

**FONKSİYONEL DERECELENDİRİLMİŞ MALZEMEDEN
(FDM) YAPILMIŞ KABUKLARIN FARKLI SINIR
KOŞULLARI ALTINDAKİ DİNAMİK DAVRANIŞLARININ
SONLU ELEMANLAR ANALİZİ KULLANARAK
HESAPLANMASI**

**CALCULATION OF DYNAMIC BEHAVIOUR OF
FUNCTIONALLY GRADED MATERIAL (FGM) SHELLS
UNDER DIFFERENT BOUNDARY CONDITIONS BY USING
FINITE ELEMENT ANALYSIS**

SERHAT SUERİ

Prof.Dr.BORA YILDIRIM

Tez Danışmanı

Hacettepe Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim – Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı İçin Öngördüğü
YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak hazırlanmıştır.

2015

SERHAT SUERİ'nin hazırladığı “**Fonksiyonel Derecelendirilmiş Malzemeden (FDM) Yapılmış Kabukların Farklı Sınır Koşulları Altındaki Dinamik Davranışlarının Sonlu Elemanlar Analizi Kullanarak Hesaplanması**” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI'** nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr. Hasan Basri ULAŞ

Başkan (Üye)

.....

Prof. Dr. Bora YILDIRIM

Danışman (Üye)

.....

Yrd. Doç. Dr. Can Ulaş Doğruer

Üye

.....

Bu tez Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. Fatma SEVİN DÜZ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Aileme ithafen...

ETİK

Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

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

beyan ederim.

28/01/2015

SERHAT SUERİ

FONKSİYONEL DERECELENDİRİLMİŞ MALZEMEDEN (FDM) YAPILMIŞ KABUKLARIN FARKLI SINIR KOŞULLARI ALTINDAKİ DİNAMİK DAVRANIŞLARININ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ KULLANARAK HESAPLANMASI

Serhat SUERİ

ÖZ

Fonksiyonel derecelendirilmiş malzemeler (FDM), mekanik özellikleri bir noktadan diğer bir noktaya sürekli değişen, heterojen özel bir malzeme tipidir. Belirli bir hacimsel oranda karıştırılan iki malzeme ile oluşturulan FDM yapılar, kompozit malzemelerin, teknolojiye cevap veremediği durumlara çözüm kaynağı olmuştur.

Bu çalışmada, FDM kabuk yapıların titreşim karakteristikleri hakkında genel bir yaklaşım bulunması amaçlanmıştır. Bunun için paslanmaz çelik ve zirkonya'dan oluşan FDM bir kabuk yapı sonlu elemanlar analizi (ANSYS) kullanılarak çeşitli analizlere tabi tutulmuş, tasarlanan bu FDM yapının dinamik davranışı hakkında bilgi edinilmiştir. FDM yapının titreşim özellikleri hakkında daha düzgün bir yorum yapabilmek adına, farklı sınır koşulları, farklı geometrik özellikler ve farklı hacimsel dağılım oranları için modal analizler tekrarlanmış, elde edilen sonuçların doğruluğunu ölçebilmek için de bu veriler literatürde bulunan veriler ile kıyaslanmıştır. Ayrıca, yapı üzerinde bir çatlak eklenmiş ve bu çatlağın yapının davranışı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Son olarak, ortotropik FDM kabuk yapı için analizler yapılarak alümina malzemesi için daha doğru sonuçlar elde edilmiştir.

Yapılan analizler sonucu, FDM yapı için elde edilen doğal frekans değerlerinin, literatürde bulunan değerler ile aynı paralellikte olduğu gözlemlenmiştir. FDM yapı modeli kullanılarak elde edilen saf malzeme davranışı ile saf malzemeler için ayrıca yapılan analizlerden ortaya çıkan sonuçlar da tamamen benzer çıkmıştır. Buna ilave olarak, farklı hacimsel oranlardaki FDM yapıların doğal frekans değerleri, FDM yapıyı meydana getiren malzemelerin doğal frekansları arasında yer almıştır ki; bu da FDM yapıda kullandığımız matematiksel modeli doğrulamaktadır.

Anahtar Kelimeler: Fonksiyonel Derecelendirilmiş Malzeme, FDM, Titreşim Karakteristikleri, Kabuk, Modal Analiz, Ortotropik

CALCULATION OF DYNAMIC BEHAVIOUR OF FUNCTIONALLY GRADED MATERIAL (FGM) SHELLS UNDER DIFFERENT BOUNDARY CONDITIONS BY USING FINITE ELEMENT ANALYSIS

Serhat SUERi

Abstract

Functionally graded materials (FGM) are multifunctional composite materials whose mechanical properties vary smoothly and continuously from one side to the other. Due this continuous change in composition of the constituent materials, FGMs are promising candidates for future intelligent composites.

This thesis is aimed to find a general approach about the vibrational behavior of functionally graded cylindrical shells. In order to do that, a FGM shell made of stainless steel and zirconia is subjected to various analyses using finite element method (ANSYS) and its dynamic behavior is obtained consequently. For a better evaluation of its vibrational behavior, FGM shell has undergone various modal analyses, with different boundary conditions, geometrical properties and a volume fraction ratio. The acquired results are compared with the data available in the resources and verified ultimately. Also, a crack is added to the FGM shell and its effect on the vibrational characteristics is analyzed. As a final step, orthotropic FGM shell has undergone modal analyses for better results according to alumina material.

Results obtained for the FGM shell from ANSYS are in a good agreement with the results found in the literature. Furthermore, results obtained separately for the constituent pure materials of FGM matches with the results of the pure materials obtained from the FGM approach. Finally, it is important to mention that for any value of volume fraction ratio, the frequency curve lies within the frequencies of the two extreme values of N (those belong to pure materials) which also verifies this work.

Keywords: Functionally graded material, FGM, Vibrational Behavior, Shell, Modal Analysis, Orthotropic

TEŐEKKÖR

Tez alıőmamın yapıliő süresi boyunca yakın ilgi gördüğüm ve benden yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Bora YILDIRIM' a, desteğini esirgemeyen aileme içtenlikle teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ETİK	iii
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiii
SİMGELER ve KISALTMALAR	xiv
1.GİRİŞ	1
1.1 Literatür Araştırması.....	2
1.2 Tezin Amacı	3
2. KULLANILAN TEORİ VE YÖNTEMLER.....	5
2.1 Silindirik Kabuk Yapıların Modellenmesi	5
2.2 Fonksiyonel Derecelendirilmiş Malzemeler (FDM)	9
3. Sonlu Elemanlar Analizi.....	15
3.1 Modal Analiz.....	18
3.2 Block Lanczos Yöntemi.....	19
3.3 ANSYS Analiz Gösterimi	21
4. ANALİZ ÇALIŞMALARI	29
4.1 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin, ANSYS ile Hesaplanan Doğal Frekansların Analitik Verilerle Karşılaştırılması	30
4.2 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Power Law” Kuvvetlerine Göre Doğal Frekans Dağılımları	37
4.3 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Sigmoid FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Varyasyon Katsayılarına Göre Doğal Frekans Dağılımları	41
4.4 FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Dağılımları.....	43

4.4.1 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri	43
4.4.2 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	46
4.4.3 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	47
4.4.4 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	49
4.4.5 FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Dağılımlarının Değerlendirilmesi	51
4.5 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Çatlaklı FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Power Law” Kuvvetlerine Göre Doğal Frekans Dağılımları	52
4.6 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Power Law” Kuvvetlerine Göre Doğal Frekans Dağılımları	55
4.7 Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Dağılımları.....	57
4.7.1 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri	58
4.7.2 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri	59
4.7.3 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri	60
4.7.4 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	62
4.7.5 Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Dağılımlarının Değerlendirilmesi	64
5. SONUÇLARIN YORUMLANMASI VE ÖNERİLER.....	65
KAYNAKLAR.....	68
ÖZGEÇMİŞ	71

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1 Tez Akış Şeması	4
Şekil 2.1 Silindirik Kabuğun Şematik Çizimi [9].....	5
Şekil 2.2 “Power Law” FDM Kabuk Yapı İçin Varyasyon Katsayısına Bağlı Olarak Young Modülü Değişimi [10]	10
Şekil 2.3 FDM Yapıdaki Malzeme Dağılımı [10].....	11
Şekil 2.4 Sigmoid FDM Kabuk Yapı İçin Varyasyon Katsayısına Bağlı Olarak Young Modülü Değişimi [10].....	12
Şekil 3.1 1-Boyutlu 2 Düğüm Noktalı Lineer Eleman	16
Şekil 3.2 1-Boyutlu 3 Düğüm Noktalı Kuadratik Eleman	16
Şekil 3.3 2-Boyutlu 6 Düğüm Noktalı Kuadratik Eleman	16
Şekil 3.4 2-Boyutlu 8 Düğüm Noktalı Kuadratik Eleman	17
Şekil 3.5 “SHELL 281” Kabuk Eleman	18
Şekil 3.6 ANSYS Akış Şeması	21
Şekil 3.7 Analiz Tipi Seçim Ekranı	22
Şekil 3.8 Analiz Eleman Tipi Seçim Ekranı	22
Şekil 3.9 Analiz Eleman Kalınlık Ayarlama Ekranı	23
Şekil 3.10 Silindir Oluşturma Ekranı	23
Şekil 3.11 Kabuk Oluşturma Ekranı	24
Şekil 3.12 Ağ (Mesh) Oluşturma Öncesi Boyutlandırma.....	24
Şekil 3.13 Ağ (Mesh) Oluşturma Ekranı.....	25
Şekil 3.14 Sınır Koşulları Tanımlama Ekranı	26
Şekil 3.15 Analiz Tipi Seçim Ekranı	26
Şekil 3.16 Modal Analiz Mod Sayısı Belirleme Ekranı	27
Şekil 3.17 Ortotropik FDM Kabuk Yapılarda Koordinat Sisteminin Seçimi.....	28

Şekil 4.1 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “3” Olduğu Şekil.....	31
Şekil 4.2 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “4” Olduğu Şekil.....	31
Şekil 4.3 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “5” Olduğu Şekil.....	32
Şekil 4.4 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “6” Olduğu Şekil.....	32
Şekil 4.5 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “7” Olduğu Şekil.....	33
Şekil 4.6 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “8” Olduğu Şekil.....	33
Şekil 4.7 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “9” Olduğu Şekil.....	34
Şekil 4.8 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “10” Olduğu Şekil.....	34
Şekil 4.9 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “11” Olduğu Şekil.....	35
Şekil 4.10 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “12” Olduğu Şekil.....	35
Şekil 4.11 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Analitik Veriler ile ANSYS'den Elde Edilen Verilerin Karşılaştırılması.....	36
Şekil 4.12 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Power Law” Kuvvetlerine Göre Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri	39
Şekil 4.13 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Power Law” Kuvvetlerine Göre Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10]	39
Şekil 4.14 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Sigmoid FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Sigmoid Law” Kuvvetlerine Göre Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri	42
Şekil 4.15 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Sigmoid FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Sigmoid Law” Kuvvetlerine Göre Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10]	42

Şekil 4.16 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	45
Şekil 4.17 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10].....	45
Şekil 4.18 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	46
Şekil 4.19 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10].....	46
Şekil 4.20 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	48
Şekil 4.21 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10].....	48
Şekil 4.22 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	50
Şekil 4.23 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10].....	50
Şekil 4.24 FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Değerleri.....	51
Şekil 4.25 FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10].....	51
Şekil 4.26 FDM Kabuk Yapı Üzerinde Oluşturulan Çatlağın Görünümü	53
Şekil 4.27 Çatlaklı FDM Kabuk Yapısının Doğal Frekans Değerlerinin Çatlak Boyları ile Değişimi	54
Şekil 4.28 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	56
Şekil 4.29 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	59
Şekil 4.30 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri	59
Şekil 4.31 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri	61
Şekil 4.32 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri	63

Şekil 4.33 Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Değerleri..... 64

Şekil 4.34 FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Değerleri..... 64

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1 FDM Kabuk Yapının Geometrik Özellikleri.....	30
Çizelge 4.2 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Analitik ve ANSYS'den Elde Edilen Veriler	36
Çizelge 4.3 FDM Kabuk Yapının Malzeme Özellikleri.....	37
Çizelge 4.4 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapının Farklı "Power Law" Kuvvetleri İçin Doğal Frekans Değerleri.....	38
Çizelge 4.5 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Sigmoid FDM Kabuk Yapının Farklı "Sigmoid Law" Kuvvetleri İçin Doğal Frekans Değerleri.....	41
Çizelge 4.6 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	44
Çizelge 4.7 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	47
Çizelge 4.8 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri.....	49
Çizelge 4.9 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Çatlaklı FDM Kabuk Yapı İçin Farklı "Power Law" Kuvvetleri ve Farklı Çatlak Boylarına Göre Doğal Frekans Değerleri (Hz).....	54
Çizelge 4.10 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Orthotropik FDM Kabuk Yapının Farklı "Power Law" Kuvvetleri İçin Doğal Frekans Değerleri	56
Çizelge 4.11 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri	58
Çizelge 4.12 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri	60
Çizelge 4.13 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri	62

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

- K : Bulk katsayısı
G : Kesme katsayısı
E : Young's katsayısı
 ν : Possion oranı
V : Hacim
 ρ : Öz kütle değeri
H : Kabuk Kalınlığı
ZrO₂ : Zirkona
Al : Alüminyum
Al₂O₃ : Alümina
V_f : Varyasyon katsayısı

Kısaltmalar

- FDM : Fonksiyonel Dereceli Malzeme

1.GİRİŞ

Mekanik özellikleri bir noktadan diğer bir noktaya düzenli ve sürekli olarak değişen heterojen özel mikro yapılar, fonksiyonel derecelendirilmiş malzemeler (FDM) olarak tanımlanır. Birden çok malzemenin fazlarının tek bir hacim içerisinde düzenli geçişi ile özel malzeme davranışlarına sahip olan bu mikroskobik malzemeler, ilk olarak 1984 yılında Japonya'da bir uzay aracı projesinde kullanılmıştır.

FDM yapılar son yirmi yılda hızla önem kazanmış, araştırma/geliştirme departmanları için kilit teknoloji haline gelmiştir. Bu malzemeler, termal değişimlerin çok yüksek olduğu başta havacılık, uçak ve uzay sanayi olmak üzere mekanik, inşaat ve elektrik devre endüstrisi gibi geniş kullanım aralıkları içermektedir. Termal değişimlerin çok yüksek olduğu bu alanlarda kullanılan malzemeler, bu yüksek sıcaklık değişimlerinden dolayı oluşacak ısıl gerilmeleri azaltmak için seramik ve metal fazdan oluşturulur.

Geçmişte, metal ve seramiklerin beraber kullanıldığı yüksek sıcaklık uygulamalarında, metalin yüksek sıcaklıktaki aşınma ve oksitlenme problemi, seramiğin de düşük tokluğu yeni malzeme arayışlarına neden olmuştur. Metal-seramik kompozitler, bu malzemelerde katmanlar arasındaki süreksizlik nedeniyle oluşan yüksek ısıl ve artık gerilimlerden dolayı teknolojinin talep ettiği tasarımlara istenilen düzeyde cevap verememiştir.

Fonksiyonel derecelendirilmiş malzemeler sayesinde bu iki malzeme belirli bir hacimsel oranda birbirleriyle karıştırılmış, metalin tokluk özelliği ile seramiklerin yüksek ısıya dayanma gücü birleştirilmiştir. [1]

1.1 Literatür Araştırması

Mekanik özellikleri parça kalınlığına bağlı olarak değişen FDM malzemeler ilk olarak, uzay araçlarında çok etkin bir kullanıma sahip olacağını öngören Shiota ve Koizumi tarafından takdim edilmiştir. [2] [3]

Zhu [4] toz metalürji kullanarak seramik ve metal malzemeler ile FDM yapının üretimini anlatmış, bundan farklı metotlar da farklı kaynaklarda ortaya sürülmüştür. [5] [6]

Williamson [7] homojen seramik ve metal katmanlara sahip bir FDM yapının, sonlu elemanlar metodu kullanarak analizini gerçekleştirmiş ve sınır koşullarında meydana gelen gerilme/gerinim değerlerini hesaplamıştır.

Moya [8] yaptığı çalışmada fonksiyonel derecelendirilmiş malzemeleri akıllı bilgisayarlar, çevresel sensörler ve havacılık alanında kilit teknoloji niteliği taşıyacak, özel kompozit malzemeler olarak nitelendirmiştir.

FDM üzerine yapılan çalışmaların pek çoğu termal sorunları ele almıştır. Pek çok bilim adamı farklı sınır koşulları altında, FDM yapıların termal gerilme analizini gerçekleştirmiştir.

Temel yapısal konfigürasyonlardan biri olan FDM kabuk yapılar, mühendislikte ve teknolojide oldukça geniş bir kullanım yelpazesine sahiptir. Şimdiye kadar izotropik ve kompozit kabuk yapıların salınım davranışları hakkında pek çok çalışma yapılmıştır, ancak FDM yapıların titreşim karakteristikleriyle ilgili sınırlı sayıda araştırma mevcuttur.

Pradhan [9] yaptığı çalışmada bir FDM kabuk yapının, farklı sınır koşulları altındaki titreşim karakteristiklerini incelemiştir.

Ansari ise çalışmasında, herhangi bir sınır koşulu altındaki FDM kabul yapının dinamik davranışının matematik modelini oluşturmuştur. [10]

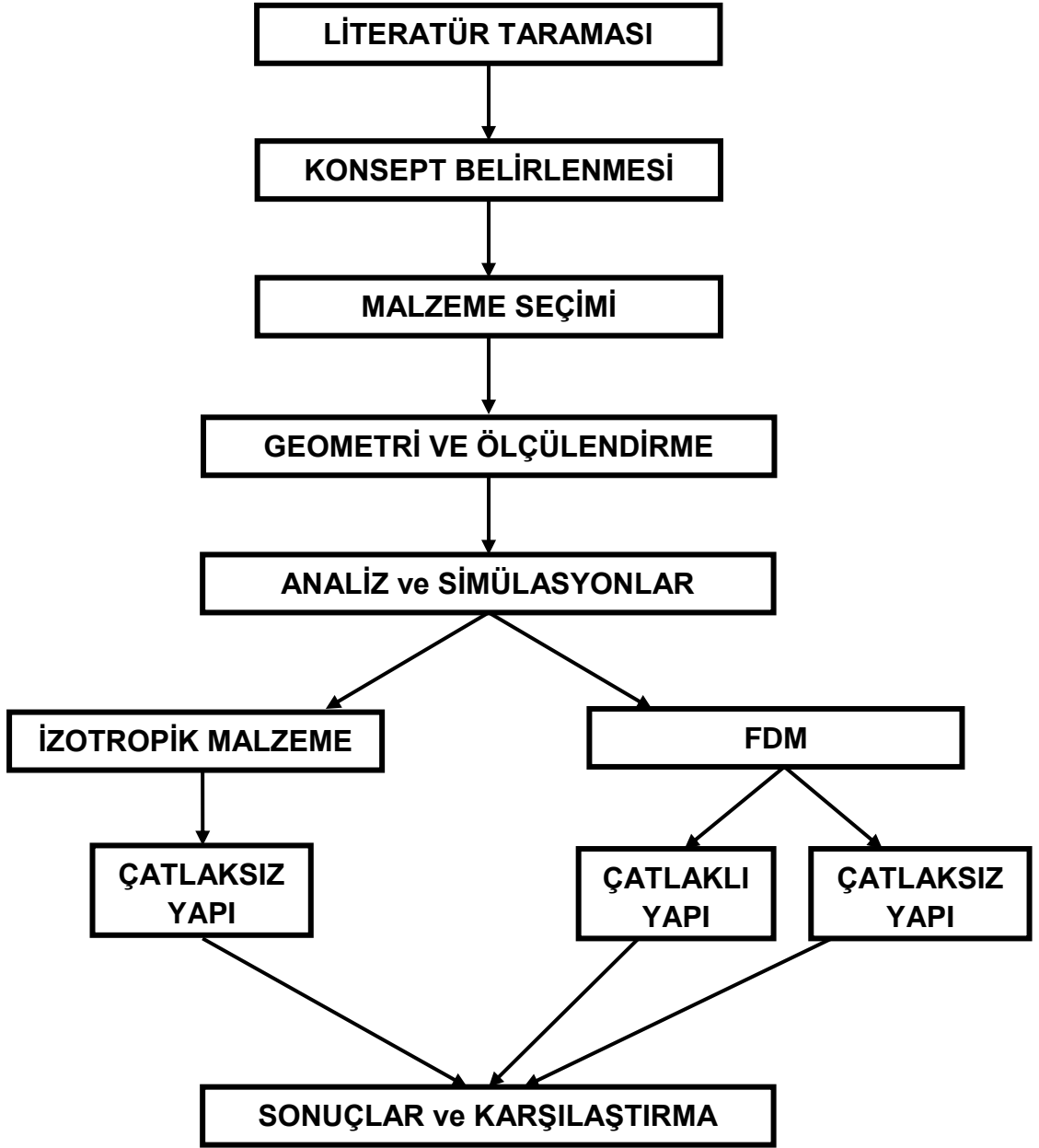
Liu ve Zhong yaptıkları çalışmasında, ortotropik FDM kabuk yapının termal gerilimlerin hesaplanması için analitik teknikleri incelemiştir. [11]

1.2 Tezin Amacı

Özel bir kompozit olan FDM yapılar, sürekli değişen mikro yapısal özelliği ile teknolojinin pek çok alanında anahtar görevine sahiptir. FDM yapılarla ilgili, gün geçtikçe yeni bir çalışma yapılmaktadır, ancak yapıların dinamik davranışıyla ilgili çalışmalar halen sınırlıdır.

