GENEL KÜTLE AZALTIMI VE YAPISAL VERİMLİLİK İÇİN AĞAÇ İŞLEME MAKİNESİ PARÇALARININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

Ramson SAMPI LONTSI

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GENEL KÜTLE AZALTIMI VE YAPISAL VERİMLİLİK İÇİN AĞAÇ İŞLEME MAKİNESİ PARÇALARININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

Ramson SAMPI LONTSI
0009-0006-9842-5219

Doç. Dr. Celalettin YÜCE
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2025
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

GENEL KÜTLE AZALTIMI VE YAPISAL VERİMLİLİK İÇİN AĞAÇ İŞLEME MAKİNESİ PARÇALARININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

Ramson SAMPI LONTSI

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Celalettin YÜCE

Bu çalışma, üçlü dairesel testereli bir ağaç işleme makinesinin yedi kritik bileşeninde (testere montaj plakası, giriş/çıkış taban plakaları, motor destek plakaları, makaralı besleme kızağı ve şase grubu) genel kütle azaltımı ve yapısal verimlilik artışı sağlamak amacıyla topoloji, boyut ve şekil optimizasyon tekniklerini entegre şekilde uygulamıştır. Geleneksel tasarımlardaki aşırı malzeme kullanımından kaynaklanan enerji kayıpları, maliyet artışı ve dinamik performans sınırlamalarını çözmek için, SolidWorks ile modellenen bileşenler HyperMesh OptiStruct yazılımında analiz edilmiştir. Statik yapısal analiz, modal analiz ve doğrudan frekans tepkisi simülasyonlarıyla orijinal tasarımların gerilme dağılımı, deformasyon ve titreşim davranışları incelenmiş; topoloji optimizasyonunda SIMP yöntemiyle %40 hacim fraksiyonu sınırı uygulanmış, boyut optimizasyonunda sac kalınlıkları 8-10 mm aralığında optimize edilmiş, şekil optimizasyonunda ise genetik algoritma tabanlı çok amaçlı optimizasyonla geometrik iyileştirmeler yapılmıştır. Sonuç olarak, testere montaj plakasında %58 kütle azaltımı sağlanırken gerilme değerleri ST-37 çeliğinin akma sınırının %80 altında tutulmuş, motor destek plakasında alüminyum kullanımıyla %41 hafifletme ve 71 MPa gerilme seviyesi elde edilmiştir. Makinenin toplam ağırlığı 550 kg'dan 378 kg'a (%31,2) düşürülmüş, yük kapasitesi 1500 kg'dan 1150 kg'a indirilerek enerji tüketiminde %15-20 iyileşme potansiyeli sağlanmıştır. Dinamik performansta, motor destek plakası (76 Hz) ve makaralı besleme kızağı (110 Hz) rezonans riskinden arındırılırken, testere montaj plakası (32,6 Hz) ve taban plakaları (14,6-58,9 Hz) gibi bileşenlerde gözlemlenen operasyonel frekans banttaki (25-50 Hz) riskler, gelecek çalışmalarda lokal sertleştirici ilaveleri ve kalınlık optimizasyonuyla çözülecektir. Üretilebilirlik odaklı kısıtlar endüstriyel uygulanabilirliği doğrulamıştır.

Anahtar Kelimeler: Genel kütle azaltma, yapısal optimizasyon, topoloji optimizasyon, hafifletme, ağaç işleme makineler

2025, xiii + 95 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

TOPOLOGY OPTIMIZATION OF WOODWORKING MACHINE PARTS FOR OVERALL MASS REDUCTION AND STRUCTURAL EFFICIENCY

Ramson SAMPI LONTSI

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

Supervisor: Doç. Dr. Celalettin YÜCE

This study implemented integrated topology, size, and shape optimization techniques on seven critical components (saw mounting plate, input/output base plates, motor support plates, roller feed sled, and chassis group) of a triple-circular-saw woodworking machine to achieve mass reduction and enhance structural efficiency. To address energy losses, cost increases, and dynamic performance limitations caused by excessive material use in traditional designs, components modeled in SolidWorks were analyzed using HyperMesh OptiStruct software. Static structural analysis, modal analysis, and direct frequency response simulations evaluated stress distribution, deformation, and vibration behavior of original designs. Topology optimization employed the SIMP method with a 40% volume fraction constraint, size optimization adjusted sheet thicknesses within 8-10 mm, and shape optimization utilized genetic algorithm-based multi-objective optimization for geometric refinements. Results include 58% mass reduction in the saw mounting plate while maintaining stresses below 80% of ST-37 steel's yield limit, 41% light weighting in the motor support plate using aluminum (71 MPa stress), and total machine weight reduction from 550 kg to 378 kg (31.2%) with payload capacity decreased from 1500 kg to 1150 kg, enabling 15-20% energy consumption improvement. Dynamically, the motor support plate (76 Hz) and roller feed sled (110 Hz) were cleared from resonance risk within the operational frequency band (25-50 Hz), while components like the saw plate (32.6 Hz) and base plates (14.6-58.9 Hz) exhibited residual risks requiring future resolution via local stiffeners and thickness optimization. Manufacturing-driven constraints confirmed industrial viability.

Key words: Overall mass reduction, structural optimization, topology optimization, light weighting, woodworking machines

2025, xiii + 95 pages.

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmamın üç yılı boyunca bilgi birikimi, sabır, akademik rehberlik ve değerli önerileriyle sürekli yanımda olan danışman hocam Doç. Dr. Celalettin YÜCE'ye en derin şükranlarımı ifade eder, emekleri ve katkıları için samimiyetle teşekkürlerimi sunarım.

Mekanik tasarım alanında profesyonel deneyim kazandığım, tasarladığım bir makinenin optimizasyonunda uzman mühendislerin teknik desteğinden yararlandığım ve kişisel gelişimime katkı sağlayan bir ortam sunan LIGNUM AĞAÇ İŞLEME MAKİNELERİ firmasına, bu süreçte sağladıkları imkânlar ve güven için minnetle teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, bu yolculukta motivasyonları, manevi destekleri ve koşulsuz inançlarıyla bana güç veren, her adımımda cesaretlendiren sevgili aileme ve arkadaşlarıma, varlıklarıyla bu başarıyı mümkün kıldıkları için yürekten teşekkürlerimi sunarım.

Ramson SAMPI LONTSI
16/07/2025

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET....iii
ABSTRACT....iv
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR....v
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ....vii
ŞEKİLLER DİZİNİ....ix
ÇİZELGELER DİZİNİ....xiii
1. GİRİŞ....1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI....3
2.1. Makine Endüstrisinde Ürün Geliştirme Süreçlerinde SEA ve Optimizasyon Yöntemleri....3
2.2. Ahşap İşleme Makinelerinde Dinamik ve Statik Analizler....10
2.3. Makine Gövdelerinde Hafifletmenin Önemi ve Diğer Literatür Taraması....13
3. MATERYAL ve YÖNTEM....19
3.1. Ağaç İşleme Makinesinin Tanıtımı....19
3.2. CAD Tasarımı ve Prototip Üretim....20
3.2.1. CAD Çizimleri ve Modelleme Süreci....20
3.2.2. CAD Dataları Oluşturulması ve Kısıtlar....22
3.2.2. Prototip Üretim ve Doğrulama Süreçleri....23
3.3. Yapısal Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) ve Optimizasyon Süreçleri....24
3.3.1. Sonlu Elemanlar Analizi....25
3.3.2. Optimizasyon Süreçleri....33
3.4. Son Doğrulama ve Seçim Kriterleri....43
4. BULGULAR ve TARTIŞMA....44
4.1. FEA Sonuçlarının Detaylı Sunumu....44
4.1.1. Statik Yapısal Analiz....44
4.1.2. Modal Analiz ve Doğrudan Frekans Tepkisi....51
4.1.3. Topoloji Optimizasyonu....58
4.1.4. Boyut Optimizasyonu....62
4.1.5. Optimize Edilmiş Tasarımların Statik Yapısal Analizi....66
4.1.6. Optimize Edilmiş Tasarımların Modal Analiz ve Doğrudan Frekans Tepkisi....71
4.1.7. Optimize Edilmiş Tasarımların Şekil Optimizasyonu....78
4.2. Sonuçların Karşılaştırılması ve Tartışma....87
5. SONUÇ....91
KAYNAKLAR....92
ÖZGEÇMİŞ....95

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	**Açıklama**
E	Elastisite modülü [MPa]
G	Kesme modülü [MPa]
ν	Poisson oranı
ρ	Yoğunluk
σ	Gerilme
ε	Birim deformasyon
ω	Açısal hız
η	Devir sayısı (motor, dişli vb.)
T	Tork
F	Kuvvet
P	Güç
m	Kütle
g	Yerçekimi
L	Kaldıraç kolu uzunluğu
e	Eksantriklik
D	Ayrıklık indeksi (optimizasyon ayrılık ölçütü)
σ_{vm}	Von Mises eşdeğer gerilimi
B	Gerinim-yer değiştirme dönüşüm matrisi
C	Malzeme elastisite matrisi
K	Global sertlik matrisi
M	Global kütle matrisi
λ_i	$i.$ öz değer (doğal frekansın karesinin işaretsiz değeri)
ϕ_i	$i.$ mod şekli (öz vektör)
f_i	$i.$ doğal frekans [Hz]
U	Yer değiştirme vektörü

Kısaltmalar	**Açıklama**
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
SEA/FEA	Sonlu Elemanlar Analizi
SEM	Sonlu Elemanlar Metodu
SDD	Simülasyon Odaklı Tasarım
MAT1	Lineer malzeme özellikleri
S235JR/ST-37	Yapısal çelik malzeme standardı
Pa	Pascal
MPa	Megapascal
GPa	Gigapascal
mm	Milimetre

kg	Kilogram
s	Saniye
Hz	Hertz
kW	Kilowatt
rpm/dev	Dakikadaki devir sayısı
N.m	Newton-metre
MMA	Optimizasyon algoritması
MPC	Çoklu nokta kısıtı
PARAM,G	Yapısal sönüm parametresi
PSHELL	Kabuk eleman tipi
PSOLID	Katı eleman tipi
PLOAD4	Yüzeye uygulan dağıtılmış yük kartı
SPC	Tek nokta kısıtlaması
RLOAD2	Frekans alanı için harmonik yük tanımı
CTETRA	3 boyutlu eleman tipi
CQUAD4	2 boyutlu elaman tipi
DVPREL	Parametrik ilişkilendirme kartları
DTPL	Tasarım alanı tanımı kartı
DESVAR	Tasarım değişkeni tanımı
DRESP	Cevap fonksiyonları
DESOBJ	Amaç fonksiyonu
DCONSTR	Kısıtlar
FREQ	Frekans aralığı tanımı
EIGRL	Eigenvalue Real extraction (doğal frekans için)
VOLFRAC	Hacim oranı
SOLVITYP	Çözücü tipi tanımı

ŞEKİLLER DİZİNİ

		Sayfa
Şekil 2.1.	Yapısal çelik için optimize edilmiş bağlantı parça güvenlik faktörü artı kütle ve fiyattaki azalma (Ramesh vd., 2020).	7
Şekil 2.2.	Mil gerilme dağılımı ve optimize edilmiş tasarımı (Ramesh vd., 2020).	7
Şekil 2.3.	Orijinal ve optimize edilmiş parça (Liu vd., 2019).....	8
Şekil 2.4.	Şekil Optimizasyonu (Olason & Tidman, 2010).	9
Şekil 2.5.	Boyut optimizasyonu (Olason & Tidman, 2010).....	9
Şekil 2.6.	Çerçeve deformasyonu (Lucisano vd., 2016).	10
Şekil 2.7.	Dairesel testerenin ahşap kesme simülasyon süreci (Jia vd., 2024).	11
Şekil 2.8.	Mekanik gerilme ölçüm alanında dahil edilen mesh, sınır koşulları ve mesh üzerinde ayrıntılı bir görünüm içeren sayısal modelin gösterimi (Pichler vd., 2018).....	12
Şekil 2.9.	Çam keserken SK ve HSS bıçaklar üzerindeki gerilim dağılımı (Krilek vd., 2023).....	13
Şekil 2.10.	Mukavemet yöntemi analizine göre gerilme dalga formu von Mises (Melicherčík vd., 2020).....	14
Şekil 2.11.	Topoloji ve şekil optimizasyonu artı ağırlık azaltma orantısı (Düzcan, 2019).	18
Şekil 3.1.	Daha yüksek kütle katkısına sahip bileşenlere sahip üçlü daire testere ağaç işleme makinesi. A) İzometrik ön görünüş B) İzometrik arka görünüş.....	20
Şekil 3.2.	Testereler montaj plakası. Boyutları (2480x818x15 mm). Çalışma mantığı (Testere milinin eksensel ve radyal yüklerini ve sistemin diğer operasyonel yüklerini taşımak üzere kademeli destek yapısı). Malzeme (S235JR çeliği).....	21
Şekil 3.3.	Makaralı besleme kızağı. Boyutları (1206x100x15 mm). Çalışma mantığı (Ahşap iş parçasının lineer hareketini sağlayan kılavuz mekanizması). Malzeme (AISI 1045 çeliği).	21
Şekil 3.4.	Giriş ve Çıkış taban plakası. Çalışma mantığı (İş parçası üzerinde doğru baskı için iş parçasını ve döner kol düzeneği bileşelerini destekleyen parçası). Malzeme (S235JR çeliği). A) Giriş taban plakası boyutları (1616x620x10 mm). B) Çıkış taban plakası boyutları (978x620x10 mm).....	21
Şekil 3.5.	1. ve 2. Motor plakası. Çalışma mantığı (Motor ve aktarma gücünün statik/dinamik yüklerini üstlenen bileşen). Malzeme (S235JR çeliği). A) 1. Motor plakası boyutları (560x421x15 mm). B) 2. Motor destek plakası boyutları (1110x542x10 mm).	22
Şekil 3.6.	80x80x2,5mm çelik kutu profil şase grubu. Makine şasesinin ana taşıyıcı yapısı.....	22
Şekil 3.7.	Üçlü dairesel testere makine prototipi.	24
Şekil 3.8.	Analiz ve Optimizasyon Akış Şeması.	25
Şekil 3.9.	Hypemesh'te sınır koşullar ve yükler tanılaması.....	30
Şekil 3.10.	Dinamik yükler frekans bağımlılığı tanılaması.....	33
Şekil 3.11.	Topoloji optimizasyon hedefi.	34
Şekil 3.12.	Optimizasyon parametreleri tanılaması.	37

Şekil 3.13. Boyut optimizasyonun parametreleri tanılaması. 39
Şekil 3.14. Şekil optimizasyonun parametreleri HyperMesh'te ve HyperStudy'de tanılaması. 42
Şekil 4.1. Testereler montaj plakası yer değiştirme dağılımı sonucu. 45
Şekil 4.2. Testereler montaj plakası gerilim dağılımı sonucu. 45
Şekil 4.3. Makaralı beseleme kızağı yer değiştirme dağılımı sonucu. 46
Şekil 4.4. Makaralı beseleme kızağı gerilme dağılımı sonucu. 46
Şekil 4.5. Giriş taban plakası yer değiştirme dağılımı sonucu. 47
Şekil 4.6. Giriş taban plakası gerilme dağılımı sonucu. 47
Şekil 4.7. Çıkış taban plakası gerilme dağılımı sonucu. 48
Şekil 4.8. Çıkış taban plakası yer değiştirme dağılımı sonucu. 48
Şekil 4.9. 1. Motor plakası gerilme dağılımı sonucu. 49
Şekil 4.10. 1. Motor plakası yer değiştirme dağılımı sonucu. 49
Şekil 4.11. 2. Motor destek plakası gerilme dağılımı sonucu. 50
Şekil 4.12. 2. Motor destek plakası yer değiştirme dağılımı sonucu. 50
Şekil 4.13. Şasinin gerilme dağılımı sonucu. 51
Şekil 4.14. Şasinin yer değiştirme dağılımı sonucu. 51
Şekil 4.15. A) 1. doğal frekans stres dağılımı B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 52
Şekil 4.16. Testereler montajı plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği. 52
Şekil 4.17. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 53
Şekil 4.18. Makaralı besleme kızağı titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği. 53
Şekil 4.19. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 54
Şekil 4.20. Giriş taban plakası titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği. 54
Şekil 4.21. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 55
Şekil 4.22. Çıkış taban plakası titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği. 55
Şekil 4.23. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 56
Şekil 4.24. 1. Motor plakası titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği. .. 56
Şekil 4.25. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 57
Şekil 4.26. 2. Motor destek plakası titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği. 57
Şekil 4.27. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 58
Şekil 4.28. Şasi titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği. 58
Şekil 4.29. Testereler montaj plakası topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları. 59
Şekil 4.30. Makaralı besleme kızağı topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları. 60
Şekil 4.31. Giriş taban plakası topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları. 60
Şekil 4.32. Çıkış taban plakası topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları. 61
Şekil 4.33. 1. Motor plakası topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları. 61
Şekil 4.34. 2. Motor destek plakası topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları. 62

Şekil 4.35. Testereler montaj plakası en iyi stres dağılımına göre sacın et kalınlığı dağılım sonucu. 63
Şekil 4.36. Giriş taban plakası en iyi stres dağılımına göre sacın et kalınlığı dağılım sonucu. 64
Şekil 4.37. Çıkış taban plakası en iyi stres dağılımına göre sacın et kalınlığı dağılım sonucu. 64
Şekil 4.38. 1. motor plakası en iyi stres dağılımına göre sacın et kalınlığı dağılım sonucu. 65
Şekil 4.39. 2. Motor destek plakası en iyi stres dağılımına göre sacın et kalınlığı dağılım sonucu. 66
Şekil 4.40. Testereler montaj plakası yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim. 67
Şekil 4.41. Makaralı besleme kızağı yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim. 68
Şekil 4.42. Giriş taban plakası yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim. 68
Şekil 4.43. Çıkış taban plakası yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim. 69
Şekil 4.44. 1. Motor plakası yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim. 70
Şekil 4.45. 2. Motor plakası yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim. 71
Şekil 4.46. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 72
Şekil 4.47. Yeni testereler montajı plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği. 72
Şekil 4.48. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 73
Şekil 4.49. Yeni Makaralı besleme kızağı titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği. 73
Şekil 4.50. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 74
Şekil 4.51. Yeni giriş taban plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği. 74
Şekil 4.52. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 75
Şekil 4.53. Yeni çıkış taban plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği. 75
Şekil 4.54. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 76
Şekil 4.55. 1. Motor plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği... 76
Şekil 4.56. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı. 77
Şekil 4.57. Yeni 2. Motor destek plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği. 77
Şekil 4.58. Testereler montaj plakası şekil optimizasyonun sonucu. 79
Şekil 4.59. Makaralı besleme kızağı şekil optimizasyonun sonucu. 80
Şekil 4.60. Giriş taban plakası şekil optimizasyonun sonucu. 82

Şekil 4.61. Çıkış taban plakası şekil optimizasyonun sonucu..... 83
Şekil 4.62. 1. Motor plakası şekil optimizasyonun sonucu..... 85
Şekil 4.63. 2. Motor destek plakası şekil optimizasyonun sonucu. 86

ÇİZELGELER DİZİNİ

		Sayfa
Çizelge 3.1.	Malzeme mekanik özellikleri.	26
Çizelge 3.2.	Kritik bileşenler ve yük değerleri.	28
Çizelge 4.1.	Testere montaj plakası şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler.	78
Çizelge 4.2.	Makaralı besleme kızağı şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler.	80
Çizelge 4.3.	Giriş taban plakası şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler.	81
Çizelge 4.4.	Çıkış taban plakası şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler.	83
Çizelge 4.5.	1. Motor plakası şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler.	84
Çizelge 4.6.	2. Motor plakası şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler.	86
Çizelge 4.7.	Testere montaj plakası tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.	87
Çizelge 4.8.	Makaralı besleme kızağı tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.	87
Çizelge 4.9.	Giriş taban plakası tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.	88
Çizelge 4.10.	Çıkış taban plakası tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.	88
Çizelge 4.11.	1. Motor plakası tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.	88
Çizelge 4.12.	2. Motor destek plakası tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.	89
Çizelge 4.13.	80x80x80x2,5 mm kutu profil şase tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.	89

1. GİRİŞ

Endüstriyel üretim süreçlerinde verimlilik, maliyet optimizasyonu ve sürdürülebilirlik, mühendislik tasarımlarının temel odak noktalarından biridir. Bu bağlamda, makine bileşenlerinin hafifletilmesi, enerji tüketimini azaltma, dinamik performansı iyileştirme ve üretim maliyetlerini düşürme açısından kritik bir rol oynamaktadır. Ahşap işleme makineleri, mobilya, inşaat, palet, dolap ve kablo makara gibi birçok ürünün üretim süreçlerinde kritik roller üstlenmektedir. Özellikle ağaç işleme makineleri gibi ağır endüstriyel ekipmanlar, yüksek malzeme kullanımı ve hacimli tasarımları nedeniyle operasyonel verimlilikte sınırlamalara yol açmaktadır. Bu makinelerdeki ağır metal bileşenler, enerji tüketimini artırmakta, taşıma ve montaj süreçlerini zorlaştırmakta, sık sık yüksek statik ve dinamik yükler altında çalışmakta, aynı zamanda dinamik performansı olumsuz etkilemektedir. Bu bağlamda, malzeme dağılımının optimizasyonu ve hafif tasarımların geliştirilmesi, endüstriyel uygulamalarda giderek önem kazanmaktadır.

Topoloji optimizasyonu, otomotiv, havacılık ve uzay endüstrilerinde yaygın şekilde kullanılan bir yöntem olmasına rağmen, ağaç işleme makineleri gibi özel endüstriyel ekipmanlarda bu tekniğin uygulanmasına ilişkin çalışmalar sınırlıdır. Mevcut literatürde, özellikle ahşap işleme makinelerinin dinamik yükler altındaki davranışını dikkate alan ve üretilebilirlik kısıtlarıyla entegre edilmiş optimizasyon stratejileri nadiren ele alınmıştır. Bu çalışmanın temel amacı, ağaç işleme makinelerinin kritik bileşenlerinde topoloji optimizasyonu yöntemiyle kütle azaltımı sağlarken, yapısal bütünlüğü ve işlevselliği korumaktır. Bu yöntem, geleneksel deneme-yanılma tasarım süreçlerine kıyasla, hem zamandan tasarruf sağlamakta hem de yenilikçi geometrilerin keşfedilmesine olanak tanımaktadır. Üçlü dairesel testereli bir ağaç işleme makinesi özelinde, yüksek kütleli yedi bileşen (testere montaj plakası, giriş/çıkış taban plakaları, motor destek plakaları, makaralı besleme kızağı ve şasinin grubu) seçilmiş olup bu parçalar üzerinde sonlu elemanlar analizi (FEA), modal analiz, doğrudan frekans tepkisi gibi yapısal analizler gerçekleştirilip optimize edilen parçaların rezonans riskinin değerlendirilmiştir. Ardından, çok aşamalı optimizasyon yaklaşımı (topoloji, boyut ve şekil optimizasyonu)

teknikleri kullanılarak malzeme dağılımı yeniden düzenlenmiş, optimize edilen tasarımların performansı simülasyonlarla doğrulanmıştır.

Çalışmada, SolidWorks ile 3B katı modellemeler yapılmış, Altair HyperMesh OptiStruct yazılımı ile mesh oluşturma, sınır koşullarının tanımlanması ve optimizasyon süreçleri yürütülmüştür. Optimizasyon kriterleri arasında maksimum gerilmenin malzeme akma sınırının altında kalması, deformasyonun operasyonel toleranslar içinde sınırlandırılması ve doğal frekansların makine çalışma aralığıyla uyumsuzluğu yer almaktadır. Ayrıca, üretilebilirlik kısıtları (minimum kalınlık, simetri, lazer kesim, montaj deliklerinin korunması ve CNC işleme uyumluluk) dikkate alınarak pratikte uygulanabilir tasarımlar elde edilmiştir.

Bu tez çalışması, ağaç işleme endüstrisinde enerji verimliliğini artırmayı, malzeme maliyetlerini düşürmeyi ve makine ömrünü uzatmayı amaçlamaktadır. Elde edilen sonuçlar, optimizasyon tekniklerinin endüstriyel tasarımlara entegrasyonunun teknik ve ekonomik avantajlarını ortaya koymaktadır. Çalışmanın ilerleyen bölümlerinde, kuramsal temeller, metodoloji, simülasyon sonuçları, optimizasyon etkileri ve doğrulama süreçleri detaylandırılarak tartışılmaktadır.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölüm içerisinde makine endüstrisinde ürünlerinin geliştirilmesinde sonlu elemanlar analizleri (SEA) ve en uygun şekle sokma yöntemleri, makine gövdelerinin dayanaklığı, verimliliği ve hafifliği, yapısal analizdeki statik ve dinamik analizlerle makine gövdelerinin yük ve titreşim gibi dış etkenler, en uygun şekle sokma tekniklerinden şekil, boyut ve topoloji optimizasyonları konuları ile ilgili detaylı araştırmalar yapıp genel bilgiler de yer almıştır.

2.1. Makine Endüstrisinde Ürün Geliştirme Süreçlerinde SEA ve Optimizasyon Yöntemleri

Makine endüstrisinde ürün geliştirme süreçlerinde, SEA ve optimizasyon yöntemleri, tasarım verimliliği, maliyet optimizasyonu ve performans iyileştirme açısından kritik rol oynamaktadır. SEA, mühendislere karmaşık geometrilerdeki bileşenlerin gerçek dünya koşulları altındaki davranışını simüle etme imkânı sağlar. Bu yöntem, fiziksel prototip üretimini minimize ederek zamandan ve maliyetten tasarruf sağlarken, malzeme kullanımını optimize etmek ve yapısal bütünlüğü doğrulamak için kullanılır (Melicherčík vd., 2020).

Önemi;

SEA, makine parçalarının gerçek dünya koşullarında nasıl tepki vereceğini anlamada derin bir analiz sağlamaktadır. Ahşap işleme makinelerinde bu, özellikle spindle (miller), kesici başlıklar (daire ve şerit testerelerde gibi) ve destek yapıları gibi parçaların yüksek operasyonel yükler altında aşırı aşınma veya hasara uğramadan çalışmasını sağlamada kritik öneme sahiptir. SEA aynı zamanda stres birikimlerini ve olası arıza noktalarını belirleyerek mühendislerin bileşenleri yeniden tasarlamalarını veya güçlendirmelerini, böylece ürün güvenilirliğini artırmalarını sağlamaktadır. Diğer yandan, makine gövdelerinin hafifletilmesi, enerji verimliliğini artırarak hareketli makinelerde enerji tüketimini önemli ölçüde azaltırken, güç aktarım sistemlerine de daha az yük bindirmektedir. Bu tasarımlar, dinamik yükler altında daha az deformasyon yaşayarak titreşim seviyelerini düşürür ve hassasiyeti artırmaktadır.

Avantajları ve süreçler; SEA'nin temel avantajları arasında:

- Karmaşık geometrilerin ve çoklu fizik problemlerinin modellenebilmesi,

- Mühendislerin aynı anda birden fazla fizik problemini modellemesine olanak tanılaması,
- Zamandan, paradan ve kaynaklardan tasarruf edilmesi,
- Malzeme verimliliğinin sağlanması (gereksiz malzeme kullanımının önlenmesi),
- Fiziksel prototip ihtiyacının azaltılması yer almaktadır.

Analiz süreci üç aşamadan oluşur:

- **Ön işleme:** Modelde kullanılacak fiziği ve gerçek dünya koşullarını tanımlamak üzere hazırlanması.
- **İşleme:** Modeli daha sonra küçük sonlu elemanlara bölünerek ilgili fizik temsillerini (kuvvet, sıcaklık vb. yükler) ve/veya denklemleri her bir elemana uygulanması. Burada da gereken kısıtlamalar ve yükler gerçek dünyada koşullarla uygulanması.
- **İşlem sonrası:** Uygulanan bu kuvvetler sonrasında deformasyonlar, gerilmeler ve uzama gibi parametreler değerlendirilir ve tasarımın zayıf noktaları ile malzeme fazlalığı olan bölgeler tespit edilmesi.

SEA'den sonra, topoloji optimizasyonu veya genetik algoritmalar gibi optimizasyon algoritmaları yöntemleri, malzeme dağılımını en uygun hale getirmektedir. Ahşap işleme endüstrisinde bu yöntemler, kesme makinesi çerçevesi veya destek parçaları gibi bileşenlerin hacmini azaltırken, gerekli sertliği koruyacak şekilde tasarlanmasını sağlamaktadır. Optimizasyondan geçen tasarım, performans ve güvenlik standartlarını karşılayıp karşılamadığını görmek için ek simülasyonlar veya fiziksel testlerle doğrulanmaktadır. Öte yandan, bu analizler tek başına yeterli olmayıp, beraberinde uygulanan optimizasyon yöntemleri sayesinde tasarımlar mukavemetini kaybetmeden daha hafif, daha düşük maliyetli ve daha az malzeme ile üretilir hâle gelebilmektedir. Bu noktada; topoloji optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve boyut optimizasyonu, tasarım alanında yoğun şekilde kullanılan başlıca yöntemler arasında yer almaktadır.

(Palanisamy, 2020), güç aktarım ünitesi muhafazalarının topoloji optimizasyonu için bir metodoloji geliştirmiştir. Çalışma, günümüzde giderek yaygınlaşan ve gelişmiş yazılımlar sayesinde tasarım sürecine doğrudan entegre edilebilen simülasyon odaklı tasarım (simulation-driven design) yaklaşımını temel almaktadır. Bu kapsamda, Inspire, SimLab, HyperMesh ve OptiStruct gibi farklı yazılımlar kullanılarak statik topoloji

optimizasyonu gerçekleştirilmiş; döküm üretim sürecine uygunluk açısından çeşitli imalat kısıtlamaları dikkate alınmıştır. Geliştirilen metodoloji, özellikle dişli kutusu gövdesi gibi benzer yapılar için yeniden kullanılabilir ve sağlam bir çözüm yolu sunmaktadır. Önerilen yaklaşım, topoloji sonuçlarının daha net bir biçimde yorumlanmasını sağlamakta, tasarım sürecinde bilgi transferini kolaylaştırmakta ve optimizasyon döngülerinin sayısını azaltarak süreç verimliliğini artırmaktadır. Ayrıca, nihai tasarımda ağırlık azaltımı sağlanmış ve daha optimum bir yapıya ulaşılmıştır.

Yapısal optimizasyonu yöntemleri;

Yapısal optimizasyonu, makine tasarımında en verimli malzeme dağılımını bulmaya yönelik bir mühendislik yaklaşımıdır. Bu yöntem, tasarım alanı içerisinde istenmeyen veya gereksiz malzemeleri kaldırarak, yapısal bütünlük ve performansı korurken, ağırlığı azaltmayı amaçlamaktadır. Üreticiler ürün tasarımlarını geliştirmek ve hafif, üretilebilir konseptler oluşturmak için yapısal optimizasyonu kullanabilmektedir. Ayrıca, ürünleri düzeltmek ve sanal olarak doğrulamak için de kullanabilir, böylece yenilikçi, uygun maliyetli tasarım çözümleri elde edebilmektedir.

(Sigmund & Maute, 2013), topoloji optimizasyon yöntemlerini karşılaştırmalı olarak incelemiş ve yoğunluk tabanlı yöntemlerin endüstriyel uygulanabilirliğini vurgulamıştır. 1988 yılında Bendsøe ve Kikuchi tarafından önerilen ilk yoğunluk bazlı yaklaşımdan itibaren, bu alandaki gelişmelerin çok sayıda farklı metodolojiye evrildiği ifade edilmiştir. Çalışmada özellikle şu yöntemler derinlemesine ele alınmıştır: yoğunluk (density) yöntemi, seviye set (level set) yöntemi, faz alanı (phase field), topolojik türevler, evrimsel algoritmalar ve daha birçok alternatif yaklaşım. Her bir yöntemin avantajları ve dezavantajları, matematiksel zorlukları, hesaplama maliyetleri ve uygulanabilirlik alanları detaylı biçimde karşılaştırılmıştır. Ayrıca, araştırmacılar gelecekte bu yöntemlerin nasıl geliştirilebileceğine yönelik bazı stratejik önerilerde bulunmuşlardır. Yöntemler arasındaki benzerlikler ve farklılıklar teknik derinlikte tartışılmış, hangi durumlarda hangi yöntemin daha uygun olacağına dair rehber nitelikte çıkarımlar yapılmıştır.

(Zhang & Zhu, 2018), uyumlu mekanizmaların topoloji optimizasyonunu incelemiş ve minimum malzeme kullanımıyla maksimum esnekliğin nasıl sağlanacağını göstermiştir. Esnek mekanizmaların tasarımı için iki temel yöntemi karşılaştırmıştır: kinematik temelli yöntemler ve topoloji optimizasyonu yöntemleri. Kinematik yöntemler, bilinen rijit cisim mekanizmalarının esnek karşılıklarının türetilmesine dayanmakta olup sınırlı tasarım çeşitliliği sunar. Buna karşın topoloji optimizasyonu, önceden belirlenmiş bir yapı olmaksızın en uygun malzeme dağılımını bulmayı mümkün kılarak yenilikçi tasarımların önünü açmaktadır. Kitapta ayrıca topoloji optimizasyonu sürecinin, boyut, şekil ve topoloji değişkenlerine dayalı olarak nasıl gerçekleştirildiği ayrıntılı şekilde açıklanmıştır. Özellikle SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization), ESO/BESO (Evolutionary Structural Optimization) ve Seviye Set (Level-Set) yöntemlerinin matematiksel temelleri, avantajları ve uygulama sınırlamaları değerlendirilmiştir. Bu yöntemlerle tasarlanan esnek mekanizmaların performans kriterleri, stres dağılımı, üretilebilirlik ve çoklu giriş/çıkışlara uygunluk açısından avantaj sağladığı gösterilmiştir.

Topoloji Optimizasyonu;

Verilen bir yükleme ve sınır koşulları altında, yapının gereksiz malzeme bölgelerini belirleyerek hafifletme sağlamaktadır. Malzeme sadece yapısal olarak gerekli bölgelerde kalmaktadır. Yüksek performanslı ve hafif makine elemanları tasarımı için kullanılmaktadır. (Sharma vd., 2023), ahşap kesme makinelerinde bu yöntemi kullanarak ağırlığı %15 azaltırken sertliği korumuş ve rezonans riskini önlemiştir. Bu çalışma, OptiStruct yazılımının yapısal optimizasyon süreçlerindeki etkinliğini vurgulamaktadır. Benzer şekilde, (Chan vd., 2023), yüksek hassasiyetli bir makine aletinde yaptıkları topoloji optimizasyonu ile doğal frekansı artırarak titreşim direncini iyileştirmiştir. Bu teknik, özellikle makine gövdeleri gibi büyük ve ağır bileşenlerde etkilidir.

(Ramesh vd., 2020), bir yüksek hızlı jet dragster motor montajında topoloji optimizasyonu ile ağırlığı %57,8 azaltırken stres dağılımını iyileştirmiştir (Şekil 2.1). ANSYS yazılımı kullanılarak motor bağlantı sistemine yönelik statik analiz, mod analizleri ve harmonik cevap analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler aracılığıyla sistemin doğal frekansları, Von-Mises gerilmeleri ve frekans tepki davranışları detaylı şekilde değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, orijinal tasarımın topoloji

optimizasyonuna tabi tutularak alternatif bir hafif tasarım önerisi geliştirilmiştir. Böylece, hem ağırlıkta kayda değer bir azalma sağlanmış hem de aracın genel performansı ve üretim maliyeti açısından avantajlar elde edilmiştir. Benzer şekilde, (KOÇAK & BAYRAKLILAR, 2023), bir şaftın topoloji optimizasyonu sonucunda %57,81 ağırlık azaltımı elde etmiştir (Şekil 2.2).

