



**EKLEMELİ İMALAT YÖNTEMİYLE ÜRETİLEN PARÇALARDA
RASSAL TİTREŞİM TABANLI TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU**

Merve YILDIZ BOZER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2023

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
 - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
 - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Merve YILDIZ BOZER

06/01/2023

EKLEMELİ İMALAT YÖNTEMİYLE ÜRETİLEN PARÇALARDA RASSAL TİTREŞİM TABANLI TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

(Yüksek Lisans Tezi)

Merve YILDIZ BOZER

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2023

ÖZET

Eklemeli imalat yöntemleri, tasarımdaki esneklik ve çoklu malzemelerden oluşan parçaların imal edilebilmesini mümkün kılmasından dolayı önemli birçok endüstri alanında kullanılmaktadır. Bu teknoloji hayatımıza girdiğinden beri tasarım yaklaşımı da değişmektedir. Mühendislikte kullanılan yapıların statik ve dinamik kuvvetler etkisi altındaki tepkileri tasarım aşamasında büyük bir öneme sahiptir. Topoloji optimizasyonu bu doğrultuda devreye girmektedir. Optimizasyon çalışmaları sayesinde karmaşık geometrili, ağırlığı azaltılmış ve istenen mekanik özelliklere sahip parça üretmek mümkündür. Deniz araçlarının seyri boyunca yapı üzerine birçok yük biner. Bu yüklerden kaynaklanan titreşimler kaçınılmazdır. Mekanik titreşimler, deniz araçlarında bulunan antenlerin ve anten alt sistemlerinin çalışma performansında olumsuz etkiler yaratmaktadır. Eklemeli imalat yöntemi ile karmaşık geometrili ve kritik öneme sahip radar anten yapılarını ve bağlantı braketlerini imal etmek mümkündür. Bu tez çalışmasının amacı, eklemeli imalat yöntemi kullanılarak üretilen yapılarda rassal titreşim tabanlı topoloji optimizasyon analizleri yapmaktır. Antenin çalışma koşullarında maruz kaldığı titreşim yüklerini minimize etmek ve ağırlığı hafifletmek amacıyla topoloji optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Optimizasyon analizleri ile %52 oranında hafifleme elde edilmiştir. Aynı zamanda kütle katılım faktörünün en yüksek olduğu 1. mod değeri orijinal yapıda 159 Hz iken, yeniden tasarlanan yapıda 251 Hz olarak bulunmuştur. Askeri standartlarda tanımlı dinamik yükler kullanılarak titreşim analizleri ve testleri yapılmıştır. Rassal titreşim analizleri sonucunda yapıda meydana gelen maksimum eşdeğer gerilme değeri orijinal durumda 10 MPa iken son durumda 4,2 MPa bulunmuştur.

Bilim Kodu : 91428
Anahtar Kelimeler : Eklemeli imalat, rassal titreşim, topoloji optimizasyonu
Sayfa Adedi : 67
Danışman : Prof. Dr. Oğuzhan YILMAZ

TOPOLOGY OPTIMIZATION DESIGN FOR ADDITIVELY MANUFACTURED PARTS BASED ON RANDOM VIBRATION

(M. Sc. Thesis)

Merve YILDIZ BOZER

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2023

ABSTRACT

Additive manufacturing methods are used in many important industrial areas due to the flexibility in design and the ability to manufacture parts made of multiple materials. Since this technology has entered our lives, the design approach has also been changing. The response of structures used in engineering under the influence of static and dynamic forces has a foremost importance in the design phase. Thanks to optimization studies, it is possible to produce parts with complex geometry, light weight and desired mechanical properties. During the cruise of the sea vehicles, many loads are placed on the structure. Vibrations caused by these loads are inevitable. Mechanical vibrations have negative effects on the working performance of antennas and antenna subsystems in marine vehicles. With the additive manufacturing method, it is possible to manufacture complex geometry radar antenna structures and connection brackets. The aim of this thesis is to perform random vibration-based topology optimization analyses on structures produced using the additive manufacturing method. The topology optimization method is used to minimize the vibration loads that the antenna is exposed to under operating conditions and to lighten the weight. With the optimization analysis, a reduction of 52% was obtained. At the same time, the 1st mode value with the highest mass participation factor was found to be 159 Hz in the original structure, while it was found to be 251 Hz in the redesigned structure. Vibration analyses and tests were performed using dynamic loads defined in military standards. As a result of random vibration analysis, the maximum equivalent stress value occurred in the structure was found to be 10 MPa in the original case and 4,2 MPa in the final case.

Science Code : 91428
Key Words : Additive manufacturing, random vibration, topology optimization
Page Number : 67
Supervisor : Prof. Dr. Oğuzhan YILMAZ

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yürütülmesi sırasında desteğini esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. Oğuzhan YILMAZ'a teşekkür ederim. Üretim ve test gibi çalışmalarımı yürütmeme imkân sağlayan ASELSAN A.Ş.'ye şükranlarımı sunarım. Tüm çalışmam boyunca yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen eşim, ailem ve arkadaşlarıma da ayrıca minnettar olduğumu belirtmek isterim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR.....	3
2.1. Radar Anten Yapıları	3
2.2. Titreşim	5
2.2.1. Serbest titreşim.....	6
2.2.2. Zorlamalı titreşim.....	8
2.3. Titreşimin Antenler Üzerindeki Etkisi	10
2.4. Titreşim Analizleri	11
2.5. Eklemeli İmalat Yöntemleri	12
2.5.1. Foto polimerizasyon.....	13
2.5.2. Ergiyik yığarak modelleme	13
2.5.3. Malzeme püskürtme	13
2.5.4. Yapıştırıcı püskürtme	14
2.5.5. Toz yataklı birleştirme	14
2.5.6. Yönlendirilmiş enerji yığma	14
2.5.7. Sac laminasyonu.....	15

	Sayfa
2.6. Topoloji Optimizasyonu.....	15
3. KİRİŞ YAPISININ ANALİTİK VE SAYISAL MODELLENMESİ	19
3.1. Matematiksel Model.....	19
3.2. Sonlu Elemanlar Modeli	24
4. RADAR ANTEN BAĞLANTI BRAKETİNİN TİTREŞİM KARAKTERİSTİĞİ VE TOPOLOJİ OPTİMİZASYON ANALİZLERİ	29
4.1. Orijinal Yapının Titreşim Analizleri.....	29
4.1.1. Geometri yapısı ve koordinat eksenleri.....	29
4.1.2. Malzeme bilgisi.....	30
4.1.3. Sonlu elemanlar modeli.....	31
4.1.4. Sınır koşulları	31
4.1.5. Modal analiz.....	32
4.1.6. Rassal titreşim analizi	34
4.2. Topoloji Optimizasyon Analizleri.....	38
4.3. Yeniden Tasarlanan Yapının Titreşim Analizleri	42
4.3.1. Geometri yapısı ve koordinat eksenleri.....	42
4.3.2. Malzeme bilgisi.....	43
4.3.3. Sonlu elemanlar modeli.....	43
4.3.4. Sınır koşulları.....	44
4.3.5. Modal analiz.....	45
4.3.6. Rassal titreşim analizi	49
5. ÜRETİM VE TİTREŞİM TESTLERİ	51
5.1. Yapının Üretimi	53
5.2. Titreşim Testleri.....	55
5.3. Titreşim Sonuçları ve Tartışma.....	60
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	63

Sayfa

KAYNAKLAR	65
ÖZGEÇMİŞ	67



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Ankastre kiriş yapısının ilk 5 modunu veren βnL değerleri.....	23
Çizelge 3.2. Ankastre kiriş yapısının boyutları ve malzeme özellikleri	23
Çizelge 3.3. Ankastre kiriş yapısının analitik hesaplamalarla elde edilen doğal frekans değerleri	24
Çizelge 3.4. Matematiksel model ile sonlu elemanlar modeli doğal frekans sonuçları kıyaslaması	27
Çizelge 4.1. Ti6Al4V malzeme özellikleri	30
Çizelge 4.2. Doğal frekans ve kütle katılım oranları	32
Çizelge 4.3. Ağırlık değişimi	41
Çizelge 4.4. Al 6061 T6 malzeme özellikleri	43
Çizelge 4.5. Doğal frekans değerleri ve kütle katılım oranları	45
Çizelge 5.1. Doğal frekans değerlerinin karşılaştırılması.....	60

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Anten ışıma örüntüsü.....	4
Şekil 2.2. Anten ışıma örüntüleri ve platform üzeri anten analizleri	5
Şekil 2.3. Kütle-yay sönüm modeli.....	6
Şekil 2.4. Sönümlü serbest titreşim	7
Şekil 2.5. Sistemin frekans cevabı	10
Şekil 2.6. Çok kütleli sistemin gösterilmesi	12
Şekil 3.1. Ankastre kiriş modeli.....	19
Şekil 3.2. Matematiksel modelde kullanılan ankastre kiriş modeli	21
Şekil 3.3. Çözüm ağı modeli.....	24
Şekil 3.4. Modal analizde kullanılan koordinat eksen ve sınır koşulu	25
Şekil 3.5. Ankastre kiriş yapısının 1. mod (15.45 Hz) salınım şekli	25
Şekil 3.6. Ankastre kiriş yapısının 2. mod (96.79 Hz) salınım şekli	26
Şekil 3.7. Ankastre kiriş yapısının 3. mod (270.9 Hz) salınım şekli	26
Şekil 3.8. Ankastre kiriş yapısının 4. mod (530.55 Hz) salınım şekli	26
Şekil 3.9. Ankastre kiriş yapısının 5. mod (876.44 Hz) salınım şekli	27
Şekil 4.1. Radar anten bağlantı braketi orijinal geometrisi.....	29
Şekil 4.2. Malzeme bilgisi	30
Şekil 4.3. Ağ yapısı	31
Şekil 4.4. Sınır koşulu bilgisi	32
Şekil 4.5. 1. Mod şekli (159 Hz).....	33
Şekil 4.6. 2. Mod şekli (179 Hz)	33
Şekil 4.7. 3. Mod şekli (296 Hz).....	34
Şekil 4.8. 4. Mod şekli (327 Hz).....	34
Şekil 4.9. Deniz araçları rassal titreşim profili.....	35
Şekil 4.10. x eksen 3 σ deformasyon	36

Şekil	Sayfa
Şekil 4.11. x eksenini 3 σ eşdeğer gerilme	36
Şekil 4.12. y eksenini 3 σ deformasyon.....	37
Şekil 4.13. y eksenini 3 σ eşdeğer gerilme	37
Şekil 4.14. z eksenini 3 σ deformasyon	38
Şekil 4.15. z eksenini 3 σ eşdeğer gerilme.....	38
Şekil 4.16. Topoloji optimizasyon modeli.....	39
Şekil 4.17. Tasarım bölgeleri ve cevap fonksiyonlarının tanımlanması.....	40
Şekil 4.18. Optimizasyon sonucu bulunan modeller	40
Şekil 4.19. Yeniden tasarlanan bağlantı braketinin yapısı.....	41
Şekil 4.20. Geometri ve koordinat eksenini.....	42
Şekil 4.21. Analizlerde kullanılan malzemeler.....	43
Şekil 4.22. Tüm yapının ağ modeli.....	44
Şekil 4.23. Bağlantı braketinin ağ modeli	44
Şekil 4.24. Sınır koşulları	45
Şekil 4.25. 1. Mod şekli (251 Hz).....	46
Şekil 4.26. 2. Mod şekli (571 Hz).....	46
Şekil 4.27. 3. Mod şekli (877 Hz).....	46
Şekil 4.28. 4. Mod şekli (984 Hz).....	47
Şekil 4.29. 5. Mod şekli (1081 Hz).....	47
Şekil 4.30. 6. Mod şekli (1140 Hz).....	47
Şekil 4.31. 7. Mod şekli (1364 Hz).....	48
Şekil 4.32. 8. Mod şekli (1527 Hz).....	48
Şekil 4.33. 9. Mod şekli (1731 Hz).....	48
Şekil 4.34. x eksenini 3 σ deformasyon	49
Şekil 4.35. x eksenini 3 σ eşdeğer gerilme	49
Şekil 4.36. y eksenini 3 σ deformasyon.....	50

Şekil	Sayfa
Şekil 4.37. y eksenli 3σ eşdeğer gerilme	50
Şekil 4.38. z eksenli 3σ deformasyon	51
Şekil 4.39. z eksenli 3σ eşdeğer gerilme.....	51
Şekil 5.1. Parça basım yönü ve eklenen destekler	53
Şekil 5.2. Genlik-Frekans değerleri	56
Şekil 5.3. Keşif testi genel tarama sonuçları	57
Şekil 5.4. Keşif testi sonuçları 200-1000 Hz arası.....	57
Şekil 5.5. Keşif testi sonuçları 1000-2000 Hz arası.....	58
Şekil 5.6. Dayanım testi profili (2saat)	58
Şekil 5.7. Rassal titreşim testinde uygulanan titreşim profili	59
Şekil 5.8. Şok testi ivme zaman profili	59

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 5.1. Üretim sonrası metal tozların temizlenmesi	54
Resim 5.2. Destek yapılarının temizlenmesi sonrası	55
Resim 5.3. Test kurulum detayı	56



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
a	İvme
A	Genlik
b	Genişlik
c	Sönüm
c_c	Kritik sönüm miktarı
E	Elastisite modülü
F	Kuvvet
F_d	Sönümleme kuvveti
f_n	Frekans
F_s	Yay tarafından kütleye uygulanan kuvvet
h	Kalınlık
Hz	Hertz
I	Atalet momenti
k	Yay sabiti
kg	Kilogram
L	Uzunluk
m	Metre
mm	Milimetre
m²	Metrekare
M	Moment
MPa	Mega paskal
N	Newton
r	Harmonik frekansın sönümsüz doğal frekansa oranı
Rad	Radyan
s	Saniye
t	Zaman
V	Kesme kuvveti
x	Yayın uzaması

Simgeler	Açıklamalar
-----------------	--------------------

$\dot{x}$	Hız
$\ddot{x}$	İvme
X	Genlik
w_n	Doğal frekans
ζ	Sönüm oranı
ϕ	Faz farkı
ρ	Yoğunluk

Kısaltmalar	Açıklamalar
--------------------	--------------------

ASTM	American Society for Testing and Materials
DMLS	Doğrudan Metal Lazer Sinterleme
EM	Elektromanyetik
SLA	Sterolitografi
SLE	Seçici Lazer Ergitme
SLS	Seçici Lazer Sinterleme
TO	Topoloji Optimizasyon

1. GİRİŞ

Deniz araçlarında titreşim ve mekanik deformasyonların temel kaynağı dinamik yük döngüleridir. Bu yükler mekanik yapıların zarar görmesine ve servis ömrünün azalmasına neden olmaktadır. Statik ve dinamik yüklerin varlığı deniz platformlarına yerleştirilen radar anten yapılarının performansını olumsuz yönde etkileyebilmektedir. Bundan dolayı anten yapılarının sahip olduğu mekanizmaların ve elektronik birimlerin titreşimden zarar görmeyecek şekilde yerleştirilmesi gerekmektedir. Rassal titreşim analizleri ile bu zarar minimize edilebilmektedir.

Topoloji optimizasyonu, belirli bir tasarım alanı içerisindeki malzeme dağılımını belirli bir yük ve sınır koşulları için optimize eden ve istenilen tasarıma ulaşmada büyük kolaylık sağlayan bir yaklaşımdır. Bu sayede hafif ve imalata uygun tasarımlar yapılabilir. Eklemeli imalat ile tasarımda meydana gelen esneklik sayesinde optimizasyon çalışmalarından elde edilen karmaşık geometrili yapıları üretmek mümkündür. Optimizasyon çalışmaları ve eklemeli imalat yöntemlerinin uygulama alanları artarken yapıların mekanik özelliklerini belirlemek zorunlu hale gelmiştir. Literatürde, statik çalışma durumundaki bir yapının mekanik davranışını incelemek veya yapının doğal frekansını maksimize etmek gibi birçok topoloji optimizasyon çalışması bulunmaktadır. Ancak literatürde topoloji optimizasyon çalışmalarını rassal titreşim tabanlı yapan bir çalışma bulunamamıştır.

Bu tez çalışmasının amacı, eklemeli imalat yöntemi kullanılarak üretilen yapılarda rassal titreşim tabanlı topoloji optimizasyon analizleri yapmaktır.

Hedefler;

- Eklemeli imalat yöntemi ile üretilen bir yapının titreşim yükleri altında nasıl bir davranış sergileyeceğini hesaplamak,
- Rassal titreşim analizleri kullanılarak topoloji optimizasyon analizlerinin gerçekleştirmek,
- Ankastre giriş modeli üzerinde analitik yöntem ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak sonlu elemanlar yaklaşımının doğruluğunu ispat etmek,
- Radar anteni bağlantı parçasının titreşim ve optimizasyon analizlerini yaparak dinamik özelliklerini iyileştirmek,

- Eklemeli imalat yöntemiyle üretilen Ti6Al4V malzemeli yapının titreşim altındaki performansını elde etmek,
- Titreşim testleri ile sonlu elemanlar analizlerinin kıyaslamak.

Bu tez çalışması 2. bölümde literatür araştırması ile başlamıştır. Bu bölümde titreşimin ne olduğu, titreşimin radar anten yapıları üzerindeki etkileri, eklemeli imalat yöntemleri ve kullanım alanları, topoloji optimizasyon yöntemleri ve literatürde daha önce yapılmış olan optimizasyon çalışmaları hakkında bilgi verilmiştir. 3. bölümde optimizasyon çalışmalarında kullanılacak olan sonlu elemanlar yazılımını ve yöntemini doğrulayabilmek amacıyla, ankastre giriş yapısının doğal frekans değerleri hem sonlu elemanlar yöntemi hem de analitik yöntem kullanılarak bulunup karşılaştırılmıştır. 4. bölümde kullanılan yöntem detaylı olarak anlatılmıştır. Radar anten bağlantı braketinin orijinal halinin titreşim karakteristiğini çıkarmak amacıyla sonlu elemanlar analizleri yürütülmüştür. Deniz platformundan gelen titreşimin etkilerini minimize etmek amacıyla topoloji optimizasyon çalışmaları anlatılmıştır. Optimizasyon çalışmaları yapılarak yeniden tasarlanan yapının titreşim analizleri yürütülmüştür. Böylece yeniden tasarlanan yapının titreşim yüklerine maruz kalması sonucu nasıl davranış sergileyeceği bulunmuştur. 5. bölümde parçanın üretimi hakkında detaylar verilmiştir. Üretilen yapının gerçek kullanım koşulunda çalışma performansını incelemek amacıyla yürütülen titreşim testleri anlatılmıştır. Sonuç ve tartışma kısmında tüm çalışmalar kıyaslanmıştır.

2. LİTERATÜR

Bu bölümde, literatürde daha önce yapılan çalışmalar detaylı bir şekilde araştırılmıştır. Bu araştırmalar ışığında çalışma yöntemine karar verilmiştir. İlk olarak radar anten yapılarının ne olduğu, radar anten yapılarında titreşimin neden önemli olduğu, eklemeli imalat yöntemleri ve topoloji optimizasyon çalışmaları detaylıca açıklanmıştır.

2.1. Radar Anten Yapıları

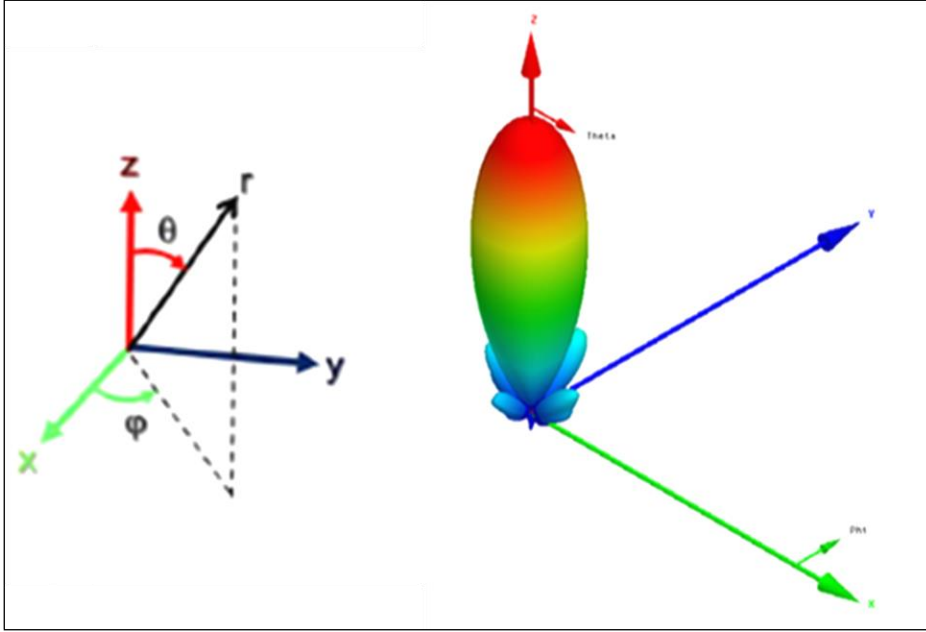
Anten, uzaktan algılama ve telsiz haberleşme devrelerinde elektromanyetik dalgaların gönderilmesini ve alınmasını sağlayan bir devre bileşenidir. Antenler, elektronik devrelerde işlenen elektrik işaretlerini elektromanyetik dalgalara dönüştürerek çok uzak mesafelere, istenilen yönlerde kablosuz iletmektedirler.

Antenlerin çok çeşitli uygulama alanları bulunmaktadır. En yaygın uygulama alanı kablosuz iletişim ve uzaktan algılama alanıdır. Her iki alan için de askeri ve sivil olmak üzere çok çeşitli alt uygulamalar bulunmaktadır. Navigasyon, tanımlama (Dost-düşman tanıma), biyomedikal ve yüksek güçlü elektromanyetik alan uygulamalarında da antenler sıklıkla kullanılmaktadır. Kullanım alanlarının genişliği, anten ışıma gereksinimlerinin farklılaşmasına, dolayısıyla anten çeşitliliğinin artmasına yol açmaktadır. Monopol, dipol, yagi uda, spiral, horn gibi birçok anten örnek olarak verilebilmektedir.

Radar antenler, iletken bir malzemeye birbirine bağlı alıcı ve verici ile isimlendirilen elemanlardan oluşmaktadır. Osilatörler aracılığıyla üretilen elektromanyetik dalgalar yükseltilerek verici antene gönderilmektedir. Verici anten kendisine gelen dalgayı boşluğa yaymaktadır. Boşluğa yayılan dalgaların bir kısmı radar menziline hedef varsa hedefe çarpar daha sonra belli bir kayıpla radara geri yansımaktadırlar. Bu dalgalar anten elemanları tarafından toplanarak alıcıya gönderilmektedir. Alıcıdan yükseltilen sinyaller çeşitli devrelerden geçerek hedef hakkında bilgi vermektedir. Daha sonra bu bilgi osiloskopa gönderilerek hedefin izlenmesi sağlanmaktadır [1].

Her radarın çalışmasında, elektromanyetik (EM) dalgaların yansıması, EM dalgaların sabit yayılma hızı ve EM dalgaların doğrusal yayılması olmak üzere 3 temel fizik kuralı rol oynamaktadır. EM dalgalar elektriksel iletken bir yüzeye çarpmaları halinde yansır. Yansıma işareti dalganın çıkış merkezinde yankı olarak yeniden kaydedilir. Bu durum

dalganın yayıldığı yönde bir cismin olduğunu göstermektedir. EM dalgalar ışık hızına yakın bir hızda yayılmaktadırlar. Bu dalgaların sabit hızda yayılma özellikleri kullanılarak hedeflerin uzaklıkları radar darbelerinin geri dönüş süreleri ölçülerek hesaplanmaktadır. EM dalgalar radarın frekans bölgesinde doğrusal olarak yayılmaktadırlar. Bazı antenler kullanılarak EM dalgaların yayını belli bir yönde yoğunlaştırılabilmektedir. Böylece hedefin açılal koordinatları bulunabilmektedir.

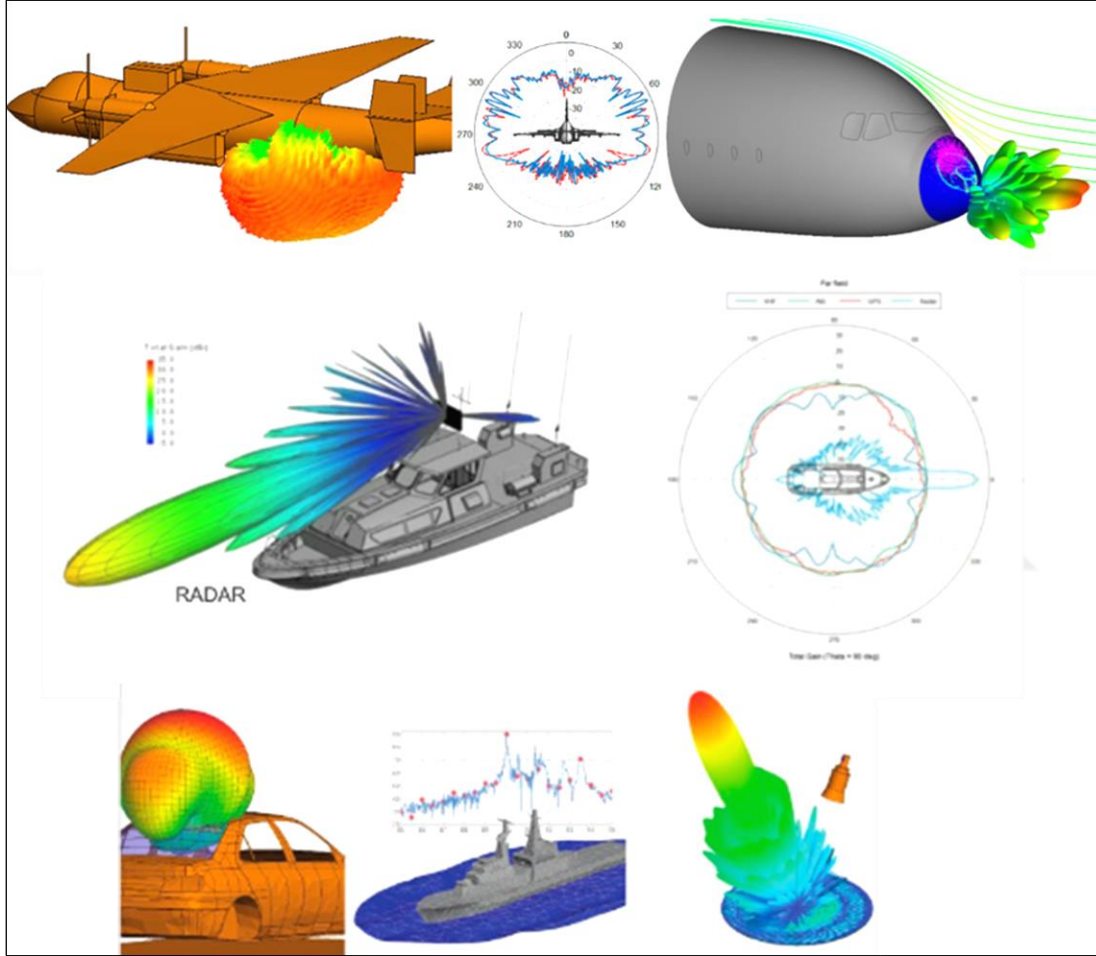


Şekil 2.1. Anten ışıma örüntüsü [2]

Antenlerin ışıma özellikleri anten ışıma örüntüsü ile tanımlanmaktadır. Şekil 2.1’de farklı yönlerde farklı şiddetlerde ışıma yapan bir antenin ışıma örüntüsü grafiksel bir veri formatında verilmiştir. Polar koordinat sisteminde üç boyutlu anten ışıma örüntüsü incelendiğinde maksimum ışımanın +z eksenı yönünde olduğu; +x eksenı ile +y eksenı yönlerinde ışıma olmadığı; -z eksenı yönünde çok düşük miktarda bir ışıma olduğu görölmektedir. Işıma şiddeti renk kodu ile verilmiştir. Kırmızıdan sarıya, sarıdan yeşile, yeşilden maviye doğru ışıma şiddeti azalmaktadır. Böylece antenin açılal seçiciliği olduğu görölmektedir.