Bu tezde paslanmaz çelik ve zirkonya'dan oluşan FDM kabuk yapının dinamik davranışı, sonlu elemanlar yazılımı (ANSYS) kullanılarak analiz edilmiştir. Farklı sınır koşulları ve değişen FDM varyasyon katsayısı (yapının fonksiyonel özellikleri) için modal analiz tekrarlanmış, elde edilen sonuçlar teorik bilgiler doğrultusunda yorumlanmıştır. Kullanılan matematiksel model ile yapılan analizlerin doğruluğunu teyit etmek için oluşan malzemenin izotropik formu ve iki malzemenin saf formları da aynı şartlar altında analize tabi tutulmuştur. Elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca saf malzemeler için elde edilen bu doğal frekans değerleri, FDM yapının doğal frekans değerlerinin daha iyi yorumlanmasına yardımcı olmuştur. Çalışma süresince iki farklı varyasyon katsayısı modeli ile ("Power Law" ve "Sigmoid Law") analizler gerçekleştirilmiş, bu modeller arasındaki fark incelenmiştir. İkinci aşama da analiz edilen FDM yapıya çatlak eklenilip, çatlağın yapının davranışı üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Son olarak ortotropik FDM kabuk yapı için modal analizler yapılmıştır ve elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

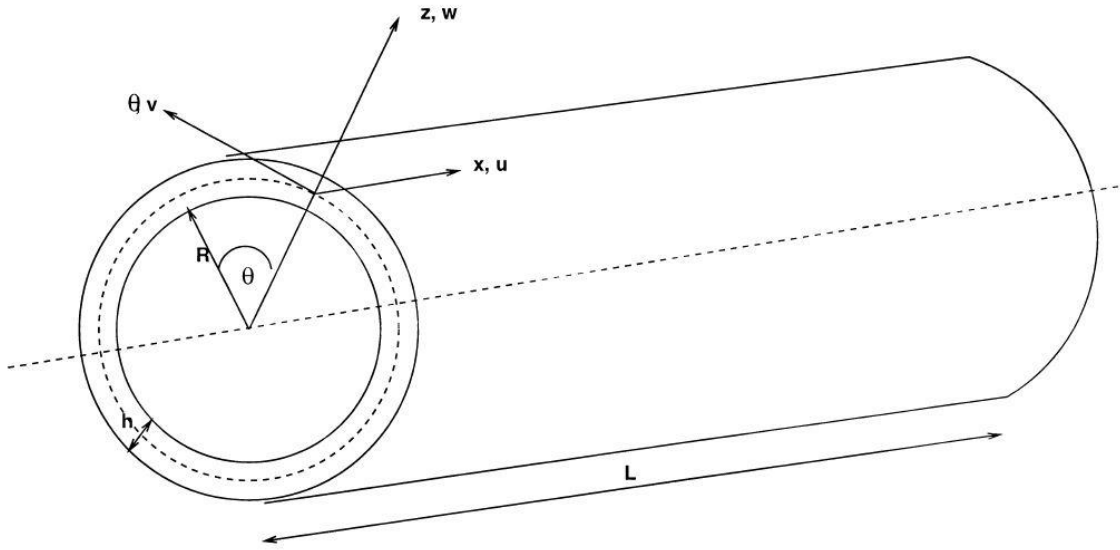


Şekil 1.1 Tez Akış Şeması

2. KULLANILAN TEORİ VE YÖNTEMLER

2.1 Silindirik Kabuk Yapıların Modellenmesi

Bu çalışmada R yarıçapındaki, L uzunluğundaki ve h kalınlığındaki bir silindirik kabuk için gerekli analizler yapılmış ve deformasyonlar (x, θ, z) koordinat sistemine göre tanımlanmıştır.



Şekil 2.1 Silindirik Kabuğun Şematik Çizimi [9]

Düzlemsel gerilme altındaki ince silindirik bir kabuk için temel denklem aşağıdaki şekilde belirtilmiştir;

$$\{\sigma\} = [Q]\{e\} \quad (2.1)$$

Burada $\{\sigma\}$ ve $\{e\}$ gerilme ve gerinim vektörlerini ifade ederken, azaltılmış katılık matrisi $[Q]$ ile gösterilmiştir.

Gerilme vektörü

$$\{\sigma\}^T = \{\sigma_x \sigma_\theta \sigma_{x\theta}\} \quad (2.2)$$

olarak tanımlanırken, burada geçen σ_x ve σ_θ , x ve θ yönündeki normal gerilimi, $\sigma_{x\theta}$ ise $x\theta$ yönündeki kayma gerilmesini ifade etmektedir.

Gerinim vektörü ise, aynı şekilde

$$\{e\}^T = \{e_x e_\theta e_{x\theta}\} \quad (2.3)$$

olarak tanımlanmıştır ve x ve θ yönündeki normal gerinim e_x ve e_θ ile gösterilirken, $x\theta$ yönündeki kayma gerinimi $e_{x\theta}$ ile gösterilmiştir.

Azaltılmış katılık matrisi $[Q]$, aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır;

$$[Q] = \begin{pmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{pmatrix} \quad (2.4)$$

İzotropik malzemeler için azaltılmış katılık Q_{ij} ;

$$Q_{11} = \frac{E}{1-\nu^2} \quad (2.5)$$

$$Q_{22} = \frac{E}{1-\nu^2} \quad (2.6)$$

$$Q_{12} = \frac{\nu E}{1-\nu^2} \quad (2.7)$$

$$Q_{66} = \frac{E}{2(1-\nu)} \quad (2.8)$$

Bu formüllerde E ve ν , Young modülü ve Poisson oranını yansıtmaktadır.

“Love” kabuk teoremini kullanarak, gerilme bileşenleri şu şekilde tanımlanmıştır;

$$e_x = e_1 - zk_1 \quad (2.9)$$

$$e_\theta = e_2 - zk_2 \quad (2.10)$$

$$e_{x\theta} = \gamma - 2z\tau \quad (2.11)$$

$\{e_1, e_2, \gamma\}$: referans yüzey gerinimleri

$\{k_1, k_2, \tau\}$: yüzey eğriliği

$$\{e_1, e_2, \gamma\} = \left\{ \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{1}{R} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + w \right), \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right\} \quad (2.12)$$

$$\{k_1, k_2, \tau\} = \left\{ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} - \frac{\partial v}{\partial \theta} \right), \frac{1}{R} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} - \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right\} \quad (2.13)$$

İnce silindirik bir kabuk için, kuvvet ve moment bileşenleri;

$$\{N_x, N_\theta, N_{x\theta}\} = \int_{-h/2}^{h/2} (\sigma_x, \sigma_\theta, \sigma_{x\theta}) dz \quad (2.14)$$

$$\{M_x, M_\theta, M_{x\theta}\} = \int_{-h/2}^{h/2} (\sigma_x, \sigma_\theta, \sigma_{x\theta}) z dz \quad (2.15)$$

Yukarıda bahsedilen 2.9, 2.10, 2.11 ve 2.1 nolu denklemleri 2.14 ve 2.15 in içine yerleştirerek temel denklem şu şekilde oluşturulmuştur;

$$\{N\} = [S]\{\varepsilon\} \quad (2.16)$$

$$\{N\}^T = \{N_x, N_\theta, N_{x\theta}, M_x, M_\theta, M_{x\theta}\} \quad (2.17)$$

$$\{\varepsilon\}^T = \{e_1, e_2, \gamma, k_1, k_2, 2\tau\} \quad (2.18)$$

$$[S] = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & B_{11} & B_{12} & 0 \\ A_{12} & A_{22} & 0 & B_{12} & B_{22} & 0 \\ 0 & 0 & A_{66} & 0 & 0 & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & 0 & D_{11} & D_{12} & 0 \\ B_{12} & B_{22} & 0 & D_{12} & D_{22} & 0 \\ 0 & 0 & B_{66} & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

Düzlemsel (A_{ij}) , bağlantı (B_{ij}) ve eğilme katılığı (D_{ij}) aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır;

$$\{A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}\} = \int_{-h/2}^{h/2} Q_{ij} \{1, z, z^2\} dz \quad (2.20)$$

FDM kabuk yapının doğal frekanslarını hesaplamak için Rayleigh metodu kullanılmıştır. Langranj fonksiyonuna göre enerji π , maksimum kinetik T_{maks} ve gerilme enerjisi U_{maks} arasındaki fark olarak tanımlanmıştır.

$$\pi = T_{maks} - U_{maks} \quad (2.21)$$

Gerilme ve kinetik enerjisi ise şu şekilde belirtilmektedir;

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \int_{-h/2}^{h/2} \{\varepsilon\}^T \{\sigma\} R dz d\theta dx \quad (2.22)$$

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \int_{-h/2}^{h/2} \rho \left[\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] R dz d\theta dx \quad (2.23)$$

$\{\varepsilon\}$ = gerinim vektörü

$\{\sigma\}$ = gerilme vektörü

ρ = yoğunluk

2.14 ve 2.16 nolu denklemler 2.22 nolu formülün içine yerleştirildiğinde, gerilme enerjisi şu şekilde;

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \{\varepsilon\}^T [s] \{\varepsilon\} R d\theta dx \quad (2.24)$$

$[s]$ = rijitlik matrisi

Kinetik enerji ise şu şekilde belirtilmiştir;

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \rho T \left[\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] R d\theta dx \quad (2.25)$$

$$\rho_T = \int_{-h/2}^{h/2} \rho dz \quad (2.26)$$

Burada ρ_T , birim uzunluktaki kütle yoğunluğunu ifade etmektedir.

Farklı sınır koşullarında serbest salınım yapan bir silindirik kabuk için uzaysal deplasman aşağıdaki şekilde gösterilmiştir;

$$u = A \frac{\partial \phi(x)}{\partial x} \cos(n\theta) \sin(\omega t) \quad (2.27)$$

$$v = B \phi(x) \sin(n\theta) \sin(\omega t) \quad (2.28)$$

$$w = C \phi(x) \cos(n\theta) \sin(\omega t) \quad (2.29)$$

$A, B, C = u, v, w$ yönlerindeki titreşimin genliği

Burada aksenal modal fonksiyon;

$$\phi(x) = c_1 \sin\left(\frac{nx}{L}\right) + c_2 \cos\left(\frac{nx}{L}\right) + c_3 \sinh\left(\frac{nx}{L}\right) + c_4 \cosh\left(\frac{nx}{L}\right) \quad (2.30)$$

$c_1, c_2, c_3, c_4 =$ Her bir sınır koşulu için hesaplanması gereken katsayı

n = aksel dalg sayısına bağlı olarak değişen reel bir sayı (örn: basit mesnetli sınır koşulunda, $n = m\pi$ (m , aksel dalg sayısı))

Yukarda denklem 2.30da belirtilen aksel modal fonksiyon, sınır koşullarında, $x = 0$ ve $x = L$, belirli değerleri sağlamak zorundadır. Bu çalışmada kullanılan ankastre mesnet, serbest u ve mafsallı mesnet için sınır koşulları;

Ankastre Mesnet:

$$\emptyset(x) = \frac{\partial \emptyset(x)}{\partial x} = 0 \quad (2.31)$$

Serbest U:

$$\frac{\partial^2 \emptyset(x)}{\partial x^2} = \frac{\partial^3 \emptyset(x)}{\partial x^3} = 0 \quad (2.32)$$

Mafsallı Mesnet:

$$\emptyset(x) = \frac{\partial^2 \emptyset(x)}{\partial x^2} = 0 \quad (2.33)$$

2.9, 2.10, 2.11ve 2.19 nolu denklemler, 2.24, 2.25, 2.26, 2.27, 2.28 ve 2.29 nolu denklemlerin içine yerleştirilerek, Lagranj fonksiyonu;

$$\frac{\partial \Pi}{\partial A} = \frac{\partial \Pi}{\partial B} = \frac{\partial \Pi}{\partial C} \quad (2.34)$$

Buradan özdeğer denklemleri şu şekilde elde edilmiştir;

$$\begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A \\ B \\ C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.35)$$

2.2 Fonksiyonel Derecelendirilmiş Malzemeler (FDM)

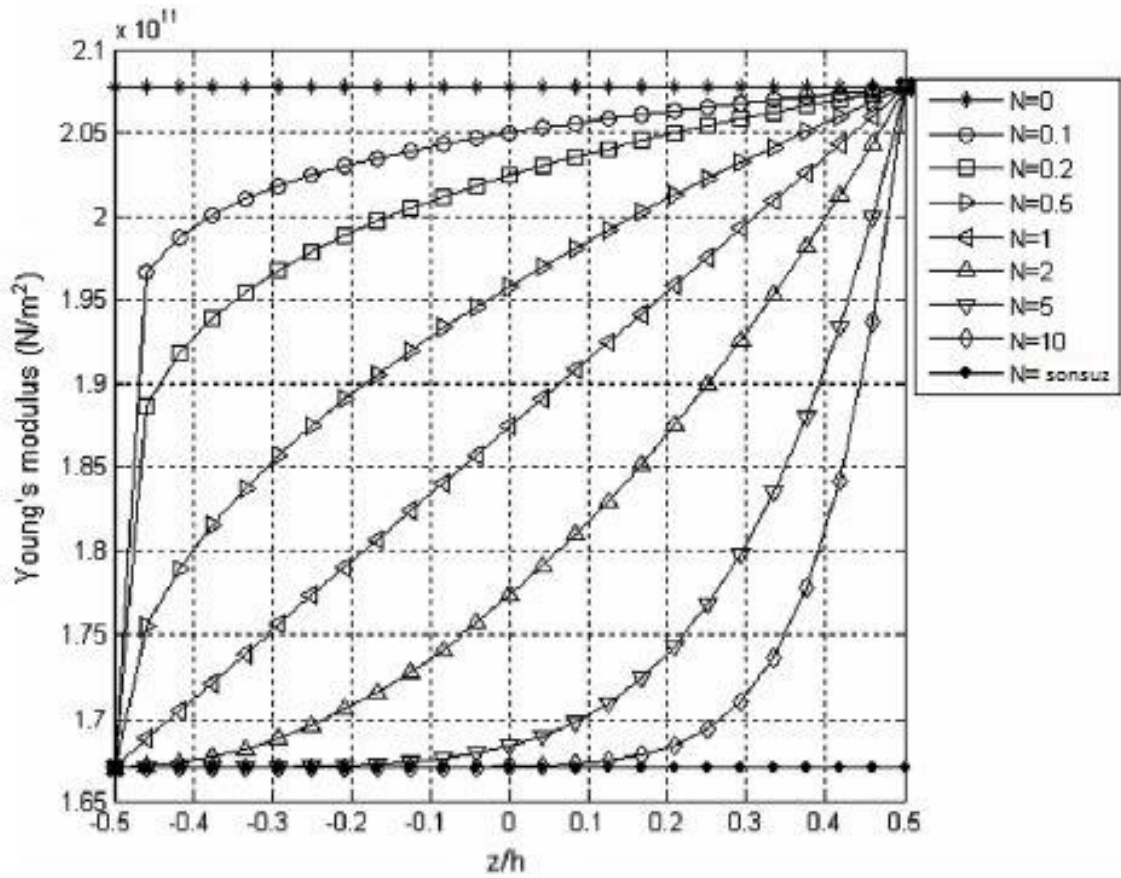
Kompozit bir malzeme olan FDM yapılar iki ya da daha fazla malzemenin birleştirilmesi ile oluşturulur. FDM kabuk yapıların davranışları, varyasyon katsayısı (V_f) olarak adlandırılan ve silindirin dış ve i yarıçapına bağlı olan bir değerken tarafından kontrol edilmektedir. Varyasyon katsayısı “power-law” ve “sigmoid-law” olarak ifade edilen iki farklı formül ile ifade edilmektedir.

“Power-law” FDM yapılar için aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır;

$$V_f(z) = \left(\frac{z}{h} + \frac{1}{2}\right)^N \quad (2.36)$$

Burada “power law” kuvveti olarak gösterilen N, kabuk kalınlığı boyunca malzeme özelliklerinin değişimini ifade eden indekstir.

Formülde geçen N değerinin, 0 veya sonsuz olarak alınması, izotropik malzeme davranışına sebep olur (örn; N=0 → çelik; N=∞ → seramik).

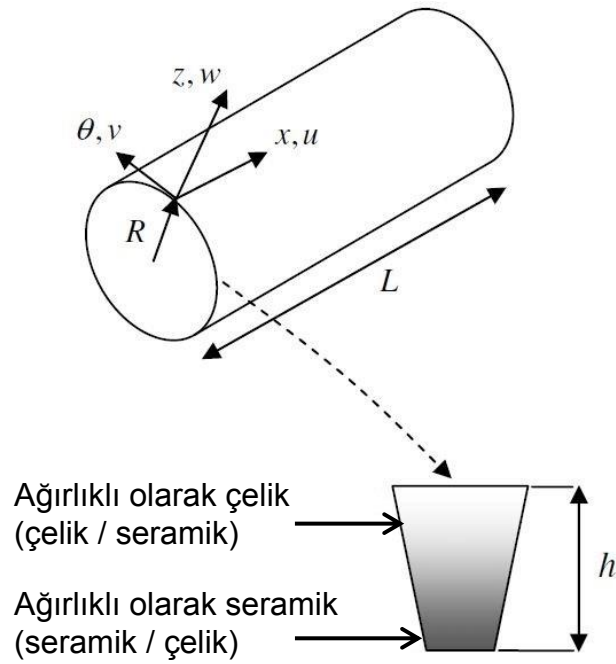


Şekil 2.2 “Power Law” FDM Kabuk Yapı İçin Varyasyon Katsayısına Bağlı Olarak Young Modülü Değişimi [10]

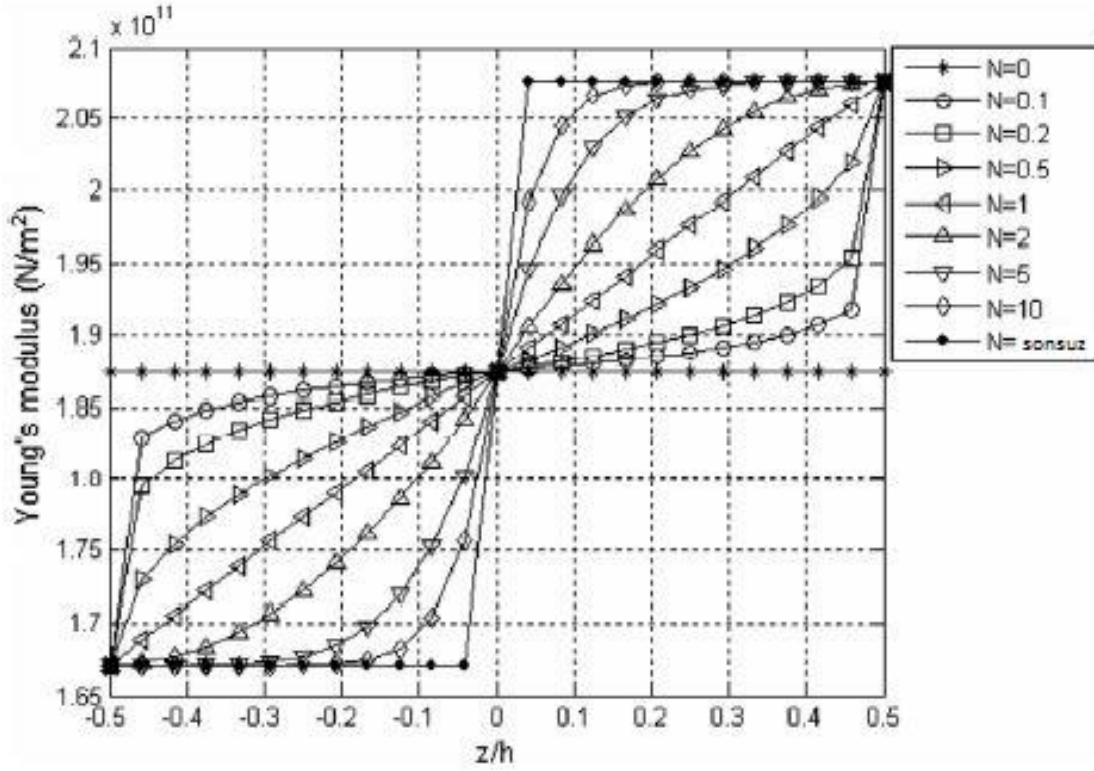
“Sigmoid-law” FDM yapılar için ise şu şekilde tanımlanmıştır;

$$V_f(z) = \left\{ \begin{array}{ll} 1 - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{2z}{h}\right)^N & 0 \leq z \leq \frac{h}{2} \\ \frac{1}{2} \left(1 + \frac{2z}{h}\right)^N & -\frac{h}{2} \leq z \leq 0 \end{array} \right\} \quad (2.37)$$

“Power-law” dan farklı olarak, buradaki N değerinin, 0 olarak alınması iki malzemenin izotropik olarak karıştırıldığı duruma tekabül ederken; $N=\infty$ durumu kabuk yapının kalınlığı boyunca yarısının birinci malzemedan, diğer yarısının ise ikinci malzemedan üretildiği durumu ifade etmektedir.



Şekil 2.3 FDM Yapıdaki Malzeme Dağılımı [10]



Şekil 2.4 Sigmoid FDM Kabuk Yapı İçin Varyasyon Katsayısına Bağlı Olarak Young Modülü Değişimi [10]

FDM bir yapı için malzeme özellikleri; elastisite modülü (E), poisson oranı (ν) ve malzeme yoğunluğu (ρ) aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$E_{fgm} = (E_2 - E_1)(V_f(z))^N + E_1 \quad (2.38)$$

$$\nu_{fgm} = (\nu_2 - \nu_1)(V_f(z))^N + \nu_1 \quad (2.39)$$

$$\rho_{fgm} = (\rho_2 - \rho_1)(V_f(z))^N + \rho_1 \quad (2.40)$$

$V_f(z)$ denklemi; "Power-law" için 2.36 denklemden, "Sigmoid-law" için ise 2.37 denklemden alınmıştır.

Kabuk yapı; $z = -h/2$ iken tamamen çelik, $z = h/2$ de iken ise tamamen seramik malzeme davranışı göstermektedir. FDM yapının malzeme davranışı kabuk kalınlığı boyunca çelikten seramiğe doğru çok düzenli bir şekilde değişim göstermektedir, yani; kabuk yapının iç yüzeyi çelik, dış yüzeyi ise seramik olarak tanımlanmıştır. [10]

Ortotropik FDM kabuk yapı için malzeme özellikleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$\{\varepsilon\}$, $\{\sigma\}$ ve $\{\alpha\}$ toplam gerinim, gerilim ve termal genleşme katsayısı vektörleri olarak tanımlanmıştır.

$$\{\varepsilon\} = [S] \{\sigma\} + \{\alpha\} + \Delta T \quad (2.41)$$

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{xy} \end{Bmatrix} \quad \{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} \quad \{\alpha\} = \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_z \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.42)$$

$$[S] = \begin{bmatrix} 1/E_x & -\nu_{xy}/E_x & -\nu_{xz}/E_x & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{xy}/E_x & 1/E_y & -\nu_{yz}/E_y & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{xz}/E_x & -\nu_{yz}/E_y & 1/E_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/(2G_{yz}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/(2G_{xz}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/(2G_{xy}) \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

Ayrıca, ortotropik malzemelerin malzeme özellikleri aşağıdaki denklemlerdeki gibi ilişkilidir.

$$\frac{\nu_{yx}}{E_y} = \frac{\nu_{xy}}{E_x} \quad \frac{\nu_{zx}}{E_z} = \frac{\nu_{xz}}{E_x} \quad \frac{\nu_{zy}}{E_z} = \frac{\nu_{yz}}{E_y} \quad (2.44)$$

FDM kabuk yapı, $\xi=0$ iken %100 alumina, $\xi=h$ iken ise %100 nikeldir. Bütün gerekli termo mekanik özellikler güç fonksiyonları ve malzeme parametreleri ile şöyle tanımlanmıştır.

$$E_x = E_x^c + (E_x^m - E_x^c) V_f(z) \quad (2.45)$$

$$E_y = E_y^c + (E_y^m - E_y^c) V_f(z) \quad (2.46)$$

$$E_z = E_z^c + (E_z^m - E_z^c) V_f(z) \quad (2.47)$$

$$v_{xy} = v_{xy}^c + (v_{xy}^m - v_{xy}^c) V_f(z) \quad (2.48)$$

$$v_{xz} = v_{xz}^c + (v_{xz}^m - v_{xz}^c) V_f(z) \quad (2.49)$$

$$v_{zx} = v_{zx}^c + (v_{zx}^m - v_{zx}^c) V_f(z) \quad (2.50)$$

$$v_{zy} = v_{zy}^c + (v_{zy}^m - v_{zy}^c) V_f(z) \quad (2.51)$$

$$G_{xy} = G_{xy}^c + (G_{xy}^m - G_{xy}^c) V_f(z) \quad (2.52)$$

3. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Sonlu elemanlar metodu, karmaşık mühendislik problemlerinin basitleştirerek, hassas olarak çözülmesinde etkin olarak kullanılan bir sayısal metottur.

