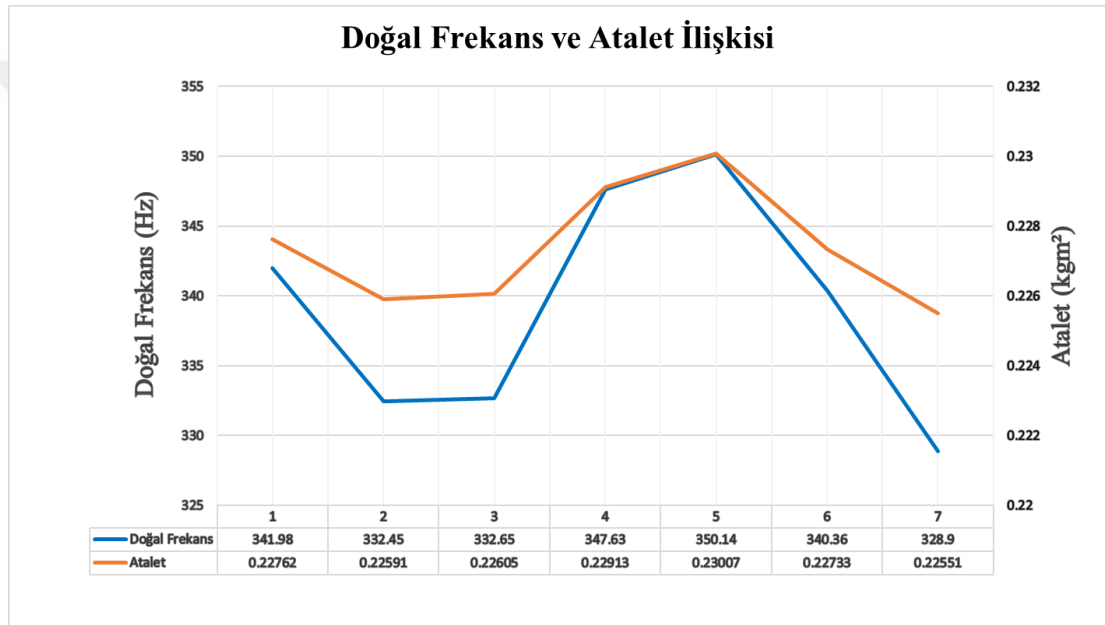
Tablo 16. Doğal Frekans Değerlerinin Tasarım Önerilerine Göre İncelenmesi

Tasarım Değişikliği Sonrası Serbest Şartlar Altında Doğal Frekans İncelemesi (Hz)								
Numara	Orijinal Model	Tasarım Jantlar						
		1	2	3	4	5	6	7
1	350.3	342.0	332.5	347.6	332.7	350.1	340.4	328.9
2	350.7	342.7	333.3	348.1	333.1	350.2	340.6	329.4
3	779.3	780.3	779.53	780.7	779.6	781.5	780.1	779.3
4	779.8	780.5	779.9	781.2	780.1	782.0	780.6	779.6
5	1218.2	1142.8	1110.3	1166.6	1054.2	1220.5	1140.9	1094.1
6	1327.8	1330.7	1330.5	1330.9	1301.2	1331.7	1331.0	1330.6
7	1328.3	1331.5	1331.2	1331.4	1304.2	1332.4	1331.6	1331.4
8	1605.7	1547.3	1452.8	1563.0	1330.5	1614.4	1531.8	1421.8
9	1607.4	1582.9	1493.6	1564.2	1331.2	1647.3	1585.4	1460.1

Tablo 17. Tasarım Üzerinde Ağırlık Azaltma Tasarımlarının 1500 Dev/Dak için Farklı Moment Değerleri İçin Gerilme Değerleri

Numara	Tanım	Uygulanan Moment (Nm)	Maksimum kanat gerilmesi (MPa)
1	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	2200	58 MPa
2	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	2200	58 MPa
3	Göbek tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	2200	130 MPa
4	Göbek tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	2200	62 MPa
5	Göbek bölgesi ağırlık azaltma	2200	50 MPa
6	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ve Göbek bölgesinden ağırlık azaltma	2200	56 MPa
7	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ve Göbek bölgesinden ağırlık azaltma	2200	58 MPa
8	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	3300	85 MPa
9	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	3300	87 MPa
10	Göbek tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	3300	184 MPa

11	Göbek tarafından kanat alt bölgeden ağırlık azaltma	3300	153 MPa
12	Göbek bölgesi ağırlık azaltma	3300	74 MPa
13	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ve Göbek bölgesinden ağırlık azaltma	3300	80 MPa
14	Kasnak tarafından kanat alt bölgeden ve Göbek bölgesinden ağırlık azaltma	3300	87 MPa



Şekil 84. Ağırlık Eksiltme Çalışmalarının Atalet ve Doğal Frekans Üzerindeki Etkisi

4.6.2. Jant Modeli İçin Tasarım Değişikliği Sonrası Çalışma Şartları Altında Yapılan DeneySEL Olarak Gerilme Analiz Sonuçları