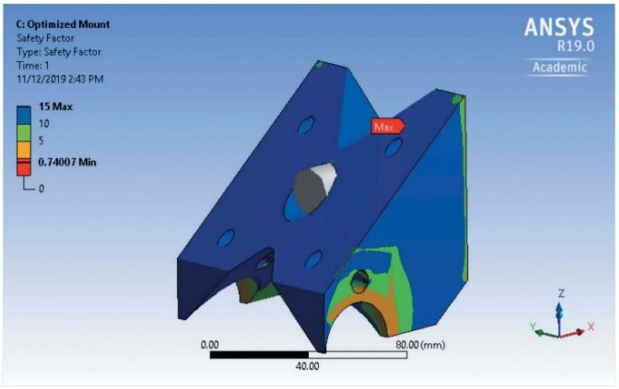
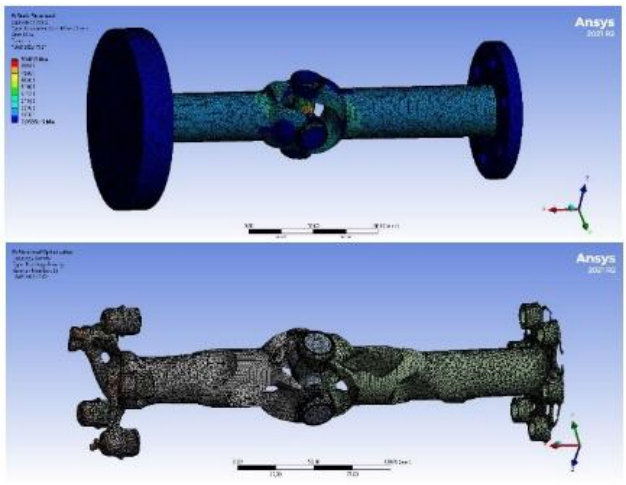


Table 4. Price difference between original and aluminum optimized mount

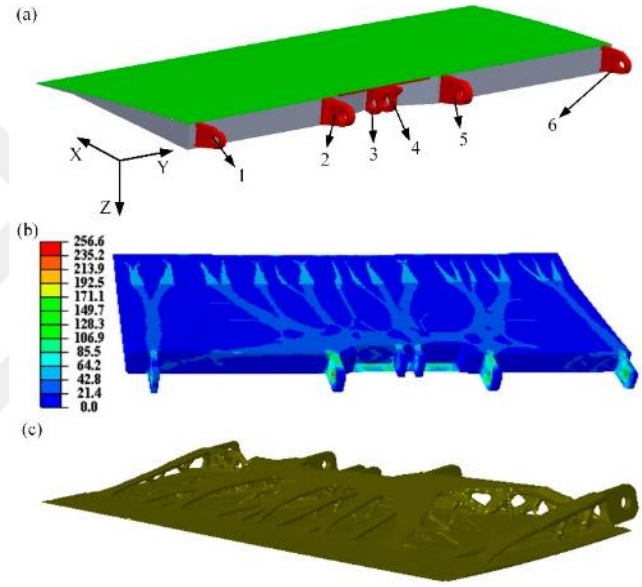
	Mass (kg)	Price per mount (US $)	Change in price
Original Mount	0.808	1.41	0
Optimized Aluminum Mount	0.663	1.15	− 18.4%

Şekil 2.1. Yapısal çelik için optimize edilmiş bağlantı parça güvenlik faktörü artı kütle ve fiyattaki azalma (Ramesh vd., 2020).



Şekil 2.2. Mil gerilme dağılımı ve optimize edilmiş tasarımı (Ramesh vd., 2020).

(Liu vd., 2019), yüksek rijitlik/ağırlık oranına sahip, hafif bir uçak spoiler'ı tasarımı üzerine çalışmalar gerçekleştirmiştir. Kafes yapılar, yüksek performanslı malzemeler (titanyum ve alüminyum alaşımları) ve topoloji optimizasyonunu birleştirerek %80 ağırlık azaltımı elde etmiştir (Şekil 2.3). Optimizasyon sonrasında, iç yapıda oluşan karmaşık geometrik bölgeler, deneysel olarak 3 boyutlu Kagome kafes yapıları ile değiştirilmiş ve dış kabuğu destekleyen bir sandviç yapı oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar analizlerine dayalı sayısal simülasyonlar, bu yeni yapının yüksek bükülme direnci sağladığı gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Orijinal ve optimize edilmiş parça (Liu vd., 2019).

Şekil Optimizasyonu;

Parçanın yüzey geometrisini değiştirerek performansı iyileştirme üzerine çalışmaktadır. Malzeme azaltımı, yüklerin yoğun olduğu kritik bölgeler korunarak gerçekleştirilmektedir. Özellikle estetik kaygıların da bulunduğu ürünlerde, performans ile görsel kaliteyi birlikte artırmak mümkündür. Şekil optimizasyonunda, mevcut bir tasarım üzerinden küçük yer değiştirmeler tanımlanıp bu değişimlerin yapının genel davranışına etkisi değerlendirilmektedir. Böylece, hem gerilme dağılımı dengelenmiş hem de üretime uygunluğu artırılmış parçalar ortaya konulmaktadır.(Soylu, 2023), bir

ekskavatör kolununda yaptığı şekil optimizasyonu ile malzeme yorgunluğunu %24 azaltmıştır.

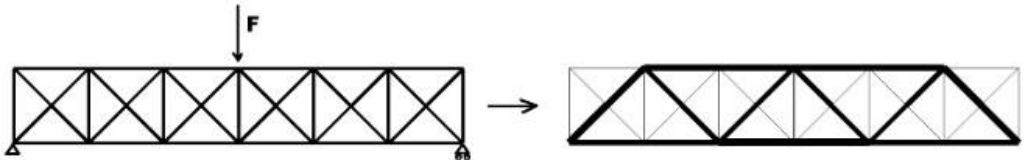


Şekil 2.4. Şekil Optimizasyonu (Olason & Tidman, 2010).

(YUKSEL, 2019), yapısal optimizasyon yöntemlerini derleyerek topoloji optimizasyonun boyut ve şekil optimizasyonuna üstünlüğünü kanıtlamıştır. Bu bağlamda, çalışmada ilk olarak genel topoloji optimizasyonu problemi tanıtılmış, ardından modern yaklaşımlar ayrıntılı şekilde sunulmuştur. Özellikle son yıllarda yaygınlık kazanan yoğunluk yöntemi, seviye set yöntemi, faz alanı yöntemi gibi güncel teknikler karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiş; her bir yöntemin güçlü ve zayıf yönleri açıklanmıştır. Boyut ve şekil optimizasyonları ile sadece sınırlı iyileştirmeler elde edilebilirken, yapının topolojisinde bir değişiklik olmadan en iyi performansın elde edilmesinin mümkün olmadığı belirtilmiştir.

Boyut Optimizasyonu;

Parçaların kalınlık, uzunluk veya çap gibi boyutsal parametrelerini ayarlayarak minimum ağırlık ve maksimum performans hedeflemektedir (Jia vd., 2024). Boyut optimizasyonu, genellikle diğer iki yöntemle birlikte kullanıldığında maksimum etkiyi sağlamaktadir. İlk olarak topoloji ile temel yapı belirlenir, ardından şekil ve boyut optimizasyonu ile detaylar iyileştirilmektedir. CNC makine gövdelerinde kritik elemanların boyutlandırılması. (Trzepieciński vd., 2016), bir biçme makinesi çerçevesinde yaptığı boyut optimizasyonu ile malzeme yorgunluğunu %20 azaltmıştır.

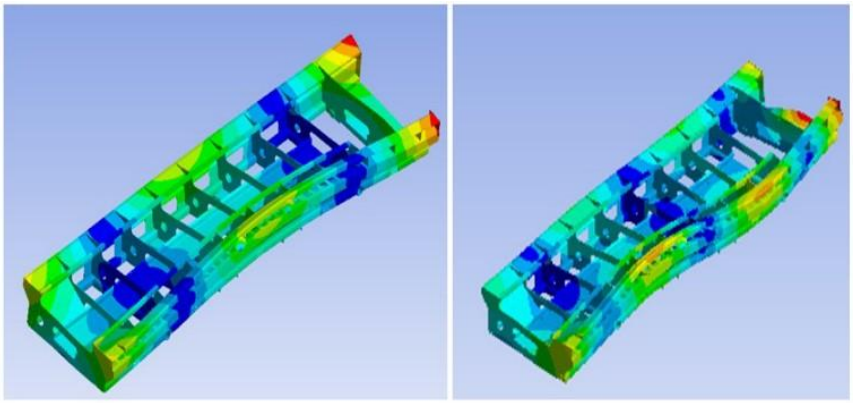


Şekil 2.5. Boyut optimizasyonu (Olason & Tidman, 2010).

2.2. Ahşap İşleme Makinelerinde Dinamik ve Statik Analizler

Makine gövdelerinin verimliliği, dinamik ve statik yükler altındaki davranışına bağlıdır. Tasarımın başarısını doğrudan etkilemektedir. (Sun vd., 2022), CNC ahşap işleme makinelerinde torna yatağının dinamik analizi ile titreşim seviyelerini azaltmayı başarmış ve kesme hassasiyetini artırmıştır. Benzer şekilde, (Pichler vd., 2018), ahşap kesme kuvvetlerinin modellenmesinde malzeme davranışının doğru simülasyonunun kritik olduğunu vurgulamıştır. (Eyma vd., 2004), 14 ahşap türünün kesme kuvvetlerini analiz ederek yoğunluk ve mekanik özelliklerin etkisini kantitatif olarak ortaya koymuştur.

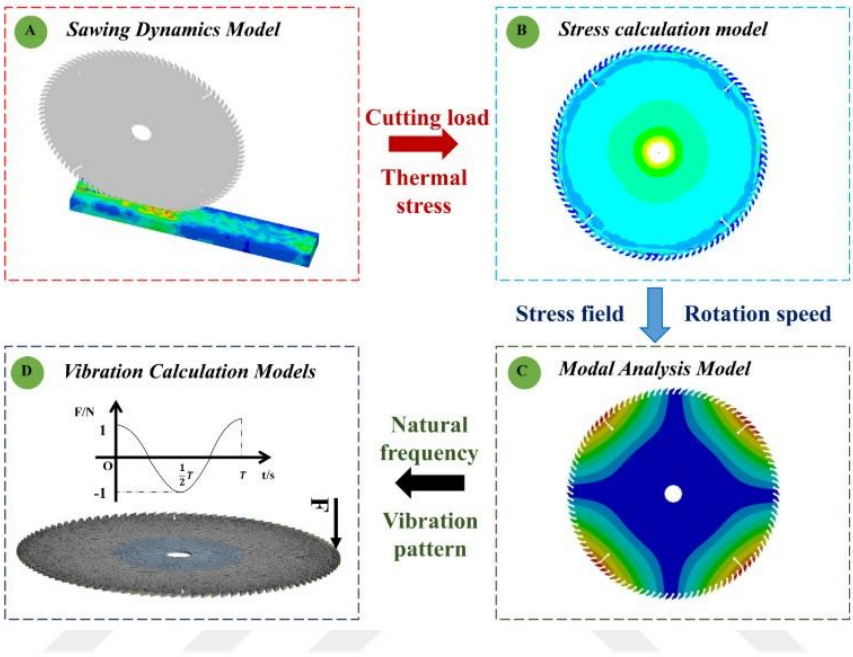
(Lucisano vd., 2016), ağaç işleme makinelerinde artan hassasiyet ve esneklik taleplerini karşılamak için FEA (Finite Element Anlysis) kullanım tartışmıştır. Yüksek hassasiyetli bileşenlerin performansını modellemek ve optimize etmek, minimum titreşim sağlamak ve ürün doğruluğunu artırmak için FEA'yı uygulamaya odaklanmıştır. FEA sayesinde, çeşitli koşullar altında performansı tahmin edilmiş, kapsamlı fiziksel test ihtiyacını azaltmış ve tasarım iyileştirmelerinin hızlı bir şekilde yinelenmesi sağlamıştır. Şekil 2.6, gövdenin eğilme veya burulma titreşimleriyle ilgili deformasyonunu gösterilmektedir.



Şekil 2.6. Çerçeve deformasyonu (Lucisano vd., 2016).

(Jia vd., 2024), gürültü ve titreşimi azaltmayı amaçlayan daire testere bıçaklarının tasarımını iyileştirmek için çok amaçlı optimizasyon ve FEA kullanılmıştır. Bıçağın çalışma koşulları altındaki tepkisini modelleyerek, FEA'nın kesme performansını ve kullanıcı konforunu artırmak için bıçak parametrelerinin daha iyi ayarlanmıştır. Bunun

yanı sıra takım ömrünü de iyileştirerek bıçağı yüksek frekanslı endüstriyel uygulamalarda daha dayanıklı ve verimli hale getirilmiştir. Şekil 2.7, kesme işlemi sırasında dairesel testere bıçağının maksimum deformasyonunu, eşdeğer gerilimini ve genel titreşim yoğunluğunu gösterilmektedir.

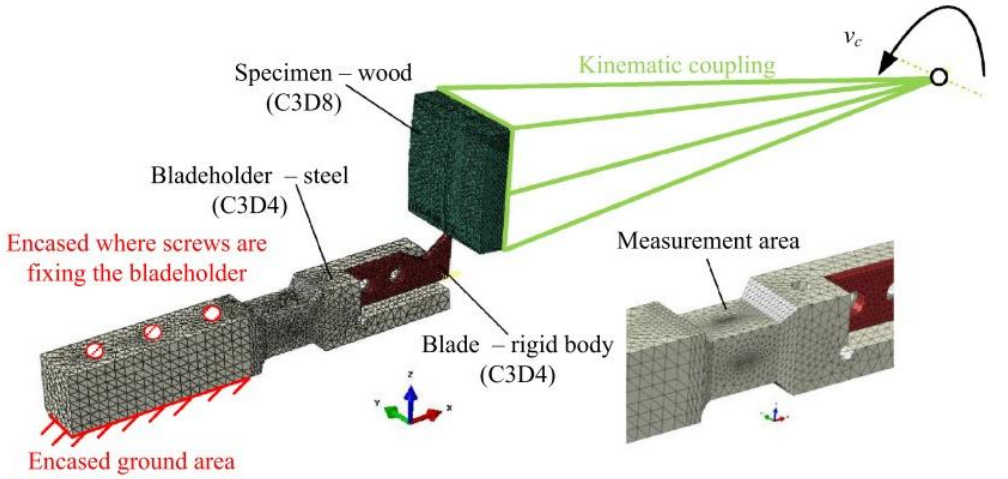


Şekil 2.7. Dairesel testerenin ahşap kesme simülasyon süreci (Jia vd., 2024).

(Sun vd., 2022), CNC ahşap işleme makinelerinde istikrar ve hassasiyeti etkileyen kritik bir bileşen olan torna yatağının dinamik davranışının analizi için FEA uygulanmıştır. Yapısal ve titreşimsel analiz yoluyla, yük altında deformasyonu azaltmak amacıyla bağlantı yüzeylerini ve malzeme özelliklerini optimize edilmiştir. Stabil makine yataklarının tasarlanmasında, kesme hassasiyetinin artırılmasında ve makine ömrünün uzatılmasında FEA'nın önemini ortaya konulmuştur.

(Pichler vd., 2018), FEA kullanarak kesme kuvvetlerini modelleyerek ahşap parçalama sırasında malzeme davranışını değerlendirmeye odaklanmıştır. Farklı ahşap türlerinin kesme kuvvetlerine nasıl tepki verdiğini anlamada doğru malzeme modelleme ve simülasyonunun rolünü vurgulamaktadır. Parçalama izotropik hasar modellerini kullanarak teorik ve deneysel gerilme değerlerini karşılaştırmıştır (Şekil 2.8). Bu, bıçak keskinliği ve kesme açılarında daha hassas ayarlamalara izin vererek daha iyi takım

tasarımını mümkün kılmakta, böylece üretkenliği artırmakta ve ahşap işlemede kullanılan makinelerdeki aşınmayı azaltmıştır.

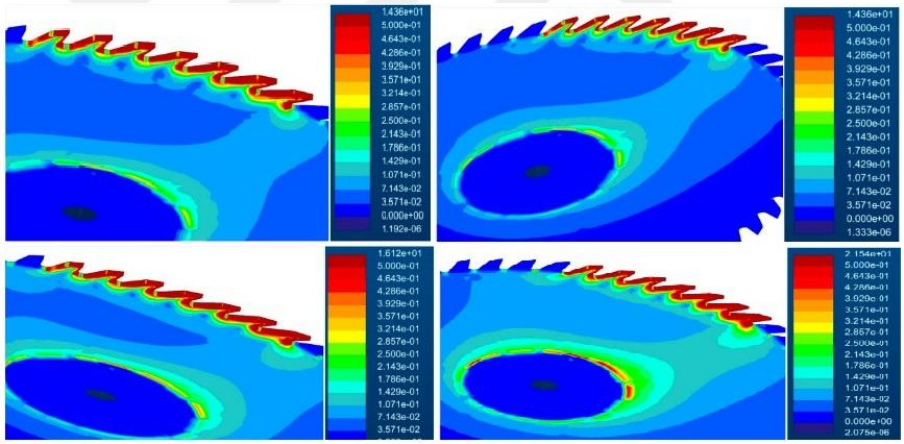


Şekil 2.8. Mekanik gerilme ölçüm alanında dahil edilen mesh, sınır koşulları ve mesh üzerinde ayrıntılı bir görünüm içeren sayısal modelin gösterimi (Pichler vd., 2018).

(Trzepieciński vd., 2016), küçük ölçekli odun hasadı için kullanılan bir biçme makinesi çerçevesinin yapısal mukavemetini değerlendirmek için FEA uygulanmıştır. FEA simülasyonları, kritik stres noktalarının belirlenmesine yardımcı olarak esnekliği artıran ve malzeme yorgunluğunu azaltan tasarım değişikliklerine rehberlik edilmiştir. Özellikle uzun süreli dayanıklılığın ve yüksek darbe kuvvetlerine karşı direncin önemli olduğu makinelerde verimli tasarım optimizasyonu gösterilmiştir.

(Martini vd., 2017), FEA aracılığıyla, genellikle ahşap işlemede kullanılan döner transfer makinelerinin yapısal bütünlüğünü ve dinamik performansını değerlendirilmiştir. Malzeme seçiminin optimize edilmesine yardımcı olarak tekrarlanan yükler altında makinenin dayanıklılığını ve dengesini artırılmıştır. Elastodinamik özellikleri inceleyerek, yüksek operasyonel gerilimlere dayanabilen makinelerin geliştirilmesinde FEA'nın önemini vurgulayıp nihayet daha güvenli, daha güvenilir endüstriyel makinelere katkıda bulunmuştur.

(Krilek vd., 2023), ahşabın dairesel testere ile işlenmesi sırasında oluşan kesme kuvvetlerini ve testere tasarımının bu kuvvetler üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çalışmada, 600 mm çapında ve farklı diş yapılarına sahip SK (sert metal) ve HSS (yüksek hızlı çelik) tipi dairesel testere bıçakları kullanılmıştır. Norveç ladini üzerinde gerçekleştirilen deneysel kesme işlemleri, özel olarak tasarlanmış bir test düzeneği üzerinde yürütülmüş ve hem teorik hem de deneysel gerilme ve kuvvet değerleri karşılaştırılmıştır. Analizler sonucunda, özellikle testere diş yapısının, kesme kuvvetlerinin büyüklüğü üzerinde önemli bir etkisi olduğu ortaya konulmuştur. Sonlu Eleman Modelinin (SEM) analizleri ile desteklenen sonuçlara göre, HSS disklerdeki teorik ve deneysel gerilme değerleri 14–22 MPa arasında değişirken, SK disklerde deneysel gerilmeler yaklaşık 14 MPa, teorik gerilmeler ise yaklaşık 25 MPa seviyesinde bulunmuştur (Şekil 2.9). Ayrıca, teorik kesme kuvvetlerinin SK disklerde 76–94 N aralığında, ölçülen gerçek kuvvetlerin ise 40–44 N arasında olduğu rapor edilmiştir.



Şekil 2.9. Çam keserken SK ve HSS bıçaklar üzerindeki gerilim dağılımı(Krilek vd., 2023).

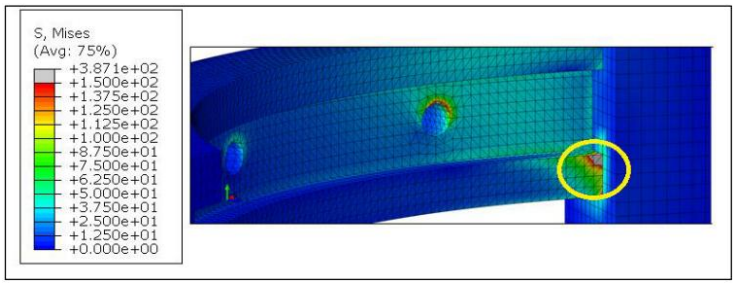
2.3. Makine Gövdelerinde Hafifletmenin Önemi ve Diğer Literatür Taraması

Ağır makine gövdeleri ve bileşenleri genellikle yüksek atalet momentlerine, daha fazla enerji tüketimine ve düşük tepki hızlarına neden olurken, hafifletilmiş yapılar dinamik performansı artırmakta, hareket hassasiyetini iyileştirmekte ve reaksiyon sürelerini azaltmaktadır. Ayrıca, taşıma ve montaj kolaylığı sayesinde, özellikle modüler üretim sistemlerinde üretim süreleri de kısaltılabilmektedir. Hafifletmenin sağladığı diğer

önemli bir avantaj ise, imalat ve malzeme maliyetlerinde düşüş sağlamasıdır. Daha az hammadde kullanımı, hem çevresel sürdürülebilirliğe katkı sunmakta hem de üretim hattında kaynak kullanımını azaltmaktadır.
Makine gövdeleri ve makine elemanları öncelikli olmak üzere parçaları optimize eden, hafifleten, sonlu elemanlar analizleri ile ürün doğrulamaları yapılmış olan örnek çalışmalar aşağıda yer almaktadır.

Hafifletme, enerji verimliliği ve operasyonel maliyetlerin düşürülmesi açısından kritiktir. (Martini vd., 2017), döner transfer makinelerinde malzeme optimizasyonu ile ağırlığı azaltırken dinamik dengenin korunduğunu göstermiştir. Ayrıca, hafifletilmiş yapılar daha düşük atalet kuvvetleri nedeniyle titreşim seviyelerini düşürerek makine ömrünü uzatmaktadır.

(Melicherčík vd., 2020), ağaç hasadında kullanılan bir kesici aletin yapısal bütünlüğünü ve verimliliğini analiz etmek için SEA'dan yararlanmıştır. Operasyonel yükler altında stres ve gerilmeyi simüle ederek, SEA'nın aşınmayı %18 azaltırken tekrarlayan kuvvetlere dayanmak için bıçak geometrisi ve malzeme seçimi optimize edilmiştir. Ormancılık ekipmanlarındaki makine bileşenlerinin ömrünü uzatmada hassas simülasyonların öneminden bahsedilmiştir. Hypermesh yazılımı, Şekil 2.10'de gösterildiği gibi ölçülenmiş kuvvet değerlerin uygulanmasından elde edilmiş gerilme SEA analizini gerçekleştirmek için kullanılmıştır.



Şekil 2.10. Mukavemet yöntemi analizine göre gerilme dalga formu von Mises (Melicherčík vd., 2020).

(Sharma vd., 2023), ahşap işleme için tasarlanmış bir kesme kuvveti ölçüm makinesinin yapısal analizini ve optimizasyonunu incelemişlerdir. Makinenin ağırlığını ve üretim

maliyetlerini en aza indirirken, işleme doğruluğunu artırmada sertlik ve yapısal bütünlüğün önemine dikkat çekmiştir. Topoloji optimizasyonu kullanılarak yapılan tasarım geliştirme sürecinde, maksimum yer değiştirmeyi azaltan ve sertliği artıran stratejik sertleştirici plakalar yerleştirilmiştir. Bu düzenlemeler, makinenin rezonansa girmesini önleyerek performansını artırmıştır.

(KAHRAMAN & KÜÇÜK, 2020), otomotivde topoloji optimizasyonu ile ağırlık azaltma çalışmalarını derlemiş ve bu yöntemlerin makine endüstrisine uyarlanabilirliğini vurgulamıştır. Taşıt parçası tasarımlarında gerçek yükleme koşulları altında sınır şartları tanımlanarak, minimum malzeme ile maksimum yapısal bütünlük hedeflenmiştir.

(ŞEYDA SAATÇI AYDINER, 2018) yüksek lisans tezinde, otobüs yolcu koltuğu bağlantı elemanlarından biri olan koltuk ayağının topoloji optimizasyonu ile hafifletilmesi amaçlanmıştır. Ayrıca, farklı tasarım alternatifleri SEA yardımıyla ECE R14 regülasyonuna uygun olarak analiz edilmiş ve emniyet kemeri çekme testi simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Ardından topoloji homojenizasyon yöntemi kullanılarak yolcu koltuğu ayağında %3'lük bir ağırlık azaltımı sağlanmasıdır (33 kg'dan 32 kg'a).

(Korkut, 2023), uçak kanadı tasarımında topoloji optimizasyonu kullanarak ağırlık azaltımı ve performans iyileştirmesi sağlamıştır. Amaç, parçanın minimum kütle ile görevini yerine getirebilmesini sağlayacak optimum yapıyı tespit etmektir. Çalışma kapsamında, uçak kanadı modeli CATIA yazılımı ile oluşturulmuş, ardından topoloji optimizasyonu işlemleri Altair HyperMesh yazılımı üzerinden gerçekleştirilmiştir. Hafiflik ve yapısal yeterlilik kriterleri doğrultusunda çok sayıda iterasyon uygulanmış; böylece en uygun geometrik form belirlenmiştir. Bu form, FEA yardımıyla değerlendirilmiş ve gerekli mukavemet koşullarını sağladığı görülmüştür.

(Yildiz, 2023), yolcu koltuklarında sırt yapısının yapısal optimizasyonunu gerçekleştirmiş ve malzeme dağılımını yeniden düzenleyerek ağırlık azaltımı sağlamıştır. Çalışma kapsamında, söz konusu braketlere yönelik olarak yapılan topoloji optimizasyonu sonrasında, malzeme miktarı azaltılmış hafif tasarımlar elde edilmiştir. Bu

tasarımların, fiziksel test koşullarına eşdeğer sonlu elemanlar analizleri ile performansları değerlendirilmiş ve optimize edilen yapıların halen ECE R14 regülasyonuna uygun şekilde başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür.

(İBRAHİM İNAN, 2023), bir taşıt süspansiyon akson parçasının FEA ve fiziksel testlerle optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Çalışmada, tekerlek, fren sistemi ve süspansiyon bileşenlerini taşıyan akson parçası üzerinde frenleme, dikey yükleme ve yanal hasar senaryoları dikkate alınarak hem fiziksel testler hem de SimCenter yazılımı ile gerçekleştirilmiş doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizleri uygulanmıştır. Fiziksel testlerden elde edilen veriler ile sanal analiz sonuçları karşılaştırıldığında, %5,79 oranında bir korelasyon tespit edilmiştir. Bu uyum, simülasyon destekli doğrulama süreçlerinin güvenilirliğini destekler niteliktedir. Bu süreçten elde edilen deneyimle birlikte, aynı yük ve sınır koşulları altında topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiş; bu optimizasyon sonucunda mevcut tasarıma göre %14 daha hafif bir akson modeli elde edilmiştir.

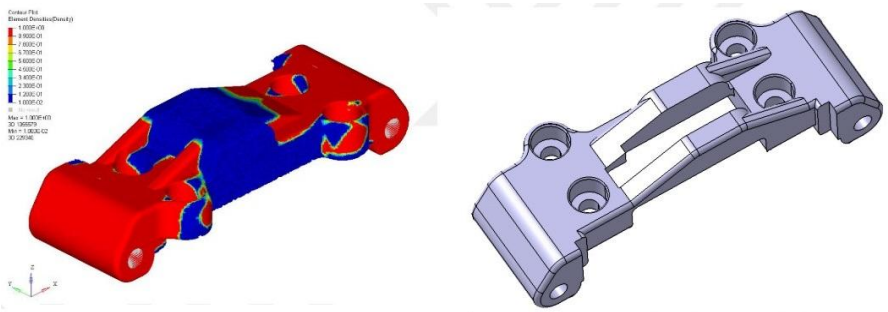
(Kerem, 2023), otomotiv sektöründe yaygın biçimde kullanılan motor takozu braketlerinin yapısal tasarımı ele alınmıştır. Bu bağlamda, çalışmada braket geometrisi, sonlu elemanlar yöntemiyle analiz edilerek maksimum gerilme değerleri tespit edilmiş ve ardından topoloji ve şekil optimizasyonları uygulanmıştır. Tasarımda üç adet değişken belirlenmiş, bu değişkenlerin alt ve üst sınırları tanımlanarak Latin Hiper Küp Örnekleme yöntemi ile 25 farklı analiz senaryosu oluşturulmuştur. Elde edilen analiz verileri, yapay sinir ağı (YSA) modellerini eğitmek amacıyla kullanılmıştır. Sonuç olarak, geleneksel sonlu elemanlar analizlerine kıyasla %1–3 hata oranı ile çalışan YSA modelleri, yüksek çözümleme maliyetlerinin azaltılmasına olanak tanımış hafif bir bileşen elde edilmiştir.

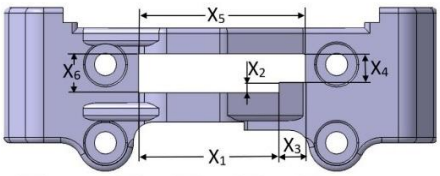
(Eren, 2014) ağır vasıta araçlarında kullanılan bir jantın yapısal verimliliğini artırmaya yönelik olarak şekil ve topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Çalışma, öncelikle jant üzerindeki hava deliği bölgelerine odaklanarak başlatılmış; bu bölgelerde şekil optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve optimum geometrik yapı elde edilmiştir. Böylece, tasarımın ilk aşamasında hava deliği formu yeniden düzenlenerek daha verimli bir yük aktarımı sağlanmıştır. Elde edilen iki farklı model karşılaştırılmış; özellikle gerilme

yığılmalarında %5,7, jant ağırlığında ise %2,7 oranında bir azalma sağlandığı rapor edilmiştir.

(Efe Işık vd., 2009), bir flanş yatağı parçasının topoloji optimizasyonu ile yeniden tasarımını ele almaktadır. İlk aşamada, mevcut parçanın mekanik özellikleri çekme testleriyle belirlenmiş ve FEA kullanılarak gerilim dağılımı ve deplasman değerleri analiz edilmiştir. Rakip firma tasarımıyla karşılaştırmalı analizler yapılarak performans kriterleri netleştirilmiştir. Topoloji optimizasyonu için Altair OptiStruct yazılımı kullanılmış; tasarım alanı, yükler ve sınır koşulları tanımlanarak malzeme dağılımı optimize edilmiştir. Optimize edilen konsept modelden türetilen yeni geometri, FEA ile tekrar test edilmiş ve mevcut tasarımlara kıyasla daha homojen gerilim dağılımı ve düşük deplasman sağlandığı gösterilmiştir. Son olarak, gerçek çalışma koşullarını simüle eden rig testleriyle doğrulanan tasarım, seri üretime uygun bulunmuştur.

(Düzcan, 2019), otomotiv endüstrisindeki ağırlık ve maliyet azaltımı hedefleri doğrultusunda, taşıtlarda kullanılan süspansiyon bileşenleri üzerine topoloji ve şekil optimizasyonu uygulamıştır. Çalışmada, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak süspansiyon parçasının yapısal performansı analiz edilmiş ve ardından topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Elde edilen yeni tasarım, orijinal tasarıma kıyasla %35,2 oranında ağırlık azaltımı sağlamış ve maksimum gerilme değerinde %8,25 azalma elde edilmiştir (Şekil 2.11). Çalışma, özellikle şekil değişkenlerinin optimize edilmesi ve yorulma ömrü analizlerinin entegrasyonuyla hafif ve mukavim yapıların geliştirilmesini örneklemektedir.





Model	Hacim (cm^3)	Maksimum Gerilme (N/mm^2)	Maksimum Yer Değiştirme (mm)
Başlangıç	6 102,979	98,03	3,678e-02
Topoloji Optimizasyonu sonrası	4 066,054	106,4	4,264e-02
Şekil Optimizasyonu Sonrası	3 954,543	89,94	3,631e-02
Değişim	-%35,203	-%8,252	-%1,277

Şekil 2.11. Topoloji ve şekil optimizasyonu artı ağırlık azaltma orantısı (Düzcan, 2019).

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde, ağaç işleme makinesinin tanıtımı, tasarım sureci, kullanılan analiz ve optimizasyon yöntemleri ile doğrulama adımları detaylandırılmıştır.

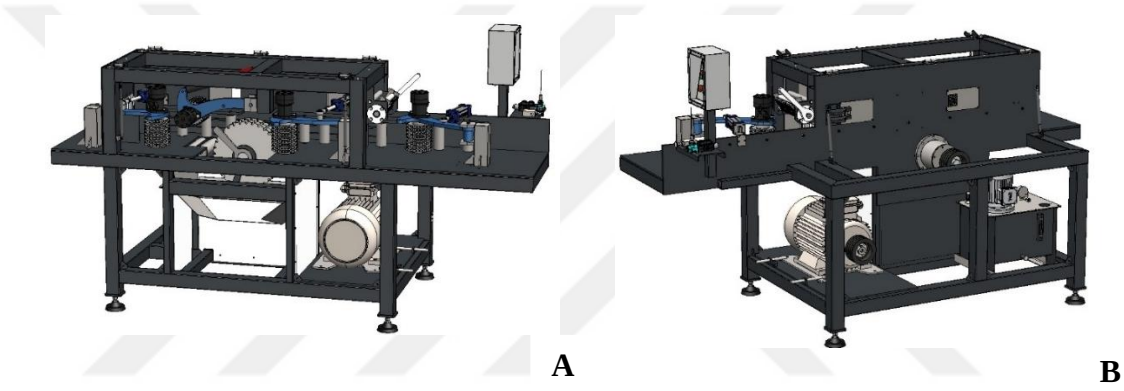
3.1. Ağaç İşleme Makinesinin Tanıtımı

Çalışmada ele alınan makine, LIGNUM ahşap işleme şirketine ait üçlü dairesel testereli bir ahşap işleme makinesidir. Tek milli üç adet dairesel testereden oluşan ve maksimum 6000x200x150mm boyutlarındaki ahşap iş parçalarını dört parçaya ayıran bir sistemdir. Operatör tarafından belirlenen kalınlık aralığında üç adet kullanılabilir parça üretilirken, dördüncü parça atık olarak ayrıştırılmaktadır. Bununla birlikte, makinede yer alan kıymık ve talaş bandı, işleme sırasında oluşan atıkların düzenli şekilde uzaklaştırılmasına olanak tanımaktadır. Ayrıca, hidromotor tahrikli giriş çekicisi sayesinde iş parçalarının güvenli ve kontrollü bir biçimde yönlendirilmesi sağlanmakta olup, pnömatik bir sistemle ayak pedallı açıcı mekanizması aracılığıyla operatöre ergonomik bir kullanım avantajı sunmaktadır. Aynı zamanda çekerli yan baskı ve üst baskı sistemi sayesinde iş parçaları doğru konumlandırılarak yüksek hassasiyet elde edilmektedir. Bunu yanında, Tahtanın her iki tarafında temiz ve düz bir yüzey olması için çoklu dilimlemeye uygun bir yapı tasarlanmıştır. Makinenin boş ağırlığı 550 kg'dır ve taşıma yükleri (payloads) ile yaklaşık 1500 kg'a kadar ulaşmaktadır. Makinenin ana bileşenleri arasında:

- Testere montaj üniteleri (döner elemanları),
- Ahşap besleme mekanizması,
- Baskı dişleri taşıyan döner kollara monte edilmiş pnömatik silindir üniteleri,
- Baskı dişlerine monte edilmiş hidrolik dişli pompaları (1PN MR160 ağır seri tipi) (Hydo-Pack, 2023) için hidrolik tank ve hidrolik kontrol ünitesi (1500 dev - 1,5 kW),
- Kütle merkezini dengeleyen destek yapıları,
- Güvenlik ve koruma üniteleri,
- Kontrol panosu ve güç aktarım (30 kW - 3000 dev motoru artı kasnak-kayış aktarımı) sistemleri yer almaktadır.

Başlangıç tasarımda, makine bileşenlerinin ağırlık dağılımı analiz edilmiş ve kütlece en yüksek yedi parça belirlenmiştir. Bu parçalar:

- Testereler montaj plakası (Orijinal ağırlık: 146,31 kg),
- Makaralı besleme kızağı (Orijinal ağırlık: 14,54 kg),
- Giriş taban plakası (Orijinal ağırlık: 72,15 kg),
- Çıkış taban plakası (Orijinal ağırlık: 39,03 kg),
- 1. Motor plakası (Orijinal ağırlık: 27,38 kg),
- 2. Motor destek plakası (Orijinal ağırlık: 46,02 kg),
- 80x80x2,5mm kutu profil şase grubu (Orijinal ağırlık: 197,00 kg).