Elektronik devrelerin aksine, antenler dış ortam ile elektromanyetik bağ kurduğu için ışıma yaptıkları ortamın çevre koşullarına dayanması gerekmektedir. Örneğin, bir uçağa entegre edilen radar sisteminin uçağın süpersonik hızlar altında maruz kaldığı yapısal ve ısııl yüklere dayanacak şekilde tasarlanması ve üretilmesi gerekmektedir. Ayrıca, antenler monte

edildikleri platformların dış yüzey geometrileri ile elektromanyetik olarak etkileşirler. Bu etkileşimleri göz önüne alarak anten tasarımı yapabilmek için antenlerin platformlar ile elektromanyetik analizlerinin yapılması gerekmektedir. Şekil 2.2’de antenlerin ışıma örüntüleri ile platform üzeri analiz örnekleri verilmiştir. Anten tasarımı ile ışıma bölgesini kontrol etmek, elektromanyetik yayınları uzayda belirli açı sektörlerine yönlendirmek mümkün olabilmektedir.



Şekil 2.2. Anten ışıma örüntüleri ve platform üzeri anten analizleri [3]

2.2. Titreşim

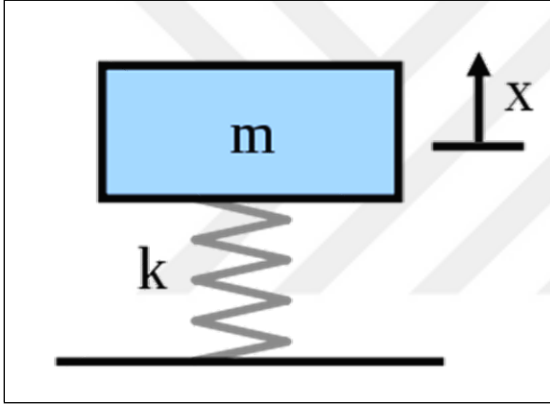
Doğada her şeyin bir denge noktası vardır. Yapıların salınarak denge noktasına gelmesi olayına titreşim denir. Titreşim istenen bir durum olduğu gibi, yıkıcı etkileri olduğundan dolayı sıklıkla istenmeyen bir durumdur. Serbest titreşim, zorlamalı titreşim ve sönümlü titreşim olmak üzere 3 çeşit titreşim vardır [4].

2.2.1. Serbest titreşim

Başlangıç hareketiyle serbestçe bırakılan sistemlerde serbest titreşim meydana gelmektedir. Kütle asılı bir yayın harmonik hareketle salınmasıyla denge konumuna gelmesi serbest titreşimin en temel bilinen örneğidir. Harmonik harekette periyodik salınımlar sinüzoidal denen matematiksel formdadır. Serbest titreşim, sönümlü ve sönümsüz olmak üzere 2 kategoride değerlendirilir.

Sönümsüz serbest titreşim:

Sönümsüz serbest titreşim modelinde kütleyle hiçbir dış kuvvetin etkilemediği varsayılarak sistem sönümsüz kabul edilmektedir. (Şekil 2.3)



Şekil 2.3. Kütle-yay sönüm modeli

Kütle-yay sönüm modelinde yayın, kütle'nin ağırlığı ile sıkıştırıldığı varsayılmaktadır. Yay tarafından kütle'ye uygulanan kuvvet yayın uzaması 'x' ile orantılıdır.

$$F_s = -kx \quad (2.1)$$

Newton'un 2. hareket kanununa göre; kuvvet kütle'nin ivmesiyle orantılıdır.

$$\sum F = ma = m\ddot{x} = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (2.2)$$

Kütle üzerindeki kuvvetler toplanarak aşağıdaki eşitlik elde edilmektedir.

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.2)$$

Yayın çekilerek titreşime başladığı ve sonra serbest bırakıldığı varsayıldığında yukarıdaki eşitliğin çözümü bulunmaktadır.

$$x(t) = A \cos(2\pi f_n t) \quad (2.3)$$

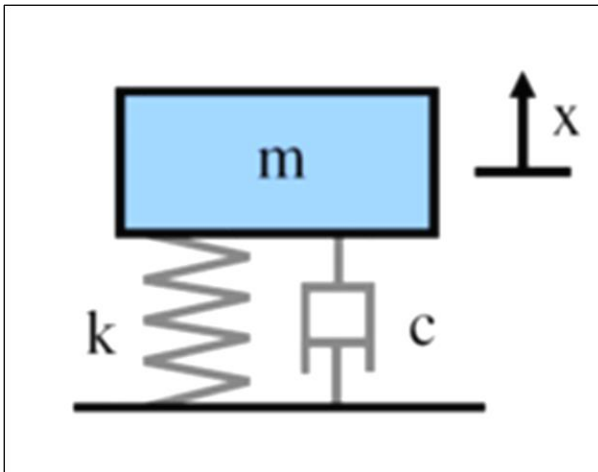
Yukarıdaki eşitliğe göre, sönümsüz serbest titreşim modelinde, kütle A genliğinde, f_n frekansında salınmaktadır. Basit kütle-yay sistemi için f_n aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.4)$$

Kütlenin ve yay sabitinin bilindiği sönümsüz serbest titreşimli bir sistemin hangi frekansta titreyeceği yukarıdaki formül ile bulunmaktadır.

Sönümlü serbest titreşim:

Sönümsüz serbest titreşim modeline göre kütle, sonsuza kadar aynı genlikte salınmaktadır. Ancak gerçekte tüm sistemler sürtünme kuvvetine maruz kalmaktadır. Bunlar sürekli olarak titreşimin enerjisini tüketerek genliğin üstel (katlanarak) azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle hareket tam olarak sinüzoidal değildir. Böylece serbest bırakılan bir sarkaç sonunda denge konumunda durağan hale geri dönmektedir.



Şekil 2.4. Sönümlü serbest titreşim

Sönümlü serbest titreşim modelinde kütle üzerine sönümleme kuvveti de etki etmektedir.

$$F_d = -cv = -c\dot{x} = -c \frac{dx}{dt} \quad (2.5)$$

Kütle üzerindeki kuvvetler toplanarak aşağıdaki eşitlik elde edilmektedir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.6)$$

Bu eşitliğe göre sistem az sönümlü ise sistem titreşecek fakat zamanla titremesi sona erecektir. Ancak sönüm, sistemin artık salınmadığı noktaya kadar artarsa kritik sönüme ulaşılmış olur. Sönüm miktarı kritik sönümün üzerine çıkarsa sistem aşırı sönümlü olarak adlandırılmaktadır. Kütle yay sönüm modelinde kritik sönüm miktarının maksimum olması gereken değer aşağıdaki eşitlik ile elde edilmektedir.

$$c_c = 2\sqrt{km} \quad (2.8)$$

Bir sistemdeki gerçek sönümün kritik sönüme oranına sönüm oranı denilmektedir. Kütle yay sönüm modeli için sönüm oranı aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.9)$$

Az sönümlü kütle yay sönüm modeli için çözüm aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$x(t) = Xe^{-\zeta w_n t} \cos(\sqrt{1 - \zeta^2} w_n t - \Phi) \quad (2.10)$$

$$w_n = 2\pi f_n$$

Başlangıç genliği “X” ve faz farkı “ Φ ” yayın ne kadar sıkıştırıldığına göre değişir. Bu çözümde bulunan eksponansiyel terim sistemin ne kadar sönümleneceğini belirlemektedir. Kosinüs fonksiyonu, çözümün salınım yapan kısmını belirlemektedir. Sönümlü doğal frekansın, f_d , sönümsüz doğal frekansla ilişkisi aşağıdaki formülle gösterilmiştir.

$$f_d = \sqrt{1 - \zeta^2} f_n \quad (2.11)$$

Doğal frekans ve sönüm oranı serbest titreşimde önemli olduğu kadar, zorlamalı titreşimde de sistemin nasıl davranacağını belirlediği için önemlidir.

2.2.2. Zorlamalı titreşim

Mekanik bir sisteme zamanla değişen periyodik veya rastgele bir etki (hız, ivme, yer değiştirme vs.) etkidiği zaman zorlamalı titreşim meydana gelmektedir. Araç süspansiyonu

gibi titreşimli bir sistemin enerjisi sönmölenerek denge konumuna gelmesiyle sönmömlü titreşim meydana gelmektedir.

Kütle yay sönmö modelini formölüne, harmonik değişen bir kuvvet eklendiğinde sistemin nasıl davranacağı bulunabilmektedir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos(2\pi ft) \quad (2.12)$$

Bu eşitliğin çözümlü aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$x(t) = X \cos(2\pi ft - \phi) \quad (2.13)$$

Böylece, kütleinin uygulanan kuvvetle aynı frekansta salınacağı ve arada faz farkı olacağı bulunmaktadır. Titreşim genliği, X, aşağıdaki formölle bulunmaktadır.

$$X = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.14)$$

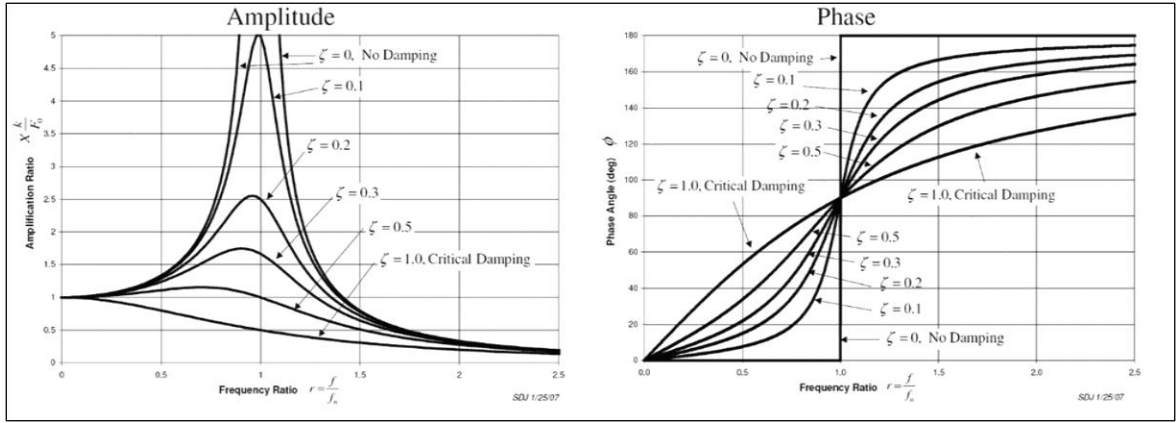
Bu formölde r, harmonik kuvvet frekansının sönmömsüz kütle yay sönmö modelinin doğal frekansına oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$r = \frac{f}{f_n} \quad (2.15)$$

Faz farkı, ϕ , aşağıdaki formölle bulunmaktadır.

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta r}{1-r^2} \right) \quad (2.16)$$

Sönmömlü bir sistemin doğal frekans değeri zorlamalı titreşim frekansıyla yaklaşık olarak aynı olduğu durumda sistemin genliği çok yüksek olabilir. Bu durum rezonans olarak tanımlanmaktadır. Rezonans, bir sistemde ciddi bozulmalara neden olabilmektedir. Bundan dolayı titreşim analizlerinin en önemli amaçlarından biri, rezonansın ne zaman meydana geleceğini tahmin etmek ve önlemek için sistem üzerinde ne gibi değişiklikler yapılabileceğine karar vermektir. Şekil 2.5'te görüldüğü üzere sisteme sönmö eklemek titreşim genliğini azaltmaktadır.



Şekil 2.5. Sistemin frekans cevabı

2.3. Titreşimin Antenler Üzerindeki Etkisi

Antenler kullanıldıkları sistemde elektronik devreler ile serbest uzay arasında güç dönüşümü sağlamaktadırlar. Elektromanyetik dalgaların çok uzak mesafelere istenilen yönlerde kablosuz iletimine aracı olmaktadır. Entegre edildikleri platformun maruz kaldığı statik ve dinamik yüklerin radar antenlerin çalışma performansına olumsuz etkisi bulunmaktadır. Anteni destekleyen ve taşıyan yapının titreşime maruz kalması sonucu antenin pozisyonunun değişmesiyle ışıma örüntüsü değişebilmektedir.

NATO araştırma grubunda Schippers ve diğerleri tarafından yürütülen bir çalışmada titreşimin hava aracına entegre edilen dizili anten üzerindeki etkisi incelenmiştir. Antenlerin ışıma yönlerini incelemek için titreşim tablası üzerine dizili antenler yerleştirilmiştir. Titreşim sonucunda ışıma yönünün sabit olmadığı ve anten performansı düşünüldüğünde istenmeyen bir durum olduğu sonucuna varılmıştır [5]. Loo ve Lee'ye göre dizilimli antenlerin kullanılmasıyla yüksek yön seçiciliği, düşük yan huzmeler ve özel ışıma örüntüsü karakteristiği gibi kazanımlar elde edilmektedir. Bu antenlerin istenen performansta çalışmasını sağlamak için tasarım aşamasında elemanların geometrisi ve salınımlarının belirlenmesi gerekmektedir [6]. Milligan'a göre faz dizilimli antenlerde, yapısal titreşim antenlerin kör tarama yapmasına neden olabilmektedir. Bu durumda anten diziliminin karakteristiği değişir ve istenen yönde sinyallerin iletimi sağlanamaz. Faz dizilimlerinin tasarımı sırasında kör tarama dikkate alınmalıdır. Çünkü bu durum antenin tarama aralığını sınırlamakta ve antenin verimliliğini düşürmektedir [7].

Literatürde, radar anten yapılarının istenmeyen titreşimlerine karşı çalışmasını devam ettirebilmesi için birçok modelleme programı bulunmaktadır. Bu programlar temelde anten elemanlarının konumunu tahmin ederek deformasyon ve titreşimi dengelemektedirler.

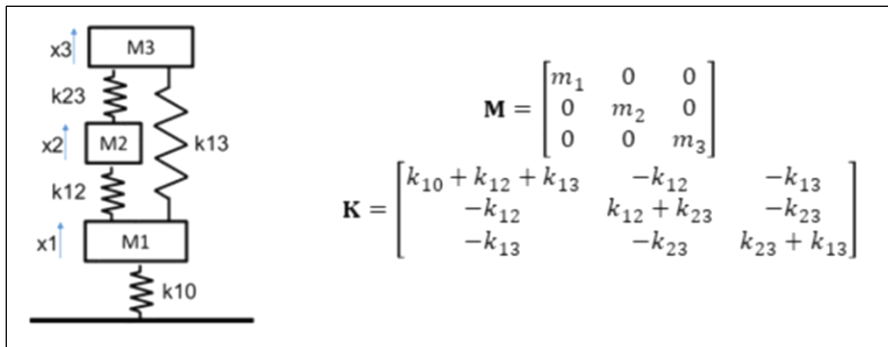
Anten yapısının mekanik özelliklerine ve maruz kaldığı yüklere bağlı olarak farklı frekanslarda farklı modlar meydana gelmektedir. Aynı zamanda anten yüzeyinde meydana gelen titreşim genliği modların lokal veya genel yapıyı etkimesine bağlı olarak değişmektedir. Güçlendirme gibi yapısal değişiklikler, aktif veya pasif sönümleyiciler ve modların kontrolü ile titreşimin negatif etkileri önlenmektedir.

Titreşimin olumsuz etkilerini önlemenin en temel yöntemi, antenin doğal frekansının entegre edildiği platformun çalışma frekansı ile çakışmasını engelleyerek yapının rezonansa girmesinin önlenmesidir. Anten yapısının doğal frekansları baskın sinüslerin meydana geldiği frekans aralığının dışında kalırsa yapının frekans cevabı azalacağı için titreşimin olumsuz etkileri azalacaktır. Bu şekilde baskın frekanslardan uzak kalabilmek için topoloji optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Bu çalışmalarla radar anten yapılarının ve bu antenlerin bağlandığı yapıların rijitlik/ağırlık oranı artırılarak doğal frekanslar yükseltilmektedir.

Bu tez çalışmasında, radar antenin entegre edildiği deniz platformuna bağlantısını sağlayan yapı üzerinde güçlendirme ve topoloji optimizasyon çalışmaları yapılacaktır.

2.4. Titreşim Analizleri

Çok serbestlik dereceli bir sistemin doğal frekansı ve buna karşılık gelen mod şekillerini hesaplama işlemine modal analiz denir. Modal analiz yükün uygulanmadığı durumdaki denklemleri çözer. Bu denklemlerde kütle ve katılık değerleri matrislerle ifade edilmektedir.



Şekil 2.6. Çok kütleli sistemin gösterilmesi [8]

Yukarıdaki sistemin çözümü özdeğer ve özvektörleri vermektedir. Özdeğerler sistemin doğal frekansını, özvektörler mod şekillerini ifade etmektedir. Modal analizin amacı, yapının bir yükün etkisini arttıracak frekansları ve bu frekanslarda alacağı şekilleri bulmaktır. Modal analizde her bulunan mod önemli olmayabilir. Bu modlar lokal mod olarak bilinmektedir. Modal kütle oranına bakılarak hangi modun kritik olduğu belirlenmektedir.

Titreşim analizlerinde harmonik ve rassal tahrik tipleri kullanılarak yapıya etkisi bulunabilmektedir. Harmonik analizde yapı periyodik titreşimle tahrik edilir. Deterministik bir profil kullanılmaktadır. Böylece belirli bir t anında hareket bilinmektedir.

Aynı yol üzerinde birden çok veri toplandığında veriler aynı olmayacaktır. Bu durum rassal titreşimi göstermektedir. Yoldaki çukurlar gibi deterministik olmayan yüklerden kaynaklanan titreşimlere rassal titreşim denilmektedir. rassal titreşim durumunda yükler, güç spektral yoğunluğu (PSD) fonksiyonları ile istatistiksel olarak tanımlanmaktadır. Güç spektral yoğunluğu rassal verinin farklı frekanslardaki dağılımını göstermektedir. Bu eğrinin altında kalan alan genlik seviyesi bilgisini vermektedir. Buna GRMS değeri denilmektedir.

2.5. Eklemeli İmalat Yöntemleri

Eklemeli imalat, belirli malzemelerin katman-katman birleştirilmesi sonucu bilgisayar programlarıyla tasarlanan yapıların üretilmesidir. Havacılık, uzay, otomotiv, tıp, enerji gibi birçok sektörde kullanım alanına sahiptir. Eklemeli imalat teknolojilerinin birçok avantajı bulunmaktadır. Bu avantajlar;

- Geleneksel imalat yöntemlerine göre daha yüksek tasarım esnekliği,
- Kafes yapılı sistemler veya optimizasyon aracılığıyla elde edilen malzemenin sadece olması gerektiği yerde olmasından kaynaklı daha hafif yapılar,
- Birkaç parçadan oluşan sistemlerin tek bir yapı şeklinde üretilmesi ve bu sayede bağlantı elemanlarının daha az kullanılması,
- Karmaşık iç kanalların üretilmesi,
- Geleneksel yöntemlerde doludan boşaltma olmasından kaynaklı ham madde tüketimine karşı katmanlı üretim sayesinde daha az malzeme israfı,

- Birçok geleneksel üretim yöntemine göre üretim süresinin daha kısa olması şekline sıralanmaktadır.

Tüm bu avantajlarının yanında bazı kullanım kısıtları bulunmaktadır. Bu kısıtlar;

- Parça büyüklüğü,
- Üretim sırasında parçanın ayakta kalmasını sağlayan destek yapılarının üretim sonrasında sökülebilir olması gerekliliğinden kaynaklı tasarım kısıtı,
- Kaynaklanabilir malzemelerin kullanılması kısıtı,
- Üretilen parçanın z ekseninde anizotropik yapıda olmasından kaynaklı oluşabilecek mekanik zafiyetler,
- Yüzey pürüzlülüğünün yüksek olması şeklinde sıralanmaktadır.

Eklemeli imalat yöntemlerinin sınıflandırılması ASTM F42 standardına göre yapılmıştır [9].

2.5.1. Foto polimerizasyon

Bu yöntemde reçineler ve foto polimer malzemeler radyasyonla kürlenerek katı hale gelmektedir. Foto polimerizasyon yöntemi ilk kez Charless Hull tarafından 1984 yılında sterolitografi yöntemi (SLA) kullanılarak geliştirilmiştir [10]. Foto polimerizasyon yönteminde, sterolitografi (SLA), dijital ışık işleme ve aralıksız dijital ışık işleme olmak üzere üç farklı teknik kullanılmaktadır [11].

2.5.2. Ergiyik yığarak modelleme

İplik (filament) şeklindeki malzemenin bir ısıtıcı aracılığıyla eritilerek katman-katman biriktirilmesi sonucu 3 boyutlu bir parçanın üretilmesi yöntemidir. İlk kez 1998 yılında Scott Crump tarafından geliştirilmiştir [10].

2.5.3. Malzeme püskürtme

Bu yöntemde, sürekli ya da istek üzerine bırakma yaklaşımı kullanılarak foto polimer reçine bir platforma püskürtülür. Ultraviyole ışık kaynağı, polimer damlacıklarını ısıtarak katılaşmalarını engellemektedir. Böylece, yeni katman için püskürtülen foto polimer damlacıklar, katılaşmamış bir katmana temas ettiğinden daha iyi kaynaşmaktadır.

2.5.4. Yapıştırıcı püskürtme

Toz malzemenin üzerine sıvı bağlayıcı bir malzeme eklenerek tozların birbirlerine bağlanması sağlanır ve böylece katı bir katman elde edilmektedir.

2.5.5. Toz yataklı birleştirme

Bu yöntem, toz haline getirilmiş malzemelerin bir güç kaynağı aracılığıyla eritilerek veya ısıtılarak kaynaştırılması esasına dayanmaktadır. Seçici lazer sinterleme (SLS), Doğrudan metal lazer sinterleme (DMLS), Seçici lazer ergitme (SLE) ve Elektron ışınli ergitme (EBM) olmak üzere 4 gruba ayrılmaktadır.

Seçici lazer sinterleme yönteminde, toz haline getirilmiş malzemeler (polimer, seramik ve bazı metaller), bir lazer kaynağının yarattığı ısı sayesinde erime noktalarının altındaki bir sıcaklıkta (sinterleme) birbirine kaynaştırılarak katmanlar oluşturulması prensibine dayanmaktadır. DMLS yöntemi SLS ile aynı prensibe dayanmaktadır. Tek farkı metal malzemelere uygulanması olarak bilinmektedir.

Seçici lazer ergitme yöntemi SLS ve DMLS yöntemleriyle aynı mantığa dayanmaktadır. Tek farkı kullanılan malzemenin sinterleme değil de eritme yapmasıdır.

Elektron ışınli ergitme yönteminde, odaklanmış bir elektron ışını vasıtasıyla toz malzeme tamamen eritilerek kaynaştırılmaktadır. Yüksek mukavemetli parçaların imalatında tercih edilmektedir. Bu malzemelerinin tozlarını eritmek için yüksek güç gerektiğinden, kısa sürede işlemi gerçekleştirebilmek için elektron ışın kaynakları gibi güçlü kaynaklara ihtiyaç duyulmaktadır.

2.5.6. Yönlendirilmiş enerji yığıma

Yönlendirilmiş enerji biriktirme, lazer toz şekillendirme ve elektron ışın eklemeli imalat teknolojilerini kapsamaktadır. Bu yöntemde 4 veya 5 eksenli makineler kullanılarak biriktirilmiş malzeme bir lazer, plazma arkı ya da elektron ışını kullanılarak eritilmektedir. Kullanılan enerji kaynağına ve besleme tipine göre gruplara ayrılmaktadır.

2.5.7. Sac laminasyonu

Levha/Sac laminasyonu, tabakalı obje üretimi ve ultrasonik katmanlı imalat teknolojilerini kapsamaktadır. Ultrasonik katmanlı imalat, metal levha veya şeritler (metaller, alüminyum, bakır, paslanmaz çelik, titanyum vb.) katman-katman lamine edilir ve ultrason kaynağı kullanılarak birleştirilir. Tabakalı obje üretimi katman tabanlı sistemlere benzer bir yaklaşım içerir. Kaynak yerine malzeme olarak kâğıt ve yapıştırıcı kullanılır.

2.6. Topoloji Optimizasyonu

Mühendislik çalışmalarında belirli bir sistemin maksimum performansta çalışması önemli bir kriterdir. Optimizasyon yöntemleri kullanılarak istenilen sistemde malzemenin parça içerisindeki en iyi dağılımı bulunabilmektedir. Boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu olmak üzere 3 temel optimizasyon yöntemi bulunmaktadır. Şekil optimizasyonunda yapının geometrisi bilinmektedir. Ancak bazı ölçüler tasarım değişkeni olarak tanımlanmaktadır. Şekil optimizasyonunda yapının sınır geometrileri bulunmaktadır. Topoloji optimizasyonunda belirli bir tasarım alanı içerisinde malzemenin en iyi dağılımı bulunmaktadır. Eklemeli imalat yöntemleri sayesinde geleneksel yöntemlerde karşılaşılan üretim kısıtlamaları ortadan kalkmıştır. Topoloji optimizasyonu kullanılarak eklemeli imalat ile yenilikçi, yüksek performanslı ve hafif yapı sistemler üretilmektedir.

Bir topoloji optimizasyon problemi, matematiksel olarak tasarım alanı, sınır fonksiyonları ve amaç fonksiyonlarından oluşmaktadır. Tasarım alanı, optimizasyon sürecinde kullanılmasına izin verilen hacim olarak tanımlanmaktadır. Bu alan belirlenirken montaj yerlerinin dikkate alınması gerekmektedir. Optimizasyon süreci boyunca montaj detayları gibi değiştirilemeyen bölgeler tasarım dışı olarak tanımlanmaktadır. Sınır fonksiyonları, optimizasyon sürecinde tasarım değişkenlerine bağlı olarak alt sınır veya üst sınır olarak tanımlanabilen kısıtlardır. Amaç fonksiyonu, optimizasyon çalışmalarında minimize veya maksimize edilmesi amaçlanan ve performansı etkileyen değişkenlerdir. Amaç fonksiyonu, statik durumlarda gerilme ve deplasman değerlerini minimize etmek iken dinamik durumlarda doğal frekans değerlerini maksimize etmek olabilmektedir [12].

Topoloji optimizasyon formülasyonu tasarım performansını hesaplayabilmek için sonlu elemanlar analizlerini kullanmaktadır. Elde edilen tasarımlar, gradyan tabanlı matematiksel

programlama teknikleri veya genetik algoritma gibi gradyan tabanlı olmayan algoritmalar kullanılarak optimize edilmektedir [13].