Gerçekleştirilen nümerik analizler incelendiğinde 1 Numaralı tasarım için talaşlı imalat ile ağırlık azaltma süreci planlanmış ve freze yöntemi ile talaş kaldırma işlemi gerçekleştirilmiştir. Talaş kaldırma işlemi öncesinde ivme değerleri 1500 dev/dak, 1750 dev/dak ve 2000 dev/dak için kanatların üst bölgesinden ve flanşa yakın olan konumlardan ölçülerek, tasarım değişikliği öncesi veriler kayıt altına alınmış ve sonuçları Tablo 18’de paylaşılmıştır. Ağırlık azaltma işlemi sonrası 8458 gram olan jant ağırlığı yaklaşık olarak 8367 grama düşürülmüştür. Ağırlık azaltma süreci sonrasına ivme ölçüm testleri tekrarlanmış, ivme değerleri Tablo 19’da paylaşılmıştır. Tablo 18 ve Tablo 19 beraber incelendiğinde, devir arttıkça ivme değerinin arttığı

belirlenmiştir. 1500 devir için sonuçlar incelendiğinde bazı noktalar için ivme düşerken bazı noktalar için de artmaktadır. Çünkü, gerçekleştirilen ağırlık azaltma çalışması 1500 dev/dak için jantın her bölgesinde farklı sonuçlar ortaya koymaktadır. 1750 dev/dak için sonuçlar incelendiğinde tüm noktalar için ivme değerlerinin arttığı tespit edilmiştir. Çünkü, tasarım değişikliği sonrası 1750 dev/dak için tüm bölgeler benzer tepkiler vermektedir ve yapı 1750 dev/dak için daha yüksek titreşim genlikleri oluşturmaktadır. 2000 dev/dak için incelemeler yapıldığında yapının ivme değerlerinde azalmalar gözlemlenmiştir. Bu durum yapının 2000 dev/dak'da verdiği tepkinin daha az olduğunu göstermektedir. Sonuçlar genel olarak değerlendirildiğinde, moment büyüklüğü sabit tutulmasına rağmen frekans değiştirildiğinde, tasarım değişikliği sonrası her bir devir için yapının oluşturduğu tepkilerin farklılık gösterdiği belirlenmiştir. Tablo 20'de gerçek moment değeri olan 3300Nm için ivme değerleri 1500 dev/dak' da ölçülerek incelenmiştir ve Tablo 19 ile kıyaslandığında, moment arttırıldığında ivme değerinin de arttığı belirlenmiştir, Artış oranı 1500 dev/dak için %48'dir. Tablo 21'de iki gerinim ölçüye en yakın noktalar için öncesi ve sonrası ivme değerlerinin karşılaştırmasını içeren sonuçlar paylaşılmıştır, tasarım değişikliği öncesi ile kıyaslandığında tüm ivme değerleri yükselmiştir.

Pastırmacı ve arkadaşları gerçekleştirdikleri çalışmada (2018), moment arttıkça gerilme değerinin arttığını belirtmişler ve devir sayısındaki değişkenliğin gerilme değerine kayda değer bir etkisi olmadığını açıklamışlardır [65]. Chai ve arkadaşları (2018), yaptıkları çalışmada, uzun cam elyaf içerikli malzeme için 3 farklı analiz yaparak gerinim verilerini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Deneysel olarak imal etmiş oldukları malzeme ile jant üreterek virajlı yorulma testi üzerinde gerinim verilerini toplamışlardır. Üretmiş oldukları malzemenin dayanım testlerinde elde ettikleri verileri kullanarak bir nümerik model geliştirmişlerdir. Ancak bu modal anizotropik malzeme ile üretilmiş olan gerçek numunenin verileri ile oluşturulmuştur. Üçüncü model olarak ise izotropik olarak üretebilecek olan malzeme verisi ile nümerik çalışmalar yapmışlardır. Çalışmaların sonuçlarında gerinim verilerini incelediklerinde, anizotropik malzemenin nümerik sonuçlarının deney sonuçlarına daha yakın olduğunu tespit etmişlerdir. Gerinim ölçümlerini göbeğe yakın olan kanat bölgelerinden toplanmışlardır. Hata oranlarını %10'a kadar düşürmeyi başarmışlardır [66].

Tablo 18. Tasarım Değişikliği Öncesi Kanat Üzerinden 2200Nm Moment Değeri için Alınan İvme Ölçüm Sonuçları

2200 Nm	Tasarım Değişikliği Öncesi Alınan Ölçümler					
	2000 dev/dak		1750 dev/dak		1500 dev/dak	
	Numara	İvme Ölçümü (m/s ²)	Numara	İvme Ölçümü (m/s ²)	Numara	İvme Ölçümü (m/s ²)
	2	2.65	2	1.75	2	1.75
	4	2.75	4	1.84	4	1.89
	6	2.83	6	1.98	6	1.88

	8	3.73	8	2.28	8	2.40
	10	3.11	10	2.14	10	2.38
	12	3.06	12	2.36	12	2.25
	14	2.98	14	2.12	14	2.04
	16	2.61	16	2.14	16	1.87
	18	2.52	18	2.01	18	1.81
	20	2.72	20	1.97	20	1.93
	22	2.86	22	1.93	22	1.89
	24	2.68	24	1.95	24	1.86
	26	2.85	26	1.88	26	1.76
	28	2.96	28	1.88	28	1.74

Tablo 19. Tasarım Değişikliği Sonrası 2200 Nm Moment Değeri için Kanat Üzerinden Alınan İvme Ölçüm Sonuçları

	Tasarım Değişikliği Sonrası Alınan Ölçümler					
	2000 dev/dak		1750 dev/dak		1500 dev/dak	
	Numara	İvme Ölçümü (m/s ²)	Numara	İvme Ölçümü (m/s ²)	Numara	İvme Ölçümü (m/s ²)
2200 Nm	2	2.92	2	2.41	2	1.78
	4	2.61	4	2.48	4	1.92
	6	2.63	6	2.58	6	1.93
	8	2.91	8	2.83	8	2.19
	10	2.22	10	2.57	10	1.97
	12	2.81	12	2.95	12	2.17
	14	2.65	14	3.03	14	2.02
	16	2.37	16	2.36	16	1.83
	18	2.21	18	2.38	18	1.81
	20	2.59	20	2.53	20	1.90
	22	2.67	22	2.48	22	1.88
	24	2.67	24	2.45	24	1.96
	26	2.58	26	2.67	26	1.87
	28	2.55	28	2.42	28	1.84