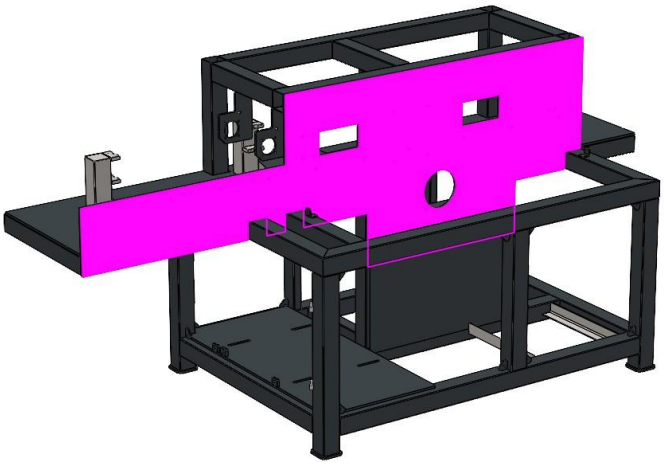


Şekil 3.1. Daha yüksek kütle katkısına sahip bileşenlere sahip üçlü daire testere ağaç işleme makinesi. **A)** İzometrik ön görünüş **B)** İzometrik arka görünüş.

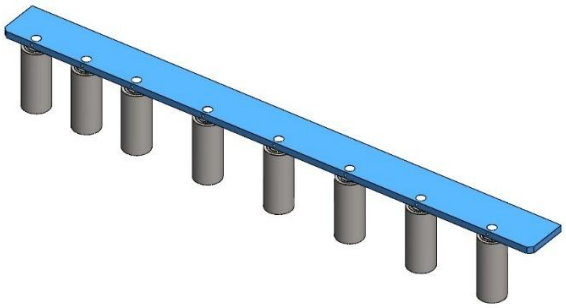
3.2. CAD Tasarımı ve Prototip Üretim

3.2.1. CAD Çizimleri ve Modelleme Süreci

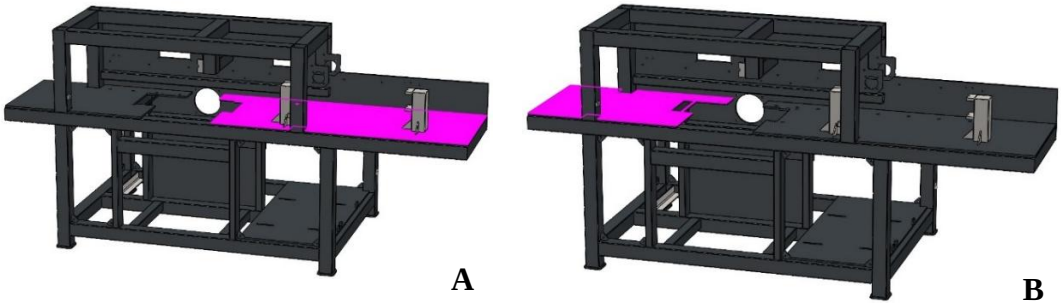
Makine parçalarının tasarımları SolidWorks yazılımında 3B katı modelleme ile gerçekleştirmiştir. Tasarımlar, çalışma gereksinimler (kuvvet dağılımı, montaj uyumu) ve imalat kısıtları (talaşlı üretim uygunluğu, malzeme kalınlıkları) dikkate alınarak optimize edilmiştir. Öne çıkan CAD çizimleri ve teknik detaylar aşağıda sunulmuştur (Şekil 3.2, Şekil 3.3, Şekil 3.4, Şekil 3.5, Şekil 3.6).



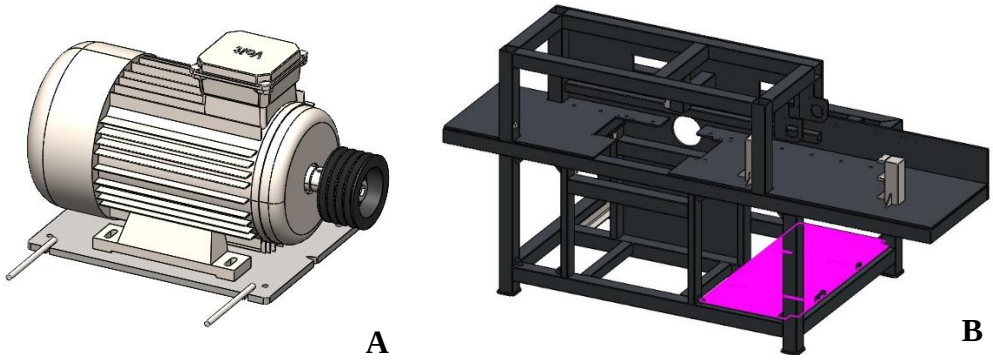
Şekil 3.2. Testereler montaj plakası. Boyutları (2480x818x15 mm). Çalışma mantığı (Testere milinin eksensel ve radyal yüklerini ve sistemin diğer operasyonel yüklerini taşımak üzere kademeli destek yapısı). Malzeme (S235JR çeliği).



Şekil 3.3. Makaralı besleme kızağı. Boyutları (1206x100x15 mm). Çalışma mantığı (Ahşap iş parçasının lineer hareketini sağlayan kılavuz mekanizması). Malzeme (AISI 1045 çeliği).

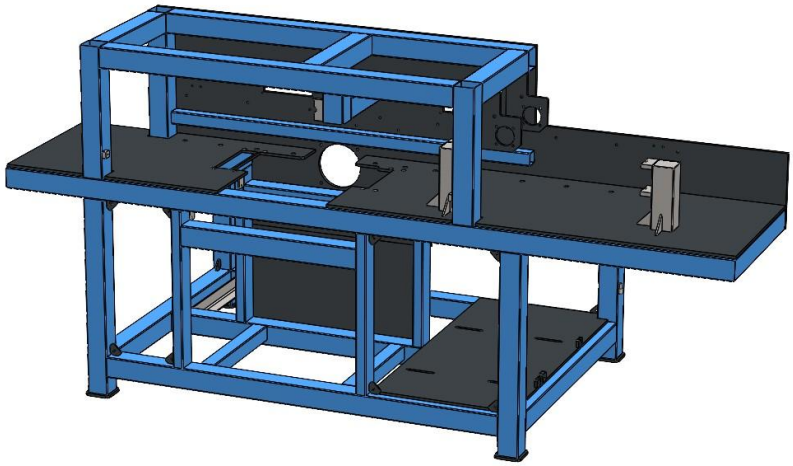


Şekil 3.4. Giriş ve Çıkış taban plakası. Çalışma mantığı (İş parçası üzerinde doğru baskı için iş parçasını ve döner kol düzeneği bileşenlerini destekleyen parçası). Malzeme (S235JR çeliği). **A)** Giriş taban plakası boyutları (1616x620x10 mm). **B)** Çıkış taban plakası boyutları (978x620x10 mm).



A **B**

Şekil 3.5. 1. ve 2. Motor plakası. Çalışma mantığı (Motor ve aktarma gücünün statik/dinamik yüklerini üstlenen bileşen). Malzeme (S235JR çeliği). **A)** 1. Motor plakası boyutları (560x421x15 mm). **B)** 2. Motor destek plakası boyutları (1110x542x10 mm).



Şekil 3.6. 80x80x2,5mm çelik kutu profil şase grubu. Makine şasesinin ana taşıyıcı yapısı.

3.2.2. CAD Dataları Oluşturulması ve Kısıtlar

Tasarımlar ".STEP" formatında kaydedilmiş ve optimizasyon için Altair HyperMesh OptiStruct yazılımına aktarılmıştır. Tasarım kısıtları arasında montaj toleransları (kritik bağlantı noktalarında ±0,1 mm), minimum kalınlık (imalat sınırlaması nedeniyle 8 mm) ve geometrik sadelik (karmaşık iç boşlukların lazer kesim, CNC frezeleme ve tornalama ya da saç büküm ile üretilebilirliği) yer almaktadır. Alt yapılandırmalar kapsamında, boyut optimizasyonu için kalınlık ve radyus değerleri değişken olarak tanımlanmış,

ayrıca kuvvet uygulama noktaları ve sabitlenme bölgeleri için geometrik referans düzlemleri oluşturulmuştur.

3.2.2. Prototip Üretim ve Doğrulama Süreçleri

Makinenin ilk prototipi, orijinal tasarıma göre üretilmiş ve operasyonel testlerden geçirilmiştir. Bu prototipin performansı, yazılımsal analizlerle desteklenen optimizasyon çalışmalarına temel oluşturmuştur. Süreç, orijinal CAD modellerinin CNC frezeleme, tornalama imalat, lazer kesim ve saç büküm yöntemleriyle fiziksel parçalara dönüştürülmüştür.

Ark kaynaklar ve montaj sonrası makinenin ahşap kesme, besleme ve istikrar testlerine tabi tutulmuştur. Belirlenen test kriterlerine göre değerlendirilmiştir. Statik yük testi kapsamında, 2800 N kesme kuvveti altında deformasyon ölçümleri yapılmış; titreşim testi sırasında, 25-50 Hz'e kadar operasyonel titreşim yükleri uygulanarak rezonans davranışı gözlemlenmiştir.
Prototipin çalışma verimliliği ve mekanik dayanımı pratik testlerle değerlendirilmiş, yazılımsal analizlerin önceliği yüksek kütleli parçaların optimizasyonu olduğundan, prototip üretim sonrası fiziksel testler sadece genel makine performansını doğrulamak için kullanılmıştır.

Optimize edilen parçaların performansı, Altair HyperMesh OptiStruct yazılımında gerçekleştirilen FEA simülasyonlarıyla doğrulanmış; gerilme, deformasyon ve titreşim analizleri, prototipin operasyonel koşulları baz alınarak yapılandırılmıştır.

- Statik Analiz: Maksimum gerilme ve deformasyon değerleri hesaplanmıştır.
- Modal Analiz: İlk 20 doğal frekans ve mod şekilleri belirlenerek rezonans riski analiz edilmiştir.
- Doğrudan Frekans Tepkisi: 1-1000Hz frekanslar arasında dinamik yükler altında kritik frekanslar tespit edilmeye hedeflenmiştir.
- Optimizasyon Sonrası Doğrulama: Topoloji, boyut ve şekil optimizasyonu sonuçları, FEA ile tekrar test edilerek gerilme ve deformasyon sınırları kontrol edilmiştir.

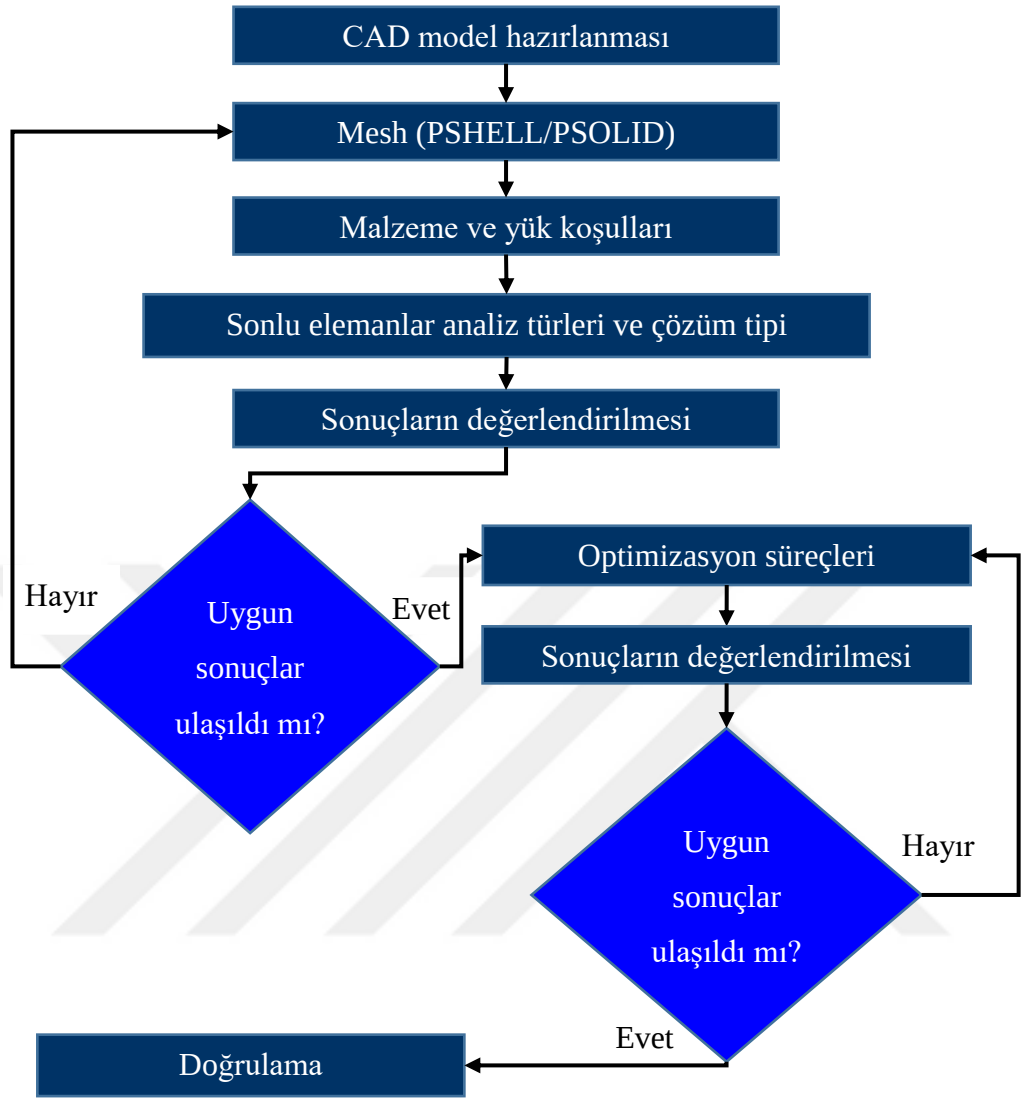
Aynı zamanda, optimize edilen parçaların üretilebilirliği, malzeme sınırları ve montaj toleransları göz önünde bulundurularak doğrulanmıştır.



Şekil 3.7. Üçlü dairesel testere makine prototipi.

3.3. Yapısal Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) ve Optimizasyon Süreçleri

Bu çalışmanın amacı, belirli yük, sınır koşulları altında düşük maliyetle ve yüksek mukavemetli, hafif parçaları tasarlayabilmektedir. Bu doğrultuda, Şekil 3.8.'deki akış şemasında belirtilen yöntem izlenmiştir. Seçilmiş yedi kritik bileşenler için sonlu elemanlar analizi ve optimizasyonu uygulamaları gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.8. Analiz ve Optimizasyon Akış Şeması.

3.3.1. Sonlu Elemanlar Analizi

Bileşenlerin ana modellerin geometri temizleme işlemi sırasında CAD modellerindeki küçük hatalar (örtüşen yüzeyler, keskin köşeler) düzeltilmiştir. Mesh tipleri olarak, PSHELL (2D kabuk elemanları CQUAD4 ve CTRIA3) testere montaj plakası, giriş/çıkış taban plakaları ve motor plakaları gibi düz sac parçalar için kullanılmıştır. Ortalama eleman boyutu 4 mm olarak belirlenmiş; kritik bölgelerde, delik çevreleri ve kaynaklı birleşimlerde, eleman boyutu 2 mm'ye indirilmiştir. Kalınlık tanımlamaları her bir PSHELL bileşeni için manuel olarak atanmıştır (örneğin, sac kalınlıkları 10 mm, 15 mm vb.). Ayrıca, PSOLID (3D katı elemanları) yalnızca makaralı besleme kızağı gibi

karmaşık geometrili parça için kullanılmış ve bu parçada tetrahedral mesh (CTETRA4 Tetramesh) uygulanmıştır. En iyi eleman seçimi (Buğra Balaban, 2011) için ortalama eleman boyutu 5 mm, kritik bölgelerde ise 3 mm'ye kadar sıklaştırılmıştır .

Bir sonraki adımda malzeme ve yük koşulları tanımlanmıştır. Çalışmada kullanılacak farklı parçaların malzemesi, ağaç işleme makinesinin piyasa şartları, bulunabilirliği, üretilebilirliği, işlenebilirliği, dayanımı ve maliyeti göz önünde bulundurularak ST-37 yapısal çelik, AISI 1045 çelik ve yüksek dayanım alüminyum gibi malzemeler belirlenmiştir. Literatürden elde edilen bilgilere göre malzemelerin mekanik özellikleri Çizelge 3.1. deki gibidir (Xometry, 2018).

Çizelge 3.1. Malzeme mekanik özellikleri.

Bileşenler	Malzeme	Elastisite Modülü (E)	Poisson Oranı (ν)	Yoğunluk (ρ)	Akma Dayanımı	Çekme Dayanımı
Makaralı besleme kızağı	AISI 1045 çelik	190 GPa	0,29	7800 kg/m³	450 Mpa	565-690 MPa
Testereler montaj plakası, Giriş/Çıkış taban plakası, 1. ve 2. Motor plakası, 80x80x2,5mm kutu profil şase grubu	ST-37 çelik	210 GPa	0,3	7850 kg/m³	235 Mpa	360-510 MPa
Optimize edilmiş 2. Motor destek plakası	Alüminyum 2007	70 GPa	0,3	2700 kg/m³	240 MPa	370 MPa

Sınır şartları kapsamında sabitlenme noktaları (SPC), parçaların montaj delikleri ve kaynaklı birleşimlerde dof1-dof6 kısıtlamaları uygulanmıştır. Yük tanımları arasında statik yükler ve dinamik yükler (titreşim, harmonik yükler (RLOAD2), frekans tepkisi analizleri için 0-1000 Hz aralığı) yer almaktadır.

Aşağıda, LIGNUM ahşap işleme makinesinin kritik bileşenlerine etki eden statik/dinamik yüklerin hesaplanan değerleri Çizelge 3.2 halinde özetlenmiştir. Ayrıca, analizlerde kullanılan nihai yüklerin değerleri bir güvenlik faktörü (1,5/2) ile çarpılmıştır.

Formüllerde kullanılan parametreler şunlardır: T, torku (Nm) temsil eder ve motor veya dişli sistemlerindeki dönme momentini ifade ederken; P, hem güç (kW veya W) hem de basınç (bar veya Pa) anlamına gelebilmektedir. m, sistemdeki kütleyi (kg) gösterir ve yerçekimi ivmesi ($g = 9{,}81\ m/s^2$) ile çarpılarak ağırlık kuvvetine dönüştürülmüştür. μ, sürtünme katsayısını ifade edip iş parçasının beslenmesi sırasındaki sürtünme hesaplamak için kullanılmıştır. d, kasnak veya dişlinin çapını (m) temsil etmektedir. Aynı zamanda, n, motor veya hidrolik sistemlerin devir sayısını (dev/rpm) belirtmektedir. L, kaldıraç kolunun uzunluğunu (m) ifade etmektedir. Dinamik yüklerde ω, açısal hızı ($\omega = 2\pi f$, rad/s) gösterir ve dengesiz kütlelerin titreşim kuvvetini hesaplamak için kullanılmıştır; burada e, eksantrikliği (m) temsil etmektedir. Son olarak F_0, harmonik yüklerin genliğini (N) belirtir ve frekans tepkisi analizlerinde $F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t)$ ile zamana bağlı yükleri modellemek için kullanılmaktadır.

Çizelge 3.2. Kritik bileşenler ve yük değerleri.

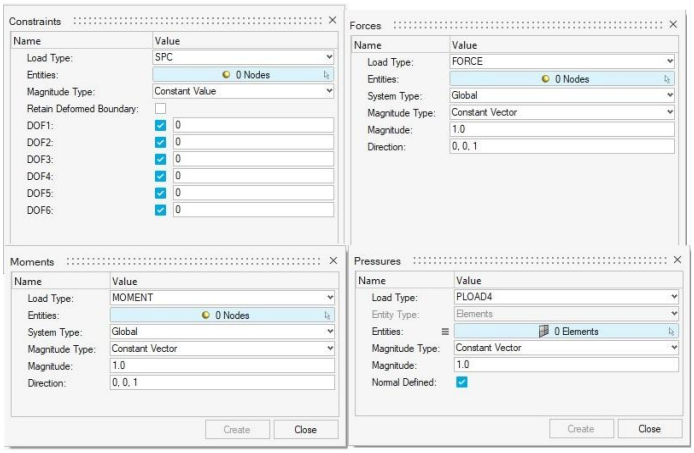
Bileşen	Yükü Türü	Yük Açıklaması	Hesaplanan Yük	Güvenlik Faktörü
Testereler montaj plakası	Statik	Cıvata yükleri (X/Z yönleri)	$\begin{cases} F_x = \frac{T}{d} \approx 1275 \text{ N} \\ F_z = \frac{P_{kesme} \cdot \eta}{\pi \cdot d_{testere} \cdot n_{testere}} \approx 382 \text{ N} \end{cases}$	1.5
		3 adet pnömatik silindir yükü (Z yönü)	$F_{\text{pnömatik}} = P \cdot A \approx 990 \text{ N}$	1.5
		Rulman-Kayış gerilimi ve Kesme küvveti (X/Y/Z yönlerinde bileşke yükler)	$\begin{cases} \sum F_x = F_{xkayış} + F_{xrulman} + \left(\frac{P_{kesme} \cdot \eta}{v_{testere}} \cdot 3\right) \approx 3180 \text{ N} \\ \sum F_y = F_{ykayış} + F_{yrulman} \approx 790 \text{ N} \\ \sum F_z = \left(F_{zeksenseltestere} \cdot 3\right) \approx 240 \text{ N} \end{cases}$	2
		Rulman-Kasnak-Testere bileşke momentleri (X/Y)	$\begin{cases} \sum M_x \approx 287 \text{ Nm} \\ \sum M_y \approx 385 \text{ Nm} \end{cases}$	2
	Dinamik	Şaft dengesiz yükler (titreşim)	$F_{dengesiz} = m \cdot e \cdot \omega^2 \approx 450 \text{ N (100 Hz'de)}$	1.5
Makaralı besleme kızağı	Statik	İş parçasını itme kuvveti (X yönü)	$F_{itme} = \mu \cdot m \cdot g \approx 1470 \text{ N}$	1.5
		Pnömatik baskı kuvveti (Y/Z yönleri)	990 N	1.5
		Plaka öz ağırlığı	$F_{ağırlık} = m \cdot g \approx 143 \text{ N}$	1.5
Giriş taban plakası	Statik	Ahşap basınç yükleri (düşey)	$P = \frac{F_{ahşap}}{A_{temas}} \approx 957 \text{ Pa}$	1.5
		Dişli teğetsel yükleri	$F_t = \frac{2T}{d_{dişi}} \approx 4533 \text{ N}$	2
	Dinamik	Üst/alt makara reaksiyonları (harmonik yükler)	$F_{harmonik} = F_0 \cdot \sin(\omega t)$	2
Çıkış taban plakası	Statik	Ahşap basınç yükleri (Giriş plakası ile benzer)	957 Pa	2
		Dişli teğetsel yükleri	4533 N	2
1. Motor plakası	Statik	Motor torku ve kasnak kuvvetleri	$T_{motor} = \frac{9550 \cdot P}{n} \approx 955 \text{ Nm}$	1.5
	Dinamik	Motor titreşim yükleri (dengesiz kütle)	$F_{titreşim} = m \cdot e \cdot \omega^2 \approx 600 \text{ N (50 Hz'de)}$	2
2. Motor destek plakası	Statik	Tork reaksiyonları ve yatay/düşey kuvvetler	$F_{reaksiyon} = \frac{T}{L} \approx 600 \text{ N}$	2
Kutu profil şase grubu	Statik	Motor grubu, hidrolik tank, bant grubu yükleri	$F_{toplam} = \sum \left(m_i \cdot g\right) \approx 19500 \text{ N}$	1.5
		Kayış gerilimi ve kesme kuvveti	2000 N	2
	Dinamik	Motor titreşimi, testere bıçağı eksitasyonu, hidrolik dişli geçme yükleri	$\begin{cases} F_{harmonik} = F_0 \cdot \sin(\omega t) \approx 1200 \text{ N (100 Hz'de)} \\ \text{Zorlayıcı harmonik yük} \end{cases}$	2

Ardından analiz türleri ve çözüm ayarları uygun olarak belirtilmiştir. Statik analiz, lineer statik çözümleyici ile maksimum gerilme ve deformasyon değerlerini hesaplamak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Modal analiz, Lanczos yöntemi ile ilk 20 doğal frekans ve mod şekillerini elde etmek için uygulanmıştır. Lanczos tanımları için EIGRL kartı kullanılmıştır. Bir SEM'den doğal modları çıkarmak için kullanılan en popüler yöntemdir. Frekans tepkisi analizi ise rezonans riski taşıyan frekansları belirlemek üzere gerçekleştirilmiştir.

Lineer statik analiz yöntemi ve teorik temeller; bu, mühendislik yapıların statik yükler altındaki davranışını incelemek için kullanılan temel bir sonlu elemanlar yöntemidir. Bu yöntemde, yapının lineer elastik malzeme davranışı gösterdiği ve küçük deformasyonlar olduğu varsayılmaktadır. Analizin matematiksel temeli, denge denklemlerinin çözümüne dayanmıştır. Doğrusal statik analizin temel denklemi, global rijitlik matrisi (K), nodal yer değiştirme vektörü (u) ve uygulanan yükler ve reaksiyon kuvvetlerinin vektörü (f) (Onur EROL, 2019) arasındaki ilişkiyi aşağıdaki 3.1 denklemde verilmiştir (Jiayi Wang & Wang, 2017):

$$\mathbf{Ku = f} \tag{3.1}$$

Sertlik matrisi, başlangıçta tekillik gösterir, çünkü rijit cisim hareketleri nedeniyle determinantı sıfırdır. Bu durum, yapıya sınır koşulları (SPC veya SUPORT) uygulanarak giderilmektedir. Örneğin, bir sac plakanın çevresel kaynaklı birleşimleri, bu bölgelerdeki tüm serbestlik derecelerinin (dof1-dof6) kısıtlanmasıyla modellenmiştir. Altair OptiStruct yazılımında, sınır koşulları Bulk Data bölümünde SPC, SPC1, SUPORT1 veya MPC girişleriyle belirlenir (OptiStruct Kullanım Kılavuzu, 2023). Yükler ise dağıtılmış basınç (PLOAD4), noktasal kuvvet (FORCE) veya moment (MOMENT) olarak tanımlanabilir. Örneğin, keresteden kaynaklanan dağıtılmış basınç yükü 0,002 N/mm^2, PLOAD4 entrisi ile yapısal analizi için kerestenin etkisi içerecek şekilde modellenmiştir.



Şekil 3.9. Hypemesh'te sınır koşullar ve yükler tanılaması.

Denklem (3.1)'in çözümü için iki temel yöntem bulunmaktadır: Doğrudan çözücü olan Gauss Eliminasyonu, sertlik matrisinin seyreklik ve simetri özelliklerinden faydalanarak hızlı çözüm sağlamaktadır, ancak büyük ölçekli modellerde yüksek bellek tüketimi dezavantaj oluşturabilir. Alternatif olarak, İteratif çözücü olan Preconditioned Conjugate Gradient yöntemi, özellikle kalın kesitli katı yapılar için daha verimli olup, çözüm yöntemi SOLVITYP parametresi ile belirlenmektedir.

Yer değiştirmeler (u) hesaplandıktan sonra, gerilimler (gerinim ($\boldsymbol{\varepsilon}$) ve gerilim (σ)) Hooke yasası ve gerinim-yer değiştirme ilişkisi kullanılarak bulunmaktadır. Aşağıdaki denklemlerle ifade edilmiştir.

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B}\mathbf{u} \tag{3.2}$$

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{C}\boldsymbol{\varepsilon} \tag{3.3}$$

Denklem 3.2 ve 3.3'te, B: Gerinim-yer değiştirme dönüşüm matrisi, C: Malzemenin elastisite matrisidir. (Örn.: ST-37 çeliği için C, elastisite modülü E=210 GPa E=210 GPa ve poisson oranı ν=0,3 ile tanımlanmaktadır). Von mises eşdeğer gerilimi (σ_{vm}), malzemenin akma dayanımıyla karşılaştırılarak yapısal güvenlik değerlendirilir:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{\left(\sigma_{11}-\sigma_{22}\right)^2 + \left(\sigma_{22}-\sigma_{33}\right)^2 + \left(\sigma_{33}-\sigma_{11}\right)^2 + 6\left(\sigma_{12}^2+\sigma_{23}^2+\sigma_{32}^2\right)^2}{2}} \tag{3.4}$$

Modal analiz (Lanczos yöntemi) teorik ve uygulamalı detaylar; modal analiz, yapıların doğal frekanslarını ve mod şekillerini belirlemek için kullanılan bir özdeğer çözümleme yöntemidir. Lanczos algoritması, bu analizde yüksek doğruluk sağlayan ve özellikle sınırlı sayıda mod gerektiren durumlarda tercih edilen bir yöntemdir. Yapının serbest titreşim denkleminde, global sertlik matrisi (K), global kütle matrisi (M), i. öz değer (doğal frekansın karesi: $\lambda_i = (2\pi\ f_i)^2$) ($\lambda_i$), i. mod şekli (öz vektör) ($\mathbf{\Phi_i}$), sönümün ihmal edildiği durumda aşağıdaki şekilde ifade edilir (Method, 2017):

$$\mathbf{(K - \lambda_i M)\Phi_i = 0} \tag{3.5}$$

Doğal frekans (f_i):

$$f_i = \frac{\sqrt{\lambda_i}}{2\pi} \tag{3.6}$$

Öncelikle, sertlik ve kütle matrisleri üçgen (tridiagonal) forma indirgenerek işlem karmaşıklığı azaltılır. Ardından, QR ayrışımı uygulanarak bu tridiagonal matrisin özdeğerleri elde edilir. Son olarak, geriye doğru substitüsyon yöntemi ile özdeğerlere karşılık gelen mod şekilleri hesaplanır. Algoritma, yüksek doğrululuk mod şekilleri sağlayarak küçük ve orta ölçekli modeller için etkili bir çözüm sunarken, milyonlarca serbestlik derecesine sahip büyük modellerde yavaş çalışabilmektedir.

OptiStruct uygulamasında, modal analiz için gerekli olan giriş parametreleri EIGRL kartı aracılığıyla tanımlanır. Bu kart, analizde dikkate alınacak frekans aralığını (F_1, F_2) ve belirlenen mod sayısını (N_D) belirlemeye olanak tanımaktadır. Lanczos yöntemi, çözüm sürecini optimize etmek amacıyla METHOD = EIGRL seçilerek aktif hale getirilir ve böylece büyük ölçekli sistemlerde etkili ve hızlı bir öz değer hesaplama süreci sağlanmaktadır.

Sonuçların değerlendirilmesi kapsamında, mod şekilleri belirli frekanslarda yapının nasıl titreştiğini göstererek titreşim analizinde önemli bilgiler sunmaktadır. Ayrıca, katılım faktörleri ve etkin kütle parametreleri hangi modun yönde baskın olduğunu belirleyerek yapısal dinamik davranışın anlaşılmasını sağlamaktadır.

Doğrudan frekans tepki analizi: teorik ve uygulamalı detaylar; (Yumurtaci, 2023), taşıt motoru koruma sacının doğal frekanslarını topoloji optimizasyonu ile optimize etmiştir. Titreşim direnci ve hafifletme arasındaki denge, dinamik analizler için kritik bir örnektir. Bu yöntem, harmonik yükler altında yapının frekans domainindeki dinamik davranışını doğrudan çözmektedir. Rezonans riski taşıyan kritik frekansların belirlenmesinde kullanılmaktadır.

Dinamik denge denklemi (Bagheri & Phung, 2018):

$$\mathbf{M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F(\omega)e^{iwt}} \tag{3.7}$$

Harmonik tepki varsayımı ($u = U\,\mathbf{e}^{iwt}$) ile denklem kompleks cebire dönüştürülür:

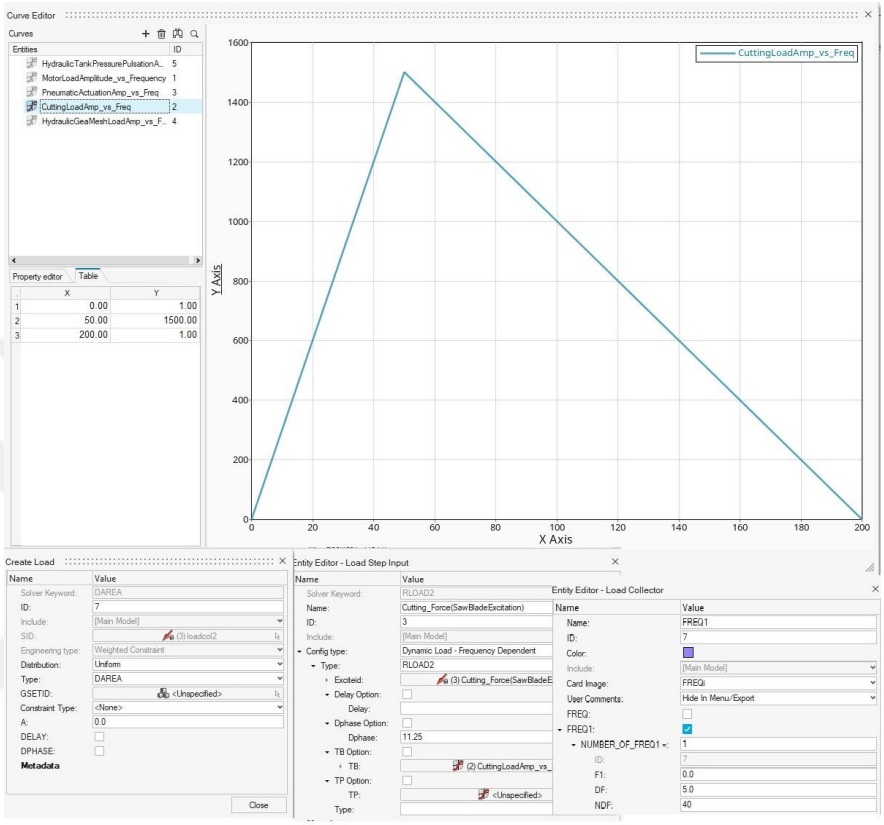
$$\mathbf{(-\omega^2 M + i\omega C + K)U = F} \tag{3.8}$$

Burada: C: Sönüm matrisi, F: Frekans bağımlı kompleks yük vektörü, U: Kompleks yer değiştirme vektörü.

Sönüm modellerinde, yapısal sönüm (G) malzeme tabanlıdır (C = GK), viskoz sönüm (C_v), hızla orantılıdır ($C = C_vM$), ve modal sönüm (ζ_i), her mod için ayrı sönüm oranı tanımlamaktadır.

OptiStruct uygulamasında, dinamik yükler DAREA/DLOAD parametresi kullanılarak tanımlanmış ve frekans bağımlı yükler RLOAD2 ile modellenmiştir. TABLED1 parametresi ile yük genliğinin frekansla değişimi tanımlanmıştır. Bunun yanı sıra frekans analizi için FREQ1 parametresi ya 0-1000 Hz ya da 0-200 Hz aralığında 100 Hz adımlı olarak belirlenmiş, böylece geniş bir frekans spektrumunda titreşim yanıtı incelenmiştir (Şekil 3.10). Yapısal sönüm katsayısı, PARAM, G ile tanımlanarak G = 0,02 değeri atanmış ve bu sayede sistemin enerji dağılımı ve sönümlenme davranışı kontrol edilmiştir.

Belirtilen bütün parametrelerin ayarları, deplasman/İvme tepkisi (frekans domaininde genlik ve faz açısı) ve gerilim dağılımı (rezonans frekanslarında kritik bölgeler) sonuçlarını elde edilmesine yardımcı olmuştur.