Sonlu elemanlar metodu, analitik olarak modellenmesi zor ve karmaşık olan problemlerin aynı özellikleri taşıyan basit parçalara bölünerek, her bir parçanın kendi içerisinde çözülmesiyle genel problemin çözümünün bulunduğu bir analiz metodudur. Sonlu elemanlar yönteminde elde edilen sonuçlar yaklaşık sonuçlardır. Problemlerin analitik olarak çözülmesini zor kılan parametreler analiz edilecek modelin her zaman düzgün sınırlara sahip olamayışı ve malzemelerin her zaman lineer davranış gösterememesidir. Sonlu elemanlar metodunun üç temel özelliği vardır: [12]

- Geometrik olarak karmaşık olabilecek çözüm bölgesi, her birisi sonlu elemanlar olarak adlandırılan basit alt geometrik bölgelere ayrılır.
- Her bir elemandaki sürekli fonksiyonlar cebirsel polinomların lineer kombinasyonları olarak tanımlanabileceği kabulü yapılır.
- İstenen değerler, problemi oluşturan sürekli denklemlerin elemanlar içinde belirli düğüm noktalarında bulunması ile elde edilir. Bu değerlerin bulunmasında yaklaşım fonksiyonları kullanılır. Yaklaşım fonksiyonları, interpolasyon teorisi temel alınan polinomlardan seçilir. Seçilecek yaklaşım fonksiyonunun derecesi kullanılacak eleman düğüm sayısına bağlıdır.

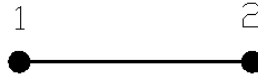
Sürekli bir ortamda problemin içerdiği fiziksel alana göre birçok alan değişkeni bulunur. Örneğin, termal ve mekanik alanda gerilme, yer-değiştirme ve sıcaklık başlıca alan değişkenleridir. Bunlar çözüm yapılacak düğümdeki serbestlik dereceleri olarak adlandırılır.

Sürekli ortamın sonlu elemanlara ayrılmış alt bölgeleri de aynı karakteristik özellikleri gösterdiğinden her eleman için elde edilen denklem takımı birleştirildiğinde bütün sistemi ifade eden global denklem takımı elde edilecektir. Denklem takımının çözümü ile sürekli ortam alan değişkenleri düğüm noktalarında elde edilecektir. [13]

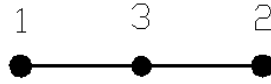
Sonlu elemanlar metodunu diğer sayısal yöntemlere göre üstün kılan başlıca unsurlar aşağıdaki gibidir. [12]

- Kullanılan sonlu elemanların boyutlarının ve şekillerinin değişebilirliği özelliği ile ele alınan çözüm geometrisi küçük miktarda hatalar ile ifade edilebilmektedir.
- Değişik geometrilere ve farklı malzeme özelliklerine sahip parçalar diğer sayısal analiz yöntemlerine göre daha kolay incelenebilir.
- Problemi oluşturan modelin sonlu sayıda elemanlara ayrılmasından sonra, her eleman için eleman rijitlik matrisi oluşturulur ve daha sonra bu eleman rijitlik matrisleri birleştirilerek bütün problemi ifade eden global rijitlik matrisi oluşturulur.

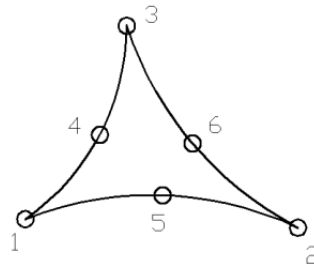
Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan eleman tiplerinden bazıları aşağıda gösterilmiştir. [14]



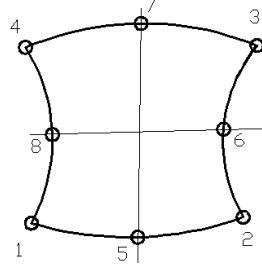
Şekil 3.1 1-Boyutlu 2 Düğüm Noktalı Lineer Eleman



Şekil 3.2 1-Boyutlu 3 Düğüm Noktalı Kuadratik Eleman



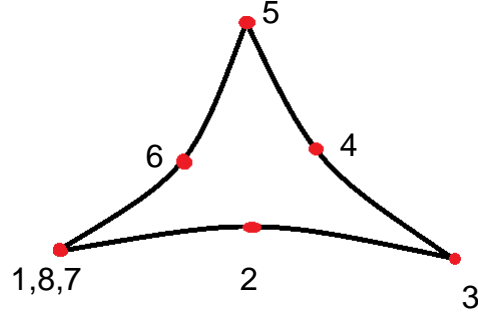
Şekil 3.3 2-Boyutlu 6 Düğüm Noktalı Kuadratik Eleman



Şekil 3.4 2-Boyutlu 8 Düğüm Noktalı Kuadratik Eleman

Sonlu elemanlar metodunda temel düşünce problemleri basit alt problemlere indirgeyerek pratik çözüm elde etmektir. Sonlu elemanlar metodunda ilk basamak, yapıyı veya çözüm bölgesini alt bölümlere yani sonlu elemanlara ayırmaktır. Bu ayırımında uygun sonlu elemanlar kullanılmalı, elemanların cinsi, sayısı ve düzeni tespit edilmelidir. Sonlu elemanlar metodunda ilk basamak, yapıyı veya çözüm bölgesini alt bölümlere yani sonlu elemanlara ayırmaktır. İlk olarak problem çok sayıda elemana ayırıp, düğüm noktaları (nods) oluşturularak, tüm problem bir büyük ağ (mesh) halinde modellenmelidir. Sonrasında model üzerinde etkisi bulunana girdi verileri; yükler ve deplasmanlar; tanımlanmaktadır. Bu tanımlama işlemlerine ilk işlem (preprocessor) adı verilmektedir. Karmaşık bir problemin herhangi bir yük altındaki deplasmanının kesin olarak tahmin edilmesi mümkün olmadığından, bir eleman için, bilinmeyen çözümü yaklaşık olarak ifade edilebilecek uygun bir deplasman modeli seçilmelidir. Bu model hesaplamalar açısından basit olmalı, ancak problem çözümünde etkin olmalıdır. Denge denklemleri veya varyasyonel prensipler ve yaklaşık deplasman modeli kullanılarak eleman katılık matrisleri ve yük vektörleri bulunmalıdır. Genellikle matris denklemleri şeklinde olan bu denge denklemlerin çözülmesi ile de değişkenlerin düğüm noktalarındaki değerleri elde edilmektedir. Bu denge denklemlerinin her bir eleman için çözülmesi ile elemanların davranışları elde edilmektedir. Bu işleme çözüm (post-process) denmektedir. Sonuçlar kullanıcıya çözüm işlemi ile problem üzerinde grafiksel ve sayısal sonuçlar halinde verilmektedir.

Yapılan analiz sonuçları eleman sayısı artıkça gerçek sonuçlara en yakın değerini almaktadır. Bu nedenle analizlerde özellikle çatlak bölgelerinde eleman sayıları artırılarak bir plaka için 8 düğüm noktalı kabuk elemanlar (SHELL 281) kullanılmıştır. Ansys’de yapılan modal analizde Block Lanczos yöntemi kullanılarak doğal frekanslar belirlenmiştir. [15]



Şekil 3.5 “SHELL 281” Kabuk Eleman

3.1 Modal Analiz

Modal analiz, titreşime maruz kalmış yapının dinamik özelliklerini incelemek için kullanılır. Modal analiz kullanılarak; herhangi bir yapının veya komponentin doğal titreşim frekansı ile onunla özdeş mod şekli elde edilir. Bu özellikte tasarım aşamasındaki yapılarda oldukça önemlidir çünkü modal analiz ile yapıların / komponentlerin doğal davranışları hakkında direk bilgi elde edilir.

Ansys de modal analiz lineer olarak gerçekleştirilir. Plastisite ve çarpışma gibi lineer olmayan durumlarda bile bu durum ihmal edilerek, problem lineer olarak çözülür. Ansys farklı mod hesaplama yöntemleri sunmaktadır;

- Block Lanczos
- PCG Lancsoz
- Unsymmetric
- Damped
- QR Damped
- Supernode

3.2 Block Lanczos Yöntemi

Hesaplamalı bilimlerde, Block Lanczos algoritması, yalnızca uzun ve ince matrislerin çarpımını kullanarak sonlu düzlemdeki bir matrisin sıfır uzayındaki karşılığını bulmak için kullanılır. Bu algoritma sıfır uzayı hesaplamak için kullanılan en verimli metotlardan biridir.

Block Lanczos özdeğer ekstraksiyon yöntemi, geniş simetrik özdeğer problemleri için kullanılır. Klasik Lanczos metodunun bir varyasyonu olan Block Lanczos yöntemi, vektör grubunu tek bir vektör yerine kullanarak gerçekleştirir. Klasik Lanczos metodunda $n \times n$ boyutlu bir A matrisini, üç bantlı bir T matrisini, $B^{-1}AB = T$ şeklinde çevirecek bir B matrisi bulunabilir ve Lanczos algoritması, verilen simetrik bir A matrisini üçbantlı T matrisine dönüştürür.

j adımdan sonra, Lanczos prosedürü blok-tridiagonal matris olarak belirlenir;

$$T_{[j]} = \begin{bmatrix} A_1 & B_2 & .. & .. \\ C_2 & A_2 & .. & .. \\ .. & .. & .. & B_j \\ .. & .. & C_j & A_j \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Sağ ve sol Lanczos vektörlerinin matrisleri;

$$Q_{[j]} = [Q_1, Q_2, \dots, Q_j] \text{ ve } P_{[j]} = [P_1, P_2, \dots, P_j] \quad (3.2)$$

$$P_{[j]}^* Q_{[j]} = I \quad (3.3)$$

Block Lanczos methodu 3-dönem tekrarlıyı kullanır;

$$Q_{j+1}C_{j+1} = AQ_j - Q_jA_j - Q_{j-1}B_j, \quad (3.4)$$

$$P_{j+1}B_{j+1}^* = A^*P_j - P_jA_j^* - P_{j-1}C_j^* \quad (3.5)$$

Matris formülünde,

$$AQ_{[j]} = Q_{[j]}T_{[j]} + Q_{j+1}C_{j+1}E_j^* \quad (3.6)$$

$$A^*P_{[j]} = P_{[j]}T_{[j]}^* + P_{j+1}B_{j+1}^*E_j^* \quad (3.7)$$

Lanczos metodu A'nın yaklaşık eigen değer ve eigen vektörlerini kullanmak için eigen değer problemi $j_p \times j_p$ blok - tridiagonal matris $T_{[j]}$ çözülür.

$$T_{[j]}'nin\ her\ bir\ eigen\ üçlemesi\ (\theta_i^{(j)}, z_i^{(j)}, w_i^{(j)}), \quad (3.8)$$

$$T_{[j]}z_i^{(j)} = \theta_i^{(j)} z_i^{(j)} \quad ve \quad (w_i^{(j)})^* T_{[j]} = \theta_i^{(j)} (w_i^{(j)})^* \quad (3.9)$$

$x_i^{(j)} = Q_{[j]}z_i^{(j)}$ ve $y_i^{(j)} = P_{[j]}w_i^{(j)}$ iken Ritz üçlemi $(\theta_i^{(j)}, x_i^{(j)}, y_i^{(j)})$, belirlenir. Genellikle, Ritz üçlemesi A birincinin dış eigen üçlemesine yaklaşıktır.

Yaklaşımı incelemek için, $r_i^{(j)}$ ve $s_i^{(j)}$ 'nin yerini tutan sağ ve sol artık vektörleri gösterelim:

$$r_i^{(j)} = Ax_i^{(j)} - \theta_i^{(j)}x_i^{(j)}, \quad (3.10)$$

$$(s_i^{(j)})^* = (y_i^{(j)})^*A - \theta_i^{(j)}(y_i^{(j)})^*. \quad (3.11)$$

Değerler yerine konulduğunda

$$r_i^{(j)} = Q_{j+1}C_{j+1}(E_j^* z_i^{(j)}), \quad (3.12)$$

$$(s_i^{(j)})^* = ((w_i^{(j)})^* E_j)B_{j+1}P_{j+1}^*. \quad (3.13)$$

Eğer artık normlar yeterince küçük olursa Ritz değeri $\theta_i^{(j)}$ 'nin yakınsadığı sayılır.

Benzerlikle, artıklar geride kalan hataların tespitinde kullanılır.

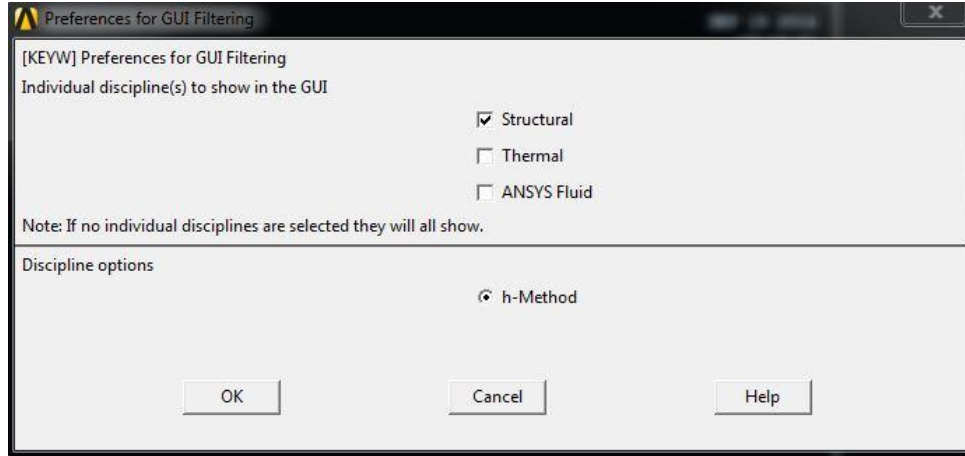
3.3 ANSYS Analiz Gösterimi

ANSYS akış şeması genel olarak aşağıdaki gibidir.



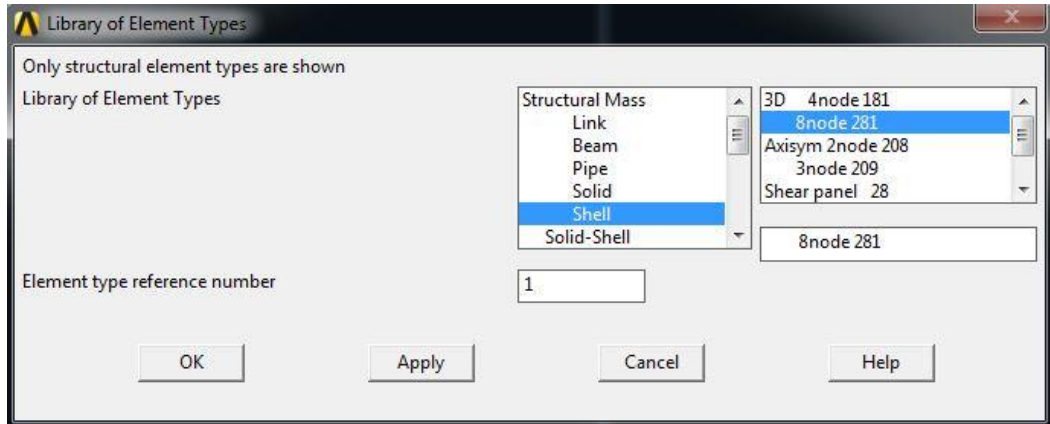
Şekil 3.6 ANSYS Akış Şeması

İlk olarak “Preferences” sekmesinden “Structural” analiz seçimi yapılır.



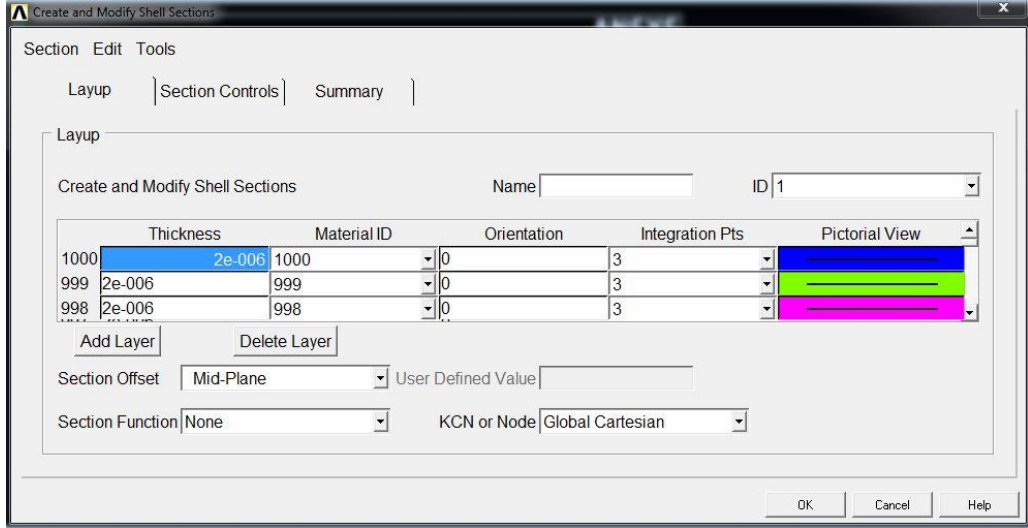
Şekil 3.7 Analiz Tipi Seçim Ekranı

Analiz eleman tipi seçimi için “Preprocessor” sekmesi altından “Element Type” sekmesi seçilir. Bu kısımda “Shell” ve sonrasında “8node 281” seçimi yapılır.



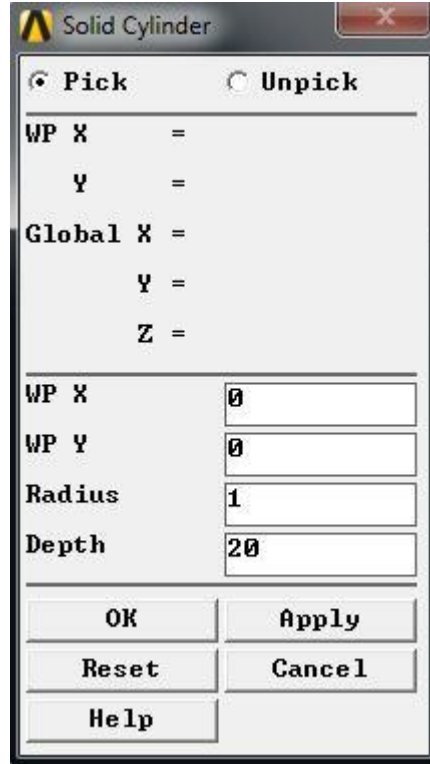
Şekil 3.8 Analiz Eleman Tipi Seçim Ekranı

Kabuk eleman kalınlığı ve FDM katsayısı tanımlaması için “Section “ sekmesinden “Shell” sekmesi altından seçim ve sayı tanımlaması yapılır. FDM analizlerinde 1000 katmanlı analiz yapılmaktadır.



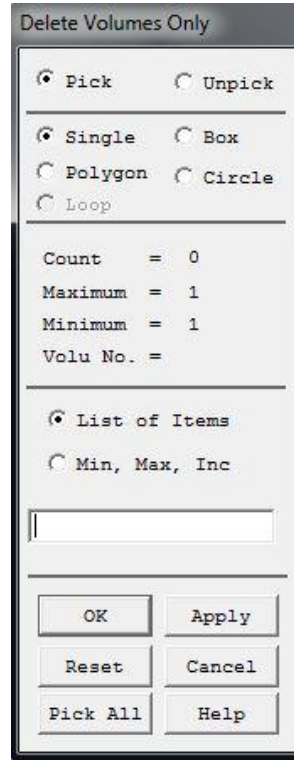
Şekil 3.9 Analiz Eleman Kalınlık Ayarlama Ekranı

Analizi yapılacak plakaların tanımlanması için “Modeling” sonrasında “Create” sekmesinden “Volumes” sekmesinde tanımlama yapılır.



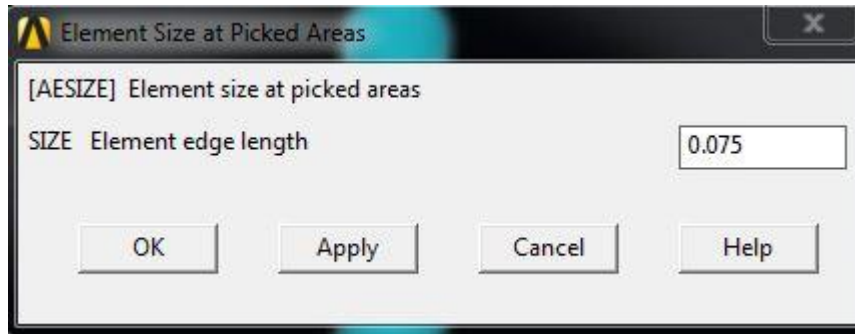
Şekil 3.10 Silindir Oluşturma Ekranı

Analizi yapılacak plakaların tanımlanması için “Modeling - Delete” sekmesinden “Volumes” ve sonrasında “Area and Below” seçilerek yapılır.