Tablo 20. Tasarım Değişikliği Sonrası 3300 Nm Moment Değeri ve 1500 Dev/Dak için Kanat Üzerinden Alınan İvme Ölçüm Sonuçları

3300 Nm	Tasarım Değişikliği Sonrası Alınan Ölçümler	
	1500 dev / dak	
	Numara	İvme Ölçümü (m/s ²)
	2	2.99
	4	3.08
	6	3.04
	8	3.48
	10	3.32
	12	3.26
	14	3.17
	16	2.87
	18	2.88
	20	3.02
	22	3.12
	24	3.08
	26	3.26
	28	3.02

Tablo 21. Tasarım Değişikliği Sonrası 3300 Nm Moment Değeri ve 1500 Dev/Dak için Kanat Üzerinden Alınan İvme Ölçüm Sonuçları

3300 Nm ve 1500 dev/dak	Tasarım Değişikliği Öncesi Ölçülen İvme Değerleri (m/s ²)	
	Numara	Deneyssel
	1	3.91
	2	2.54
	Tasarım Değişikliği Sonrası Ölçülen İvme Değerleri (m/s ²)	
	Numara	Deneyssel
	1	5.97
	2	3.68

Tasarım değişikliği sonrası hem gerinim ölçer 1 hem de gerinim ölçer 2'ye yakın bölgeden alınan ivme değerlerinde artış olduğu gözlemlenmiştir. Bu artışın oranı devir sayısı arttıkça artmaktadır. Kanat bölgesindeki 1 Numaralı sensörden alınan verilerde gerilme artışı %8 olarak tespit edilmiştir. Tasarım değişikliği öncesi ve sonrası gerilme değerleri 1500 dev/dak için karşılaştırmalı olarak incelenmiş ve değerlendirmeler hem 2200 Nm olan çalışma momenti için Tablo 22'de paylaşılmıştır, hem de 3300 Nm olan gerçek test değerleri için toplanarak Tablo 23'te incelenmiştir.

Göbek bölgesinde gerçekleşen değişiklik kayda değer bulunmamıştır. Tasarım öncesi ve sonrası gerilme ölçümleri aynı şartlar için yapıldığında maksimum gerilme değişimi gerinim ölçer 1 için %4'tür. Gerinim ölçer 2 için ise yoktur. Tasarım öncesi ve sonrası ivme ölçümleri aynı şartlar için yapıldığında maksimum ivme değişimi gerinim ölçer 1 için %18'dir. Gerinim ölçer 2 için ise yoktur. Genel olarak incelendiğinde gerilme değerlerindeki değişimin yüzdesel olarak az olduğu ve tasarım değişikliği sonrası azaldığı görülmektedir. Gerilme değerlerindeki azalmanın sebebi tasarım optimizasyonu sayesinde kuvvet dağılımının dengelenmesi ve rijitlik dağılımının dengelenmesi olarak görülmektedir. Ariyarat ve arkadaşları (2023) yaptıkları çalışmada, bir alüminyum jantı için tasarım iyileştirme çalışmaları sürdürmüşler ve maksimum gerilme bölgelerini deneysel ve nümerik olarak tespit ederek ağırlık azaltma çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Akma dayanımının 220 MPa olarak belirledikleri 13 inç boyutlarında bir jant için yaptıkları çalışmada jant kolu kalınlığı ve genişliği olmak üzere 2 tasarım parametresi üzerinde yoğunlaşmışlardır. Yaklaşık 30 farklı tasarımı değerlendirmişlerdir ve karar verdikleri tasarım için 4.59 kg jant ağırlığını 4.41 kg'a kadar düşürmeyi başarmışlardır. Güncelledikleri jant modeli için tespit ettikleri maksimum gerilme 150 MPa olmuştur. Çalışmalarında 4 adet gerinim ölçer kullanmışlardır. 3 adet gerinim ölçer farklı kanatlara yerleştirirken, 4. gerinim ölçer ise mil üzerine yerleştirilmiştir. Sonuçlar nümerik çalışmalar ile karşılaştırmalı olarak incelendiğinde en düşük hata oranını %18 fark ile mil üzerinden aldıkları ölçümlerde tespit etmişlerdir. Kanat üzerinden almış oldukları ölçümlerde %44 oranına kadar hata oranları tespit etmişlerdir. Sonuçları genel olarak değerlendirdiklerinde ise nümerik sonuçlar ile paralel sonuçlar elde ettiklerini belirtmişlerdir [67].

Tablo 22. Tasarım Değişikliği Öncesi ve Sonrası 2200 Nm Moment Değeri ve 1500 Dev/Dak için Gerilme Değerleri

2200 Nm ve 1500 dev/dak	Tasarım Değişikliği Öncesi Ölçülen Gerilme Değerleri		
	Numara	Deneysel (MPa)	Nümerik (MPa)
	1. Gerinim Ölçer	24	24
	2. Gerinim Ölçer	9	9
	Tasarım Değişikliği Sonrası Ölçülen Gerilme Değerleri		
	Numara	Deneysel	Nümerik
	1. Gerinim Ölçer	23	23
	2. Gerinim Ölçer	9	9

Tablo 23. Tasarım Değişikliği Öncesi ve Sonrası 3300 Nm Moment Değeri ve 1500 Dev/Dak için Gerilme Değerleri

3300 Nm ve 1500 dev/dak	Tasarım Değişikliği Öncesi Ölçülen Gerilme Değerleri		
	Numara	Deneyssel (MPa)	Nümerik (MPa)
	1. Gerinim Ölçer	35	35
	2. Gerinim Ölçer	13	13
	Tasarım Değişikliği Sonrası Ölçülen Gerilme Değerleri		
	Numara	Deneyssel (MPa)	Nümerik (MPa)
	1. Gerinim Ölçer	34	35
	2. Gerinim Ölçer	14	14