Bir optimizasyon problemi matematiksel olarak aşağıdaki şekilde yazılmaktadır [13].

Minimize etme: $H = H(u(x), x)$

Amaç: $G_j(u(x), x) \geq 0 \quad j = 1, 2, \dots, P$

$$x_e = 0 \text{ veya } 1 \quad e = 1, 2, \dots, N \quad (2.7)$$

Eşitlik 2.17’de, x tasarım değişkenini, u durum alanını, H amaç fonksiyonunu, G_j ’deki sınırı, P toplam sınır sayısını, x_e ’deki tasarım değişkenine katkıda bulunan elemanını, N toplam tasarım değişkeni sayısını göstermektedir. Buradaki formülasyon doğrusal olmayan topoloji optimizasyon problemini temsil etmektedir. Tasarım değişkeni sadece 0 veya 1 değerini alabilmektedir. Gösterilen formda topoloji optimizasyon problemi eksik çözüme sahiptir. Eğer tasarım değişkeni sürekli olarak tanımlanırsa problem çözülür ve gradyan tabanlı optimizasyon algoritması olarak değerlendirilir. Böylece sürekli topoloji optimizasyon problemi aşağıdaki şekilde yazılmaktadır [13].

Minimize etme: $H = H(u(x), x)$

Amaç: $G_j(u(x), x) \geq 0 \quad j = 1, 2, \dots, P$

$$0 \leq x_e \leq 1 \quad e = 1, 2, \dots, N \quad (2.8)$$

Denklem 2.18’de verilen formülasyon modern topoloji optimizasyon literatüründe kapsamlı bir şekilde kullanılmaktadır [13].

Dinamik problemler için amaç fonksiyonu n ’deki doğal frekans değerini maksimize etmek olabilmektedir. n ’deki doğal frekans değerini maksimize eden ve kütleli sınır olarak kabul eden topoloji optimizasyon probleminin çözümü aşağıda verilmiştir.

Maksimize etme: $w_n^2(x) = \frac{u_n^t K u_n}{u_n^t M u_n}$

Amaç: $K u_n - w_n^2 M u_n = 0$

$$aV_0 - V(x) \geq 0$$

$$0 \leq x_e \leq 1 \quad e = 1, 2, \dots, N \quad (2.20)$$

Denklem 2.19’da w_n n’deki doğal frekans değerini, u_n n’deki mod şekil vektörünü ve M yapının toplam kütle matrisini ifade etmektedir [13].

Literatürde birçok optimizasyon çalışması bulunmaktadır. Özellikle otomotiv gibi titreşimin sorun olarak görüldüğü uygulamalarda dinamik tabanlı topoloji optimizasyon çalışmaları yaygınlaşmıştır. Bu çalışmalarda özellikle yapının doğal frekansını yükseltmek amaçlanmıştır. Örneğin Wu ve arkadaşları doğal frekans tabanlı topoloji optimizasyonu çalışması yürütmüştür. Bu çalışmada mikro-elektronik rezonatör tasarımında rezonans kalitesini arttırmak için ilk birkaç modu yükseltmiştir [14].

Aynı zamanda periyodik titreşime maruz kalan uygulamalarda ömrü uzatmak amacıyla optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bunlardan biri Jog’un harmonik salınımlı sürücünün temel frekansının doğal frekanstan yüksek olmasından kaynaklı titreşim ve gürültüyü çözmeye yönelik yürüttüğü bir çalışmadır. Doğal frekansı temel frekanstan uzaklaştırarak ve harmonik frekans cevabını indirgeyerek sorunu çözmüşlerdir [15].

Kumar, otomotiv endüstrisinde kullanılan kompresör montaj aparatı, kardan mili ve yakıt deposuna Altair Optistruct yazılımını kullanarak statik analiz tabanlı optimizasyon çalışması yürütmüştür. Kompresör montaj aparatı için amaç, statik yükler altında yapının hacmini düşürmek iken kardan mili ve yakıt deposu için doğal frekansı yükseltmektir. Çalışmaya göre optimizasyon sonrasında doğal frekans değeri kardan mili için %2 oranında artarken yakıt tankı için %20 oranında artmıştır [16].

HDD sürücünün kapak yapısının doğal frekansını arttırmak için giriş şeklinde güçlendiriciler eklemiştir. Ardından bu güçlendiricilere optimizasyon çalışması yürüterek doğal frekansı %15 oranında yükseltmiştir [17]. Kumar ve Arumaikkannu çalışmasında, bir yolcu aracına montajlanan alternatör braketinin ilk doğal frekans 450 Hz üzerine çıkarmak amacıyla topoloji analizi ile yeniden tasarlamış ve modal test uygulayarak topoloji optimizasyon ile elde edilen nihai ürünün daha iyi yük taşıma kapasitesine sahip olduğunu doğrulamıştır [18].

Wilner ve arkadaşları, eklemeli imalat ve topoloji optimizasyonunu kullanmanın avantajlarını değerlendirmek amacıyla bir uydu aracının gözlemlene sistem braketinde çalışmalar yürütmüştür. %30 oranında ağırlıkta düşüş, rijitlik/mukavemet oranında artış

sağlamak amaçlanmıştır. Statik analiz tabanlı topoloji optimizasyon çalışmaları yürütülmüş ve nihai tasarıma ulaşıldıktan sonra titreşim testleri uygulanmıştır. Testler esnasında herhangi bir hasar veya plastik deformasyon gözlemlenmemiştir [19]. Cheng ve arkadaşları, doğada dikkat çeken bambunun mikro ölçekteki aynı birim desenine sahip hücresel yapıyı, eklemeli imalat yöntemini kullanarak elde etmeyi amaçlamıştır. Doğal frekans değerini maksimum seviyeye çıkararak, değişken yoğunluklu kafes yapılar tasarlamışlardır. Topoloji optimizasyon, homojenleştirme ve test çalışmaları sonucunda kafes yapıların titreşime maruz kaldığındaki rijitliği ispatlanmıştır [20].

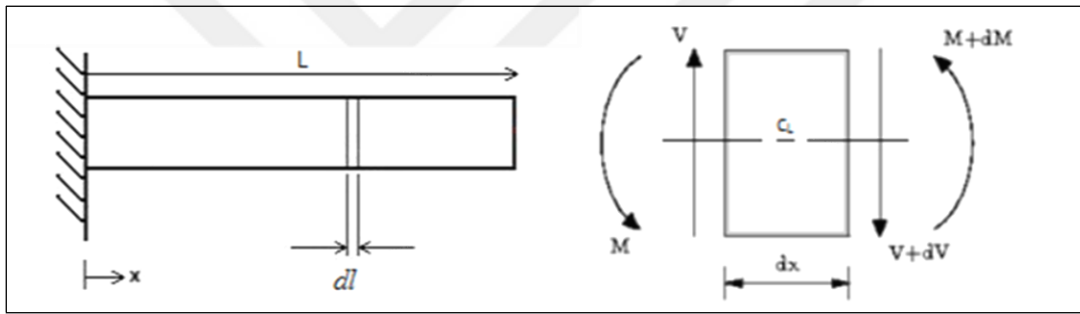
Yapılan araştırmalar sonunda literatürde statik yükler baz alınarak optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Dinamik yüklere maruz kalan bir yapının en kritik yükleme durumu baz alınarak optimizasyon çalışmaları yapmak süreci kısaltmaktadır. Ancak mevcut çalışmalar ağırlıklı olarak doğal frekans değerinin maksimize edilmesine yönelik yürütülmüştür. Yapının patlama durumunda meydana gelebilecek şok yükleri ve rassal titreşim yüklerine maruz kalması durumunda dayanıklı olmasına yönelik optimizasyon çalışmalarında eksiklikler bulunmaktadır. Aynı zamanda eklemeli imalatla üretilen anizotropik yapıya sahip parçalarda sonlu elemanlar yaklaşımının geliştirilmesi gerekmektedir. Sonlu elemanlar modellemelerinde yapının malzemesi lineer özellik göstermektedir. Üretim yönünün ve tanecik yapılarının etkisini sonlu elemanlar analizlerinde modellemek gerekmektedir. Test çalışmaları ile yaklaşımın gerçeğe yakınsaması değerlendirilmelidir.

3. KİRİŞ YAPISININ ANALİTİK VE SAYISAL MODELLENMESİ

Bu bölümde, ankastre bir kiriş yapısının sahip olduğu doğal frekans değerleri analitik yöntemle türetilenektir. Daha sonra sonlu elemanlar analiz yöntemi kullanılarak aynı sistemin doğal frekans değerleri bulunacaktır. Sonuçlar karşılaştırılarak hata oranı bulunacaktır.

3.1. Matematiksel Model

Matematiksel modelde kullanılacak ankastre kiriş modeli ve kirişin dl uzunluğundaki bir elemanı için serbest cisim diyagramı Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Burada M eğilme momenti (MPa), V kesme kuvvetini (N) ifade etmektedir [21].



Şekil 3.1. Ankastre kiriş modeli

Serbest cisim diyagramına göre y eksenindeki kuvvetlerin toplamı aşağıdaki formülde gösterilmiştir.

$$\sum F_y = m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}$$

$$V - \left(V + \frac{\partial V}{\partial x} dx \right) = \rho A dx \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (3.1)$$

Burada ρ yoğunluk (kg/m^3), A kirişin kesit alanıdır (m^2). Denklem 3.1’de $dV = \frac{\partial V}{\partial x} dx$ yerine yazılarak denklem sadeleştirilmiştir.

$$-\frac{\partial V}{\partial x} = \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (3.2)$$

Kuvvet denkleminin sonra Şekil 3.1’de gösterilen merkez çizgisine göre moment alınmaktadır.

$$\sum M = 0$$

$$-M + \left(M + \frac{\partial M}{\partial x} dx \right) - V dx = 0 \quad (3.3)$$

Denklem 3.3 dx’e bölünerek aşağıdaki denklem bulunmaktadır.

$$V = \frac{\partial M}{\partial x} \quad (3.4)$$

Lineer elastik malzemeler için Euler-Bernoulli teorisi kullanılmaktadır. Bu teoriye göre;

$$M = EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (3.5)$$

Burada E Elastisite modülü (MPa) ve I atalet momentidir. Denklem 3.5, Denklem 3.4’e yerleştirilerek aşağıdaki eşitlik elde edilmiştir.

$$V = \frac{\partial}{\partial x} \left(EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \quad (3.6)$$

Denklem 3.2, Denklem 3.6 kullanılarak genişletilmiştir.

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0$$

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (3.7)$$

Eşitlik 3.7’de bulunan hareket denklemi homojen, her yerde aynı kesite sahip ve serbest titreyen ankastre kirişlerde kullanılmaktadır. Denklem 3.7’deki diferansiyel denklemi çözmek için bağımlı değişken olan deplasman, değişkenleri ayırma yöntemi kullanılarak ayrılabilir. Ayrılabilir.

$$w(x, t) = Y(x)T(t) \quad (3.8)$$

Denklem 3.7, Denklem 3.8’e göre yeniden düzenlenerek aşağıdaki eşitlik elde edilmektedir.

$$EI \frac{\partial^4 (Y(x)T(t))}{\partial x^4} = -m \frac{\partial^2 (Y(x)T(t))}{\partial t^2} \quad (3.9)$$

Denklem 3.9'da her iki taraf $m \cdot Y(x)T(t)$ ifadesine bölünmektedir.

$$\frac{EI}{mY(x)} \frac{\partial^4 Y(x)}{\partial x^4} = -\frac{1}{T(t)} \frac{\partial^2 T(t)}{\partial t^2} \quad (3.10)$$

Denklem 3.10'da her iki taraf sabittir ve hem zaman hem de uzay değişkenleri ayrılarak, mod şekillerinin diferansiyel denklemi elde edilmektedir.

$$\frac{d^4}{dx^4} Y(x) - w^2 \left(\frac{m}{EI} \right) Y(x) = 0 \quad (3.11)$$

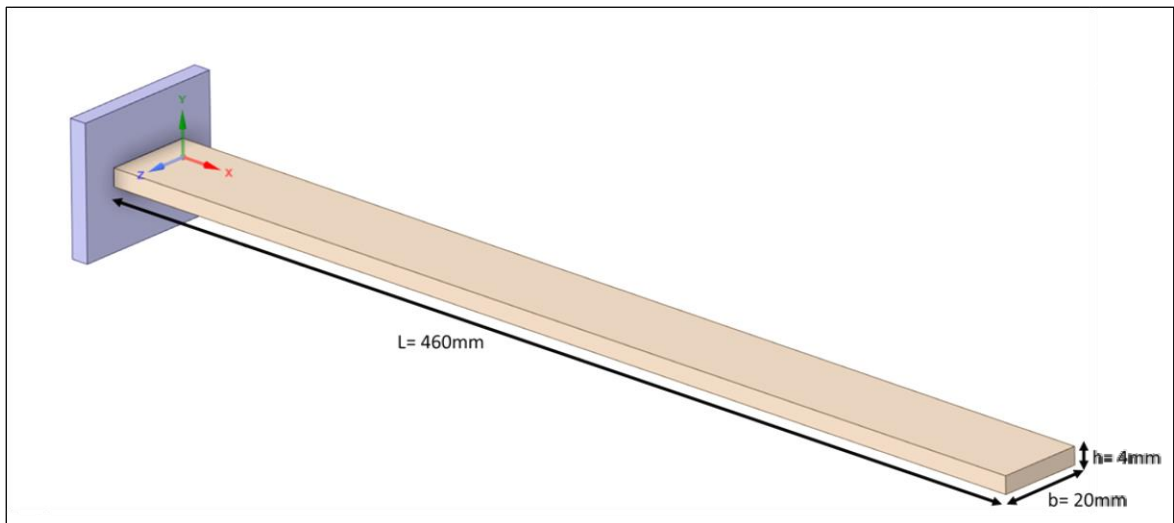
$$\beta^4 = \frac{mw^2}{EI} \quad (3.12)$$

Kiriş yapılarında mod şeklini veren genel ifade;

$$Y(x) = C_1 \sin(\beta x) + C_2 \cos(\beta x) + C_3 \sinh(\beta x) + C_4 \cosh(\beta x) \quad (3.13)$$

$$T(t) = A_1 \sin(wt) + A_2 \cos(wt) \quad (3.14)$$

βx değerini bulmak için Denklem 3.13'teki C_1 , C_2 , C_3 ve C_4 sabitlerinin bulunması gerekmektedir. Bu sabitleri bulmak ve denklemi çözmek için kiriş yapısının sınır koşulları ve başlangıç koşullarının hesaplanması gerekmektedir. Bundan sonraki bölümde Şekil 3.2'de gösterilen ankastre kiriş yapısı için çözüm türetilecektir.



Şekil 3.2. Matematiksel modelde kullanılan ankastre kiriş modeli

Bu kiriş yapısının uzunluğu L , kalınlığı h ve genişliği b olarak isimlendirilmiştir. Uzunluklar mm olarak verilmiştir. Bir tarafı sabitlenen kiriş yapısının sınır koşulları aşağıda verilmiştir.

$$Y(0, t) = 0 \text{ (deplasman=0 durumu)} \quad (3.15)$$

$$\frac{dY}{dx}(0, t) = 0 \text{ (eğim=0 durumu)} \quad (3.16)$$

$$\frac{d^2Y}{dx^2}(L, t) = 0 \text{ (eğilme momenti=0 durumu)} \quad (3.17)$$

$$\frac{d^3Y}{dx^3}(L, t) = 0 \text{ (kesme kuvveti=0 durumu)} \quad (3.18)$$

Yukarıda verilen sınır koşulları kullanılarak Denklem 3.13'ün türevi alınmaktadır.

$$\frac{dY}{dx} = \beta(C_1 \cos(\beta x) - C_2 \sin(\beta x) + C_3 \cosh(\beta x) + C_4 \sinh(\beta x)) \quad (3.19)$$

$$\frac{d^2Y}{dx^2} = \beta^2(-C_1 \sin(\beta x) - C_2 \cos(\beta x) + C_3 \sinh(\beta x) + C_4 \cosh(\beta x)) \quad (3.20)$$

$$\frac{d^3Y}{dx^3} = \beta^3(-C_1 \cos(\beta x) + C_2 \sin(\beta x) + C_3 \cosh(\beta x) + C_4 \sinh(\beta x)) \quad (3.21)$$

Denklem 3.15, 3.16, 3.17 ve 3.18'deki sınır koşulları genel denklemlere yazılarak aşağıdaki eşitlikler bulunmaktadır.

$$Y(0, t) = 0 = C_1 \sin(0) + C_2 \cos(0) + C_3 \sinh(0) + C_4 \cosh 0 \quad (3.22)$$

$$C_2 = -C_4 \quad (3.23)$$

$$\frac{dY}{dx} = 0 = \beta(C_1 \cos(0) - C_2 \sin(0) + C_3 \cosh(0) + C_4 \sinh(0)) \quad (3.24)$$

$$C_1 = -C_3 \quad (3.25)$$

$$\frac{d^2Y}{dx^2} = 0 = -C_1 \sin(\beta L) - C_2 \cos(\beta L) - C_1 \sinh(\beta L) - C_2 \cosh(\beta L)) \quad (3.26)$$

$$\frac{d^3Y}{dx^3} = 0 = -C_1 \cos(\beta L) + C_2 \sin(\beta L) - C_1 \cosh(\beta L) - C_2 \sinh(\beta L)) \quad (3.27)$$

Denklem 3.26 ve 3.27 matris formunda yazılmıştır.

$$\begin{pmatrix} \sin(\beta L) + \sinh(\beta L) & \cos(\beta L) + \cosh(\beta L) \\ \cos(\beta L) + \cosh(\beta L) & -\sin(\beta L) + \sinh(\beta L) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$1 + \cos(\beta L) \cosh(\beta L) = 0 \quad (3.28)$$

Denklem 3.28 ankastre kiriş yapısının frekans denklemi olarak tanımlanmaktadır. Sonsuz sayıda köke sahip doğrusal olmayan bir denklemdir. Her bir kök ankastre kirişin muhtemel doğal frekansını vermektedir. Buradan kiriş yapısının sonsuz sayıda doğal frekansı olduğu çıkarılmaktadır. Çizelge 3.1’de denklem 3.28’in kökleri verilmiştir.

Çizelge 3.1. Ankastre kiriş yapısının ilk 5 modunu veren $\beta_n L$ değerleri [21]

n (modlar)	$\beta_n L$
1	1,8751
2	4,6941
3	7,8541
4	10,996
5	$\frac{(2n-1)\pi}{2}$

Böylece ankastre kiriş yapısının doğal frekans denklemi aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$w_n = \beta_n^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (3.29)$$

Ankastre kiriş yapısının boyutları ve kullanılan malzemenin (Çelik) özellikleri Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Ankastre kiriş yapısının boyutları ve malzeme özellikleri

Uzunluk (L)	0,46 m
Genişlik (b)	0,02 m
Kalınlık (h)	0,004 m
Çelik Elastisite Modülü (E)	$2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
Çelik Yoğunluk (ρ)	7850 kg/m^3

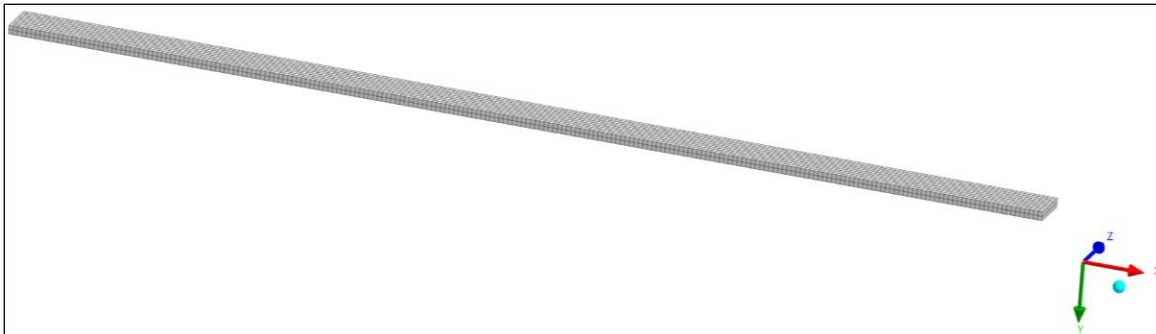
Çizelge 3.2'deki veriler Denklem 3.29'da yerlerine yazılarak ankastre kiriş yapısının ilk 5 modunun doğal frekansları bulunmuştur. Bu değerler Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.3. Ankastre kiriş yapısının analitik hesaplamalarla elde edilen doğal frekans değerleri

Mod	Doğal Frekans (Rad/s)	Doğal Frekans (Hz)
1	99,24	15,79
2	621,92	98,98
3	1741,09	277,10
4	3412,70	543,15
5	5640,99	897,79

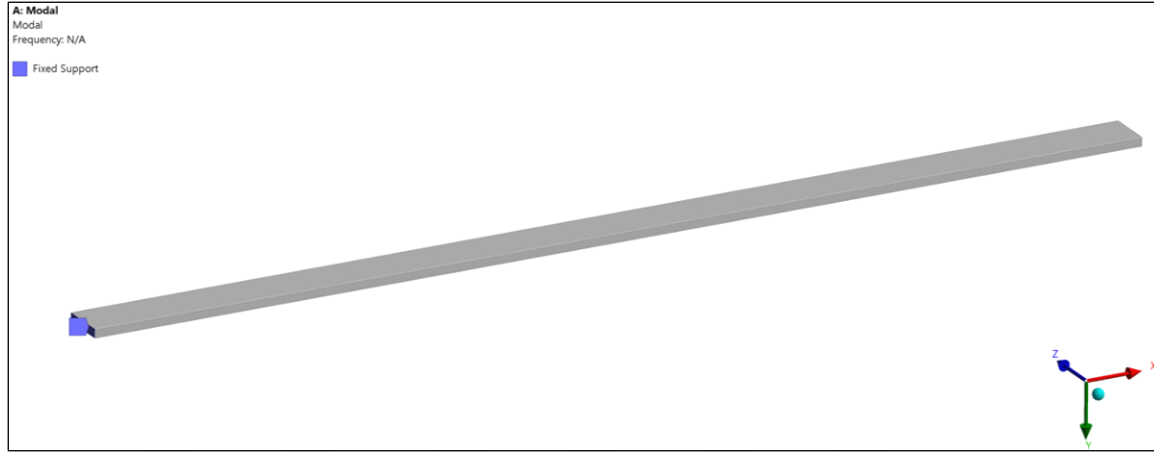
3.2. Sonlu Elemanlar Modeli

Bu bölümde, ankastre kiriş yapısının sahip olduğu doğal frekans değerleri sonlu elemanlar analizi yöntemiyle türetilecektir. Bu amaçla ANSYS R211® yazılımı kullanılarak modal analiz çalışmaları yürütülmüştür. Kiriş yapısı için ANSYS malzeme kütüphanesi kullanılarak Çelik malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Analizde kullanılacak geometrinin doğru modellenmesi için eleman büyüklüğü önemlidir. Çözüm ağı (mesh), kiriş yapısının kalınlığı boyunca en az 2 eleman olacak şekilde katı elemanlar ile oluşturulmuştur. Toplamda 27225 adet düğüm noktası ve 4600 adet eleman kullanılmıştır. Çözüm ağı modeli Şekil 3.3'te gösterilmektedir.



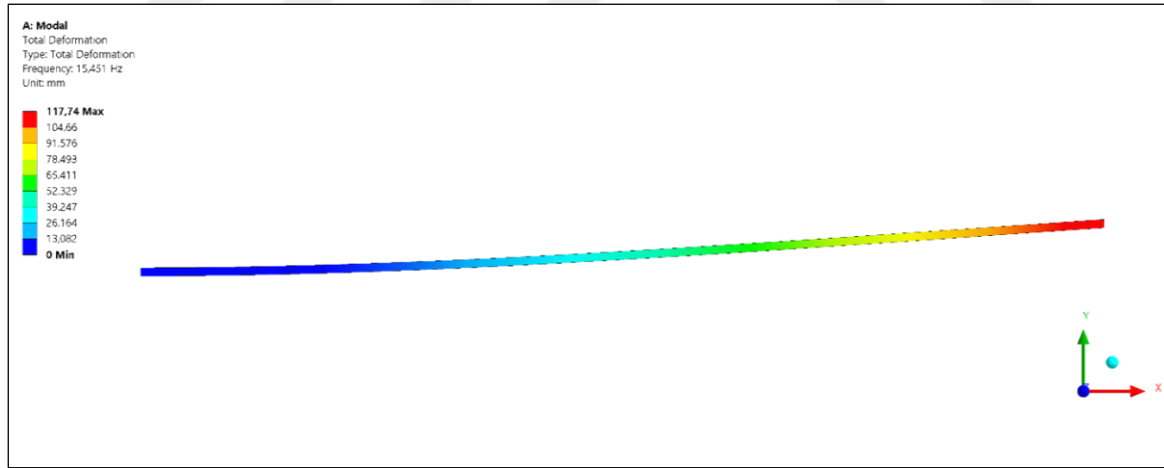
Şekil 3.3. Çözüm ağı modeli

Kiriş yapısı için bir ucu sabit diğer ucu serbest olacak şekilde sınır koşulu tanımlanmıştır. Sonlu elemanlar analizinde kullanılan koordinat eksenleri ve sınır koşulları Şekil 3.4'te gösterilmektedir.

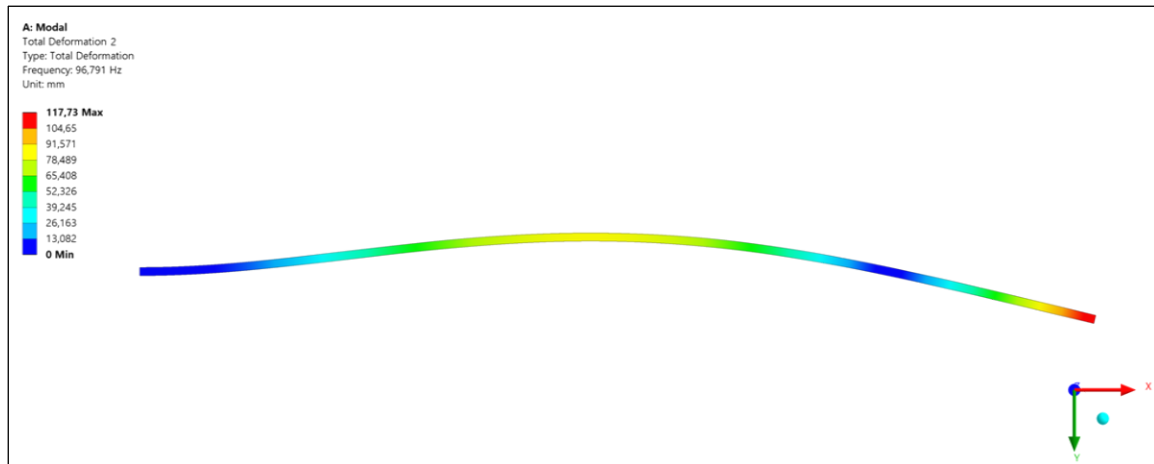


Şekil 3.4. Modal analizde kullanılan koordinat eksenleri ve sınır koşulu

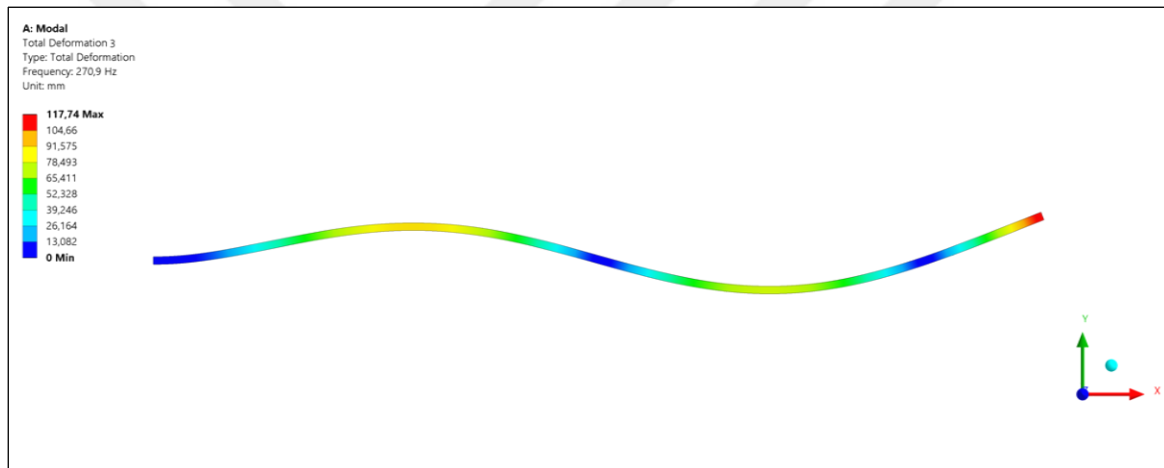
Modal analiz çalışmasıyla ankastre kiriş yapısının doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilmiştir. Sonuçlar aşağıdaki şekillerde sırasıyla gösterilmektedir.