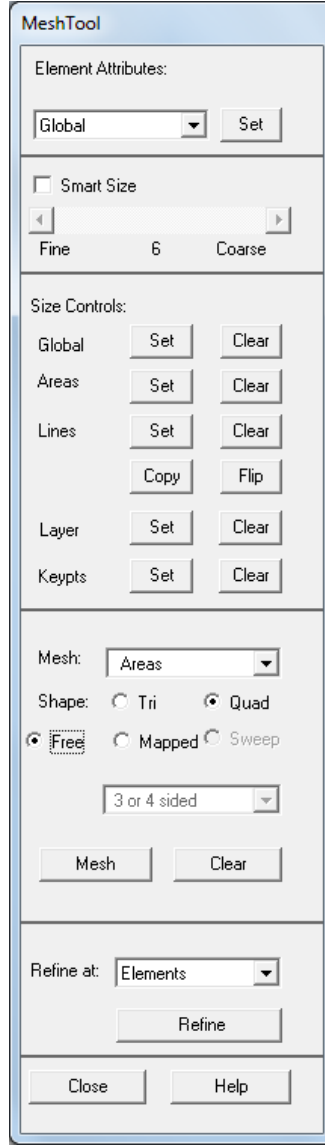
Şekil 3.11 Kabuk Oluşturma Ekranı

Kabuk yapıya ağ oluşturmadan önce ağ yapısının düzgün bir şekilde oluşabilmesi için "Mesh" sekmesinden kenarlar parçalara bölünür.



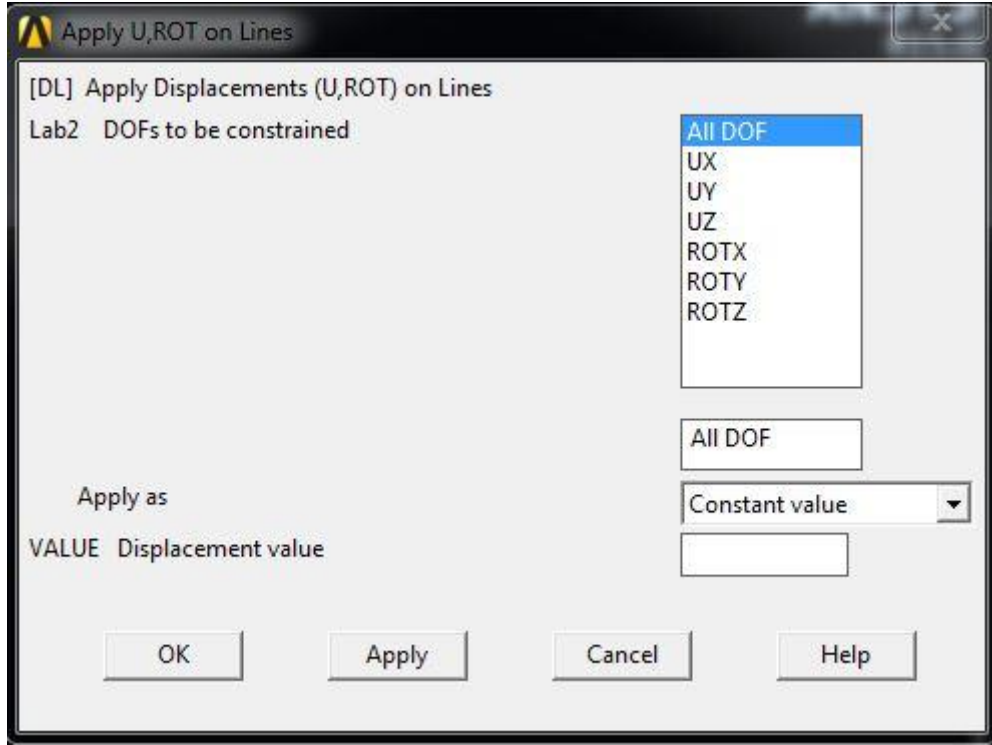
Şekil 3.12 Ağ (Mesh) Oluşturma Öncesi Boyutlandırma

“Meshing” sekmesinden “MeshTool”, “Quad” ve “Mapped” seçilerek “Pick corners” üzerinden kenar noktaları seçilerek ağ yapısı oluşturulur.



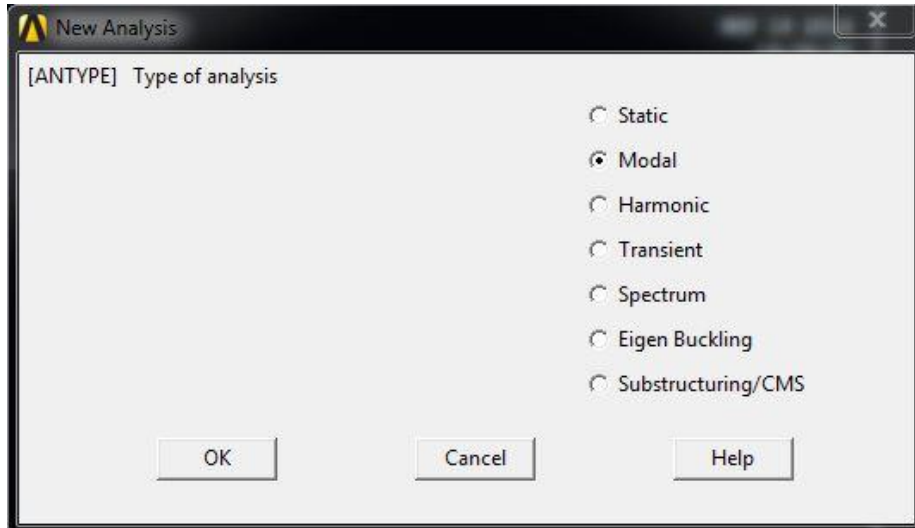
Şekil 3.13 Ağ (Mesh) Oluşturma Ekranı

Analiz sınır şartları tanımlaması için “Solution” sekmesi altından “Define Loads “ sekmesi altından tanımlamalar yapılır.



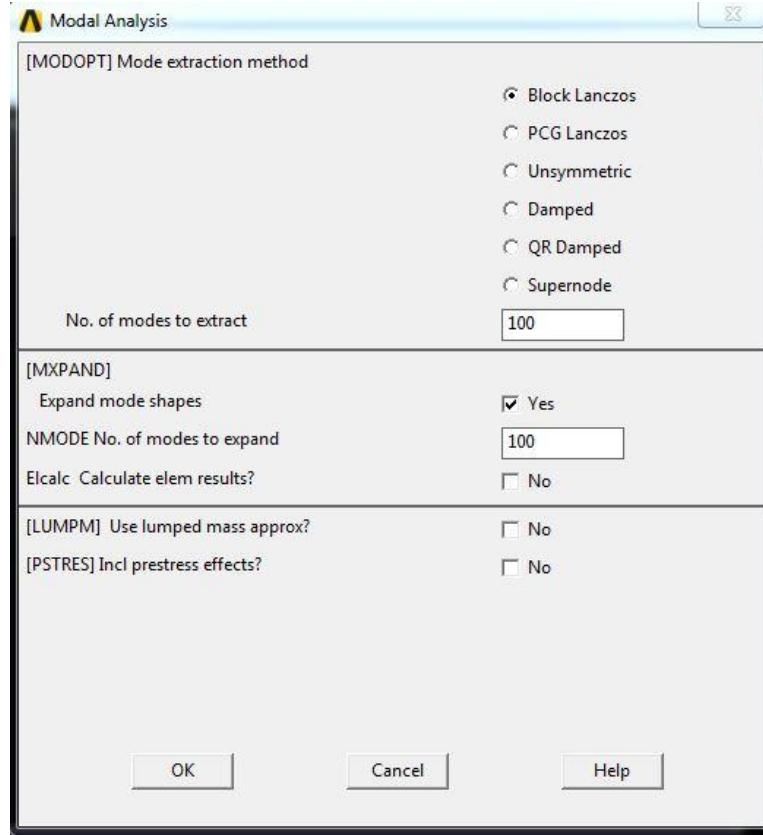
Şekil 3.14 Sınır Koşulları Tanımlama Ekranı

Modal analiz için çözüm metodu ve mod sayısı tanımlaması “Solution “ sekmesi altından “Analysis Type” sekmesinden tanımlamalar yapılır.



Şekil 3.15 Analiz Tipi Seçim Ekranı

Modal analiz mod sayısı tanımlaması “Analysis Options” sekmesinden tanımlama yapılır.

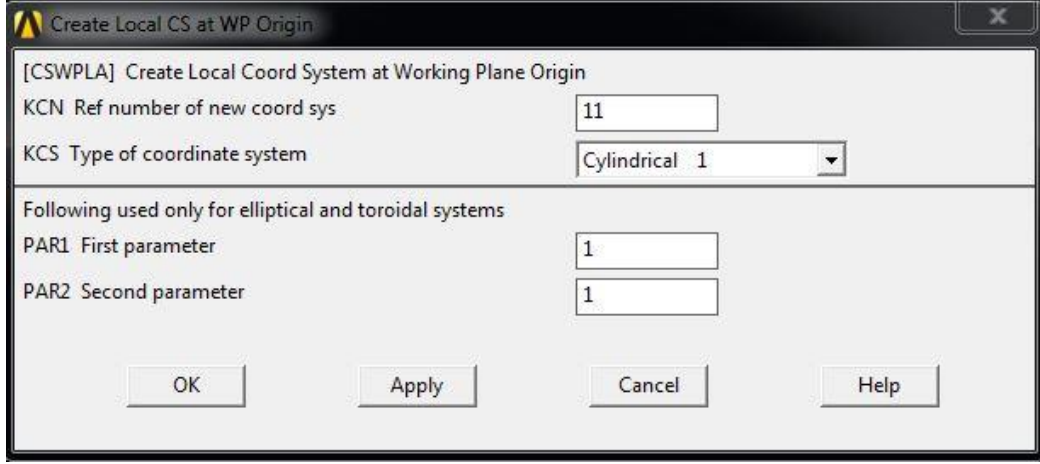


Şekil 3.16 Modal Analiz Mod Sayısı Belirleme Ekranı

Bu denklemler ANSYS programında 1000 katmanda kalınlık boyunca değer alacak şekilde tanımlanmıştır.

FDM kabuk yapı paslanmaz çelik ve seramik Zirkona (ZrO_2) içermektedir. FDM kabuk yapının toplam kalınlığının h olduğu durumda; $z = h/2$ de kabuk yapı saf seramik iken $z = (-h/2)$ de ise kabuk yapı saf metal özelliklerini taşımaktadır.

Ortotropik FDM kabuk yapılar için koordinat seçiminin “Cylindrical 1” olarak seçilmesi gerekmektedir.



Şekil 3.17 Ortotropik FDM Kabuk Yapılarda Koordinat Sisteminin Seçimi

4. ANALİZ ÇALIŞMALARI

FDM yapıların titreşim karakteristikleri hakkında bilgi edinebilmek için farklı sınır koşulları ve farklı şartlar altında pek çok farklı analiz yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizi vasıtası ile elde edilen bu sonuçlar, literatürde yapılan diğer çözüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Analizler şu sırayla gerçekleştirilmiştir;

1. Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş izotropik kabuk yapı için, ANSYS ile hesaplanan doğal frekansların analitik verilerle karşılaştırılması
2. Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş FDM kabuk yapı için farklı "power law" kuvvetlerine göre doğal frekans dağılımları
3. Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş sigmoid FDM kabuk yapı için farklı varyasyon katsayılarına göre doğal frekans dağılımları
4. FDM kabuk yapı için farklı sınır koşulları altında doğal frekans dağılımları
5. Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş çatlaklı FDM kabuk yapı için farklı "power law" kuvvetlerine göre doğal frekans dağılımları
6. Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş ortotropik FDM kabuk yapı için farklı "power law" kuvvetlerine göre doğal frekans dağılımları
7. Ortotropik FDM kabuk yapı için farklı sınır koşulları altında doğal frekans dağılımları

4.1 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin, ANSYS ile Hesaplanan Doğal Frekansların Analitik Verilerle Karşılaştırılması

FDM yapı için oluşturulan modeli doğrulamak ve FDM yapının davranışını daha iyi yorumlamak için, bu çalışmada öncelikle izotropik bir kabuk yapı kullanılmıştır. İzotropik yapının, ANSYS programı kullanılarak hesaplanan doğal frekansları, [16] de elde edilmiş analitik değerler ile kıyaslanmıştır.

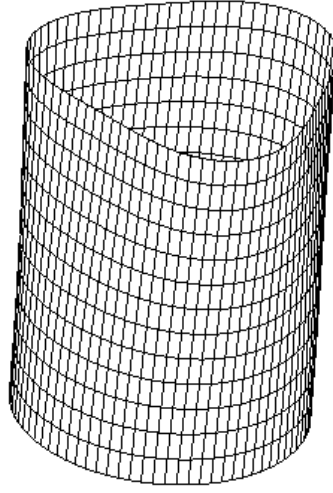
Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş izotropik kabuk yapının özellikleri şu şekildedir;

Çizelge 4.1 FDM Kabuk Yapının Geometrik Özellikleri

Geometrik Özellikler	Değer	Birim
Uzunluk (L)	625.5	mm
Yarıçap (R)	242.3	mm
Kalınlık (h)	0.648	mm
Young Modülü (E)	68.95	GN/m ²
Poisson Oranı (ν)	0.315	-
Yoğunluk (ρ)	2.7145X10 ³	kg/m ³

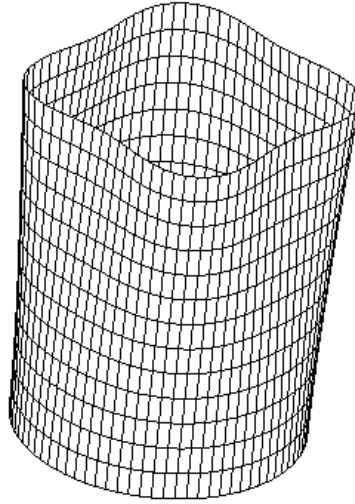
Yapılan tüm analizleri temsilen, bu karşılaştırma için elde edilen farklı çevresel dalga sayılarına göre, yapının davranışı aşağıda gösterilmiştir.

ANSYS
R15.0



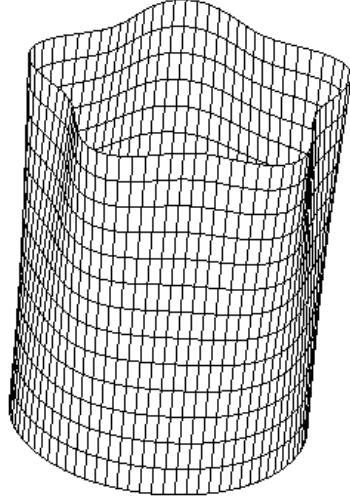
Şekil 4.1 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “3” Olduğu Şekil

ANSYS
R15.0



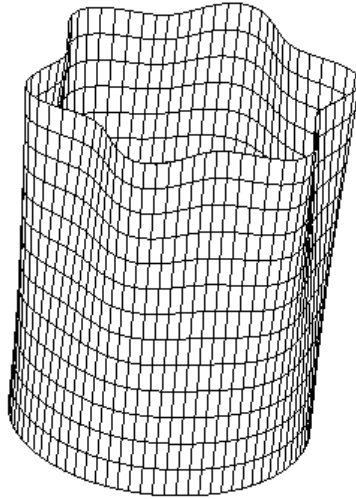
Şekil 4.2 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “4” Olduğu Şekil

ANSYS
R15.0



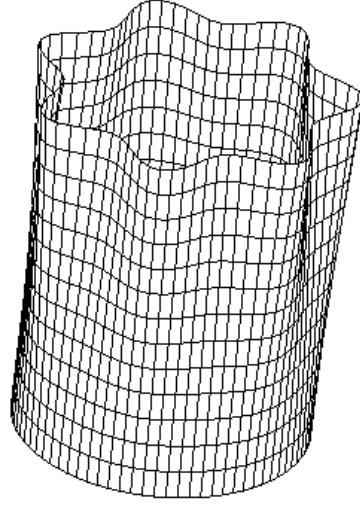
Şekil 4.3 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “5” Olduğu Şekil

ANSYS
R15.0



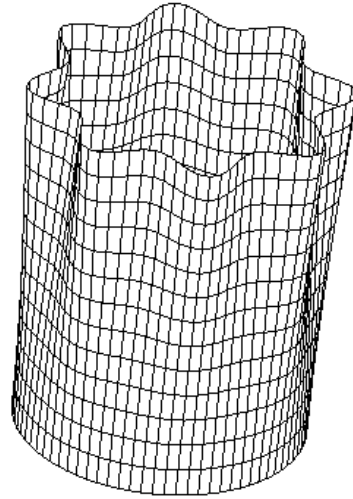
Şekil 4.4 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “6” Olduğu Şekil

ANSYS
R15.0



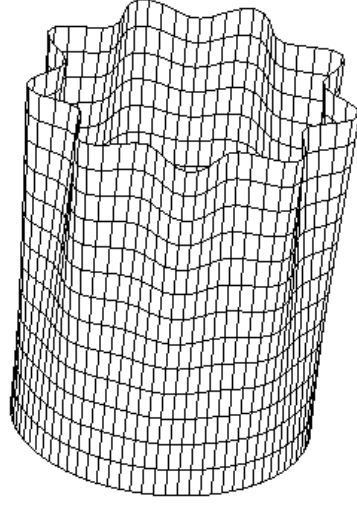
Şekil 4.5 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “7” Olduğu Şekil

ANSYS
R15.0



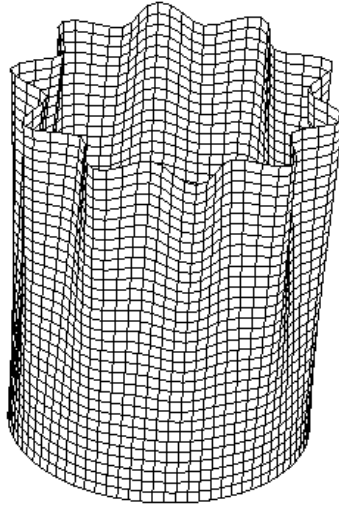
Şekil 4.6 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “8” Olduğu Şekil

ANSYS
R15.0



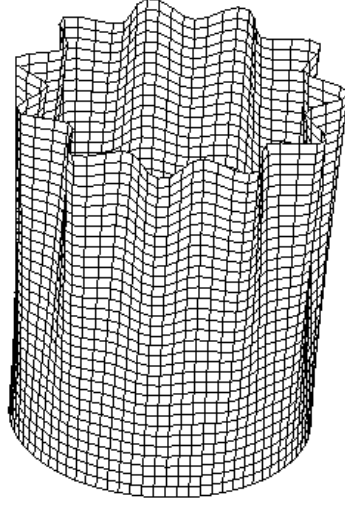
Şekil 4.7 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “9” Olduğu Şekil

ANSYS
R15.0



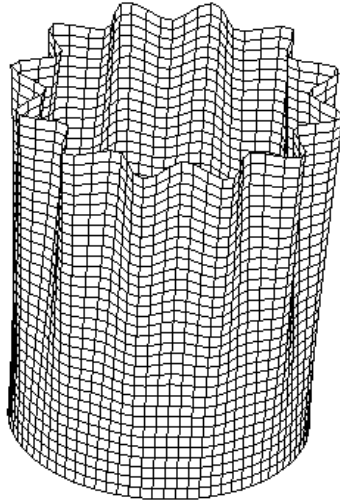
Şekil 4.8 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “10” Olduğu Şekil

ANSYS
R15.0



Şekil 4.9 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “11” Olduğu Şekil

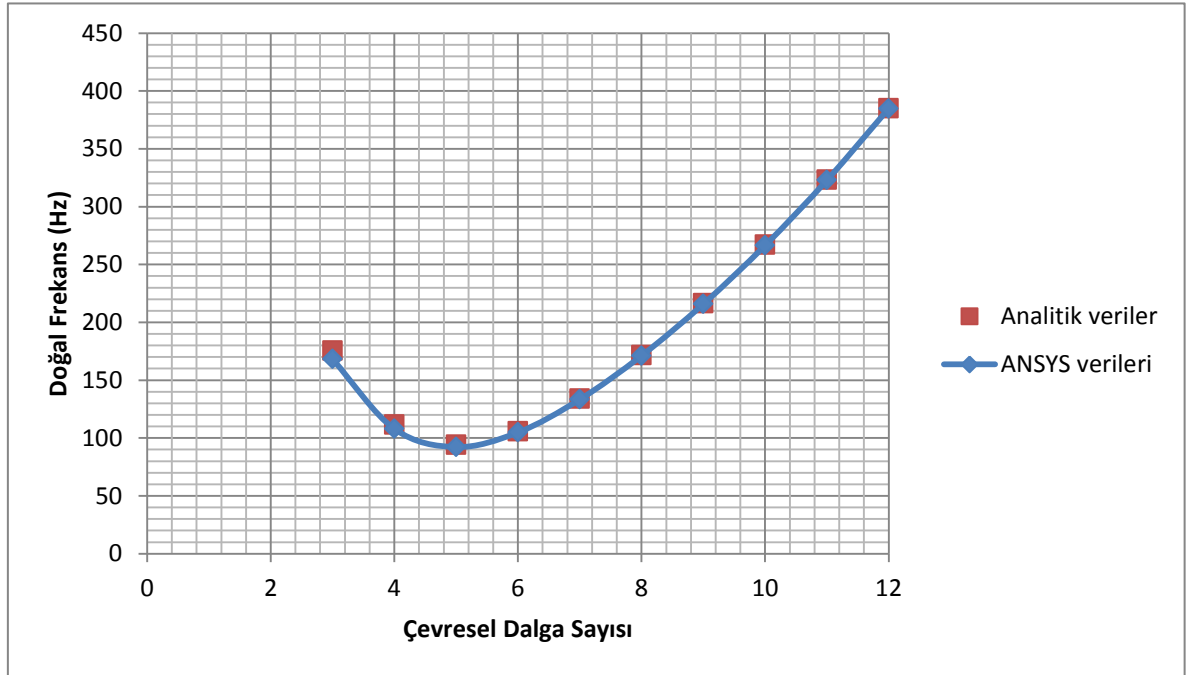
ANSYS
R15.0



Şekil 4.10 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin Çevresel Dalga Sayısının “12” Olduğu Şekil

Çizelge 4.2 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin
Analitik ve ANSYS'den Elde Edilen Veriler

N	Ansysis Verileri	Analitik Veriler [16]
3	168,207	175,5
4	107,925	111,7
5	92,23	94,2
6	104,814	105,8
7	133,339	134
8	171,169	171,7
9	215,838	216,4
10	266,502	267
11	322,864	323,3
12	384,831	385



Şekil 4.11 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş İzotropik Kabuk Yapı İçin
Analitik Veriler ile ANSYS'den Elde Edilen Verilerin Karşılaştırılması

Şekil 4.11' de gösterilen grafikte izotropik kabuk yapı için literatürden elde edilen analitik veriler ile ANSYS'den elde edilen analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. ANSYS'den elde edilen sonuçların 3,4 ve 5 çevresel dalga sayılarından itibaren analitik veriler ile tamamen örtüştüğü görülmektedir. Sonuçlardaki örtüşme, ANSYS'de kullanılan matematiksel modelin doğruluğu hakkında da bilgi vermiştir.