BEŞİNCİ BÖLÜM

DEĞERLENDİRME ve ÖNERİLER

Jantın deneysel olarak serbest ve virajlı yorulma test makinesine mesnetli şartlarda doğal titreşim davranışı belirlenmiştir. Bu çalışmada ilk kez jantların virajlı yorulma testi ile ilgili yapılan çalışmalarda, deney düzeneğinin modal davranışları ile jantların modal davranışlarının teste etkileri incelenmiştir. Elde edilen bu davranışlarla karşılaştırmalı olarak incelenerek nümerik jant modelleri elde edilmiştir. Virajlı yorulma testi gerçekleştirilerek jant üzerinden gerilme ve ivme ölçümleri alınmıştır. Yürütülen çalışma sayesinde, literatürde ilk kez çalışma şartları altında ivme değerleri incelenmiştir. Bu ölçümler jantın doğal davranışı ile değerlendirilmiştir.

- Nümerik model oluşturulurken belirlenecek olan ağ örgüsü özelliklerinin önemi araştırılmıştır. Çalışmalarda kullanılan jant modeli için kuadratik ağ örgüsü derecesi ile lineer ağ örgüsü derecesi karşılaştırılmış ve kuadratik ağ örgüsü ile elde edilen sonuçların deneysel veriler ile örtüştüğü tespit edilmiştir.
- Virajlı yorulma testi şartlarında gerçekleştirilen, nümerik ve deneysel modal analiz çalışmaları araştırıldığında literatürde benzer bir çalışmaya rastlanmamıştır. Çalışmalarda tespit edilen mod yapıları ve doğal frekans değerleri incelendiğinde, doğal frekans değerlerinin çalışma şartlarından çok yüksek olduğu ve herhangi bir rezonans bölgesinde çalışılmadığı tespit edilmiştir.
- Modal analiz sonuçları incelendiğinde, virajlı yorulma testi doğal frekans incelemeleri hem deneysel hem de nümerik olarak kıyaslanmıştır. Nümerik olarak kıyaslanacak model içerisinde jant ve mil ikilisinin birlikte modellenmesinin gerekli olduğu tespit edilmiştir.
- Virajlı yorulma testi şartlarında ivme analizleri incelendiğinde, virajlı yorulma testi şartlarında ivme değerlerinin incelendiği ve jantın her bir bölgesinin detaylı araştırıldığı bir çalışmaya rastlanmamıştır. Ölçümler detaylı olarak incelendiğinde en yüksek ivme değerlerinin kanatların orta noktaları ile göbek birleşiminin bulunduğu yüzeylerde olduğu tespit edilmiştir. Gerçekleştirilen deneysel çalışmalar nümerik model ile harmonik analiz şartları altında karşılaştırılmış ve benzer sonuçlar elde edilmiştir.
- Jant gerçekte lastik ile montajlı olarak araç üzerine montajı yapılmaktadır ve gerçek viraj şartları altında lastik ile çalışmaktadır. Jant ve lastik birlikte incelendiğinde, jant üzerinden toplanan ölçümler için ve lastiksiz jant için yapılan doğal frekans analizleri ile kıyaslandığında, benzer sonuçlar elde edilmiştir.
- Jant ve mil montajlı durum için yapılan modal analizler ile, jantın nümerik gerilme analizleri kıyaslandığında, jantın en yüksek gerilme değerlerinin ortaya çıktığı bölgeler ile 1. Mod yapısının en yüksek şekil değiştirdiği bölgelerin benzer bölgeler olduğu tespit edilmiştir.

- Virajlı yorulma testi şartları altındaki bağlantı elemanları incelendiğinde, iki adet bağlantı flanşı kullanıldığı ve kullanılan flanşların delik sayılarının farklı olması kaynaklı, jantın farklı yönlerde bağlanabildiği tespit edildi. Mevcut çalışmada sadece iki adet gerinim ölçer kullanıldığı için 4 farklı bijon konumu için bu değişkenliğin önemi araştırıldı ve küçükte olsa bir etkisi olduğu tespit edildi.
- Virajlı yorulma testi şartları altında montaj aşamasında kullanılan bijon bağlantısı süresince uygulanan tork değeri incelendi ve etkisi araştırıldı. Tüm bijonların aynı tork değerleri ile bağlantısının yapılmış olmasının önemli olduğu tespit edildi.
- Yapılan araştırmalarda birçok çalışmanın nümerik şartlar altında statik analizler ile gerçekleştirildiği görülmüştür. Ancak, statik ve harmonik analiz modellerine ait sonuçlar kıyaslandığında aralarında maksimum değerler için önemli bir fark olduğu ve çalışmaların bu sebep ile harmonik analiz kurgusu ile sürdürüldüğü belirtilmiştir.
- 1500 dev/dak, 1750 dev/dak ve 2000 dev/dak için gerçekleştirilen ivme analizlerinde FFT grafikleri kayıt altına alınmıştır. FFT grafikleri incelendiğinde dönme devrinde 1. pik değeri, dönme devrinin katlarında ise harmoniklerinin olduğu görülmüştür ve bu sistemin harmonik olarak zorlandığını göstermektedir.
- Doğal frekans, sistemin kütlesi ve rijitliğiyle ilişkili olduğu tespit edilmiştir. Ağırlık azaltma çalışmaları için gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre, ağırlık azaldıkça ataletin ve doğal frekansın düştüğü tespit edilmiştir. Ancak tüm öneriler birlikte incelendiğinde bu düşüşün doğru orantılı olmadığı, tasarımdaki değişikliklere göre düşüş oranının farklılaştığı görülmüştür. Bunun sebebinin ise, farklı tasarım önerilerinin jant üzerindeki rijitliğe olan katkılarından kaynaklandığı belirlenmiştir.
- Moment artırıldığı durumda her iki gerinim ölçer ile alınan gerilim değerleri hem tasarım öncesi hem de tasarım sonrası yapılan incelemelerde yükselmektedir.
- 2200 Nm için kanat altında bulunan gerinim ölçer ile ölçülen, gerilme değerleri tasarım değişikliği sonrası ve öncesi ile kıyaslanması durumunda, değişim %5'tir. Göbek bölgesinde bulunan gerinim ölçer ile ölçülen gerilme değerleri göz önünde bulundugunda ise değişim yoktur.
- 3300 Nm için kanat altında bulunan gerinim ölçer ile ölçülen, gerilme değerleri tasarım değişikliği sonrası ve öncesi ile kıyaslanması durumunda, değişim %1'dir. Göbek bölgesinde bulunan gerinim ölçer ile ölçülen gerilme değerleri göz önünde bulundugunda ise değişim %1'dir.
- Test dev/dak değeri arttıkça bileşke ivme büyüklüğü artmaktadır. İvme değeri değişimi, tezgâhın dönme devriyle doğrudan ilişkili olmaktadır ve dönme devriyle ilişkili olarak artmakta ya da azalmaktadır.
- Test moment büyüklüğü arttıkça bileşke ivme büyüklüğü artmaktadır.
- 1500 dev/dak için moment değerindeki artış %48 ivme değeri arttırmaktadır.