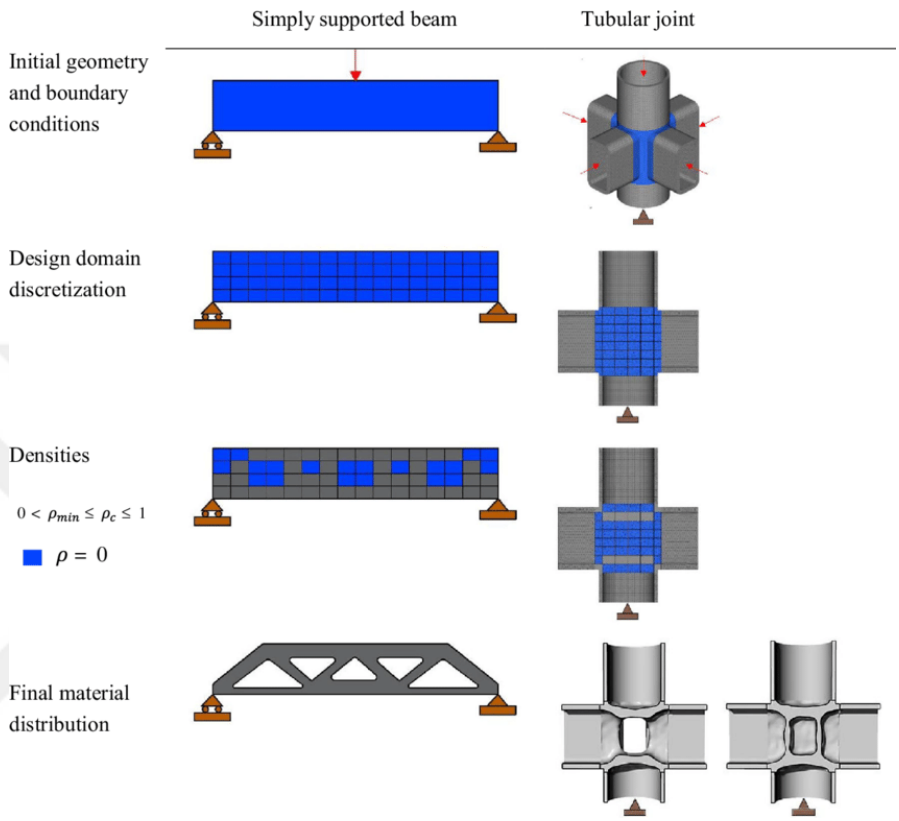
Şekil 3.10. Dinamik yükler frekans bağımlılığı tanılaması.

3.3.2. Optimizasyon Süreçleri

Altı adet modellerine topoloji, boyut ve şekil gibi optimizasyon algoritmaları uygulanmıştır. Optimizasyon, maksimum gerilme sınırları ve yer değiştirme toleransları gibi önceden tanımlanmış kısıtlamalara bağlı kalırken gereksiz malzemeyi kaldırarak kütleyi azaltmaya odaklanmıştır.

- **Topoloji Optimizasyonunda** ilk etap hedef, kütle azaltımı (%40) ve sertlik uyumluluğu (stiffness compliance) minimizasyonudur. Tasarım alanı belirlenirken montaj delikleri ve kritik yüzeyler (non design area) hariç tutulmuş, optimize edilecek bölgeler (design area) tanımlanmıştır. OptiStruct ‘ta yoğunluk

tabanlı SIMP yöntem kullanılarak malzeme dağılımı iteratif olarak optimize edilmiş. Yoğunluk değerleri ≥ 0,7 olan bölgeler korunmuş, geri kalan kısımlar hafifletilmiştir. Optimize edilen topoloji, CAD modeline geri aktarılmıştır.



Şekil 3.11. Topoloji optimizasyon hedefi.

Topoloji optimizasyon analitik yöntemi: Gradyan tabanlı SIMP yaklaşımı kullanılarak gerçekleştirilen topoloji optimizasyonunun matematiksel temelleri, SIMP yöntemi ve bu sürece ilişkin kritik parametreler ayrıntılı olarak ele alınmıştır. Malzeme yoğunluğunu tasarım değişken olarak kullanılmaktadır. Her bir elemanın yoğunluğu (ρ_e), 0 (boşluk) ile (tam katı) arasında sürekli bir değişkendir. Optimizasyon problemi şu şekilde tanımlanmaktadır (Olason & Tidman, 2010):

Amaç fonksiyonu:

$$\min_{\rho} f(\rho) = \mathbf{U}^{\mathbf{T}}\mathbf{K}(\boldsymbol{\rho})\mathbf{U} \quad \text{(Uyumluluk minimizasyonu)} \tag{3.9}$$

Kısıtlar:

$$\begin{cases} \dfrac{V(\rho)}{V_0} \le V_{frac} & \text{(Hacim fraksiyonu kısıtı)} \\ \mathbf{K(\rho)U = F} & \text{(Denge denklemi)} \\ 0 < \rho_{\min} \le \rho_e \le 1 & \text{(Tasarım değişkeni sınırları)} \end{cases} \tag{3.10}$$

Bu denklemlerde, K(ρ): cezalandırılmış rijitlik matrisi (SIMP ile $\mathbf{K_e = \rho_e^p K_0}$), p: cezalandırma faktörü ($p \geq 1$), ve V_{frac} hedef hacim fraksiyonu (örn. %40) olarak geçmektedir.

SIMP yaklaşımı, ara yoğunluğu elemanların rijitiliği üstel olarak cezalandırmaktadır.

$$\mathbf{\tilde{K}_e = \rho_e^p K_0} \tag{3.11}$$

Burada, p = 3: varsayılan değer (katı-dominant modellerde), ve $\rho_e = 0{,}5$ durumunda rijitlik $0{,}5^3 = 0{,}125 \times K_0$ olarak hesaplanmaktadır.

Method of moving Asymptotes/Hareketli Asimptorlar Yöntemi (MMA) optimizasyon algoritması, gradyan tabanlı bir yaklaşım ile tasarım değişkenlerini güncelleyerek yerel optimizasyon sağlamaktadır. Hassasiyet analizi, adjoint yöntemi kullanılarak gerçekleştirilir ve tasarım değişkenlerinin türevleri hesaplanarak optimizasyon sürecinde kullanılacak gradyanlar belirlenmektedir. Bu kapsamda, türev 3.12 denkleminde şeklinde ifade edilmiştir. MMA, her iterasyonda hareket asimptotlarını ayarlayarak algoritmanın stabilitesini korur ve tasarım değişkenlerinin güncellenmesini düzenlemektedir. Bununla birlikte, ani yoğunluk değişimlerini önlemek amacıyla hareket sınırları belirlenip $\Delta\rho_e \leq 0{,}2$ şartı uygulanarak optimizasyon sürecinin kararlılığı sağlanmaktadır. Böylece, yapı üzerinde kontrol edilebilir ve anlamlı malzeme dağılımı elde edilerek optimizasyon hedeflerine ulaşılmaktadır ("Topology Optimization", 2012).

$$\frac{\partial f}{\partial \rho_e} = -p\rho_e^{p-1}\mathbf{U_e^T K_0 U_e} \tag{3.12}$$

Optimizasyon sonucunda edilen tasarımın ne kadar ayrık olduğunu disketlik indeksi parametresi tarafından ölçülmektedir. Ara yoğunluklu elemanların miktarı disketlik indeksi (D) 3.13 denklem ile ifade edilmiştir. İdeal bir tasarımda tüm elemanlar ya tam katı (1) ya da tamamen boşluk (0) olmalıdır, yani D = 1,0 olmalıdır. Ancak, gerçek optimizasyon süreçlerinde bazı elemanlar ara yoğunluklu olabilir. Kabul edilebilir bir disketlik indeksi genellikle D ≥ 0,5 olarak belirlenmektedir (Guide, 2015).

$$D = \frac{\sum_{i=1}^{n} \rho_i V_i}{\sum_{\imath=1}^{n} \rho_i V_i} \quad \text{Eğer } (0.9 \leq \rho_i \leq 1) \tag{3.13}$$

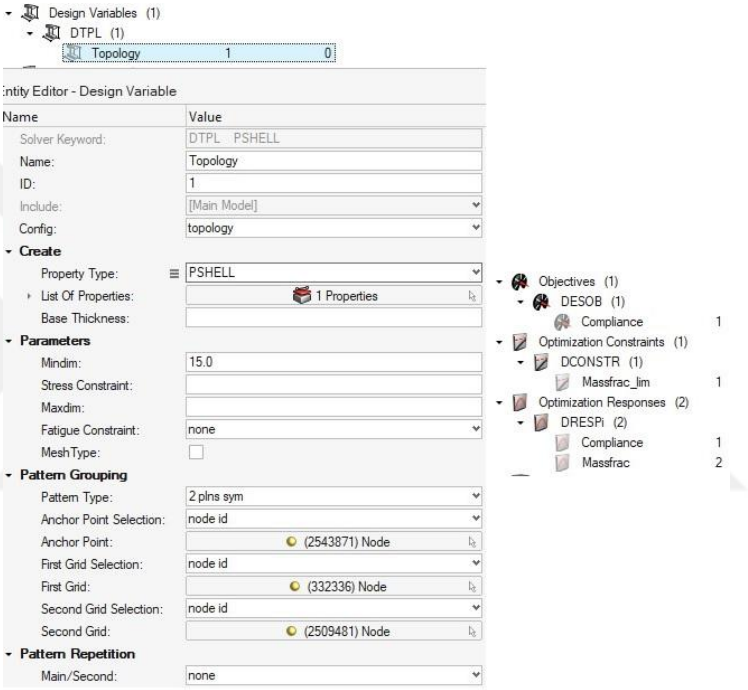
Burada, ρ_i : Eleman yoğunluğu, V_i : Eleman hacmi, ve n: Toplam eleman sayısıdır.

MMA algoritması kullanılarak üç fazda gerçekleştirilmektedir. İlk olarak, faz 1: p=3 ile başlangıç optimizasyonu yapılır, tasarım değişkenleri belirlenir ve ilk yoğunluk dağılımı elde edilmektedir. Bunun ardından faz 2: p=4 olan ara yoğunluklar belirli bölgelerdeki malzeme kullanımını en aza indirecek şekilde ortadan kaldırılmaktadır. Son olarak faz 3: son yakınsama için p=4 sabitlenerek nihai optimizasyon tamamlanmaktadır. Yakınsama kriteri aşağıdaki 3.14 denklemde olması şart koşularak, stabil ve fiziksel olarak uygulanabilir bir tasarım elde edilmesi amaçlanmıştır (Curevac, 2021).

$$\frac{|f_{k+1} - f_k|}{|f_k|} \leq 0.01 \quad \text{(n iterasyon boyunca)} \tag{3.13}$$

Bu çalışmada, Altair OptiStruct yazılımında DTPL kartı ile tasarım alanları PSHELL ve PSOLID eleman grupları üzerinde tanımlanmış, MINDIM=10,0 mm bazen 6 mm bazen 8 mm parametresiyle minimum yapısal kalınlık sınırı getirilerek üretilebilirlik sağlanmıştır. Aynı zamanda, SYMMETRY kartı ile ya XY ya YZ düzlemlerinde simetri kısıtları (örneğin, testere montaj plakasında tek düzlemli, motor plakasında çift düzlemli simetri) uygulanarak dengeli bir malzeme dağılımı hedeflenmiştir. DRESP1 ve DCONSTR kartları kullanılarak ya uyumluluk (compliance) ya da ağırlığı

minimizasyonu ana amaç fonksiyonu olarak belirlenirken hacim fraksiyonu (VOLFRAC) %40 ile sınırlandırılmıştır. DESOBJ kartı aracılığıyla uyumluluğun minimize edilmesi direktifi verilmiş, pattern grouping ile tekrarlanan geometrik desenler oluşturularak üretim sürecine uyum kolaylaştırılmıştır. Bu parametrelerin entegre kullanımı sonucunda, örneğin testere montaj plakasında %58 kütle azalımı sağlanırken gerilme değerleri akma sınırının altında tutulup ayrıklık indeksi 0,72 gibi kabul edilebilir bir seviyede tutulmuştur.



Şekil 3.12. Optimizasyon parametreleri tanılaması.

- **Boyut Optimizasyonu** sürecinde hedef, sac kalınlıklarını minimize ederken gerilme sınırını aşmamaktır. Tasarım değişkenleri arasında kalınlık parametreleri DESVAR: Sac kalınlıkları (5-15 mm aralığında) tanımlanmıştır. Ayrıca OptiStruct 'ta DDVAL ile kabul edilebilir kalınlık aralıkları belirlenmiştir. Optimizasyon kriteri, ağırlık minimizasyonu ve gerilme kısıtlaması olarak tanımlanmıştır.

Boyut (parametre) optimizasyon analitik yöntemi; boyut optimizasyon, yapısal elemanları kalınlık, kesit alanı, veya rijitlik gibi parametrelerini optimize ederek kütleyi

minimize etmeyi amaçlamaktadır. Temel problem formülasyonu şu şekildedir (Bandle & Wagner, 2021):

Amaç fonksiyonu:

$$\min_{d} f(d) = \sum_{i=1}^{n} \rho_i A_i(d) L_i \qquad \text{(Kütle minimizasyonu)} \qquad (3.14)$$

Kısıtlar:

$$\begin{cases} g_j(d) = \sigma_j(d) - \sigma_{izin} \le 0 & \text{(Gerilme kısıtı)} \\ h_k(d) = u_k(d) - u_{izin} \le 0 & \text{(Yer değiştirme kısıtı)} \\ d_{\min} \le d_i \le d_{\max} & \text{(Tasarım değişkeni sınırları)} \end{cases} \qquad (3.15)$$

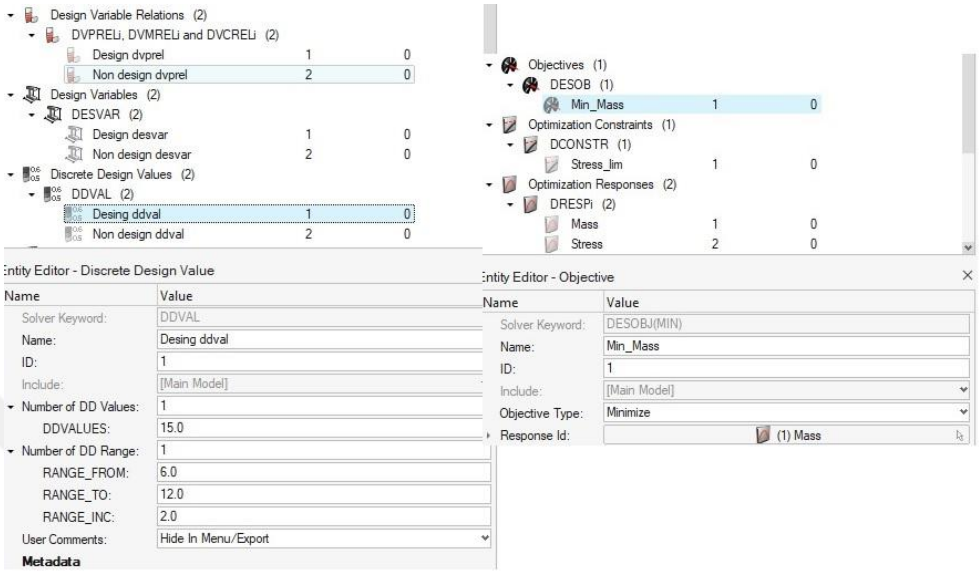
Bu denklemlerde, d: Tasarım değişkenleri vektörü (örn. Sac kalınlıkları), ρ_i: Malzeme yoğunluğu, A_i: Kesit alanı (kalınlığa bağlı), σ_{izin}: İzin verilen maksimum gerilme (235 MPA ST-37 için) olarak geçmektedir.

Tasarım değişkenleri, DESVAR kartı ile tanımlanıp DVPREL1/DVPREL2 kartları aracılığıyla geometrik özelliklere bağlanmaktadır. Örneğin, sac kalınlığı (t) için: $t = d_1 + d_2$ (lineer kombinasyon). Gradyanlar, direkt yöntem veya adjoint yöntemi ile hesaplanır (Guide, 2015).

$$\frac{\partial \sigma}{\partial d_i} = \frac{\partial \sigma}{\partial t} \bullet \frac{\partial t}{\partial d_i} \qquad (3.15)$$

Optimizasyon sürecinde, ilk adım olarak DESVAR kartı kullanılarak tasarım değişkenleri (örneğin, sac kalınlığı için başlangıç değeri 10 mm, alt/üst sınırlar 5-10 mm) tanımlanmış ve DVPREL1 kartı aracılığıyla bu değişkenler PSHELL özelliklerine bağlanmıştır. DCONSTR kartı ile gerilme kısıtı 235 MPa olarak belirlenirken, DDVAL kartı kullanılarak parçaya göre üretim standartlarına uygun ayrık değerler (5, 6, 8, 10 , 12, 15 mm) girilmiştir. Minimum 5 mm olan kalınlığının altındaki değerler DDVAL ile engellenmiştir. Ayrık değerler, sanayii standartlarına uygunluğu sağlamak için sac kalınlıkları 2 mm'lik artışlarla sınırlandırılmıştır. Bu parametrelerin yanı sıra, çok sayıda

kısıt içeren problemlerde etkinliği kanıtlanmış Method of Feasible Directions (MFD) algoritması varsayılan çözücü olarak seçilmiştir. Her iterasyonda tasarım değişkenlerinin maksimum %20 değişimle sınırlandırılmasıyla kararlı bir yakınsama sağlanmıştır.



Şekil 3.13. Boyut optimizasyonun parametreleri tanılaması.

- **Şekil Optimizasyonu** sürecinde ise hedef, gerilme konsantrasyonlarını azaltmak için delik, kare, slot, üçgen, radyus gibi geometrikler iyileştirmeler yapmaktır. Bu doğrultuda, köşe radyusları, kavisli geçişler ve delik konumları parametrik tasarım değişkenleri olarak tanımlanmıştır. Hassasiyet analizi ile her bir parametrenin gerilme dağılımına etkisi incelenmiş ve en düşük gerilme değerini sağlayan optimum geometri seçilmiştir.

  Örneğin, Testere Montaj Plakasındaki köşe radyusları 5 mm'den 10 mm'ye artırılarak gerilme %18 oranında azaltılmıştır.

Şekil optimizasyon analitik yöntemi; Şekil optimizasyonu, yapısal sınırların parametrik olarak modifiye edilmesiyle kütleyi minimize ederken verimliliği korumayı amaçlamaktadır. Temel problem formülasyonu (Bandle & Wagner, 2023):
Amaç fonksiyonu:

$$\begin{cases} f_1(x) = \text{Kütle}(x) \\ f_2(x) = \text{Max. Yer Değiştirme}(x) \end{cases} \quad \text{(Minimize edilecek)} \tag{3.16}$$

Kısıtlar:

$$\begin{cases} g(x) = \sigma_{\max}(x) - \sigma_{izin} \le 0 & \text{(Gerilme kısıtı)} \\ x_{\min} \le x_i \le x_{\max} & \text{(Tasarım değişkeni sınırları)} \end{cases} \tag{3.17}$$

Örn.
$$\begin{cases} g(x) = \sigma_{\max}(x) - 235MPa \le 0 & \text{ST-37 malzemesi için} \\ 5\text{ mm} \le R \le 15\text{ mm} & \text{Radius değişim için} \end{cases} \tag{3.18}$$

Burada, x: Şekil parametreleri vektörü (örn. doğrusal ve radyal ötelemeler, yarıçap değişimleri) olarak geçmektedir.

Hiper-Morfoloji ile tasarım değişkenlerinin oluşturulmuştur. Optimizasyonu, sonlu elemanlar modelinin geometrisini domains (bölgeler), handles (kontrol noktaları) ve morph volumes (deforme hacimler) kullanarak parametrik olarak değiştirmeyi amaçlamaktadır. Bölgeler ikiye ayrılmaktadır. Global bölgeler büyük ölçekli deformasyonlar için sonlu elemanlar modeli mantıksal bölgelere ayırmaktadır (örneğin, motor plakasının tamamı). Lokal bölgeler ise detaylı geometrik değişiklikler için alt bölgeler tanımlamaktadır (örneğin, radyüs ve boşaltma artışı). Bununla beraber, kontrol noktalarının hareketi, ilişkili oldukları domain içindeki düğümleri etki katsayılarına göre deforme etmektedir. Aşağıdaki 3.19 denklemde ω_{ij} : i. düğümün noktası, j. handle'a bağlı etki katsayısı, Δh_j : Handle'ın yer değiştirme vektörüdür (Bandle & Wagner, 2023).

$$\Delta x_i = \sum_{j=1}^{n} \omega_{ij} \Delta h_j \tag{3.19}$$

Bu çalışmada şekil değişkenleri, Morphing kullanılarak SHAPE kartları ile tanımlanmış olup, kontrol noktaları ve düğüm bozulmaları aracılığıyla parametrik deformasyonlar oluşturulmuştur. Motor plakasında X ekseninde 6 mm ve Z ekseninde 3 mm ötelemeler içeren bir handle bozulması (SHAPE 1) tanımlanmıştır. Öbür tarafta ise radyüs artışı,

eksensel ötelemeler gibi giriş şekil değişkenleri ve çıktı yanıtları (kütle, max. gerilme, max. yer değiştirme) OptiStruct statik analizlerinden tanımlanmış olup, Altair HyperStudy'de DOE (Tasarım Deneyleri) aşamasında Modified Extensible Lattice Sequence (MELS) yöntemi kullanılarak 60-85 çalıştırma ile uzayda homojen dağılımlı noktalar üretilmiş ve başlangıç şekil değerleri ±5 mm ofset ile sınırlandırılmıştır. 20 mm radyüs için: 15 mm < başlangıç değer < 25 mm belirletilmiştir. Fit aşamasında, Lineer Stepwise Regression (LSR), Moving Least Squares Method (MLSM) ve Radial Basis Function (RBF) regresyon modelleri karşılaştırılarak en uygun yanıt yüzeyi seçilmiş, ardından ya Geneti Algorithm (GA) ya da Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA) ile 25-50 iterasyon aralığında Pareto optimal çözümler belirlenmiştir.

Tasarım deneylerinde MELS homojen dağılımlı örnekleme için kullanılmaktadır. İçerme matrisi parametre sınırları içinde hareket ettirilmiştir.

$$X_{\text{numuneler}} = \{x_1, x_2, ..., x_{85}\} \quad \text{(85 çalıştırma, sequence offset = 1)} \tag{3.20}$$

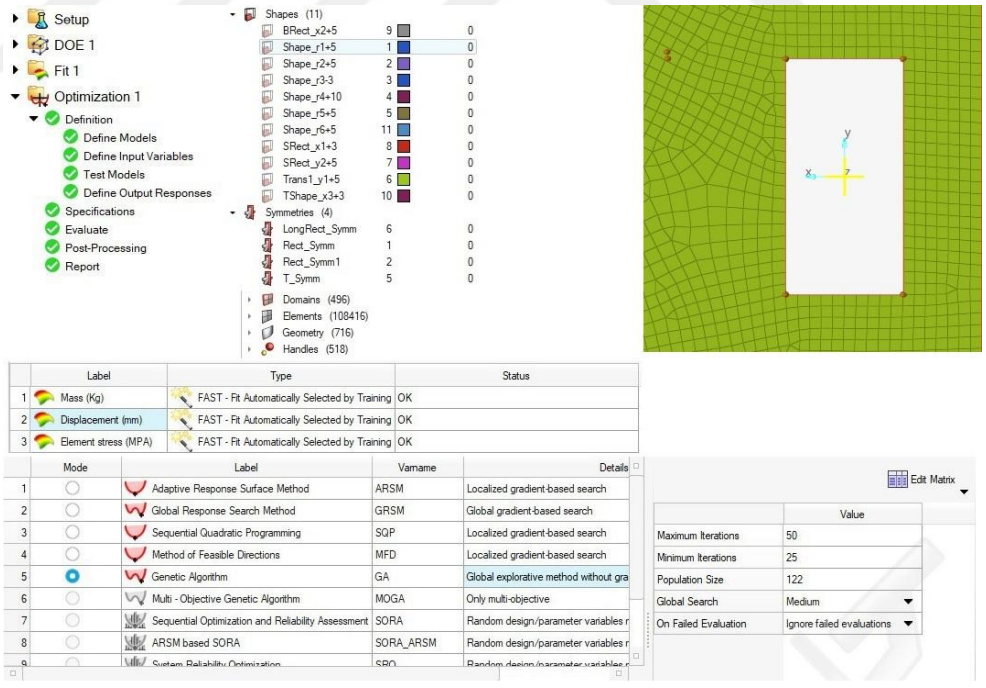
Yanıt yüzeyi uydurma (Fit) işlemin LSR, MLSM, ve RBF matematiksel 3.21 denklem ile gerçekleştirilmiştir. O denklemde β_0 sabit terimi veya kesişim noktası, ϵ hata terimi veya artık değer, $\omega_i(x)$ uzaklığa bağlı ağırlık fonksiyonu, λ_i ağırlık katsayıları olarak geçmektedir (Methods, 2025).

$$\begin{cases} f(x) = \beta_0 + \sum_{i=1}^{n} \beta_i d_i + \epsilon & \text{(LSR)} \\ f(x) = \sum_{i=1}^{n} \omega_i(x) \left(\beta_0 + \sum_{j=1}^{m} \beta_j x_j \right) & \text{(MLSM)} \\ f(x) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i \phi\left(\| x - x_i \| \right) & \text{(RBF)} \\ \phi(r) = e^{-(er)^2} \ \text{(Gaussian RBF)} \end{cases} \tag{3.21}$$

Örn. 20 mm yarı çapında bir delik için belirttirildiği ±5 mm tolerans aralığında:

$$\begin{cases} f(20) = \beta_0 + \beta_1(15) + \beta_2(25) + \epsilon \\ f(20) = \omega_1(20)\left(\beta_0 + \beta_1(15) + \beta_2(25)\right) \\ f(20) = \lambda_1 e^{-\left(\epsilon|20-15|\right)^2} + \lambda_2 e^{-\left(\epsilon|20-25|\right)^2} \end{cases} \tag{3.22}$$

Çok Amaçlı Genetik Algoritma süreci, başlangıçta 100 birey içeren bir popülasyonla başlamaktadır; bu bireylerin 70'i belirlenmiş örneklerden, geri kalan 30'u ise rastgele oluşturulmuş bireylerden oluşmaktadır. Seçilim aşamasında, turnuva seçimi yöntemi kullanılarak (turnuva büyüklüğü = 5) en iyi adaylar belirlenip çaprazlama işlemi Simulated Binary Crossover (SBX) ile gerçekleştirilmektedir. Burada kontrol parametresi η_n değeri 15 olarak belirlenmiştir. Ardından, polinomsal mutasyon uygulanarak genetik çeşitliliğin korunması sağlanır ve burada mutasyon kontrol parametresi η_m değeri 20 olarak alınır. Optimizasyon sürecinde yakınsama kriteri olarak hipervolüm artışı ve nesil sayısı dikkate alınmaktadır. Özellikle, 50 nesil sonunda hipervolüm artışı değeri 0,01'in altında olduğunda süreç sonlandırılmaktadır.



Şekil 3.14. Şekil optimizasyonun parametreleri HyperMesh'te ve HyperStudy'de tanılaması.

Bu süreçte kritik bileşenlerde kütle azaltımı sağlanırken, genetik algoritmanın küresel keşif yeteneği malzeme sınırları içinde kalmak üzere gerilimi artırılmış ve yer değiştirmeyi kabul edilebilir bir seviyede tutulmuştur.

3.4. Son Doğrulama ve Seçim Kriterleri

Yapısal verimliliği doğrulamak adına sanal doğrulamada optimizasyon sonrası elde edilen model, aynı yük ve sınır koşullarında tekrar test edilmiştir. Optimize edilmiş modelden elde edilen sonuçlar, kütle azaltma ve yapısal performanstaki gelişmeleri değerlendirmek için ana modeller ile karşılaştırılmıştır. Önemli kritik faktörlerden birisi gerilme değerlerinin malzeme akma sınırının altında kalması. Bunun yanı sıra en hafif bileşen seçiminde 7 kritik parçadan topoloji + boyut + şekil optimizasyonu uygulananlar arasında en yüksek kütle azaltımı sağlayanlar seçilmiştir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu bölümde, yedi kritik bileşen üzerinde gerçekleştirilen analiz ve optimizasyon yöntemlerinin (topoloji, boyut ve şekil) sonuçları detaylı bir şekilde sunulmuş, elde edilen kütle azaltımı ile yapısal performans arasındaki denge analiz edilmiştir. Bulgularının yanı sıra yapısal verimlilik, enerji tüketimi ve üretim süreçleri üzerindeki etkileri tartışılmıştır.

4.1. FEA Sonuçlarının Detaylı Sunumu

Bu çalışma, yedi kritik bileşenin asıl ve optimize edilmiş modelleri üzerinde gerçekleştirilen analiz sonuçlarını iki ana aşamada sunmaktadır. İlk aşamada, asıl modellerin yapısal parametreleri (gerilme, deformasyon, doğal frekans), titreşim analizi, boyut ve topoloji optimizasyon performansı detaylandırılmış; ikinci aşamada ise, optimize edilmiş modellerin doğrulama sonuçlarına bağlı olarak optimizasyon süreçlerinin bileşenlerin verimliliği üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir.

İlk olarak makinenin özgün tasarımları üzerinde lineer statik analiz, modal analiz ve doğrudan frekans tepki analizi, topoloji optimizasyon ve boyut optimizasyonu çalışmaları gerçekleştirilmiş ve kritik çalışma kriterleri belirlenmiştir. Her bir parçanın gerilme dağılımı, deformasyon davranışı ve malzeme sınırlarına uygunluğu, yapısal güvenlik açısından değerlendirilmiştir.

4.1.1. Statik Yapısal Analiz

- **Testereler montaj plakası:** Optistruct işlemcisinden, testere montaj plakasının ana tasarımının statik analizinin sonuçları, Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'daki von Mises gerilme dağılımı ve yer değiştirme dağılımı elde edilmiştir. 1719 N kesme kuvveti ve diğer yükler altında maksimum gerilme (gerilme konsantrasyonu) değeri 75,53 MPa olarak hesaplanmıştır. Bu değer ST-37 malzemesinin akma sınırının %32'sine karşılık gelmekte olup emniyet katsayısı 3,1 olarak belirlenmiştir. Maksimum deformasyon 0,09 mm ile kabul edilebilir sınırlar içindedir. Testere mili taşıyan işlenmiş rulman yatağının bağlantı delikleri etrafında gerilme yoğunlaşması gözlenmiştir.

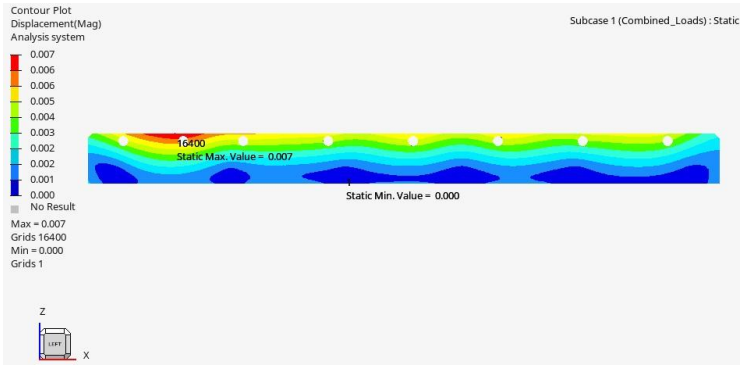


Şekil 4.1. Testereler montaj plakası yer değiştirme dağılımı sonucu.

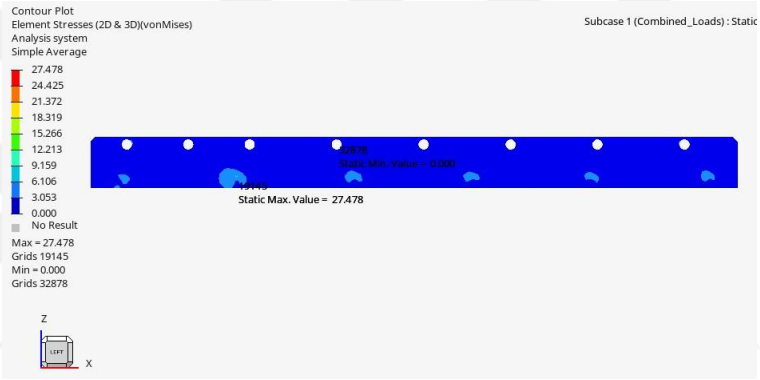


Şekil 4.2. Testereler montaj plakası gerilim dağılımı sonucu.

- **Makaralı besleme kızağı:** Makaralı besleme kızağı üzerinde yapılan lineer statik analizde, ahşap iş parçasının sürtünme ve baskı yükleri altında maksimum gerilme 27,47 MPa olarak ölçülmüştür. AlSi 1045 malzemesinin akma sınırı dikkate alındığında, bu değer malzeme kapasitesinin %6,1'ini kullanmaktadır. Deformasyon ise 0,007 mm ile ihmal edilebilir seviyededir. Parçanın homojen gerilme dağılımı, tasarımın yüksek bir güvenlik marjına sahip olduğunu kanıtlamıştır. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'de belirtilen gerilme ile yer değiştirme dağılımına ait kontur grafikleri elde edilmiştir.

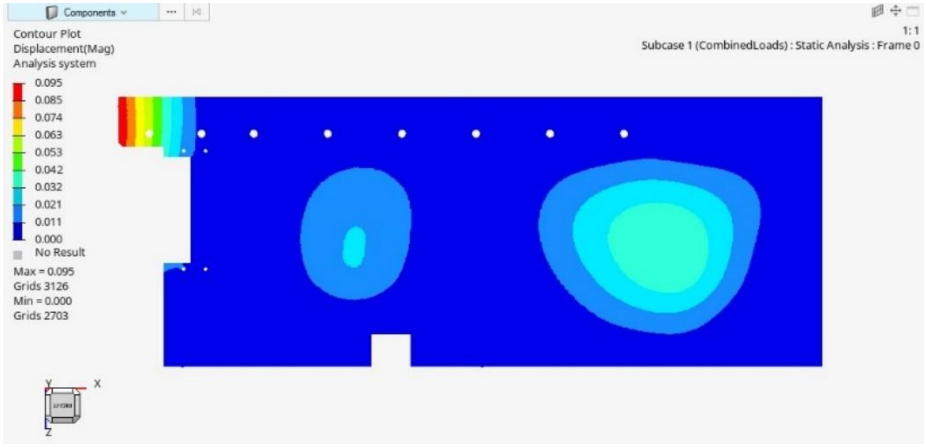


Şekil 4.3. Makaralı beseleme kızağı yer değiştirme dağılımı sonucu.

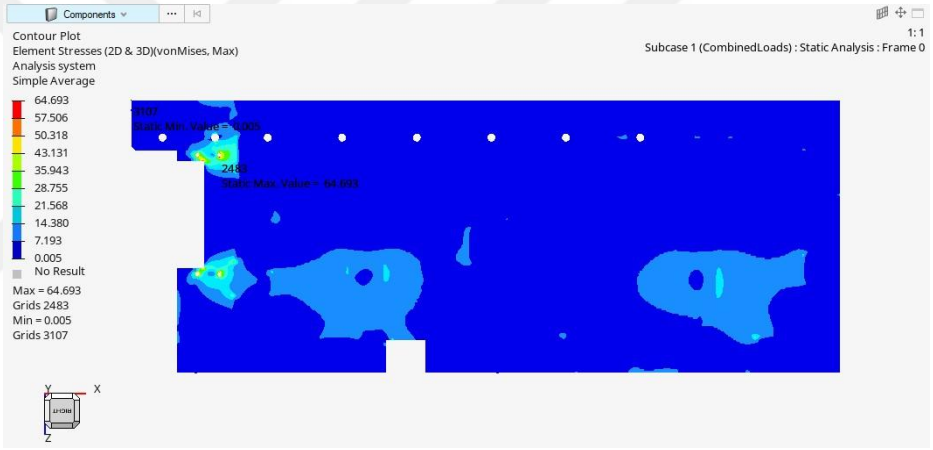


Şekil 4.4. Makaralı beseleme kızağı gerilme dağılımı sonucu.

- **Giriş taban plakası:** Giriş taban plakasında, makinenin ilk taşıyıcı yapısı üzerindeki ağaç ve baskı mekanizması ağırlığı, sürtünme kuvveti gibi statik yükler analiz edilmiştir. Maksimum gerilme 64,7 MPa (ST-37 akma sınırının %41'i) ve deformasyon 0,095 mm olarak hesaplanmıştır. Gerilme konsantrasyonları, plakanın kenar bağlantı noktalarında ve ahşabın kesme alanından önce bulunan plaka üzerindeki çıkıntı bölgesinde yoğunlaşmıştır (Şekil 4.5 ve Şekil 4.6). 72,15 kg'lık kütlesine rağmen, parçanın düşük deformasyon değerleri, orijinal tasarımın rijitliğini desteklemektedir.



Şekil 4.5. Giriş taban plakası yer değiştirme dağılımı sonucu.