4.2 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Power Law” Kuvvetlerine Göre Doğal Frekans Dağılımları

Bu bölümde bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş FDM kabuk yapı için farklı “power law” kuvvetlerine göre doğal frekans dağılımları incelenmiştir. Ayrıca sonuçların kesinliğini sağlama amacı ile saf çelik ve saf zirkonya için de analizlerin sonuçları gösterilmiştir. Çünkü “ $N=0 \rightarrow$ çelik; $N=\infty \rightarrow$ zirkonya” olarak bilinmektedir. Bu nedenle, saf yapılar modellenirken de, FDM yapı modeli kullanılmıştır ve uygun varyasyon katsayısı kullanılarak buradan saf yapı elde edilmiştir. Elde edilen değerler ile literatürdeki sonuçlar kıyaslanarak, modelin doğruluğu sorgulanmıştır.

Analizlerde kullanılan FDM kabuk yapının özellikleri şu şekildedir;

Çizelge 4.3 FDM Kabuk Yapının Malzeme Özellikleri

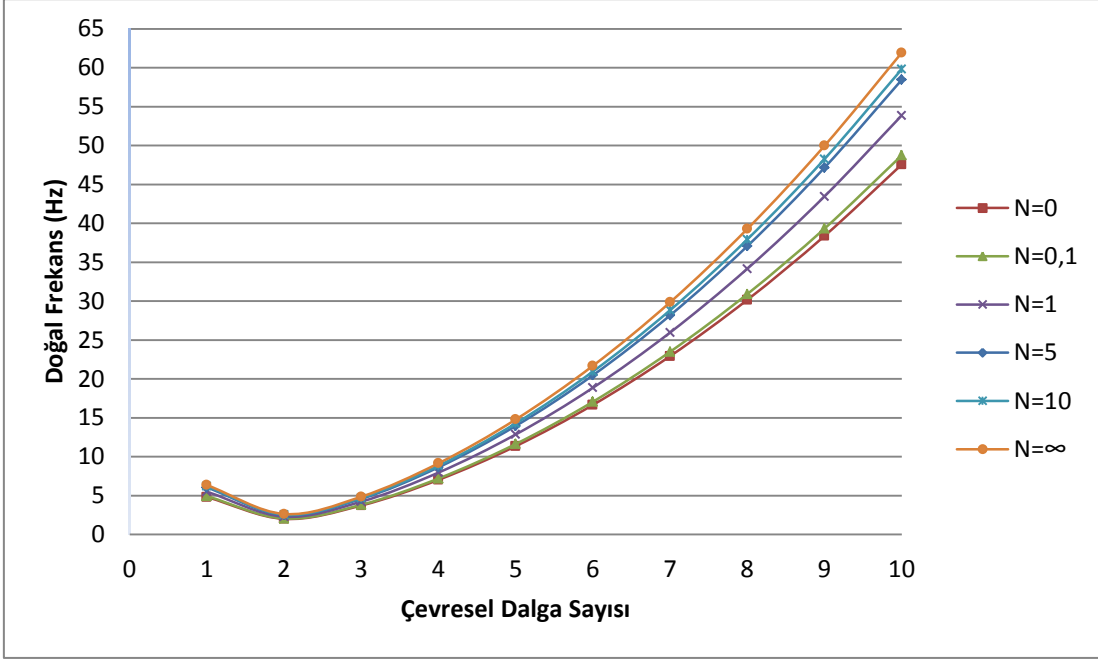
	Paslanmaz Çelik	Zirkonya
Poisson oranı (ν)	0.3262	0.288
Young modülü (E)	201.04E09 Nm ⁻²	244.27E09 Nm ⁻²
Yoğunluk (ρ)	8166 (Kgm ³)	5700 (Kgm ³)

Yapılan analizler sonucu FDM kabuk yapının, “Power-law” kuvveti $N=0, 0.1, 1, 5, 10$ ve $N=\infty$ olduğu durumlarda elde edilen doğal frekans değerleri, aşağıdaki çizelgelerde gösterilmiştir.

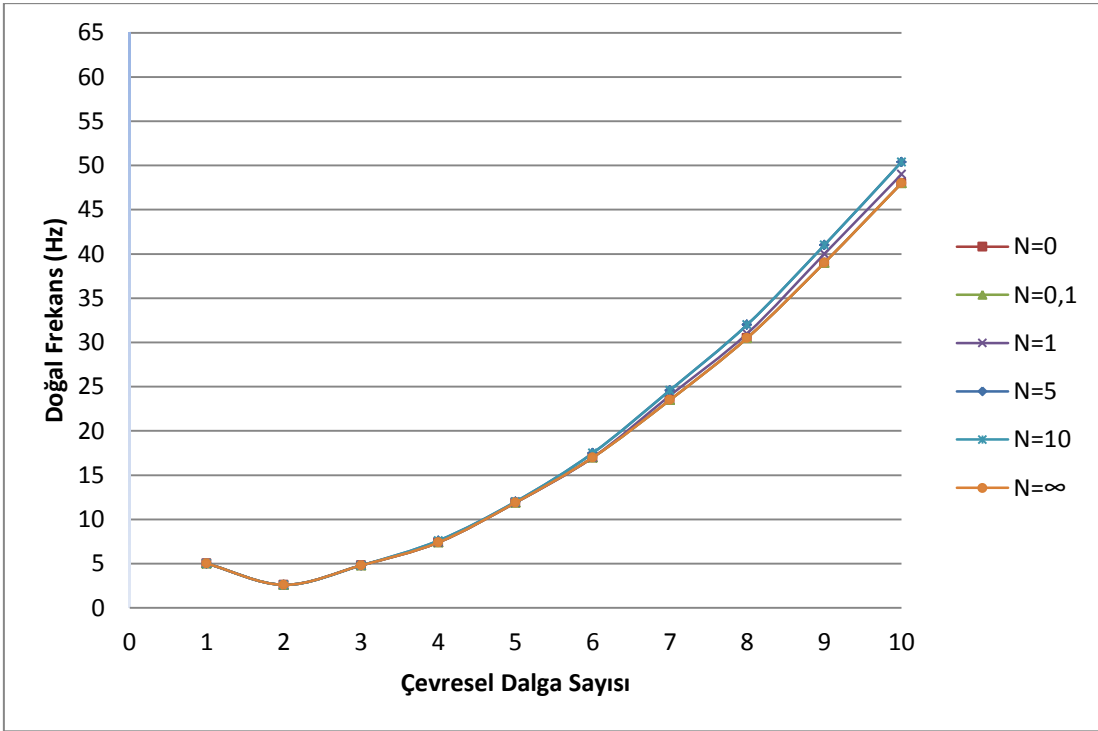
Çizelge 4.4 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapının Farklı “Power Law” Kuvvetleri İçin Doğal Frekans Değerleri

Çevresel Dalga Sayısı	Doğal Frekans Değerleri (Hz)					
	n=0	n=0.1	n=1	n=5	n=10	n=∞
1	4,8224	4,9372	5,5082	6,0546	6,1920	6,3633
2	2,0179	2,0659	2,2936	2,5088	2,5673	2,6477
3	3,7356	3,8271	4,2300	4,5925	4,7005	4,8662
4	7,0348	7,2080	7,9664	8,6441	8,8468	9,1594
5	11,358	11,638	12,863	13,957	14,284	14,788
6	16,658	17,069	18,866	20,469	20,948	21,688
7	22,928	23,493	25,966	28,173	28,833	29,851
8	30,166	30,910	34,164	37,068	37,936	39,276
9	38,3746	39,3209	43,461	47,1551	48,2596	49,9643
10	47,5568	48,7296	53,8609	58,4394	59,8082	61,9211

Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş FDM kabuk yapı için farklı “power law” kuvvetlerine göre elde edilen doğal frekans değerleri ve literatürde bulunan farklı “power law” kuvvetlerine göre değişim gösteren doğal frekans değerlerinin dağılımı aşağıda, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’de gösterilmiştir.



Şekil 4.12 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Power Law” Kuvvetlerine Göre Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri



Şekil 4.13 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Power Law” Kuvvetlerine Göre Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri

[10]

Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'teki değerleri kıyasladığımızda, literatürde bulunan veriler ile elde etmiş olduğumuz veriler, $N=0$ ve $N=0.1$ "power law" kuvvetleri için örtüşürken, $N=1$, $N=5$, $N=10$ ve $N=\infty$ değerlerinde elde edilen veriler birebir aynı çıkmamıştır. Fakat aynı paralelliğe sahiptir.

Ancak, daha öncede belirtildiği gibi, ANSYS'de kullanılan FDM kabuk yapı modelinin doğruluğunu sorgulamak üzere, FDM yapıyı oluşturan saf malzemeler için de aynı şartlarda analizler gerçekleştirilmiştir. Yukarıdaki grafiklerde hem FDM yapı modelinde uygun varyasyon katsayısı ($N=0$ ve $N=\infty$) kullanılarak elde edilen sonuçlar hem de saf malzemenin modellenmesi ile elde edilen sonuçlar gösterilmiştir. Ortaya çıkan analiz sonuçlarına göre $N=0$ ve $N=\infty$ değerlerinde elde edilen doğal frekans değerleri ile saf çelik ve zirkonyada bulunan doğal frekans değerleri tam anlamıyla örtüşmüştür. Bu da çalışmada kullanılan modelin doğruluğunu göstermektedir.

Literatürde bulunan veriler ile elde edilen veriler $N=0$ ve $N=0,1$ "power law" kuvvetleri ile örtüşürken, $N=1$, $N=5$, $N=10$ ve $N=\infty$ değerlerinde elde edilen veriler aynı paralellikte çıkmamıştır. Fakat elde edilen sonuçların doğruluğundan emin olmak için yapılan saf çelik ve saf zirkonya sonuçları da ANSYS verileri ile örtüştüğü için ve $N=0$, $N=\infty$ değerlerinde elde edilen malzeme özelliklerinin diğer "power law" kuvvetleri için bu aralıkta değişim yapacağı düşünüldüğünde yapılmış olan analizlerin doğruluğu görülmektedir.

Burada önemli olan bir diğer nokta ise, herhangi bir N değeri için elde edilen sonuçların, FDM yapıyı oluşturan iki saf malzeme için elde edilen doğal frekans değerlerinin arasında yer almasıdır. Bir başka deyişle, FDM yapının doğal frekans değerleri iki uç noktanın, $N=0$ ve $N=\infty$, frekans değerleri arasında yer almaktadır. N değerinin küçük olduğu durumlarda (örn $N=0.1$), doğal frekans değerleri paslanmaz çeliğin doğal frekans değerlerine yakinken, büyük N değerleri ($N \gg 10$) için yapının davranışı zirkonyanın titreşim karakteristiklerini göstermektedir. Bu sayede, herhangi bir FDM kabuk yapının doğal frekans değerleri, yapıyı oluşturan malzemelerin hacimsel oranını değiştirerek kolaylıkla ayarlanabilmektedir.

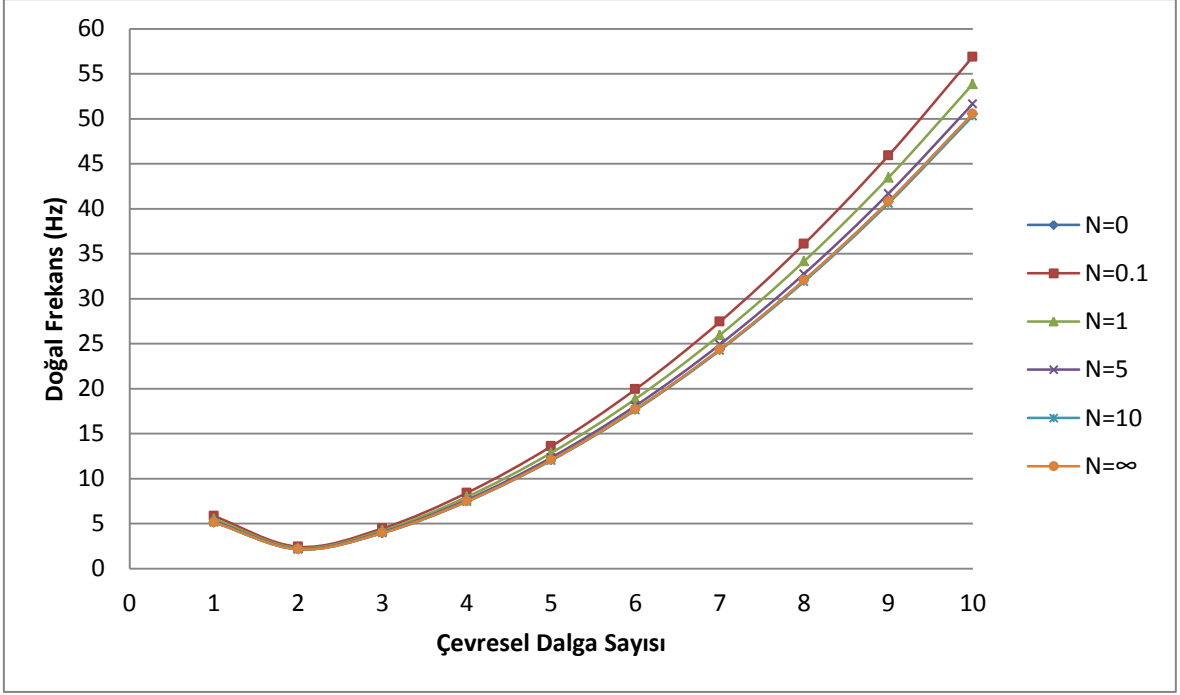
4.3 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Sigmoid FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Varyasyon Katsayılarına Göre Doğal Frekans Dağılımları

Bu bölümde bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş sigmoid FDM kabuk yapısı için farklı varyasyon katsayılarına göre doğal frekans dağılımları incelenmiştir.

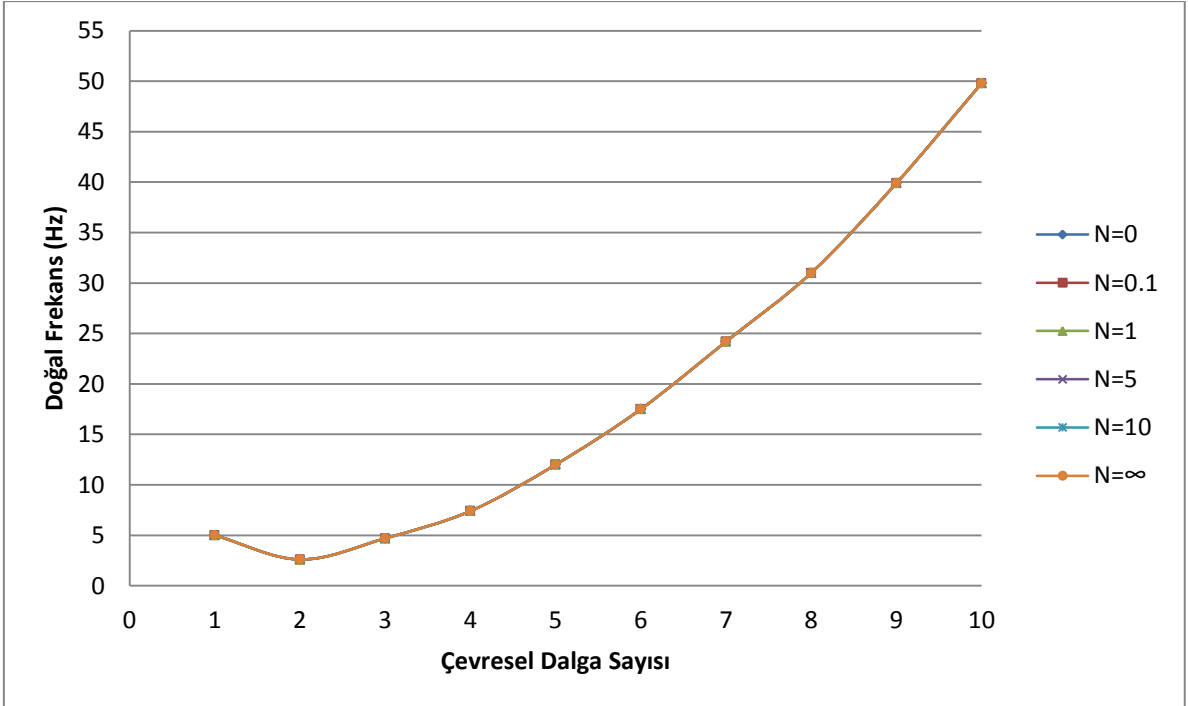
Malzeme özellikleri Çizelge 4.3 de gösterilen FDM kabuk yapısının, $N=0, 0.1, 1, 5$ ve 10 olması durumunda elde edilen doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede belirtilmiştir.

Çizelge 4.5 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Sigmoid FDM Kabuk Yapısının Farklı "Sigmoid Law" Kuvvetleri İçin Doğal Frekans Değerleri

Çevresel Dalga Sayısı	Doğal Frekans Değerleri (Hz)					
	n=0	n=0.1	n=1	n=5	n=10	n= ∞
1	5,1482	5,8312	5,5067	5,2628	5,14762	5,14762
2	2,1521	2,4263	2,29301	2,19498	2,14398	2,14773
3	3,9713	4,4684	4,2289	4,05592	3,95088	3,96858
4	7,4754	8,4141	7,96434	7,63934	7,43949	7,47422
5	12,069	13,5858	12,86	12,3352	12,0121	12,0688
6	17,7001	19,9254	18,8609	18,0913	17,6171	17,7004
7	24,3619	27,4246	25,9594	24,9001	24,2474	24,362
8	32,0535	36,0829	34,155	32,7611	31,9023	32,0531
9	40,7764	45,9024	43,4496	41,6762	40,5836	40,7755
10	50,5339	56,8868	53,8468	51,6488	50,2945	50,5324



Şekil 4.14 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Sigmoid FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Sigmoid Law” Kuvvetlerine Göre Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri



Şekil 4.15 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Sigmoid FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Sigmoid Law” Kuvvetlerine Göre Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10]

Literatürdeki veriler doğrultusunda Sigmoid FDM kabuk yapının doğal frekans değerlerinin varyasyon katsayısına çok bağlı olmadığı anlaşılmıştır. ANSYS kullanılarak yapılan analizler sonucu elde edilen doğal frekans değerleri de bu veriyi doğrulamıştır. Yukarıdaki şekillerde $N=0$, $N=5$, $N=10$ ve $N= \infty$ değerleri için elde edilen doğal frekans değerleri örtüşmektedir ve aynı zamanda literatürden elde edilen sonuçlar ile de aynı çıkmaktadır. Buradan da FDM yapı için kullanılan matematiksel modelin uygunluğu anlaşılmaktadır.

4.4 FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Dağılımları

Bu bölümde FDM kabuk yapı için farklı sınır koşulları altında doğal frekans dağılımları incelenmiştir.

“Power law” değeri $N= \infty$ alınarak analizler gerçekleştirilmiştir.

Burada dört farklı sınır koşulu altında analizler gerçekleştirilmiştir. Bunlar;

1. Bir kenarı z yönünde sabitlenmiş
2. Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş
3. Her iki kenarı z yönünde sabitlenmiş
4. Her iki kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş

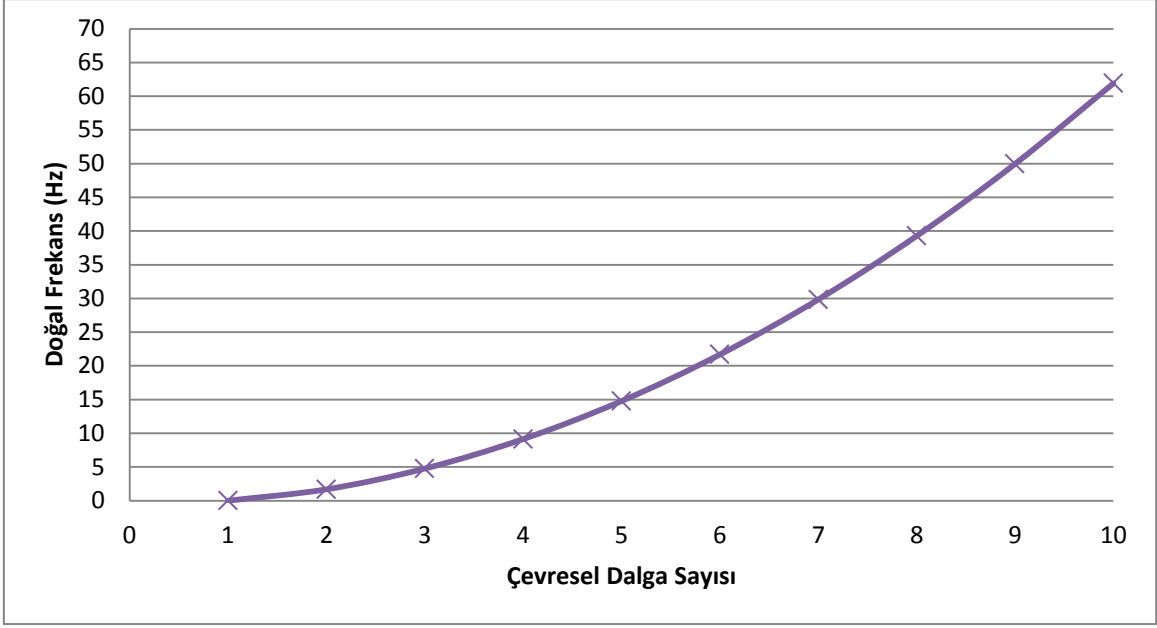
4.4.1 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Malzeme özellikleri Çizelge 4.3 de gösterilen FDM kabuk yapının bir kenarı z yönünde sabitlenerek sonlu eleman analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analizin, daha önce gerçekleştirilen analizlerden tek farkı uygulanan sınır koşuludur.