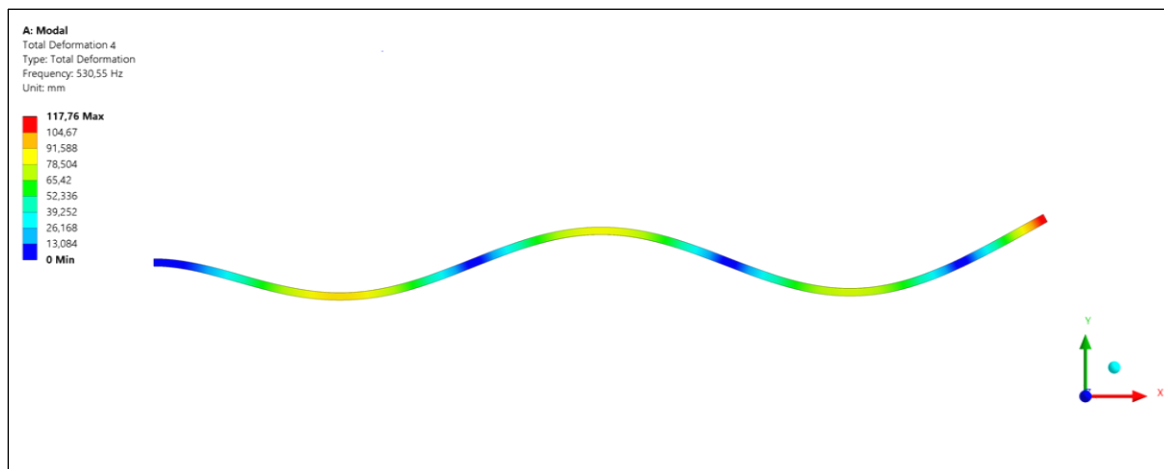
Şekil 3.5. Ankastre kiriş yapısının 1. mod (15,45 Hz) salınım şekli



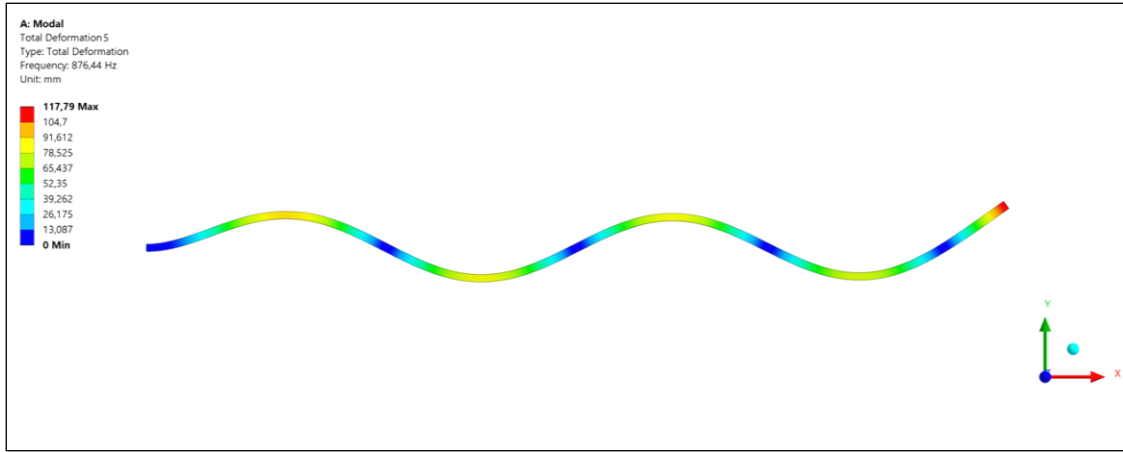
Şekil 3.6. Ankastre kiriş yapısının 2. mod (96,79 Hz) salınım şekli



Şekil 3.7. Ankastre kiriş yapısının 3. mod (270,9 Hz) salınım şekli



Şekil 3.8. Ankastre kiriş yapısının 4. mod (530,55 Hz) salınım şekli



Şekil 3.9. Ankastre kiriş yapısının 5. mod (876,44 Hz) salınım şekli

Ankastre kiriş yapısının ilk 5 doğal frekans değerleri hem analitik hesaplamalarla hem de sonlu elemanlar analizi yöntemiyle bulunmuştur. Sonlu elemanlar yöntemiyle bulunan modlarda 2. Mod bükülme değildir. Bundan dolayı sonlu elemanlar analizi ile elde edilen 2. Mod atlanarak ilk 5 mod verilmiştir. ANSYS formülasyonunda hesaplamalar, kayma etkisini de hesaba katan Timoshenko kiriş teorisine göre yapılmaktadır. Kendi yürüttüğümüz analitik çalışmada, Euler-Bernoulli kiriş teorisi kullanılmıştır. Timoshenko kiriş teorisi yüksek frekanslarda daha hassas sonuçlar vermektedir. Matematiksel analiz ve sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen doğal frekans değerleri Çizelge 3.4'te kıyaslanmıştır.

Çizelge 3.4. Matematiksel model ile sonlu elemanlar modeli kıyaslaması

Mod	Matematiksel Model Doğal Frekans Sonuçları (Hz)	Sonlu Elemanlar Modeli Doğal Frekans Sonuçları (Hz)	% Hata Oranı
1	15,79	15,45	0,02
2	98,98	96,79	0,022
3	277,10	270,9	0,022
4	543,15	530,55	0,023
5	897,79	876,44	0,98

Çizelge 3.4’te görüldüğü üzere matematiksel model ile sonlu elemanlar modeli doğal frekans sonuçları arasında %0,98’den büyük hata payı bulunmamaktadır. Bu sonuç bize sonlu elemanlar analiz çalışmaları ile bulunan sonuçların güvenilirliğini göstermektedir.



4. ANTEN BAĞLANTI BRAKETİNİN TİTREŞİM KARAKTERİSTİĞİ VE TOPOLOJİ OPTİMİZASYON ANALİZLERİ

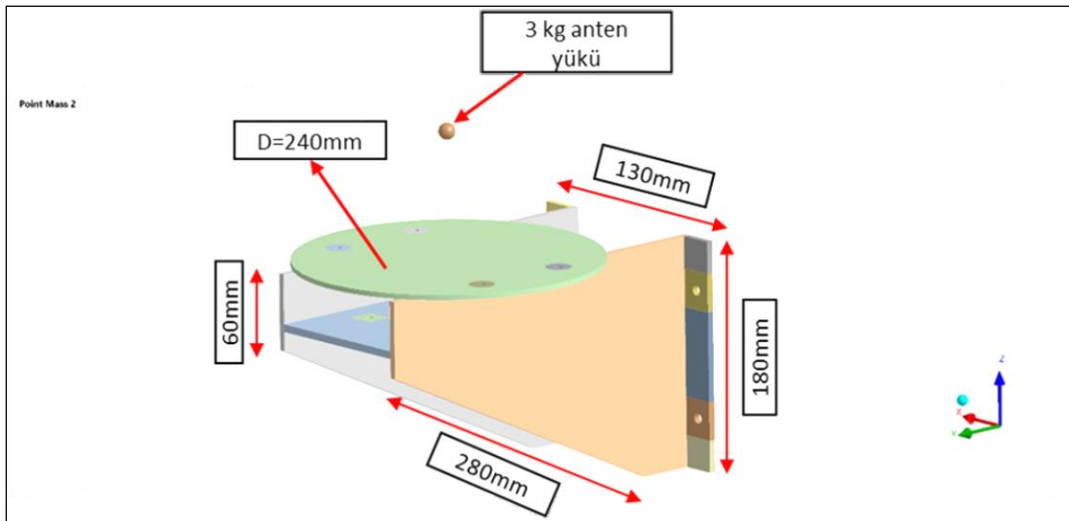
Bu bölümde radar anten bağlantı braketinin orijinal modeli gösterilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapının titreşim karakteristiği çıkarılmıştır. Bu analiz sonuçlarına göre topoloji optimizasyon çalışmaları yapılarak boşaltma ve yeniden tasarlama işlemleri yapılmıştır. Optimizasyon sonrası yeniden tasarımı yapılan parça üzerinde sonlu elemanlar analizleri tekrarlanmıştır.

4.1. Orijinal Yapının Titreşim Analizleri

Denizden ve antenin entegre edildiği deniz aracından gelen titreşim etkilerini gözlemlemek ve radar anten braketinin titreşim karakteristiğini belirlemek amacıyla modal ve titreşim analizleri yürütülmüştür. Bu analizlerde ANSYS yazılımı kullanılmıştır.

4.1.1. Geometri yapısı ve koordinat eksenleri

Deniz platformuna entegre edilen antenin bağlantı braketinin orijinal hali Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Burada kullanılan yapı kendi içinde kaynaklı plakalardan oluşmaktadır.



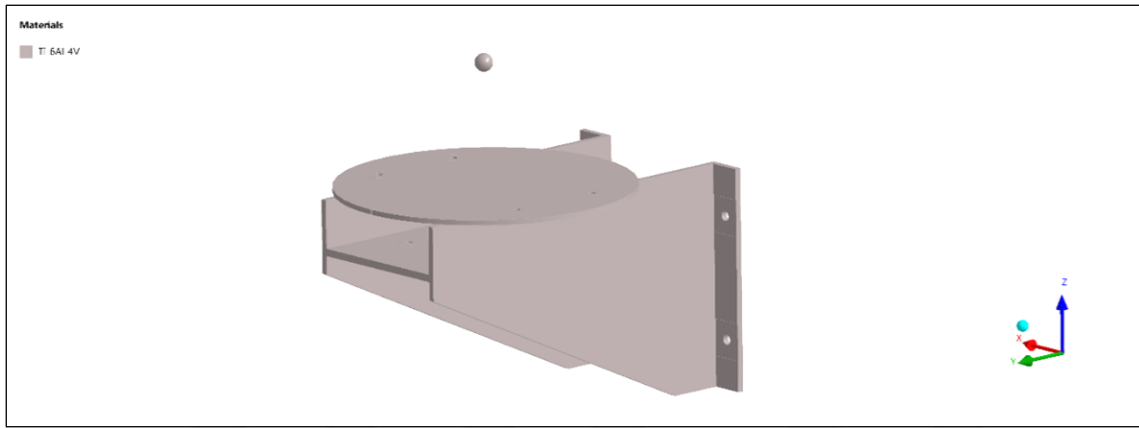
Şekil 4.1. Radar anten bağlantı braketinin orijinal geometrisi

Şekil 4.1’de sonlu elemanlar analizinde kullanılan koordinat eksenleri de verilmiştir. Burada x eksenini yanıl yönü, y eksenini araç hareket yönünü ve z eksenini yer çekimi yönünü

göstermektedir. Radar anten yapısını temsil edecek, aynı ağırlık ve atalet özelliklerine sahip noktasal kütle modele eklenmiştir.

4.1.2. Malzeme bilgisi

Analizlerde kullanılan genel malzeme bilgisi Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Bağlantı braketi için de Ti6Al4V (Grade 5) malzemesi kullanılmıştır. Görselde kullanılan malzemenin parçalardaki dağılımı renklerle gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Malzeme bilgisi

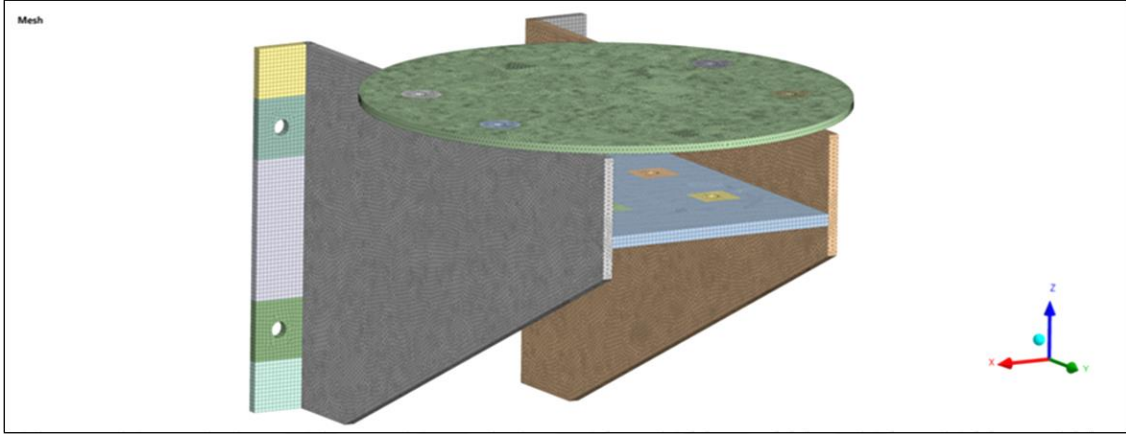
Analizlerde kullanılan malzemenin mekanik özellikleri Çizelge 4.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Ti6Al4V (Grade 5) malzeme özellikleri [22]

Ti6Al4V	
Yoğunluk	4,43 E-09 ton/mm3
Elastisite Modülü	113800 MPa
Poison Oranı	0,342
Akma Mukavemeti	880 MPa

4.1.3. Sonlu elemanlar modeli

Yapının sonlu elemanlar modeli oluşturulurken katı elemanlar kullanılmıştır. Ağ yapısı kurulurken her bir parçanın kalınlığı boyunca en az 2 eleman olmasına dikkat edilmiştir. Modelde 1079291 adet düğüm sayısı ve 613896 adet eleman sayısı kullanılmıştır. Oluşturulan ağ yapısı Şekil 4.3'te gösterilmiştir.

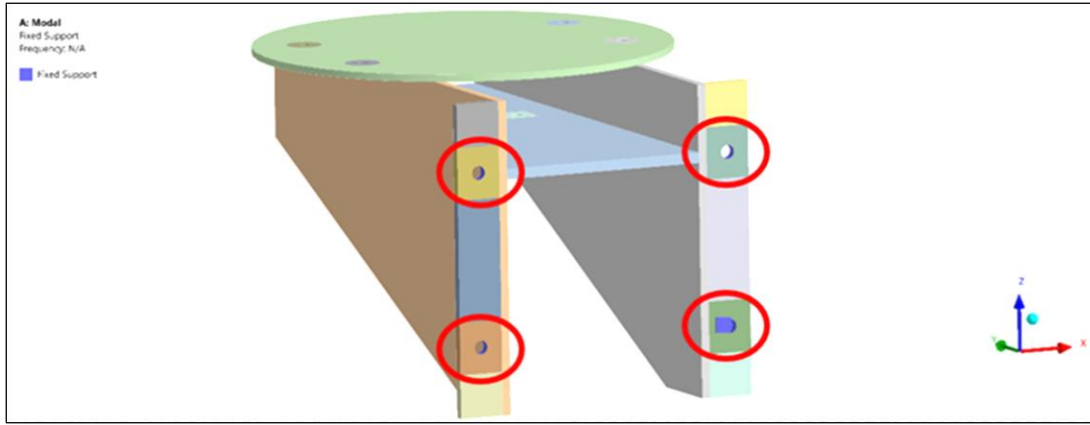


Şekil 4.3. Ağ yapısı

Parçalar arasındaki kontaklardan kaynaklı ekstra matris oluşturulmaması amacıyla yapıya kontak tanımlaması yapılmamıştır. Bağlantı braketinin parçaları arasında eleman devamlılığı sağlanarak yapı bir bütünmüş gibi çözdürülmüştür.

4.1.4. Sınır koşulları

Braket yapısının geminin direğine bağlantısını sağlayan 4 adet cıvata delikleri bulunmaktadır. Sınır koşulları tanımlanırken bu 4 deliğin tüm serbestlik derecelerinden yapı sınırlandırılmıştır. Yani yapının x, y, z eksenlerinde öteleme ve dönme hareketi kısıtlandırılmıştır. Tanımlanan sınır koşulu Şekil 4.4'te kırmızı daire ile gösterilen cıvata deliklerinde gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Sınır koşulu bilgisi (kırmızı daire içerisindeki cıvata delikleri)

4.1.5. Modal analiz

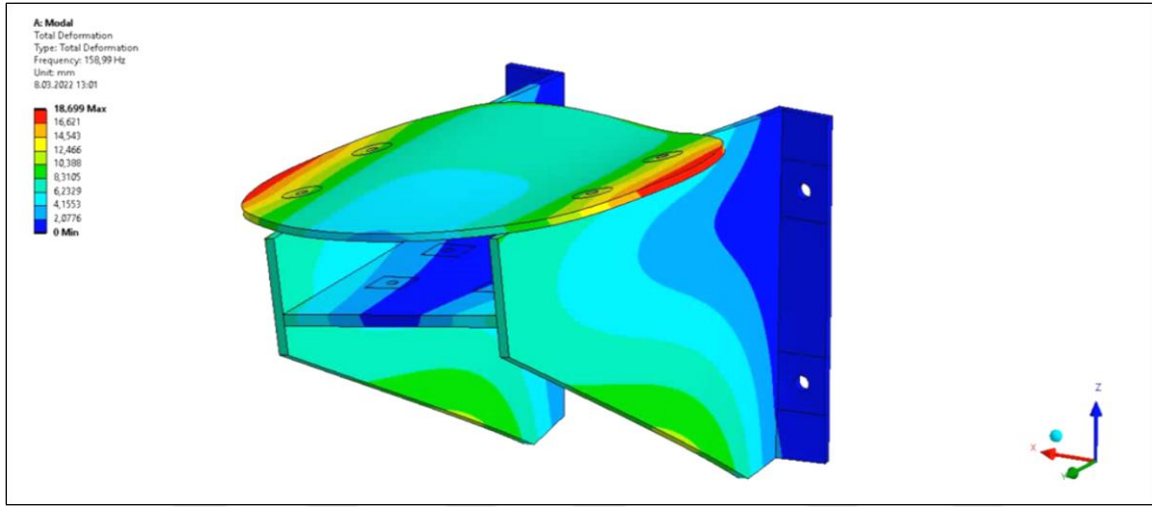
Yapının titreşim karakteristiğini belirlemek amacıyla ilk olarak modal analiz çalışması yürütülmüştür. Bu çalışma ile yapının doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. Kütle katılım faktörlerine bakılarak x, y ve z eksenlerinde yapının en çok tahrik olacağı doğal frekans değerleri bulunmuştur. Bulunan doğal frekans değerleri ve kütle katılım oranları Çizelge 4.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2. Doğal frekans ve kütle katılım oranları

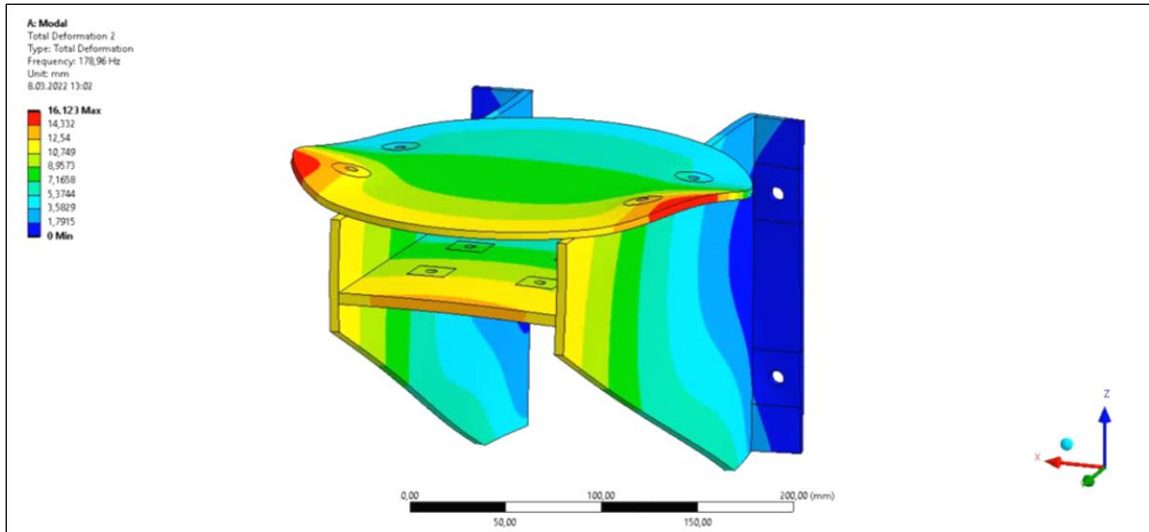
Mod	Frekans [Hz]	X	Y	Z	Rot X	Rot Y	Rot Z
1	158,99	30,46%	0,00%	0,00%	0,00%	66,45%	28,69%
2	178,96	0,00%	26,37%	35,74%	90,14%	2,80%	2,54%
3	295,75	48,32%	0,00%	0,00%	0,00%	17,02%	56,83%
4	326,6	0,00%	15,79%	46,31%	0,50%	3,58%	1,53%
5	553,73	0,00%	2,01%	0,30%	0,90%	0,02%	0,19%
6	589,48	4,21%	0,00%	0,00%	0,00%	1,23%	0,57%
7	699,91	0,00%	1,23%	0,19%	0,00%	0,01%	0,12%
8	762,54	0,00%	21,76%	0,21%	3,94%	0,02%	2,11%
9	886,06	0,33%	0,00%	0,00%	0,00%	0,76%	2,60%
10	952,52	0,00%	0,14%	0,15%	0,06%	0,01%	0,01%
11	1137	0,00%	0,02%	1,02%	0,00%	0,08%	0,00%
12	1185,2	0,00%	4,02%	0,01%	0,99%	0,00%	0,39%
13	1189,3	1,96%	0,00%	0,00%	0,00%	0,80%	0,59%
14	1382,7	0,00%	0,05%	0,11%	0,02%	0,01%	0,00%
15	1407,6	0,13%	0,00%	0,00%	0,00%	0,11%	0,41%
Toplam		85,40%	71,39%	84,04%	96,54%	92,90%	96,59%

Modal analiz sonuçlarına göre; yapının x ekseninde en çok tahrik olduğu mod 296 Hz, y ekseninde en çok tahrik olduğu mod 179 Hz ve z ekseninde en çok tahrik olduğu mod 327 Hz bulunmuştur. Dönme eksenleri incelendiğinde yapı x ekseninde 179 Hz’te, y ekseninde 159 Hz’te ve z ekseninde 296 Hz’te en yüksek kütle katılım oranlarına sahiptir.

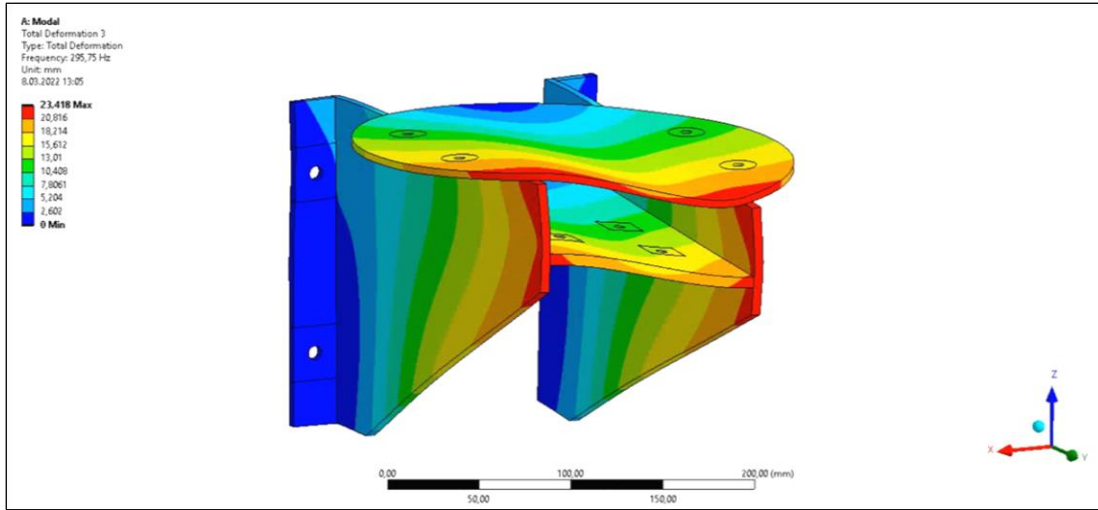
Modal analiz sonuçları ve mod şekilleri yalnızca kritik modlar için verilmiştir. İlk 4 modun analiz sonuçları aşağıda sırasıyla verilmiştir.