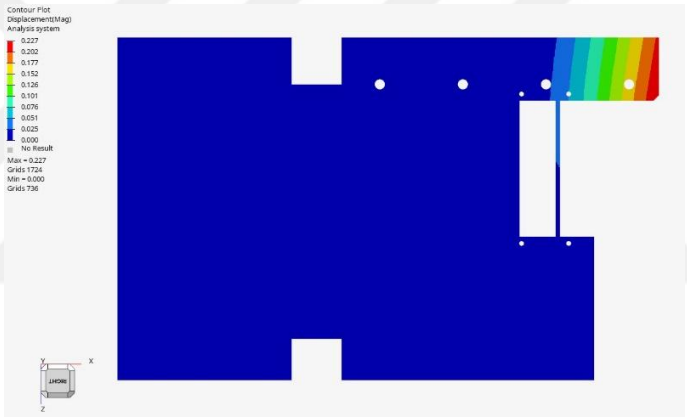


Şekil 4.6. Giriş taban plakası gerilme dağılımı sonucu.

- **Çıkış taban plakası:** Çıkış taban plakasında, ahşap atıkların iletilmesinden sonra oluşan ağaç ve baskı mekanizması ağırlığı, sürtünme yükü altında maksimum gerilme 95,31 MPa olarak tespit edilmiştir (Şekil 4.7). Bu değer, malzeme akma sınırının %40'ına karşılık gelmekte ve güvenlik faktörünü 2,5 olarak tanımlamaktadır. Deformasyon 0,227 mm ile kabul edilebilir sınırlarda kalmıştır (Şekil 4.8). Plakanın 39,03 kg'lık kütlesi, boyut optimizasyonu ile malzeme verimliliğini artırmak için uygun bir aday olduğunu göstermektedir.

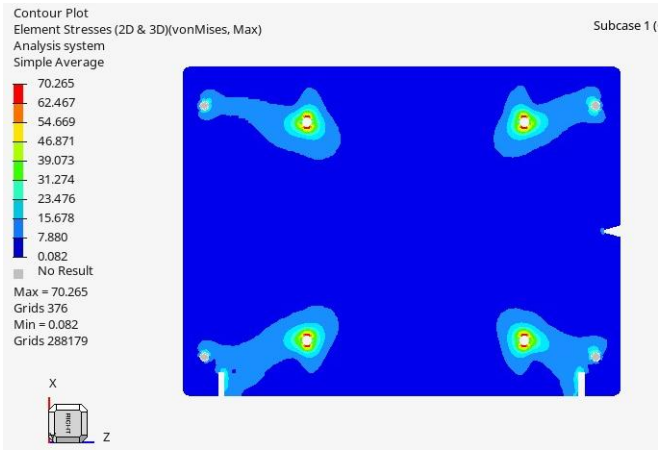


Şekil 4.7. Çıkış taban plakası gerilme dağılımı sonucu.

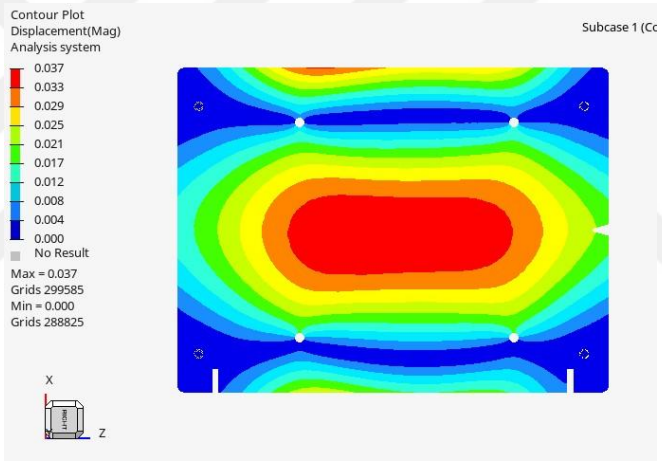


Şekil 4.8. Çıkış taban plakası yer değiştirme dağılımı sonucu.

- **1. Motor plakası:** Motor ve kasnak grubunu taşıyan 1. motor plakasında, motor torku (250 Nm) ve titreşim yükleri altında maksimum gerilme 70,26 MPa olarak tespit edilmiştir (Şekil 4.9). ST-37 malzemesi için bu değer, akma sınırının %29'unu kullanmaktadır. Deformasyon 0,037 mm ile son derece düşük seviyededir (Şekil 4.10). 27,38 kg'lık kütlesi ve dengeli gerilme dağılımı, parçanın optimizasyon için esnek bir tasarım sunduğunu ortaya koymaktadır.

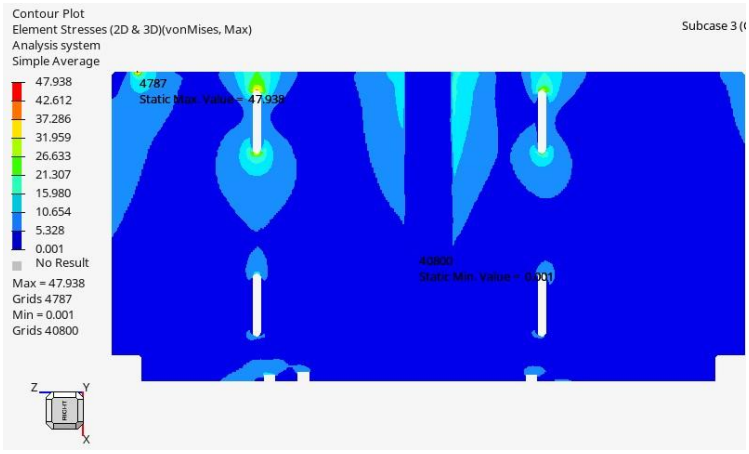


Şekil 4.9. 1. Motor plakası gerilme dağılımı sonucu.

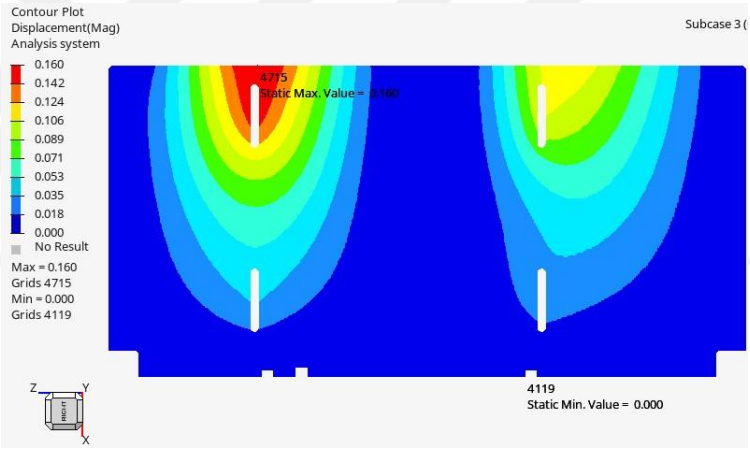


Şekil 4.10. 1. Motor plakası yer değiştirme dağılımı sonucu.

- **2. Motor destek plakası:** 2. motor destek plakasında, dinamik yükler ve motor ağırlığı nedeniyle oluşan maksimum gerilme 47,93 MPa olarak ölçülmüştür (Şekil 4.11). Bu değer, malzeme kapasitesinin %20'sine karşılık gelmekte ve deformasyon 0,16 mm ile operasyonel gereksinimleri karşılamaktadır (Şekil 4.12). 46,02 kg'lık kütlesi, özellikle kalınlık optimizasyonu ile malzeme kullanımını azaltmak için uygun bir hedef olarak belirlenmiştir.

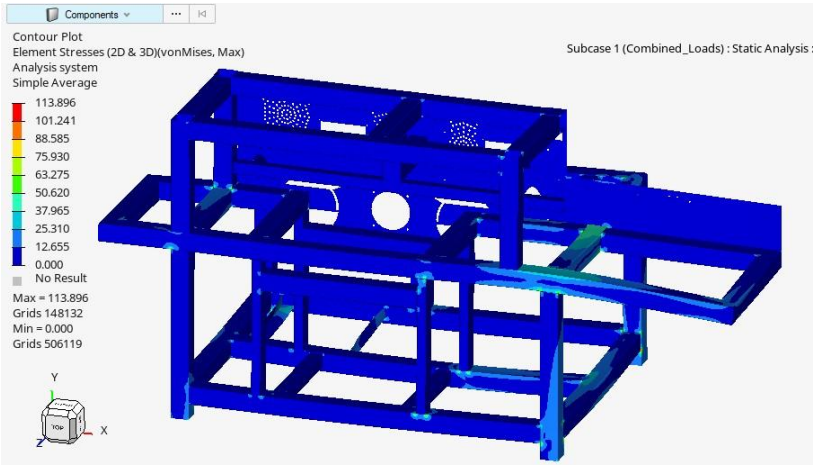


Şekil 4.11. 2. Motor destek plakası gerilme dağılımı sonucu.

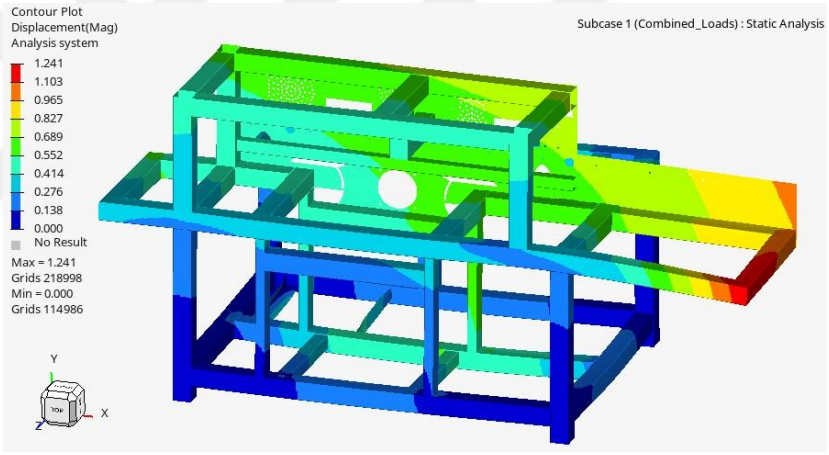


Şekil 4.12. 2. Motor destek plakası yer değiştirme dağılımı sonucu.

- **80x80x2,5mm kutu profil şase grubu:** Makine şasesinin ana taşıyıcı yapısı üzerinde yapılan analizler, maksimum gerilmenin 113,89 MPa ve deformasyonun 1,24 mm olduğunu göstermiştir (Şekil 4.13 ve Şekil 4.14). Gerilme değerleri, ST-37 kutu profil malzemesinin akma sınırının %48'ini kullanmakta olup, şasenin rijit yapısı operasyonel yükleri karşılamada yeterli verimlilik sergilemiştir.



Şekil 4.13. Şasinin gerilme dağılımı sonucu.

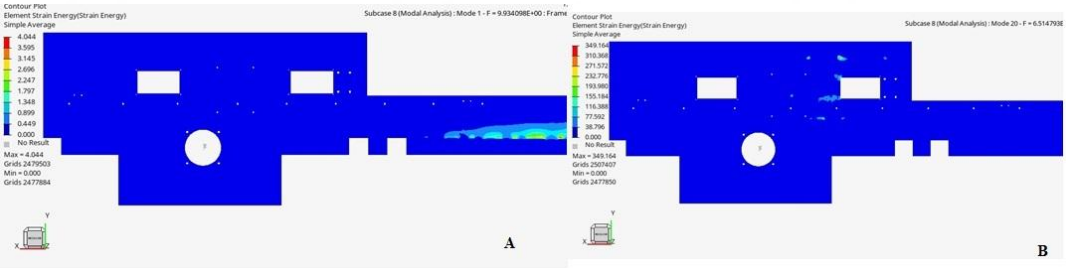


Şekil 4.14. Şasinin yer değiştirme dağılımı sonucu.

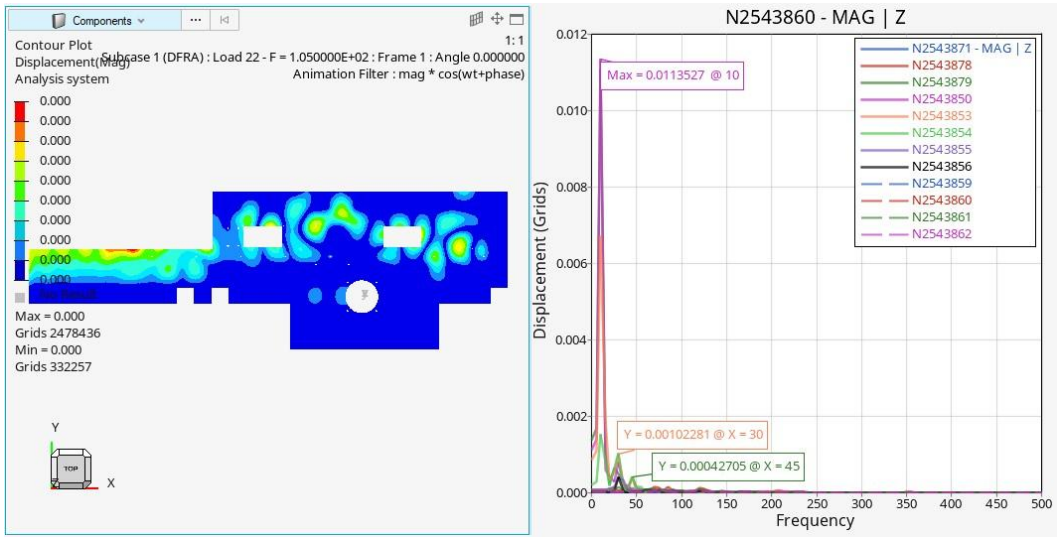
4.1.2. Modal Analiz ve Doğrudan Frekans Tepkisi

Titreşim ve rezonans risklerinin değerlendirilmesi amacıyla, her bir parçanın doğal frekansları, mod şekilleri ve kritik frekans aralıkları operasyonel koşullarla karşılaştırılmıştır. Frekans aralıklarındaki (örn. 0-1000 Hz, 0-500 Hz, 0-200 Hz ve 0-100 Hz) doğrudan frekans tepkisi (titreşim) analizleri, makinenin çalışması sırasında kaçınılması gereken maksimum rezonans frekansları gösterilmiştir. Dolayısıyla, parçanın bu frekanslarda kırılmasını önlemek için kritik deformasyonlardan kaçınılmalıdır.

- **Testereler montaj plakası:** Modal analiz sonuçları, testere montaj plakasının ilk doğal frekansının 9,9 Hz olduğunu göstermiştir (Şekil 4.15 A). Bu frekans, makinenin çalışma aralığında (25-50 Hz) yer almadığı için rezonans riski taşımamaktadır. Ancak, 20. modda (65,1 Hz) titreşim enerjisinin yoğunlaştığı gözlemlenmiştir (Şekil 4.15 B). Doğrudan frekans tepkisi analizinde, 10 Hz, 30 Hz ve 160 Hz civarındaki dinamik yüklerin plakada deformasyonu 0,011 mm'ye kadar artırabileceği tespit edilmiştir (Şekil 4.16). Bu frekanslar, operasyonel spektrumun dışında kaldığından, yapısal bütünlük açısından kritik bir tehdit oluşturmamaktadır.

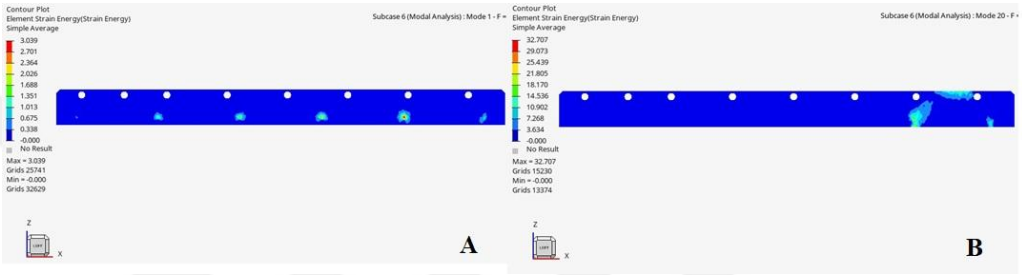


Şekil 4.15. A) 1. doğal frekans stres dağılımı **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.

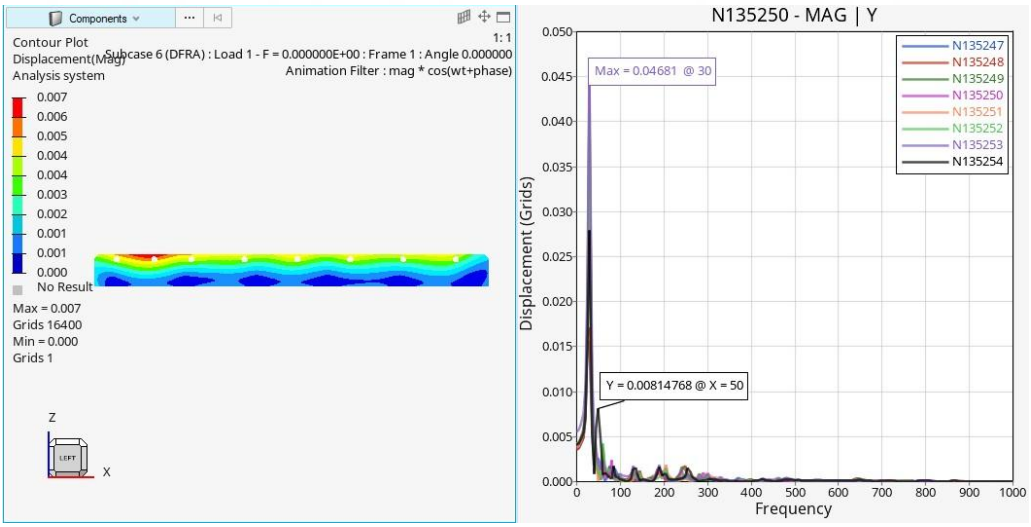


Şekil 4.16. Testereler montajı plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği.

- **Makaralı besleme kızağı:** Makaralı kızağın birinci doğal frekansı 28,3 Hz olarak elde edilmiştir (Şekil 4.17 A). Makine frekans aralığı (25-50 Hz) içinde çalışma nedeniyle rezonans riski bulunmaktadır. Ancak, 20. modda (132,8 Hz) titreşim enerjisinin yoğunlaştığı ve bu frekansın hidrolik sistem harmonikleriyle çakışabileceği belirlenmiştir (Şekil 4.17 B). Doğrudan frekans tepkisi analizinde, 30 Hz ve 50 Hz aralığındaki yüklerin deformasyonu 0,007 mm'den 0,045 mm'ye çıkarabildiği görülmüştür (Şekil 4.18). Bu artış, operasyonel toleranslar dahilinde kaldığından, yapısal bir sorun teşkil etmemektedir.



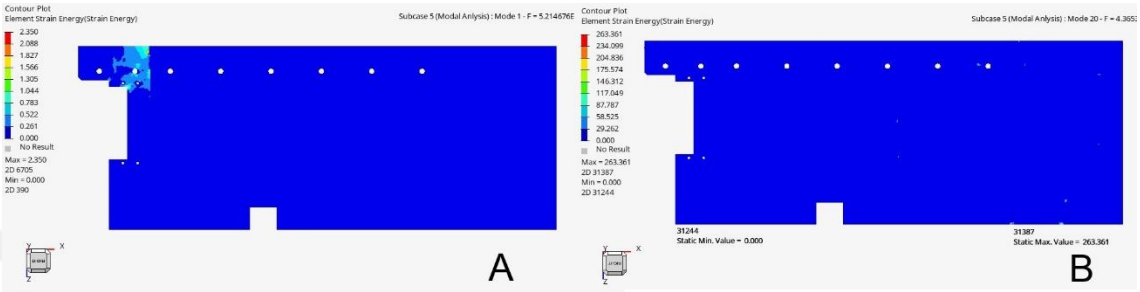
Şekil 4.17. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.



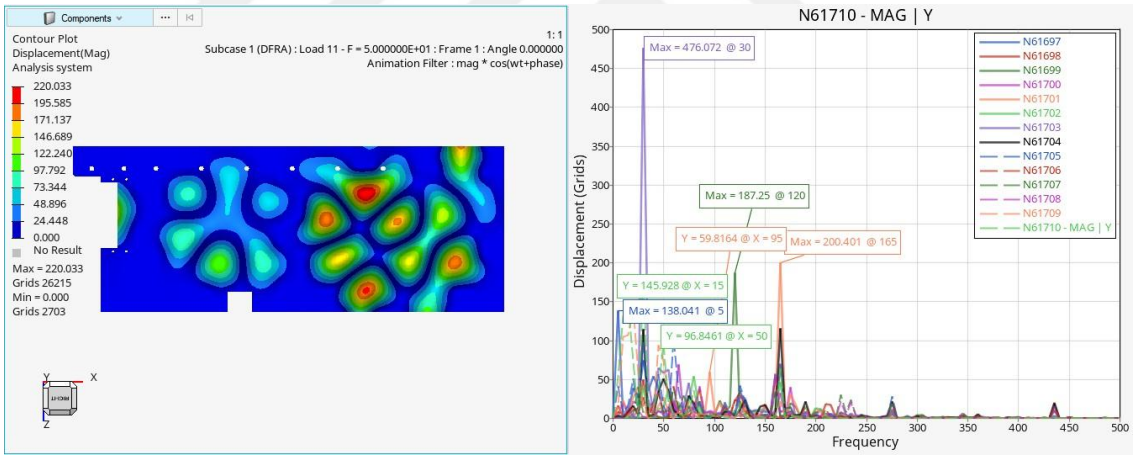
Şekil 4.18. Makaralı besleme kızağı titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği.

- **Giriş taban plakası:** Giriş taban plakasının Şekil 4.19 A'de 1. doğal frekansı 5,2 Hz olarak belirlenmiş olup, bu değer makine çalışma frekanslarından önemli ölçüde uzaktır. 20. modda (43,65 Hz) ise titreşim enerjisi, plakanın kenar bağlantı

noktalarında yoğunlaşmıştır (Şekil 4.19 B). Doğrudan frekans tepkisi analizinde, 5 Hz , 15 Hz, 30 Hz, 50 Hz, 95 Hz, 120 Hz ve 165 Hz'deki dinamik yüklerin deformasyonu 450 mm'ye kadar artırabildiği gözlemlenmiştir (Şekil 4.20). Bu frekanslar, operasyonel spektrumun üzerinde kaldığı için pratikte bir risk oluşturmamaktadır.



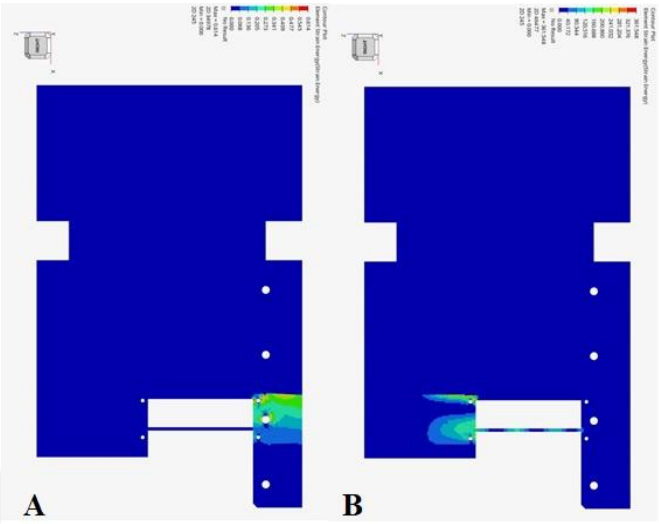
Şekil 4.19. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.



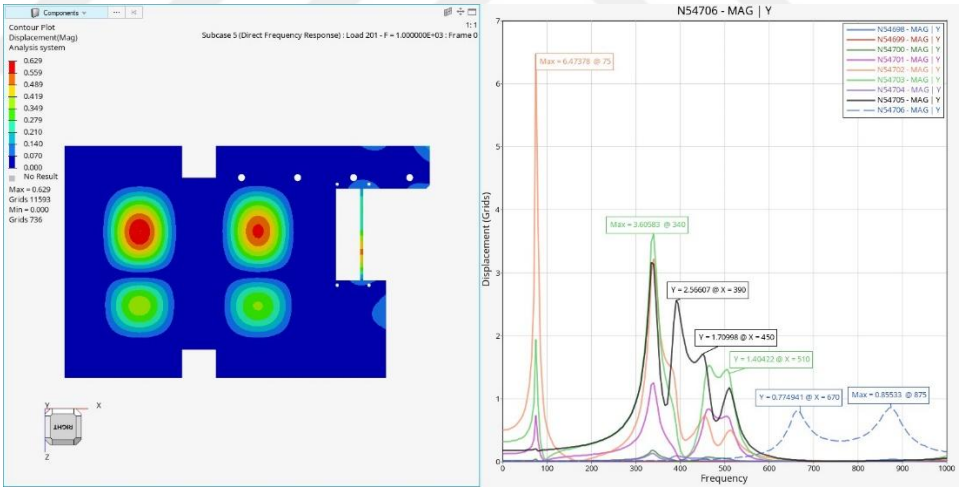
Şekil 4.20. Giriş taban plakası titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği.

- **Çıkış taban plakası:** Şekil 4.21 A1'deki çıkış taban plakasının doğal frekansı 3,88 Hz olarak ölçülmüştür. Makinenin çalışma frekansı (25-50 Hz) ile arasındaki büyük fark rezonans riskini ortadan kaldırmaktadır. 20. modda (86,03 Hz), titreşim enerjisi plakanın merkez bölgesinde toplanmıştır (Şekil 4.21 B). Doğrudan frekans tepkisi analizinde, 75 Hz, 340 Hz, 390 Hz, 450 Hz, 510 Hz, 670 Hz ve 875 Hz aralığındaki yüklerin deformasyonu 6,5 mm'ye kadar artırabileceği bulunmuştur (Şekil 4.22). Bu değerler yapısal güvenliği tehdit

edebilmektedir. Diğer yandan, çalışma frekansı ile arasındaki fark rezonans riskini ortadan kaldırabilmektedir.



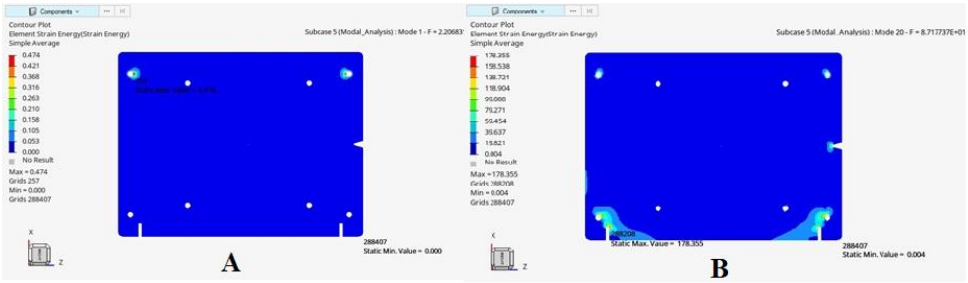
Şekil 4.21. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.



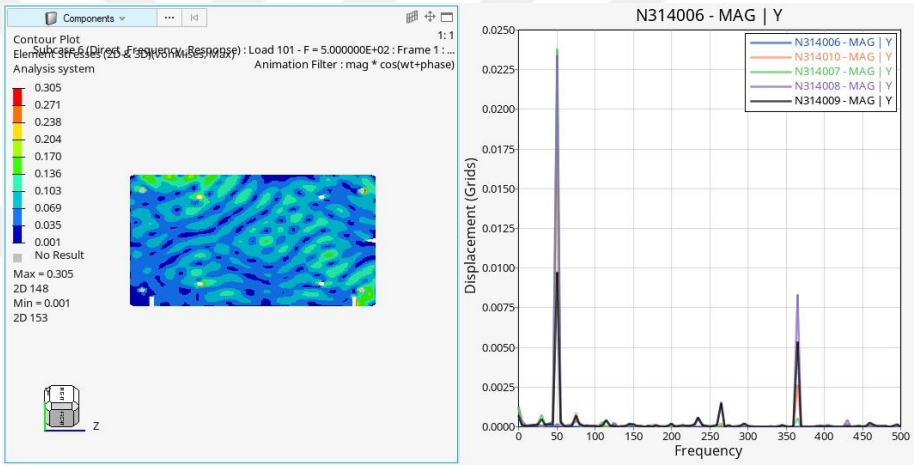
Şekil 4.22. Çıkış taban plakası titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği.

- **1. Motor plakası:** 1. motor destek plakasının ilk doğal frekansı 2,2 Hz olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.23 A). Bu değer, motorun çalışma frekansı (50 Hz) ile örtüşmediği için rezonans riski taşımamaktadır. 20. modda (87,0 Hz) ise titreşim enerjisi, motor montaj delikleri çevresinde yoğunlaşmıştır (Şekil 4.23 B). Doğrudan frekans tepkisi analizinde, 50 Hz ve 365 Hz'deki dinamik yüklerin

deformasyonu 0,037 mm'den 0,12 mm'ye artırabildiği görülmüştür (Şekil 4.24). Bu artış, malzeme sınırları içinde kaldığından kabul edilebilir bir seviyededir.

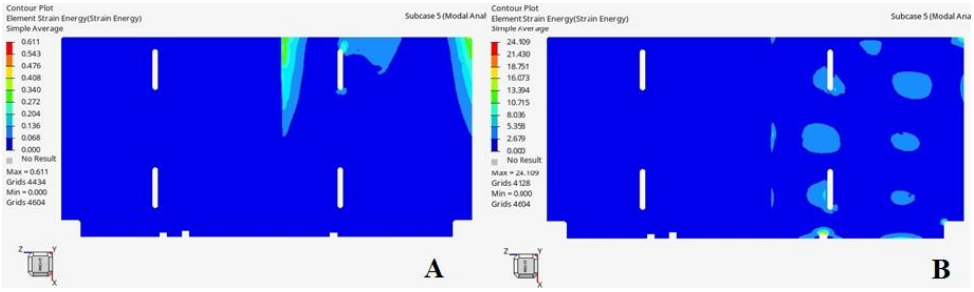


Şekil 4.23. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.

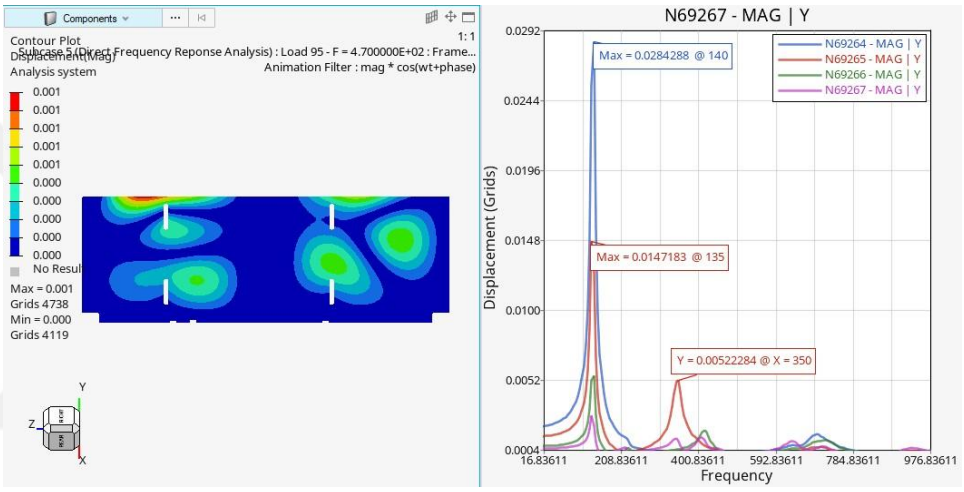


Şekil 4.24. 1. Motor plakası titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği.

- **2. Motor destek plakası:** 2. motor destek plakasının ilk doğal frekansı 7,0 Hz olarak belirlenmiştir (Şekil 4.25 A). Makinenin operasyonel frekanslarından (25-50 Hz) uzak olması, rezonans riskini düşürmektedir. 20. modda (47,14 Hz) titreşim enerjisi, plakanın alt kısmında yoğunlaşmıştır (Şekil 4.25 B). Doğrudan frekans tepkisi analizinde, 40 Hz ve 190 Hz aralığındaki yüklerin deformasyonu 0,16 mm'ye kadar çıkabildiği tespit edilmiştir (Şekil 4.26). Bu değerler, yapısal performans açısından kritik bir eşiği aşmamaktadır.

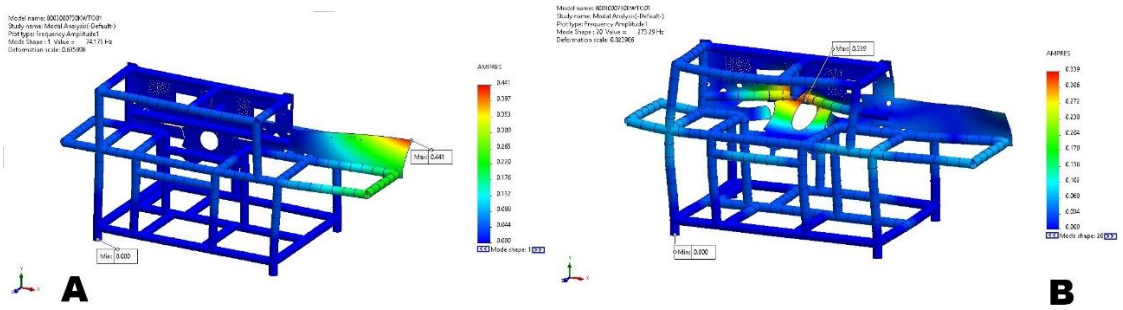


Şekil 4.25. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.

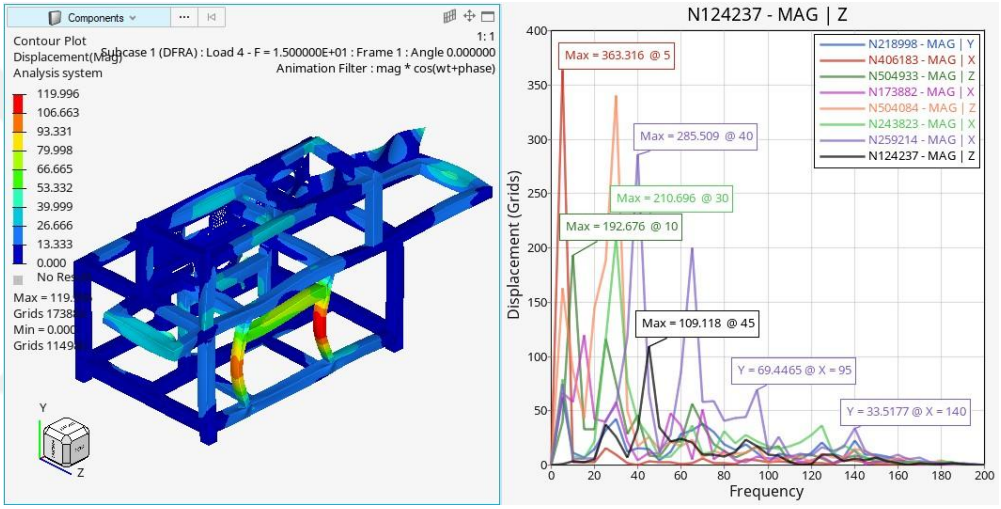


Şekil 4.26. 2. Motor destek plakası titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği.

- **80x80x2,5mm kutu profil şase grubu:** Şasenin ilk doğal frekansı 75,17 Hz olarak ölçülmüştür (Şekil 4.27 A). Bu değer ile şase rezonans riski ortadan kaldırılmıştır (%20 güvenlik payı vardır). 20. modda (273,29 Hz) ise titreşim enerjisi, şasenin orta bölümünde yoğunlaşmıştır (Şekil 4.27 B). Operasyonel uyarımlar ile etkileşim yoktur. Doğrudan frekans tepkisi analizinde, 5 Hz ve 140 Hz aralığındaki dinamik yüklerin deformasyonu 1,24 mm'den 2,14 mm'ye çıkarabildiği görülmüştür (Şekil 4.28). Bu artışa rağmen, gerilme değerleri malzeme sınırları içinde kalmıştır.



Şekil 4.27. A) 1. doğal frekans stres dağılımı. **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.