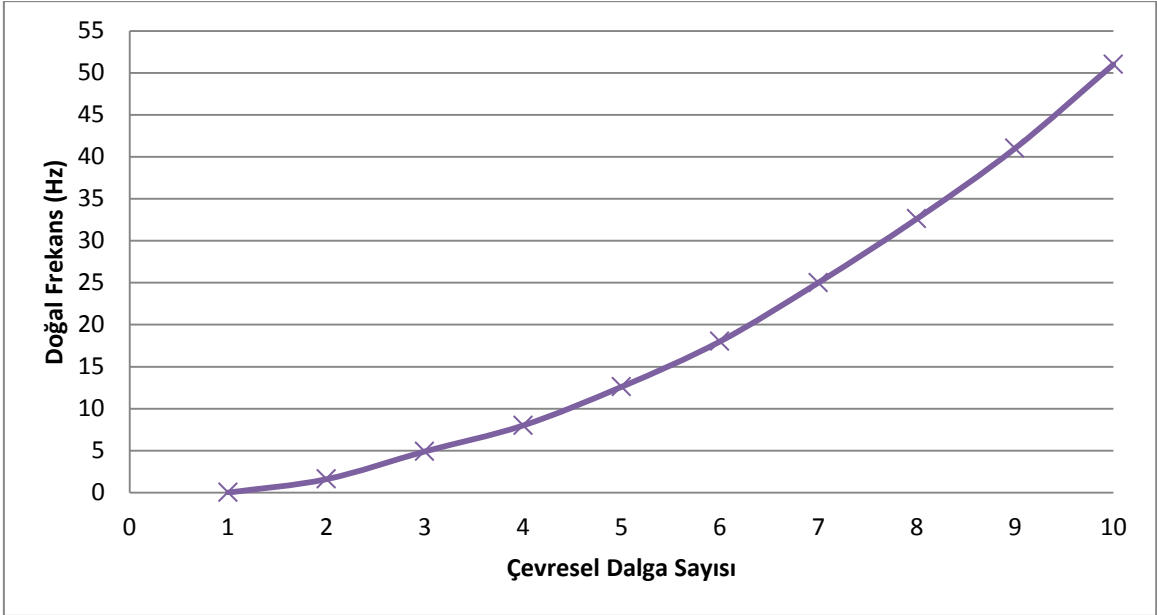
FDM kabuk yapı için bu şartlarda elde edilen doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 4.6 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin
Doğal Frekans Değerleri

Çevresel Dalga Sayısı	Doğal Frekans Değeri (Hz)
1	0,000222
2	1,68524
3	4,76659
4	9,13956
5	14,7808
6	21,6839
7	29,8468
8	39,27
9	49,955
10	61,9049



Şekil 4.16 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

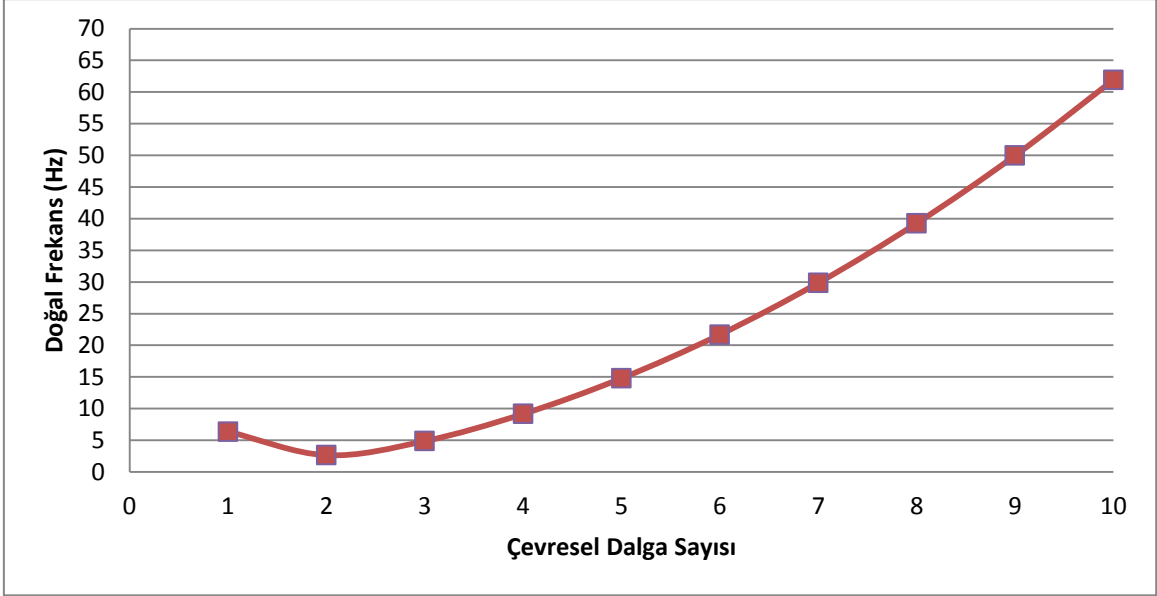


Şekil 4.17 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10]

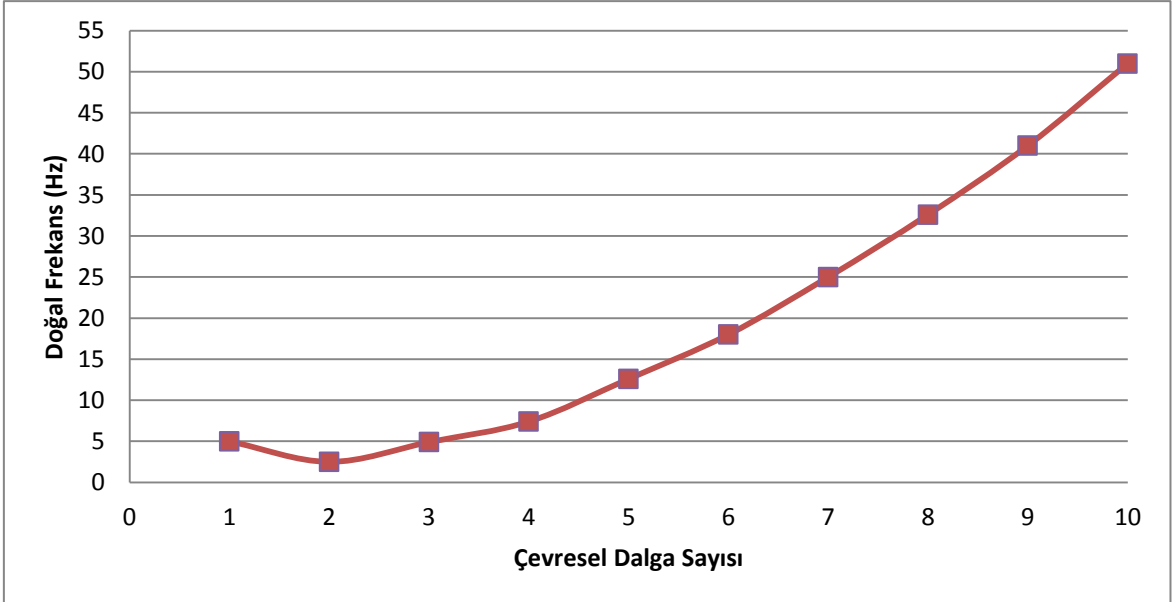
Elde edilen veriler literatürdeki verilerden farklı çıkmıştır. Fakat Bölüm 4.2’de bu durum açıklanmış ve yapılan işlemlerin doğruluğu gösterilmiştir. Diğer yandan, çıkan sonuçlar farklı olmasına rağmen elde edilen grafikler aynı eğime sahiptir ve başlangıç noktaları aynıdır.

4.4.2 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Burada da bir kenarı bütün yönlerde sabitlenen FDM kabuk yapının analiz sonuçları değerlendirilecektir. Bu analizler ve sonuçları Bölüm 4.2 de yapıldığı için grafiklere direk geçiş yapılacaktır.



Şekil 4.18 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri



Şekil 4.19 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10]

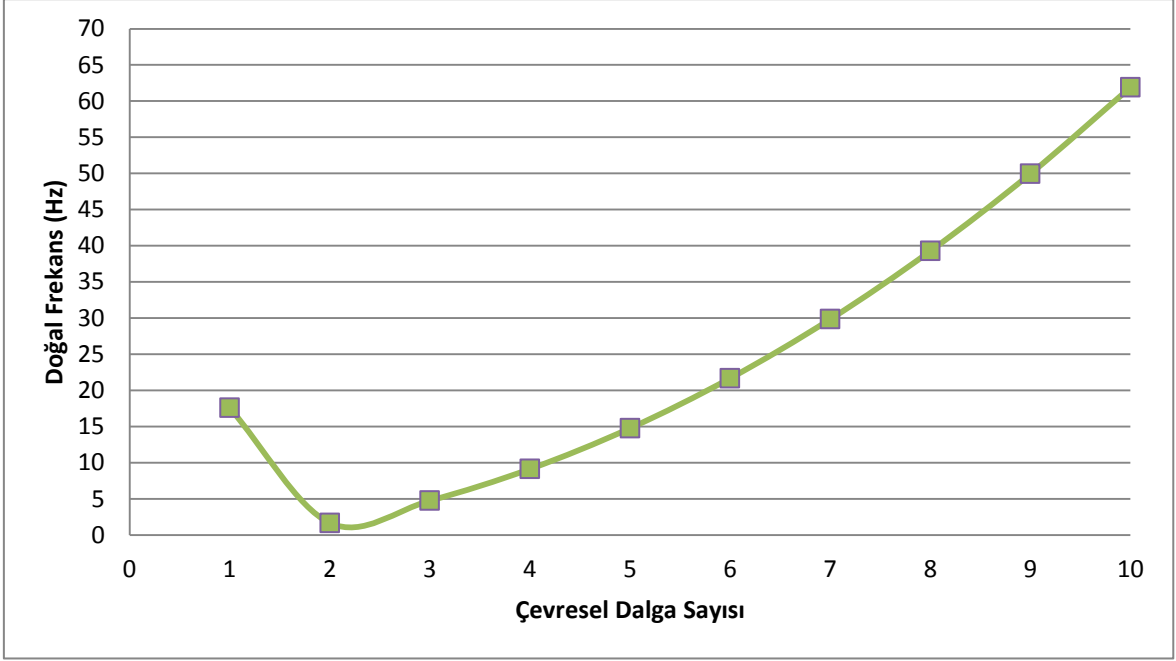
Bölüm 4.4.1’de ki gibi elde edilen veriler literatürdeki verilerden farklı çıkmıştır. Fakat Bölüm 4.2’de bu durum açıklanmış ve yapılan işlemlerin doğruluğu gösterilmiştir. Diğer yandan, çıkan sonuçlar farklı olmasına rağmen elde edilen grafikler aynı eğime sahiptir ve başlangıç noktaları aynıdır.

4.4.3 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

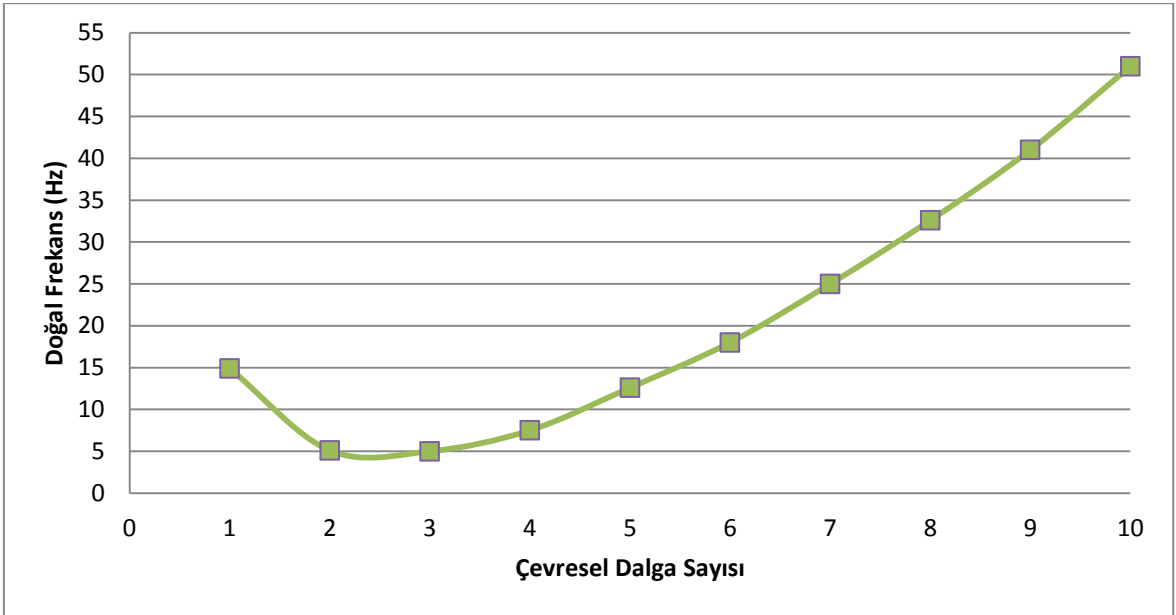
Burada ise kabuk yapının her iki kenarı z yönünde sabitlenerek yapılan analiz sonuçlarından bahsedilecektir.

Çizelge 4.7 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Çevresel Dalga Sayısı	Doğal Frekans Değeri (Hz)
1	17,5879
2	1,68524
3	4,76659
4	9,13962
5	14,7811
6	21,6846
7	29,8484
8	39,273
9	49,9603
10	61,9136



Şekil 4.20 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri



Şekil 4.21 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10]

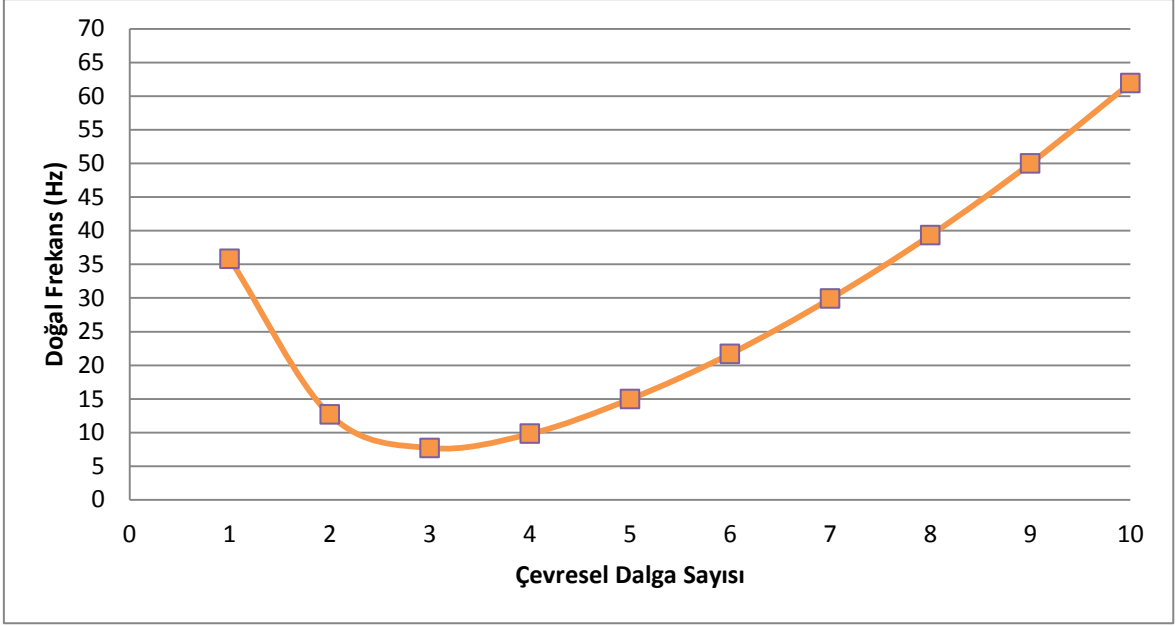
Elde edilen veriler literatürdeki verilerden farklı çıkmıştır. Fakat Bölüm 4.2’de bu durum açıklanmış ve yapılan işlemlerin doğruluğu gösterilmiştir. Diğer yandan, çıkan sonuçlar farklı olmasına rağmen elde edilen grafikler aynı eğime sahiptir.

4.4.4 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

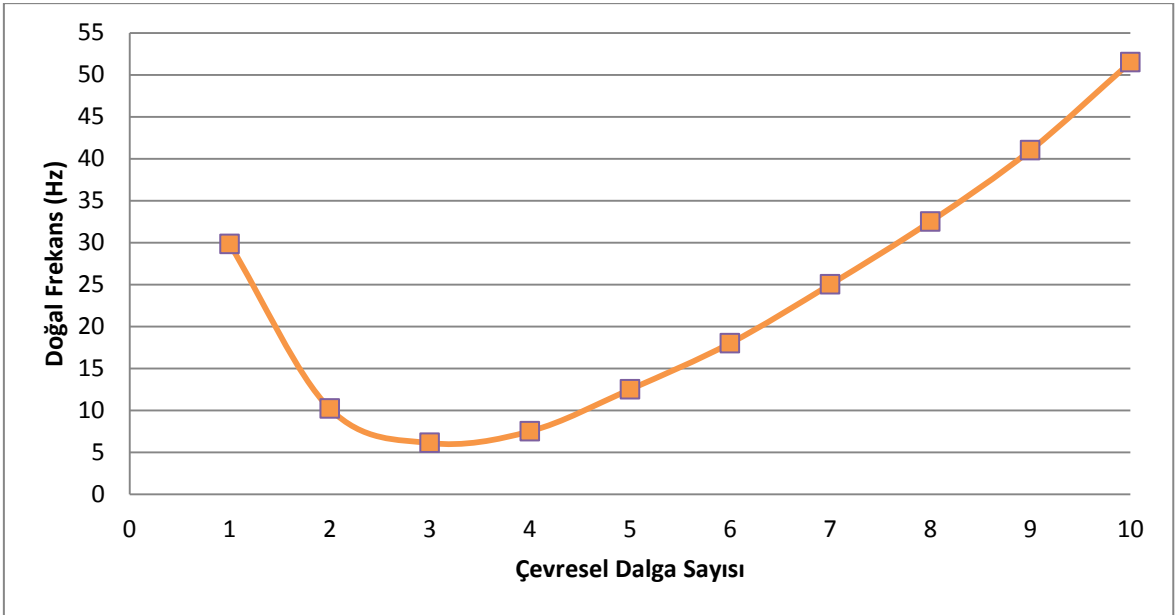
Son olarak kabuk yapının her iki kenarı bütün yönlerde sabitlenerek yapılan analiz sonuçlarından bahsedilecektir.

Çizelge 4.8 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Çevresel Dalga Sayısı	Doğal Frekans Değeri (Hz)
1	35,8229
2	12,6727
3	7,7075
4	9,80457
5	14,9743
6	21,6841
7	29,894
8	39,3075
9	49,9915
10	61,9223



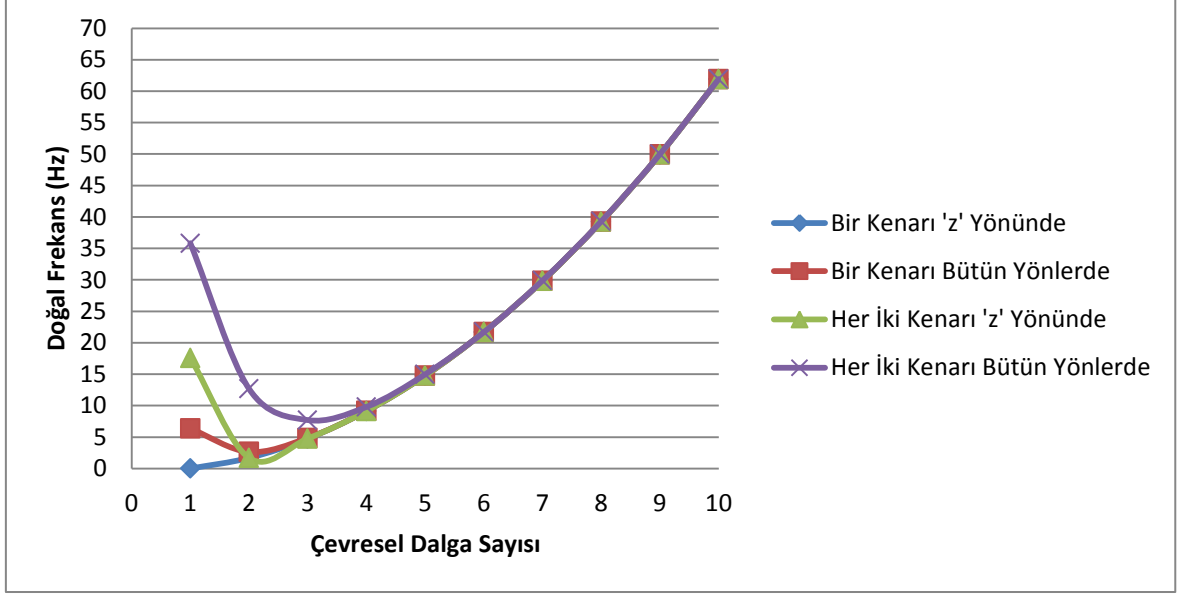
Şekil 4.22 Her İki Kenarı Bütün Yönlere Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri



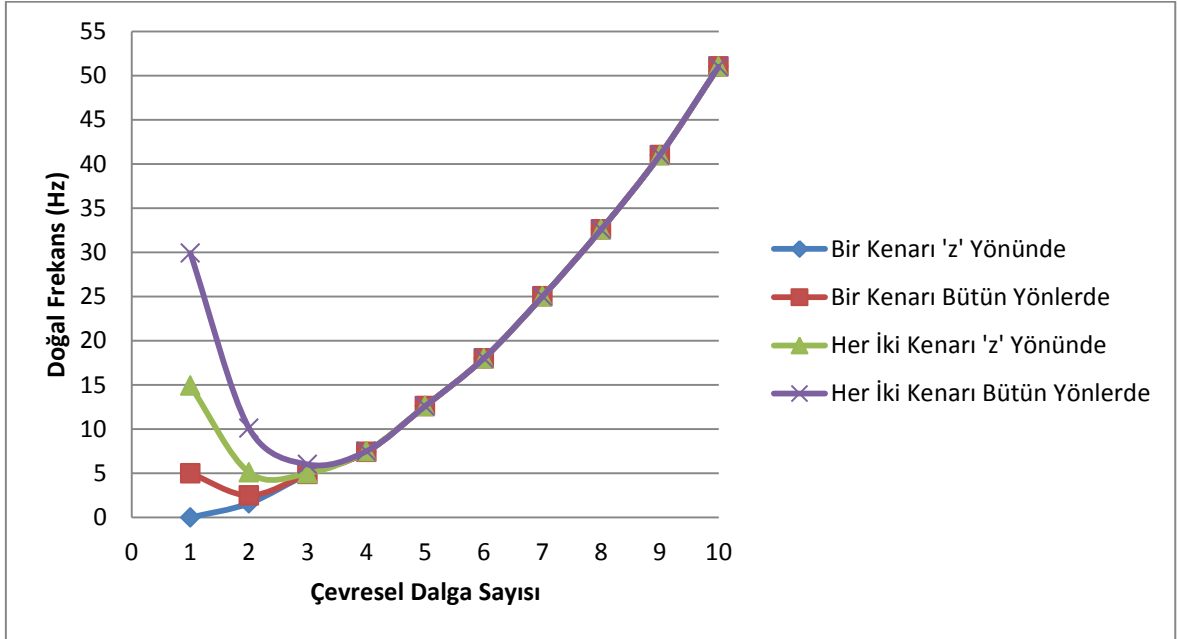
Şekil 4.23 Her İki Kenarı Bütün Yönlere Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10]

Elde edilen veriler literatürdeki verilerden farklı çıkmıştır. Fakat Bölüm 4.2’de bu durum açıklanmış ve yapılan işlemlerin doğruluğu gösterilmiştir. Diğer yandan, çıkan sonuçlar farklı olmasına rağmen elde edilen grafikler neredeyse aynı eğime sahiptir.