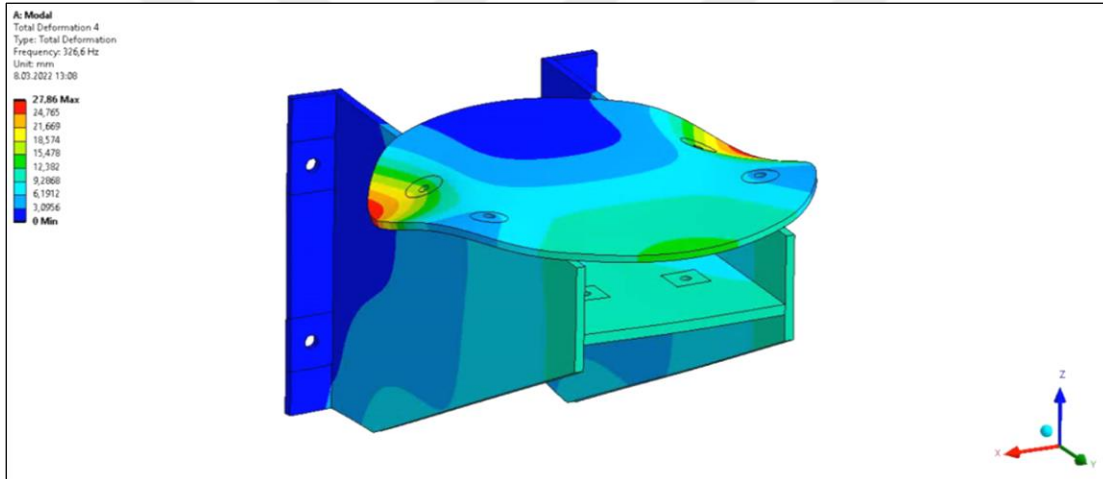
Şekil 4.5. 1. Mod şekli (159 Hz)



Şekil 4.6. 2. Mod şekli (179 Hz)



Şekil 4.7. 3. Mod şekli (296 Hz)



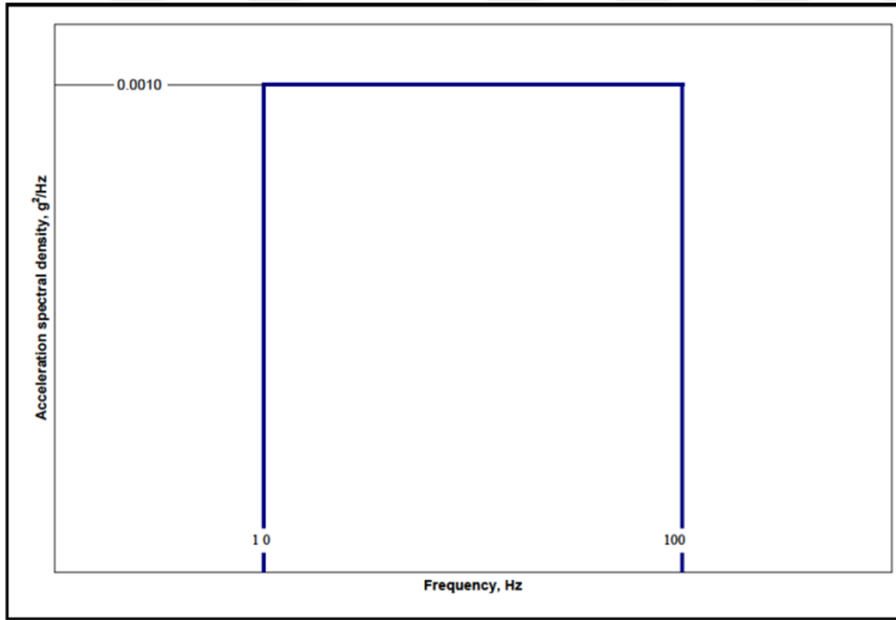
Şekil 4.8. 4. Mod şekli (327 Hz)

4.1.6. Rassal titreşim analizi

Bu tez çalışmasında MIL-STD-810H standardı referans alınmıştır. Bu standart ABD savunma bakanlığı tarafından 2019 yılında yayınlanmıştır. Standart, askeri bir ekipmanın çevre koşullarını ve test sınırlarını çalışma ömrü boyunca yaşayacağı koşullara göre uyarlamayı amaçlamıştır. Bu standarda göre deniz titreşim spektrumları; seyir hızı, deniz durumu, kardan mili dönüşü ve gövde rezonansı gibi değişkenlerden kaynaklanan birleşimlerden meydana gelmiştir. Antenler gibi direklere monte edilmiş yapıların gövdeye veya güverteye monte edilmiş yapılardan daha yüksek girdi alması beklenmektedir. Tüm geminin yapısı, montaj detayları ve malzeme titreşimi büyük ölçüde etkilemektedir. Gemi

yapılarının geliştirilmesi hem çevresel girdilerin seviyeleri hem de girdi frekansı ile yapının rezonans frekansının çakışması durumuna bağlıdır. Deniz aracı titreşimleri dalga hareketi, rüzgâr, motor özellikleri, deniz taşıtı yapısı, montaj detayları ve malzeme tepkisi gibi değişkenlere bağlı olduğu için doğru genel titreşim kriterleri mevcut değildir. Standartta göre deniz taşıtları için bilinen tek rassal titreşim profili 514.8D-11-Kategori 21’de geçen profildir. Bu profil Şekil 4.9’da gösterilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan anten, deniz aracının direğine monte edilmektedir. Bu anteni taşıyan yapı üzerinde Şekil 4.9’da gösterilen profil kullanılarak titreşim analizleri yürütülmüştür. Bu profile göre 10-100 Hz frekansları aralığında yapının maruz kaldığı maksimum ivme $0,001 \text{ g}^2/\text{Hz}$ ’dir.



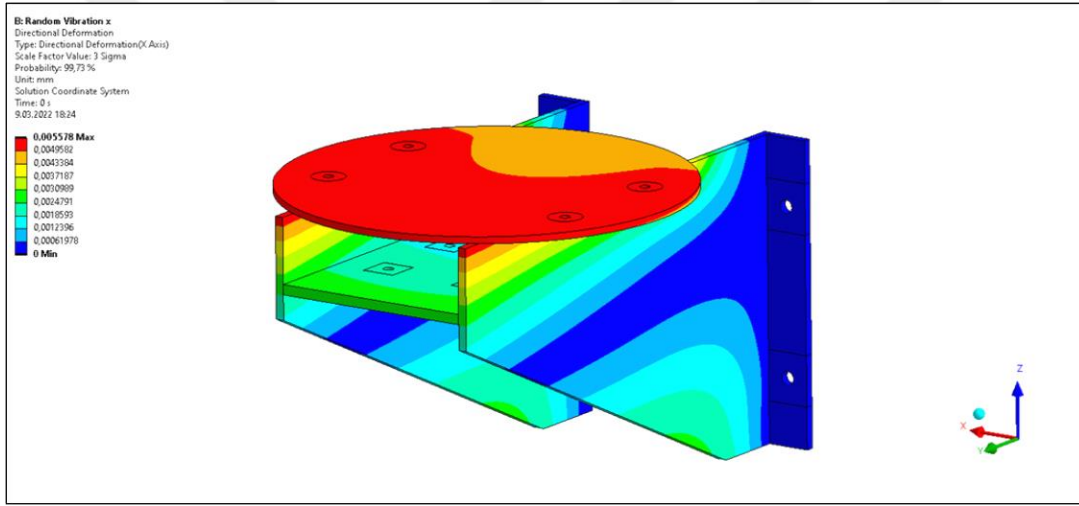
Şekil 4.9. Deniz araçları rassal titreşim profili [23]

Rassal titreşim analizleri, doğrudan integrasyon veya mod birleştirme yöntemi ile 2 farklı şekilde yapılabilmektedir. Doğrudan integrasyon yönteminde direngenlik matrisi köşegen (diyagonal) olmadığı için çözülmesi gereken denklem sayısı yüksektir. Büyük yapıların bu yöntemle çözülmesinde önemli miktarda zaman ve bilgisayar kaynağı gerekmektedir. Mod birleştirme yönteminde, modal analizle elde edilen modlar kullanılmaktadır. Modal analizde mod şekillerinin bulunmasına yardımcı olan öz vektörlerin ortogonal özellikleri kullanılarak direngenlik matrisi köşegen olmaktadır. Ayrıca sönümleme matrisi, kütle ve direngenlik matrislerinin kombinasyonu olarak kabul edilmektedir. Bu şekilde matrislerin köşegen olması kullanılarak çözülmesi gereken denklem sayısı azalmaktadır. Bundan dolayı mod

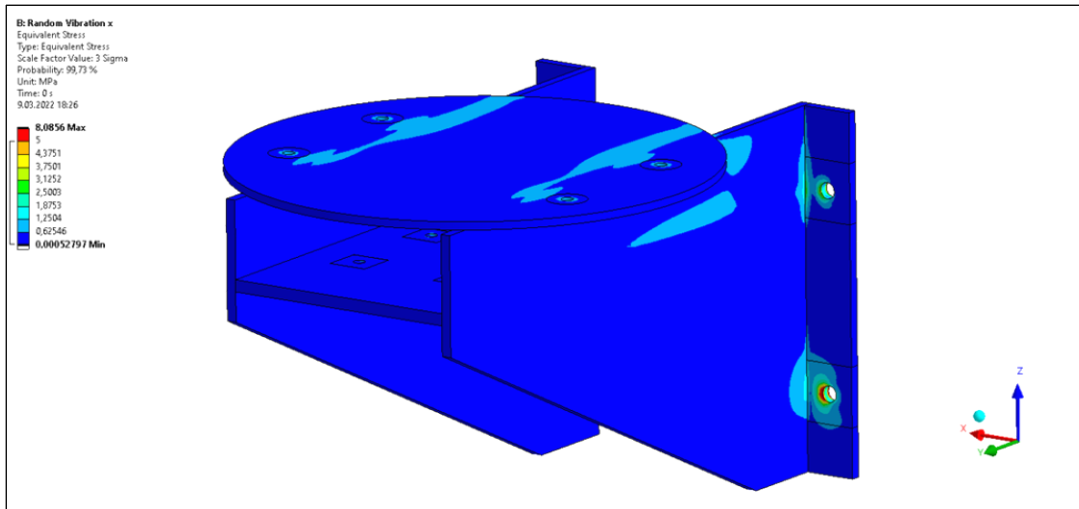
birleştirme yönteminin kullanılması zaman ve bilgisayar kaynaklarından tasarruf sağlamaktadır. Ancak bu yöntemde direngenlik matrisinin köşegen kabul edilmesi ve yeterli miktarda mod sayısının çıkarılmaması hataya neden olabilmektedir [24]. Bundan dolayı titreşim analizlerinde mod birleştirme yöntemi kullanılmıştır.

Denizden kaynaklı gemi üzerinde salınımlar olacağından dolayı ivme yükü platform bağlantı noktalarından verilmiştir. Rassal titreşim analizleri x, y ve z eksenleri için ayrı ayrı yapılmıştır. Sonuçlar sırasıyla aşağıda verilmiştir.

Rassal titreşim analizi x ekseninde 3σ deformasyon değeri 0,006 mm, 3σ eşdeğer gerilme değeri 8 MPa bulunmuştur.

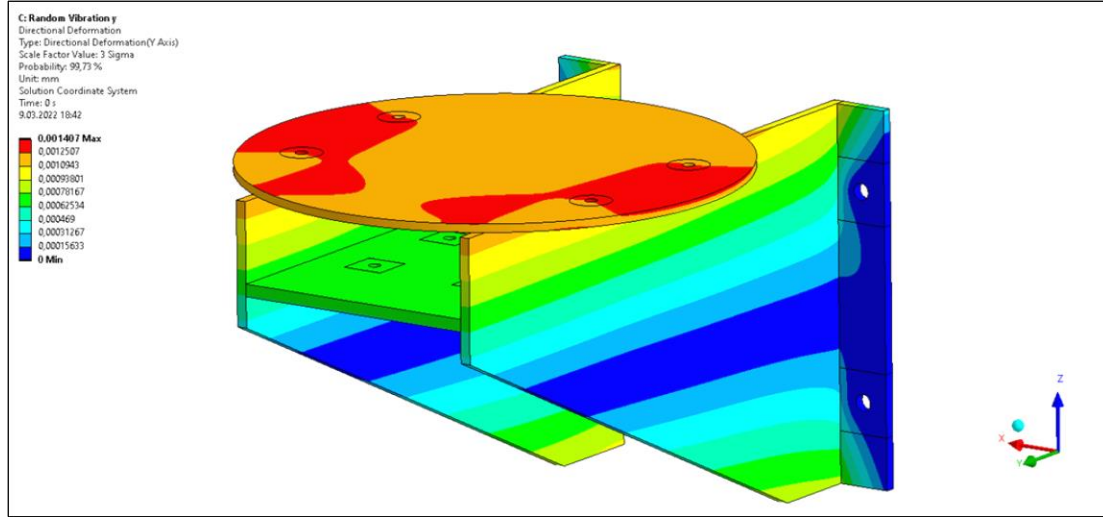


Şekil 4.10. x eksen 3σ deformasyon

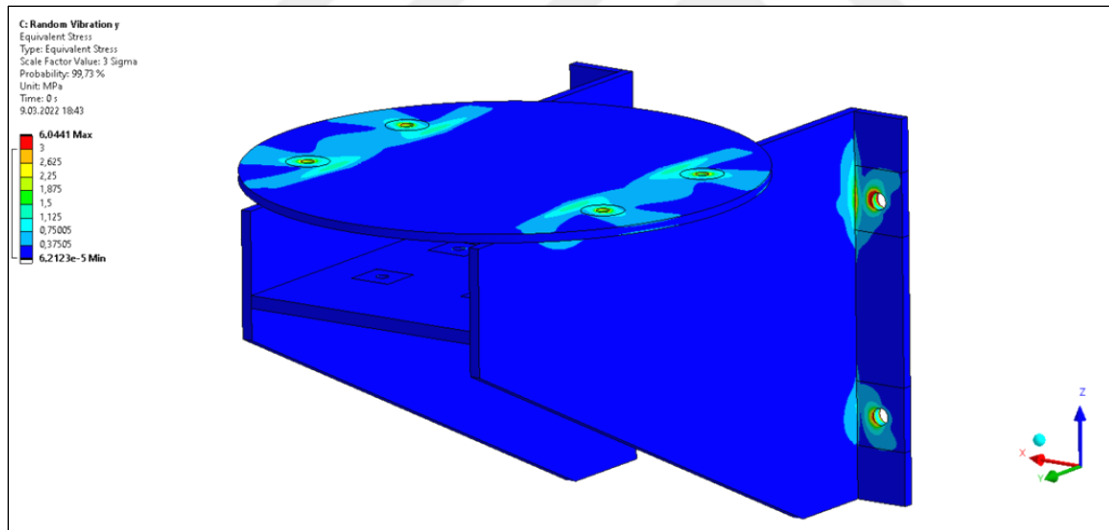


Şekil 4.11. x eksen 3σ eşdeğer gerilme

Rassal titreşim analizi y ekseninde 3σ deformasyon değeri 0,001 mm, 3σ eşdeğer gerilme değeri 6 MPa bulunmuştur.

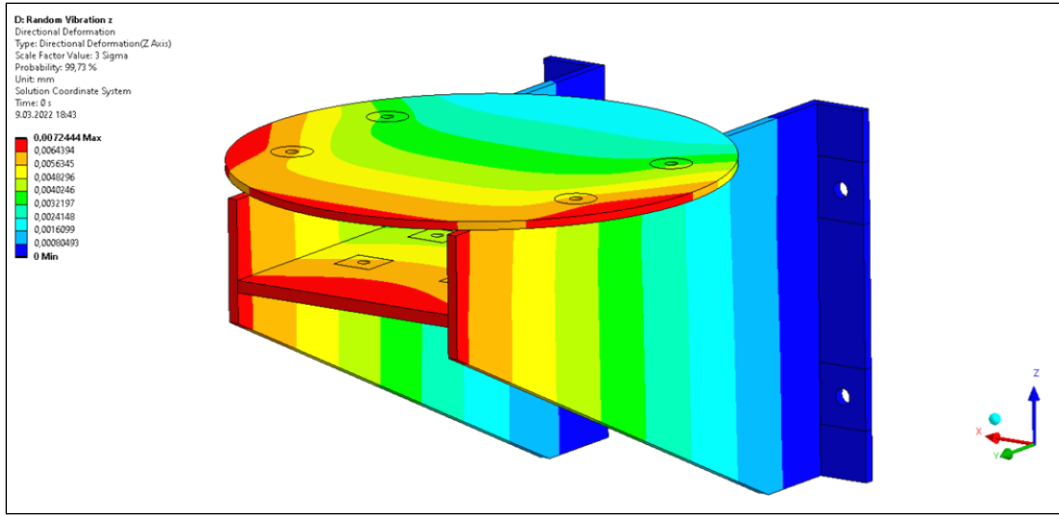


Şekil 4.12. y eksen 3σ deformasyon

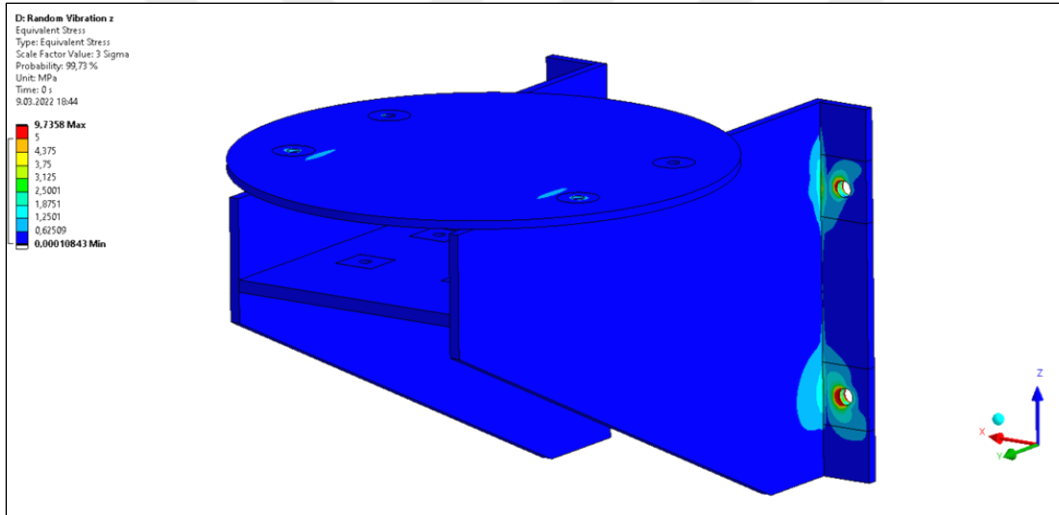


Şekil 4.13. y eksen 3σ eşdeğer gerilme

Rassal titreşim analizi z ekseninde 3σ deformasyon değeri 0,007 mm, 3σ eşdeğer gerilme değeri 10 MPa bulunmuştur.



Şekil 4.14. z eksen 3 σ deformasyon



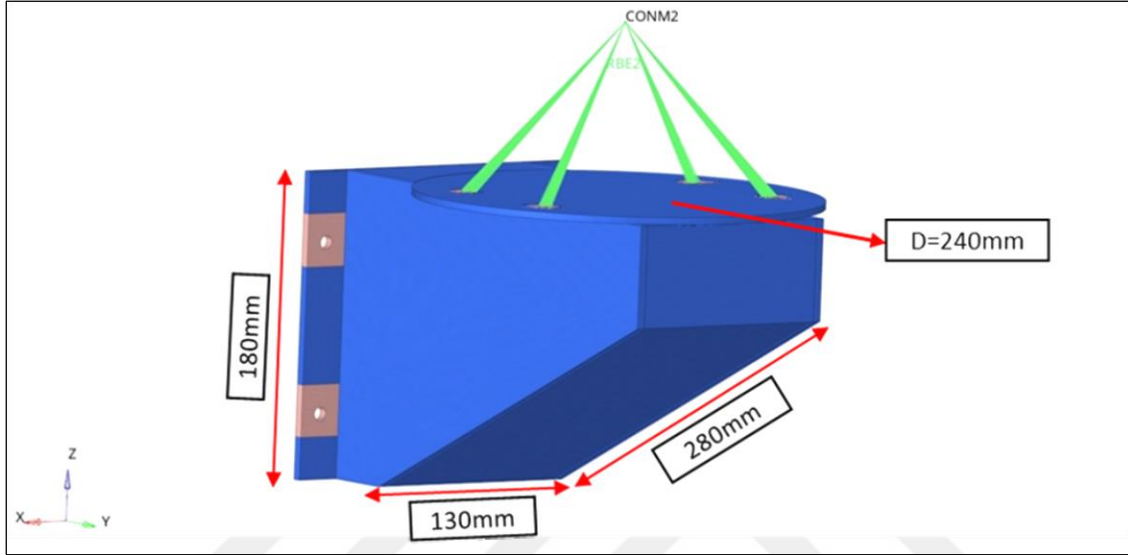
Şekil 4.15. z eksen 3 σ eşdeğer gerilme

Rassal titreşim analiz sonuçları incelendiğinde maksimum eşdeğer gerilmelerin gemi direğine bağlantı deliklerinde meydana geldiği gözlemlenmiştir. Ancak bu değerler kullanılan malzemenin akma mukavemeti değerinin altındadır.

4.2. Topoloji Optimizasyon Analizleri

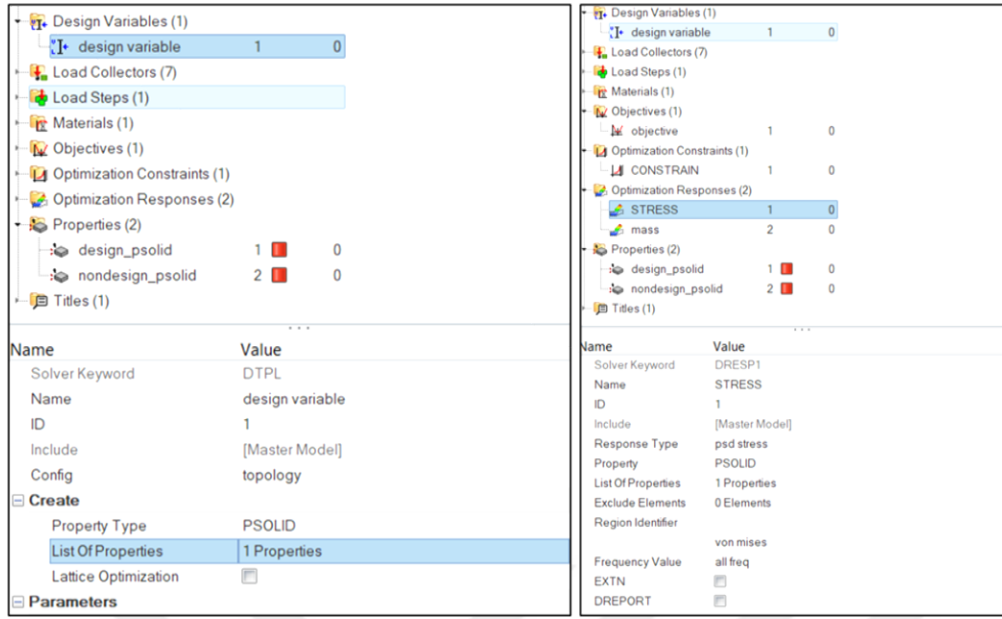
Bu tez çalışmasında topoloji optimizasyon çalışmaları Altair Hypermesh® yazılımı kullanılarak yürütülmüştür. Önceki bölümde anlatılan analiz çalışmalarında maksimum deplasman ve eşdeğer gerilme değeri z ekseninde en yüksek değerde olduğu için optimizasyon çalışmaları z eksen sonuçlarına göre yapılmıştır.

Model içerisinde en doğru malzeme dağılımının bulunabilmesi için analiz modeli dolu bir kutuymuş gibi modellenmiştir. Optimizasyon çalışmalarında kullanılan model ölçüleriyle birlikte Şekil 4.16’da gösterilmiştir. Model katı elemanlar kullanılarak kurulmuştur. Anten yapısı noktasal kütle olarak modellenmiştir. Noktasal kütlelerin bağlantısı RBE2 rijit elemanlar ile sağlanmıştır.



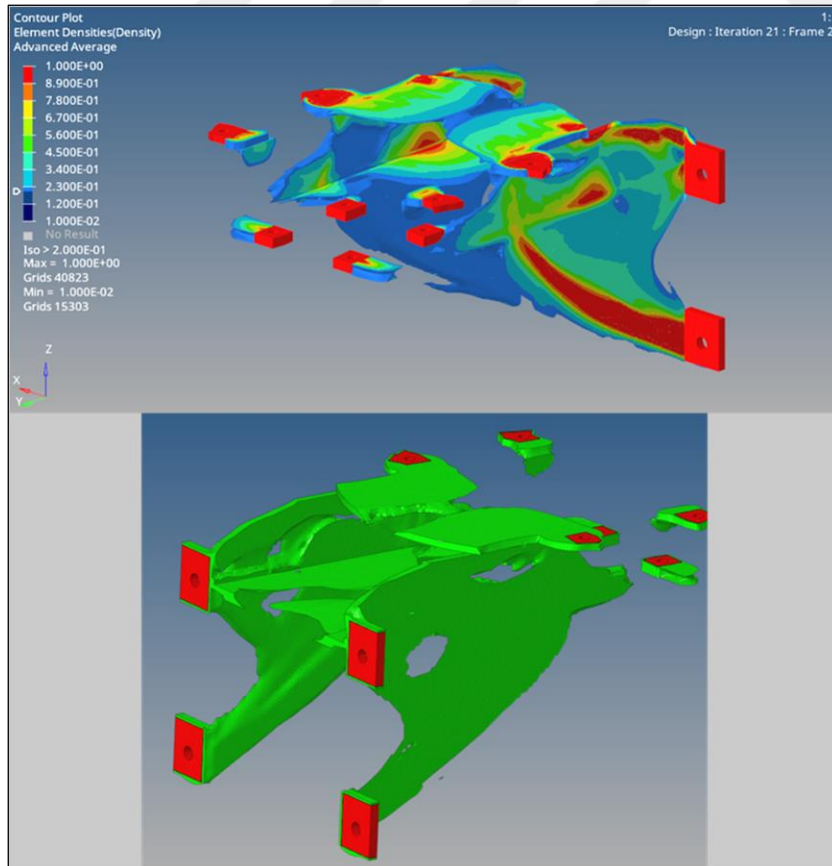
Şekil 4.16. Topoloji optimizasyon modeli

Optimizasyon çalışmasının ilk basamağı tasarım bölgelerini belirlemektir. Antenin bağlandığı delikler ve braketin gemi direğine bağlantısını sağlayan cıvata delikleri tasarım dışı bölgeler olarak belirlenmiştir. Bu bölge Şekil 4.16’da pembe renkli gösterilen bölgelerdir. Geri kalan mavi bölgeler ise tasarım bölgeleri olarak ayrılmıştır. Hypermesh® yazılımında bu bölgeler ‘desvar’ kartı ile tanımlanmıştır. Tasarım bölgeleri seçildikten sonra bu bölgelerdeki cevap fonksiyonlarını tanımlamak gerekmektedir. Burada 2 adet cevap fonksiyonu tanımlanmıştır. İlki ağırlık, ikincisi gerilme olarak seçilmiştir. Gerilme cevabı optimizasyon kısıtları içerisinde tanımlanmıştır. Burada amaç, optimizasyon sırasında yapılabilecek maksimum boşaltma durumunda gerilme değerinin maksimum değerini belirlemektir. Ağırlık cevabı amaç fonksiyonlarına tanımlanmıştır. Amaç kritik gerilme değerini geçmeden minimum ağırlık durumunu bulmaktır.