- Tasarım değişikliği sonrası hem gerinim ölçer 1 hem de gerinim ölçer 2 için ivme değerlerinde artış olduğu gözlemlenmiştir. Bu artışın oranı devir sayısı arttıkça artmaktadır. Kanat bölgesindeki 1 numaralı sensörden alınan verilerde gerilme artışı %8 daha büyüktür. Göbek bölgesinde gerçekleşen değişiklik kayda değer bulunmamıştır.
- Tasarım öncesi ve sonrası gerilme ölçümleri aynı şartlar için yapıldığında maksimum gerilme değişimi gerinim ölçer 1 için %4 dür. Gerinim ölçer 2 için yoktur.
- Tasarım öncesi ve sonrası ivme ölçümleri aynı şartlar için yapıldığında maksimum ivme değişimi gerinim ölçer 1 için %18'dir. Gerinim ölçer 2 için yoktur.
- Genel olarak incelendiğinde gerilme değerlerindeki değişimin yüzdesel olarak az olduğu ve tasarım değişikliği sonrası azaldığı görülmektedir. Gerilme değerlerindeki azalmanın sebebi tasarım optimizasyonu sayesinde kuvvet dağılımının dengelenmesi ve rijitlik dağılımının dengelenmesi olarak görülmektedir.

Gerçekleştirilen çalışmada bir adet binek otomobil jantı üzerinde nümerik ve deneysel olarak analizler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizler süreç boyunca karşılaştırılarak nümerik model aşamalı olarak geliştirilmiş ve jant ile mil ikilisinin birlikte modellenmesi gerektiği, test düzeneğinde var olan boşlukların dikkate alınması gerektiği ve kuvvet uygulama yöntemi ile ilgili tespitlerde bulunulmuştur. Deneysel çalışmalarda jantın deney düzeneği üzerindeki montaj yönlerinin önemli olduğu belirlenmiştir.

Jant üzerinde gerçekleştirilen ağırlık azaltma çalışmalarında jant 91 gram hafifletilmiş ve tekrarlanan testler sonucunda, jantın gerilme değerlerinde ömür çalışmalarını etkileyecek bir artış gözlemlenmemiştir. Test düzeneğinde dönme devri arttırıldıkça ivme değerlerinde artış tespit edilmiştir. Uygulanan eğilme momenti arttırıldıkça hem ivme hem de gerilme değerlerinde artış tespit edilmiştir.

Çalışma kapsamında çalışılan jant tasarımı için hem nümerik hem deneysel çalışmalarda en yüksek ivme değerlerinin tespit edildiği bölgeler kanat bölgeleri olarak tespit edilirken, nümerik çalışmalarda en yüksek gerilme bölgelerinin de kanat üzerlerinde olduğu belirlenmiştir.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki çalışmalar önerilebilir:

- Mevcut çalışma kapsamında nümerik analiz modeli ideal şartlar altında kurgulanmıştır. Gelecek çalışmalarda sistemin sönüm oranı ve bağlantı elemanları ile modellenmesi, eksantrik kütlenin nümerik modele ekleniyor olması hata oranının %0'a yaklaşmasını destekleyeceği düşünülmektedir.
- Seri üretim şartlarında arka arkaya üretilmiş ve tüm kalite şartlarına uygun birden fazla jant için aynı şartlar altında uygulanan test sonuçlarının karşılaştırılarak hata oranlarının ve seri üretimde her şey aynı şartlarda olduğu kabulü ile benzer özelliklerdeki jantlar arasındaki ömür ve dayanım limitlerinin incelenmesi, gelecek çalışmaların önünü açacaktır.
- Jant birçok üretim prosesi sonrası ortaya çıkan bir ürün olması sebebiyle, süreç içerisindeki herhangi bir proses kaynaklı oluşabilecek sapmaların ürün ömrüne ya da çalışma şartlarına etkisi incelenmesi gereken önemli aşamalardan birisidir. Testlerden elde edilen sonuçlar, üretim süreçlerinde yapılan çalışmalar ile paralel olarak yürütülmesi yeni fırsatlar sunabilir ve farklı disiplinler ile ortak kapsamlı bir çalışma ortaya çıkartabileceği düşünülmektedir.
- Ağırlık azaltma çalışması daha fazla nümerik model için çalışılarak, Minitab ve benzeri programlar ile en düşük ağırlık için en iyi jant modeli kararı çalışılarak sonuçları incelenebilir, ayrıca Python gibi yazılım programları nümerik analiz programlarına entegre edilerek ve makine öğrenmesi yöntemi kullanılarak, en iyi model kararı için yeni bir süreç oluşturmanın önünü açacaktır.