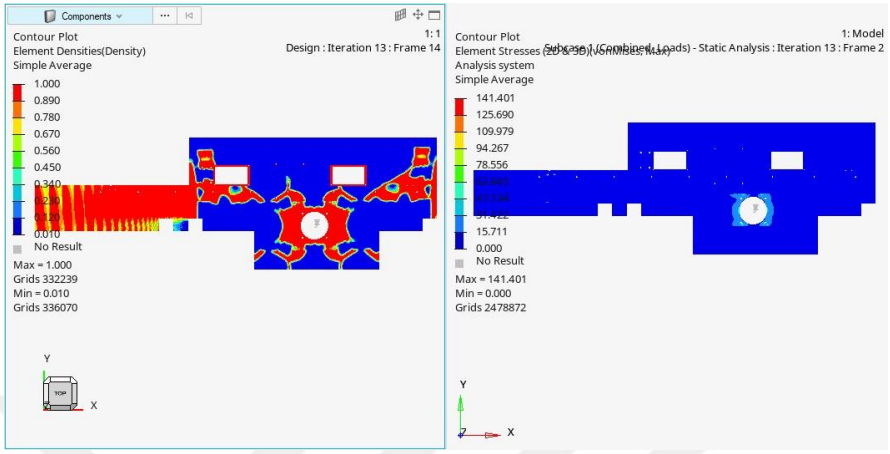
Şekil 4.28. Şasi titreşim analizinde deplasman – frekans grafiği.

4.1.3. Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu analizleri, kritik yük taşıyan bölgelerin korunması ve gereksiz malzemenin kaldırılması prensibiyle gerçekleştirilmiştir.

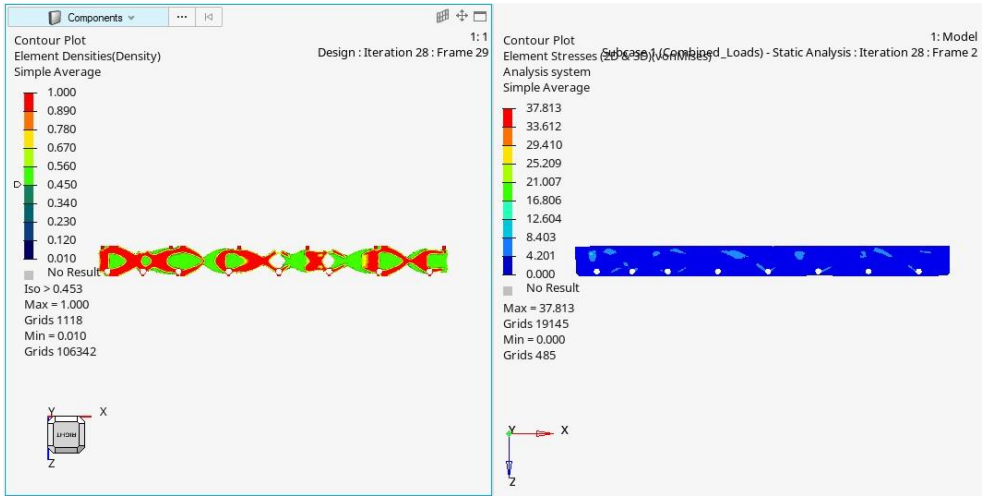
- **Testereler montaj plakası:** Testere montaj plakasında gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu, parçanın kütlesini 146,31 kg'dan 61,48 kg'a (%58) düşürmüştür. Yoğunluk tabanlı optimizasyon sürecinde, malzeme hacminin %40'ı korunarak iç boşluklar ve kafes yapılar oluşturulmuştur (Şekil 4.29). Optimize edilen modelde son 13. iterasyonda maksimum gerilme 141,4 MPa'ya yükselmiş olsa da bu değer, ST-37 malzemesinin akma sınırının %80'ini kullanmaktadır. Deformasyon ise 0,59 mm ile operasyonel toleranslar dahilinde kalmıştır. Şekil 4.29'de görüldüğü

üzere, testere mili bağlantı noktaları ve montaj delikleri çevresindeki malzeme yoğunluğu korunurken, diğer bölgelerdeki gereksiz malzeme kaldırılmıştır.



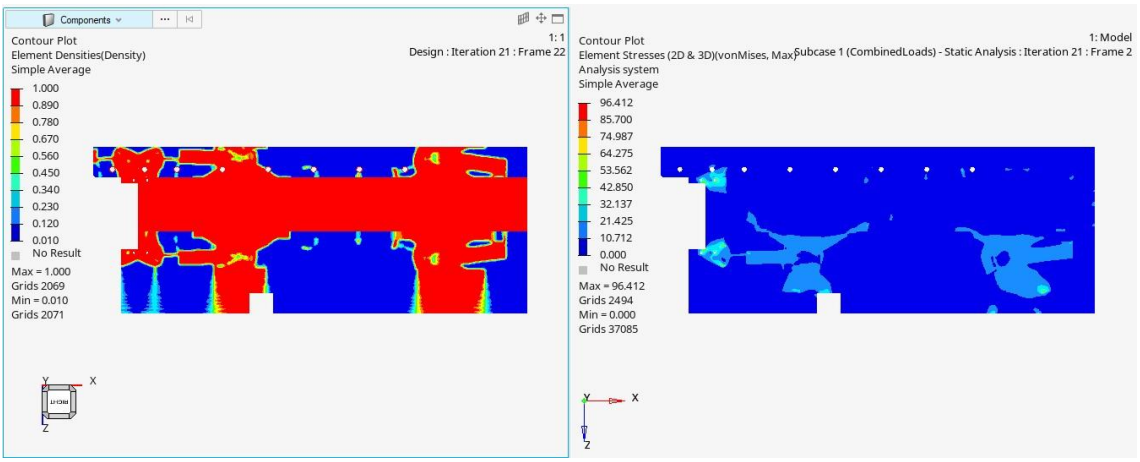
Şekil 4.29. Testereler montaj plakası topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları.

- **Makaralı besleme kızağı:** Makaralı kızakta yapılan topoloji optimizasyonu, parça kütlesini 14,54 kg'dan 8,75 kg'a (%40) indirmiştir. Malzeme dağılımı analizi, kızağın orta bölümündeki malzemenin büyük ölçüde kaldırılarak kavisli destek yapılarının entegre edildiğini göstermektedir (Şekil 4.30). Optimize edilen modelde son 28. iterasyonda maksimum gerilme 37,81 MPa olarak hesaplanmış olup, bu değer AlSi 1045 malzemesinin akma sınırının %20'sine karşılık gelmiştir. Deformasyon 1,28 mm'ye yükselse de operasyonel işlevselliği etkilemeyecek seviyededir.



Şekil 4.30. Makaralı besleme kızağı topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları.

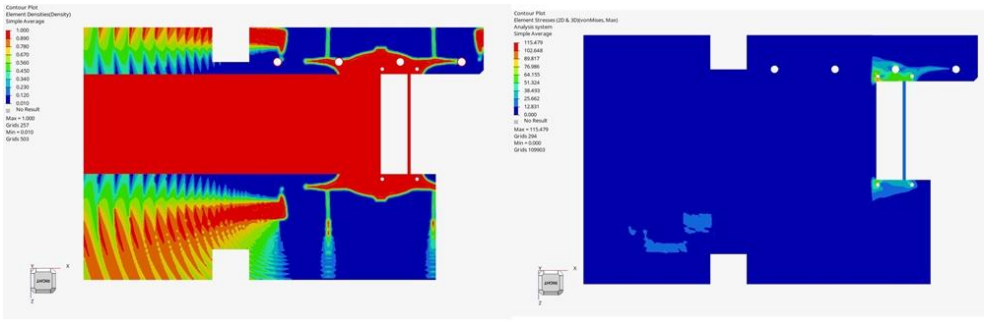
- **Giriş taban plakası:** Giriş taban plakasında, malzeme hacmi %40 azaltılarak kütle 72,15 kg'dan 50,31 kg'a (%30) düşürülmüştür. Şekil 4.31'da görüldüğü üzere, plakanın baskı ve kızak bağlantı noktaları ve ahşabın geçme bölgesi korunurken, ahşabın çekme bölgesinin yanında kafes yapılar oluşturulmuştur. Optimize edilen modelde son 21. iterasyonda maksimum gerilme 96,41 MPa'ya (%41 akma sınırı) yükselmiş, deformasyon ise 0,3 mm ile küçük ölçüde artmıştır.



Şekil 4.31. Giriş taban plakası topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları.

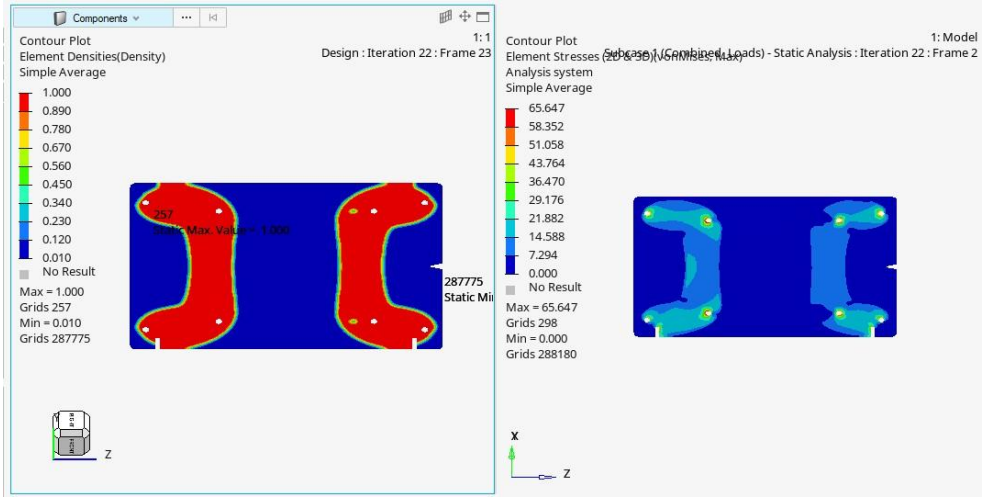
- **Çıkış taban plakası:** Çıkış taban plakasında, topoloji optimizasyonu ile kütle 39,03 kg'dan 27,54 kg'a (%30) azaltılmıştır. Şekil 4.32'de gösterildiği gibi,

plakanın aynı bölgeleri giriş plakası ile benzer şekilde korunmuştur. 20. iterasyonda maksimum gerilme 115,48 MPa'ya yükselmiş olmasına rağmen, bu değer ST-37 malzemesinin akma sınırının (%78) altında kalmıştır. Deformasyon 1,05 mm ile operasyonel sınırlar içindedir.



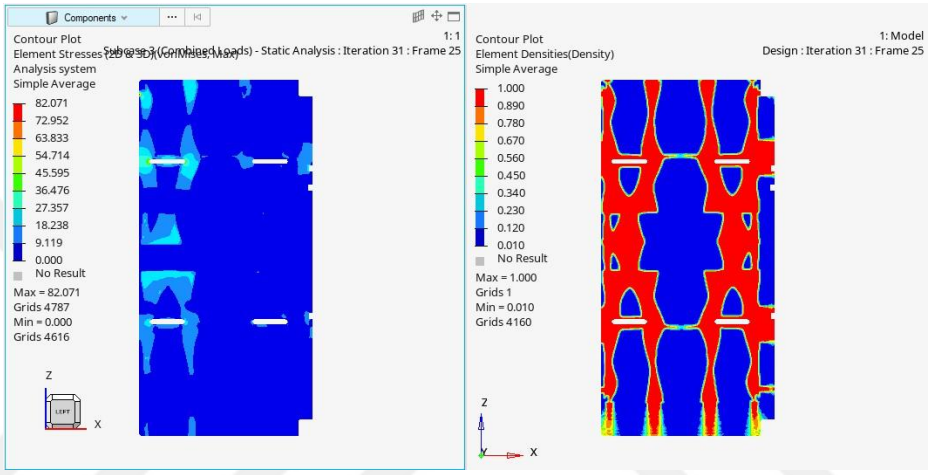
Şekil 4.32. Çıkış taban plakası topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları.

- **1. Motor plakası:** 1. motor destek plakasında, topoloji optimizasyonu ile kütle 27,38 kg'dan 18,25 kg'a (%33) düşürülmüştür. Şekil 4.33'da görülen malzeme dağılımı, motor montaj delikleri çevresindeki yoğunluğu korurken, sacının kenar bölgelerinde iç boşluklar oluşturulduğunu göstermektedir. 22. iterasyonda maksimum gerilme 65,64 MPa'ya yükselse de bu değer, AlSi 1045 malzemesinin akma sınırının (450 MPa) %51'ini kullanmıştır.



Şekil 4.33. 1. Motor plakası topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları.

- **2. Motor destek plakası:** 2. motor destek plakasında, topoloji optimizasyonu sonucu kütle 46,02 kg'dan 26,98 kg'a (%41) azaltılmıştır. Şekil 4.34'de gösterilen optimize modelde, çıkarılacak ekstra malzeme dağılımı uygun bir üretilebilirliği için simetrik kısıtlanmıştır. 31. iterasyonda maksimum gerilme 82,07 MPa olarak hesaplanmış olup, bu değer ST-37'nin akma sınırının (%88) altında kalmıştır. Deformasyon 1,40 mm'ye yükselmesine rağmen, parçanın işlevselliği korunmuştur.



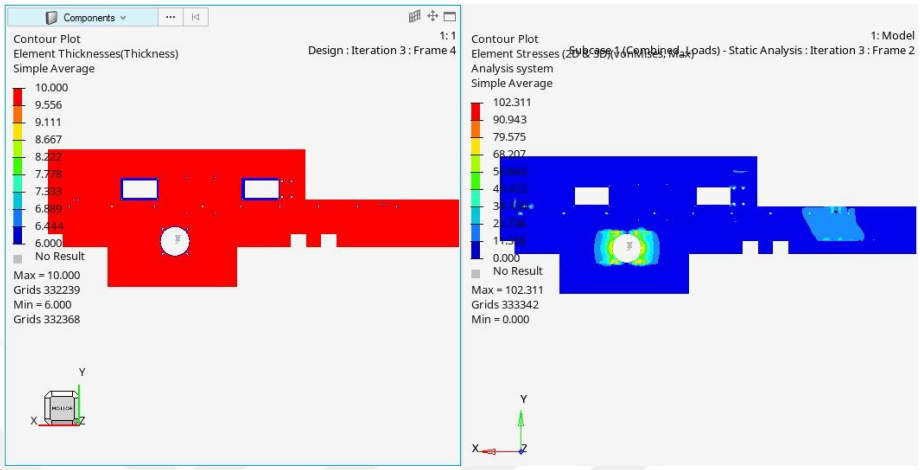
Şekil 4.34. 2. Motor destek plakası topoloji yoğunluk dağılımı ve malzeme boşaltabilecek alanları.

4.1.4. Boyut Optimizasyonu

Boyut optimizasyonu sonuçları, her bir parçanın kalınlık değişimine göre gerilme davranışı ve emniyet katsayısı dikkate alınarak seçilen ideal kalınlıklar üzerinde detaylandırılmıştır. Analizler, farklı kesikli kalınlık değerleri altında maksimum gerilme ve deformasyon değerlerinin karşılaştırılmasını içermiştir.

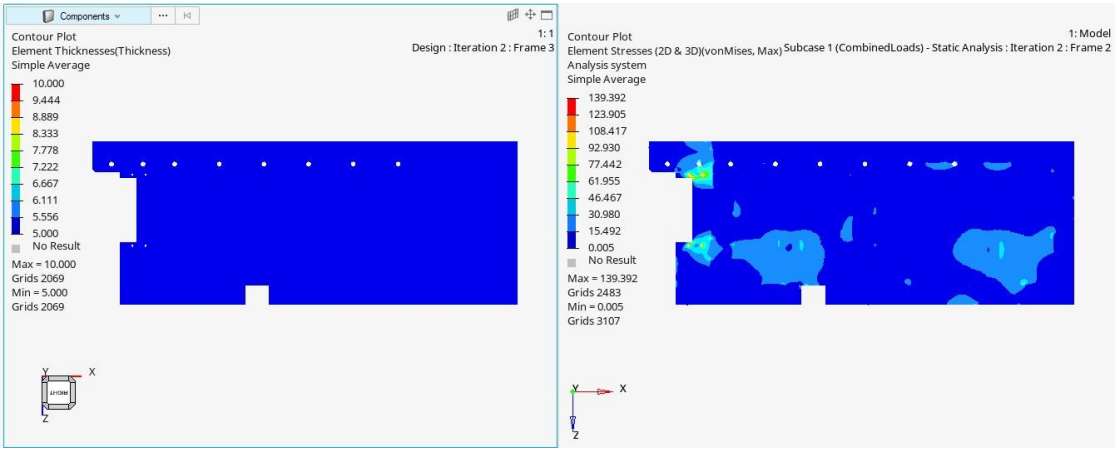
- **Testereler montaj plakası:** Testere montaj plakasında, boyut optimizasyonu ile sac kalınlığı 15 mm'den 8 mm'ye düşürülmüş ve kütle 146,31 kg'dan 78,03 kg'a (%46,6) azaltılmıştır. Kalınlık dağılımı, Şekil 4.35'da görüldüğü üzere, montaj delikleri çevresinde 10 mm, diğer bölgelerde 8 mm olacak şekilde optimize edilmiştir. Bu değişim, son iterasyonda maksimum gerilmeyi 75,53 MPa'dan 102,31 MPa'ya yükseltmiş, ancak ST-37 malzemesinin akma sınırı dikkate

alındığında emniyet katsayısı 2,3 olarak korunmuştur. Deformasyon 0,09 mm'den 0,31 mm'ye artmasına rağmen, bu değer operasyonel toleranslar dahilinde kabul edilmiştir. Bu parça için ideal kalınlık 8 mm olarak kabul edilmiştir.



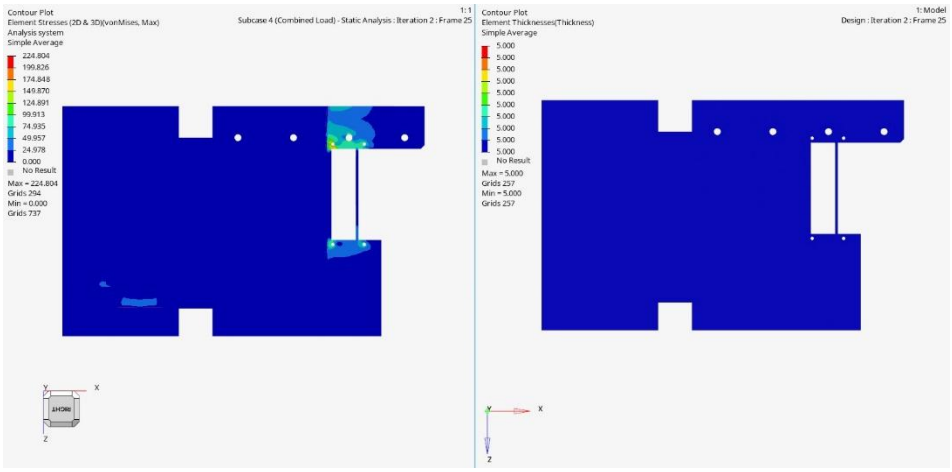
Şekil 4.35. Testereler montaj plakası en iyi stres dağılımına göre sacın et kalınlığı dağılım sonucu.

- **Giriş taban plakası:** Giriş taban plakasında, kalınlık 10 mm'den 8 mm'ye indirgenerek kütle 72,15 kg'dan 57,71 kg'a (%20) düşürülmüştür. Şekil 4.36'deki kontur grafiği, plakanın kızak topların bağlantı noktalarında 8 mm, merkez bölgelerde 5-6 mm kalınlık kullanıldığını göstermektedir. Son iterasyonda maksimum gerilme 64,7 MPa'dan 139,4 MPa'ya yükselmiş olmasına rağmen, bu değer akma sınırının %59'unu kullanmakta ve emniyet katsayısını 1,6 olarak sağlamaktadır. Deformasyon 0,095 mm'den 0,74 mm'ye çıkmıştır, ancak plakanın işlevselliği korunmuştur. Parçanın en iyi kalınlığı 8 mm olarak kabul edilmiştir.



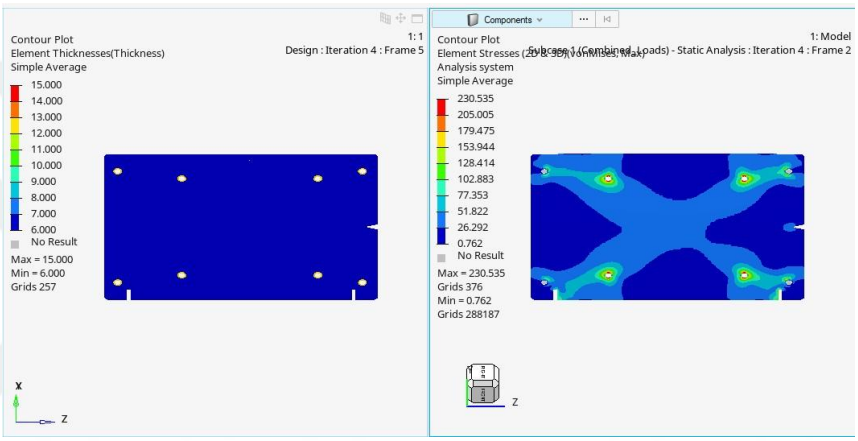
Şekil 4.36. Giriş taban plakası en iyi stres dağılımına göre sacın et kalınlığı dağılım sonucu.

- **Çıkış taban plakası:** Çıkış taban plakasında, kalınlık 10 mm'den 8 mm'ye azaltılarak kütle 39,03 kg'dan 31,22 kg'a (%20) indirgenmiştir. Şekil 4.37'da görülen kalınlık dağılımı, kritik bağlantı bölgelerinde 8 mm, diğer alanlarda 6 mm olarak optimize edilmiştir. Son iterasyonda maksimum gerilme 95,31 MPa'dan 224,80 MPa'ya yükselmiş, ancak bu değer ST-37'nin akma sınırının %95'ini kullanarak emniyet katsayısını 1,05 olarak sağlamıştır. Deformasyon 0,227 mm'den 1,76 mm'ye artmıştır, ancak operasyonel sınırlar dahilinde kalmıştır. Parçanın en iyi kalınlığı 8 mm olarak kabul edilmiştir.



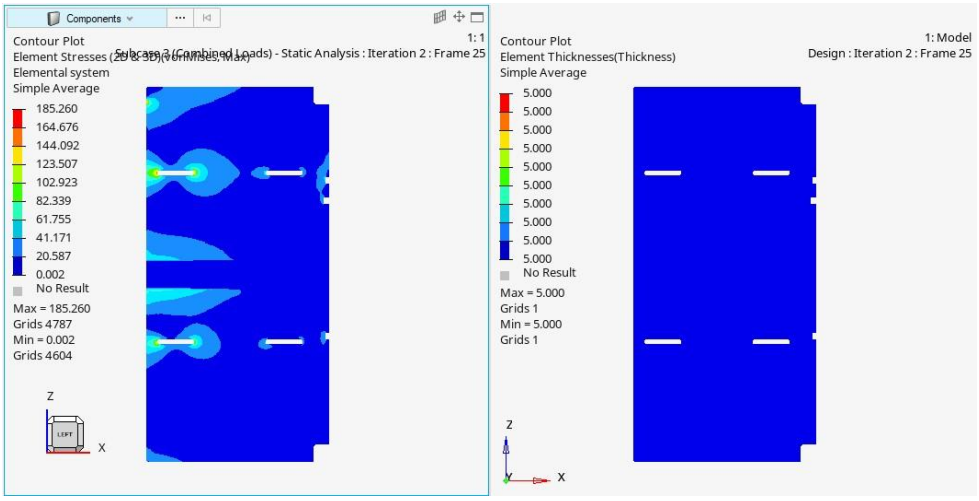
Şekil 4.37. Çıkış taban plakası en iyi stres dağılımına göre sacın et kalınlığı dağılım sonucu.

- **1. Motor plakası:** 1. motor destek plakasında, kalınlık 15 mm'den 10 mm'ye düşürülerek kütle 27,38 kg'dan 18,25 kg'a (%33) azaltılmıştır. Şekil 4.38'deki kontur grafiği, motor montaj delikleri çevresinde 10 mm, kenar bölgelerde 8 mm kalınlık kullanıldığını göstermektedir. Maksimum gerilme 70,26 MPa'dan 230,50 MPa'ya yükselmiştir. Bu değer ST-37 malzemesinin akma sınırı dikkate alındığında emniyet katsayısı 1 olarak hesaplanmıştır. Deformasyon 0,037 mm'den 0,53 mm'ye çıkmıştır. Bu parçanın en ideal kalınlığı 10 mm olarak kabul edilmiştir.



Şekil 4.38. 1. motor plakası en iyi stres dağılımına göre sacın et kalınlığı dağılım sonucu.

- **2. Motor destek plakası:** 2. motor destek plakasında, kalınlık 10 mm'den 8 mm'ye indirgenerek kütle 46,02 kg'dan 36,82 kg'a (%20) düşürülmüştür. Şekil 4.39'daki kalınlık dağılımı, plakanın her bölgesinde kısmında 5 mm olacak şekilde optimize edildiğini göstermektedir. Maksimum gerilme 47,93 MPa'dan 185,26 MPa'ya yükselmiş, ancak ST-37 malzemesi için emniyet katsayısı 1,27 olarak korunmuştur. Deformasyon 0,16 mm'den 1,21 mm'ye artmıştır. Motor plakasının dayanması gereken önemli deformasyon nedeniyle, bu parça için belirlenen ideal kalınlık 8 mm olarak kabul edilmiştir.

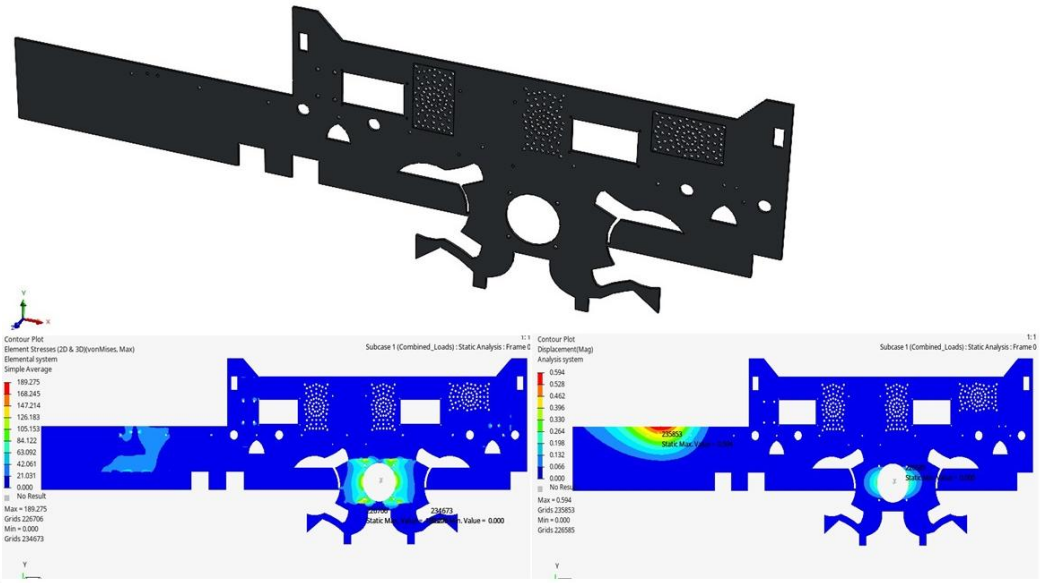


Şekil 4.39. 2. Motor destek plakası en iyi stres dağılımına göre sacın et kalınlığı dağılım sonucu.

İlk sonuçları ulaşıldıktan sonra ikinci aşamada optimizasyon süreçleri sonucu elde edilen kritik bileşenin yeni (optimize edilmiş) tasarımları, operasyonel yükler altında tekrar test edilerek doğrulama yapılmıştır.

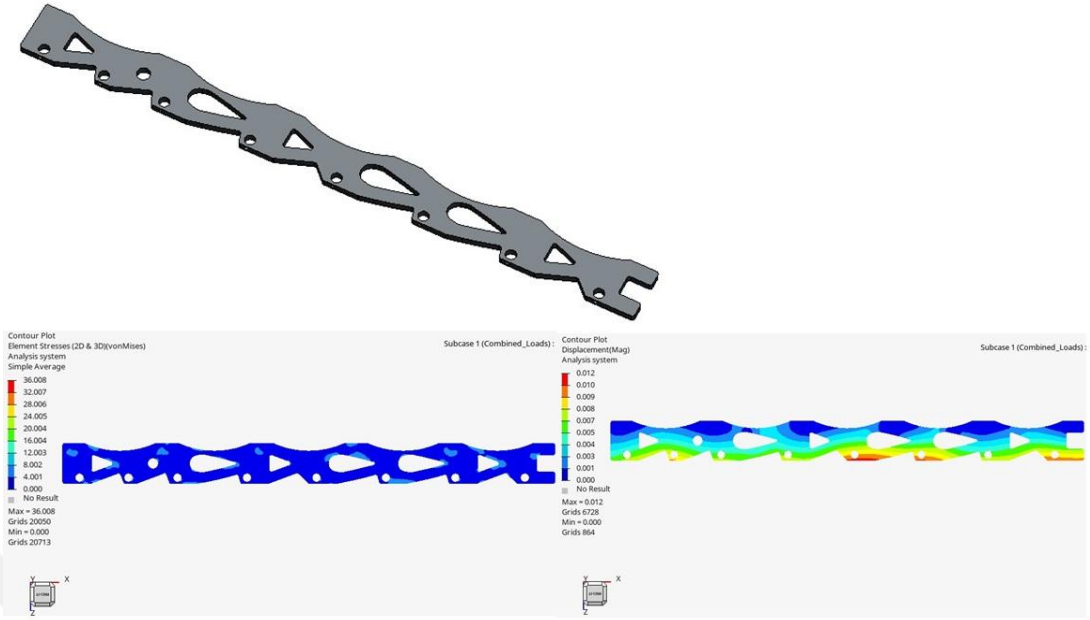
4.1.5. Optimize Edilmiş Tasarımların Statik Yapısal Analizi

- **Testereler montaj plakası (Optimize Edilmiş 8 mm ST-37):** Topoloji ve boyut optimizasyonu uygulanan testere montaj plakasında, maksimum gerilme 189,2 MPa olarak hesaplanmıştır. Bu değer, ST-37 malzemesinin akma sınırının %80'ini kullanmakta olup, emniyet katsayısı 1,24 olarak belirlenmiştir. Deformasyon ise 0,59 mm ile operasyonel toleranslar dahilinde kalmıştır. Gerilme dağılımının, optimize edilmiş parçanın kritik yük taşıma bölgelerinin mil bağlantı deliklerinde yoğunlaştığı gösterilmiştir. Ancak malzeme sınırlarını aşmamaktadır (Şekil 4.40).



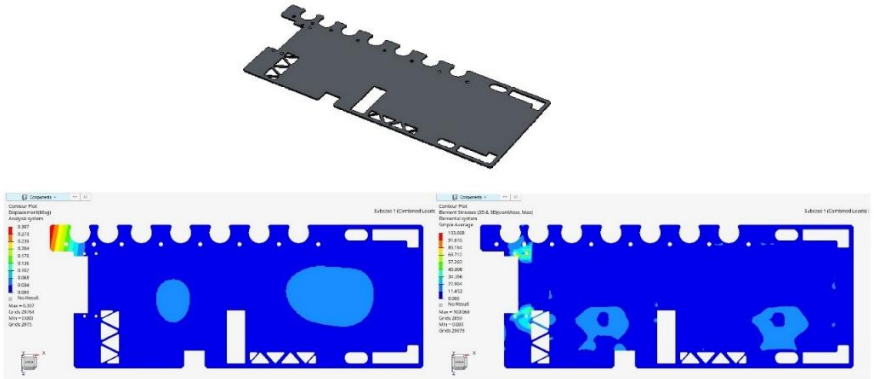
Şekil 4.40. Testereler montaj plakası yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim.

- **Makaralı besleme kızağı (Optimize Edilmiş 15 mm 1045 Çelik):** Topoloji optimizasyonu ile hafifletilen makaralı kızakta, maksimum gerilme 36 MPa olarak tespit edilmiştir. AlSi 1045 malzemesinin akma sınırı dikkate alındığında, bu değer malzeme kapasitesinin %20'sini kullanmakta ve emniyet katsayısını 5,0 olarak sağlamaktadır. Deformasyon 0,012 mm'ye yükselmiş olsa da bu artış kızağın lineer hareket kabiliyetini etkilemeyecek seviyededir (Şekil 4.41).



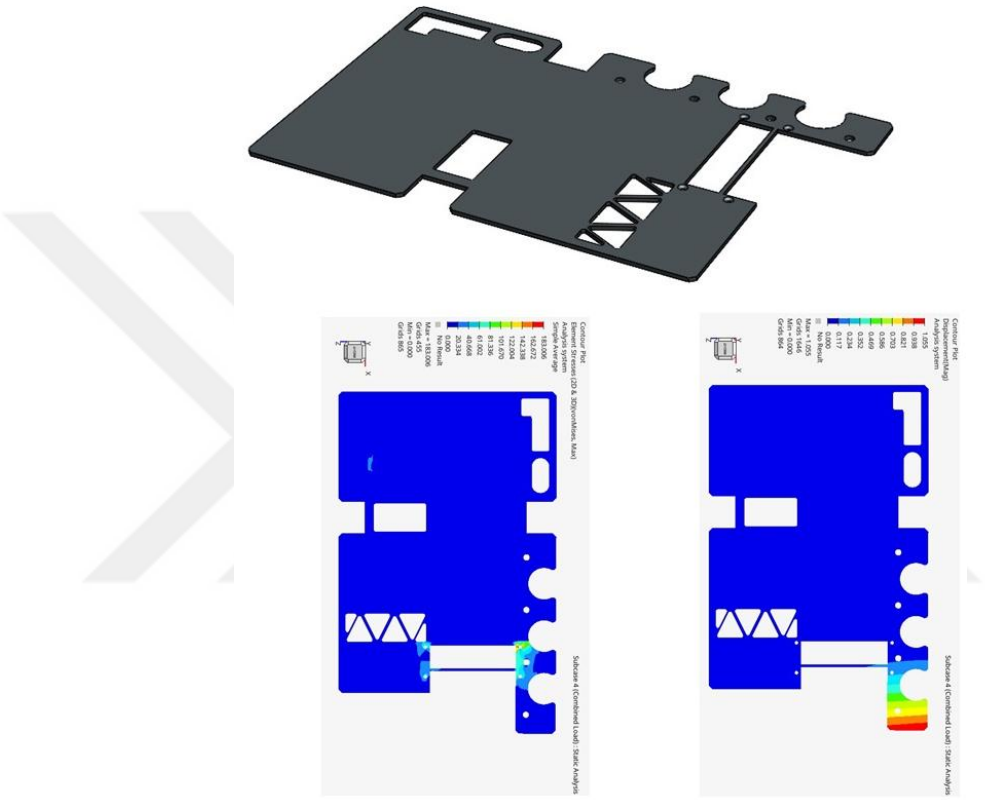
Şekil 4.41. Makaralı besleme kızağı yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim.

- **Giriş taban plakası (Optimize Edilmiş 8 mm ST-37):** Boyut ve topoloji optimizasyonu ile kütlesi %30 azaltılan giriş taban plakasında, maksimum gerilme 103,06 MPa'ya ulaşmıştır. Bu değer, ST-37'nin akma sınırının %44'ine karşılık gelmekte ve emniyet katsayısını 2,2 olarak korumaktadır. Deformasyon 0,3 mm ile artmış olup plakanın temel işlevi olan yük taşıma kapasitesi sürdürülebilir seviyededir (Şekil 4.42).



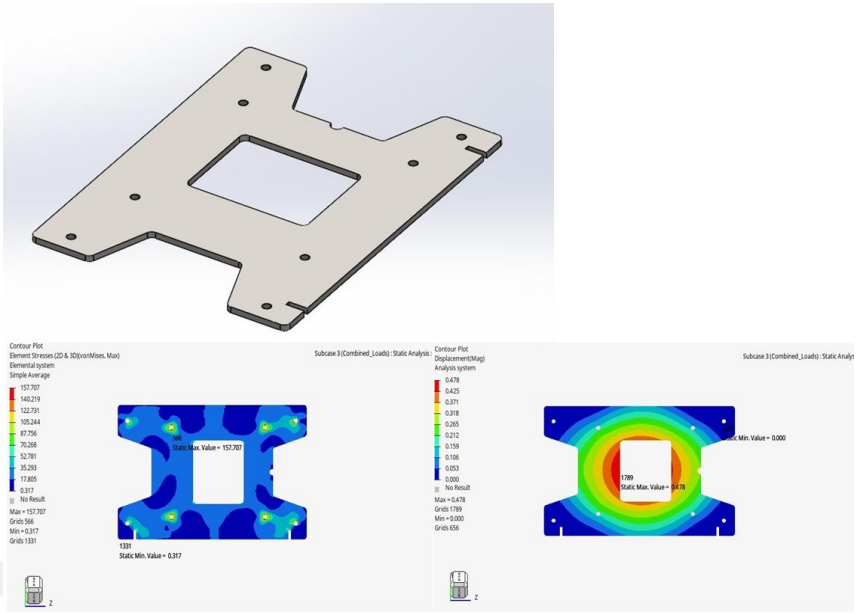
Şekil 4.42. Giriş taban plakası yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim.