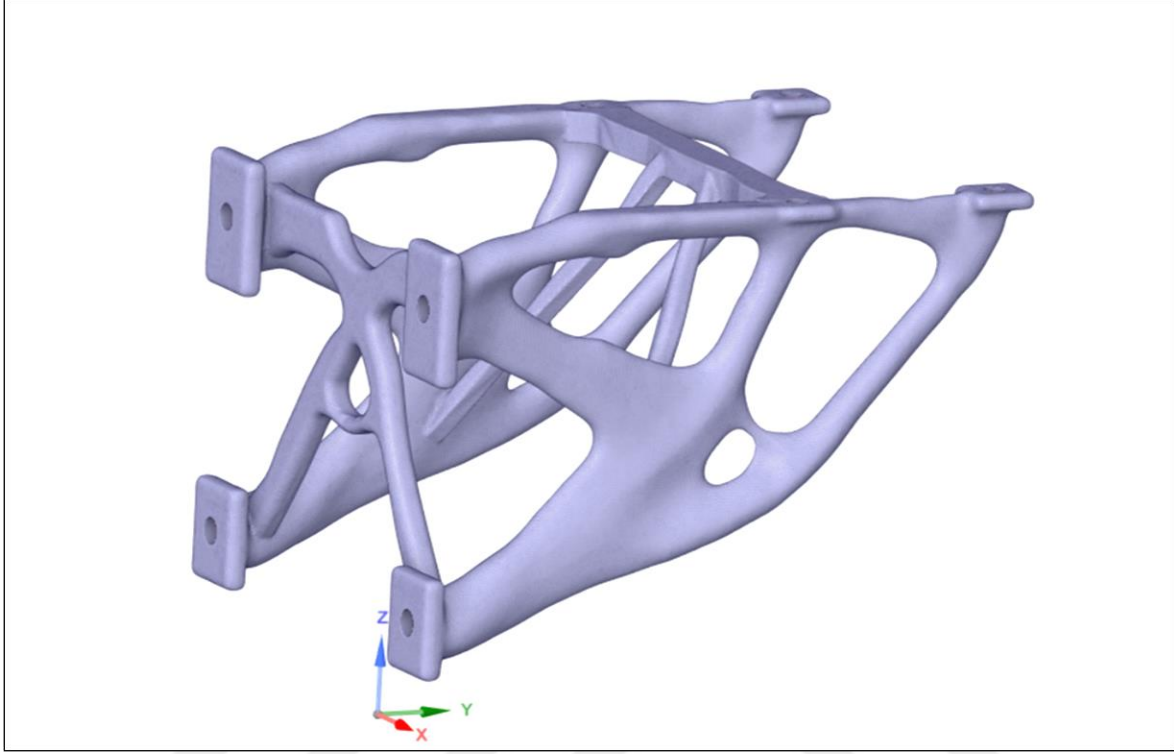
Şekil 4.17. Tasarım bölgeleri ve cevap fonksiyonlarının tanımlanması

Birkaç iterasyon yapıldıktan sonra optimum tasarım modeli bulunmuştur. İterasyonlar sırasında elde edilen modellerden kesitler Şekil 4.18’de verilmiştir.



Şekil 4.18. Optimizasyon sonucu bulunan modeller

Optimizasyon çalışmaları sonucu yeniden tasarımı yapılan model Şekil 4.19’da gösterilmiştir.



Şekil 4.19. Yeniden tasarlanan bağlantı braket yapısı

Optimizasyon öncesinde en iyi malzeme dağılımını yapabilmek amacıyla model dolu bir kutu şekline getirilmişti. Yapının orijinal ağırlığı 4 kg iken, optimizasyon sonrasında 1,93 kg’a düşmüştür. Bu değişim %52 hafifleme oranına denk gelmektedir. Bu sonuçtan amaç fonksiyonu seçiminin önemi dikkat çekmiştir. Bundan sonraki bölümde yeniden tasarlanan yapının titreşim analizleri anlatılmıştır. Böylece optimizasyon sırasında tanımlanan gerilme kısıtının işlevi sorgulanmıştır.

Çizelge 4.3. Ağırlık değişimi

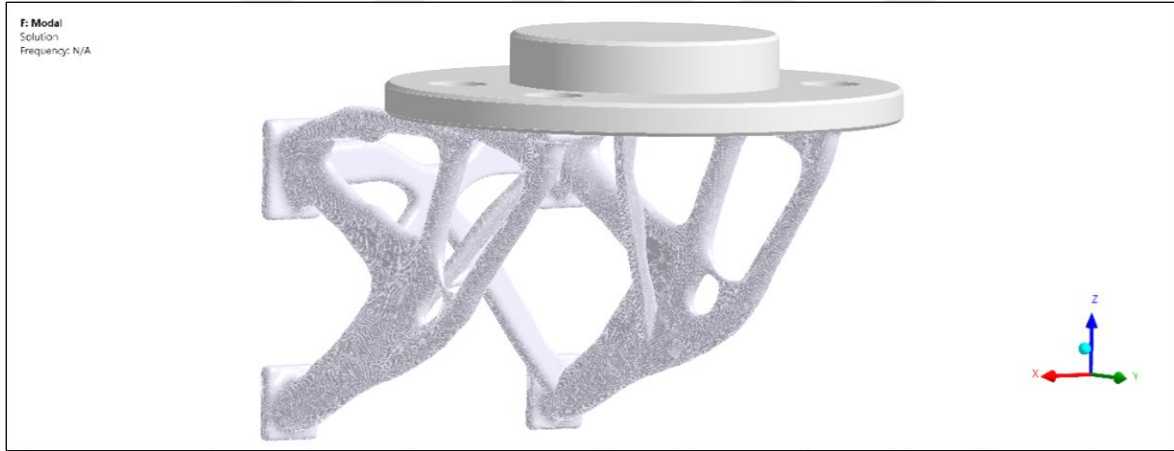
	Ağırlık [kg]
Optimizasyon öncesi	4
Optimizasyon sonrası	1,93
% Hafifleme Oranı	52

4.3. Yeniden Tasarlanan Yapının Titreşim Analizleri

Bu bölümde radar anten bağlantı braketinin optimizasyon sonrası modeli üzerinde sonlu elemanlar analizleri yürütülmüştür. Orijinal modeli için yürütülen analizler tekrar edilmiştir. Denizden ve antenin entegre edildiği deniz aracından gelen titreşim etkilerini gözlemlemek ve radar anten braketinin titreşim karakteristiğini belirlemek amacıyla modal ve titreşim analizleri yürütülmüştür. Bu analizlerde ANSYS yazılımı kullanılmıştır. Burada amaç optimizasyon sonrasında da yapının dinamik yükler etkisi altında zarar görmediğini göstermektir.

4.3.1. Geometri yapısı ve koordinat eksenleri

Analizlerde kullanılan yapının geometrisi ve koordinat eksenleri Şekil 4.20’de verilmiştir. Burada x eksenı yanıl yönü, y eksenı araç hareket yönünü ve z eksenı yer çekimi yönünü göstermektedir.

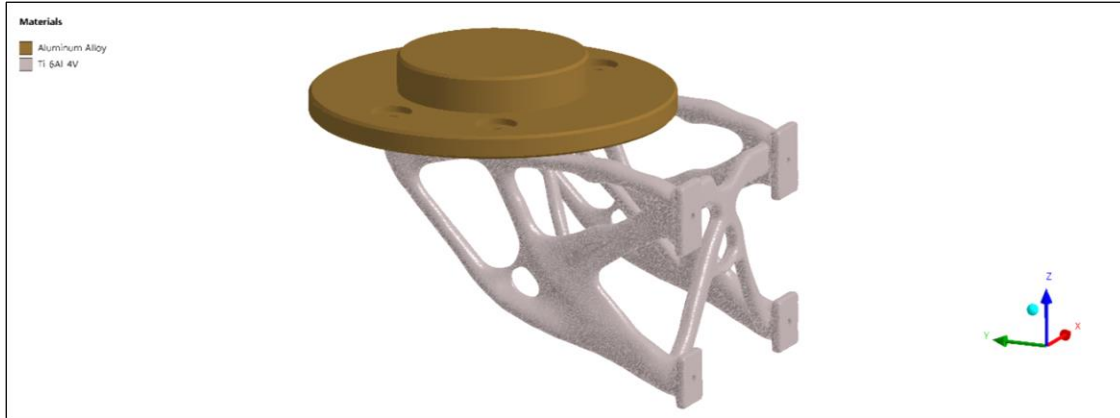


Şekil 4.20. Geometri ve koordinat eksenı

Bundan sonraki analiz ve test çalışmalarında radar anten yapısını temsil edecek, aynı ağırlık ve atalet özelliklerine sahip taklit model kullanılmıştır. Analiz ve test sonuçlarının gerçekte kullanım durumuyla aynı olması amaçlanmıştır.

4.3.2. Malzeme bilgisi

Analizlerde kullanılan genel malzeme dağılımı Şekil 4.21’de gösterilmiştir. Radar anten taklit modeli için Al 6061 T6 malzeme kullanılmıştır. Bağlantı braketleri için de Ti6Al4V malzemesi kullanılmıştır.



Şekil 4.21. Analizlerde kullanılan malzemeler

Analizlerde kullanılan Ti6Al4V malzemesinin mekanik özellikleri daha önce Çizelge 4.1’de gösterilmişti. Taklit model için tanımlanan Alüminyum 6061 T6 malzemesinin mekanik özellikleri Çizelge 4.4’te gösterilmiştir.

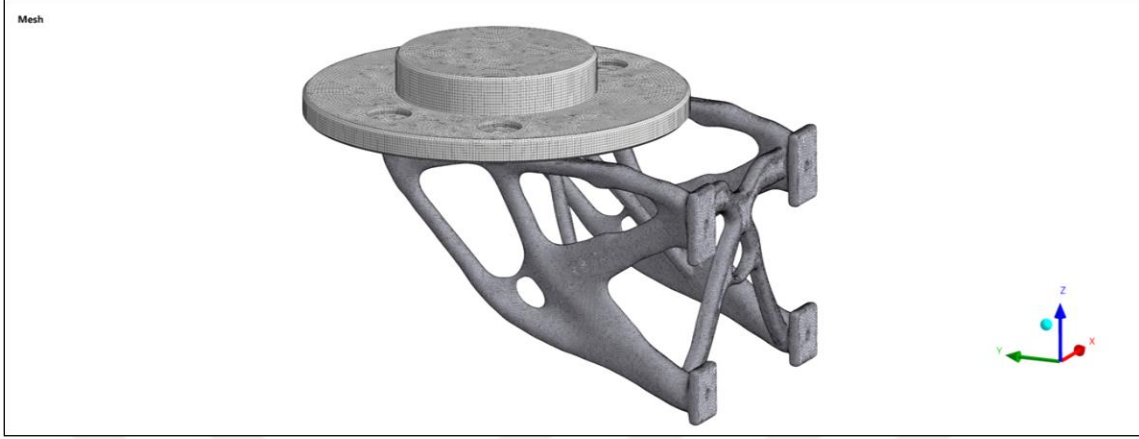
Çizelge 4.4. Al 6061 T6 malzeme özellikleri [25]

AA-6061-T6	
Yoğunluk	2,71 E-09 ton/mm3
Elastisite Modülü	68900 MPa
Poison Oranı	0,33
Akma Mukavemeti	276 MPa

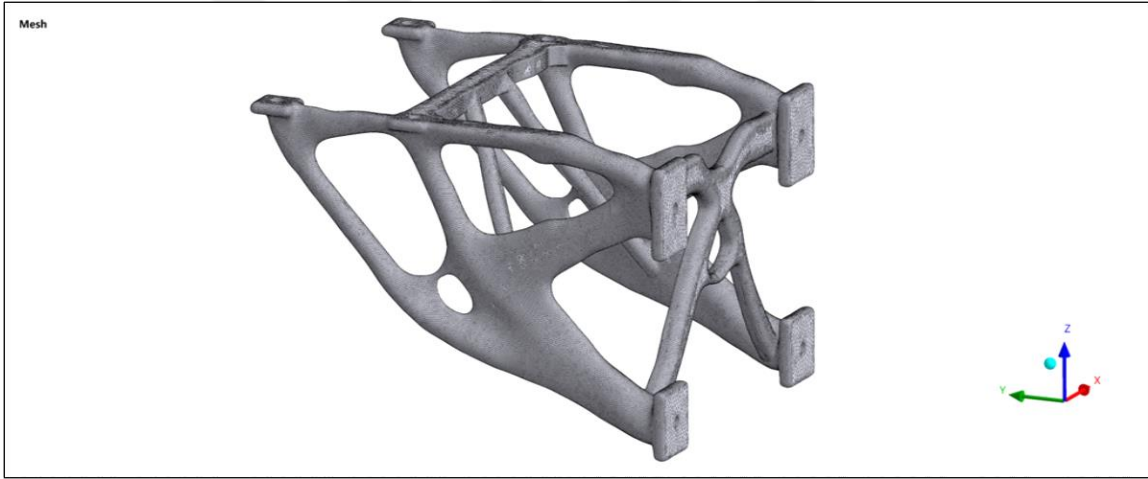
4.3.3. Sonlu elemanlar modeli

Yapının sonlu elemanlar modeli oluşturulurken katı elemanlar kullanılmıştır. Modelde 2464887 adet düğüm sayısı ve 1145984 adet eleman sayısı kullanılmıştır. Oluşturulan ağ

yapısı Şekil 4.22 ve Şekil 4.23'te gösterilmiştir. Taklit model ile bağlantı braketini arasına rijit elemanlar kullanılarak bağlantı sağlanmıştır.



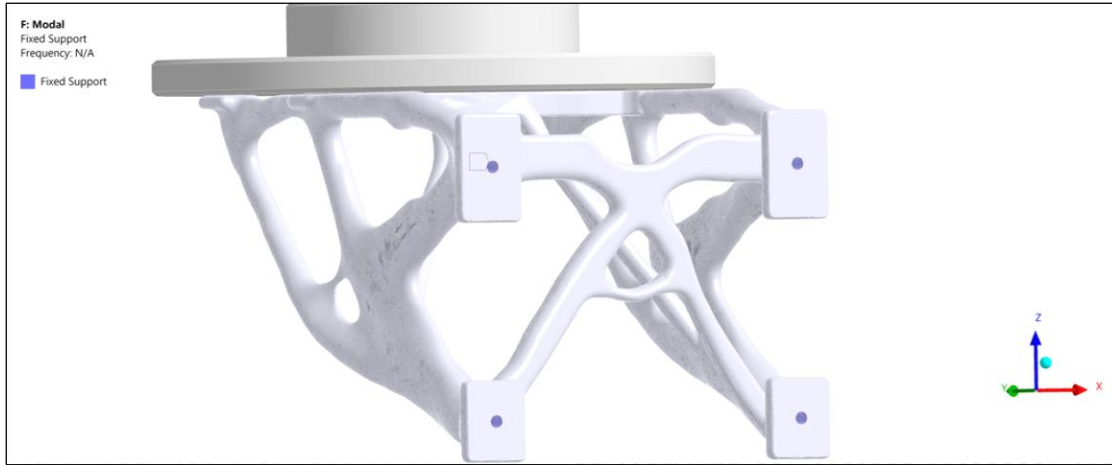
Şekil 4.22. Tüm yapının ağ modeli



Şekil 4.23. Bağlantı braketinin ağ modeli

4.3.4. Sınır koşulları

Braket yapısının geminin direğine bağlantısını sağlayan 4 adet cıvata delikleri bulunmaktadır. Sınır koşulları tanımlanırken bu 4 deliğin tüm serbestlik derecelerinden yapı sınırlandırılmıştır. Yani yapının x, y, z eksenlerinde öteleme ve dönme hareketi kısıtlandırılmıştır. Sınırlandırılan 4 adet cıvata deliği Şekil 4.24'te gösterilmiştir.



Şekil 4.24. Sınır koşulları

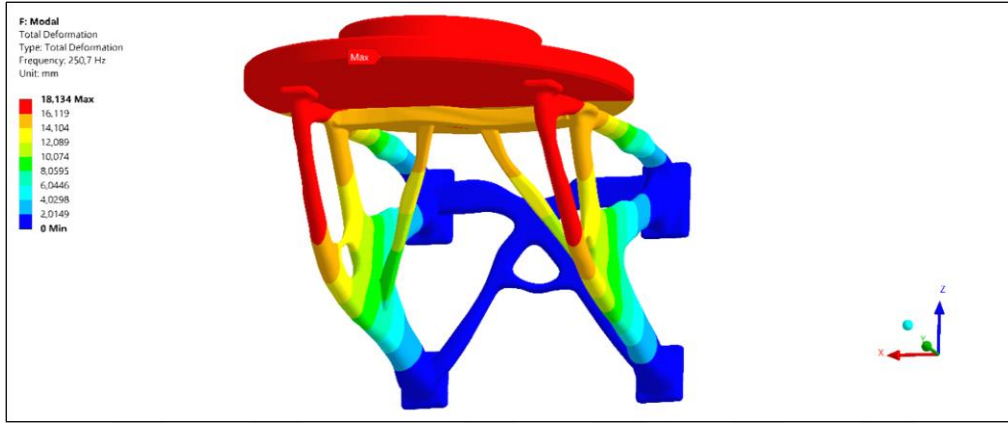
4.3.5. Modal analiz

Yapının titreşim karakteristiğini belirlemek amacıyla modal analiz çalışması yürütülmüştür. Bu çalışma ile yapının doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur. Kütle katılım faktörlerine bakılarak x, y ve z eksenlerinde yapının en çok tahrik olacağı doğal frekans değerleri bulunmuştur. Bulunan doğal frekans değerleri ve kütle katılım oranları Çizelge 4.5'te gösterilmiştir.

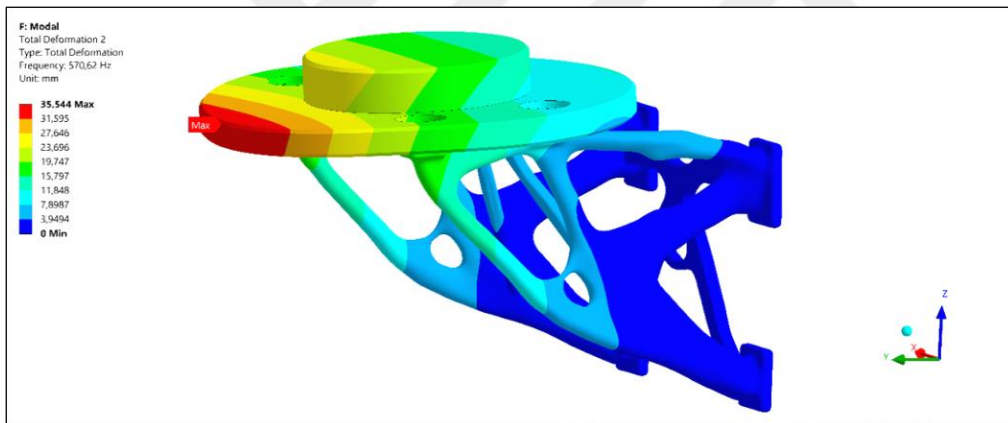
Çizelge 4.5. Doğal frekans değerleri ve kütle katılım oranları

Mod	Frekans [Hz]	X	Y	Z
1	250.7	0,40%	0,00%	0,00%
2	570.6	0,00%	0,10%	0,18%
3	877.2	0,00%	0,00%	0,00%
4	983.6	0,00%	0,01%	0,04%
5	1081	0,00%	0,00%	0,10%
6	1139	0,10%	0,00%	0,00%
7	1364	0,00%	0,23%	0,07%
8	1527	0,00%	0,03%	0,00%
9	1731	0,00%	0,00%	0,00%
10	1905	0,00%	0,00%	0,00%
11	2101	0,00%	0,00%	0,00%
12	2145	0,09%	0,00%	0,00%
13	2322	0,00%	0,00%	0,00%
14	2543	0,00%	0,01%	0,01%
15	2719	0,02%	0,00%	0,00%
Toplam		0,42%	0,37%	0,40%

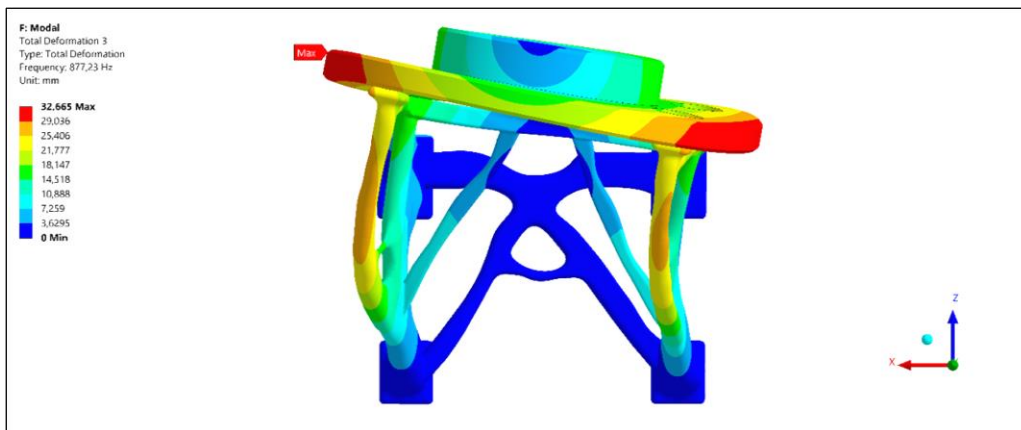
Modal analiz sonuçlarına göre; yapının x ekseninde en çok hareket ettiği mod 251 Hz, y ekseninde en çok hareket ettiği mod 571 Hz ve z ekseninde en çok hareket ettiği mod 571 Hz bulunmuştur. Mod şekilleri aşağıda sırasıyla verilmiştir.



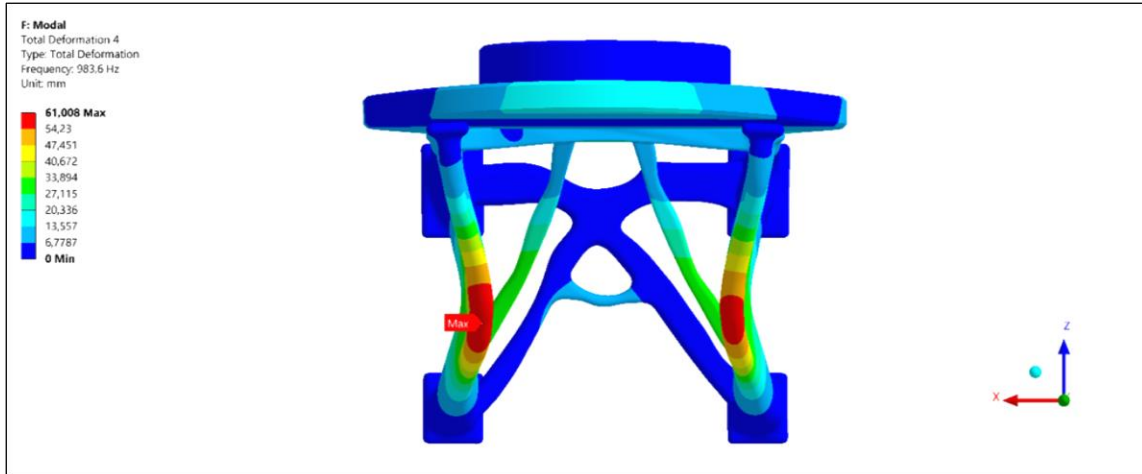
Şekil 4.25. 1. Mod şekli (251 Hz)



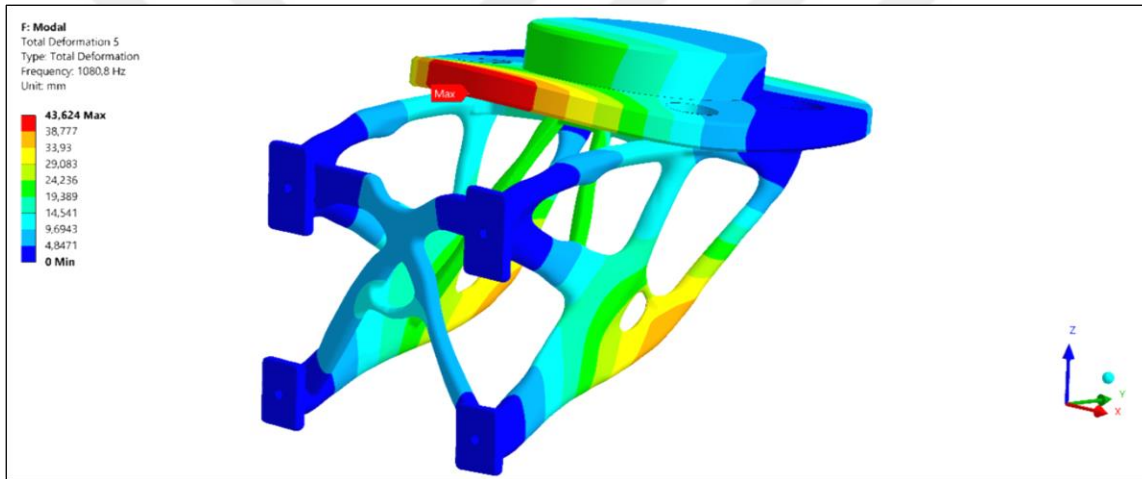
Şekil 4.26. 2. Mod şekli (571 Hz)



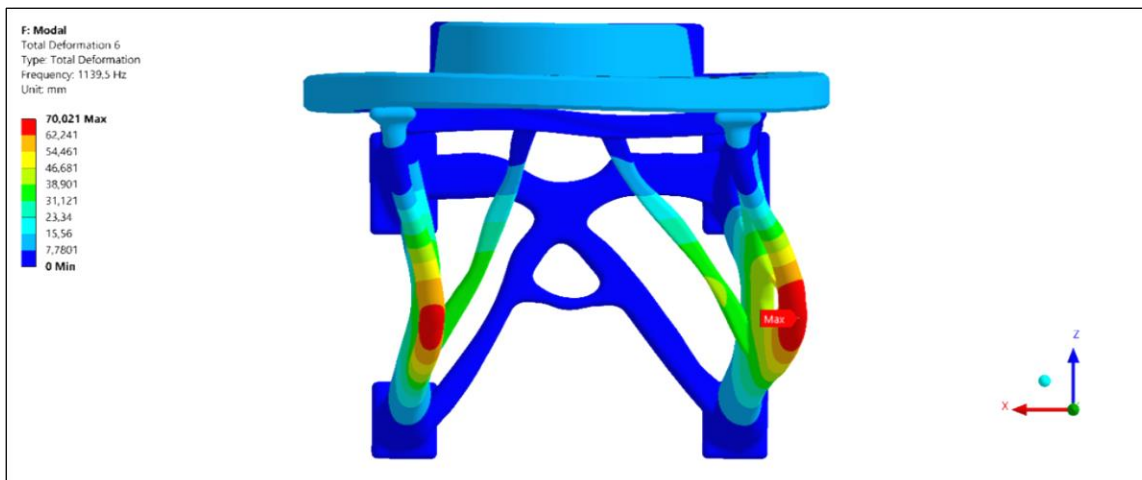
Şekil 4.27. 3. Mod şekli (877 Hz)



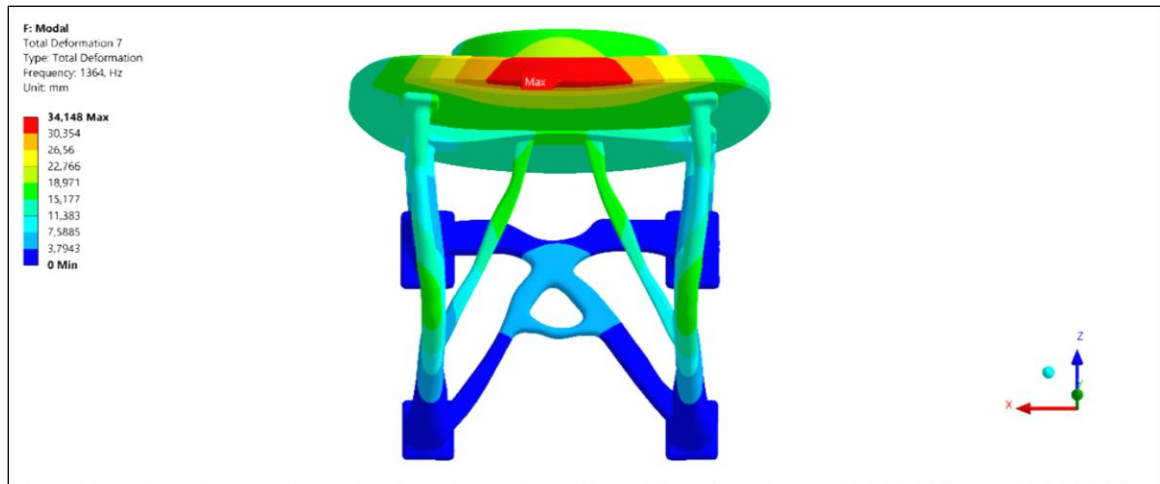
Şekil 4.28. 4. Mod şekli (984 Hz)