KAYNAKÇA

- [1] Kocabicak, U., & Firat, M. (2001). Numerical analysis of wheel cornering fatigue tests. *Engineering Failure Analysis*, 8(4), 339-354.
- [2] Yadav, P. H., Ramdasi, P. G., & Sawant, M. S. (2012). Optimization of car rim using Optistruct. *J. Environ. Sci. Toxicol. Food Technol*, 2(3), 2319-2402.
- [3] Jiang, X., Lyu, R., Fukushima, Y., Otake, M., & Ju, D. Y. (2018). Lightweight design and analysis of automobile wheel based on bending and radial loads. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 372, No. 1, p. 012048). IOP Publishing.
- [4] Praveen, P., D. Gopichand. (2014). "Geometrical Optimization and Evaluation of Alloy Wheel Four Wheeler." *Innovation (IJRI)* 1 (2014): 98-102.
- [5] Zheng, Z. G., Cai, G. W., & Li, Z. J. (2010). Simulation of automotive wheel rigidity test. In *2010 International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation* (Vol. 3, pp. 318-321). IEEE.
- [6] Mohanasaravanan, P. S., Vikram, B., & Karthik, M. K. (2021). FEA analysis of TVS sport alloy wheel rim with various speed. *Turk. J. Comp. Math. Educ*, 12, 521-526.
- [7] Theja, M. S., & Krishna, M. V. (2013). Structural and fatigue analysis of two wheeler lighter weight alloy wheel. *IOSR J. Mech. Civ. Eng*, 8, 35-45.
- [8] Topaç, M. M., S. Ercan N. S. Kuralay. (2012). "Fatigue life prediction of a heavy vehicle steel wheel under radial loads by using finite element analysis." *Engineering Failure Analysis* 20 (2012): 67-79.
- [9] Firat, M., Kozan, R., Ozsoy, M., & Mete, O. H. (2009). Numerical modeling and simulation of wheel radial fatigue tests. *Engineering Failure Analysis*, 16(5), 1533-1541.
- [10] Ünal, Ç., Böğrekci, İ., & Demircioğlu, P. (2020). Modeling with finite element analysis and testing of commercial vehicle wheels. *International Journal of 3D Printing Technologies and Digital Industry*, 4(2), 86-96.
- [11] Borase, Kunal H., E. R. Deore. (2011). "Finite Element Analysis of Rim under Radial Pressure.", *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 57(2011)1, 31-39
- [12] Satyanarayana, N., Ch Sambaiah. (2012). "Fatigue analysis of Aluminum Alloy wheel under radial load." *Int. J. Mech. Ind. Eng* 2.1 (2012): 1-6.

- [13] Raju, P. R., Satyanarayana, B., Ramji, K., & Babu, K. S. (2007). Evaluation of fatigue life of aluminum alloy wheels under radial loads. *Engineering failure analysis*, 14(5), 791-800.
- [14] Chang, C. L., & Yang, S. H. (2009). Simulation of wheel impact test using finite element method. *Engineering Failure Analysis*, 16(5), 1711-1719.
- [15] Neves, R. R. V., G. B. Micheli, M. Alves. (2010). "An experimental and numerical investigation on tyre iMPact." *International Journal of Impact Engineering* 37.6 (2010): 685-693.
- [16] Wan, X., Liu, X., Shan, Y., Jiang, E., Yuan, H. (2019). "Numerical and experimental investigation on the effect of tire on the 13 iMPact test of automotive wheel." *Advances in Engineering Software* 133 (2019): 20-27.
- [17] Wang, D., Zhang, S., & Xu, W. (2019). Multi-objective optimization design of wheel based on the performance of 13 and 90 impact tests. *International Journal of Crashworthiness*, 24(3), 336-361.
- [18] Ballo, F., Previati, G., Mastinu, G., & Comolli, F. (2020). Impact tests of wheels of road vehicles: A comprehensive method for numerical simulation. *International Journal of Impact Engineering*, 146, 103719.
- [19] Shang, R., Altenhof, W., Hu, H., & Li, N. (2009). Rotary fatigue analysis of forged magnesium road wheels. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 1(1), 9-15.
- [20] Wang, X., & Zhang, X. (2010). Simulation of dynamic cornering fatigue test of a steel passenger car wheel. *International journal of fatigue*, 32(2), 434-442.
- [21] Zheng, Z. G., Sun, T., Xu, X. Y., Pan, S. Q., & Yuan, S. (2014). Numerical simulation of steel wheel dynamic cornering fatigue test. *Engineering Failure Analysis*, 39, 124-134.
- [22] Karakaş, H. E. (2020). Binek araç jantlarının yorulma ömrü test süresinin optimizasyonu (Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi (Türkiye)).
- [23] Das, B., Paul, S. K., Singh, A., Arora, K. S., & Shome, M. (2020). The effect of thickness variation and pre-strain on the cornering fatigue life prediction of a DP600 steel wheel disc. *International Journal of Fatigue*, 139, 105799.
- [24] Yam, L. H., Guan, D. H., & Zhang, A. Q. (2000). Three-dimensional mode shapes of a tire using experimental modal analysis. *Experimental mechanics*, 40, 369-375.