- **Çıkış taban plakası (Optimize Edilmiş 8 mm ST-37):** Topoloji optimizasyonu sonucu kütlesi %30 düşürülen çıkış taban plakasında, maksimum gerilme 183,00 MPa olarak hesaplanmıştır. Bu değer, malzeme akma sınırının %78'ini kullanmakta olup, emniyet katsayısı 1,3 olarak korumaktadır. Deformasyon 1,055 mm'ye çıkmıştır (Şekil 4.43).



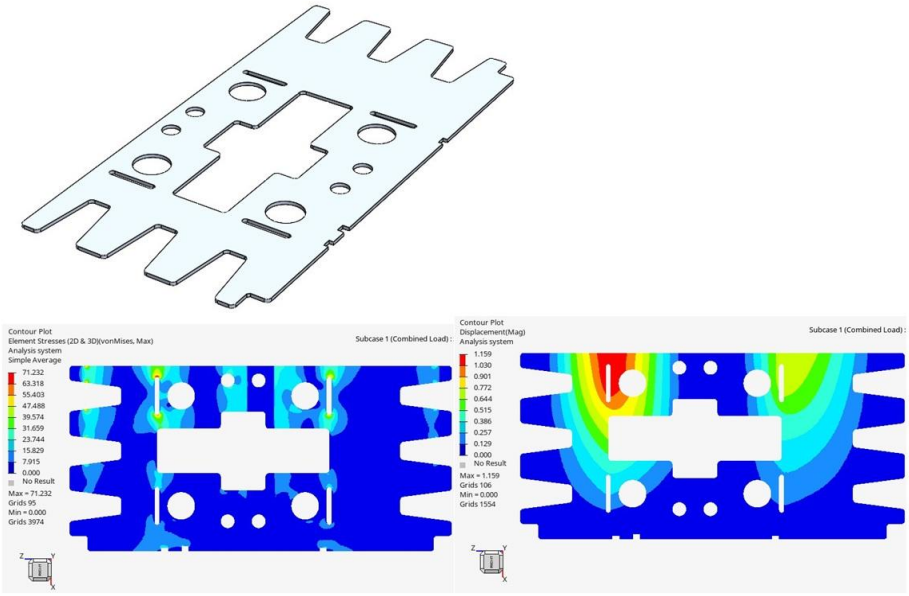
Şekil 4.43. Çıkış taban plakası yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim.

- **1. Motor plakası (Optimize Edilmiş 10 mm ST-37):** Boyut ve topoloji optimizasyonu uygulanan 1. motor destek plakasında, maksimum gerilme 157,70 MPa olarak ölçülmüştür. ST-37 malzemesi için bu değer, akma sınırının %68'ini kullanmakta ve emniyet katsayısını 2,82 olarak sağlamaktadır. Deformasyon 0,47 mm ile optimize edilmemiş modele kıyasla minimal bir artış göstermiştir (Şekil 4.44).



Şekil 4.44. 1. Motor plakası yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim.

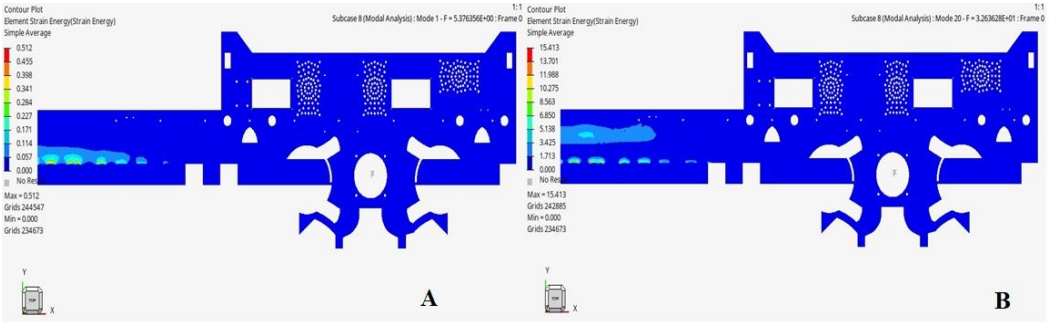
- **2. Motor destek plakası (Optimize Edilmiş 8 mm Alüminyum):** Bu bileşenin önemli hacmi göz önüne alındığında, ST-37 çeliğinin kullanımı toplam ağırlıkta sadece küçük bir azalma sağlarken, malzemenin yüksek dayanıklılığının bir sonucu olarak yüksek bir güvenlik faktörü ortaya çıkarmıştır. Sonuç olarak, kabul edilebilir bir güvenlik faktörünü koruyup ağırlıkta kayda değer bir azalma elde etmek için yapı çeliği yüksek mukavemetli alüminyum (Alüminyum 2007) ile değiştirilmiştir. Boyut ve Topoloji optimizasyonu ile kütlesi %41 azaltılan 2. motor destek plakasında, maksimum gerilme 71,23 MPa olarak belirlenmiştir. Bu değer, Alüminyum 2007'nin akma sınırının %28,5'ini kullanmakta olup, emniyet katsayısı 3,5 ile operasyonel güvenliği garanti altına almaktadır. Deformasyon 1,16 mm'ye yükselmiş olsa da parçanın titreşim sönümleme işlevi korunmuştur (Şekil 4.45).



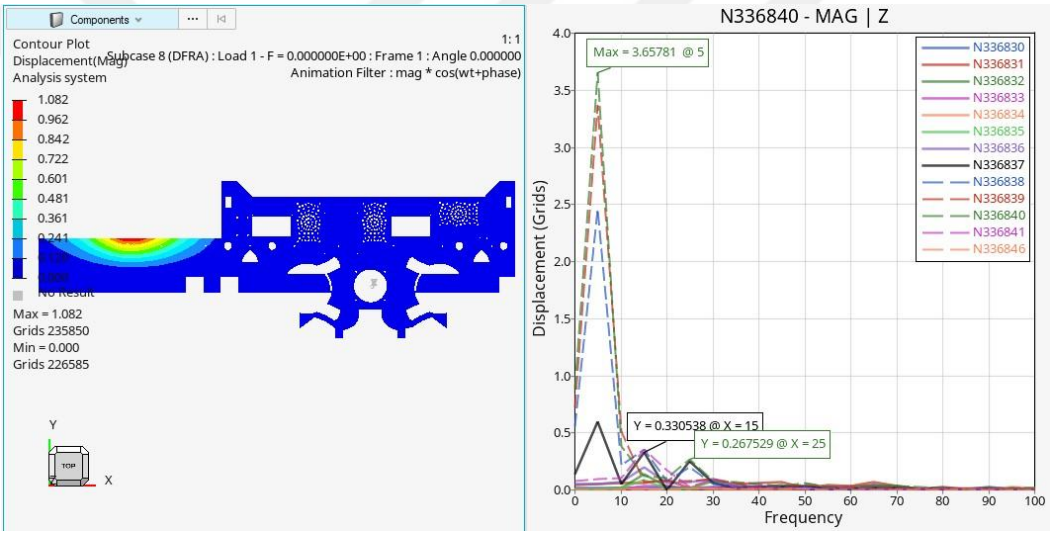
Şekil 4.45. 2. Motor plakası yeni tasarım ve statik analizi sonuncunda maksimum deformasyon ve gerilim.

4.1.6. Optimize Edilmiş Tasarımların Modal Analiz ve Doğrudan Frekans Tepkisi

- **Testereler montaj plakası (Optimize Edilmiş 8 mm ST-37):** Modal analizinde optimize edilmiş testere montaj plakasının 1. mod doğal frekansı 5,3 Hz olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.46 A). Bu değer, makinenin operasyonel frekans aralığından (0-100 Hz) düşük olmasına rağmen, kritik rezonans riski taşımamaktadır. 20. modda ise frekans 32,6 Hz'e ulaşmış ve bu değer, makine sistemin çalışma frekansı (25-50 Hz) ile örtüşmesi nedeniyle rezonans riski bulunmuştur (Şekil 4.46 B). Doğrudan frekans tepkisi analizinde, testere bıçağının dinamik kesme kuvvetleri altında, 5 Hz ve 15 Hz'te maksimum deformasyonlar gözlemlenmiştir (Şekil 4.47). Bu frekanslar, makinenin nominal çalışma hızından (~25 Hz) düşük olduğu için rezonans riski sınırlıdır. Ancak, 25 Hz'teki 0,59 mm deformasyon, yapısal rijitliğini yeterliliğini doğrulamıştır.

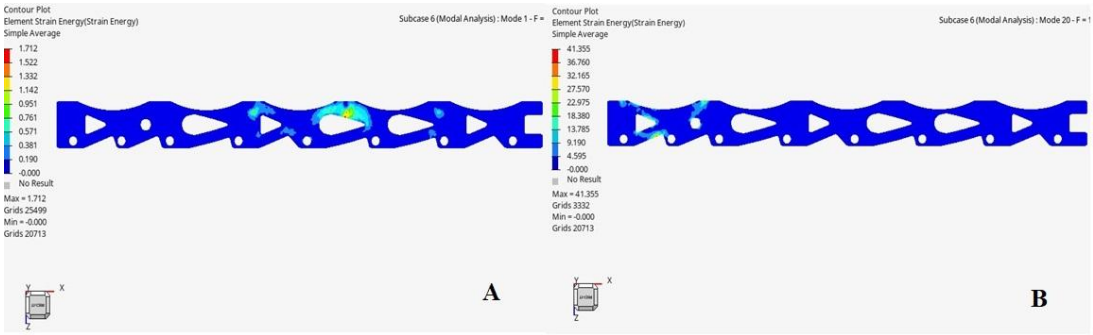


Şekil 4.46. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.

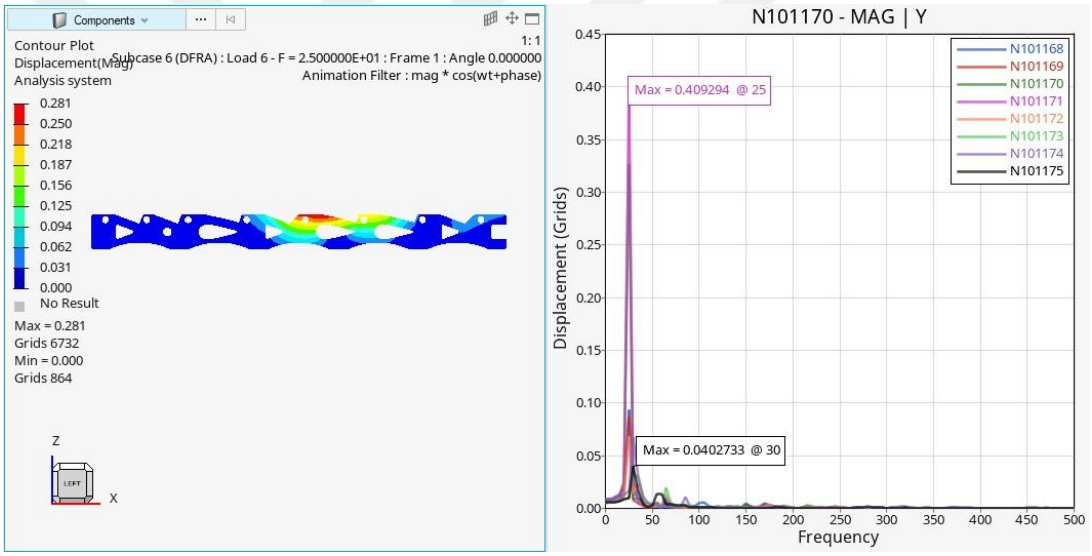


Şekil 4.47. Yeni testereler montajı plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği.

- **Makaralı besleme kızağı (Optimize Edilmiş 15 mm 1045 Çelik):** Doğal frekansta, optimize edilmiş kızağın 1. mod frekansı 24,8 Hz, 20. mod frekansı ise 110 Hz olarak ölçülmüştür (Şekil 4.48 A ve Şekil 4.48 B). Birinci mod değeri, hidrolik sistemin baskı kuvveti frekansı (~25 Hz) ile yakınlık gösterilmiştir. Sınırda olduğundan dolayı, tasarım güvenliği tehlikeye girebilir. Doğrudan frekans tepkisi analizinde, besleme mekanizmasının dinamik yükleri altında, 25 Hz ve 30 Hz'te kritik gerilim artışları tespit edilmiştir (Şekil 4.49). Bu frekanslar, makinenin maksimum çalışma hızına (30 Hz) denk gelmesine rağmen, gerilim değerleri (52,34 MPa) akma sınırının altında kalmıştır.



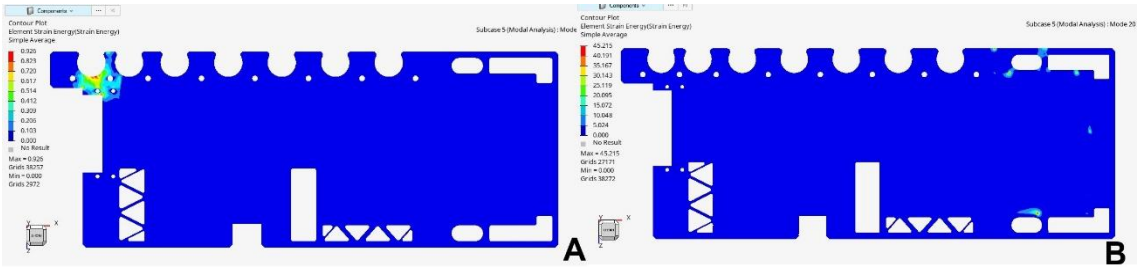
Şekil 4.48. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı. **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.



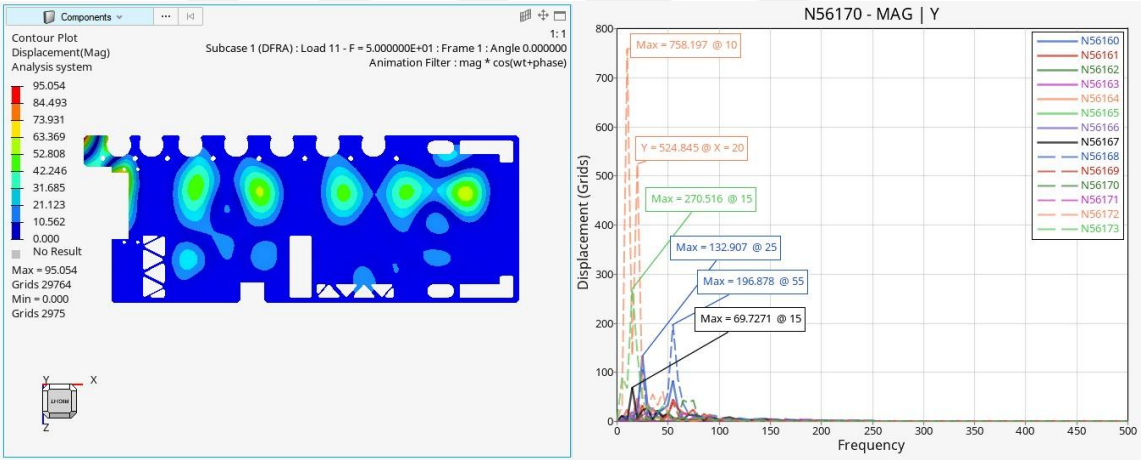
Şekil 4.49. Yeni Makaralı besleme kızağı titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği.

- **Giriş taban plakası (Optimize Edilmiş 8 mm ST-37):** Optimize edilmiş giriş plakasının 1. mod frekansı 3,48 Hz, 20. mod frekansı ise 31,75 Hz olarak belirlenmiştir (Şekil 4.50 A ve Şekil 4.50 B). 20. mod olan 30 Hz hidrolik titreşimlerle çakışıyor → rezonans olasılığı yüksektir. Düşük mod frekansları, plakanın statik yükler altında stabil olduğunu göstermekle birlikte, 10 Hz'teki üçüncü mod frekansı, testere dönüş hızından (~50 Hz) yeterince uzakta olduğu için risk oluşturmamaktadır. Buna ek olarak doğrudan frekans tepkisinde, kereste

besleme sırasında oluşan dinamik basınçlar, 25 Hz ve 55 Hz'te maksimum deformasyonlarına (196,87 mm) yol açmıştır (Şekil 4.51). Bu frekanslar, makinenin operasyonel aralığının üzerinde olduğundan, rezonans riski taşımamaktadır.



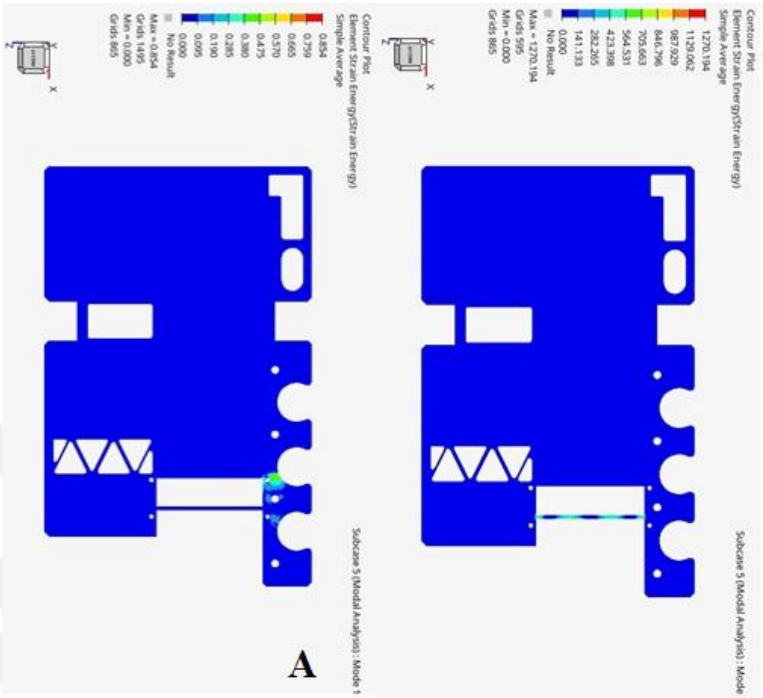
Şekil 4.50. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı. **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.



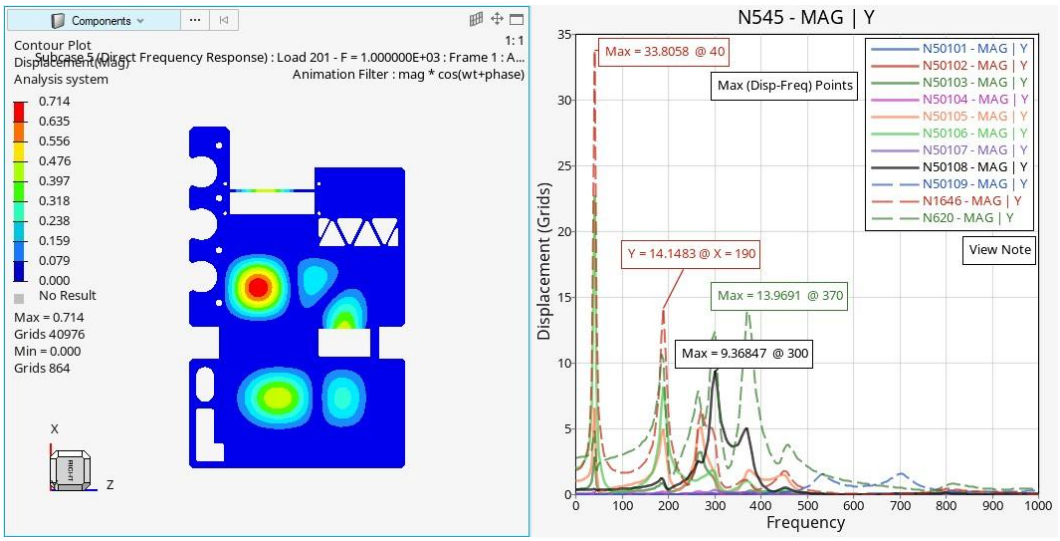
Şekil 4.51. Yeni giriş taban plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği.

- **Çıkış taban plakası (Optimize Edilmiş 8 mm ST-37):** Doğal frekans analizinde, alüminyum plakanın 1. mod frekansı 2,08 Hz, 20. mod frekansı ise 58,86 Hz olarak ölçülmüştür (Şekil 4.52 A Şekil 4.52 B). Bu değer sınırda bir güvenlik payı vardır (58,86 Hz < 60 Hz). Ancak 55-60 Hz harmonikler tarafından potansiyel bir risk uyarımı söz konusudur. Titreşim analizinde, atalet yükleri altında, 40 Hz ve 190 Hz'te 1,05 mm deformasyon gözlemlenmiştir (Şekil 4.53). Bu sonuçlar,

plakanın dinamik yükler altında rijit davrandığını ve akma gerilimi (235 MPa) sınırlarını aşmadığını doğrulamaktadır.

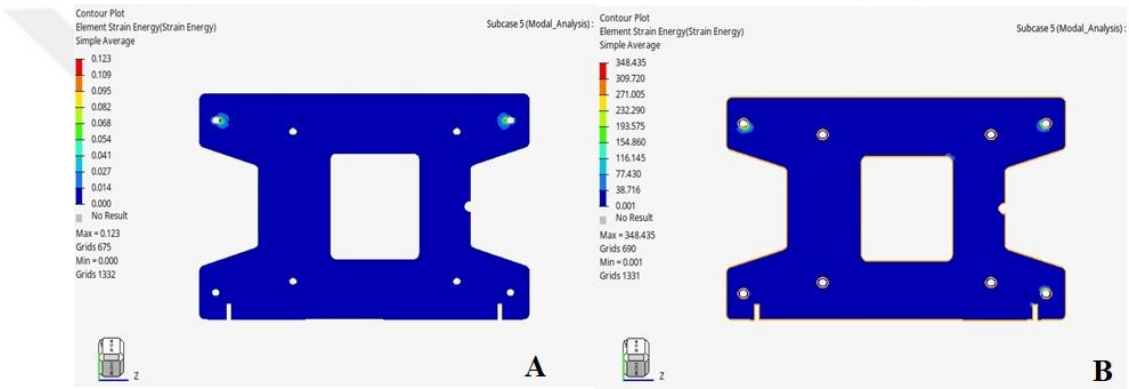


Şekil 4.52. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı. **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.

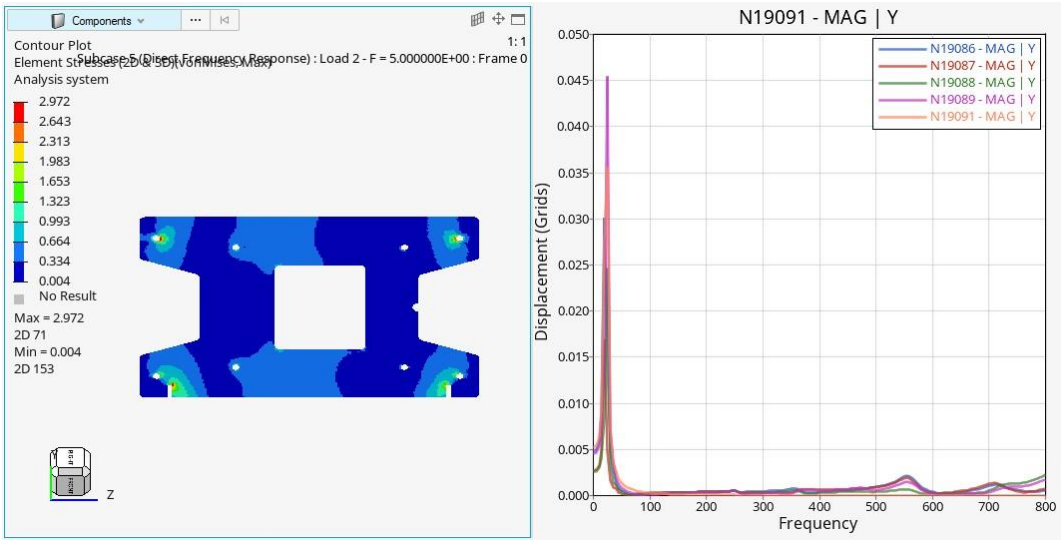


Şekil 4.53. Yeni çıkış taban plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği.

- **1. Motor plakası (Optimize Edilmiş 10 mm ST-37):** Modal analizinde, motor plakasının birinci mod frekansı 1,1 Hz, 20. mod frekansı ise 76,3 Hz olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.54 A ve Şekil 4.54 B). 25 Hz'teki rezonans riski, motorun nominal çalışma hızı (25 Hz) ile örtüşmesine rağmen, gerilim değerleri (157,7 MPa) güvenlik faktörü içinde kalmıştır. Bunun yan sıra titreşim analizinde, motor titreşimlerinin neden olduğu dinamik yükler, 25 Hz'te maksimum 0,47 mm deformasyona yol açmıştır (Şekil 4.55). Bu değer, yapısal bütünlüğün korunduğunu göstermektedir.

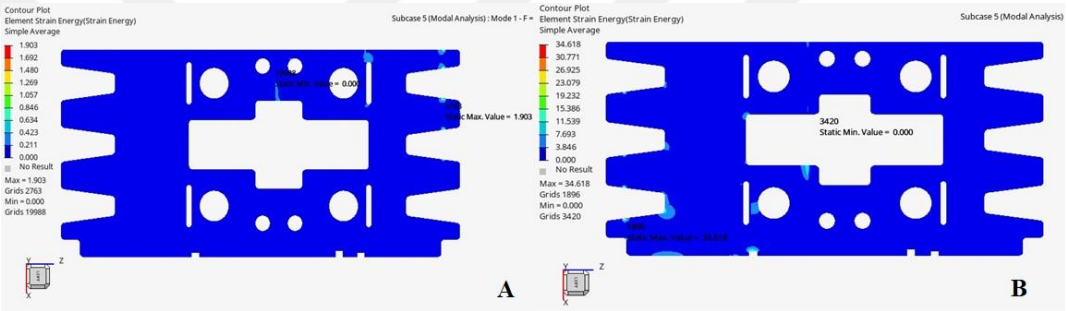


Şekil 4.54. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı. B) 20. doğal frekans stres dağılımı.

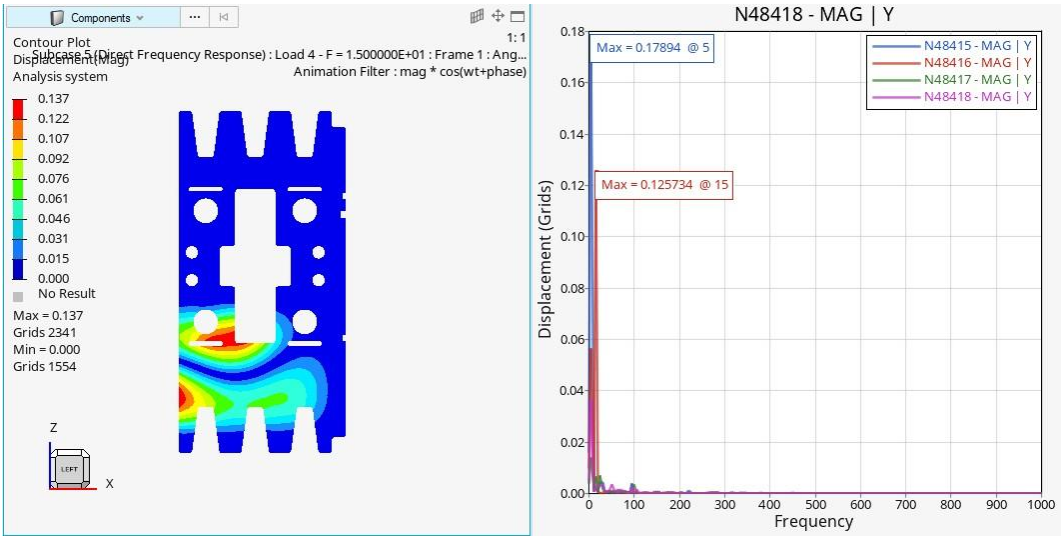


Şekil 4.55. 1. Motor plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği.

- **2. Motor destek plakası (Optimize Edilmiş 8 mm Alüminyum):** Doğal frekans analizinde, destek plakasının birinci mod frekansı 5,2 Hz, yirminci mod frekansı ise 36,8 Hz olarak tespit edilmiştir (Şekil 4.56 A ve Şekil 4.56 B). 15 Hz'teki ikinci mod, hidrolik sistemin ve makinenin frekans aralığından uzak olduğu için rezonans riski taşımamaktadır. Ancak 30-40 Hz testere harmonikleri ile doğrudan çakışma olduğundan risk vardır → yüksek titreşim. Buna ek olarak doğrudan frekans tepkisi analizinde, motorun dengesiz yükleri altında, 5 Hz ve 15 Hz'te 1,16 mm deformasyon tespit edilmiştir (Şekil 4.57). Gerilim değerleri (71,23 MPa), alüminyumun akma sınırının altında kalmıştır.



Şekil 4.56. A) Yeni tasarımı 1. doğal frekans stres dağılımı. **B)** 20. doğal frekans stres dağılımı.



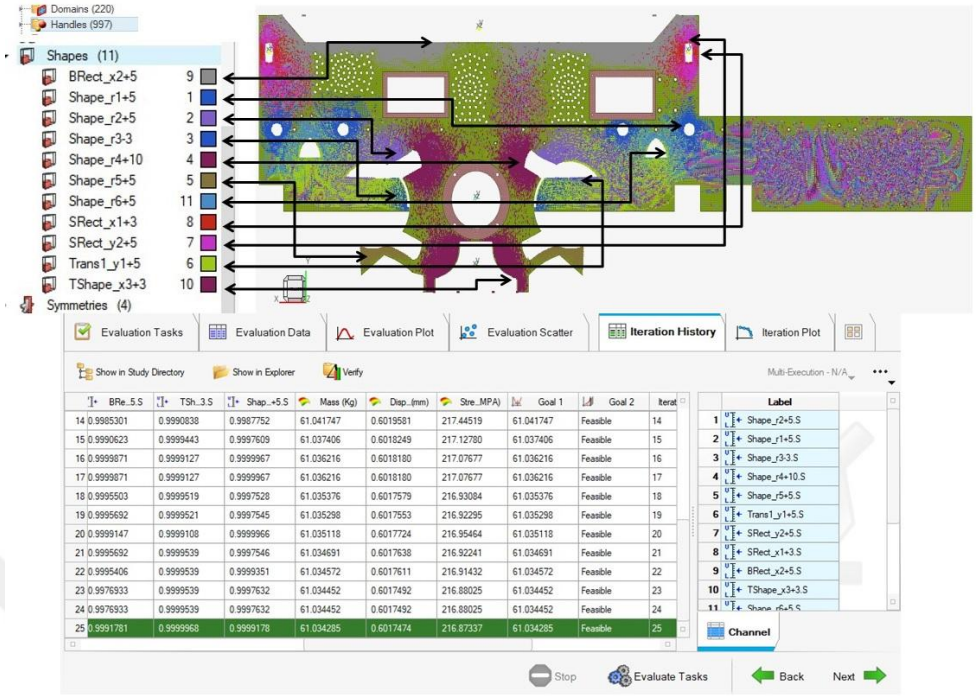
Şekil 4.57. Yeni 2. Motor destek plakası titreşim analizinde deplasman - frekans grafiği.

4.1.7. Optimize Edilmiş Tasarımların Şekil Optimizasyonu

- **Testereler montaj plakası (Optimize Edilmiş 8 mm ST-37):** Altair HyperStudy'de genetik algoritma kullanılarak yapılan şekil optimizasyonunda, plakanın delik çevrelerine radyus eklenmiş ve dikdörtgen, üçgen, T şeklinde gibi boşaltmalar ile malzeme dağılımı iyileştirilmiştir (Şekil 4.58). Optimizasyon öncesi 61,03 kg olan kütle, Çizelge 4.1'de verilen tasarım parametrelerin değişikleriyle (x ve y ekseni boyunca) 58,2 kg'a düşürülmüştür. Kütle minimizasyonu hedeflenen amaç fonksiyonunun yanı sıra, gerilme değerinin 235 N/mm²'yi aşmaması kısıtı uygulanmıştır. Maksimum gerilim 189,2 MPa'dan 216,87 MPa'ya artırarak, akma sınırının altında tutulmuştur. Yer değiştirme ise 0,60 mm ile operasyonel toleranslar içinde kalmıştır.

Çizelge 4.1. Testere montaj plakası şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler.

Parametre (Şekil)	Başlangıç değeri ve hareket aralığı (mm)	Optimizasyon sonrası optimum değer (mm)	Boşaltmanın sonuç değeri (mm)
Radius_1	15 ≤ r1=20 ≤ 25	+5	**25**
Radius_2	275 ≤ r2=280 ≤ 285	+5	**285**
Radius_3	117 ≤ r3=120 ≤ 123	+3	**123**
Radius_4	75 ≤ r4=85 ≤ 95	-9,2	**75,8**
Radius_5	125 ≤ r5=130 ≤ 135	+5	**135**
Radius_6	65 ≤ r6=70 ≤ 75	+5	**75**
Dikdörtgen (SRect)	27 ≤ x1=30 ≤ 33 55 ≤ y2=60 ≤ 65	+3 +5	**33** **65**
Dikdörtgen (BRect)	1205 ≤ x2=1210 ≤ 1215	+5	**1215**
T şeklinde boşaltma (TShape)	282 ≤ x3=285 ≤ 288	+3	**288**
Düz boşaltma (Trans)	37 ≤ y1=42 ≤ 47"	+5	**47**

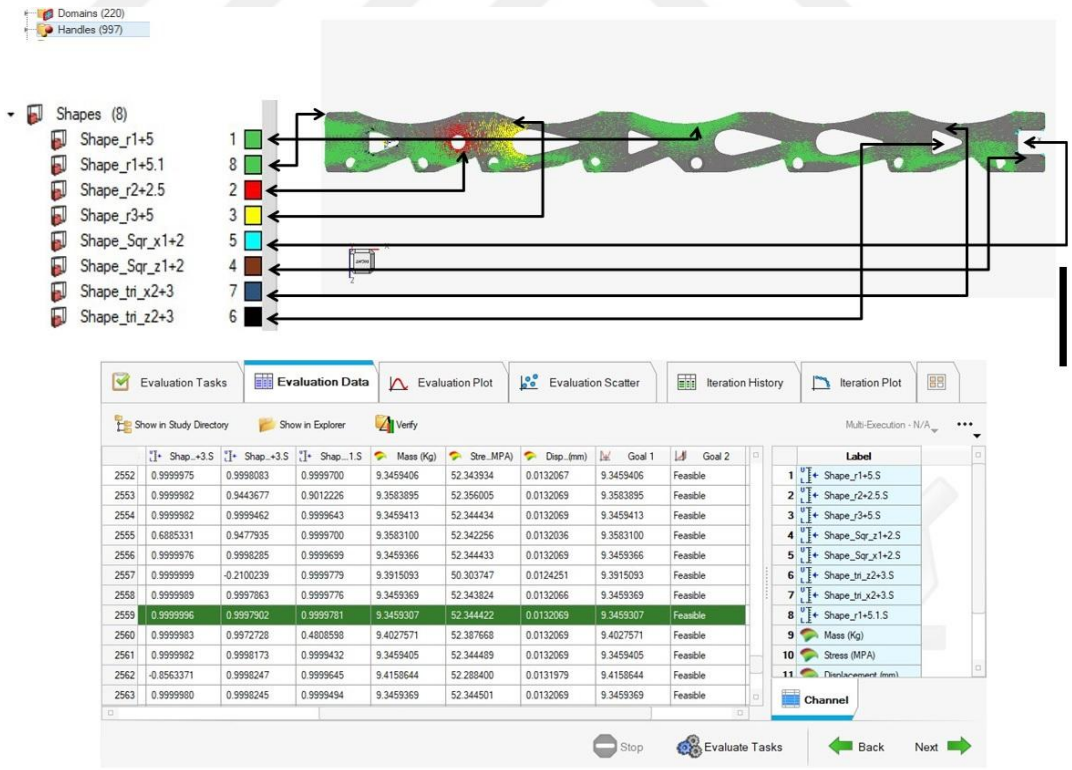


Şekil 4.58. Testereler montaj plakası şekil optimizasyonun sonucu.