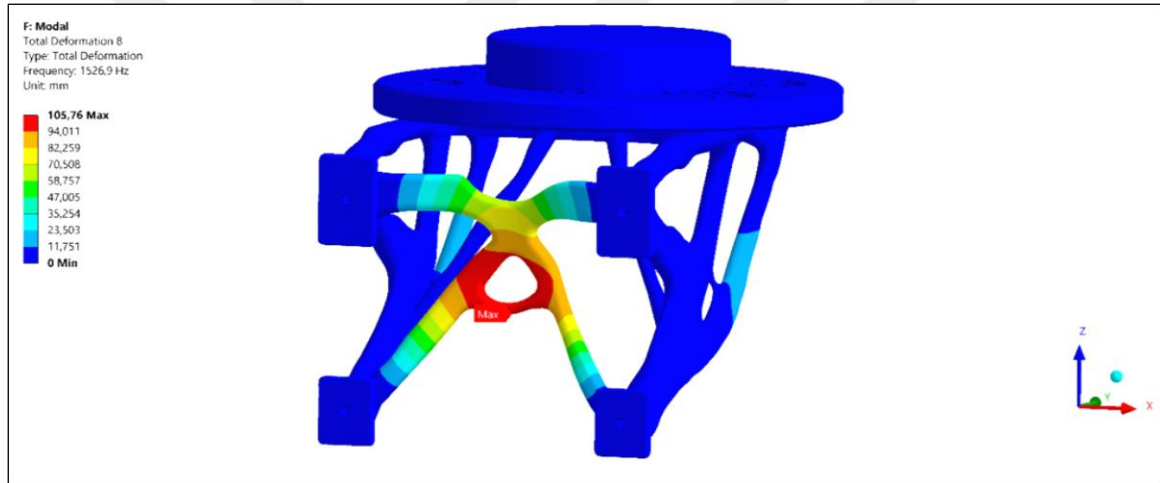
Şekil 4.29. 5. Mod şekli (1081 Hz)



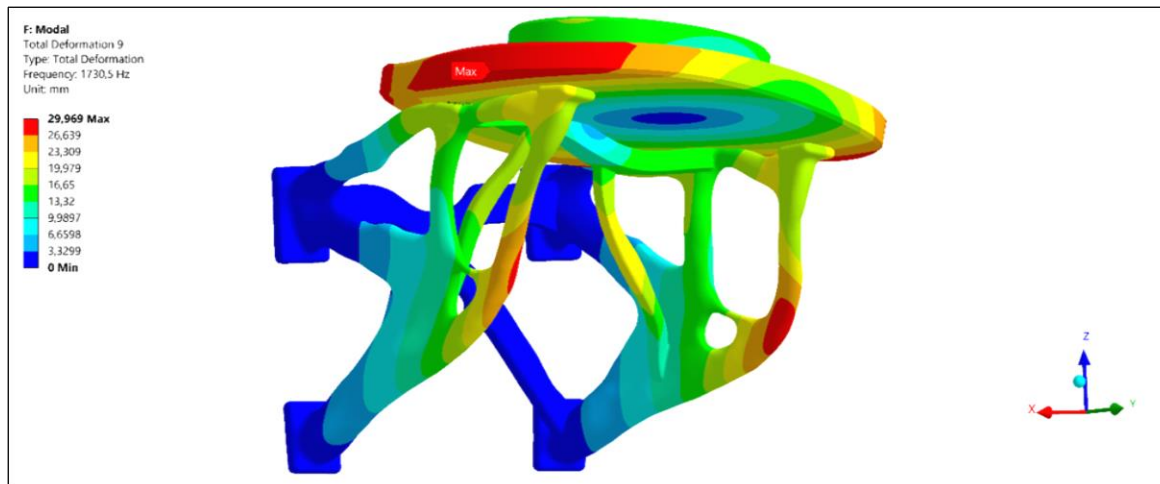
Şekil 4.30. 6. Mod şekli (1140 Hz)



Şekil 4.31. 7. Mod şekli (1364 Hz)



Şekil 4.32. 8. Mod şekli (1527 Hz)



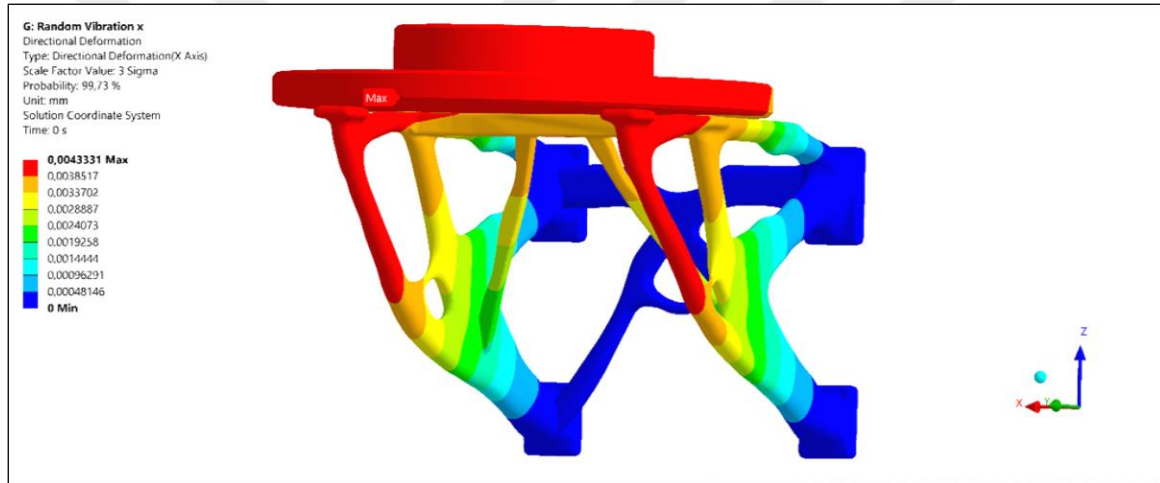
Şekil 4.33. 9. Mod şekli (1731 Hz)

4.3.6. Rassal titreşim analizi

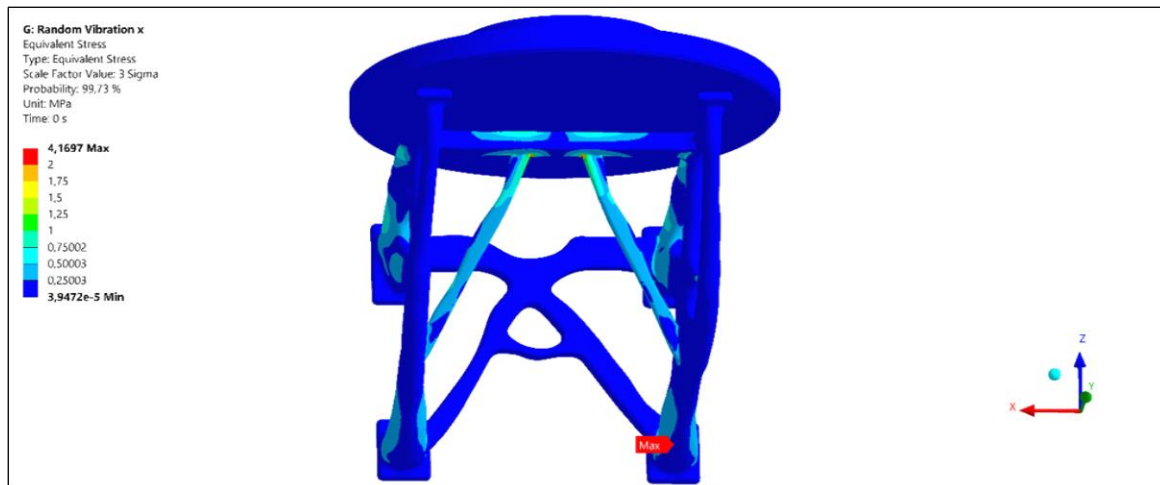
Bu tez çalışmasında MIL-STD-810H standardı referans alınmıştır. Bu standarda ait deniz araçları için kullanılan titreşim profili önceki bölümlerde Şekil 4.9’da gösterilmiştir.

Denizden kaynaklı gemi üzerinde salınımlar olacağından dolayı ivme yükü platform bağlantı noktalarından verilmiştir. Rassal titreşim analizleri x, y ve z eksenleri için ayrı ayrı yapılmıştır. Sonuçlar sırasıyla aşağıda verilmiştir.

Rassal titreşim analizi x ekseninde 3σ deformasyon değeri 0,004 mm, 3σ eşdeğer gerilme değeri 4,2 MPa bulunmuştur.

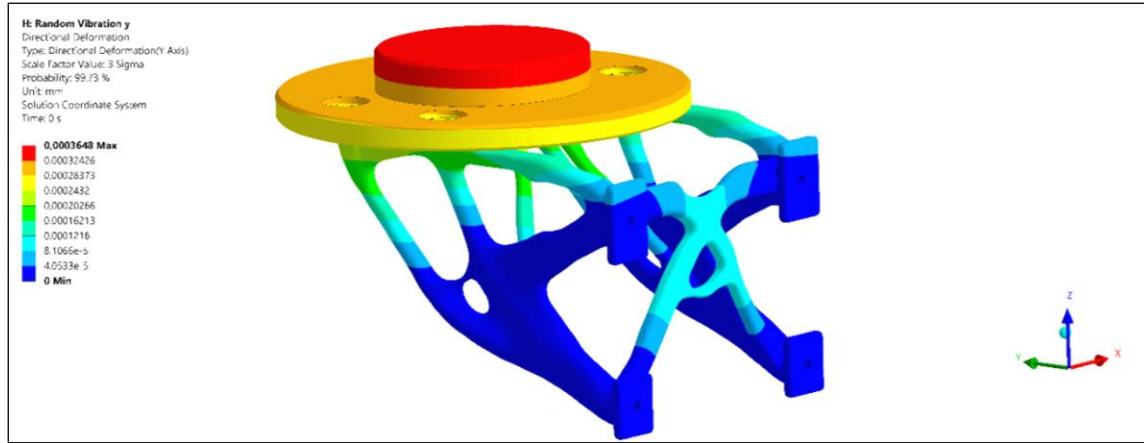


Şekil 4.34. x eksen 3 σ deformasyon

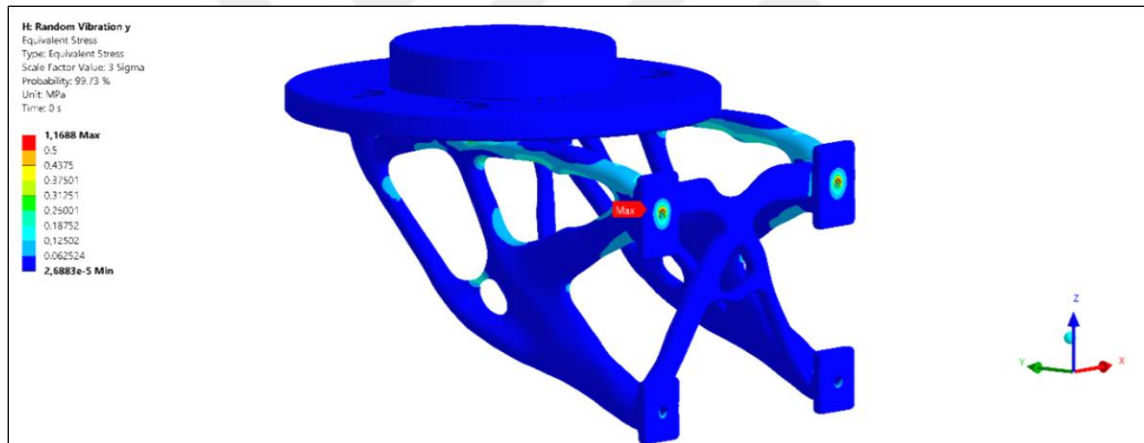


Şekil 4.35. x eksen 3 σ eşdeğer gerilme

Rassal titreşim analizi y ekseninde 3σ deformasyon değeri 0,0004 mm, 3σ eşdeğer gerilme değeri 1,2 MPa bulunmuştur.

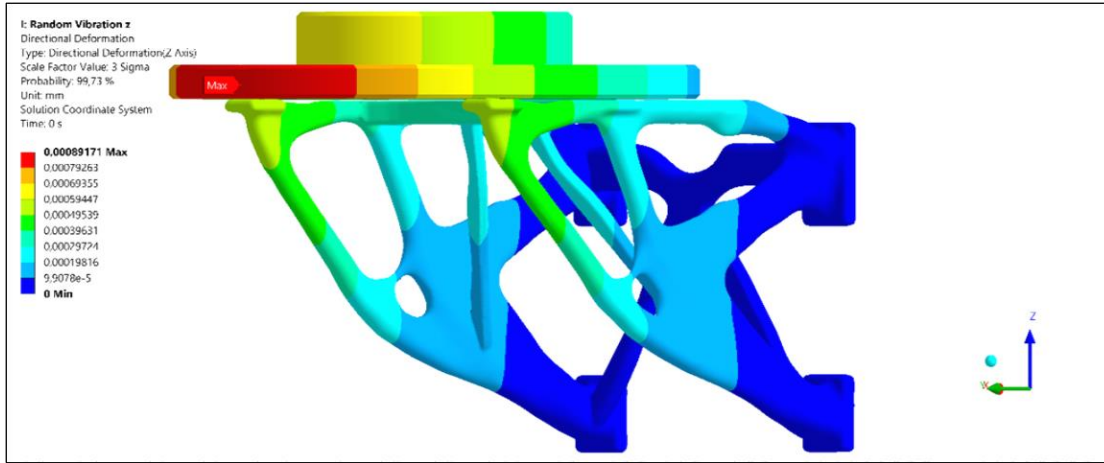


Şekil 4.36. y eksenini 3σ deformasyon

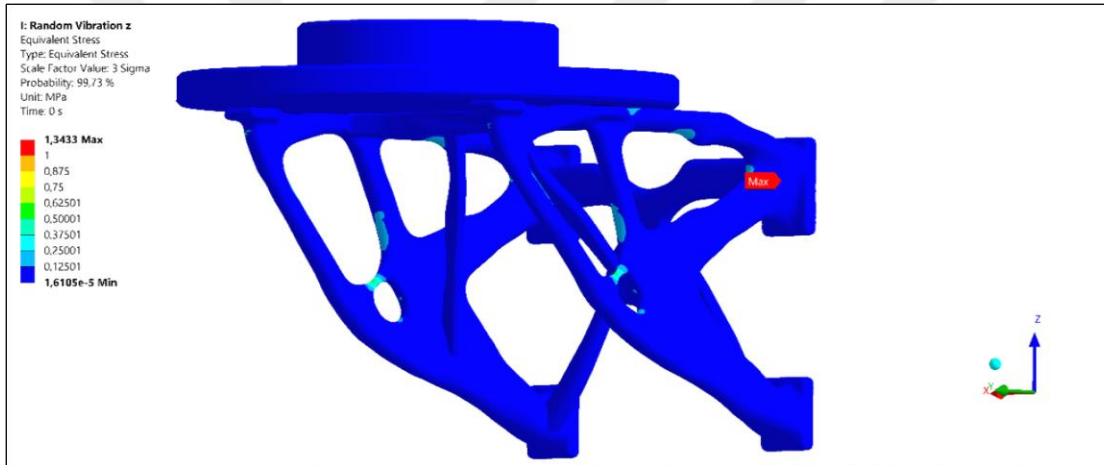


Şekil 4.37. y eksenini 3σ eşdeğer gerilme

Rassal titreşim analizi z ekseninde 3σ deformasyon değeri 0,0009 mm, 3σ eşdeğer gerilme değeri 1,3 MPa bulunmuştur.



Şekil 4.38. z eksenli 3σ deformasyon



Şekil 4.39. z eksenli 3σ eşdeğer gerilme

Rassal titreşim analiz sonuçları incelendiğinde maksimum eşdeğer gerilmelerin gemi direğine bağlantı deliklerinde meydana geldiği gözlemlenmiştir. Ancak bu değerler kullanılan malzemenin akma mukavemeti değerinin altındadır. Bu sonuçlar, optimizasyon sonrasında istenen kullanım şartlarında yapının zarar görmeden çalışmaya devam edeceğini göstermektedir.



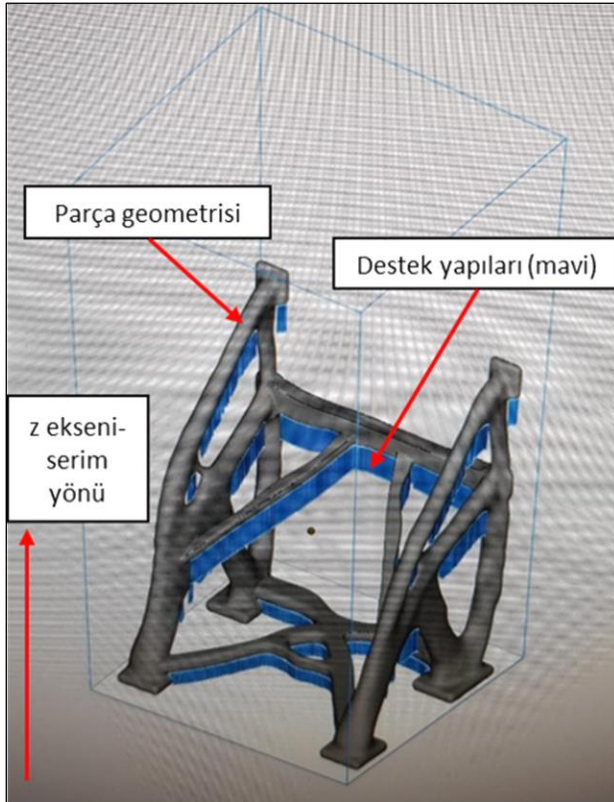
5. ÜRETİM VE TİTREŞİM TESTLERİ

Bu bölümde topoloji optimizasyon çalışmaları yapılan ve yeniden tasarlanan radar anten bağlantı braketinin eklemeli imalat yöntemi kullanılarak üretimi anlatılmıştır. Ardından bu parçaya gerçek kullanım koşulunda maruz kalabileceği rassal yükler altında titreşim testleri yapılmıştır. Testler ile elde edilen sonuçlar sonlu elemanlar analiz sonuçlarıyla kıyaslanmıştır.

5.1. Yapının Üretimi

Radar anten bağlantı braketini son haliyle elektron ışınli ergitme yöntemi kullanılarak üretilmiştir. Yapının üretimi Arcam EBM A2X cihazında Ti6Al4V tozları kullanılarak üretilmiştir. Cihazın maksimum 200x200x380 mm kesitine sahip parça üretme kabiliyeti ve 3 kW ışın gücü bulunmaktadır.

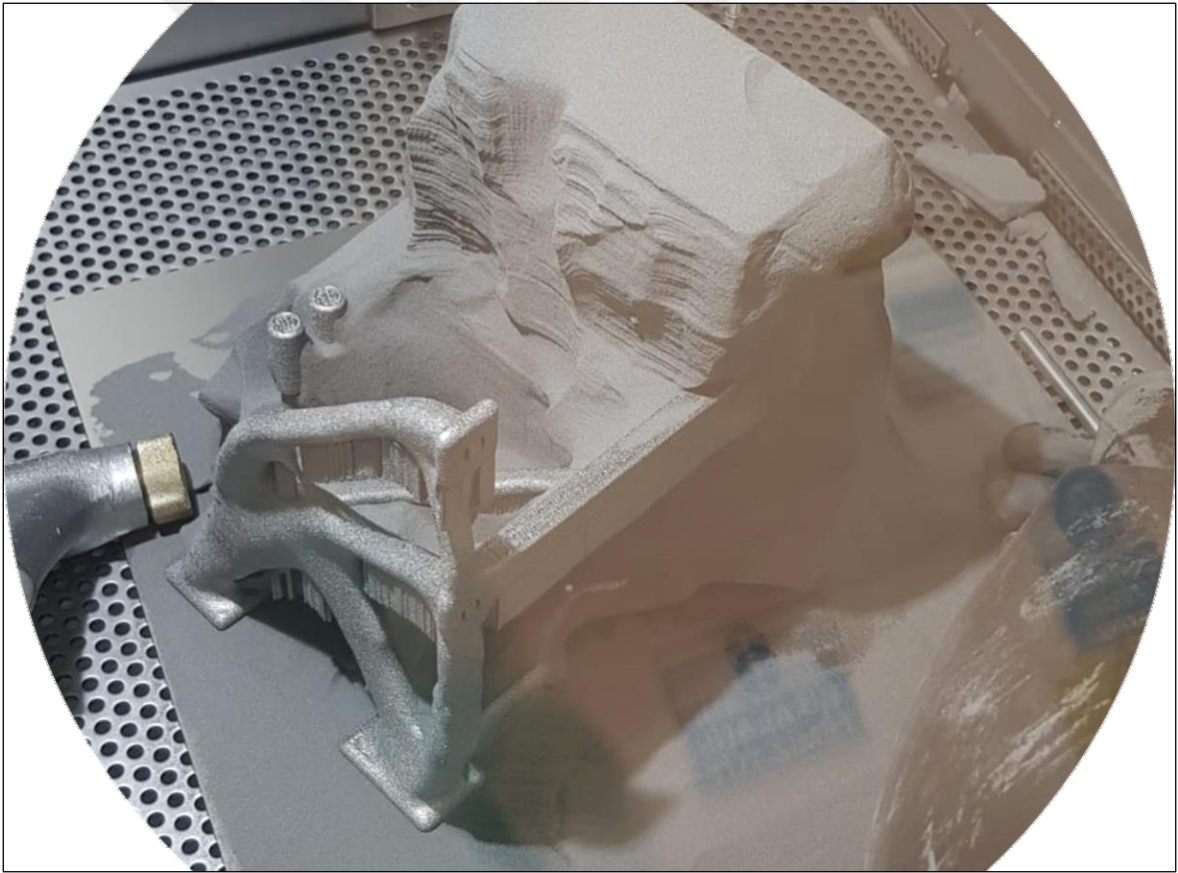
İlk aşamada STL formatındaki parça geometrisi kullanılacak makinenin yazılımına gönderilmiştir. Burada parçanın basım yönüne karar verilmiştir. Şekil 5.2’de basım yönü ve üretim kolaylığı sağlayacak destek yapıları (mavi renkli) gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Parça basım yönü ve eklenen destekler

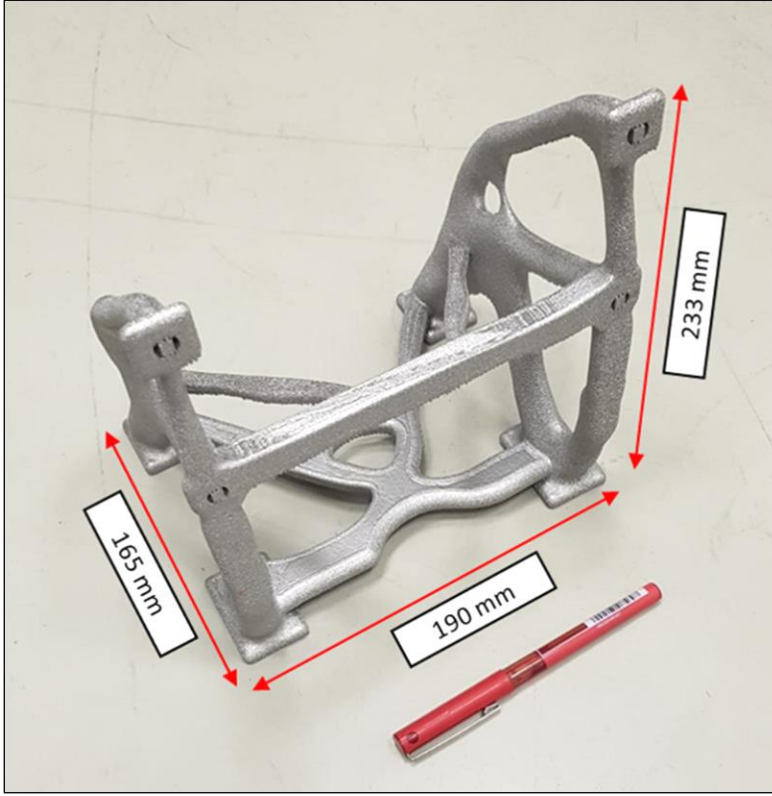
Öncelikle elektron demeti ile altlık görevi gören başlangıç plakası ısıtılmaktadır. Başlangıç plakası görevi gören çelik bir platform üzerine Ti6Al4V tozlarının gönderilmesiyle ilk katman oluşturulur. Bir katmanın ergitilmesinden sonra diğer katmanı oluşturmak üzere yeni tozlar ön ısıtma yapılarak ilave edilir ve böylece tozların bir önceki katmana düşük ısı gerilimle eklenmesi sağlanır. Bu şekilde tasarıma bağlı olarak nihai parça inşa edilene kadar döngü devam eder. Hazne içerisinde ergimeyen metal tozları destek görevi görürler ve katılaşma sonrasında kolayca sistemden ayrılarak sonraki parçanın üretiminde tekrar kullanılırlar.

Yapının üretimi 58 saat sürmüştür. Hazne içerisinde ergimeyen metal tozları ayrılarak yapı temizlenmiştir (Resim 5.1). Geri kalan toz yeniden kullanılmak üzere haznelere kaldırılmıştır.



Resim 5.1. Üretim sonrası metal tozların temizlenmesi

Parçanın üretimi tamamlandıktan sonra inşası sırasında parçanın zarar görmesini engellemek amacıyla eklenen destek yapıları temizlenmiştir (Resim 5.2). Bağlantı detayları için kullanılacak cıvata deliklerinde kılavuz çekilerek diş açılmıştır.



Resim 5.2. Destek yapılarının temizlenmesi sonrası

5.2. Titreşim Testleri

Bu bölümde, eklemeli imalat ile üretilen radar anten bağlantı braketinin gerçek kullanım koşulunda maruz kalabileceği rassal titreşim ve şok testleri anlatılmıştır. Testler yapıldıktan sonra yapının gerçek çalışma koşullarında zarar görüp görmediği incelenmiştir.