- [25] Farahani, A. M., & Mahjoob, M. (2018). Modal Analysis of a Non-rotating Inflated Tire using Experimental and Numerical Methods. *International Journal of Engineering Innovation & Research*, 7(1), 15-21.
- [26] Hebbal, M. S., & Dabair, M. (2019). Static structural, modal and harmonic analysis of alloy car wheel rim using ANSYS workbench. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 8(7), 599-611.
- [27] Aydın, Y. N., Korkut, T., Ozaydin, O., Armakan, E., Sarı, G., & Goren, A. (2021). Numerical and Experimental Modal Analysis of Wheels of Solaris 10 Solar Car and Parametric Design of Lightweight EV Wheel. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 23(68), 689-699.
- [28] Aydın, Y.N. (2021). Lastikli Jant İçin Sönümleyici Kompozit Tasarımı, Deneysel ve Nümerik Analizi, MCBÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Manisa, 2021,134. (Y. Lisans)
- [29] Somayaji, A., Marakala, N., Somayaji, S., & Hebbale, A. M. (2022). Studies on modal analysis of aluminium based carbon fibre reinforced optimized alloy wheel used in automotive sectors. *Materials Today: Proceedings*, 52, 274-277.
- [30] Czipionka, S., & Kienhöfer, F. (2019). Weight reduction of a carbon fibre composite wheel. *Science and Engineering of Composite Materials*, 26(1), 338-346.
- [31] Solazzi, L., & Mazzoni, A. (2023). Experimental study of the fatigue life of off-highway steel wheels using the rim section test approach. *Applied Sciences*, 13(16), 9119.
- [32] Maglio, M., Vernersson, T., Nielsen, J. C., Pieringer, A., Söderström, P., Regazzi, D., & Cervello, S. (2022). Railway wheel tread damage and axle bending stress—Instrumented wheelset measurements and numerical simulations. *International Journal of Rail Transportation*, 10(3), 275-297.
- [33] Nieminen, V., Tuohineva, A., & Autio, M. (2023). Wheel load reconstruction using strain gauge measurements on the bogie frame for strain prediction and fatigue assessment. *International Journal of Fatigue*, 170, 107533.
- [34] Santiciolli, F. M., Möller, R., Krause, I., & Dedini, F. G. (2017). Simulation of the scenario of the biaxial wheel fatigue test. *Advances in Engineering Software*, 114, 337-347.
- [35] Wang, X., Xu, W., Huang, Y., Zhong, M., & Fan, H. (2012). Simulation of the vertical bending fatigue test of a five-link rear axle housing. *International Journal of Automotive Technology*, 13, 923-932.

- [36] Maglio, M., Kabo, E., & Ekberg, A. (2022). Railway wheelset fatigue life estimation based on field tests. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 45(9), 2443-2456.
- [37] Şaşmaz, M. E. (2023). Multi-objective optimization of ventilation hole on steel wheel. MS thesis. Aydın Adnan Menderes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [38] Jiang, X., Liu, H., Lyu, R., Fukushima, Y., Kawada, N., Zhang, Z., & Ju, D. (2019). Optimization of magnesium alloy wheel dynamic impact performance. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2019(1), 2632031.
- [39] Zanchini, M., Longhi, D., Mantovani, S., Puglisi, F., & Giacalone, M. (2023). Fatigue and failure analysis of aluminium and composite automotive wheel rims: Experimental and numerical investigation. *Engineering Failure Analysis*, 146, 107064.
- [40] Şirin, U. (2017). Alüminyum alaşımlı otomobil jantının dinamik testinin modellenmesi ve doğrulama yaklaşımı. MS thesis. Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2017.
- [41] Gao, Q., Shan, Y., Wan, X., Feng, Q., & Liu, X. (2019). 90-degree iMPact bench test and simulation analysis of automotive steel wheel. *Engineering Failure Analysis*, 105, 143-155.
- [42] Alpan, Ö. (2007). Alüminyum alaşımlı otomobil jantının dinamik darbe testinin modellenmesi. MS thesis. Sakarya Üniversitesi, 2007.
- [43] ISO 3006, (1991). Road Vehicles – Passenger Car Wheels- Fatigue Testing Methods, 2. Edition Switzerland, 1976. TS 2350, Karayolu Taşıtları- Binek Arabası Jantları- deney Metotları, TSE, Ankara, 1991.
- [44] Bagherzadeh, F., Murugesan, S., & Deka, P. (2020). Material comparison of dynamic cornering fatigue test (iso3006) for automotive wheel rim. *International Journal of Engineering & Technology*, 9(4), 881-886.
- [45] Schwarz, B. J., & Richardson, M. H. (1999). Experimental modal analysis. *CSI Reliability Week*, 35(1), 1-12.
- [46] Larson, Mats G., Fredrik Bengzon. (2010). "The finite element method: theory, implementation, and practice." *Texts in Computational Science and Engineering* 10 (2010): 23-44.
- [47] Sivaraj, S., S. Nagendharan, V. Mohanavel. (2020). "Experimental investigation on wheel natural frequency performance using modal analysis in free and loaded condition." *Materials Today: Proceedings* 33 (2020): 3234-3242.