4.4.5 FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Dağılımlarının Değerlendirilmesi



Şekil 4.24 FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Değerleri



Şekil 4.25 FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Literatürden Elde Edilen Doğal Frekans Değerleri [10]

ANSYS’de gerçekleştirilen analizler sonucunda elde edilen veriler ile literatürden elde edilen doğal frekans verilerinin nihai değerlerinin farklı fakat aynı paralellikte oldukları gözlemlenmiştir.

Bu yapılan analizlerden sonuç olarak elde edilenler ise şöyle sıralanabilir;

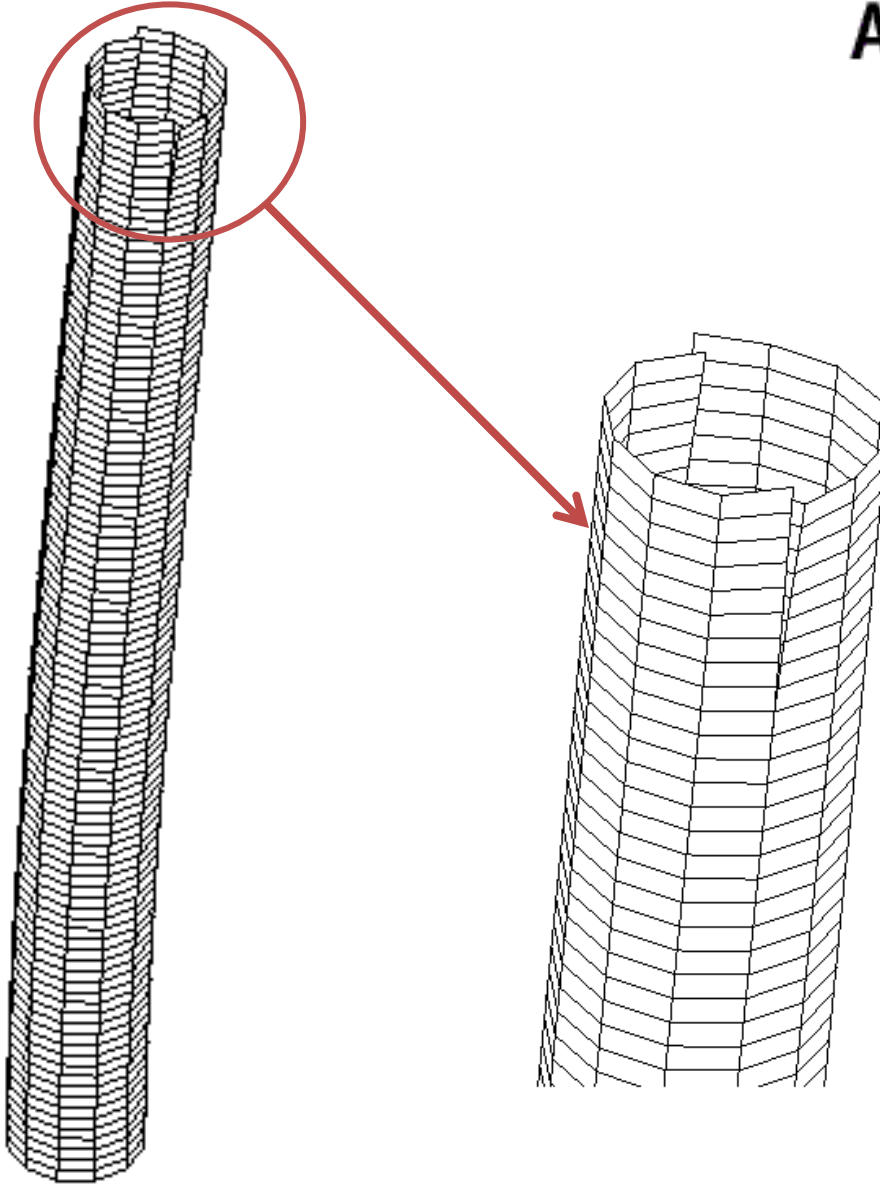
- Bütün sınır koşullarında en düşük frekans değerleri 2. ve 3. çevresel dalga sayılarında elde edilmiştir.
- Çevresel dalga sayıları 4’ü geçtikten sonra bütün sınır koşullarının doğal frekans değerlerinin yakınsadığı gözlemlenmektedir. Buradan çıkan sonuç, sadece düşük çevresel dalga sayılarında sınır koşullarının önemli olduğudur.

4.5 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş atlaklı FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Power Law” Kuvvetlerine Göre Doğal Frekans Dağılımları

Burada gösterilmek istenen; “power law” kuvveti ve çatlak boyu değişiminin doğal frekansa yansımasıdır.

Bu analizler için, malzeme özellikleri izelge 4.3 de belirtilen FDM kabuk yapıya, karşılıklı olmak üzere 2 adet çatlak oluşturulmuştur. Çatlak boylarını değiştirerek farklı “power law” kuvvetleri için analizler gerçekleştirilmiştir.

Analizler de kabuk yapının çatlak olmayan kenarı her yönde sabitlenmiştir.



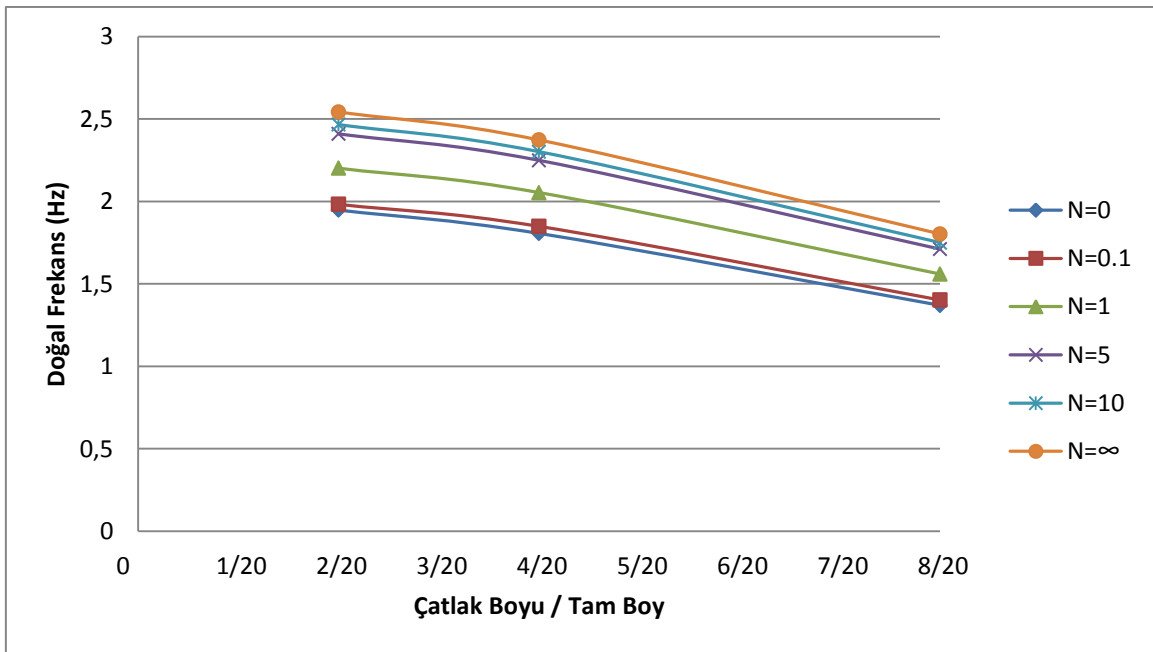
Şekil 4.26 FDM Kabuk Yapı Üzerinde Oluşturulan Çatlağın Görünümü

Şekil 4.26'da 2/20 oranında çatlaklı FDM kabuk yapı gösterilmiştir. Gösterimde ayrı durmasının nedeni analiz çıktısı olmasıdır. Burada ki gibi karşılıklı olarak aynı boyda iki adet çatlak bir kenar tarafında bulunmaktadır.

Aşağıdaki doğal frekans değerleri; sonlu elemanlar analizi yapılan çatlaklı FDM kabuk yapılar için ilk adım da elde edilen değerlerdir.

Çizelge 4.9 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Çatlaklı FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Power Law” Kuvvetleri ve Farklı Çatlak Boylarına Göre Doğal Frekans Değerleri (Hz)

	N=0	N=0.1	N=1	N=5	N=10	N=sonsuz
2/20	1,94713	1,982	2,20121	2,40939	2,46561	2,54226
4/20	1,8058	1,84859	2,05356	2,24875	2,30126	2,37244
8/20	1,3697	1,40205	1,55959	1,71065	1,75039	1,80277



Şekil 4.27 Çatlaklı FDM Kabuk Yapının Doğal Frekans Değerlerinin Çatlak Boyları ile Değişimi

Yapılan sonlu elemanlar analizine göre “power law” kuvveti arttıkça elde edilen doğal frekans değerlerinde artış gözükmektedir. Diğer yandan çatlak boyunun artması durumunda elde edilen frekans değerlerinde bir düşme gözlemlenmektedir.

4.6 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Farklı “Power Law” Kuvvetlerine Göre Doğal Frekans Dağılımları

Bu bölümde bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş ortotropik FDM kabuk yapı için farklı “power law” kuvvetlerine göre doğal frekans dağılımları incelenmiştir. Malzemenin analizinde koordinat sistemi silindirik olarak seçilmiştir. Analizlerde kullanılan FDM kabuk yapının özellikleri şu şekildedir; [17]

%100 nikel yüzey özellikleri;

$$E_x^m = E_y^m = 204 \text{ GPa} \quad \nu_{xy}^m = \nu_{xz}^m = \nu_{zx}^m = \nu_{zy}^m = 0.31 \quad (4.1)$$

$$G_{xy}^m = E_x^m / (2(1 + \nu_{xy}^m)) = 77.9 \text{ GPa} \quad \rho = 8800 \text{ kg/m}^3 \quad (4.2)$$

$$k_x^m = k_y^m = 70 \text{ W / (m. K)} \quad \alpha_x^m = \alpha_y^m = \alpha_z^m = 13.3 (10)^{-6} (\text{°C})^{-1} \quad (4.3)$$

%100 alumina yüzey özellikleri ise;

$$E_x^c = 90.43 \text{ GPa} \quad E_y^c = 116.36 \text{ GPa} \quad G_{xy}^c = 38.21 \text{ GPa} \quad (4.4)$$

$$\nu_{xy}^c = 0.22 \quad \nu_{xz}^c = 0.14 \quad \nu_{zx}^c = 0.14 \quad \nu_{zy}^c = 0.21 \quad (4.5)$$

$$k_x^c = 21.25 \text{ W / (m. K)} \quad k_y^c = 29.82 \text{ W / (m. K)} \quad \rho = 3950 \text{ kg/m}^3 \quad (4.6)$$

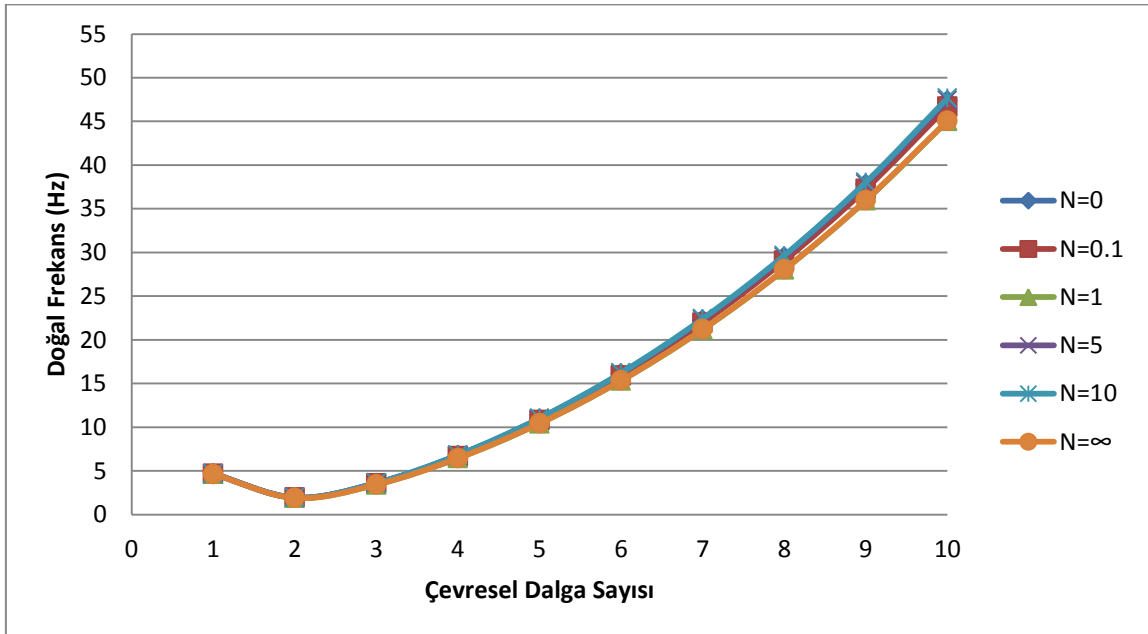
$$\alpha_x^c = 8(10)^{-6}(\text{°C})^{-1} \quad \alpha_y^c = 7.5(10)^{-6}(\text{°C})^{-1} \quad \alpha_z^c = 9(10)^{-6}(\text{°C})^{-1} \quad (4.7)$$

Yapılan analizler sonucu ortotropik FDM kabuk yapının, “Power-law” kuvveti $N=0$, 0.1 , 1 , 5 , 10 ve $N=\infty$ olduğu durumlarda elde edilen doğal frekans değerleri, aşağıdaki çizelgelerde gösterilmiştir.

Çizelge 4.10 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Orthotropik FDM Kabuk Yapının Farklı “Power Law” Kuvvetleri İçin Doğal Frekans Değerleri

Çevresel Dalga Sayısı	Doğal Frekans Değerleri (Hz)					
	n=0	n=0.1	n=1	n=5	n=10	n=∞
1	4,6791	4,67788	4,67252	4,65752	4,65047	4,63851
2	1,95258	1,93759	1,90013	1,93697	1,9421	1,90316
3	3,60263	3,54953	3,42099	3,59671	3,61607	3,43383
4	6,7873	6,68649	6,44377	6,78667	6,82184	6,45923
5	10,9735	10,8111	10,4211	10,9767	11,0324	10,4411
6	16,133	15,8945	15,3233	16,1403	16,2211	15,3492
7	22,2912	21,9619	21,175	22,3037	22,4142	21,2075
8	29,4982	29,0626	28,0243	29,5174	29,6621	28,0635
9	37,8301	37,2719	35,9442	37,858	38,0417	35,9897
10	47,3953	46,6966	45,0382	47,4342	47,6619	45,0889

Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş ortotropik FDM kabuk yapı için farklı “power law” kuvvetlerine göre elde edilen doğal frekans değerlerinin dağılımı aşağıda, Şekil 4.28’de gösterilmiştir.



Şekil 4.28 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Şekil 4.28'deki değerleri Şekil 4-18 ve Şekil 4-19'daki değerler ile kıyasladığımızda, literatürde bulunan veriler ile elde etmiş olduğumuz veriler yakın çıkarken, FDM kabuk yapı için elde edilen verilerle ise aynı paralellikte fakat farklı çıkmıştır.

4.7 Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Dağılımları

Bu bölümde ortotropik FDM kabuk yapı için farklı sınır koşulları altında doğal frekans dağılımları incelenmiştir.

“Power law” değeri $N = \infty$ alınarak analizler gerçekleştirilmiştir.

Burada dört farklı sınır koşulu altında analizler gerçekleştirilmiştir. Bunlar;

1. Bir kenarı z yönünde sabitlenmiş
2. Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş
3. Her iki kenarı z yönünde sabitlenmiş
4. Her iki kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş

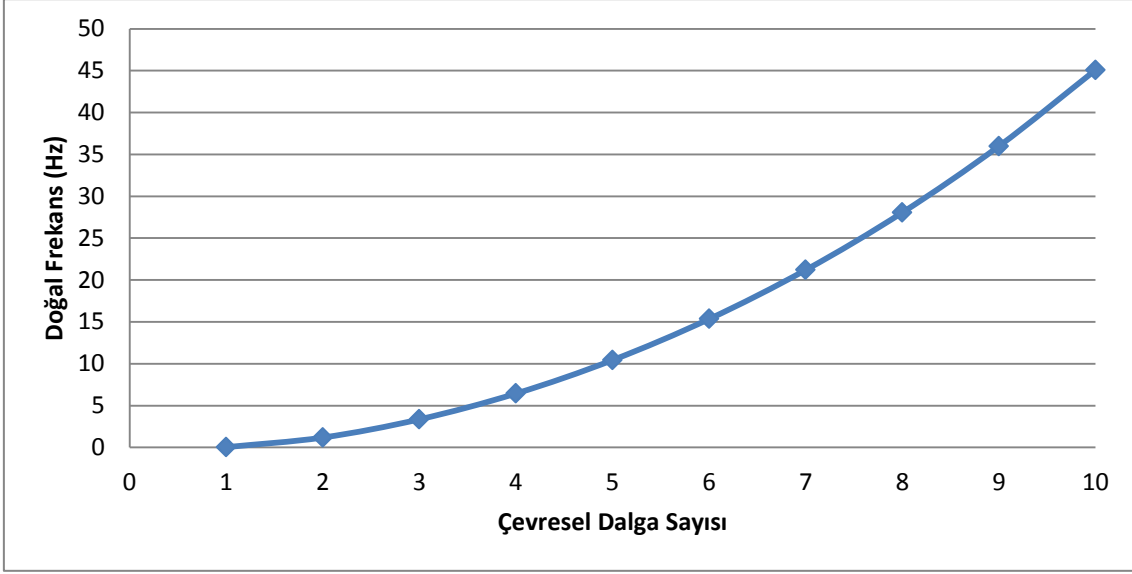
4.7.1 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Malzeme özellikleri Bölüm 4.6'da gösterilen ortotropik FDM kabuk yapının bir kenarı z yönünde sabitlenerek sonlu eleman analizi gerçekleştirilmiştir.

FDM kabuk yapı için bu şartlarda elde edilen doğal frekans değerleri aşağıdaki çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 4.11 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Çevresel Dalga Sayısı	Doğal Frekans Değeri (Hz)
1	0,039164
2	1,18699
3	3,35811
4	6,44315
5	10,4344
6	15,3449
7	21,204
8	28,0604
9	35,9868
10	45,0861

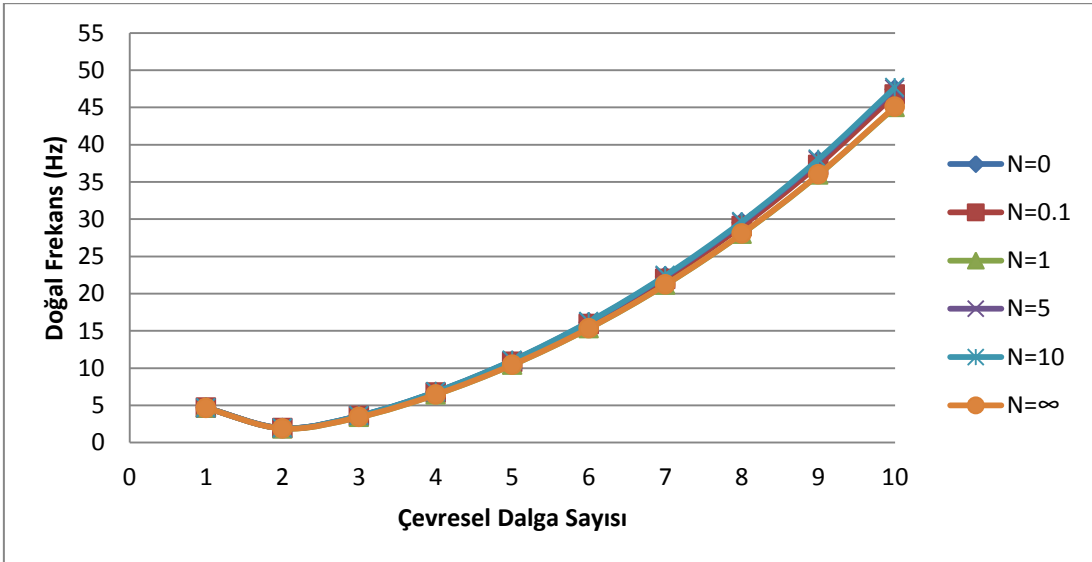


Şekil 4.29 Bir Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Ortotropik FDM kabuk yapı için elde edilen doğal frekans değerlerini Şekil 4.16 ve Şekil 4.17 ile kıyasladığımızda aynı paralellikte fakat farklı sonuçlar çıkmıştır.

4.7.2 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Burada da bir kenarı bütün yönlerde sabitlenen ortotropik FDM kabuk yapının analiz sonuçları değerlendirilecektir. Bu analizler ve sonuçları Bölüm 4.6'da yapıldığı için grafiklere direk geçiş yapılacaktır.