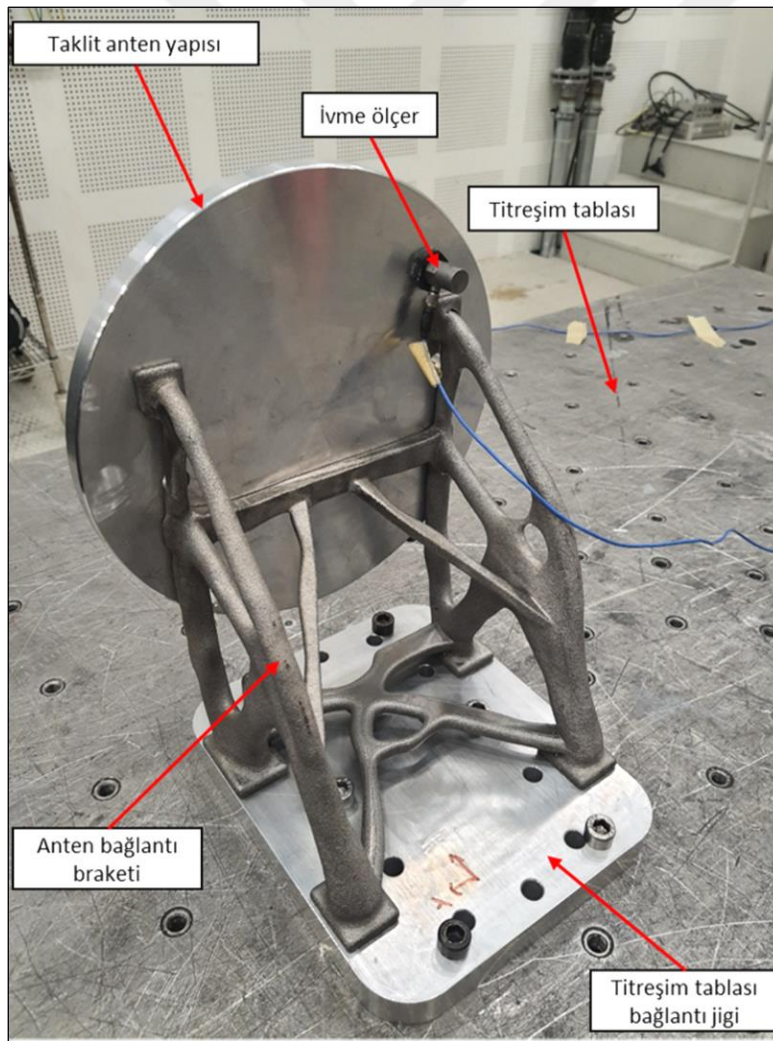
Testler için MİL-STD-810H ve MİL-STD-167-1A standartları referans alınmıştır. Standartta tarif edilen test 2 aşamalıdır. İlk olarak ekipmana keşif-tarama testi yapılır. Keşif testi, düşük genliklerde yapının doğal frekanslarının tespit edilmesi için yapılan bir testtir. Keşif testinde tespit edilen frekanslara en az 2 saat dayanım testi yapılmaktadır. İşlemler her yön için ayrı ayrı yapılmalıdır. Titreşim ölçümü için sensörler parça üzerinde uygun yerlere yerleştirilmelidir. Standartta göre, parça 4-33 Hz arasında 1 Hz aralıklar ile test edilir [23,26]. Radar anteni gibi direğe monte edilen ekipmanlar için geliştirilen harmonik titreşim yükleri Şekil 5.'te verilmiştir. Standartlardan alınan bu bilgiler ışığında hem Şekil 'da verilen

titreşim profilinde hem de Şekil 5.2’de verilen genlik-frekans değerlerinde yapı titreşime maruz bırakılmıştır. Yapıya önce tarama-keşif testi uygulanmıştır.

Frequency range (Hz)	Table single amplitude (inch)
4 to 10	0.100 ± 0.010
11 to 15	0.030 ± 0.006
16 to 25	0.020 ± 0.004
26 to 33	0.010 ± 0.002

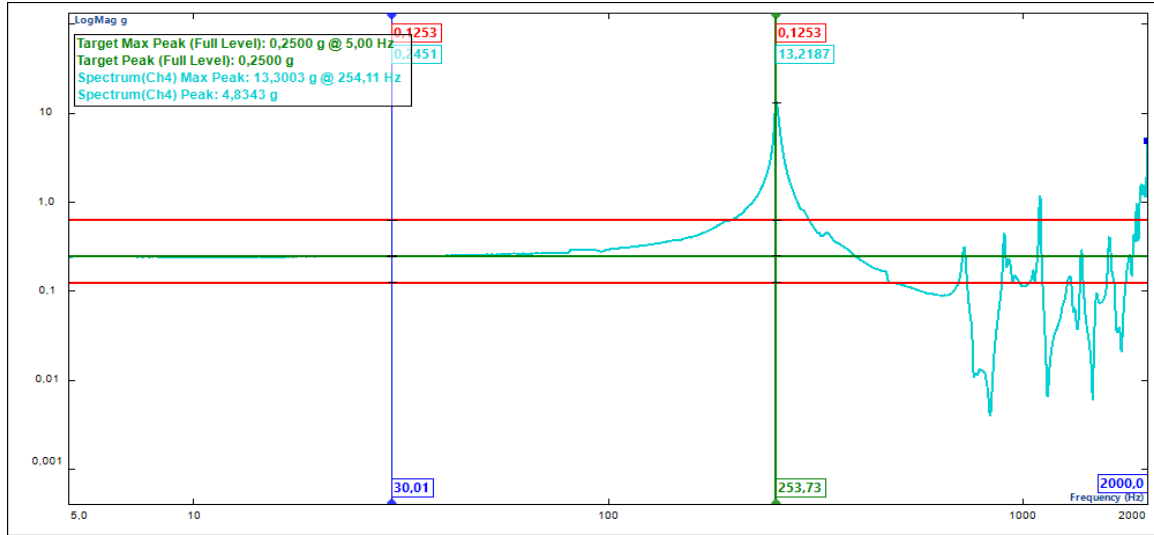
Şekil 5.2. Genlik-Frekans değerleri [26]

Yapının titreşim tablasına yerleşimi ve ivme ölçer yerleşimi Resim 5.3’te gösterilmiştir.

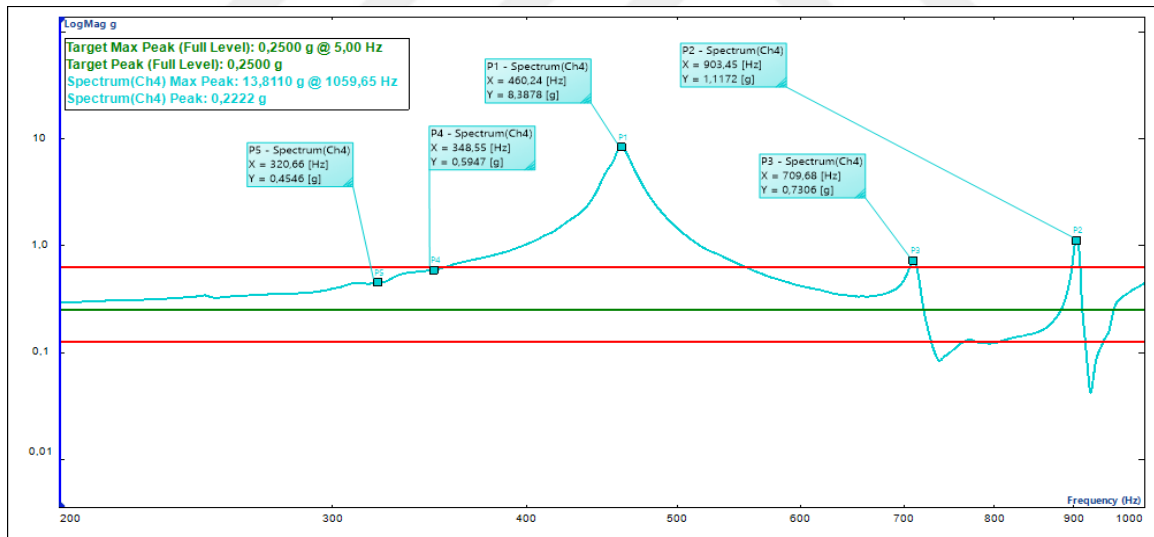


Resim 5.3 Test kurulum detayı

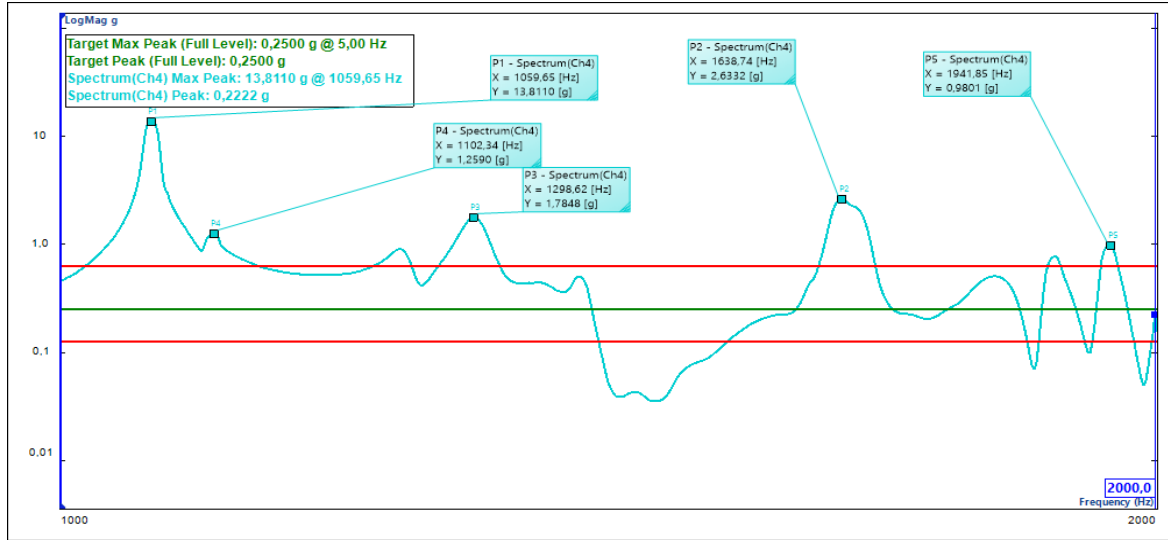
Optimizasyon analizleri z eksenine göre yapıldığı için testler z ekseni için yürütülmüştür. MIL-STD-197-1A standardına göre yapılan keşif testinin sonuçları Şekil , Şekil ve Şekil 5.5'te sırasıyla verilmiştir.



Şekil 5.3. Keşif testi genel tarama sonuçları

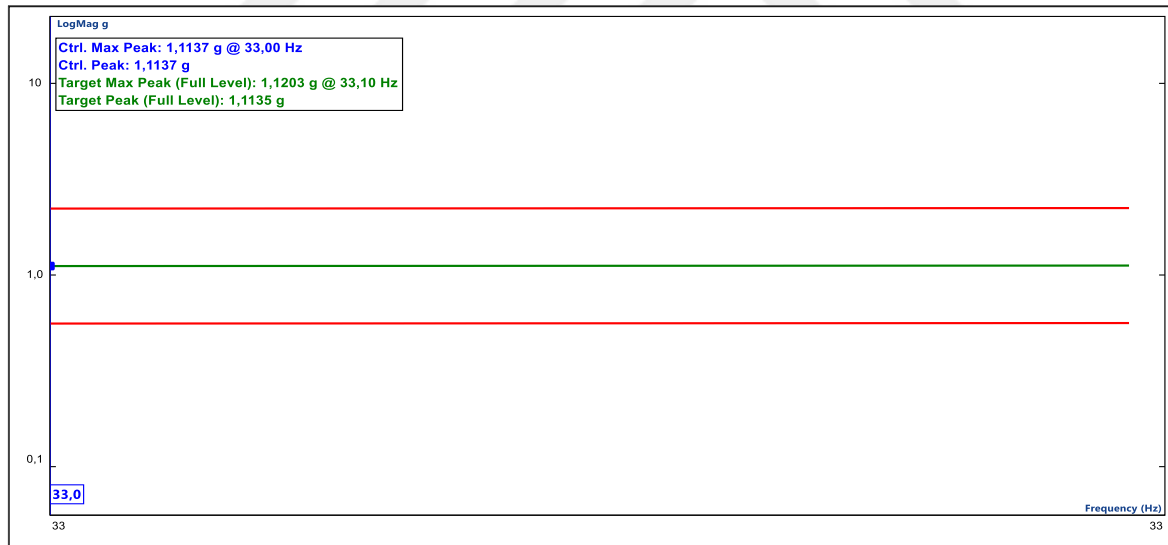


Şekil 5.4. Keşif testi sonuçları 200-1000 Hz arası



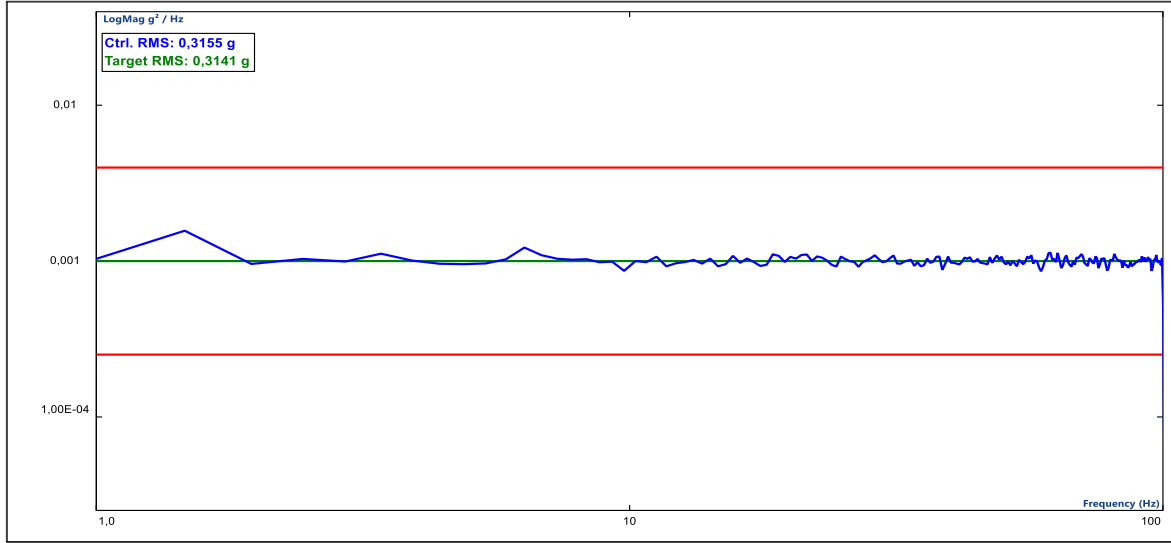
Şekil 5.5. Keşif testi sonuçları 1000-2000 Hz arası

Keşif testinde elde edilen doğal frekans değerleri 33 Hz üzerinde olduğu için standartta belirtilen dayanım testi 33 Hz için 2 saat yapılmıştır. Dayanım testi profili Şekil 5.6'da verilmiştir.



Şekil 5.6. Dayanım testi profili (2saat)

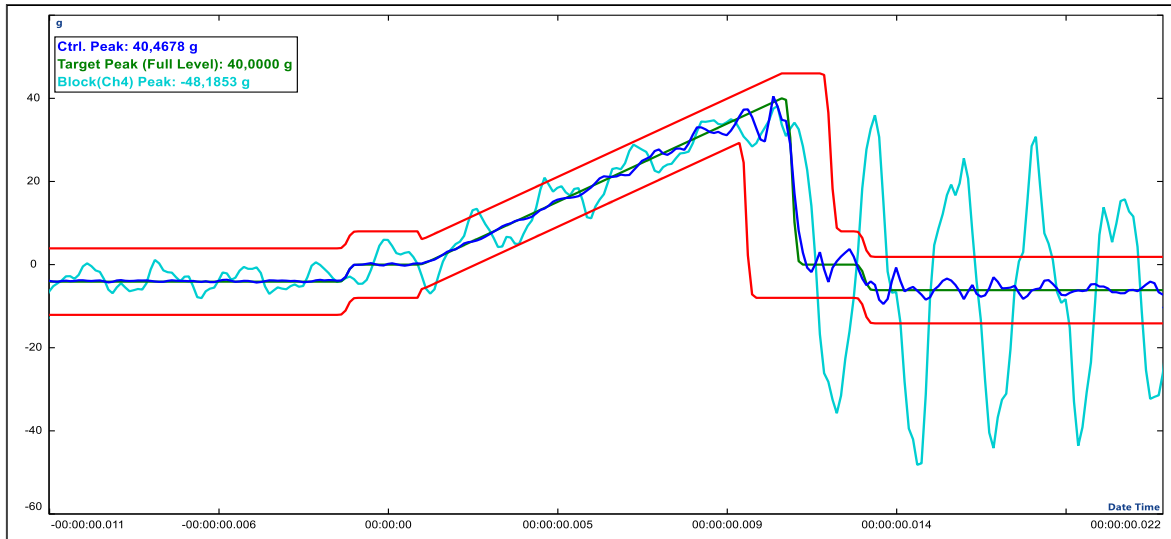
Dayanım testi sonunda parçanın yapısal bütünlüğünü bozacak zarar gözlemlenmemiştir. Daha sonra MİL-STD-810H standardında verilen Şekil 5.7'deki titreşim profili ile rassal titreşim testi yapılmıştır.



Şekil 5.7. Rassal titreşim testinde uygulanan titreşim profili

Test sonunda parça detaylı incelenmiş ve yapısal bütünlüğü bozacak bir değişim gözlemlenmemiştir.

Deniz altında herhangi bir patlama olması durumunda yapıya gelecek şok dalgası ile yapısal bozulma olmaması antenin çalışması için önemlidir. Bunu test etmek amacıyla titreşim tablası üzerinde aynı kurulumla yapıya 40 g 11 ms ivme yükü verilerek şok testi yapılmıştır. Şok testi esnasında yapıya uygulanan ivme-zaman profili Şekil 5.8’de gösterilmiştir.



Şekil 5.8. Şok testi ivme zaman profili

Test sonunda parça detaylı incelenmiş ve yapısal bütünlüğü bozacak bir değişim gözlemlenmemiştir.

5.3. Titreşim Sonuçları ve Tartışma

Radar anten bağlantı braketinin yapısına keşif-tarama testi uygulanarak yapının doğal frekans değerleri incelenmiştir. Keşif testi ile elde edilen doğal frekans değerleri modal analiz ile elde edilen doğal frekans değerleri ile karşılaştırılmıştır. Doğal frekans değerleri ve hata oranları Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Doğal frekans değerlerinin karşılaştırılması

Mod	Modal Analiz ile Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [Hz]	Keşif Testi ile Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [Hz]	% Hata Oranı
1	250,7	253,73	1,2
2	570,6	460,24	24
3	877,2	709,68	23,6
4	983,6	901,45	9,1
5	1081	1059,65	2
6	1139	1101,34	3,4
7	1364	1298,62	5
8	1527	1638,74	6,8
9	1905	1941,85	1,9

Modal analiz ile elde edilen ilk doğal frekans değeri yapının en çok tahrik olduğu yani kütle katılım faktörünün en yüksek olduğu frekanstır. Keşif testinde bulunan ilk doğal frekans değeri analizler ile elde edilen ilk frekans değerine çok yakındır. İlk frekans dışında elde edilen diğer frekanslar arasında farklılıklar gözlemlenmiştir. Bunun nedeni eklemeli imalat

ile üretilen parçanın iç yapısı olduğu düşünülmektedir. Sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan malzemeler homojen özellik göstermektedir. Ancak eklemeli imalat ile üretilen parça heterojen özellikte anizotropik bir yapıdır. Parçanın üretim yönünde zayıflıklar oluşabilmektedir. Bu durum serim yönünden gelen yüklere karşı parçanın ayrılma eğiliminde olmasına neden olabilmektedir. Aynı zamanda eklemeli imalat yöntemi ile toz boyutunda boşluklar oluşabilmektedir. Tüm bu nedenler göz önünde bulundurulunca lokal modlarda farklılıklar olması beklenen bir durumdur.

Keşif testi dışında uygulanan titreşim ve şok testleri sonunda sistem üzerinde hiçbir yapısal bozulma gözlemlenmemiştir. Bu durum eklemeli imalat yönteminin ve topoloji optimizasyon çalışmalarının önemini vurgulamaktadır.





6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında topoloji optimizasyon yöntemi kullanılarak radar anten bağlantı braketinin titreşim karakteristiği geliştirilmiştir. Rassal titreşim tabanlı topoloji optimizasyon analizleri yaparak amaç odaklı hafifletme ve malzeme yerleşimi yapmanın mümkün olduğu gösterilmiştir. Eklemeli imalat yöntemleri kullanmanın avantajlarından yararlanılarak optimizasyon sonrası yeniden tasarlanan yapının üretimi yapılmıştır. Eklemeli imalat ile üretilen yapının titreşim yükleri altında görevini yerine getirebileceği gösterilmiştir.

Ankastre kiriş yapısı üzerinde Euler-Bernoulli yaklaşımı kullanılarak yapının doğal frekans değerleri bulunmuştur. Aynı zamanda sonlu elemanlar yöntemi ile aynı yapının doğal frekansları bulunmuştur. Böylece analitik yöntem ile sonlu elemanlar yöntemi kıyaslanarak kullanılan sonlu elemanlar yaklaşımının doğruluğu ispatlanmıştır.

İnsansız deniz aracına entegre edilen radar anten bağlantı braketinde rassal titreşim analizleri yapılmıştır. Bu analizlerin sonuçları kullanılarak topoloji optimizasyon çalışmalarında amaç, sınır ve cevap fonksiyonları belirlenmiştir. Bu fonksiyonlar çerçevesinde en iyi malzeme dağılımı elde edilmiştir. Optimizasyon öncesinde en iyi malzeme dağılımını yapabilmek amacıyla model dolu bir kutu şekline getirilmiştir. Orijinal yapının ağırlığı 4 kg iken, optimizasyon sonrasında ağırlık 1,93 kg'a düşmüştür. Bu değişim %52 hafifleme oranına denk gelmektedir. Aynı zamanda kütle katılım faktörünün en yüksek olduğu 1. mod değeri orijinal yapıda 159 Hz iken, yeniden tasarlanan yapıda 251 Hz olarak bulunmuştur. Askeri standartlarda tanımlı dinamik yükler kullanılarak titreşim analizleri ve testleri yapılmıştır. Rassal titreşim analizleri sonucunda yapıda meydana gelen maksimum eşdeğer gerilme değeri orijinal durumda 10 MPa iken son durumda 4,2 MPa bulunmuştur. Analizler ile yapı üzerinde yapısal bozulmaların olmayacağı gösterilmiştir. Yeniden tasarlanan yapının titreşim testleri, MIL-STD-810H ve MIL-STD-167-1A standartları referans alınarak yapılmıştır. Testler sonucunda da yapının zarar görmediği doğrulanmıştır. Modal analiz ve keşif testi ile elde edilen doğal frekans değerleri karşılaştırılmıştır. Kütle katılım faktörünün en yüksek olduğu ilk modun doğal frekans değeri analiz ve test ile benzer bulunmuştur. Bulunan frekanslar arasındaki farklılık % hata oranı bulunarak değerlendirilmiştir.

Gelecek çalışmalarda, eklemeli imalatla üretilen yapıların iç yapısı dikkate alınarak sonlu elemanlar analizleri yapılabilir. Mevcut çalışmalarda ve bu çalışmada eklemeli imalat ile üretilen yapıların malzeme tanımları yapılırken anizotropik iç yapı dikkate alınmamaktadır. Sonlu elemanlar analizlerinde katmanların yapısı dikkate alınarak modelleme yöntemleri geliştirilebilir. Böylece testler ile elde edilen sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edilebilir. Bu sayede optimizasyon analizleri yapılırken katman yapıları dikkate alınarak boşaltmalar yapılabilir.



KAYNAKLAR

1. İnternet: Radar Basics, URL: <https://radartutorial.eu/>, Son Erişim Tarihi: 12.11.2022.
2. Brian, A. J. (2011). *Differential near field holography for small antenna arrays*. Master Thesis, Worcester Polytechnic Institute, Worcester, 3-10.
3. İnternet: Altair Resources Library Electromagnetics Webinars, URL: <https://www.altair.com/resource/library/?category=Webinars&application=Electromagnetics&lang=English&page=2>, Son Erişim Tarihi: 10.12.2022.
4. Thompson, W. (1981). *Theory of vibration with applications* (Second Edition). New Jersey: Prentice Hall, 50-230.
5. Schippers, H., Tongeren, J. H., Knott, P., Deloues, T., Lacomme, P., and Scherbarth, M. R. (2007). Vibrating antennas and compensation techniques research in NATO/RTO/SET 087/RTG50. *IEEE Aerospace Conference*, 1-13.
6. Lo, Y. T., and Lee, S. W. (1993). *Antenna handbook: Antenna theory*. New York: Springer, 63-103.
7. Milligan, T. A. (2005). *Modern antenna design* (Second Edition). Canada: John Wiley & Sons, Inc. Publication, 25-500.
8. Hibbeler, R. C. (2009). *Engineering mechanics: Dynamics* (Twelfth Edition). New Jersey: Prentice Hall, 50-230.
9. ASTM Committee F42 on Additive Manufacturing Technologies (2012). *Standard terminology for additive manufacturing technologies*, ASTM International.
10. Gao, W., Zhang, Y., Ramanujan, D., Ramani, K., Chen, Y., Williams, C. B., Wang, C. C. L., Shin, Y. C., Zhang, S., and Zavattieri, P. D. (2015). The status, challenges, and future of additive manufacturing in engineering. *Computer-Aided Design*. 69, 65-89.
11. Gibson, I., Rosen, D., and Stucker, B. (2015). *Vat photopolymerization processes, in additive manufacturing technologies, 3D printing, rapid prototyping, and direct digital manufacturing* (Second Edition). New York, USA: Springer, 63-103.
12. Christensen P. W., and Klarbring, A. (2009). *An introduction to structural optimization*, Canada: Springer, 20-156.
13. Sigmund O., and Maute, K. (2013). Topology optimization approaches, structural and multidisciplinary optimization. *Open Journal of Civil Engineering*, 48, 1031-1055.
14. Díaz A. R., Kikuchi, N. (1992). Solutions to shape and topology eigenvalue optimization problems using a homogenization method. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 35(7), 1487.
15. Jog, C. S. (2002). Topology design of structures subjected to periodic loading. *Journal of Sound and Vibration*, 253(3), 687.

16. Kumar, S. (2005). Optimization of BIW, chasis and casting at mahindra&mahindra, *Altair CAE Users Conference*, India.
17. Lee, A. J., Park, B. Y., and Park, C. Y. (2005). Stiffener layout optimization to maximize natural frequencies of a structure: application to HDD cover structure, *Structural Dynamics and Applied Control Laboratory*. KAIST.
18. Kumar, G. A. (2020). Multi objective topology optimization of additive manufactured alternator bracket. *Materials Today*, 12.
19. Wilner, R. (2020). Potential and challenges of additive manufacturing for topology optimized spacecraft structures. *Journal of Laser Application*, 20.
20. Cheng, L. (2018). Natural frequency optimization of variable-density additive manufactured lattice structure: theory and experimental validation. *Manufacturing Science and Engineering*, 15.
21. Rao, S. S. (2011). *Mechanical vibrations* (Fifth Edition). Singapore: Pearson Inc., 140-300.
22. Boyer, R., Welsch, G., and Collings, E. W. (1994). *Materials properties handbook: Titanium alloys*. USA: ASM International.
23. Department of Defence Test Method Standard for Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests (2019). *MIL-STD-810H*. USA: Department of Defence.
24. Bathe, K. J. (2001). *Finite element procedure*. New Jersey: Prentice Hall, 52-500.
25. The Aluminum Association (2018). *International Alloy Designations and Chemical Composition Limits for Wrought Aluminum and Wrought Aluminum Alloys*. ASM International.
26. Department of Defence Test Method Standard Mechanical Vibrations of Shipboard Equipment (2005). *MIL-STD-167-1A*. USA: Department of Defence.



Gazili olmak ayrıcalıktır