- [48] Ceylan, O., & Aydoğan, F. (2022). Validation of A356T6 automobile wheel fatigue strength using the finite elements method. *European Mechanical Science*, 6(3), 207-212.
- [49] BeerF.P., Johnston, E.R., Dewolf, J.T., Mazurek, D.F. (2014). *Cisimlerin Mukavemeti*, 6. Basım, Literatür Yayınları, Mart 2014.
- [50] Poyraz, U. (2020). Fatigue Failure Analysis of a Heavy Vehicle Truck Wheels Under Dynamic Loads by Rainflow Cycle Counting Method (Master's thesis, Dokuz Eylul Universitesi (Türkiye)).
- [51] Dong, Z. C., Wang, X. F., Zhang, X. G., Lou, W. P., Huang, Y. N., Zhong, M. (2020). "Fatigue life prediction for the steel passenger car wheel in the dynamic cornering fatigue test." *Strength of Materials* 52.4 (2020): 662-682.
- [52] Korkut, T. B., & Goren, A. (2020). Aerodynamic effect of wing mirror usage on the solaris 7 solar car and Demobil 09 electric vehicle. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 17(2), 7868-7881.
- [53] Kip, M., & Goren, A. (2022). Güneş Enerjili Hafif Aracın Arka Salıncak Kolunun Topoloji Optimizasyonu Çalışması. *Journal of Science, Technology and Engineering Research*, 3(2), 42-49.
- [54] Deng, Y. J., Zhao, Y. Q., Lin, F., Zang, L. G. (2022). Influence of structure and material on the vibration modal characteristics of novel combined flexible road wheel. *Defence Technology*, 18(7), 1179-1189.
- [55] Yam, L. H., D. H. Guan, A. Q. Zhang. (2000). "Three-dimensional mode shapes of a tire using experimental modal analysis." *Experimental mechanics* 40.4 (2000): 369-375.
- [56] Han, Y., Wang, P., Fan, H., Sun, F., Chen, L., Fang, D. (2015). Free vibration of CFRP lattice-core sandwich cylinder with attached mass. *Composites Science and Technology*, 118, 226-235.
- [57] Zhao, Y., Zhu, M., Lin, F., Xiao, Z., Li, H., & Deng, Y. (2018). Thermal modal analysis of novel non-pneumatic mechanical elastic wheel based on FEM and EMA. *Aip Advances*, 8(1).
- [58] Yang, J., Jacobs, G., Kramer, A., Drichel, P., Liu, C. (2020). Investigation of the tire in-plane vibration property using an improved ring model. *Journal of Sound and Vibration*, 478, 115350.
- [59] Jiang, X., Liu, H., Lyu, R., Fukushima, Y., Kawada, N., Zhang, Z., & Ju, D. (2019). Optimization of magnesium alloy wheel dynamic iMPact performance. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2019(1), 2632031.

- [60] G. Bin, G. Wang, H. L. X. Li, (2017) . Modal Testing Method for Finite Element Validation in Small and Axial Asymmetric Rotors, 58th AIAA/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 9 - 13 January, Grapevine, Texas.
- [61] De Troyer, T., Guillaume, P., & Peeters, B. (2008). Polyreference frequency-domain least-squares estimation with confidence intervals. XXVI IMAC CON, 4-7.
- [62] Jiang, S., Sun, F., Fan, H., Fang, D. (2017). Fabrication and testing of composite orthogrid sandwich cylinder. Composites Science and Technology, 142, 171-179.
- [63] Shang, Jin, Dihua Guan, beL. H. Yam. (2002). "Study on tire dynamic cornering properties using experimental modal parameters." Vehicle System Dynamics 37.2: 129-144.
- [64] Mohamed, Zamri. A. (2014). study of tyre cavity resonance noise mechanism and countermeasures using vibroacoustic analysis. Diss. RMIT University.
- [65] Pastirmaci, A., Kara, A., Kalender, C. (2018). Optimization of dynamic cornering fatigue test process of aluminum alloy wheels. Key Engineering Materials, 774, 361-366.
- [66] Chai, W., Liu, X., Shan, Y., Wan, X., & Jiang, E. (2018). Research on simulation of the bending fatigue test of automotive wheel made of long glass fiber reinforced thermoplastic considering anisotropic property. Advances in Engineering Software, 116, 1-8.
- [67] Ariyarit, A., Rooppakhun, S., Puangchaum, W., & Phiboon, T. (2023). Design Optimization of Alloy Wheels Based on a Dynamic Cornering Fatigue Test Using Finite Element Analysis and Multi-Additional Sampling of Efficient Global Optimization. Symmetry, 15(12), 2169.

EK.1 İvme Ölçüm Sonuçlarının Görselleştirilmesi

```
import numpy as np

import matplotlib.pyplot as plt

from mpl_toolkits.mplot3d import Axes3D

from scipy.interpolate import griddata

position_matrix = np.array([

[205, 0, 100], [199.86, 45.62, 100],

.....

[71.23, -90.29, 100], [103.35, -50.44, 100]

])

force_matrix = np.array([

1.45 , 0.472,

.....

-0.808 , -0.808

])

unique_positions, unique_indices = np.unique(position_matrix, axis=0,

return_index=True)

x = unique_positions[:, 0]

y = unique_positions[:, 1]

z = unique_positions[:, 2]

forces_x = force_matrix[unique_indices]

grid_x, grid_y = np.meshgrid(np.linspace(min(x), max(x), 100), np.linspace(min(y),

max(y), 100))

grid_z = griddata((x, y), z, (grid_x, grid_y), method='cubic')

grid_forces_x = griddata((x, y), forces_x, (grid_x, grid_y), method='cubic')

min_force = np.min(forces_x)
```

```
max_force = np.max(forces_x)

normalized_forces_x = (grid_forces_x - min_force) / (max_force - min_force)

fig = plt.figure()

ax = fig.add_subplot(111, projection='3d')

surface = ax.plot_surface(grid_x, grid_y, grid_z,
                           facecolors=plt.cm.jet(normalized_forces_x), shade=False)

mappable = plt.cm.ScalarMappable(cmap='jet')

mappable.set_array(forces_x)

cbar = fig.colorbar(mappable, ax=ax, shrink=0.5, aspect=5)

cbar.set_label('Force Magnitude')

ax.set_xlabel('X Position')

ax.set_ylabel('Y Position')

ax.set_zlabel('Z Position')

ax.set_title('3D Surface Plot of Forces in the X-Direction')

ax.view_init(30, 45)

ax.grid(True)

plt.show()
```