Şekil 4.30 Bir Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

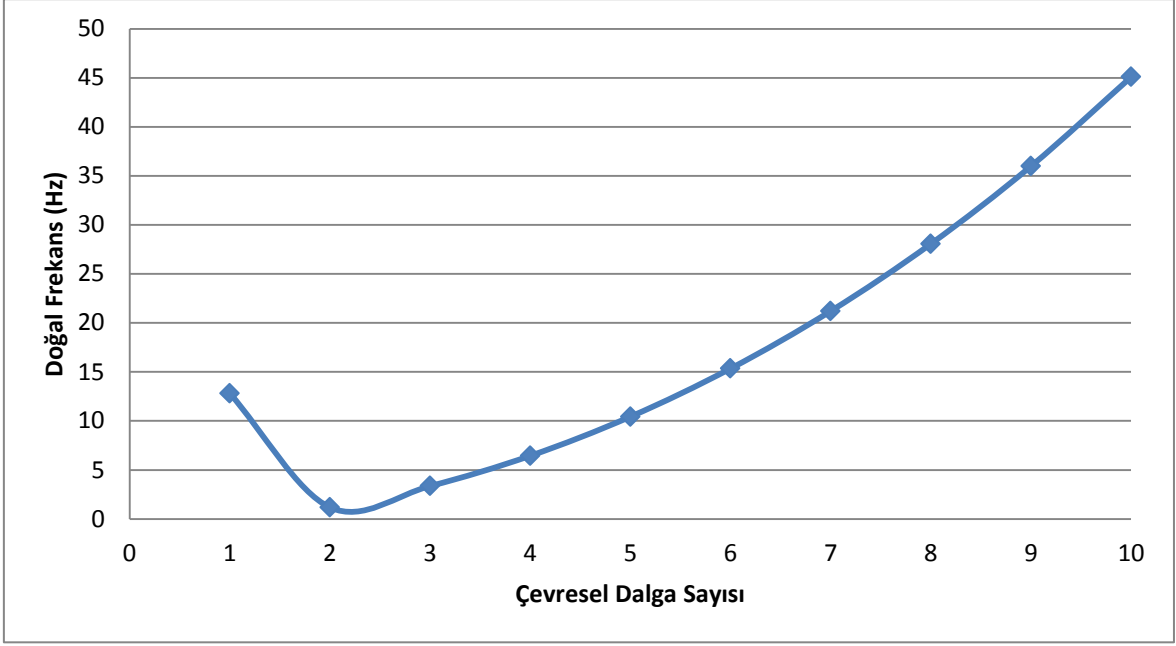
Şekil 4.30'daki değerleri Şekil 4-18 ve Şekil 4-19'daki değerler ile kıyasladığımızda, literatürde bulunan veriler ile elde etmiş olduğumuz veriler yakın çıkarken, FDM kabuk yapı için elde edilen verilerle ise aynı paralellikte fakat farklı çıkmıştır.

4.7.3 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Burada ise ortotropik kabuk yapının her iki kenarı z yönünde sabitlenerek yapılan analiz sonuçlarından bahsedilecektir.

Çizelge 4.12 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Çevresel Dalga Sayısı	Doğal Frekans Değeri (Hz)
1	12,8153
2	1,18699
3	3,35811
4	6,44315
5	10,4344
6	15,3449
7	21,2041
8	28,0605
9	35,9869
10	45,0863



Şekil 4.31 Her İki Kenarı z Yönünde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

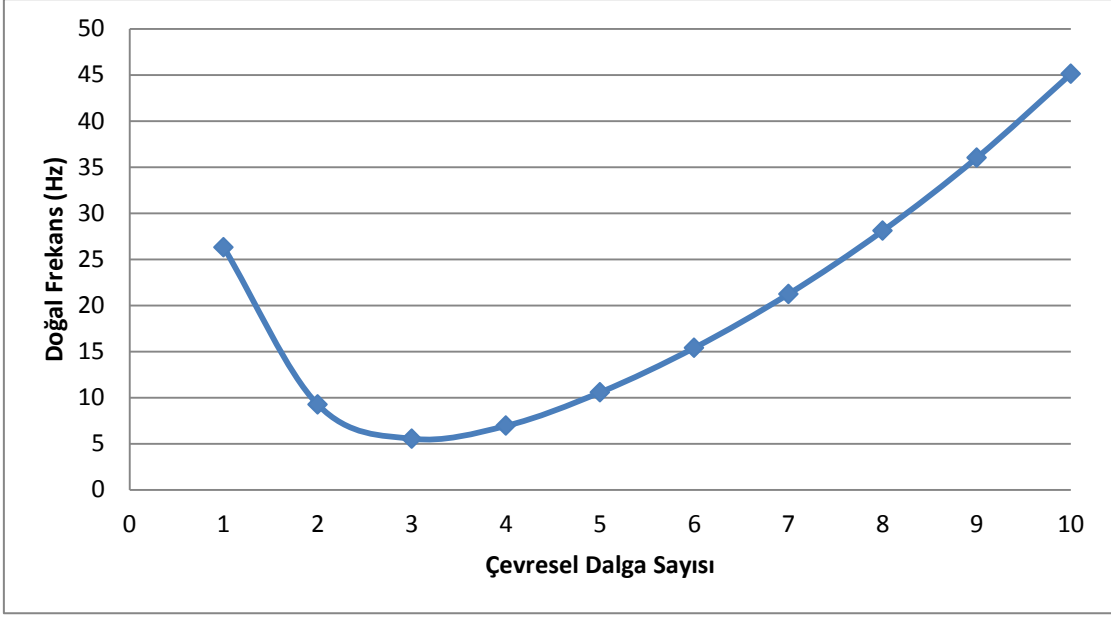
Elde edilen veriler ile Şekil 4.20 ve Şekil 4.21 karşılaştırıldığında aynı paralellikte fakat farklı sonuçlar çıkmıştır.

4.7.4 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Son olarak ortotropik FDM kabuk yapının her iki kenarı bütün yönlerde sabitlenerek yapılan analiz sonuçlarından bahsedilecektir.

Çizelge 4.13 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

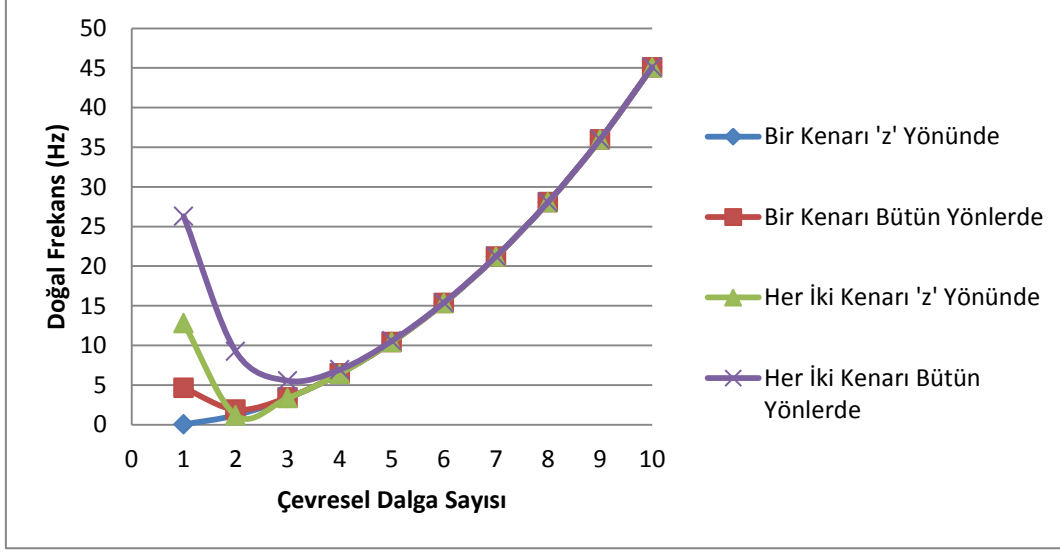
Çevresel Dalga Sayısı	Doğal Frekans Değeri (Hz)
1	26,2903
2	9,23882
3	5,5457
4	6,94177
5	10,5779
6	15,4019
7	21,2348
8	28,0817
9	36,0043
10	45,102



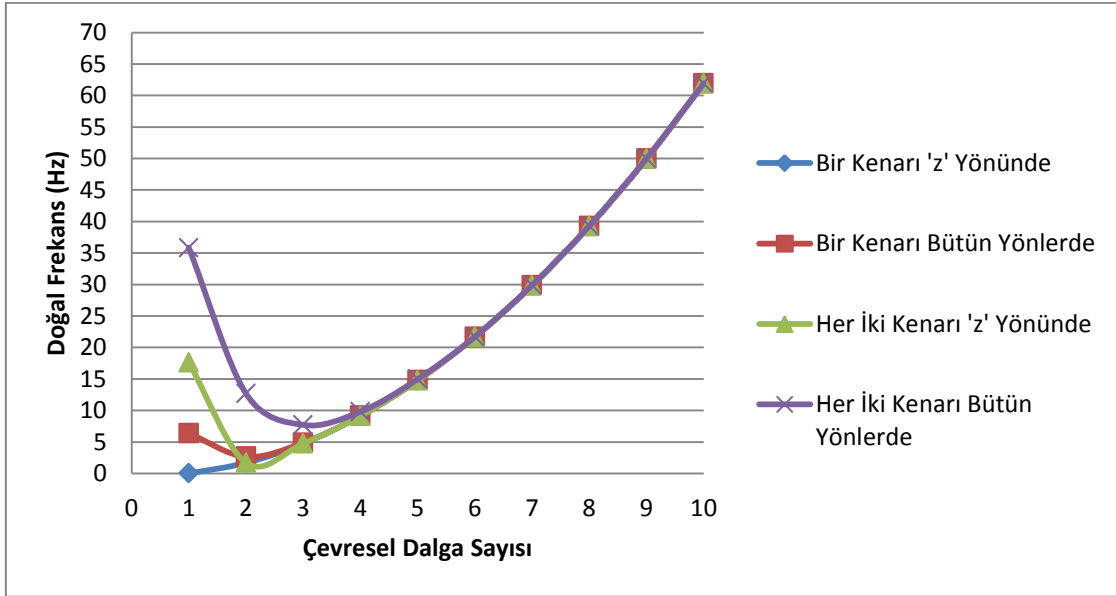
Şekil 4.32 Her İki Kenarı Bütün Yönlerde Sabitlenmiş Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Doğal Frekans Değerleri

Ortotropik FDM kabuk yapı için yapılan analizlerde elde edilen doğal frekans değerleri Şekil 4.22 ve Şekil 4.23 deki değerler ile aynı paralellikte fakat farklı çıkmıştır.

4.7.5 Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Dağılımlarının Değerlendirilmesi



Şekil 4.33 Ortotropik FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Değerleri



Şekil 4.34 FDM Kabuk Yapı İçin Farklı Sınır Koşulları Altında Doğal Frekans Değerleri

Ortotropik FDM kabuk yapısı için gerçekleştirilen analizler ile FDM malzemeler için gerçekleştirilen analiz sonuçları Şekil 4.33 ve Şekil 4.34 de gösterildiği gibi aynı paralellikte çıkmıştır. Fakat aynı sonuçlar çıkmamıştır. Alumina malzemesinin ortotropik özellik göstermesinden dolayı ortotropik sonuçlar daha doğru sonuçlardır.

5. SONUÇLARIN YORUMLANMASI VE ÖNERİLER

Tez kapsamında paslanmaz çelik ve zirkonya'dan oluşan FDM kabuk yapının dinamik davranışı, sonlu elemanlar yöntemi vasıtası ile çözülmüştür. Farklı sınır koşulları ve değişen FDM varyasyon katsayısı (yapının fonksiyonel özellikleri) için modal analiz tekrarlanmış, elde edilen sonuçlar teorik bilgiler doğrultusunda yorumlanmıştır. Kullanılan matematiksel model ile yapılan analizlerin doğruluğunu teyit etmek için malzemelerin izotropik formları da aynı şartlar altında analize tabi tutulmuştur. Elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca saf malzemeler için elde edilen bu doğal frekans değerleri, FDM yapının doğal frekans değerlerinin daha iyi yorumlanmasına yardımcı olmuştur. Çalışma süresince iki farklı varyasyon katsayı modeli ile ("Power Law" ve "Sigmoid Law") analizler gerçekleştirilmiş, bu modeller arasındaki fark incelenmiştir. İkinci aşama da analiz edilen FDM yapıya çatlak eklenilip, çatlak yapının davranışı üzerindeki etkisi incelenmiştir.

İzotropik malzeme özellikleri taşıyan kabuk yapı için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçlar, literatürden elde edilen analitik sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Çevresel dalga sayısı 5 olduğu durumda en düşük doğal frekans elde edilmiştir. Buradan itibaren elde edilen doğal frekans değerleri lineere yakın bir artış göstermiştir.

Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş FDM kabuk yapı için farklı "power law" kuvvetlerine göre doğal frekans değerleri sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilmiştir ve literatürden elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca sonuçların kesinliğini sağlama amacı ile saf çelik ve saf seramik için de sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Çünkü " $N=0 \rightarrow$ çelik; $N=\infty \rightarrow$ seramik" olarak bilinmektedir. Literatürde elde edilen sonuçların da doğruluğunu bu sayede kontrol edilmiştir. Çevresel dalga sayısı 2 iken en düşük doğal frekans değeri elde edilmiştir. Buradan itibaren elde edilen doğal frekans değerleri lineere yakın bir artış göstermektedir.

Bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş FDM kabuk yapı için farklı “sigmoid power law” kuvvetlerine göre doğal frekans değerleri sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilmiştir ve literatürden elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır. Çevresel dalga sayısı 2 iken en düşük doğal frekans değeri elde edilmiştir. Buradan itibaren elde edilen doğal frekans değerleri lineere yakın bir artış göstermektedir.

FDM kabuk yapı için farklı sınır koşulları altında doğal frekans değerleri sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilmiştir ve literatürden elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda kullanılan sınır şartları; bir kenarı z yönünde sabitlenmiş, bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş, her iki kenarı z yönünde sabitlenmiş ve her iki kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş olarak dört farklı çeşittir. Bir kenarı z yönünde sabitlenmiş FDM kabuk yapılar için doğal frekans değerleri; çevresel dalga sayısı “1” iken elde edilen doğal frekans değeri “0” a yakın bir değerdir. Çevresel dalga sayısı arttıkça doğal frekans değerleri neredeyse lineer olarak artmaktadır. Bir kenarı bütün yönünde sabitlenmiş FDM kabuk yapılar için doğal frekans değerleri ise; çevresel dalga sayısı “2” iken en düşük doğal frekans değeri elde edilirken buradan itibaren lineere yakın artış gözlemlenmiştir. Her iki kenarı z yönünde sabitlenmiş FDM kabuk yapılar için doğal frekans değerleri ise; çevresel dalga sayısı “2” iken en düşük doğal frekans değeri elde edilirken buradan itibaren lineere yakın artış gözlemlenmiştir. Burada çevresel dalga sayısı “1”den “2” ye geçişte ciddi bir düşüş yaşanmaktadır. Her iki kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş FDM kabuk yapı içinde aynı yorumlar yapılabilir. Farklı sınır koşulları için elde edilecek nihai sonuçlar; bütün sınır koşullarında en düşük frekans değerleri 2. ve 3. çevresel dalga sayılarında elde edilmiştir ve çevresel dalga sayıları 4’ü geçtikten sonra bütün sınır koşullarının doğal frekans değerlerinin yakınsadığı gözlemlenmektedir. Buradan çıkan sonuç, sadece düşük çevresel dalga sayılarında sınır koşullarının önemli olduğudur.

Ayrıca bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş çatlaklı FDM kabuk yapı için farklı “power law” kuvvetlerine göre doğal frekans dağılımları incelenmiştir. Sonlu elemanlar analizine göre “power law” kuvveti arttıkça elde edilen doğal frekans değerlerinde artış gözükmemektedir. Diğer yandan çatlak boyunun artması durumunda elde edilen frekans değerlerinde bir düşme gözlemlenmektedir.

Son olarak, ortotropik FDM kabuk yapı için farklı sınır koşulları altında doğal frekans değerleri sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilmiştir ve elde edilen diğer veriler ile karşılaştırılmıştır. Alumina malzemesinin ortotropik özellik göstermesinden dolayı ortotropik için yapılan analizler sonucu elde edilen doğal frekans değerleri daha doğru kabul edilmiştir. Bu kapsamda kullanılan sınır şartları aynı şekilde; bir kenarı z yönünde sabitlenmiş, bir kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş, her iki kenarı z yönünde sabitlenmiş ve her iki kenarı bütün yönlerde sabitlenmiş olarak dört farklı çeşittir. Aynı şekilde çevresel dalga sayıları 4’ü geçtikten sonra bütün sınır koşullarının doğal frekans değerlerinin yakınsadığı gözlemlenmektedir. Buradan daha önceki gibi çıkardığımız sonuç, sadece düşük çevresel dalga sayılarında sınır koşullarının önemli olduğudur.

KAYNAKLAR

- [1] S. Suresh ve A. Mortensen, Fundamentals of Functionally Graded Materials, Cambridge: IOM Communications LTD, 1998.
- [2] M. Yamanouchi, M. Koizumi, T. Hirai ve I. Shiota, Proceedings of the First International Symposium on Functionally Gradient Materials, Japan, 1990.
- [3] K. M., Functionally Gradient Materials the Concept of FGM, *Ceramic Transactions*, no. 34, pp. 3-10, 1993.
- [4] J. Zhu, Z. Yin ve Z. Lai, Fabrication and Microstructure of ZrO₂-Ni Functional Gradient Material by Powder Metallurgy, *Journal of Materials Science*, no. 31, pp. 5829-34, 1996.
- [5] B. Rabin ve R. Heaps, Powder Processing of Ni-Al₂O₃ FGM, *Ceramic Transactions, Functionally Gradient Materials*, no. 34, pp. 173-80, 1993.
- [6] Y. Fukui, Fundemantal investigation of functionally gradient material manufacturing system using centrifugal force, *International Journal of Japan Society of Mechanical Engineers*, cilt Series III, no. 34, pp. 144-8, 1991.
- [7] R. Williamson, B. Rabin ve G. Byerly, FEM study of the effects of interlayers and creep in reducing residual stresses and strains in ceramic-metal joints, *Composites Engineering*, no. 5, pp. 851-63, 1995.
- [8] M. JS, Layered Ceramics, *Advanced Materials* , no. 7, pp. 185-9, 1995.
- [9] S. Pradhan, C. Loy, K. Lam ve J. Reddy, Vibration characteristics of functionally graded cylindrical shells under various boundary conditions, *Applied Acoustics*, no. 61, pp. 111-129, 2000.
- [10] R. Ansari ve M. Darvizeh, Prediction of dynamic behaviour of FGM shells under arbitrary boundary conditions, *Composite Structures*, no. 85, pp. 284-292, 2008.
- [11] W. L. a. Z.Zhong, Acta Mechanica Solida Sinica, *Three-Dimensional Thermoelastic Analysis of Functionally Grade Plate*, 2011, pp. vol.24 241-249.
- [12] M. Topçu ve S. Taşgetiren, Mühendisler için Sonlu Elemanlar Methodu, Denizli: PAÜ Mühendislik Fakültesi Matbaası, 1998.

- [13] M. N. Balcı, *Isı Üretimi olan Sürtünmeli Temasların Sıcaklık Bağımlı Özellikler Kullanılarak Analizi*, Ankara: Hacettepe Üniversitesi, 2012.
- [14] ANSYS, *ANSYS Basic Analysis Procedures Guide, Release 15.0*, Canonsburg: ANSYS Inc., 2013.
- [15] H. Düzenli, *Fonksiyonel Derecelendirilmiş Plakalar Üzerindeki Çatlak Üzerine Uygulanan Titreşimin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile İncelenmesi*, Ankara: Hacettepe Üniversitesi, 2012.
- [16] S. CB, Calculation of Natural Frequencies of Fixed-Free Circular Cylindrical Shells, *J Sounds Vib*, cilt 1, no. 35, pp. 55-76, 1974.
- [17] Serkan Dag, Bora Yildirim, Serra Topal, Computational Methods For Inclined Cracks In Orthotropic Functionally Graded Materials Under Thermal Stresses, *Journal of Thermal Stresses*, 36:10, 1001-1026.
- [18] J. Barber, *Thermoelasticity and Contact, General Lecture, Third International Congress on Thermal Stresses*, Cracow: Cracow University of Technology, 1999, pp. 513-525.
- [19] C.-K. a. G. B. Chao, Rigid Stamp Indentation for a Thermoelastic Half-Plane, *International Journal of Solids and Structures*, Taiwan, Elsevier, 2000, pp. 4635-4654.
- [20] H. a. P. G. Choi, *Interfacial Cracking in a Graded Coating/Substrate System Loaded by a Frictional Sliding Flat Punch*, Urbana: Proc. R. Soc. A., 2009.
- [21] R. a. Y. A. Kulchytsky-Zhyhailo, Approximate Method for Analysis of the Contact Temperature and Pressure due to Frictional Load in an Elastic Layered Medium, *Int. J. Solids Structures Vol. 35, Nos. 3-4*, Urbana, 1998, pp. 319-329.
- [22] K. Johnson, *Contact Mechanics*, Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- [23] N. F., Learning About Design Concepts From Natural Functionally Graded Materials, *Jones W et al*, Canada, American Society of Mechanical, 1997, pp. 8-11.
- [24] N. E. Sewall JL, *An Experimental and Analytical Vibration Study of Thin Cylindrical Shells With and Without Longitudinal Stiffeners*, Canada: NASA TN D-4705, 1968.

- [25] G. S. L. M. K. C. Patel BP, *Free Vibration Analysis of Functionally Graded Elliptical Cylindrical Shells Using Higher Order Theory*, Virginia: Compos Struct, 2005.
- [26] B. B.-D. M. L. A. Wartremetz, 2D Thermomechanical Contact Simulations in a Functionally Graded Material, *Multigrid-Based Approach*,, Villeurbanne CEDEX, Tribology International 40,, 2007, pp. 754-762.
- [27] J. a. C. M. Dundurs, Green's Functions for Planar Thermoelastic Contact Problems – Exterior Contact, *Mechanics Research Communications Vol. 6 (5)*, Michigan, Pergamon Press Ltd, 1979, pp. 309-316.
- [28] S. Mohammadi, *Discontinuum Mechanics Using Finite and Discrete Elements*, Tehran: WIT Press, 2003.
- [29] L. AW, *Vibration of Shells*, Ohio: NASA SP-288 US Govt Printing Office, 1973.

ÖZGEÇMİŞ

Kimlik Bilgileri

Adı Soyadı : SERHAT SUERİ
Doğum Yeri : ANKARA
Medeni Hali : Bekar
E-posta : serhatsueri@gmail.com
Adresi : Şeker Fabrikası Loj. 84/4 Etimesgut - ANKARA

Eğitim

Lise : Cumhuriyet Süper Lisesi
Lisans : Başkent Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans : Hacettepe Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

Yabancı Dil ve Düzeyi

İngilizce : İyi

İş Deneyimi

FNSS Savunma Sistemleri A.Ş. - Ürün Destek Mühendisi (09.2012 - halen)
Hema Dişli Sanayi ve Ticaret A.Ş. - Tasarım Mühendisi (1 yıl)

Deneyim Alanları

Otomotiv, Mekanik Tasarım, Üretim

Tezden Üretilmiş Projeler ve Bütçesi

-

Tezden Üretilmiş Yayınlar

-

Tezden Üretilmiş Tebliğ ve/veya Poster Sunumu ile Katıldığı Toplantılar

-