- **Makaralı besleme kızağı (Optimize Edilmiş 15 mm 1045 çelik):** Şekil optimizasyonu, kızağın çevrelerine radyus eklenmiş ve üçgen (Tri), kare (Sqr) gibi boşaltmalarıyla gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.59). Genetik algoritma, 25 Hz'teki rezonans riskini azaltmak için Çizelge 4.2'de verilen tasarım parametrelerin hareketleri (x ve z ekseni boyunca) ile optimize etmiştir. Optimizasyon sonrası kütle 9,34 kg'a düşerken, maksimum gerilim 52,34 MPa ve deformasyon 0,013 mm olarak tespit edilmiştir. Bu sonuçlar, yapının dinamik yükler altında stabil olduğunu doğrulamaktadır.

Çizelge 4.2. Makaralı besleme kızağı şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler.

Parametre (Şekil)	Başlangıç değeri ve hareket aralığı (mm)	Optimizasyon sonrası optimum değer (mm)	Boşaltmanın sonuç değeri (mm)
Radius_1	205 ≤ r1=210 ≤ 215 0 ≤ r1=5 ≤ 10,1	+5 +5,1	**215** **10,1**
Radius_2	7,5 ≤ r2=10 ≤ 12,5	+2,5	**12,5**
Radius_3	15 ≤ r3=20 ≤ 25	+5	**25**
Kare (Sqr)	43 ≤ x1=45 ≤ 47 38 ≤ z1=40 ≤ 42	+2 +2	**47** **42**
Üçgen (Tri)	57 ≤ x2=60 ≤ 63 42 ≤ z2=45 ≤ 48	+3 +3	**63** **48**

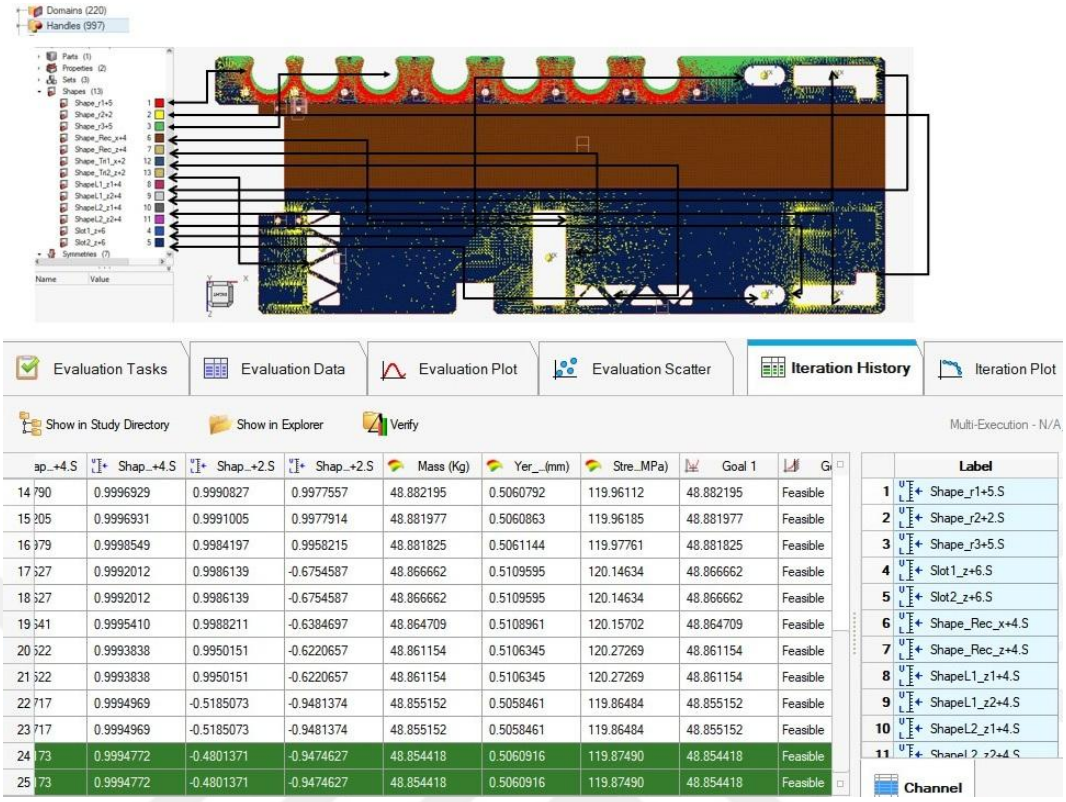


Şekil 4.59. Makaralı besleme kızağı şekil optimizasyonun sonucu.

- **Giriş taban plakası (Optimize Edilmiş 8 mm ST-37):** Giriş sacının köşe radyusları artırılmış olup slot yuvalar, üçgen ve dikdörtgen gibi boşaltmalar ile malzeme verimliliği sağlanmıştır (Şekil 4.60). Çizelge 4.3'de verilen boşaltma parametrelerin öteleme yapılarak (hem x hem de z ekseni boyunca) optimum değerlere ulaşılmıştır. Optimizasyon sonucu kütle 48,85 kg'a düşerken, maksimum gerilim 119,87 MPa ve deformasyon 0,5 mm olarak kaydedilmiştir. 55 Hz'teki dinamik yükler altında, gerilim dağılımı homojen hale getirilerek yorulma ömrü artırılmıştır.

Çizelge 4.3. Giriş taban plakası şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler**.**

Parametre (Şekil)	Başlangıç değeri ve hareket aralığı (mm)	Optimizasyon sonrası optimum değer (mm)	Boşaltmanın sonuç değeri (mm)
Radius_1	$5 \leq r1=10 \leq 15$	+5	**15**
Radius_2	$40 \leq r2=45 \leq 50$	+5	**50**
Radius_3	$0 \leq r3=5 \leq 10$	+0,85	**5,85**
Dikdörtgen (Rect)	$76 \leq x=80 \leq 84$ $226 \leq z=230 \leq 234$	-5 -5	**76** **226**
Slot yuvası (Slot)	$45 \leq x=50 \leq 55$ $45 \leq z=50 \leq 55$	-5 -5	**45** **45**
Üçgen (Tri)	$76 \leq x=80 \leq 84$ $76 \leq z=80 \leq 84$	+3,9 +4	**83,9** **84**

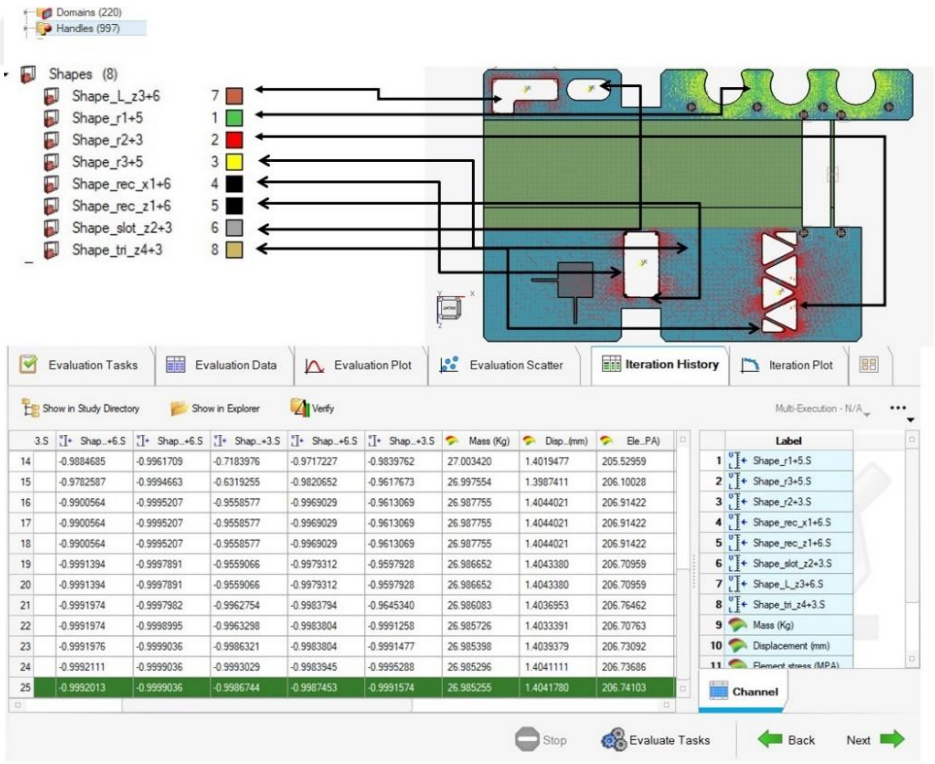


Şekil 4.60. Giriş taban plakası şekil optimizasyonun sonucu.

- **Çıkış taban plakası (Optimize Edilmiş 8 mm ST-37):** Tıpkı giriş sacında olduğu gibi, giriş sacındaki kesme desenini çıkış plakasında da yeniden üretmeye özen gösterilmiştir. Sacının köşe radyusları, slot yuvalar, üçgen ve dikdörtgen gibi boşaltmalar ötelemelerle gerçekleştirilen optimizasyon, kütleyi 26,98 kg'a düşürmüştür (Şekil 4.61). Çizelge 4.4'de verilen boşaltma parametrelerin yer değiştirmesi yapılarak (hem x hem de z ekseni boyunca) optimum değerlere ulaşılmıştır. Maksimum gerilim 206,74 MPa ve deformasyon 1,40 mm ile ST-37 akma sınırı altında kalmıştır.

Çizelge 4.4. Çıkış taban plakası şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler.

Parametre (Şekil)	Başlangıç değeri ve hareket aralığı (mm)	Optimizasyon sonrası optimum değer (mm)	Boşaltmanın sonuç değeri (mm)
Radius_1	40 ≤ r1=45 ≤ 50	+5	**50**
Radius_2	2 ≤ r2=5 ≤ 8	-2,91	**2,09**
Radius_3	5 ≤ r3=10 ≤ 15	+5	**15**
Dikdörtgen (Rect)	74 ≤ x1=80 ≤ 86 144 ≤ z1=150 ≤ 156	-6 -6	**74** **144**
Slot yuvası (Slot)	47 ≤ z2=50 ≤ 53	-3	**47**
Üçgen (Tri)	77 ≤ z4=80 ≤ 83	-3	**77**
L şeklinde boşaltma (LShape)	44 ≤ r2=50 ≤ 56	-6	**44**



Şekil 4.61. Çıkış taban plakası şekil optimizasyonun sonucu.

- **1. Motor plakası (Optimize Edilmiş 10 mm ST-37):** 1. motor destek plakasına uygulanan topoloji ve boyut optimizasyonlardan sonra paralelkenar, köşe radyusları ve dikdörtgen boşaltmalar eklenmiştir (Şekil 4.62). Çizelge 4.5'de verilen boşaltmanın tasarım parametrelerini yer değiştirmesi yapılarak (x ve z ekseni boyunca) optimum değerlere ulaşılmıştır. Bu parçada elde edilen tüm ideal değerler orijinal değerler olarak kalmıştır. Çok amaçlı genetik algoritma kullanılarak kütle 13,03 kg'a düşürülürken, maksimum gerilim 159,56 MPa ve deformasyon 0,47 mm ile motor titreşimlerine karşı dayanıklılık artırılmıştır.

Çizelge 4.5. 1. Motor plakası şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler.

Parametre (Şekil)	Başlangıç değeri ve hareket aralığı (mm)	Optimizasyon sonrası optimum değer (mm)	Boşaltmanın sonuç değeri (mm)
Radius_1	$40 \leq r1=10 \leq 20$	+0	**10**
Radius_2	$2 \leq r2=5 \leq 8$	+0	**5**
Radius_3	$5 \leq r3=10 \leq 15$	+0	**10**
Dikdörtgen	$74 \leq x1=80 \leq 86$ $144 \leq z1=150 \leq 156$	+0 +0	**80** **150**
Paralelkenarlar	$47 \leq z2=50 \leq 53$	+0	**50**

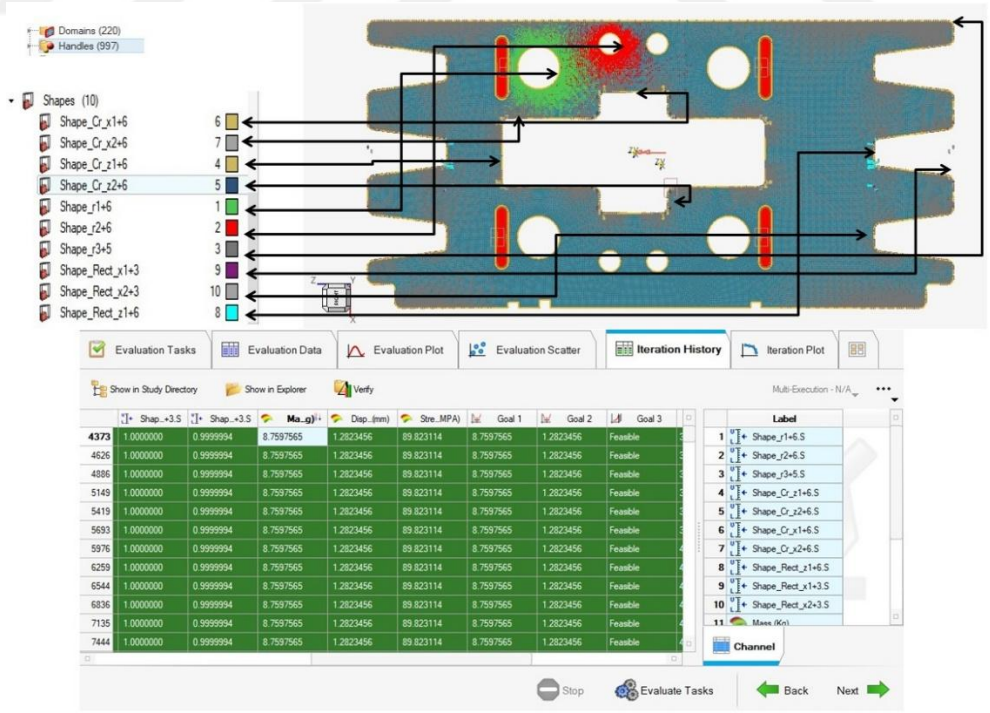


Şekil 4.62. 1. Motor plakası şekil optimizasyonun sonucu.

- **2. Motor destek plakası (Optimize Edilmiş 8 mm Alüminyum):** 2. motor destek plakasına uygulanan topoloji ve boyut optimizasyonlardan sonra paralelkenar boşaltmaları, köşe radyusları, çapraz ve delikli kesimlerle kütle 8,75 kg'a indirilmiştir (Şekil 4.63). Çizelge 4.6'de verilen boşaltmanın tasarım parametrelerin hareketiyle (x ve z ekseni boyunca) optimum değerlere ulaşılmıştır. Çok amaçlı genetik algoritma kullanılarak maksimum gerilim 89,82 MPa ve deformasyon 1,28 mm, alüminyumun akma sınırının altında kalmıştır.

Çizelge 4.6. 2. Motor plakası şekil optimizasyon parametreleri ve elde edilen optimum değerler.

Parametre (Şekil)	Başlangıç değeri ve hareket aralığı (mm)	Optimizasyon sonrası optimum değer (mm)	Boşaltmanın sonuç değeri (mm)
Radius_1	34 ≤ r1=40 ≤ 46	+6	**46**
Radius_2	14 ≤ r2=20 ≤ 26	+6	**26**
Radius_3	5 ≤ r3=10 ≤ 15	-5	**5**
Çapraz kesim (Cr)	224 ≤ x1=230 ≤ 236	+6	**236**
	124 ≤ x2=130 ≤ 136	+6	**136**
	494 ≤ z1=500 ≤ 506	+6	**506**
	124 ≤ z2=130 ≤ 136	+6	**136**
Paralelkenarlar	87 ≤ x1=90 ≤ 93	+3	**93**
	46,5 ≤ x2=50,5 ≤ 53,5	+3	**53,5**
	144 ≤ z2=150 ≤ 156	+6	**156**



Şekil 4.63. 2. Motor destek plakası şekil optimizasyonun sonucu.

4.2. Sonuçların Karşılaştırılması ve Tartışma

Elde edilen sonuçların her bir bileşen için birbiri ile karşılaştırılması tablolar kullanılarak ifade edilmiştir.

Çizelge 4.7. Testere montaj plakası tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.

Tasarım Süreçleri	Saç Et Kalınlığı	Ağırlık (Kg)	Max. Gerilim (N/mm^2)	Max. Yerdeğiştirme (mm)	Doğal Frekans (Hz)	Kritik Frekanslar (Hz)
Ana Model	15	146,31	75,53	0,09	9,9 - 65,1	10, 30, 45
Boyut Optimizasyonu	8	78,03 (%46,6 azalım)	102,31	0,31	-	-
Topoloji Optimizasyon	8	61,48 (%58 azalım)	189,2	0,59	5,3 - 32,6	5, 15, 25
Şekil Optimizasyon	8	61,03 (%58,2 azalım)	216,87	0,60	-	-

Çizelge 4.8. Makaralı besleme kızağı tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.

Tasarım Süreçleri	Saç Et Kalınlığı	Ağırlık (Kg)	Max. Gerilim (N/mm^2)	Max. Yerdeğiştirme (mm)	Doğal Frekans (Hz)	Kritik Frekanslar (Hz)
Ana Model	15	146,31	75,53	0,09	28,3 – 132,8	30, 50
Boyut Optimizasyonu	-	-	-	-	-	-
Topoloji Optimizasyon	15	9,72 (%33,1 azalım)	36,00	0,012	24,8 – 110,0	25, 30
Şekil Optimizasyon	15	9,34 (%35,7 azalım)	52,34	0,013	-	-

Çizelge 4.9. Giriş taban plakası tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.

Tasarım Süreçleri	Saç Et Kalınlığı	Ağırlık (Kg)	Max. Gerilim (N/mm^2)	Max. Yerdeğiştirme (mm)	Doğal Frekans (Hz)	Kritik Frekanslar (Hz)
Ana Model	10	72,15	96,6	0,136	5,21 – 43,65	80, 160, 360
Boyut Optimizasyonu	8	57,71 (%20 azalım)	167,27	1,082	-	-
Topoloji Optimizasyon	8	50,31 (%30 azalım)	122,76	11,04	3,48 – 31,75	10, 480
Şekil Optimizasyon	8	49,70 (%31 azalım)	126,50	11,04	-	-

Çizelge 4.10. Çıkış taban plakası tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.

Tasarım Süreçleri	Saç Et Kalınlığı	Ağırlık (Kg)	Max. Gerilim (N/mm^2)	Max. Yerdeğiştirme (mm)	Doğal Frekans (Hz)	Kritik Frekanslar (Hz)
Ana Model	10	39,03	95,31	0,227	3,88 – 86,03	75, 340, 390, 450
Boyut Optimizasyonu	8	31,22 (%20 azalım)	224,80	1,76	-	-
Topoloji Optimizasyon	8	27,54 (%30 azalım)	183	1,05	2,08 – 58,86	40, 190, 300, 370
Şekil Optimizasyon	8	26,98 (%31 azalım)	206,74	1,40	-	-

Çizelge 4.11. 1. Motor plakası tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.

Tasarım Süreçleri	Saç Et Kalınlığı	Ağırlık (Kg)	Max. Gerilim (N/mm^2)	Max. Yer değiştirme (mm)	Doğal Frekans (Hz)	Kritik Frekanslar (Hz)
Ana Model	15	27,38	70,26	0,037	2,2 - 87	50, 365
Boyut Optimizasyonu	10	18,25 (%33 azalım)	230,5	0,53	-	-
Topoloji Optimizasyon	10	13,03 (%52 azalım)	157,70	0,47	1,1 – 76,3	25
Şekil Optimizasyon	10	13,20 (%51,7 azalım)	159,56	0,47	-	-

Çizelge 4.12. 2. Motor destek plakası tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.

Tasarım Süreçleri	Saç Et Kalınlığı	Ağırlık (Kg)	Max. Gerilim (N/mm^2)	Max. Yerdeğiştirme (mm)	Doğal Frekans (Hz)	Kritik Frekanslar (Hz)
Ana Model	10	46,02	47,93	0,16	7 – 47,14	135, 140, 350
Boyut Optimizasyonu	8	36,82 (%20 azalım)	185,26	1,21	-	-
Topoloji Optimizasyon	8	9,15 (%80 azalım)	71,23	1,16	5,2 – 36,8	5, 15
Şekil Optimizasyon	8	8,75 (%81 azalım)	89,82	1,28	-	-

Çizelge 4.13. 80x80x80x2,5 mm kutu profil şase tüm oluşturulan tasarımların karşılaştırılması.

Tasarım Süreçleri	Kutu Profil Özelliği (mm)	Ağırlık (Kg)	Max. Gerilim (N/mm^2)	Max. Yerdeğiştirme (mm)	Doğal Frekans (Hz)	Kritik Frekanslar (Hz)
Ana Model	80x80x2,5	197,0	113,89	1,24	75,17 – 273,29	10, 30, 45, 65, 95, 140
Boyut Optimizasyonu	-	-	-	-	-	-
Topoloji Optimizasyon	-	-	-	-	-	-
Şekil Optimizasyon	-	-	-	-	-	-

Bu çalışmada, yedi kritik bileşen üzerinde uygulanan boyut, topoloji ve şekil optimizasyonları, yapısal verimlilik ve kütle azaltımı açısından dikkat çekici sonuçlar ortaya koymuştur. Optimizasyon süreçleri, parçaların orijinal tasarımlarına kıyasla %20 ile %81 arasında kütle azalımı sağlarken, gerilim ve deformasyon değerleri malzeme dayanım sınırları içinde tabi tutulmuştur (Çizelge 4.7, Çizelge 4.8, Çizelge 4.9, Çizelge 4.10, Çizelge 4.11, Çizelge 4.12 ve Çizelge 4.13). Ağrılık azalımın yanı sıra gerilim %27 ile %150,5 arasında bir artışı tespit edilmiştir. Örneğin, testere montaj plakasında topoloji optimizasyonu ile %58 kütle azalımı elde edilirken, gerilim 216,87 MPa ile çeliğin akma

sınırının altında kalmıştır (Çizelge 4.7). Giriş taban plakasında ise, şekil optimizasyonun sürecinde radyuslar, boş delikler, slotlar eklenmesi gerilim konsantrasyonlarını azaltarak 126,5 MPa'ya düşürmüştür (Çizelge 4.9). 11,04 mm deformasyon, kereste besleme dinamikleri dikkate alındığında kabul edilebilir bulunmuştur. Benzer şekilde, 2. motor destek plakasında alüminyuma geçiş ve şekil optimizasyonu, %81 kütle azalımı sağlamış ve 89,82 MPa gerilimle operasyonel güvenilirliği korumuştur (Çizelge 4.12).

Titreşim ve rezonans kontrolü açısından, geniş bir yaklaşıma sahip olmak için ilk titreşim analizleri 1-1000 Hz aralığını kapsamış ve kademeli olarak 1-200 Hz aralığına kadar azaltılmıştır. Optimize edilen parçaların doğal frekansları makinenin çalışma aralığından (25-50 Hz) uzaklaştırılarak birkaç parçalarda dinamik kararlılık artırılmıştır. Örneğin, makaralı besleme kızağı 20. modunun frekansı 110,0 Hz'den 132,8 Hz'ye yükseltilmiştir. Kütle azaltımı, sertliği etkilememiştir. 1. motor plakası ve 80x80x2,5 mm kutu profil şasi gibi parçalar, 60 Hz'in üzerinde güvenli bir şekilde kalan daha yüksek modlar sağlamaktadır. Ancak testere montaj plakası, giriş/çıkış taban plakaları ve 2. motor destek plakası gibi parçalarda rezonans ve aşırı eğilme riski söz konusudur.

Toplamda makinenin boş ağırlığı 550 kg'dan 378 kg'a (%31,2) ulaşan kütle azalımı, enerji tüketiminde %15-20 iyileşme potansiyeli taşımaktadır. Makinenin payloadlar diğer öte 1500 kg'dan yaklaşık 1150 kg'a kadar düşürmüştür. Bu iyileştirmeler, hidrolik sistemin ve makinenin daha hafif bileşenlerle çalışması sayesinde motor yükünü azaltacak ve üretim maliyetlerini düşürecektir.

Üretim uygunluğu açısından, topoloji optimizasyonu sonuçları katmanlı imalat ile uyumlu karmaşık iç yapılar sunarken, şekil optimizasyonu lazer kesim ve CNC işleme için pratik çözümler sağlamıştır. Örneğin, makaralı besleme kızağın şekli tasarımı, geleneksel/katmanlı imalat üretim teknikleriyle uyumlu bir tasarım sunmuştur.

İleri çalışmalar için eklemeli imalat ile üretim entegrasyonu, prototip üretim ve deneysel doğrulamaya öncelik verilmelidir. Ayrıca, LIGNUM şirketine optimize edilmemiş ve optimize edilmiş tasarımlar arasındaki maliyet/malzeme tasarruflarını gösteren bir tablo sağlanabilecektir.

5. SONUÇ

Bu çalışma, üçlü dairesel testereli bir ağaç işleme makinesinin kritik bileşenlerinde topoloji optimizasyonu, boyut optimizasyonu ve şekil optimizasyonu tekniklerini kullanarak kütle azaltımı ve yapısal verimlilik artışı sağlamayı hedeflemiştir. Optimizasyon süreçleri, SolidWorks ve Altair HyperMesh OptiStruct yazılımları kullanılarak yürütülmüş, SEA, modal analiz ve doğrudan frekans tepkisi simülasyonları ile tasarımların performansı doğrulanmıştır. Çalışma sonucunda, yüksek kütleli yedi bileşende %20 ile %58 arasında kütle azaltımı sağlanırken, toplamda makine boş ağırlığı 550 kg'dan 378 kg'a (%31,2) düşürülmüş olup gerilme ve deformasyon değerleri malzeme sınırları içinde tutulmuştur. Yük kapasitesi 1500 kg'dan 1150 kg'a indirilmiştir.

Ağaç işleme makinesinin dinamik davranışı dikkate alınarak yürütülen modal ve titreşim analizler, şase grubu, 1. motor plakası ve makaralı besleme kızağı gibi optimize edilen bileşenlerin doğal frekanslarının (>60 Hz) makine çalışma aralığından (25-50 Hz) başarıyla uzaklaştırıldığını göstermiştir. Bu parçalarda rezonans riski minimize edilerek operasyonel stabilite artırılmıştır. Ancak, testere montaj plakası, giriş/çıkış taban ve 2. motor destek plakalarında kütle azaltımına bağlı olarak doğal frekansların operasyonel bant içinde kalması (32,6 Hz - 58,86 Hz) dinamik sorunlar oluşturmuştur. Söz konusu bileşenlerin, ileriki çalışmalarda lokal sertleştirici ilaveleri (nervürler) ve malzeme kalınlık optimizasyonu ile revize edilmesi planlanmaktadır. Üretilebilirlik odaklı kısıtlar (minimum 8 mm sac kalınlığı, simetri, lazer kesim uyumu) ile endüstriyel üretime doğrudan uyum sağlanacaktır.

Çalışmanın endüstriyel katkıları, enerji verimliliği, maliyet optimizasyonu ve yapısal dayanıklılık başlıklarında öne çıkmaktadır. Hafifletilen bileşenler, makinenin hareketli kısımlarında atalet kuvvetlerini azaltarak enerji tüketiminde %15-20 iyileşme potansiyeli sunabilmektedir. Malzeme kullanımının azaltılması, üretim maliyetlerinde %10-25 tasarruf sağalabilecek imkanı sunarken, taşıma ve montaj süreçlerini kolaylaştırmaktadır. Ayrıca homojen malzeme dağılımı, makine ömrünü uzatabilmektedir. Sonuç olarak Elde edilen bulgular, endüstriyel tasarımlarda yenilikçi yaklaşımların benimsenmesi gerektiğini vurgulamakta ve gelecekteki araştırmalar için bir temel oluşturmaktadır.

KAYNAKLAR

Bagheri, M., & Phung, T. (2018). Frequency response analysis. *Power Transformer Condition Monitoring and Diagnosis*, 143–210. https://doi.org/10.1049/PBPO104E_ch5

Bandle, C., & Wagner, A. (2021). Size (Parameter) Optimization. *Altair Hyperworks Documentation Shape Optimization*, *2*, 51.

Bandle, C., & Wagner, A. (2023). Shape Optimization. *Shape Optimization*, 4–5. https://doi.org/10.1515/9783111025438

Buğra Balaban, G. (2011). *OTOMOTĐV KAYAR KAPI MEKANĐZMALARINDA AĞIRLIK OPTĐMĐZASYONU*.

Chan, T. C., Ullah, A., Roy, B., & Chang, S. L. (2023). Finite element analysis and structure optimization of a gantry-type high-precision machine tool. *Scientific Reports*, *13*(1). https://doi.org/10.1038/s41598-023-40214-5

Curevac, C. (2021). *Optimization Process Prameter*. *1*(613), 1–20.

Düzcan, Y. (2019). *YAPISAL OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ İLE TAŞIT SÜSPANSİYON BİLEŞENLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ*.

Efe Işık, D., Fen, Ü., Enstitüsü, B., Lisans, Y., Makina, T., Bölümü, M., & Dalı, K.-Đ. A. (2009). *TOPOLOJĐ OPTĐMĐZASYONU ÇATALLI FLANŞ UYGULAMASI*.

Eren, H. (2014). *DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ AĞIR TAŞIT JANTININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU YARDIMIYLA OPTİMUM TASARIMI*.

Eyma, F., Méausoone, P. J., & Martin, P. (2004). Strains and cutting forces involved in the solid wood rotating cutting process. *Journal of Materials Processing Technology*, *148*(2), 220–225. https://doi.org/10.1016/S0924-0136(03)00880-X

Guide, A. O. H. (2015). *Gradient-based Optimization Method Gradient-based Optimization Method Gradient-based Optimization Method*. *X*, 4–7.

Hydo-Pack. (2023). *HYDRAULIC MOTORS MR*.

İBRAHİM İNAN. (2023). *TAŞITLARIN SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNDE KULLANILAN AKSON PARÇASININ FİZİKSEL TEST VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİYLE OPTİMİZASYONU İBRAHİM İNAN*.

Jia, N., Guo, L., Wang, R., & Liu, J. (2024). Design of Vibration and Noise Reduction for Ultra-Thin Cemented Carbide Circular Saw Blades in Woodworking Based on Multi-Objective Optimization. *Forests*, *15*(9), 1554. https://doi.org/10.3390/f15091554

Jiayi Wang, by, & Wang, J. (2017). *PART DESIGN AND TOPOLOGY OPTIMIZATION FOR RAPID SAND AND INVESTMENT CASTING*.

KAHRAMAN, F., & KÜÇÜK, M. (2020). Otomotiv Endüstrisinde Topoloji Optimizasyonu ile Ağırlık Azaltma Uygulaması Üzerine Bir Araştırma. *European Journal of Science and Technology*. https://doi.org/10.31590/ejosat.789424

Kerem, M. Ö. (2023). *MOTOR TAKOZLARI BAĞLANTI ELEMANLARININ YAPISAL TASARIMI VE YAPAY SİNİR AĞLARI İLE ANALİZ TAHMİNİ*.

KOÇAK, M. T., & BAYRAKLILAR, M. S. (2023). MECHANICAL SHAFT OPTIMIZATION: A STUDY ON STATIC STRUCTURAL ANALYSIS AND TOPOLOGICAL OPTIMIZATION IN ANSYS. *International Journal of 3D Printing Technologies and Digital Industry*, *7*(3), 541–549. https://doi.org/10.46519/ij3dptdi.1366605

Korkut, H. (2023). *UÇAK KANADI TASARIMI, ANALİZİ VE YAPI ELEMANLARININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU*.

Krilek, J., Melicherčík, J., Kuvik, T., Kováč, J., Gendek, A., Aniszewska, M., & Mareček, J. (2023). *Analysis of Cutting Forces at Transverse Sawing of Wood with SK and HSS Saw Blades*. https://doi.org/10.20944/preprints202306.0884.v1

Liu, J., Ou, H., He, J., & Wen, G. (2019). Topological design of a lightweight sandwich aircraft spoiler. *Materials*, *12*(19). https://doi.org/10.3390/ma12193225

Lucisano, G., Stefanovic, M., & Fragassa, C. (2016). Advanced design solutions for high-precision woodworking machines. *International Journal for Quality Research*, *10*(1), 143–158. https://doi.org/10.18421/IJQR10.01-07

Martini, A., Troncossi, M., & Vincenzi, N. (2017). Structural and elastodynamic analysis of rotary transfer machines by Finite Element model. *Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics*, *11*(2), 1–16. https://doi.org/10.24874/jsscm.2017.11.02.01

Melicherčík, J., Krilek, J., & Harvánek, P. (2020). Blade stress in delimbing. Içinde *BioResources* (C. 15, Sayı 2).

Method, L. (2017). Normal Modes Analysis. *Altair Hyperworks Documentation*, *2*, 2024–2026.https://altairhyperworks.com/hwhelp/Altair/2017/help/os/topics/solvers/analysis_normal_modes_r.htm#analysis_normal_modes_r

Methods, F. (2025). *Fit Methods*. 3–5.

Olason, A., & Tidman, D. (2010). *Methodology for Topology and Shape Optimization in the Design Process*.

Onur EROL. (2019). *BİNEK ARAÇLARDA BAGAJ MENTEŞESİ TASARIMI VE OPTİMİZASYONU Onur EROL*.

Palanisamy, P. (2020). *Methodology Development for Topology Optimization of Power Transfer Unit Housing Structures*.

Pichler, P., Leitner, M., Grün, F., & Guster, C. (2018). Evaluation of wood material models for the numerical assessment of cutting forces in chipping processes. *Wood Science and Technology*, *52*(1), 281–294. https://doi.org/10.1007/s00226-017-0962-1

Ramesh, S., Handal, R., Jensen, M. J., & Rusovici, R. (2020). Topology optimization and finite element analysis of a jet dragster engine mount. *Cogent Engineering*, *7*(1). https://doi.org/10.1080/23311916.2020.1723821

ŞEYDA SAATÇI AYDINER. (2018). *YOLCU KOLTUĞU AYAĞININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE OPTİMİZASYONU ŞEYDA SAATÇI AYDINER*.

Sharma, A., Thapa, S., Goel, B., Kumar, R., & Singh, T. (2023). Structural analysis and optimization of machine structure for the measurement of cutting force for wood. *Alexandria Engineering Journal*, *64*, 833–846. https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.09.030

Sigmund, O., & Maute, K. (2013). Topology optimization approaches: A comparative review. Içinde *Structural and Multidisciplinary Optimization* (C. 48, Sayı 6, ss. 1031–1055). https://doi.org/10.1007/s00158-013-0978-6

Soylu, S. (2023). *EKSKAVATÖR KOLUNUN YAPISAL OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ İLE AĞIRLIĞININ AZALTILMASI VE YORULMA ANALİZİ*.

Sun, Y. K., Hua, J., Li, Y. N., Chen, G. W., & Liu, M. H. (2022). Dynamic analysis of lathe bed of woodworking CNC machining center based on the modeling of joint surface. *PLoS ONE*, *17*(11 November).

https://doi.org/10.1371/journal.pone.0277919
Topology Optimization. (2012). *SpringerReference*, 53. https://doi.org/10.1007/springerreference_72763
Trzepieciński, T., Stachowicz, F., Niemiec, W., Kępa, L., & Dziurka, M. (2016). Development of Harvesting Machines for Willow Small-Sizes Plantations in East-Central Europe. Içinde *Croat. j. for. eng* (C. 37).
Xometry. (2018). *Steel-1.0038*.
Yildiz, M. (2023). *YOLCU KOLTUKLARINDA SIRT YAPISININ YAPISAL OPTİMİZASYONU*.
YUKSEL, O. (2019). AN OVERVIEW ON TOPOLOGY OPTIMIZATION METHODS EMPLOYED IN STRUCTURAL ENGINEERING. *Kırklareli Üniversitesi Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, *5*(2), 159–175. https://doi.org/10.34186/klujes.606666
Yumurtaci, E. (2023). *TAŞIT MOTORU KORUMA SACININ DOĞAL FREKANSLARININ İYİLEŞTİRLMESİNDE TOPOGRAFYA OPTİMİZASYONUN UYGULANMASI*.
Zhang, X., & Zhu, B. (2018). *Topology Optimization of Compliant Mechanisms*.